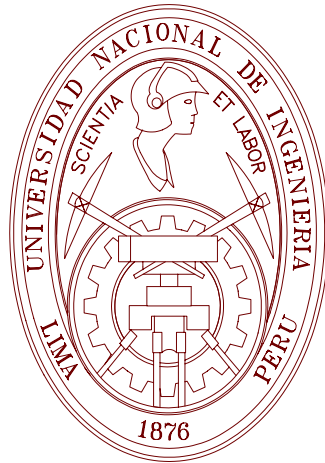


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“ANÁLISIS DE LA ESTABILIDAD DE PESQUEROS EN
OLAS REGULARES DE PROA”**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO NAVAL**

CLAUDIO ALEXIS RODRÍGUEZ CASTILLO

PROMOCIÓN 1999-II

LIMA-PERÚ

2008

Dedicatoria

A mis padres, por su amor, esfuerzo y confianza,

A mi tía Antonieta, por su constante apoyo,

A mis tesoros, Mariela y Ariana, fuentes de

inspiración de todos mis trabajos.

AGRADECIMIENTOS

A mi Alma Mater, la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), que me dio la oportunidad de tornarme ingeniero de una de las mejores universidades del país.

A todos los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI, por sus enseñanzas, conocimientos y desafíos impuestos para nuestra formación. En especial al Ing. Víctor Acosta, al Ing. Víctor Obregón, al Ing. Oscar Bernabé, al Ing. Nicolás Cortéz, al Dr. Luis Lastra, y al Ing. Antonio Arévalo.

A todos los funcionarios de la facultad y de la Universidad: personal administrativo, asistentes sociales, funcionarios de las bibliotecas, del centro médico, etc. En especial, al Sr. Emilio Torres, a la Sra. Magna, a la Sra. Nancy, siempre dispuestos a colaborar con los alumnos.

Al Dr. Marcelo Neves, por sus enseñanzas y ejemplo así como por la oportunidad de ser uno de sus orientados y trabajar junto con él en una de las mejores universidades del Brasil, la Universidad Federal de Río de Janeiro.

Al Consejo Nacional de Investigación (CNPq) de Brasil, a la Coordinación de Perfeccionamiento de Personal de Nivel Superior (CAPES) de Brasil, por las becas de estudio que contribuyeron también con mi formación de ingeniero naval.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PROLOGO	1
1 INTRODUCCIÓN	5
1.1 DESARROLLO HISTÓRICO DE LA ESTABILIDAD DEL BUQUE.....	5
1.2 PRINCIPALES ESCENARIOS DE ZOZOBRA DEL BUQUE	11
1.2.1 Mecanismos de zozobra en mar de través.....	14
1.2.2 Mecanismos de zozobra en mar de popa y de aleta	14
1.2.3 Mecanismos de zozobra en mar de proa.....	18
1.3 OBJETIVOS DE LA TESIS.....	20
1.4 MÉTODO DE TRABAJO - ALCANCES Y LIMITACIONES	20
2 EL FENÓMENO DE RESONANCIA PARAMÉTRICA	22
2.1 GENERALIDADES	22
2.2 ESTABILIDAD EN OLAS LONGITUDINALES	23
2.3 BALANCE PARAMÉTRICO	26
2.4 LA DINÁMICA DEL BALANCE PARAMÉTRICO.....	27
2.5 RESONANCIA PARAMÉTRICA - ANTECEDENTES Y PANORAMA ACTUAL.....	29
3 FORMULACIÓN MATEMÁTICA	41
3.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA – HIPÓTESIS INICIALES.....	41
3.2 SISTEMAS DE REFERENCIA.....	42
3.3 DEFINICIONES – MOVIMIENTOS DEL BUQUE, OLA, Y FRECUENCIA DE ENCUENTRO	43
3.4 ECUACIONES GENERALES DE MOVIMIENTO	45
3.4.1 Forma vectorial.....	45
3.4.2 Forma escalar.....	49
3.5 EL BUQUE EN OLAS LONGITUDINALES – HIPÓTESIS SIMPLIFICADORAS.....	49
3.6 FUERZAS Y MOMENTOS EXTERNOS.....	51

3.6.1	<i>Reacciones hidrodinámicas</i>	55
3.6.2	<i>Excitación directa de olas</i>	56
3.6.3	<i>Restauración hidrostática</i>	58
3.7	COEF. DE MASA ADICIONAL, AMORTIGUAMIENTO, RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA Y FUERZAS DE EXCITACIÓN POR OLAS	58
3.7.1	<i>Amortiguamiento en balance – Método de Ikeda</i>	59
3.7.2	<i>Restauración hidrostática no lineal</i>	64
3.8	ECUACIONES DE MOVIMIENTO EN OLAS LONGITUDINALES.....	74
3.8.1	<i>Modelación lineal</i>	74
3.8.2	<i>Modelación no lineal</i>	77
3.9	EL BALANCE Y LA EXCITACIÓN PARAMÉTRICA – RODRÍGUEZ [2004].....	85
4	FORMULACIÓN NUMÉRICA – APLICACIONES PRÁCTICAS	90
4.1	GENERALIDADES	90
4.2	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS BUQUES ENSAYADOS	93
4.3	ENSAYOS EXPERIMENTALES.....	95
4.3.1	<i>Condiciones de ensayo – Resultados</i>	97
4.4	ANÁLISIS ESTÁTICO	105
4.4.1	<i>Curvas hidrostáticas, curvas cruzadas y curvas de Bonjean</i>	105
4.4.2	<i>Curvas de estabilidad estática</i>	106
4.4.3	<i>Criterios de la OMI</i>	109
4.5	ANÁLISIS DINÁMICO	116
4.5.1	<i>Coefficientes hidrodinámicos y excitaciones de ola</i>	117
4.5.2	<i>Respuestas lineales</i>	127
4.5.3	<i>Respuestas no lineales</i>	131
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	144
5.1	CONCLUSIONES.....	144
5.2	TRABAJOS FUTUROS	147

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	158
APÉNDICE A – EXPRESIONES SIMPLIFICADAS DE LAS ECUACIONES DE BALANCE PARAMÉTRICO.....	158
APÉNDICE B – CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS DE LOS BUQUES RS Y TS	161
APÉNDICE C – INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE AVANCE EN LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS DE MASA ADICIONAL Y AMORTIGUAMIENTO	186
APÉNDICE D – SERIES TEMPORALES NUMÉRICAS Y EXPERIMENTALES DE LAS CONDICIONES ENSAYADAS DE LOS BUQUES RS Y TS	193

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 CURVAS DE BRAZOS ADRIZANTES DEL “CAPTAIN” Y DEL “MONARCH”	8
FIGURA 1.2 VARIACIÓN DE LA ESTABILIDAD ESTÁTICA EN OLAS LONGITUDINALES.....	15
FIGURA 1.3 ZOZOBRA DE UN PESQUERO POR PÉRDIDA SIMPLE DE ESTABILIDAD	16
FIGURA 1.4 ZOZOBRA DE UN PESQUERO POR BROACHING.	17
FIGURA 1.5 ZOZOBRA DE UN PESQUERO POR RESONANCIA PARAMÉTRICA.....	19
FIGURA 2.1 INTERSECCIÓN CASCO-SUPERFICIE LIBRE EN OLAS (LÍNEA AMARILLA) Y EN AGUAS TRANQUILAS (LÍNEA BLANCA): (A) EN LA CRESTA DE LA OLA (B) EN EL VALLE DE LA OLA (ABS, 2004).....	24
FIGURA 2.2 PLANO DE FLOTACIÓN DEL BUQUE EN OLAS Y EN AGUAS TRANQUILAS (ABS, 2004)	24
FIGURA 2.3 VARIACIÓN DE LA ESTABILIDAD ESTÁTICA CON LA POSICIÓN DE LA OLA (ABS, 2004)	25
FIGURA 2.4 ESTABILIDAD ESTÁTICA DEL BUQUE EN OLAS Y EN AGUAS TRANQUILAS (ABS, 2004).....	25
FIGURA 2.5 ALTURA METACÉNTRICA EN OLAS Y EN AGUAS TRANQUILAS (ABS, 2004).....	25
FIGURA 2.6 VARIACIÓN DE LA RESTAURACIÓN EN OLAS Y BALANCE PARAMÉTRICO	29
FIGURA 3.1 SISTEMAS DE REFERENCIA Y DEFINICIONES DE LOS MOVIMIENTOS.....	44
FIGURA 3.2 HIPÓTESIS DE SUPERPOSICIÓN DE FUERZAS PARA EL BUQUE EN OLAS [JOURNÉE Y MASSIE, 2001]	54
FIGURA 3.3 COMPONENTES DEL AMORTIGUAMIENTO DEL BALANCE OLAS [JOURNÉE Y MASSIE, 2001] 61	
FIGURA 3.4 DIAGRAMA TÍPICO DE MATHIEU [SHIN <i>ET AL.</i> , 2004].....	80
FIGURA 4.1 FORMAS TÍPICAS DE PESQUEROS JAPONESES [UMEDA <i>ET AL.</i> , 2003, KAWASHIMA <i>ET AL.</i> , 1982].....	92
FIGURE 4.2 DISPOSICIÓN GENERAL DE LOS BUQUES RS Y TS [PÉREZ Y SANGUINETTI, 1993].....	94
FIGURA 4.3 VISTAS TRANSVERSALES DE LOS CASCOS DE LOS BUQUES RS Y TS	94
FIGURA 4.4 DISPOSICIÓN DEL MECANISMO DE SUJECIÓN ADOPTADO EN LOS ENSAYOS.....	96
FIGURA 4.5 SECUENCIA DE IMÁGENES DE UNO DE LOS ENSAYOS CON EL MODELO RS.	98
FIGURA 4.6 (A) RESULTADOS EXPERIMENTALES, BUQUE RS: GM=0.34 M; GM =0.48 M.....	101
FIGURA 4.6 (B) RESULTADOS EXPERIMENTALES, BUQUE RS: GM=0.34 M; GM =0.48 M.....	101
FIGURA 4.7 (A) RESULTADOS EXPERIMENTALES, BUQUE TS: GM=0.37 M; GM =0.50 M.....	102

FIGURA 4.7 (B) RESULTADOS EXPERIMENTALES, BUQUE TS: $GM=0.37$ M; $GM =0.50$ M	103
FIGURA 4.8 CURVA DE ESTABILIDAD ESTÁTICA DEL BUQUE RS, $GM = 0.34$ M	107
FIGURA 4.9 CURVA DE ESTABILIDAD ESTÁTICA DEL BUQUE RS, $GM = 0.48$ M	107
FIGURA 4.10 CURVA DE ESTABILIDAD ESTÁTICA DEL BUQUE TS, $GM = 0.37$ M	108
FIGURA 4.11 CURVA DE ESTABILIDAD ESTÁTICA DEL BUQUE TS, $GM = 0.50$ M	108
FIGURA 4.12 CRITERIOS DE ESTABILIDAD IMO APLICADAS AL BUQUE RS, $GM = 0.34$ M	113
FIGURA 4.13 CRITERIOS DE ESTABILIDAD IMO APLICADAS AL BUQUE RS, $GM = 0.48$ M	113
FIGURA 4.14 CRITERIOS DE ESTABILIDAD IMO APLICADAS AL BUQUE TS, $GM = 0.37$ M	114
FIGURA 4.15 CRITERIOS DE ESTABILIDAD IMO APLICADAS AL BUQUE TS, $GM = 0.50$ M	114
FIGURA 4.16 MASAS ADICIONALES PARA LOS BUQUES RS Y TS ($F_N = 0.0$).....	118
FIGURA 4.17 AMORTIGUAMIENTOS POTENCIALES PARA LOS BUQUES RS Y TS ($F_N = 0.0$).....	120
FIGURA 4.18 COEF. DE AMORTIGUAMIENTO DE BALANCE SEGÚN IKEDA, BUQUE RS ($GM = 0.34$ M)..	122
FIGURA 4.19 COEF. DE AMORTIGUAMIENTO DE BALANCE SEGÚN IKEDA, BUQUE RS ($GM = 0.48$ M)..	122
FIGURA 4.20 COEF. DE AMORTIGUAMIENTO DE BALANCE SEGÚN IKEDA, BUQUE TS ($GM = 0.37$ M)..	122
FIGURA 4.21 COEF. DE AMORTIGUAMIENTO DE BALANCE SEGÚN IKEDA, BUQUE TS ($GM = 0.50$ M)..	123
FIGURA 4.22 AMPLITUDES DE EXCITACIÓN EN ARFADA: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	124
FIGURA 4.23 FASES DE EXCITACIÓN EN ARFADA: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS.....	124
FIGURA 4.24 AMPLITUDES DE EXCITACIÓN EN CABECEO: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	124
FIGURA 4.25 FASES DE EXCITACIÓN EN CABECEO: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS.....	125
FIGURA 4.26 DISTRIBUCIÓN LONGITUDINAL DE SEMIMANGAS Y <i>FLARES</i> DE LOS BUQUES RS Y TS (EN EL PLANO DE FLOTACIÓN DE EQUILIBRIO)	126
FIGURA 4.27 RAO DEL MOVIMIENTO DE ARFADA: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	128
FIGURA 4.28 FASE DEL MOVIMIENTO DE ARFADA: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	128
FIGURA 4.29 RAO DEL MOVIMIENTO DE CABECEO: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	129
FIGURA 4.30 FASE DEL MOVIMIENTO DE CABECEO: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	129
FIGURA 4.31 COMPARACIÓN DEL RAO DE ARFADA: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS.....	130
FIGURA 4.32 COMPARACIÓN DEL RAO DE CABECEO: (A) BUQUE RS (B) BUQUE TS	131
FIGURA 4.33 SERIES TEMPORALES DE ARFADA Y CABECEO, BUQUE RS ($AW = 0.57$ M).....	132
FIGURA 4.34 SERIES TEMPORALES DE ARFADA Y CABECEO, BUQUE RS ($AW = 0.87$ M).....	132

FIGURA 4.35 SERIES TEMPORALES DE ARFADA Y CABECEO, BUQUE TS ($AW = 0.30$ M)	133
FIGURA 4.36 SERIES TEMPORALES DE ARFADA Y CABECEO, BUQUE TS ($AW = 0.78$ M)	133
FIGURA 4.37 SERIES TEMPORALES NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DEL BALANCE DEL BUQUE RS, $GM =$ 0.34 M, $FN = 0.10$, $AW = 0.57$ M	136
FIGURA 4.38 SERIES TEMPORALES NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DEL BALANCE DEL BUQUE RS, $GM =$ 0.48 M, $FN = 0.10$, $AW = 0.66$ M	136
FIGURA 4.39 SERIES TEMPORALES NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DEL BALANCE DEL BUQUE TS, $GM =$ 0.37 M, $FN = 0.15$, $AW = 0.45$ M	136
FIGURA 4.40 SERIES TEMPORALES NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DEL BALANCE DEL BUQUE TS, $GM =$ 0.50 M, $FN = 0.11$, $AW = 0.63$ M	136

LISTA DE TABLAS

TABLA 1.1 ZOZOBRA DE BUQUES (DATOS JAPONESES, PERIODO 1973-77, [TAKAISHI 1982]).....	13
TABLA 1.2 ZOZOBRA DE BUQUES – EFECTO DE LA INCIDENCIA [IMO, 1985]	13
TABLA 3.1 COEFICIENTES DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA LINEALES (AGUAS TRANQUILAS)	68
TABLA 3.2 COEFICIENTES DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA DE SEGUNDO ORDEN (AGUAS TRANQUILAS).....	68
TABLA 3.3A COEF. DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA DE TERCER ORDEN EN ARFADA (AGUAS TRANQUILAS)	68
TABLA 3.3B COEF. DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA DE TERCER ORDEN EN BALANCE (AGUAS TRANQUILAS).....	69
TABLA 3.3C COEF. DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA DE TERCER ORDEN EN CABECEO (AGUAS TRANQUILAS).....	69
TABLA 3.3D COEF. RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA DE ACOPLAMIENTOS DE TERCER ORDEN (AGUAS TRANQUILAS).....	69
TABLA 3.4 COEF. DE RESTAURACIÓN DE SEGUNDO ORDEN DEBIDOS AL PERFIL DE LA OLA.....	71
TABLA 3.5A COEF. DE RESTAURACIÓN DE TERCER ORDEN EN ARFADA DEBIDOS AL PERFIL DE LA OLA.	71
TABLA 3.5B COEF. DE RESTAURACIÓN DE TERCER ORDEN EN BALANCE DEBIDOS AL PERFIL DE LA OLA	72
TABLA 3.5C COEF. DE RESTAURACIÓN DE TERCER ORDEN EN CABECEO DEBIDOS AL PERFIL DE LA OLA	72
TABLA 4.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS BUQUES ENSAYADOS (PROTOTIPOS).....	93
TABLA 4.2 CONDICIONES DE ENSAYO: BUQUE RS, OLAS DE PROA, $\omega_e = 2\omega_{N4}$	99
TABLA 4.3 CONDICIONES DE ENSAYO: BUQUE TS, OLAS DE PROA, $\omega_e = 2\omega_{N4}$	99
TABLA 4.4 CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS DE LOS BUQUES RS Y TS.....	106
TABLA 4.5 DESPLAZAMIENTOS Y CGs. DE LOS BUQUES RS Y TS EN LAS CONDICIONES DE ENSAYO...	107
TABLA 4.6 COEF. DE RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA EN AGUAS TRANQUILAS (BUQUES RS Y TS).....	126

PROLOGO

Uno de los requisitos fundamentales en el proyecto de todo buque es la capacidad de este para resistir a la zozobra. El análisis tradicional de la estabilidad del buque se basa en la Hidrostática, sin embargo, una gran parte de la vida útil del buque se lleva a cabo en presencia de olas, y ocasionalmente encontrando condiciones ambientales severas. Las olas siempre han sido un problema para el ingeniero naval, pues su responsabilidad es asegurar que el buque sea capaz de realizar todas las funciones en todas las condiciones para las que fue proyectado, no sólo de forma segura y económica, sino también manteniendo un buen control de su rumbo y un buen comportamiento en el mar (*seakeeping*). En condiciones extremas el buque deberá soportar condiciones dinámicas de tormentas que puedan someterlo a grandes aceleraciones, torsiones y flexiones sin que ocurra falla estructural o zozobra. Luego, una de las grandes preocupaciones del ingeniero naval serán los movimientos del buque en olas. Esta tarea, como es de esperar, es bastante compleja.

El movimiento de balance del buque (más conocido en la literatura como su equivalente inglés *roll*), es el más crítico de todos los movimientos del buque. La zozobra es un fenómeno que por su propia naturaleza involucra movimientos excesivos, principalmente, el de balance. Estos movimientos grandes o excesivos pueden ser causados por diversos factores y situaciones de peligro que los buques

pueden encontrar en el mar. Se cree que la zozobra es uno de los fenómenos menos comprendidos en el campo de la teoría de movimientos del buque.

A fin de entender los mecanismos de zozobra, debemos ver el buque bajo la óptica del análisis de sistemas dinámicos de múltiples grados de libertad. Del punto de vista tradicional de la estabilidad, que considera el balance como el único grado de libertad relevante, los movimientos verticales del buque, i.e., arfada y cabeceo (más conocidos en la literatura como sus equivalentes ingleses de *heave* y *pitch*), no representan ninguna grande amenaza para el capitán de un buque. Sin embargo, es bien sabido que, arfada y cabeceo pueden bajo ciertas circunstancias afectar o estimular el movimiento de balance del buque.

A pesar de que ya hace mucho tiempo se sepa que el problema de la estabilidad del balance en olas debe considerarse del punto de vista dinámico en vez del estático, muchos avances se han realizado apenas sobre la base de la estabilidad convencional, que asume el buque parado en aguas tranquilas.

El presente trabajo discute la estabilidad de buque como un problema dinámico, y muestra la importancia práctica de este tipo de tratamiento en detrimento del tratamiento puramente estático. Para sustentar esta hipótesis son usados dos buques pesqueros típicos, ya ensayados experimentalmente, que demuestran claramente que a pesar de satisfacer los criterios convencionales que garantizarían su seguridad, están sujetos a grandes movimientos que ponen en peligro su operación y seguridad.

Abrimos el presente trabajo con una introducción sobre la estabilidad del buque, haciendo un recuento histórico de los avances que marcaron hitos en esta materia. Luego, se presenta una breve descripción de los mecanismos de zozobra dinámicos más frecuentes observados en diferentes condiciones y tipos de buques, entre los que se encuentra la resonancia paramétrica. Ese capítulo es encerrado con la descripción general de los objetivos, método de trabajo, alcance y limitaciones de la presente tesis.

Seguidamente, ya en el Capítulo 2, presentamos formalmente el fenómeno del balance paramétrico, lo describimos del punto de vista físico, analizamos su dinámica y explicamos las condiciones que estimulan su aparición, para finalizar con una descripción histórica de los trabajos más relevantes relativos al fenómeno de la resonancia paramétrica.

En el Capítulo 3, presentamos la modelación teórica del fenómeno, comenzando por la descripción general de las ecuaciones que gobiernan los movimientos del buque en olas y los diferentes términos que intervienen en ellas. Posteriormente, estas ecuaciones son particularizadas para el caso del balance paramétrico en olas longitudinales, inclusive presentando las ventajas de la modelación propuesta por el Autor [Rodríguez, 2004] frente a la modelación lineal y a las modelaciones basadas en la modelación clásica de Mathieu.

En el Capítulo 4, se muestran los análisis y resultados de la aplicación práctica de la modelación matemática para la predicción numérica de la resonancia paramétrica.

Usando dos modelos de cascos típicos de pesqueros es mostrada la importancia del análisis dinámico frente al análisis estático convencional, específicamente en la identificación de comportamientos dinámicos peligrosos como el balance paramétrico. Las simulaciones numéricas presentadas son obtenidas con el código numérico STAB3D – desarrollado e implementado por el Autor con base en la modelación matemática presentada en el Capítulo 3.

Finalmente, en el Capítulo 5, son presentadas las conclusiones del presente trabajo, y las respectivas recomendaciones para trabajos futuros.

1 INTRODUCCIÓN

La estabilidad del buque es, sino el principal, uno de los temas de mayor importancia en el desarrollo del proyecto del buque. No obstante, a pesar de los grandes avances y los continuos esfuerzos en la investigación de la estabilidad, graves accidentes continúan ocurriendo, llevando con ellos la pérdida de vidas humanas y bienes materiales, así como la contaminación del medio ambiente.

1.1 DESARROLLO HISTÓRICO DE LA ESTABILIDAD DEL BUQUE

El hombre desde los albores de la navegación se ha preocupado con el análisis de la estabilidad de sus embarcaciones, así pues, el entendimiento cualitativo y los riesgos de tener una estabilidad insuficiente han existido por milenios. Arquímedes (287 - 212 AC) en su tratado “*Sobre los Cuerpos Flotantes*” estableció los fundamentos para la explicación científica y el cálculo cuantitativo de la estabilidad hidrostática. Sin embargo, a pesar de importantes contribuciones e intentos parcialmente exitosos de científicos de la era moderna como: Stevins (1548-1620), Huygens (1629-1695), Hoste (1652-1700), entre otros; tomó hasta la mitad del siglo XVIII para que sea formulada y publicada una teoría científica madura sobre la estabilidad hidrostática del buque. Pierre Bouguer en “*Traité du Navire*” (Tratado del Buque) en 1746, y Leonard Euler en “*Scientia Navalis*” (Ciencia Naval) fueron los fundadores de la teoría moderna de la estabilidad del buque, y establecieron independiente y casi simultáneamente los primeros criterios para la estabilidad hidrostática del buque.

Bouguer desarrolló la teoría e introdujo la terminología de metacentro y curva metacéntrica y Euler definió el criterio del momento restaurador inicial. Ambos trabajos, en términos de estabilidad hidrostática, representan conceptos equivalentes. Poco tiempo después, Juan y Santacilia, constructor naval y científico de ingeniería (1713-1773), que conocía muy bien a Bouguer y su trabajo, se interesó en la estabilidad del buque y sus movimientos oscilatorios, especialmente el cabeceo. Dentro de este contexto, Santacilia en su libro "*Examen Marítimo*" (1771) extendió los conceptos de Bouguer para las inclinaciones longitudinales e introdujo por primera vez la definición de radio metacéntrico longitudinal, notando inclusive que éste era mucho mayor que el transversal.

La ampliación de la teoría de estabilidad de Bouguer y Euler fue realizada por George Atwood en dos trabajos presentados a la Sociedad Real de Londres, en los que se examinaba la inclinación del buque a grandes ángulos de escora. El primer trabajo publicado en 1796 se basaba en los trabajos de Arquímedes, Bouguer y Euler, y revisa los principios físicos fundamentales de la estabilidad hidrostática aplicados a ángulos finitos de escora en cuerpos geométricos simples (paralelepípedos, cilindros, paraboloides, etc.). Este trabajo destacó el hecho de que la estabilidad debe ser juzgada en un rango finito de ángulos de escora prácticos, y no apenas analizando la estabilidad inicial, que sería inadecuada como única medida de la estabilidad del buque. El segundo trabajo de Atwood, que tuvo como co-autor al constructor francés Vial Du Clairbois, fue presentado en 1798, es una extensión del primer trabajo de Atwood aplicado a formas reales de buques. Por primera vez se realizaba un análisis numérico de los "momentos restauradores" del buque sobre un rango amplio de

ángulos de escora. Atwood y Vial Du Clairbois denominaron *GZ* al brazo restaurador y dejaron nuevamente en evidencia que la estabilidad del buque no debe ser evaluada analizando apenas la estabilidad inicial.

Daniel Bernoulli [1757] desarrolló la primera teoría para el movimiento del balance del buque, la cual fue usada hasta mediados del siglo XIX cuando Moseley [1850] introdujo por primera vez el concepto de estabilidad dinámica. A pesar de estos avances, la altura metacéntrica continuó siendo considerada como una medida suficiente de la estabilidad hasta 1870, cuando la construcción naval comenzó a ser influenciada por la ciencia, debido principalmente a los grandes desastres marítimos. La tragedia del buque “CAPTAIN” que naufragó durante una tormenta en la Bahía de Vizcaya atrajo la atención de los arquitectos navales para la estabilidad a grandes ángulos de escora:

El “CAPTAIN” era un buque de guerra construido por el capitán Cowper Coles, un brillante especialista en Artillería Naval de la Armada Británica. La figura 1.1 ilustra los brazos adrizantes de este buque, y la de un buque semejante, el “MONARCH”. El “MONARCH”, construido por el no menos brillante ingeniero naval e inspector del Almirantazgo Británico Edgard Reed, tenía un diseño tradicional similar al del “CAPTAIN” sólo que con francobordo alto. Los metacentros de ambos buques eran similares (luego, su estabilidad inicial también), sin embargo, los rangos de sus brazos de adrizamiento eran bastante diferentes. En Septiembre de 1870, ambos buques navegaban en la Bahía de Vizcaya en condiciones climáticas moderadas, cuando durante una breve tormenta el “CAPTAIN” naufragó llevándose con él las

vidas de 500 personas, entre ellas la del capitán Coles. Durante la construcción del “CAPTAIN”, el almirante Reed había advertido al Almirantazgo Británico que la curva de momentos adrizantes del “CAPTAIN” era insuficiente, pero sus advertencias no fueron escuchadas. Luego del desastre, la importancia de la estabilidad a grandes ángulos de escora fue reconocida, y la curva de momentos adrizantes pasó a ser llamada de Curva de Reed [Reed, 1868].

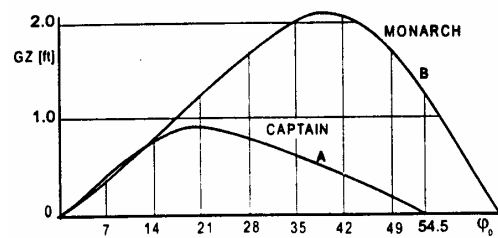


Figura 1.1 Curvas de brazos adrizantes del “CAPTAIN” y del “MONARCH”

A finales del siglo XIX los primeros criterios para valores mínimos de altura metacéntrica y algunos otros parámetros de estabilidad fueron propuestos. Estas propuestas, sin embargo, nunca fueron oficialmente aceptadas y permanecieron como recomendaciones perdidas sin poder legal alguno. El desarrollo y propuesta de tales criterios adquirieron siempre más importancia después de graves accidentes. Por ejemplo, en 1894 durante una tormenta, seis buques pesqueros alemanes naufragaron y se hundieron en el mar del norte. Seguidamente, la Asociación de Marineros Profesionales de Alemania inició investigaciones que resultaron en valores mínimos recomendados para los brazos adrizantes de embarcaciones de pesca. [Herner y Rusch, 1952]

Rahola [1939] en su tesis de doctorado desarrolló un método para establecer valores mínimos para los parámetros de estabilidad, basado en análisis de registros de accidentes [Rahola, 1935, 1939]. Los criterios recomendados por él fueron usados en muchos países hasta 1968, año en que la Organización Marítima Internacional (IMO) publicó finalmente una recomendación internacional sobre criterios de estabilidad usando básicamente un método similar al de Rahola.

Después de que la IMO comenzó a trabajar en el desarrollo de estándares internacionales, la actividad en el campo de la estabilidad de buques creció significativamente en los programas de investigación de muchas universidades y organizaciones de investigación en todo el mundo, dando como resultado la adopción de diversas normas y recomendaciones para los estándares de estabilidad de diversos tipos de buques.

Hasta finales de la década de 1950, la estabilidad era tratada de forma estática o quasi-estática y las investigaciones se concentraban en la mejora de los métodos de cálculo de las curvas de brazos de adrizamiento y la estimativa de los momentos escorantes estático y dinámico. El balance del buque en olas era considerado sobre la base del método de Froude-Krilov, que asume olas regulares y pequeñas inclinaciones. Sólo después de la publicación del trabajo de St. Denis y Pierson [1953], esta herramienta recién estuvo disponible para investigar la estabilidad del buque en el mar, considerando el buque como sistema dinámico. Dentro de este contexto, también se desarrollaron análisis probabilísticas para la predicción de zozobra, así como la investigación de fenómenos no lineales.

Los resultados de estas investigaciones fueron publicados en numerosos artículos y presentados en conferencias internacionales especializadas en estabilidad. La primera Conferencia Internacional sobre Estabilidad de Buques y Vehículos Oceánicos (STAB) fue organizada en Glasgow en 1975. A partir de allí estas conferencias vienen realizándose regularmente en diversos países. Las últimas Conferencias STAB se realizaron en Madrid (2003) y en Río de Janeiro (2006). Además de las Conferencias STAB, otros simposios y workshops internacionales son organizados regularmente en varios países para discutir diversos aspectos que involucran la estabilidad y seguridad del buque. La Conferencia Internacional de Tanques de Remolque (ITTC) también creó el Comité de Estabilidad para estudiar los problemas de modelación matemática y ensayos con modelos de la estabilidad del buque.

Aunque los resultados logrados por estos trabajos son relevantes y del punto de vista práctico la introducción de los estándares internacionales de la IMO haya significado un incremento en la seguridad a la zozobra, continúan ocurriendo accidentes relacionados con estabilidad insuficiente del buque, inclusive en casos donde los criterios de estabilidad y normas de seguridad son obedecidos. Los grandes esfuerzos de todos estos estudiosos de la estabilidad del buque ciertamente resultaron en un mejor entendimiento de los problemas de estabilidad y los fenómenos de zozobra, sin embargo, los problemas de estabilidad de los buques en el mar incluyendo la seguridad a la zozobra son extremadamente complicados y nuevos retos van surgiendo a medida que nuevas formas y tipos de buques aparecen [Kobylinski y Kastner, 2003, Nowacki y Ferreiro, 2003].

1.2 PRINCIPALES ESCENARIOS DE ZOZOBRA DEL BUQUE

Uno de los logros alcanzados a lo largo de la historia de la estabilidad del buque es la identificación de escenarios que hacen al buque más propenso a la zozobra. La identificación de estos escenarios ha sido realizada a partir de registros estadísticos de accidentes de estabilidad y en base a la experiencia. Así pues, durante la década de los 70s y 80s muchos investigadores [Boroday y Rakhmanin, 1975, Kobylinski, 1975, Takaishi, 1982, entre otros], a partir de análisis de accidentes de buques y ensayos con modelos de estos en escala reducida, han concluido unánimemente que la mayor probabilidad de ocurrencia de accidentes por pérdida de estabilidad se da en las siguientes condiciones:

- a) En mar de través y viento chubascoso,
- b) En mar de popa,
- c) En mar de aleta conjuntamente con guiñada brusca (*broaching*).

Sin embargo, más recientemente, a partir de los resultados de análisis de accidentes recientes, entre los que destaca el incidente con un buque porta-contenedor post-Panamax tipo C11, descrito en el trabajo de France *et al.* [2003], la condición de mar de proa ha pasado también a ser considerada como un escenario peligroso para la estabilidad del buque, motivando así el interés de la IMO, la ITTC, sociedades clasificadoras e investigadores en diversas universidades y centros de investigación del mundo.

Las tablas 1.1 y 1.2 [Kobylinski y Kastner, 2003] muestran algunas de las estadísticas usadas en la identificación de los escenarios más peligrosos para la

estabilidad del buque. La tabla 1.1 presenta datos japoneses de accidentes con embarcaciones pesqueras y buques cargueros durante los años 1973-1977. Nótese que la mitad de los accidentes se produjo durante clima tempestuoso, y entre estos, un tercio de los accidentes ocurrió en mar de popa o de aleta, y alrededor de dos tercios en mar de través o de proa. La tabla 1.2 ilustra los resultados de análisis estadísticos de registros de accidentes realizados por la IMO [IMO, 1985]. A partir de estos datos puede concluirse que la condición más peligrosa es la del buque en mar de través (38%), seguido por la de mar de aleta (20%) y la de mar de popa (17%). Estos resultados fueron respaldados por el Grupo de Trabajo en Estabilidad Intacta de la IMO [IMO, 1984] y a la vez, recomendaron que los futuros trabajos de elaboración de criterios de estabilidad deben concentrarse en el análisis de los siguientes casos:

- a) Buque en mar de través tomando en cuenta la acción de vientos fuertes y de olas, y acumulación de agua en cubierta.
- b) Buque en mar de popa y de aleta tomando en cuenta la pérdida simple de estabilidad en la cresta de una ola, la resonancia paramétrica y el fenómeno de guiñada brusca (o *broaching*).

Como mencionado anteriormente, las estadísticas usadas para identificar los escenarios más probables de zozobra corresponden a accidentes ocurridos entre los años 70s. y 80s, y consideran principalmente buques de medio o grande porte. Como puede inferirse, estas estadísticas no reflejan más el panorama actual, i.e., no incluyen accidentes recientes con nuevos tipos de buques y buques de formas más modernas (y menos convencionales), así como accidentes con embarcaciones de pequeño porte. Por ejemplo, la condición de mar de proa que hasta hace poco tiempo

era considerada segura (especialmente en mar adverso) ha pasado a ser una condición de extremo cuidado en el caso buques porta-contenedores, ferries, pasajeros, etc., que son buques de formas más modernas y relativamente recientes.

Tabla 1.1 Zozobra de buques (datos japoneses, periodo 1973-77, [Takaishi 1982])

Caso	Causas o condiciones del accidente	Número de accidentes			% Total
		Buques de Pesca	Buques Cargueros	Total	
1	Navegando en mar de aleta o de popa	19	19	38	14,1
2	Navegando en mar de proa y de través	37	64	101	37,5
3	Navegando en mar tranquilo	5	15	20	7,4
4	Pescando o remolcando	5	20	25	9,3
5	Ruptura del casco	1	5	6	2,2
6	Falla en tuberías o sistema de válvulas	3	5	8	3,0
7	Anclado en puerto con tormenta o tifón	3	4	7	2,6
8	Mala disposición de la carga	3	45	48	17,8
9	Formación de hielo	8	0	8	3,0
10	Otras razones diferentes a 1 - 9	2	6	8	3,0
TOTAL		86	183	269	

Tabla 1.2 Zozobra de buques – efecto de la incidencia [IMO, 1985]

Incidencia del Mar	Total de Buques	Buques de Carga y Pasajeros	Buques de Pesca
	%	%	%
Mar de través	38	30	45
Mar de popa	17	16	19
Mar de aleta	20	22	17
Mar de proa	12	13	12
Mar tranquilo	14	19	7

Con base en lo anterior y en una reciente Propuesta de Revisión del Código de Estabilidad Intacta de la IMO [IMO, 2005] los escenarios de zozobra del buque podrían ser clasificados en:

1.2.1 Mecanismos de zozobra en mar de través

Cuando el buque navega en mar de través encuentra las olas con la misma frecuencia de estas, y es excitado periódica y directamente por ellas. Al igual que en cualquier sistema dinámico que es excitado periódica y directamente con la misma frecuencia que su frecuencia natural, el buque puede desarrollar oscilaciones de gran amplitud que pueden llevarlo inclusive a la zozobra. Este fenómeno bastante conocido en la Mecánica Clásica es la denominada *Resonancia Harmónica*, que es el principal mecanismo de zozobra en mar de través.

- ***Resonancia harmónica:*** El balance en mar de través es el resultado de la acción de momentos escorantes periódicos causados por la asimetría del empuje del buque en la pendiente de la ola. La intensidad del balance del buque dependerá de la energía que las olas transfieran al buque. Esta transferencia de energía será más efectiva para ángulos de incidencia en torno de 90° (entre 45° y 135° a estribor) y 270° (entre 225° y 315° a babor), donde 0° de incidencia indica incidencia por la popa.

1.2.2 Mecanismos de zozobra en mar de popa y de aleta

En mar de popa y de aleta el buque enfrenta las olas con un período de encuentro mayor (o frecuencia de encuentro menor) que en mar de través o mar de proa. Los principales mecanismos de zozobra en esta condición son:

a) **Pérdida simple de estabilidad:** Cuando el buque navega en la cresta de una ola, la estabilidad intacta puede reducirse drásticamente dependiendo de las variaciones de la forma sumergida del casco. Esta reducción de la estabilidad puede volverse crítica para el siguiente rango de longitudes de ola (λ) $0.6L < \lambda < 2.0L$, donde L es la eslora del buque. Dentro de este rango la reducción de la estabilidad es aproximadamente proporcional a la altura de la ola. Esta situación es particularmente peligrosa en mar de popa y de aleta debido a que el tiempo de permanencia del buque sobre la cresta de la ola es mayor, i.e., el tiempo con estabilidad reducida es más largo.

La figura 1.2 muestra como varia la curva de estabilidad estática de un buque en olas longitudinales, y la figura 1.3 ilustra un modelo de pesquero zozobrando debido a pérdida simple de estabilidad.

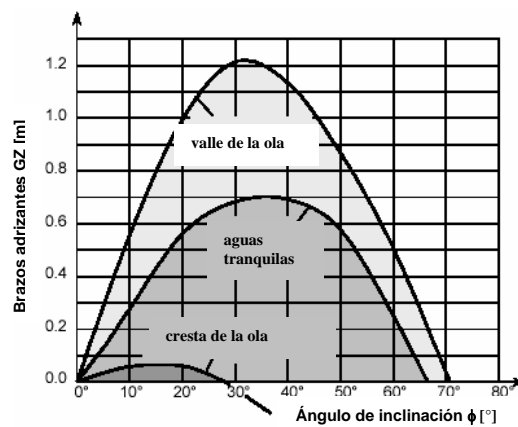


Figura 1.2 Variación de la estabilidad estática en olas longitudinales

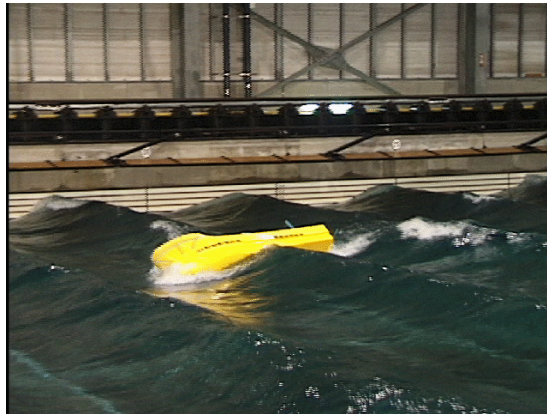


Figura 1.3 Zozobra de un pesquero por pérdida simple de estabilidad

b) Surf y guiñada brusca (*Surf-riding y broaching-to*): En condiciones de mar de proa o de aleta cuando el buque enfrenta la pendiente de una ola alta, este puede ser acelerado y “capturado” por ella. Este fenómeno es conocido como *surf-riding*. En esta condición el fenómeno de guiñada brusca (*broaching*) puede ocurrir y poner en peligro de zozobra al buque, debido a la variación repentina del aproamiento y a la escora inesperada. El fenómeno de *surf-riding* depende fundamentalmente de la longitud de la ola y la velocidad del buque, y puede ser crítico si:

- La velocidad del buque es tan alta que su componente en la dirección de la ola se aproxima de la velocidad de fase de la ola (celeridad de la ola); y
- La longitud de la ola está en el rango de $1.0L < \lambda < 2.0L$

La figura 1.4 ilustra un modelo de un pesquero zozobrando por broaching.

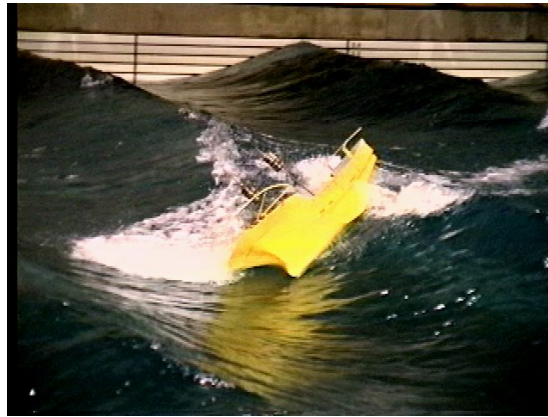


Figura 1.4 Zozobra de un pesquero por broaching.

c) **Resonancia paramétrica:** Se denomina así al fenómeno de inestabilidad del balance del buque que *NO* es causado por excitación externa directa. Esta inestabilidad se origina como consecuencia de la variación de la estabilidad del buque en olas, i.e., cuando el buque se posiciona sucesivamente en cresta y valle de la ola, generando así movimientos de balance paramétrico con grandes y peligrosas amplitudes. En mar de popa y de aleta el balance paramétrico puede ocurrir en dos situaciones diferentes:

- La estabilidad varía con una frecuencia de encuentro (ω_e) aproximadamente igual a la frecuencia natural de balance del buque (relación 1:1). Esta situación se caracteriza por la asimetría del movimiento de balance.
- La estabilidad varía con una frecuencia de encuentro aproximadamente igual al doble de la frecuencia natural de balance del buque (relación 2:1). En esta condición la estabilidad alcanza su valor mínimo dos veces durante cada periodo de balance. En mar de popa y de aleta, que es cuando la frecuencia de encuentro es menor que la frecuencia de la ola, este fenómeno puede ocurrir

para frecuencias de balance bien bajas, es decir, para valores marginales de estabilidad intacta. El mecanismo de este tipo de resonancia paramétrica (2:1) se da cuando la “cresta de la ola posicionada en la sección media del buque”, donde la estabilidad es pobre, coincide con la fase de inclinación de este hacia cualquiera de las bandas, en cuanto que el adrizamiento subsiguiente se da durante la fase de estabilidad máxima (valles de la ola posicionados en los extremos de proa y popa del buque). El resultado de esto es el balance simétrico del buque con grandes amplitudes de oscilación. El balance parametrizado con relación 2:1 puede también ocurrir en mar de proa.

1.2.3 Mecanismos de zozobra en mar de proa

Cuando un buque navega en mar de proa encuentra a las olas en intervalos de tiempo más cortos que el propio periodo de estas. En estas condiciones el mecanismo más peligroso de zozobra es la resonancia paramétrica.

- ***Resonancia paramétrica:*** Este fenómeno que en mar de popa y aleta puede darse para relaciones frecuencia de encuentro/frecuencia natural en torno de las sintonías 1:1 y 2:1, en el caso de mar de proa, se restringe generalmente sólo a la condición 2:1 debido a que en esta condición las frecuencias de encuentro son generalmente altas. A diferencia de la condición de mar de popa y de aleta, donde la variación de la estabilidad se debe principalmente al pasaje de la ola a lo largo del buque, en mar de proa esta variación además de ser afectada por el pasaje de la ola, también recibe influencia de los movimientos verticales del buque (arfada y cabeceo), en particular, debido a la inmersión y emersión periódica de las secciones con lanzamientos (*flares*) pronunciados de popa o de

proa. Esta última contribución es más significativa cuando mayor es la asimetría en la distribución longitudinal del “*flare*”, como en el caso de buques porta-contenedores, ferries, algunas formas de buques pesqueros, etc.

La figura 1.5 muestra el modelo de un pesquero sujeto a resonancia paramétrica en mar de proa.



Figura 1.5 Zozobra de un pesquero por resonancia paramétrica.

Este último mecanismo de zozobra es uno de los que más ha llamado la atención recientemente de la IMO, investigadores y otras instituciones vinculadas al sector naval, motivando la convocatoria de comités de trabajo internacionales, estudios benchmark de la ITTC, propuestas de revisión del Código de Estabilidad Intacta de la IMO, entre otras acciones que visan establecer criterios y metodologías de evaluación de la inestabilidad del balance del buque en olas de proa, i.e., la resonancia paramétrica (en mar de proa). Dentro de este mismo contexto será desarrollado el presente trabajo de investigación.

1.3 OBJETIVOS DE LA TESIS

Los objetivos del presente trabajo son:

- Mostrar la importancia del fenómeno de resonancia paramétrica como riesgo potencial de zozobra a ser considerado durante el proyecto del buque, específicamente en el caso de pesqueros.

- Demostrar que el análisis de la estabilidad puramente estática es insuficiente para garantizar la seguridad del buque, carga y tripulación. Estáticamente resulta imposible identificar muchos de los fenómenos que pueden conllevar a la zozobra del buque.

- Mostrar la aplicación de la modelación analítica-numérica, propuesta por el Autor, para la evaluación del comportamiento del buque en el mar, específicamente en el caso de balance paramétrico.

1.4 MÉTODO DE TRABAJO - ALCANCES Y LIMITACIONES

La metodología empleada en la presente tesis involucra la derivación analítica-teórica de las expresiones que rigen los movimientos del buque, y su posterior implementación numérica. Los resultados obtenidos mediante simulaciones numéricas serán comparados con resultados experimentales de ensayos con modelos en escala reducida. Como el título de la tesis lo indica, el presente estudio se limitará a analizar el fenómeno de resonancia paramétrica en mar regular de proa. Como la disponibilidad de resultados experimentales para la realización de la presente tesis es

limitada a buques pesqueros, las simulaciones numéricas que serán presentadas se referirán apenas a los casos ensayados con estas embarcaciones. Sin embargo, nada impide que la metodología propuesta pueda ser aplicada y/o extendida a otros tipos de buques.

CAPÍTULO 2

2 EL FENÓMENO DE RESONANCIA PARAMÉTRICA

Desde mediados del siglo pasado el estudio de la estabilidad del buque del punto de vista dinámico ha ido ganando más importancia y atrayendo la atención de investigadores, organismos internacionales, sociedades clasificadoras, y otras instituciones vinculadas al sector naval y oceánico. Dentro de este contexto, la resonancia paramétrica del movimiento de balance es uno de los temas más relevantes. Este fenómeno, a pesar de haber sido reconocido como de importancia hace más de 40 años, era considerado de interés práctico apenas para pequeñas embarcaciones con pobre estabilidad y solamente en condiciones de mar de popa. Sin embargo, debido a acontecimientos recientes con un buque portacontenedor tipo post-Panamax C11 [France et al., 2003] y con un buque PCTC [IMO, 2004, Palmquist y Nygren, 2004] además de diversas observaciones en ensayos con modelos de buques en escala reducida, el estudio de este fenómeno, específicamente en mar de proa, se ha ampliado y merecido renovada atención.

2.1 GENERALIDADES

Las fuerzas que inducen los movimientos del buque están siempre presentes en el mar. En condiciones “normales”, la excitación directa de las olas es la principal causante de estos movimientos, que bajo ciertas circunstancias pueden llegar a ser exagerados, y en el caso específico del balance, causar inclusive la zozobra. Así por ejemplo, si la combinación de la frecuencia de la ola, velocidad de avance del buque y ángulo de incidencia de la ola determina una frecuencia de encuentro próxima de la frecuencia natural de balance del buque podrá ocurrir un fenómeno bastante conocido en la dinámica de sistemas mecánicos, denominada resonancia directa o externa, caracterizada por movimientos de balance de gran amplitud.

La resonancia directa que origina el balance resonante directo o externo puede darse en olas de través u olas oblicuas de proa o de popa [Kobylinski y Kastner, 2003]. En el caso de olas estrictamente longitudinales, este tipo de resonancia del balance no acontece pues el buque no es excitado directamente por las olas [Levadou y Palazzi, 2003] y, por tanto, no podría darse ningún movimiento armónico de balance. Sin embargo, bajo ciertas condiciones, el balance puede ser estimulado, y una vez iniciado, amplificarse periódicamente y alcanzar grandes amplitudes que pueden configurar condiciones extremas que resulten en daños al buque, tripulación y carga, o inclusive causar la zozobra. Este fenómeno se denomina “movimiento excitado auto-parametricamente”, o usualmente llamado “balance paramétrico”. El término *paramétrico* describe el movimiento que *NO* es causado por la excitación directa (fuerzas o momentos externos), y *SI* por excitación interna decurrente de variaciones periódicas de ciertos parámetros que gobiernan el movimiento oscilatorio de balance del buque.

2.2 ESTABILIDAD EN OLAS LONGITUDINALES

En olas longitudinales (mar de proa o mar de popa), el perfil de la superficie de la ola a lo largo del casco conjuntamente con los movimientos verticales del buque (arfada y cabeceo) – bastante relevantes en mar de proa, hacen que la geometría de la obra viva del casco varíe periódicamente con el tiempo. Esta variación tiene sus valores extremos instantáneos en dos situaciones: la primera, con la cresta de la ola en la sección media del buque y los valles en los extremos de proa y popa, y la segunda, con la cresta en los extremos y el valle en la sección media (figuras 2.1).

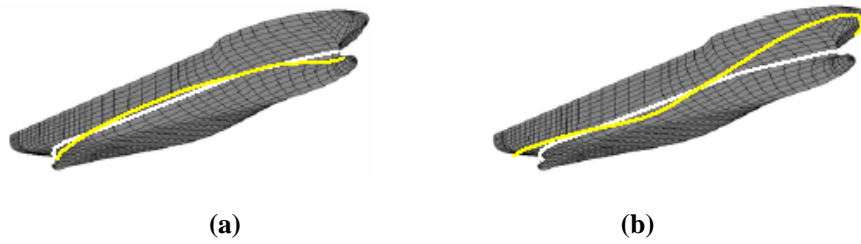


Figura 2.1 Intersección casco-superficie libre en olas (línea amarilla) y en aguas tranquilas (línea blanca): (a) en la cresta de la ola (b) en el valle de la ola (Fuente: ABS, 2004)

Esta geometría inmersa variable puede apreciarse a través de las variaciones periódicas de la forma del plano de flotación (figura 2.2) y, por tanto, de la altura metacéntrica, o de forma más general, de la curva de brazos de adrizamiento, i.e., de la estabilidad estática transversal.

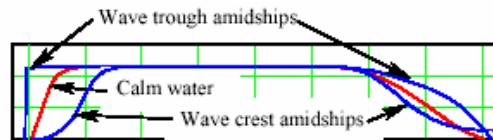


Figura 2.2 Plano de flotación del buque en olas y en aguas tranquilas (Fuente: ABS, 2004)

Las variación de la estabilidad estática transversal (brazo de adrizamiento GZ) en función de la posición de la cresta de la ola (x_c) se muestra gráficamente en la figura 2.3. Las figuras 2.4 y 2.5 ilustran, respectivamente, la curva de estabilidad estática y los valores de altura metacéntrica para el buque posicionado en la cresta y el valle de la ola, así como sus respectivos valores en aguas tranquilas.

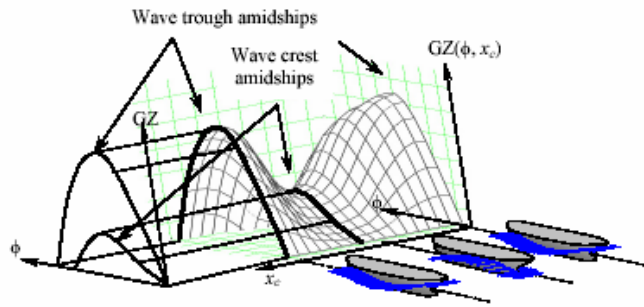


Figura 2.3 Variación de la estabilidad estática con la posición de la ola (Fuente: ABS, 2004)

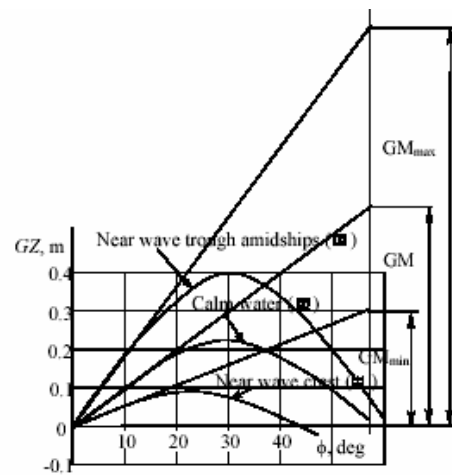


Figura 2.4 Estabilidad estática del buque en olas y en aguas tranquilas (Fuente: ABS, 2004)

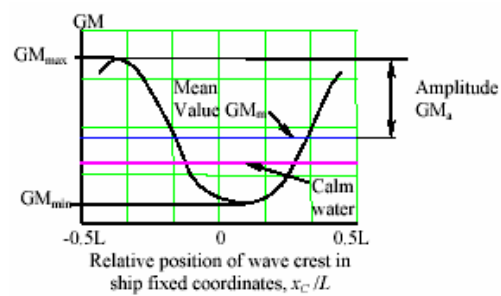


Figura 2.5 Altura metacéntrica en olas y en aguas tranquilas (Fuente: ABS, 2004)

2.3 BALANCE PARAMÉTRICO

Cuando la variación de la estabilidad estática, denominada *excitación paramétrica*, ocurre en torno de una frecuencia específica, puede causar inestabilidad. Esta inestabilidad es interna (o paramétrica), pues no es causada directamente por alguna excitación externa, y se manifiesta con la aparición del movimiento de balance del buque, denominado **BALANCE PARAMÉTRICO**. El fenómeno asociado al balance paramétrico es definido como **RESONANCIA PARAMÉTRICA** y se caracteriza por una rápida amplificación del movimiento de balance. Dependiendo de la magnitud de la excitación paramétrica, el buque puede alcanzar grandes ángulos de oscilación y provocar inclusive la zozobra en pocas oscilaciones [Pérez, 1985, Valerio, 1994].

En el caso de embarcaciones de pequeño porte (< 24 m de eslora), como es el caso de un gran número de pesqueros que operan en el litoral del Perú y Chile, la resonancia paramétrica se torna potencialmente mucho más peligrosa, debido a que condiciones de mar moderadas pueden ser suficientes para originar este fenómeno. Ensayos experimentales realizados con modelos de pesqueros en escala reducida muestran que la inestabilidad paramétrica puede darse inclusive para embarcaciones cuyos parámetros de estabilidad cumplen con los valores mínimos exigidos por los reglamentos internacionales, y olas que no sobrepasan el metro de altura. [Pérez y Sanguinetti, 1995]. En la práctica, específicamente en el caso de embarcaciones pesqueras, algunos trabajos [Morral, 1980, Dahle y Kjaerland, 1979, Morral, 1981, Kawashima *et al.*, 1982, Mazarredo, 1982, etc.] reportan que la zozobra de embarcaciones no es un evento raro en embarcaciones juzgados con “estabilidad adecuada” de acuerdo con los criterios de la IMO [IMO, 2002].

2.4 LA DINÁMICA DEL BALANCE PARAMÉTRICO

Teóricamente, la condición más crítica de resonancia paramétrica se da cuando el buque navega en olas longitudinales de longitud próxima a la eslora del buque con una frecuencia de encuentro en torno del doble de la frecuencia natural de balance. En esta condición, dada una perturbación instantánea (ráfaga de viento, ola asimétrica, etc.) que incline el buque instantáneamente hacia una de sus bandas y considerando la cresta de la ola pasando por la sección media de éste, la estabilidad transversal instantánea del buque se reducirá considerablemente (como explicado en la sección anterior), e inducirá un ángulo de inclinación instantáneo mayor que el esperado (en aguas tranquilas) hacia la banda inicialmente perturbada. Mientras tanto, la ola continuará desplazándose a lo largo del buque hasta el valle de la ola pasar por la sección media del buque, causando entonces un leve aumento de la estabilidad transversal instantánea. Esto hará con que el buque (que aun estaba escorándose) vuelva bruscamente para la posición de equilibrio (buque adrizado), pasando por ésta con una gran velocidad angular de balance en sentido a la banda contraria. Entretanto, la cresta de una nueva ola ya estará pasando por la sección media del buque reduciendo instantáneamente la estabilidad, y aumentando la tendencia del buque para continuar escorándose (ahora hacia la banda contraria de la inclinación inicial), favorecido por la disminución de la restauración. Si en seguida, el valle de la nueva ola pasa por la sección media del buque, la escora anterior cesará haciendo con que el buque vuelva bruscamente en sentido contrario a la escora (pasando por la posición de equilibrio adrizada); pero, nuevamente debido a la alta velocidad angular de retorno y a una nueva disminución de la estabilidad del buque

(causada por una nueva cresta en la sección media), el buque se escorará para la otra banda, y así sucesivamente el proceso dinámico de inestabilidad paramétrica continuará repitiéndose, alcanzando en cada ciclo, progresivamente, mayores ángulos de balance. En olas regulares este sincronismo se repetirá amplificando el movimiento hasta alcanzar un equilibrio dinámico llamado ciclo límite, o hasta que el buque zozobre. Obviamente, la situación real no es tan “pura” como la que se acabó de describir, debido a que en el comportamiento real del buque, los movimientos de arfada y cabeceo también están presentes y junto con las fuerzas y momentos de excitación de las olas hacen con que el fenómeno sea mucho más complejo.

La disminución instantánea de la estabilidad transversal con la cresta de la ola en la sección media se debe a la reducción del área del plano de flotación instantáneo, resultante de una disminución considerable de esta área en los extremos de proa y popa y al leve incremento de esta en la parte central. Esta reducción resultante depende de la eslora de la ola y será más significativa cuanto mayor sea la amplitud de la ola, y mayor sea la inclinación de los costados del buque (*flare* – ángulo de lanzamiento de los costados). El aumento instantáneo de la estabilidad transversal cuando el valle de la ola está en la sección media, al contrario del caso anterior, se debe al aumento del área del plano de flotación, resultante ahora de un incremento de esta área en los extremos de proa y popa y una disminución de la parte central. La figura 2.6 ilustra la variación de la restauración del buque en olas (representado por el valor del *GM* instantáneo) y el surgimiento del balance paramétrico.

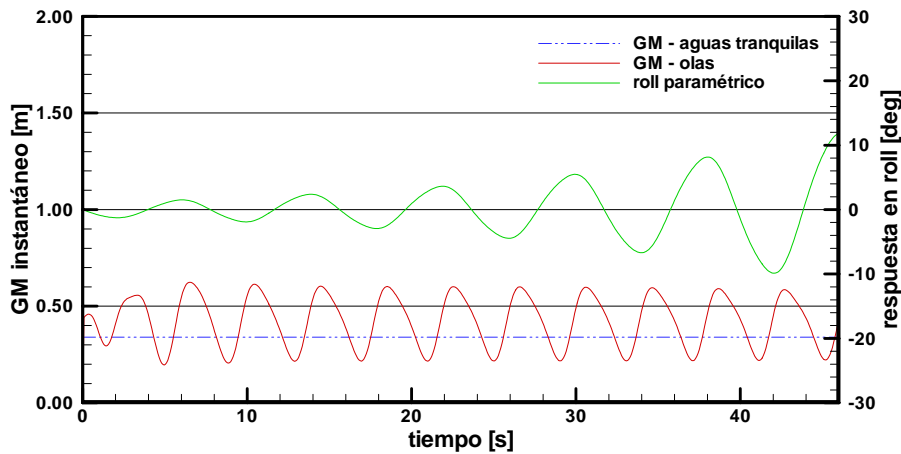


Figura 2.6 Variación de la restauración en olas y balance paramétrico

2.5 RESONANCIA PARAMÉTRICA - ANTECEDENTES Y PANORAMA

ACTUAL

Froude [1863] fue uno de los primeros en notar la existencia del fenómeno de resonancia paramétrica. En uno de sus tantos trabajos apunta para el hecho de que el buque presente características indeseables del movimiento de balance cuando las frecuencias naturales de arfada y balance se encuentran en relación 2:1. A pesar de que ya desde esa época, se haya sido reconocido que el problema de estabilidad en olas debe ser considerado del punto de vista dinámico, en vez del estático, muchos de los estudios clásicos de la estabilidad del buque fueron desarrollados sobre la base conceptual de la hidrostática en aguas tranquilas, dejando de lado así, por mucho tiempo el estudio de fenómenos dinámicos, como la resonancia paramétrica en balance.

A mediados del siglo pasado surge el interés por el estudio de este fenómeno, y desde entonces comienza a ser desarrollados una serie de estudios en relación a este

tipo de problema. A continuación describiremos brevemente algunos trabajos relevantes:

Kerwin [1955] observó que en olas longitudinales existen ciertas frecuencias de encuentro, las cuales pueden originar oscilaciones inestables en balance, inclusive en presencia del amortiguamiento (lineal y no lineal). En dicho trabajo, la variación de la altura metacéntrica transversal en olas longitudinales fue investigada del punto de vista quasi-hidroestático (pues los efectos hidrodinámicos inherentes a los movimientos del buque en olas no fueron considerados). Así, la restauración en balance fue considerada como una función periódica en el tiempo, quedando entonces la ecuación de movimiento del buque en balance (considerando un grado de libertad) expresada como una ecuación de Mathieu.

El trabajo de Paulling y Rosenberg [1959] marca un hito en el estudio conceptual de la resonancia paramétrica al considerar ecuaciones no-lineales para el movimiento del buque acoplando los movimientos de arfada, balance y cabeceo. En este trabajo se demuestra la importancia de los acoplamientos entre el balance y los movimientos del buque para la identificación de la resonancia paramétrica. Dichos acoplamientos son introducidos como términos no lineales de segundo orden en las fuerzas y momentos de restauración. Paulling y Rosenberg exploraron en detalle estos términos acoplando las ecuaciones de movimiento dos a dos: arfada-balance, balance-cabeceo, y arfada-cabeceo, y observaron que el surgimiento de movimientos inestables puede ocurrir en cualquiera de los grados de libertad bastando sólo que uno de ellos sea excitado. Estas inestabilidades fueron analizadas usando la ecuación

de Mathieu, y concluyéndose por tanto que, el balance paramétrico es susceptible de acontecer cuando la frecuencia de excitación es el doble (primera zona de inestabilidad) o igual (segunda zona de inestabilidad) a la frecuencia natural de balance.

Paulling [1961] investigó teórica y experimentalmente la estabilidad transversal del buque en olas longitudinales, mostrando que la estabilidad en olas difiere significativamente de la estabilidad en aguas tranquilas, la cual en algunos casos, se reduce drásticamente. En el caso de la estabilidad inicial, fue propuesta una expresión analítica para el momento restaurador en olas considerando el efecto de los movimientos del buque en arfada y cabeceo, así como el perfil de la ola.

Blocki [1980] presentó una metodología para la determinación de la probabilidad de zozobra de un buque en olas irregulares asociada a la resonancia paramétrica en balance. En este trabajo fue propuesto un modelo matemático no lineal de segundo orden en la restauración asumiendo como significativos tres grados de libertad (arfada, balance y cabeceo), sin embargo, la resonancia paramétrica fue considerada como resultado del acoplamiento de sólo dos grados de libertad. En dicho estudio también fueron presentadas expresiones analíticas para las amplitudes de excitación paramétrica y el amortiguamiento no lineal en balance fue llevado en consideración. Con base en el método de Krylov-Bogoliubov fue presentada también una solución analítica para la respuesta en balance en resonancia paramétrica.

Skomedal [1982] estudió la influencia de la excitación paramétrica del balance en la estabilidad. Para calcular la excitación paramétrica, Skomedal presenta dos métodos: un analítico lineal basado en el trabajo de Paulling y Rosenberg [1959], y otro numérico no lineal que considera el acoplamiento del balance con el movimiento relativo vertical (distancia entre el plano de flotación en aguas tranquilas y la elevación de la ola en la sección media), que incluye también el acoplamiento del balance con el perfil de la ola, usando cálculos hidrostáticos. Numéricamente aparece una contribución adicional en la altura metacéntrica inicial cuando se considera la elevación de la ola. En este trabajo también se sugiere la inclusión de los diagramas de estabilidad como criterio de evaluación, así como se resalta la importancia del amortiguamiento.

Pérez [1985] presentó algunas técnicas experimentales para el registro del comportamiento de modelos en escala reducida. En este trabajo se presentan datos y analizan resultados experimentales de un estudio de inestabilidad paramétrica en buques pesqueros en olas regulares de proa y velocidad de avance nula, resaltándose las diferencias en las respuestas asociadas a diferentes formas de popa.

Sanguinetti [1985] analizó dinámicamente del ponto de vista analítico la estabilidad del movimiento de embarcaciones en olas regulares para velocidad de avance nula. Presentó dos formulaciones: una considerando el movimiento de balance desacoplado para olas longitudinales, y otra no-lineal considerando los acoplamientos de arfada, balance y cabeceo, válida para olas oblicuas. Las no linealidades consideradas son de segunda orden e involucran solo términos de

restauración en aguas tranquilas. Numérica y analíticamente se investigó la resonancia paramétrica y los límites de estabilidad para dos embarcaciones pesqueras de dimensiones similares, encontrándose nuevas frecuencias resonantes correspondientes a frecuencias combinadas de arfada y cabeceo resultantes de un sistema de ecuaciones de Mathieu acopladas.

Salas [1991] investigó y analizó los límites de estabilidad para las mismas embarcaciones estudiadas por Sanguinetti [1985], confirmando la existencia de frecuencias resonantes adicionales que corresponden a frecuencias combinadas con los otros grados de libertad que pueden inducir inestabilidades en frecuencias bajas.

Hua [1992] usó simulaciones numéricas para el estudio del comportamiento de un buque RoRo sujeto a balance paramétrico en ondas longitudinales. En este estudio se investigó la influencia de la velocidad de avance, del valor de KG , de la amplitud de la ola, entre otros parámetros. La arfada, balance y cabeceo fueron considerados como grados de libertad relevantes. Este trabajo no presenta explícitamente ninguna expresión analítica para la excitación paramétrica, ya que esta es calculada numéricamente basada en un análisis quasi-hidrostática. También se investiga la influencia de la amplitud y longitud de la ola en la restauración, observándose que la variación de la restauración en olas onduladas es no lineal en relación al valor en aguas tranquilas, y que la frecuencia de balance en olas cambia en comparación con la frecuencia natural en aguas tranquilas.

Valerio [1994] estudia la estabilidad de buques pesqueros en olas longitudinales regulares para velocidad de avance nula. En la investigación de la resonancia paramétrica se consideran relevantes tres grados de libertad: arfada, balance y cabeceo, en que el balance es el único movimiento no lineal. Las no linealidades corresponden al amortiguamiento y la restauración (que inclusive considera un término cúbico puro). Este trabajo presenta una gran contribución en la determinación analítica de la excitación paramétrica del balance en olas longitudinales: incorpora el efecto del perfil de la ola, mejorando así los modelos analíticos propuestos inicialmente por Sanguinetti [1985], Pernambuco [1990], y Salas [1991].

Dallinga *et al.* [1998] estudiaron numérica y experimentalmente el balance excesivo causado por la resonancia paramétrica en buques de pasajeros en mar de proa y popa. Las simulaciones numéricas realizadas consideraron un modelo numérico con seis grados de libertad, donde las respuestas en balance son analizadas por medio de un modelo analítico de un grado de libertad basado en la ecuación de Mathieu. Este estudio resalta la importancia de la resonancia paramétrica en este tipo de embarcaciones, propone mayor amortiguamiento en balance por medio de quillas de balance, estabilizadores, etc.; sugiere control por parte del proyectista de aspectos geométricos del casco que induzcan menores variaciones de la estabilidad en olas, así como la evasión de las sintonías resonantes.

Neves *et al.* [1999] estudiaron analítica, numérica y experimentalmente la estabilidad dinámica de dos embarcaciones pesqueras en olas longitudinales, particularmente la

influencia de las formas de popa en la estabilidad paramétrica del balance. Basados en el análisis de la ecuación de Mathieu se investigaron las dos primeras regiones de inestabilidad para estas embarcaciones.

Spyrou [2000] analizó la inestabilidad paramétrica para varios tipos de restauración (lineal y no lineal) considerando también amortiguamiento no lineal. Numéricamente se muestran evidencias de la existencia de super-harmónicos en la restauración, observándose también que la frecuencia natural de balance en olas es mayor que la de aguas tranquilas.

Lorca [2001] estudia analítica y experimentalmente la influencia de la velocidad de avance en la resonancia paramétrica del balance en olas regulares y mar de proa para dos buques pesqueros. El modelo analítico empleado es similar al propuesto por Valerio [2000], el cual es usado en el análisis de la excitación paramétrica y sus componentes, así como en la obtención de los límites de estabilidad.

Neves *et al.* [2002] presenta resultados experimentales de dos pesqueros en resonancia paramétrica en olas regulares de proa para diferentes velocidades de avance. Este trabajo enfatiza el análisis en la influencia de las formas de popa de las embarcaciones, resaltando el hecho de que en algunos casos se observó intensificación del balance paramétrico con el aumento de la velocidad.

Falzarano *et al.* [2003], basados en la ecuación de Mathieu reportan numéricamente balance paramétrico en una plataforma semi-sumergible y en una boya tipo SPAR.

Este trabajo presenta resultados numéricos de la variación temporal de la altura metacéntrica en olas de diferentes alturas, observando que el carácter no armónico de esta variación, principalmente en las olas de mayor altura.

France *et al.* [2003] investigaron la resonancia paramétrica en mar de proa en buques porta-contenedores tipo post-Panamax. La principal motivación de ese estudio fue un accidente ocurrido con este tipo de buques en 1998, donde un buque de este tipo sufrió graves daños en su estructura y perdió gran parte de su carga bajo condiciones de balance paramétrico intenso. Este accidente y su análisis marcaron un hito en la investigación de la resonancia paramétrica hasta entonces limitada principalmente a pequeñas embarcaciones y a estudios teóricos. Este trabajo confirmó las condiciones de surgimiento de la resonancia paramétrica y la susceptibilidad de buques con popas tipo espejo y grandes *flares* a proa. Ese trabajo sugiere, inclusive, la incorporación de recomendaciones en los documentos de estabilidad de la IMO, así como la difusión de este fenómeno entre proyectistas, propietarios, operadores y tripulaciones.

Palmquist y Nygren [2004] reportan la ocurrencia de balance paramétrico en un buque PCTC. Los datos presentados en este estudio corresponden a un estudio realizado a bordo del M/V “Aida”, en el cual fueron registrados ángulos de balance paramétrico de hasta 17° en condiciones de mar moderadas. Este mismo buque había demostrado anteriormente ser propenso a resonancia paramétrica cuando fueron registrados ángulos de balance paramétrico de hasta 50° . Una importante contribución de este trabajo es evidenciar la importancia del acoplamiento cabeceo-balance en la resonancia paramétrica.

El Autor [Rodríguez, 2004] propuso un nuevo modelo analítico para el estudio de la resonancia paramétrica. El modelo propuesto considera arfada, balance y cabeceo acoplados no linealmente en la restauración con términos de hasta tercer orden. La introducción de los términos de tercer orden mostró nuevas características dinámicas que pueden influir notoriamente en el caso de balance paramétrico intenso. En la determinación de los límites de estabilidad de este nuevo modelo fue demostrado que la ecuación de Hill debe ser usada, y no la ecuación de Mathieu.

Munif *et al.* [2006] reportan experimentalmente el balance paramétrico en grandes buques de pasajeros, no sólo en olas longitudinales sino también en otras incidencias de ola, inclusive en mar de través. También fue investigado el efecto de quillas de balance en el balance paramétrico. Se observó que es posible eliminar completamente el balance paramétrico en varias incidencias de mar, sin embargo, en olas longitudinales, inclusive con grandes quillas de balance no fue posible eliminar el balance paramétrico.

Neves y Rodríguez [2006a] presentan tres metodologías diferentes para la determinación de los límites de estabilidad de buques en resonancia paramétrica: una analítica, una numérica que considera el balance desacoplado y otra también numérica que se basa en el modelo no lineal de tercer orden propuesto en Rodríguez [2004], Neves y Rodríguez [2005, 2006b]. A través de comparaciones entre las tres metodologías se demuestra la fuerte influencia de los acoplamientos entre arfada,

balance y cabeceo, concluyéndose que el estudio del balance paramétrico no debe ser aislado de los modos verticales.

Belenky *et al.* [2006] examinaron varios aspectos relacionados con la investigación de la resonancia paramétrica en buques porta-contenedores. La investigación numérica se basó en la aplicación de un código potencial no lineal, al cual se le incorporan los efectos viscosos del amortiguamiento de balance a partir de resultados de ensayos de decaimiento.

Muchos otros trabajos han sido y vienen siendo desarrollados y publicados en diversas revistas, conferencias, workshops, etc. dando importantes contribuciones para el estudio del fenómeno de resonancia paramétrica en balance. A pesar de que a lo largo de todos estos años se haya ganado mucho en el conocimiento de la resonancia paramétrica, subsisten aún muchas incertidumbres en relación a este fenómeno, y no obstante, los grandes esfuerzos dedicados en los últimos 25 años, aún hay carencia de criterios adecuados y unánimes que puedan ser aplicados en la fase inicial del proyecto del buque.

Como mencionado en la apertura de este capítulo, inicialmente el balance paramétrico era considerado un fenómeno excepcional para las condiciones de mar encontradas en la práctica (mar irregular con pequeñas amplitudes de ola) y, por tanto, de interés apenas teórico. Sin embargo, experimentos recientes con modelos en escala reducida mostraron que buques porta-contenedores, a pesar de cumplir con los criterios del Código de Estabilidad Intacta de la IMO (Intact Stability Code), pueden

sufrir balance paramétrico severo en condiciones de mar irregular de popa para pequeñas amplitudes de ola, e inclusive zozobrar en el caso de amplitudes de ola mayores [Umeda *et al.*, 1995]. Esto motivó la inclusión del fenómeno de resonancia paramétrica en la Guía Operacional de la IMO (MSC/Circ. 707).

El accidente reportado en France *et al.* [2003] forzó a una revisión del Código de Estabilidad Intacta de la IMO, abriendo así la brecha para la adopción de criterios basados en el desempeño en lugar de los actuales criterios prescriptivos (IMO, 2002). Para poder implantar esta propuesta es necesario contar con modelos teóricos, numéricos y experimentales que permitan la identificación de todos los peligros potenciales con adecuada precisión cualitativa y cuantitativa [Umeda *et al.*, 2003]. El incidente reportado en Palmquist y Nygren [2004] motivó que Suecia propusiese ante el Comité de Revisión del Código de Estabilidad Intacta de la IMO, entre otros tópicos, la inclusión de la resonancia paramétrica en mar de proa en el MSC/Circ. 707.

Considerando lo mencionado anteriormente y con la finalidad de contribuir en el desarrollo de modelaciones matemáticas para el estudio del balance paramétrico, el Autor del presente propuso un modelo analítico-numérico [Rodríguez, 2004; Neves y Rodríguez, 2005, 2006b] que ha demostrado ser capaz de reproducir adecuadamente condiciones de excitación paramétrica excesiva, subsanando así la carencia observada con los modelos desacoplados de balance basados en la ecuación de Mathieu. En el contexto del presente trabajo, la modelación de Rodríguez [2004] servirá para el análisis de la estabilidad dinámica y la predicción del balance

paramétrico en dos buques pesqueros típicos. El siguiente capítulo presentará y explicará de forma sucinta el modelo matemático de Rodríguez [2004], y el subsiguiente capítulo mostrará su aplicación práctica.

CAPITULO 3

3 FORMULACIÓN MATEMÁTICA

Este capítulo presenta las ecuaciones de movimiento para el estudio de la resonancia paramétrica en olas longitudinales regulares. La modelación aquí presentada corresponde a la propuesta por Rodríguez [2004] que considera tres grados de libertad (arfada, balance y cabeceo) acoplados no linealmente. El objetivo del presente capítulo es mostrar las hipótesis, el fundamento teórico y las ecuaciones respectivas que están por detrás del código numérico que será usado más adelante para predecir la resonancia paramétrica.

3.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA – HIPÓTESIS INICIALES

El modelo matemático a ser aplicado en la predicción de los movimientos del buque asume las siguientes hipótesis:

- Buque intacto (sin averías).
- Buque tratado como cuerpo rígido.
- Buque navegando a velocidad de avance constante.
- Olas incidentes longitudinales regulares (sinusoidales) correspondientes a las descritas por la Teoría Lineal de Olas Gravitacionales para aguas profundas.
- Emersiones de proa y popa asociadas a cargas de *slamming* no serán consideradas.
- Efecto de agua en cubierta no considerado.

3.2 SISTEMAS DE REFERENCIA

Como en todo problema de comportamiento del buque en olas (*seakeeping*), las ecuaciones de movimiento deben describirse considerando al buque navegando con velocidad de avance constante y moviéndose siempre en torno de su posición de equilibrio. Para esto, previamente deben definirse los sistemas de referencia coordenados a ser usados. Por conveniencia, emplearemos dos sistemas de referencia que son definidos a continuación:

Un sistema de referencia inercial, denominado $CXYZ$, que se desplaza con velocidad constante (igual a la velocidad de avance del buque en aguas tranquilas, U), tal que, en el instante $t = 0$, el plano XY coincide con la superficie libre no perturbada (aguas tranquilas), y cuyo origen de coordenadas C se encuentra en la misma vertical que el centro de gravedad G del buque.

El segundo sistema de referencia coordenado es el sistema móvil $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, fijo al casco del buque, cuyo plano $\bar{x}\bar{y}$ coincide inicialmente con el plano de flotación del buque en aguas tranquilas. El eje $o\bar{x}$ pertenece al plano de crujía con sentido positivo en la dirección de avance del buque; y el eje $o\bar{z}$ pasando siempre por el centro de gravedad G del buque con sentido positivo para arriba.

Para pasar del sistema de referencia móvil para el inercial o viceversa es necesario contar con una matriz de transformación T [Clayton y Bishop, 1982], que depende de las rotaciones del buque (o ángulos modificados de Euler). La matriz presentada a

continuación permite pasar cualquier vector, del sistema móvil $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ (fijo en el casco) para el sistema inercial $CXYZ$.

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\psi)\cos(\theta) & \cos(\psi)\sin(\theta)\sin(\phi) - \sin(\psi)\cos(\phi) & \cos(\psi)\sin(\theta)\cos(\phi) + \sin(\psi)\sin(\phi) \\ \sin(\psi)\cos(\theta) & \sin(\psi)\sin(\theta)\sin(\phi) + \cos(\psi)\cos(\phi) & \sin(\psi)\sin(\theta)\cos(\phi) - \cos(\psi)\sin(\phi) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta)\sin(\phi) & \cos(\theta)\cos(\phi) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

donde:

ϕ : ángulo de balance; θ : ángulo de cabeceo; ψ : ángulo de guiñada

En general, para cualquier punto P del espacio, descrito en el sistema móvil $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ como un vector posición de componentes $(\bar{x}_P, \bar{y}_P, \bar{z}_P)$, y expresado en el sistema inercial como un vector de componentes (x_P, y_P, z_P) es válida la siguiente relación:

$$\begin{bmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_o \\ y_o \\ z_o \end{bmatrix} + T \begin{bmatrix} \bar{x}_P \\ \bar{y}_P \\ \bar{z}_P \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

donde (x_o, y_o, z_o) denota la posición instantánea del origen del sistema móvil $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ en relación al sistema inercial $CXYZ$.

3.3 DEFINICIONES – MOVIMIENTOS DEL BUQUE, OLA, Y

FRECUENCIA DE ENCUENTRO

Los movimientos traslacionales del buque en la dirección de sus ejes principales $(o\bar{x}, o\bar{y}, o\bar{z})$ se denominan *avance*, *desvío*, y *arfada*, respectivamente; y los movimientos angulares en relación a esos mismos ejes son denominados: *balance*,

cabeceo y *guiñada*, respectivamente. Debido a que la nomenclatura en castellano no es muy usada en la práctica, de aquí en adelante, usaremos solamente la nomenclatura inglesa para denominar los movimientos del buque.

Adicionalmente, definiremos χ como el ángulo de incidencia de las olas en relación al rumbo del buque, con $\chi = 0^\circ$ para mar de popa, y $\chi = 180^\circ$ para mar de proa.

La figura 3.1 ilustra los sistemas de referencia definidos anteriormente, el ángulo de incidencia de las olas, y la convención de signos aplicada a los movimientos del buque.

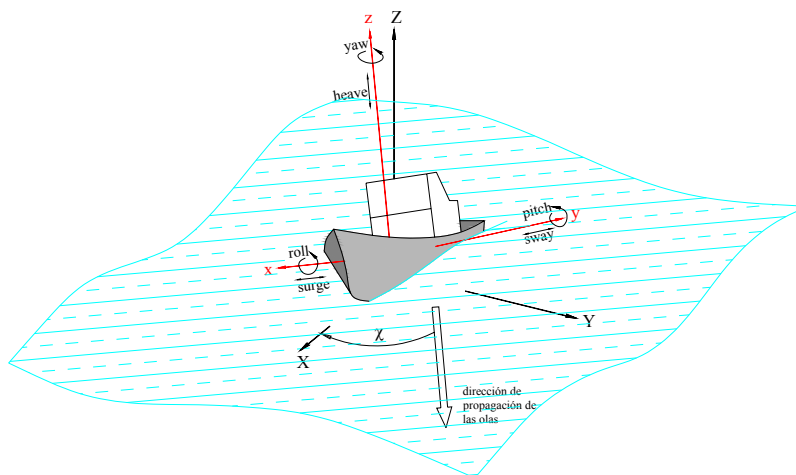


Figura 3.1 Sistemas de referencia y definiciones de los movimientos

Se define también la frecuencia de encuentro ω_e , como la frecuencia con la que el buque, navegando con velocidad constante U , encuentra las olas de frecuencia ω_w y ángulo de incidencia χ , o sea:

$$\omega_e = \omega_w - \frac{U}{g} \omega_w^2 \cos(\chi) \quad (3.3)$$

donde g es la aceleración de la gravedad.

En el caso de olas longitudinales y mar de proa ($\chi = 180^\circ$), la ecuación (3.3) se reduce a:

$$\omega_e = \omega_w + \frac{U}{g} \omega_w^2 \quad (3.4)$$

La ecuación de la superficie de la ola en el sistema de referencia inercial, según la Teoría Lineal de Airy [Dean y Dalrymple, 1991], se define como:

$$\zeta(x, y, t; \chi) = A_w \cos[kx \cos(\chi) + ky \sin(\chi) - \omega_e t] \quad (3.5)$$

donde:

A_w : Amplitud de la ola

k : Número de ola, dado por: $k = \frac{2\pi}{\lambda}$

λ : Longitud de la ola

Para olas longitudinales y mar de proa, la ecuación de la superficie de la ola queda expresada así:

$$\zeta(x, t) = A_w \cos[kx + \omega_e t] \quad (3.6)$$

3.4 ECUACIONES GENERALES DE MOVIMIENTO

3.4.1 Forma vectorial

Bajo la hipótesis de cuerpo rígido, es posible deducir las ecuaciones de movimiento del buque a partir de la Segunda Ley de Newton, que debe

escribirse en un sistema de referencia inercial. Sin embargo, como, en general, las fuerzas y momentos que actúan sobre el buque se definen en el sistema de referencia móvil (solidario al buque) resulta conveniente transformar las ecuaciones de movimiento y expresarlas en el sistema de referencia móvil.

- **Conservación del momentum lineal:**

$$\frac{d\vec{P}}{dt} = \vec{F}_{EXT} \quad (3.7)$$

donde:

\vec{F}_{EXT} : vector de fuerzas externas expresado en el sistema inercial.

\vec{P} : momentum lineal expresado en el sistema inercial, que se define

como:

$$\vec{P} = m \dot{\vec{R}}_G \quad (3.8a)$$

m : masa del buque

$\dot{\vec{R}}_G$: velocidad del C.G. del buque expresada en el sistema inercial, que también puede expresarse en el sistema móvil como:

$$\dot{\vec{R}}_G = \dot{\vec{r}}_o + \vec{\Omega} \times \vec{r}_G \quad (3.8b)$$

donde:

$\dot{\vec{r}}_o$: velocidad traslacional del origen del sistema \overline{oxyz} expresada en el sistema móvil.

$\vec{\Omega}$: velocidad angular del sistema \overline{oxyz} expresada en el sistema móvil, $\vec{\Omega} = p\hat{i} + q\hat{j} + r\hat{k}$, donde p , q , y r son funciones de los

ángulos modificados de Euler [Clayton y Bishop, 1982]. Los vectores unitarios \hat{i} , \hat{j} , \hat{k} corresponden al sistema móvil.

\vec{r}_G : vector posición del C.G. del buque en relación al origen del sistema móvil \overline{oxyz} , expresado en el sistema móvil,

$$\vec{r}_G = \bar{x}_G \hat{i} + \bar{y}_G \hat{j} + \bar{z}_G \hat{k}$$

Considerando la masa del buque constante, y substituyendo (3.8b) en (3.8a) y luego en (3.7), la ecuación de conservación del momentum lineal queda dada por:

$$m \frac{d}{dt} (\dot{\vec{r}}_o + \vec{\Omega} \times \vec{r}_G) = \vec{f}_{ext} \quad (3.8c)$$

donde:

\vec{f}_{ext} : vector de fuerzas externas expresado en el sistema móvil.

- **Conservación del momentum angular**

La ecuación de conservación del momentum angular, en su forma más directa, está referida al C.G. del buque:

$$\frac{d\vec{H}_G}{dt} = \vec{G}_{EXT} \Big|_G \quad (3.9a)$$

donde:

$\vec{G}_{EXT} \Big|_G$: vector de momentos externos en relación al C.G. del buque, expresado en el sistema inercial.

\vec{H}_G : vector momentum angular referido al C.G. del buque, expresado en

el sistema inercial.

En relación al origen del sistema $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, la ecuación (3.9a) se expresa de la siguiente forma [Clayton y Bishop, 1982, Neves, 2004]:

$$\frac{d\bar{h}}{dt} + m\bar{r}_G \times \frac{d}{dt} \dot{\bar{r}}_o = \bar{g}_{ext} \quad (3.9b)$$

donde:

\bar{h} : momentum angular referido al origen del sistema $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, dado por:

$$\bar{h} = [\bar{h}_x \quad \bar{h}_y \quad \bar{h}_z]^T = J\bar{\Omega} \quad (3.9c)$$

J : matriz de inercias de masa del buque referida a los ejes del sistema $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, dada por:

$$J = \begin{bmatrix} J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.9d)$$

\bar{g}_{ext} : vector de momentos externos referidos al origen del sistema de referencia móvil $o\bar{x}\bar{y}\bar{z}$, y expresados en este mismo sistema.

Considerando la matriz de inercias del buque invariable con el tiempo, la ecuación de conservación del momentum angular queda definida como:

$$J \frac{d\bar{\Omega}}{dt} + \frac{d}{dt} (m\bar{r}_G \times \dot{\bar{r}}_o) = \bar{g}_{ext} \quad (3.9e)$$

Las ecuaciones (3.8d) y (3.9e), describen en forma vectorial la dinámica del buque bajo acción de fuerzas y/o momentos externos en sus seis grados de libertad.

3.4.2 Forma escalar

En su forma escalar, las ecuaciones derivadas en la sección anterior generan seis ecuaciones generales de movimiento: tres de traslación y tres de rotación, dadas por:

$$\begin{aligned}
m\left[\ddot{x}_o + \dot{z}_o q - \dot{y}_o r\right] + (\bar{z}_G \dot{q} - \bar{y}_G \dot{r}) + p(\bar{y}_G q + \bar{z}_G r) - \bar{x}_G (q^2 + r^2) &= (f_{ext})_x \\
m\left[\ddot{y}_o + \dot{x}_o r - \dot{z}_o p\right] + (\bar{x}_G \dot{r} - \bar{z}_G \dot{p}) + q(\bar{z}_G r + \bar{x}_G p) - \bar{y}_G (r^2 + p^2) &= (f_{ext})_y \\
m\left[\ddot{z}_o + \dot{y}_o p - \dot{x}_o q\right] + (\bar{y}_G \dot{p} - \bar{x}_G \dot{q}) + r(\bar{x}_G p + \bar{y}_G q) - \bar{z}_G (p^2 + q^2) &= (f_{ext})_z \\
(\dot{h}_x + qh_z - rh_y) + m(\bar{y}_G \ddot{z}_o - \bar{z}_G \ddot{y}_o) + m[\bar{y}_G (\dot{y}_o p - \dot{x}_o q) - \bar{z}_G (\dot{x}_o r - \dot{z}_o p)] &= (g_{ext})_x \\
(\dot{h}_y + rh_x - ph_z) + m(\bar{z}_G \ddot{x}_o - \bar{x}_G \ddot{z}_o) + m[\bar{z}_G (\dot{z}_o q - \dot{y}_o r) - \bar{x}_G (\dot{y}_o p - \dot{x}_o q)] &= (g_{ext})_y \\
(\dot{h}_z + ph_y - qh_x) + m(\bar{x}_G \ddot{y}_o - \bar{y}_G \ddot{x}_o) + m[\bar{x}_G (\dot{u}_o r - \dot{z}_o p) - \bar{y}_G (\dot{z}_o q - \dot{y}_o r)] &= (g_{ext})_z
\end{aligned} \tag{3.10}$$

Estas ecuaciones son absolutamente generales, pues en su derivación la única hipótesis simplificadora considerada fue que el vehículo es rígido. Sin embargo, debido a su alto grado de no linealidad son de aplicación práctica bastante difícil, y en general, algunas hipótesis adicionales (linealizaciones) son necesarias antes de aplicarlas en casos prácticos.

3.5 EL BUQUE EN OLAS LONGITUDINALES – HIPÓTESIS SIMPLIFICADORAS

En general, en olas longitudinales regulares sólo los movimientos en el plano vertical (avance, arfada y cabeceo) resultarían relevantes del punto de vista de la teoría lineal

[Bhattacharyya, 1978, Lewis, 1989]. Dentro de este mismo ámbito, los movimientos en los otros grados de libertad (desvío, balance y guiñada) teóricamente serían nulos al no ser excitados directamente por las olas. Sin embargo, dentro del contexto del presente trabajo, y como puede comprobarse a partir de la observación física del fenómeno de la resonancia paramétrica en olas longitudinales regulares, el movimiento de avance tiene poca influencia y puede desprejarse. Ya el balance, que en teoría (del punto de vista lineal) sería nulo puede adquirir un carácter no lineal bastante fuerte y desarrollarse significativamente, caracterizando así la ocurrencia del balance paramétrico, inclusive en este caso, donde el balance no es excitado directamente por las olas.

Bajo las consideraciones anteriores, el movimiento del buque en resonancia paramétrica puede ser descrito haciendo uso solamente de las ecuaciones de arfada, balance y cabeceo, o sea, haciendo: $x_o \approx \dot{x}_o \approx \ddot{x}_o \approx y_o \approx \dot{y}_o \approx \ddot{y}_o \approx 0$, y $\varphi \approx r \approx \dot{r} \approx 0$. Otra simplificación es consecuencia de la elección de la posición del origen del sistema de referencia móvil en relación al centro de gravedad del buque, donde: $\bar{x}_G = \bar{y}_G = 0$. Además, considerando la simetría lateral del buque, en la matriz de inercias de masa tenemos que: $J_{xy} = J_{yx} = J_{yz} = J_{zy} = 0$.

Adicionalmente, y siguiendo el raciocinio de Abkowitz [1969], los términos no lineales conteniendo productos de velocidades y/o desplazamientos angulares pueden ser desconsiderados sin afectar significativamente la respuesta del buque. Así, las

ecuaciones de movimiento del buque (en su forma escalar) para los tres grados de libertad considerados quedarán reducidas a:

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_o &= (f_{ext})_z \\ J_{xx}\ddot{\phi} &= (g_{ext})_x \\ J_{yy}\ddot{\theta} &= (g_{ext})_y \end{aligned} \quad (3.11)$$

donde \ddot{z}_o , $\ddot{\phi}$, $\ddot{\theta}$ denotan las componentes de aceleración lineal y angulares del origen del sistema de referencia móvil \overline{oxyz} en relación a los ejes $\overline{o\bar{z}}$, $\overline{o\bar{x}}$ y $\overline{o\bar{y}}$, respectivamente. Como el sistema \overline{oxyz} está fijo al buque, estas magnitudes describen también las aceleraciones correspondientes del buque en arfada, balance y cabeceo. Por simplicidad de notación, de aquí en adelante dejaremos de usar la notación “ z_o ” y usaremos sólo “ z ” para referirnos al desplazamiento del buque en arfada.

3.6 FUERZAS Y MOMENTOS EXTERNOS

El lado derecho de las ecuaciones (3.11) representan las fuerzas y/o momentos de excitación externa en arfada, balance y cabeceo, respectivamente, que actúan sobre el buque cuando éste navega en olas longitudinales. Estas fuerzas y/o momentos pueden clasificarse en:

- gravitacionales
- reacciones hidrostáticas e hidrodinámicas
- incidencia y difracción de olas, y

- de naturaleza diversa, originadas por: viento, ejecución del timón, propulsores, estabilizadores, etc.

Las fuerzas y momentos externos de naturaleza diversa son usualmente eventuales y, en general, de poca relevancia, por lo que su influencia en la resonancia paramétrica no será considerada en el presente estudio.

Las fuerzas gravitacionales están asociadas al peso y su distribución abordo. En general, dada una condición de carga, el peso y el centro de gravedad del buque (referido al sistema fijo en el casco) permanecen constantes a lo largo del tiempo, y son independientes de los movimientos.

Las reacciones hidrostáticas, por definición, son la resultante del empuje y las acciones gravitacionales. El empuje se obtiene integrando las presiones hidrostáticas sobre la superficie sumergida instantánea del casco. Esas presiones hidrostáticas dependen de las posiciones instantáneas relativas entre el casco y la superficie libre (con o sin presencia de olas). En el caso de un buque parado en aguas tranquilas, la restauración hidrostática es nula, ya que las fuerzas gravitacionales y las fuerzas hidrostáticas se equilibran obedeciendo al Principio de Arquímedes.

En el caso más general, buque navegando en presencia de olas, además de las fuerzas gravitacionales y las reacciones hidrostáticas, surgen fuerzas de reacción hidrodinámica y fuerzas de excitación directa de las olas. Este problema es abordado comúnmente con base en la teoría potencial [Korvin-Kroukovsky y Jacobs, 1957,

Salvesen *et al.*, 1970], que considera el flujo en torno del casco descrito por un potencial de velocidades compuesto por dos contribuciones: un potencial permanente y un potencial no-permanente (que varía con el tiempo).

El potencial permanente (independiente del tiempo) está asociado a la resistencia al avance del buque, que tiende a equilibrarse con la fuerza propulsora. La determinación de este potencial es tratada como un problema de *Resistencia al Avance*. El potencial no-permanente, es el más importante del punto de vista del “*seakeeping*”, y bajo la hipótesis de superposición lineal puede subdividirse en tres componentes: potencial de onda incidente, potencial de difracción y potencial de irradiación. Estos tres potenciales son responsables por los movimientos oscilatorios del buque y las fuerzas asociadas a éstos.

Las fuerzas que derivan del potencial incidente (también denominadas de Fuerzas de Froude-Krilov) y del potencial difractado componen las *fuerzas y momentos de excitación directa de las olas* y las fuerzas asociadas al potencial de irradiación son las *fuerzas y momentos de reacción hidrodinámica*. La figura 3.2 ilustra la hipótesis de superposición de las reacciones hidrodinámicas (asociadas a los movimientos oscilatorios del buque en ausencia de olas), y la excitación directa de las olas (con el buque restringido de moverse y sujeto a excitación causada por el paso de las olas).

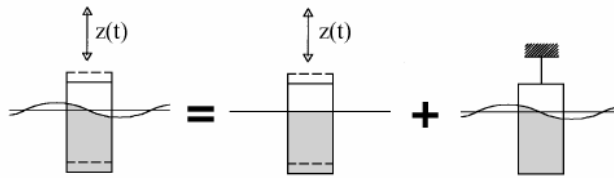


Figura 3.2 Hipótesis de superposición de fuerzas para el buque en olas [Journée y Massie, 2001]

El procedimiento detallado para la obtención estos potenciales y el posterior cálculo de fuerzas puede encontrarse en Salvesen *et al.* [1970]. Este procedimiento puede resumirse en:

- a) Aplicación de las ecuaciones generales de la Mecánica de Fluidos – ecuación de la continuidad y ecuaciones de Navier-Stokes – asumiendo flujo potencial incompresible para todo el dominio fluido. Se obtiene ecuación de Laplace y ecuación de Bernoulli.
- b) Descomposición del potencial de velocidades total en: potencial permanente, potencial incidente, potencial difractado y potencial de irradiación.
- c) Determinación de las condiciones de contorno del problema para el buque navegando en olas gravitacionales.
- d) Linealización de las condiciones de contorno, y aplicación de éstas para cada uno de los potenciales componentes.
- e) Solución numérica de la ecuación de Laplace conjuntamente con las condiciones de contorno. Se obtienen los potenciales componentes.

- f) Substitución de los potenciales en la ecuación de Bernoulli y determinación numérica de las presiones sobre la superficie del casco del buque.
- g) Integración numérica de las presiones sobre la superficie del casco, y obtención de las fuerzas y momentos externos actuantes sobre el casco del buque.

A continuación describiremos brevemente la naturaleza de las fuerzas externas que actúan sobre el buque navegando en presencia de olas.

3.6.1 Reacciones hidrodinámicas

Como puede verificarse, en general, a partir del problema hidrodinámico potencial de un cuerpo oscilando próximo de la superficie libre, y en particular, basado en el trabajo de Salvesen *et al.* [1970], el movimiento oscilatorio del buque, independiente de la presencia de las olas del mar, genera dos sistemas de olas, uno de olas progresivas, que se propaga alejándose progresivamente del buque, y otro de olas evanescentes, que se atenúan rápidamente y se circunscriben a las proximidades del buque. Ambos sistemas de olas están asociados al potencial oscilatorio o de irradiación, y generan dos contribuciones en las fuerzas y momentos de reacción hidrodinámica. La primera (asociada a las olas progresivas) que, obviamente, disipa energía, y se denomina entonces **amortiguamiento potencial**, resultando ser proporcional a la velocidad del movimiento oscilatorio del buque. La segunda, asociada a las olas evanescentes, resulta ser proporcional a la aceleración, y debido a su analogía

con las fuerzas inerciales (también proporcionales a la aceleración) – lado izquierdo de la ecs. (3.11), se denominan fuerzas y momentos de **masa adicional**.

Para un determinado grado de libertad, ambas magnitudes dependen principalmente de la geometría de la parte sumergida del buque, de la frecuencia de oscilación, de la aceleración (en el caso de la masa adicional), y de la velocidad (en el caso del amortiguamiento). En este punto es importante resaltar que, en balance, el amortiguamiento potencial representa solamente parte del amortiguamiento total, haciéndose necesario la incorporación de otras contribuciones esencialmente de naturaleza viscosa. En los otros grados de libertad, principalmente arfada y cabeceo, los efectos viscosos son despreciables, de ahí que, sólo las contribuciones potenciales sean consideradas.

3.6.2 Excitación directa de olas

Como mencionado anteriormente, y dentro del ámbito de la teoría potencial lineal, la excitación directa de las olas puede subdividirse en dos contribuciones: una debido a las olas incidente (no perturbadas por la presencia del buque), que dan origen a las denominadas *fuerzas y momentos de Froude-Krilov*; y otra contribución asociada a las olas difractadas por el buque como consecuencia de las olas incidentes que llegan a éste, y que dan origen a las *fuerzas y momentos de difracción*.

La primera contribución está asociada al potencial de ondas incidentes, fácilmente determinado a partir de la teoría de olas gravitacionales [Dean y Dalrymple, 1991]. Ya la segunda contribución asociada al potencial de difracción puede obtenerse haciendo uso de la relación de Haskind-Newmann [Salvesen *et al.*, 1970] que vincula el potencial incidente con el difractado en la superficie del casco. Las fuerzas y momentos de excitación directa de las olas son magnitudes oscilatorias y dependen principalmente de la elevación de la ola y su frecuencia de encuentro, así como también de las características geométricas del casco.

En el caso de olas longitudinales regulares, las fuerzas y momentos de excitación en arfada, balance, y cabeceo, respectivamente, pueden expresarse de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 Z_w(t) &= A_w Z_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w3}) \\
 K_w(t) &= 0 \\
 M_w(t) &= A_w M_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w5})
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

donde Z_{w0} , y M_{w0} son las amplitudes de la fuerza y momento en arfada y cabeceo, respectivamente; e α_{w3} y α_{w5} son los desfases correspondientes en relación a la posición de la cresta de la ola. Nótese que, por tratarse de olas longitudinales, la excitación en balance es nula.

3.6.3 Restauración hidrostática

Como ya mencionado, la restauración hidrostática, por definición, es la resultante de las acciones gravitacionales y las de empuje instantáneo. Las acciones gravitacionales dependen de los pesos a bordo y su distribución. El empuje instantáneo depende del volumen sumergido. Ese volumen varía instantáneamente con los movimientos del buque y el paso de la ola. De la física del problema, los únicos movimientos del buque (o grados de libertad) que pueden ocasionar cambios en el volumen sumergido son arfada, balance, y cabeceo, y son denominados *modos restaurativos*. En general, puede afirmarse que las fuerzas y momentos de restauración dependen de la geometría del casco y de la posición relativa entre el buque y la superficie libre que lo rodea. Como estamos considerando el buque en movimiento, la posición relativa de éste en aguas tranquilas, dependerá solamente de sus movimientos; y en olas, además de sus movimientos, dependerá de la elevación instantánea de la ola a lo largo del casco.

3.7 COEF. DE MASA ADICIONAL, AMORTIGUAMIENTO, RESTAURACIÓN HIDROSTÁTICA Y FUERZAS DE EXCITACIÓN POR OLAS

Como ya establecido, las reacciones hidrodinámicas (masas adicionales y amortiguamientos) y las excitaciones directas de las olas pueden ser determinadas satisfactoriamente con base en la teoría potencial, esto es, bajo las hipótesis de fluido incompresible y efectos viscosos despreciables. En general, exceptuando el amortiguamiento en balance, donde los efectos viscosos son relevantes, la *teoría*

potencial lineal ha demostrado ser capaz de reproducir adecuadamente las diferentes fuerzas y momentos que intervienen en las ecuaciones que definen el comportamiento del buque en olas (Salvesen *et al.*, 1970, Wahab, 1975, Lindemann y Skomedal, 1983, Inglis, 1980, etc.).

Dentro del ámbito de la teoría potencial lineal, uno de los métodos más difundidos en la determinación de los coeficientes hidrodinámicos de masa adicional y amortiguamiento así como de las fuerzas de excitación de olas es el **Método de las Rebanadas**, que permite tratar el complejo problema de determinar los potenciales de velocidad en torno de un cuerpo tridimensional (como el buque), en un problema bidimensional simplificado, cuya hipótesis básica es considerar el buque como una integración de un número finito de secciones o “rebanadas” bidimensionales aproximadamente equivalente al cuerpo tridimensional. La formulación más conocida del Método de las Rebanadas es la propuesta por Salvesen *et al.* [1970], que mejora las formulaciones predecesoras como la de Korvin-Kroukovsky y Jacobs [1957] con la incorporación de términos que llevan en consideración el efecto de la velocidad de avance del buque y la influencia de la forma de la popa en los coeficientes hidrodinámicos. Esta formulación será usada en el presente estudio.

3.7.1 Amortiguamiento en balance – Método de Ikeda

Debido a la gran influencia de fenómenos de naturaleza viscosa y la fuerte dependencia de la velocidad de avance del buque, la teoría potencial lineal no resulta ser adecuada para la modelación del amortiguamiento en balance. Muchos autores han estudiado este fenómeno y propuesto diversas

formulaciones (analíticas, empíricas y semi-empíricas). Dentro de estas, la formulación semi-empírica de Ikeda [Himeno, 1981] es la más aceptada y difundida en trabajos recientes relacionados a la dinámica del buque [Chakrabarti, 2001]. Esta formulación será usada en el presente estudio, y será descrita brevemente a continuación.

El método de Ikeda se basa en la hipótesis de que el amortiguamiento total en balance, B_ϕ , para un buque de formas convencionales, puede ser subdividido en cinco componentes principales, las cuales se calculan separadamente y posteriormente se suman, esto es:

$$B_\phi = B_W + B_F + B_E + B_L + B_{BK} \quad (3.13)$$

donde:

B_W : amortiguamiento de olas para casco sin quillas de balance (*wave damping*)

B_F : amortiguamiento friccional (*friction damping*)

B_E : amortiguamiento por formación de vórtices (*eddy damping*)

B_L : amortiguamiento debido a sustentación. (*lift damping*)

B_{BK} : amortiguamiento debido a quillas de balance (*bilge keel damping*)

El amortiguamiento debido a las quillas de balance (B_{BK}) también puede ser descompuesto, así:

$$B_{BK} = B_{BKN} + B_{BKH} + B_{BKW} \quad (3.14)$$

donde: B_{BKN} , B_{BKH} , B_{BKW} son, respectivamente, los amortiguamientos de fuerza normal debido a las quillas de balance, de presión en el casco debido a las quillas de balance, y de olas generadas por las quillas de balance.

La descripción detallada de cada una de las componentes del amortiguamiento así como las expresiones para el cálculo de cada una de ellas es presentada por Himeno [1981] y discutidas en Lorca [2001]. La figura 3.3 ilustra esquemáticamente las diferentes componentes del amortiguamiento del balance, en función de la velocidad de avance (número de Froude).

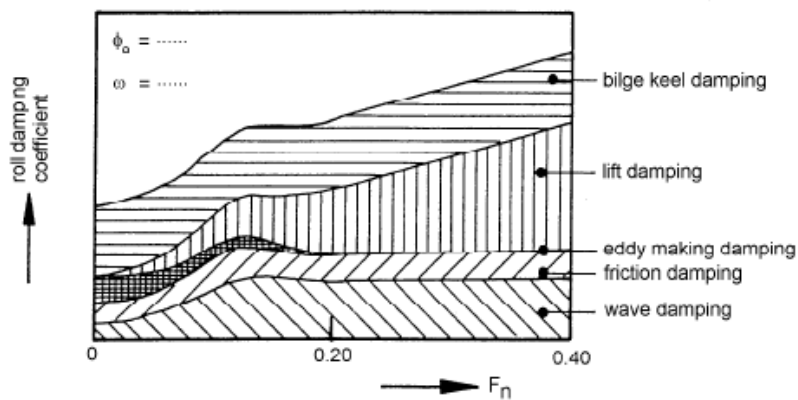


Figura 3.3 Componentes del amortiguamiento del balance olas [Journée y Massie, 2001]

Del punto de vista físico-matemático, el momento de amortiguamiento en balance puede expresarse como una expansión en series de $\dot{\phi}$ y $|\dot{\phi}|$ de la forma:

$$B_{\phi} = B_1 \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} |\dot{\phi}| + B_3 \dot{\phi}^3 + \dots \quad (3.15)$$

Este tipo de representación muestra explícitamente la no linealidad del amortiguamiento en balance, donde los coeficientes B_1 , B_2 , B_3 , ... son

considerados constantes durante un dado movimiento, y dependerán de la amplitud de oscilación permanente del balance, ϕ_A , y de la frecuencia de oscilación ω .

El amortiguamiento expresado de esta forma (ec. 3.15) es difícil de ser tratado analíticamente debido a las no linealidades. De ahí que, usualmente el amortiguamiento no lineal sea reemplazado por un *amortiguamiento equivalente linealizado*, esto es:

$$B_\phi = B_e \dot{\phi} \quad (3.16)$$

donde el coeficiente B_e denota el *coeficiente de amortiguamiento lineal equivalente*. El proceso de linealización más usado para obtener B_e se basa en el Método de la Energía, presentado en Spouge [1988], Rao [1995], entre otros. Este método asume que la energía disipada por el amortiguamiento durante medio ciclo de balance será la misma, ya sea usando amortiguamiento lineal o amortiguamiento no lineal. Según esto, se llega a:

$$B_e = B_1 + \frac{8}{3\pi} \omega \phi_A B_2 + \frac{3}{4} \omega^2 \phi_A^2 B_3 + \dots \quad (3.17)$$

Nótese que el método de Ikeda calcula separadamente para cada frecuencia de oscilación ω , los diversos componentes del amortiguamiento usando diversas formulaciones analíticas y/o empíricas tales como las Tanaka, Kato, Ikeda, entre otros [Himeno, 1981], para posteriormente sumarlos algebraicamente y obtener un amortiguamiento equivalente B_e , función de la amplitud de oscilación ϕ_A y de la frecuencia de oscilación ω . El gráfico B_e vs. ϕ_A correspondiente a cada frecuencia ω , genera una curva (una para cada ω), que

cuando ajustada por la función dada en la ec. (3.17), permite obtener los coeficientes de amortiguamiento B_1 , B_2 , etc., que independen de la amplitud de oscilación.

En el presente estudio, por simplicidad analítica, la estimación del amortiguamiento se hará considerando los términos de hasta segundo orden en la función mostrada en la ec. (3.15), esto es:

$$B_\phi = B_1\dot{\phi} + B_2\dot{\phi}|\dot{\phi}| \quad (3.18)$$

y, por tanto:

$$B_e = B_1 + \frac{8}{3\pi}\omega\phi_A B_2 \quad (3.19)$$

Además del Método de Ikeda, existen otras propuestas para el cálculo del amortiguamiento que incluyen soluciones analíticas que tratan con las ecuaciones completas de Navier-Stokes, sin embargo, las soluciones actualmente disponibles son aplicables solamente a casos particulares y requieren mucho esfuerzo computacional. Soluciones más generales aún están en desarrollo [Graham, 1980; Faltinsen y Sortland, 1987; Downie, Bearman y Graham, 1988]. Los métodos empíricos también se han mostrado bastante útiles del punto de vista del proyecto. Los datos empíricos se obtienen principalmente a partir de experimentos con modelos en escala reducida o buques en escala real ensayados en aguas tranquilas. Una recopilación de datos de ensayos experimentales para un número grande de embarcaciones, así como para dispositivos de amortiguamiento, puede encontrarse en Barr y Ankudinov

[1977]. En el caso de pesqueros de pequeño porte, Haddara y Leung [1994] presentan resultados experimentales, mostrando la influencia de la velocidad de avance en el amortiguamiento.

3.7.2 Restauración hidrostática no lineal

Las formas analíticas de las acciones restaurativas lineales son ampliamente conocidas y tratadas en la literatura especializada de Mecánica de Vehículos Marinos y Dinámica del Buque [Bhattacharyya, 1978, Rawson y Tupper, 1983, Journée y Massie, 2001]. Sin embargo, como el enfoque del presente trabajo es un fenómeno resonante de naturaleza no lineal, la modelación de las acciones restaurativas, considerando sólo términos lineales, resulta insuficiente e incapaz de describir matemáticamente la resonancia paramétrica.

Usualmente, las acciones restaurativas no lineales son consideradas implícitamente en la modelación numérica de la geometría sumergida del casco – que varía periódicamente debido a los movimientos del buque y el paso de la ola sobre el casco. Esa modelación, a pesar ser relativamente simple de ser implementada numéricamente, tiene una gran desventaja: no permite explorar extensiva y directamente la influencia de los diferentes parámetros geométricos del casco en las respuestas del buque. Con la intención de superar este obstáculo, Rodríguez [2004] desarrolló una *modelación analítica* no lineal que representa las fuerzas y momentos de restauración por medio de expansiones multivariadas en series de Taylor considerando no linealidades de hasta tercer orden que incluyen acoplamientos entre los movimientos restaurativos del

buque y la geometría de la ola. Debido a su fácil implementación numérica, menor tiempo computacional, y sobretodo, ventajas de análisis, adoptaremos esa última modelación en el presente trabajo.

Esa modelación considera que las acciones restaurativas en arfada ($Z_{rest.}$), balance ($K_{rest.}$) y cabeceo ($M_{rest.}$) en aguas tranquilas puedan ser expresadas como:

$$\begin{aligned}
Z_{rest.} = & Z_z z + Z_\phi \phi + Z_\theta \theta + \frac{1}{2} \{ Z_{zz} z^2 + Z_{\phi\phi} \phi^2 + Z_{\theta\theta} \theta^2 + 2Z_{z\phi} z\phi + 2Z_{z\theta} z\theta + 2Z_{\phi\theta} \phi\theta \} \\
& + \frac{1}{6} \{ Z_{zzz} z^3 + 3Z_{zz\phi} z^2\phi + 3Z_{zz\theta} z^2\theta + 3Z_{\phi\phi z} \phi^2 z + Z_{\phi\phi\phi} \phi^3 + 3Z_{\phi\phi\theta} \phi^2\theta \\
& + 3Z_{\theta\theta z} \theta^2 z + 3Z_{\theta\theta\phi} \theta^2\phi + Z_{\theta\theta\theta} \theta^3 + 6Z_{z\phi\theta} z\phi\theta \}
\end{aligned} \tag{3.20}$$

$$\begin{aligned}
K_{rest.} = & K_z z + K_\phi \phi + K_\theta \theta + \frac{1}{2} \{ K_{zz} z^2 + K_{\phi\phi} \phi^2 + K_{\theta\theta} \theta^2 + 2K_{z\phi} z\phi + 2K_{z\theta} z\theta + 2K_{\phi\theta} \phi\theta \} \\
& + \frac{1}{6} \{ K_{zzz} z^3 + 3K_{zz\phi} z^2\phi + 3K_{zz\theta} z^2\theta + 3K_{\phi\phi z} \phi^2 z + K_{\phi\phi\phi} \phi^3 + 3K_{\phi\phi\theta} \phi^2\theta \\
& + 3K_{\theta\theta z} \theta^2 z + 3K_{\theta\theta\phi} \theta^2\phi + K_{\theta\theta\theta} \theta^3 + 6K_{z\phi\theta} z\phi\theta \}
\end{aligned} \tag{3.21}$$

$$\begin{aligned}
M_{rest.} = & M_z z + M_\phi \phi + M_\theta \theta + \frac{1}{2} \{ M_{zz} z^2 + M_{\phi\phi} \phi^2 + M_{\theta\theta} \theta^2 + 2M_{z\phi} z\phi + 2M_{z\theta} z\theta + \\
& + 2M_{\phi\theta} \phi\theta \} + \frac{1}{6} \{ M_{zzz} z^3 + 3M_{zz\phi} z^2\phi + 3M_{zz\theta} z^2\theta + 3M_{\phi\phi z} \phi^2 z + M_{\phi\phi\phi} \phi^3 \\
& + 3M_{\phi\phi\theta} \phi^2\theta + 3M_{\theta\theta z} \theta^2 z + 3M_{\theta\theta\phi} \theta^2\phi + M_{\theta\theta\theta} \theta^3 + 6M_{z\phi\theta} z\phi\theta \}
\end{aligned} \tag{3.22}$$

En las expresiones (3.20), (3.21) y (3.22) fue introducida la notación indicial para describir las derivadas en las series de Taylor. Esas derivadas son variaciones de las fuerzas o momentos en relación a los desplazamientos (lineales o angulares) evaluados en la posición “0” (posición de equilibrio), esto es, cuando $z = 0$, $\phi = 0$ y $\theta = 0$. A modo de ejemplo, en el caso de arfada, tenemos:

$$\begin{aligned}
Z_z &= \left. \frac{\partial Z}{\partial z} \right|_0 & Z_\phi &= \left. \frac{\partial Z}{\partial \phi} \right|_0 & Z_\theta &= \left. \frac{\partial Z}{\partial \theta} \right|_0 \\
Z_{zz} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} \right|_0 & Z_{\phi\phi} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \phi^2} \right|_0 & Z_{\theta\theta} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \theta^2} \right|_0 \\
Z_{z\phi} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial z \partial \phi} \right|_0 = \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \phi \partial z} \right|_0 & Z_{z\theta} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial z \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \theta \partial z} \right|_0 & Z_{\phi\theta} &= \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \phi \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^2 Z}{\partial \theta \partial \phi} \right|_0 \\
Z_{zzz} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z^3} \right|_0 & Z_{\phi\phi\phi} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi^3} \right|_0 & Z_{\theta\theta\theta} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta^3} \right|_0 \\
Z_{zz\phi} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z^2 \partial \phi} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial z^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \phi \partial z} \right|_0 \\
Z_{zz\theta} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z^2 \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial z^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \theta \partial z} \right|_0 \\
Z_{\phi\phi z} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi^2 \partial z} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \phi^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial z \partial \phi} \right|_0 & Z_{\phi\theta\theta} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi^2 \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial \phi^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial \theta \partial \phi} \right|_0 \\
Z_{\theta\theta z} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta^2 \partial z} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \theta^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial z \partial \theta} \right|_0 & Z_{\theta\theta\phi} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta^2 \partial \phi} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial \theta^2} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial \phi \partial \theta} \right|_0 \\
Z_{z\phi\theta} &= \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \phi \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial z \partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial z \partial \phi} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \phi \partial \theta \partial z} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial \theta \partial \phi \partial z} \right|_0 = \left. \frac{\partial^3 Z}{\partial z \partial \theta \partial \phi} \right|_0
\end{aligned}
\tag{3.23}$$

Por simplicidad de notación, se prefirió usar solamente Z en vez de Z_{rest} . para denotar la fuerza de restauración en arfada. Para los momentos de restauración en balance y cabeceo, las expresiones para los coeficientes o derivadas son análogas a las mostradas para arfada.

Debido a la simetría lateral del buque, y a algunas consideraciones de carácter matemático – las restauraciones en arfada y cabeceo son funciones pares en balance; y el momento restaurador en balance es impar en arfada y cabeceo – los siguientes coeficientes deberán ser nulos:

$$\begin{aligned}
 Z_{\phi} &= Z_{z\phi} = Z_{\phi\theta} = Z_{\phi\phi\phi} = Z_{zz\phi} = Z_{\theta\theta\phi} = Z_{z\phi\theta} = 0 \\
 K_z &= K_{\theta} = K_{zz} = K_{\phi\phi} = K_{\theta\theta} = K_{z\theta} = K_{zzz} = K_{\theta\theta\theta} = K_{zz\theta} = K_{\phi\phi z} = K_{\phi\phi\theta} = K_{\theta\theta z} = 0 \\
 M_{\phi} &= M_{z\phi} = M_{\phi\theta} = M_{\phi\phi\phi} = M_{zz\phi} = M_{\theta\theta\phi} = M_{z\phi\theta} = 0
 \end{aligned}
 \tag{3.24}$$

Como la dependencia de la restauración en cada uno de los movimientos quedó explicitada los términos de la serie de Taylor, los coeficientes de los términos de esa serie deberán contener la dependencia en la geometría del casco [Rodríguez 2004, Neves y Rodríguez 2005, 2006b]. A continuación presentamos las expresiones finales para los coeficientes de restauración hidrostática en aguas tranquilas (Tablas 3.1 a 3.3), agrupados según su grado de no linealidad:

Tabla 3.1 Coeficientes de restauración hidrostática lineales (aguas tranquilas)

Arfada	Balance	Cabeceo
$Z_z = \rho g A_0$	$K_z = 0$	$M_z = -\rho g A_0 x_{f0}$
$Z_\phi = 0$	$K_\phi = \rho g [\nabla_0 (\bar{z}_{B0} - \bar{z}_G) + I_{xx0}]$	$M_\phi = 0$
$Z_\theta = -\rho g A_0 x_{f0}$	$K_\theta = 0$	$M_\theta = \rho g [\nabla_0 (\bar{z}_{B0} - \bar{z}_G) + I_{yy0}]$

Tabla 3.2 Coeficientes de restauración hidrostática de segundo orden (aguas tranquilas)

Arfada	Balance	Cabeceo
$Z_{zz} = -2\rho g \int_L \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$K_{zz} = 0$	$M_{zz} = 2\rho g \int_L \bar{x} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$
$Z_{z\phi} = 0$	$K_{z\phi} = -2\rho g \int_L \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$M_{z\phi} = 0$
$Z_{z\theta} = 2\rho g \int_L \bar{x} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$K_{z\theta} = 0$	$M_{z\theta} = -2\rho g \int_L \bar{x}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$
$Z_{\phi\phi} = -2\rho g \int_L \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$K_{\phi\phi} = 0$	$M_{\phi\phi} = 2\rho g \int_L \bar{x} \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$
$Z_{\phi\theta} = 0$	$K_{\phi\theta} = 2\rho g \int_L \bar{x} \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$M_{\phi\theta} = 0$
$Z_{\theta\theta} = -2\rho g \int_L \bar{x}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$	$K_{\theta\theta} = 0$	$M_{\theta\theta} = 2\rho g \int_L \bar{x}^3 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} dx$

Tabla 3.3a Coef. de restauración hidrostática de tercer orden en arfada (aguas tranquilas)

Arfada		
$Z_{zzz} = 0^*$	$Z_{zz\phi} = 0$	$Z_{zz\theta} = 0^*$
$Z_{\phi\phi z} = \rho g \left[4 \int_L \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + A_0 \right]$	$Z_{\phi\phi\phi} = 0$	$Z_{\phi\phi\theta} = -\rho g \left[4 \int_L \bar{x} \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + A_0 x_{f0} \right]$
$Z_{\theta\theta z} = 0^*$	$Z_{\theta\theta\phi} = 0$	$Z_{\theta\theta\theta} = -2\rho g A_0 x_{f0}^*$

Tabla 3.3b Coef. de restauración hidrostática de tercer orden en balance (aguas tranquilas)

Balance		
$K_{zzz} = 0$	$K_{zz\phi} = \rho g \left[4 \int_L \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + A_0 \right]$	$K_{zz\theta} = 0$
$K_{\phi\phi z} = 0$	$K_{\phi\phi\phi} = \rho g \left[8 \int_L \bar{y}^3 \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + 2I_{xx0} - \nabla_0 \bar{z}_{B0} + \nabla_0 \bar{z}_G \right]^{**}$	$K_{\phi\phi\theta} = 0$
$K_{\theta\theta z} = 0$	$K_{\theta\theta\phi} = \rho g \left[4 \int_L \bar{x}^2 \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + I_{yy0} \right]$	$K_{\theta\theta\theta} = 0$

Tabla 3.3c Coef. de restauración hidrostática de tercer orden en cabeceo (aguas tranquilas)

Cabeceo		
$M_{zzz} = 0^*$	$M_{zz\phi} = 0$	$M_{zz\theta} = 0^*$
$M_{\phi\phi z} = -\rho g \left[4 \int_L \bar{x} \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + A_0 x_{f0} \right]$	$M_{\phi\phi\phi} = 0$	$M_{\phi\phi\theta} = \rho g \left[4 \int_L \bar{x}^2 \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + I_{yy0} \right]$
$M_{\theta\theta z} = 0^*$	$M_{\theta\theta\phi} = 0$	$M_{\theta\theta\theta} = \rho g [2I_{yy0} - \nabla_0 \bar{z}_{B0} + \nabla_0 \bar{z}_G]^*$

Tabla 3.3d Coef. restauración hidrostática de acoplamientos de tercer orden (aguas tranquilas)

Acoplamientos arfada-balance-cabeceo		
$Z_{z\phi\theta} = 0$	$K_{z\phi\theta} = -\rho g \left[4 \int_L \bar{x} \bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 dx + A_0 x_{f0} \right]$	$M_{z\phi\theta} = 0$

*Expresiones exactas para buque de costados rectos inclinados. Para buques de formas convencionales y curvaturas seccionales transversales suaves ($\partial^2 \bar{y} / \partial \bar{z}^2|_0 \rightarrow 0$), estas expresiones son una buena aproximación..**Válida para ángulos de balance menores que el ángulo de inmersión de cubierta.

En las expresiones mostradas en las tablas anteriores (Tablas 3.1 a 3.3), ρ es la densidad del fluido donde se encuentra el buque, ∇_0 es el volumen sumergido hasta la posición de equilibrio, A_0 es el área del plano de flotación, x_{f0} es la

coordenada longitudinal del centro de flotación, \bar{z}_{B_0} es la coordenada vertical del centro de carena ∇_0 , \bar{z}_G es la coordenada vertical del centro de gravedad, I_{xx0} y I_{yy0} son los momentos de inercia del área de flotación en relación al eje longitudinal y transversal, respectivamente, \bar{y} y $\partial\bar{y}/\partial\bar{z}$ son la semi-manga y el lanzamiento del costado (*flare*), respectivamente, de cada estación \bar{x} a lo largo del buque. Todas estas características geométricas están referidas al plano de flotación de equilibrio ($\bar{z} = 0$).

Como ya mencionado, la restauración no es sólo función de los movimientos del buque, sino también de la forma de la superficie libre (perfil de la ola). El perfil de la ola también modifica periódicamente el volumen sumergido del buque, y consecuentemente, el empuje. Dentro del ámbito de la teoría lineal, esta contribución adicional en la restauración es de orden superior y por tanto, no es considerada.

Sin embargo, como explicado anteriormente, debido al carácter no lineal del fenómeno en cuestión (resonancia paramétrica), esa contribución debe ser incorporada, considerando inclusive términos de hasta tercer orden – a efectos de compatibilidad con los otros términos de restauración (función de los movimientos) – y así garantizar una adecuada descripción matemática de la resonancia paramétrica.

La introducción del efecto del paso de la ola en la restauración genera coeficientes hidrostáticos adicionales, con dependencia directa de la función que describe la elevación de la ola a lo largo del casco. Debido a esta dependencia, algunos autores [Arnold *et al.*, 2003] consideran las no linealidades oriundas del paso de las olas, no como acciones restaurativas (como son consideradas aquí), sino como contribuciones no lineales de las fuerzas y momentos de excitación directa de olas. Esto no causa modificación alguna en las respuestas del buque, pues apenas altera la posición de los términos con influencia de ola en las ecuaciones de movimiento. Hecha esta observación, pasamos a mostrar las expresiones finales de los coeficientes de restauración de ola hasta el tercer orden (Tablas 3.4 y 3.5). Los detalles de la obtención de estos coeficientes son presentados en Rodríguez [2004].

Tabla 3.4 Coef. de restauración de segundo orden debidos al perfil de la ola

Arfada	Balance	Cabeceo
$Z_{\zeta z}(t) = 2\rho g \int_L \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \zeta dx$	$K_{\zeta z}(t) = 0$	$M_{\zeta z}(t) = -2\rho g \int_L \bar{x} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \zeta dx$
$Z_{\zeta \phi}(t) = 0$	$K_{\zeta \phi}(t) = 2\rho g \int_L \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \zeta dx$	$M_{\zeta \phi}(t) = 0$
$Z_{\zeta \theta}(t) = -2\rho g \int_L \bar{x} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \zeta dx$	$K_{\zeta \theta}(t) = 0$	$M_{\zeta \theta}(t) = 2\rho g \int_L \bar{x}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \zeta dx$

Tabla 3.5a Coef. de restauración de tercer orden en arfada debidos al perfil de la ola

Arfada		
$Z_{\zeta \zeta z}(t) = 0^*$	$Z_{\zeta \zeta \phi}(t) = 0$	$Z_{\zeta \zeta \theta}(t) = 0^*$
$Z_{\zeta \zeta z z}(t) = 0^*$	$Z_{\zeta \zeta \phi \phi}(t) = 0$	$Z_{\zeta \zeta \theta \theta}(t) = 0^*$
$Z_{\phi \phi \zeta}(t) = -\rho g \int_L \left[2\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \bar{y} \right] \zeta dx$	$Z_{\theta \theta \zeta}(t) = 0^*$	$Z_{\zeta \phi \theta}(t) = 0$

Tabla 3.5b Coef. de restauración de tercer orden en balance debidos al perfil de la ola

Balance		
$K_{\zeta\zeta\zeta}(t) = 0$	$K_{\zeta\zeta\phi}(t) = \rho g \int_L \left[2\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \bar{y} \right] \zeta^2 dx$	$K_{\zeta\zeta\theta}(t) = 0$
$K_{\zeta\zeta\zeta}(t) = 0$	$K_{\zeta\zeta\phi}(t) = -\rho g \int_L \left[4\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{y} \right] \zeta dx$	$K_{\zeta\zeta\theta}(t) = 0$
$K_{\phi\phi\zeta}(t) = 0$	$K_{\theta\theta\zeta}(t) = 0$	$K_{\zeta\phi\theta}(t) = \rho g \int_L \left[4\bar{x}\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{x}\bar{y} \right] \zeta dx$

Tabla 3.5c Coef. de restauración de tercer orden en cabeceo debidos al perfil de la ola

Cabeceo		
$M_{\zeta\zeta\zeta}(t) = 0^*$	$M_{\zeta\zeta\phi}(t) = 0$	$M_{\zeta\zeta\theta}(t) = 0^*$
$M_{\zeta\zeta\zeta}(t) = 0^*$	$M_{\zeta\zeta\phi}(t) = 0$	$M_{\zeta\zeta\theta}(t) = 0^*$
$M_{\phi\phi\zeta}(t) = \rho g \int_L \left[2\bar{x}\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \bar{x}\bar{y} \right] \zeta dx$	$M_{\theta\theta\zeta}(t) = 0^*$	$M_{\zeta\phi\theta}(t) = 0$

**Se aplican las mismas hipótesis que para el caso de los coeficientes de restauración en aguas tranquilas.*

En las tablas anteriores (Tablas 3.4 y 3.5), ζ representa la elevación de la ola para cada estación \bar{x} del buque. En el caso de olas longitudinales, la función que describe la elevación de la ola es dada por la ec. (3.7). Esa función introduce dependencia armónica de diferente orden en la restauración de ola. La parte armónica de los coeficientes de restauración puede ser decompuesta en componentes de seno y coseno. Para el caso de los coeficientes de restauración de ola en balance tenemos:

$$\begin{aligned}
K_{\zeta\phi}(t) &= A_w K_{\zeta\phi c} \cos(\omega_e t) + A_w K_{\zeta\phi s} \sin(\omega_e t) \\
K_{\zeta z\phi}(t) &= A_w K_{\zeta z\phi c} \cos(\omega_e t) + A_w K_{\zeta z\phi s} \sin(\omega_e t) \\
K_{\zeta\phi\theta}(t) &= A_w K_{\zeta\phi\theta c} \cos(\omega_e t) + A_w K_{\zeta\phi\theta s} \sin(\omega_e t) \\
K_{\zeta\zeta\phi}(t) &= A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi c} \cos(2\omega_e t) + A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi s} \sin(2\omega_e t) + A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi 0}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

donde:

$$\begin{aligned}
K_{\zeta\phi c} &= 2\rho g \int_L \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \cos(kx) dx & K_{\zeta\phi s} &= -2\rho g \int_L \bar{y}^2 \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \sin(kx) dx \\
K_{\zeta z\phi c} &= -\rho g \int_L \left[4\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{y} \right] \cos(kx) dx & K_{\zeta z\phi s} &= \rho g \int_L \left[4\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{y} \right] \sin(kx) dx \\
K_{\zeta\phi\theta c} &= \rho g \int_L \left[4\bar{x}\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{x}\bar{y} \right] \sin(kx) dx & K_{\zeta\phi\theta s} &= -\rho g \int_L \left[4\bar{x}\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + 2\bar{x}\bar{y} \right] \sin(kx) dx \\
K_{\zeta\zeta\phi c} &= \rho g \int_L \left[\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \frac{1}{2} \bar{y} \right] \cos(2kx) dx & K_{\zeta\zeta\phi s} &= -\rho g \int_L \left[\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \frac{1}{2} \bar{y} \right] \sin(2kx) dx \\
K_{\zeta\zeta\phi 0} &= \rho g \int_L \left[\bar{y} \left(\frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \frac{1}{2} \bar{y} \right] dx
\end{aligned} \tag{3.26}$$

Estas expresiones, (3.26), vienen a ser coeficientes de las componentes armónicas de los coeficientes de restauración de balance en olas longitudinales. Los subíndices “c” y “s” denotan las componentes coseinodales y senoidales, respectivamente.

3.8 ECUACIONES DE MOVIMIENTO EN OLAS LONGITUDINALES

Con base en las ecuaciones (3.11), y habiendo descrito ya la naturaleza y algunas expresiones más usuales para las fuerzas y momentos externos (secciones 3.6 y 3.7), estamos en capacidad de expresar, por extenso, las ecuaciones de movimiento del buque en olas longitudinales.

3.8.1 Modelación lineal

A pesar de que la modelación clásica lineal sea incapaz de describir matemáticamente fenómenos de naturaleza no lineal, como por ejemplo, el balance paramétrico, resulta siempre conveniente mostrar las ecuaciones clásicas lineales para dejar más evidente la influencia de las no linealidades (que serán introducidas más adelante en la modelación no lineal) y familiarizarnos con la dinámica básica.

Por otro lado, se sabe bien que, en buques de formas convencionales y movimientos moderados, la modelación lineal se muestra bastante adecuada en la simulación de las respuestas del buque en arfada y cabeceo [Salvesen *et al.*, 1970, Bhattacharyya 1978, Journée y Massie, 2001, etc.]. Esto indicaría que para esos casos las no linealidades son poco relevantes, y por tanto pueden ser desconsideradas. Las ecuaciones (3.27), (3.28) y (3.29) muestran las respectivas ecuaciones lineales en olas longitudinales.

En arfada:

$$(m + Z_{\ddot{z}})\ddot{z} + Z_{\dot{z}}\dot{z} + Z_{\ddot{\theta}}\ddot{\theta} + Z_{\dot{\theta}}\dot{\theta} + Z_z z + Z_{\theta}\theta = A_w Z_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w3}) \quad (3.27)$$

En balance:

$$(J_{xx} + K_{\ddot{\phi}})\ddot{\phi} + K_{\dot{\phi}}\dot{\phi} + K_{\phi}\phi = 0 \quad (3.28)$$

En cabeceo:

$$(J_{yy} + M_{\ddot{\theta}})\ddot{\theta} + M_{\dot{\theta}}\dot{\theta} + M_z\ddot{z} + M_z\dot{z} + M_z z + M_{\theta}\theta = A_w M_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w5}) \quad (3.29)$$

Como puede verse, las fuerzas y momentos externos fueron agrupados de tal forma que en el lado derecho de las ecuaciones de movimiento sólo queden las fuerzas y momentos de excitación directa de olas. Esta forma, a pesar de ser diferente de la nomenclatura clásica (nomenclatura indicial con números), obedece exactamente a la forma lineal de las ecuaciones de movimiento en arfada, balance y cabeceo en el caso de olas longitudinales – Salvesen *et al.* [1970], Bhattacharyya [1978], Lewis [1989], etc.. El uso de una nomenclatura diferente a la clásica se justifica en el hecho de que más adelante, al introducir términos no lineales, la nomenclatura clásica se torna bastante confusa y extensa. En la presente nomenclatura, que será la misma a ser usada en la modelación no lineal, los términos cuyos subíndices tienen dos puntos son los coeficientes de masa adicional, aquellos cuyos subíndices tienen un punto son los coeficientes de amortiguamiento, y los que no tienen punto alguno son los coeficientes de restauración.

En las ecuaciones (3.27), (3.28) y (3.29) se destaca lo siguiente:

- Ecuaciones de arfada y cabeceo acopladas mutuamente en masa adicional, amortiguamiento y restauración. Hay transferencia mutua de energía entre estos dos modos.
- Ecuación de balance desacoplada totalmente de los movimientos de arfada y cabeceo. No hay transferencia de energía entre el balance y los modos verticales, y viceversa.
- Las acciones restaurativas en los tres movimientos no contemplan restauración de olas (como ya fue mostrado, ésta es de orden superior).
- En arfada y cabeceo, la excitación directa de olas es armónica. Dependiendo de la frecuencia de encuentro puede haber resonancia en arfada y/o cabeceo.
- En balance, la excitación directa de olas es nula. No hay posibilidad alguna de resonancia directa.
- Coeficiente de restauración en balance constante – independiente del tiempo. Por tanto, no hay posibilidad alguna de resonancia indirecta (paramétrica).

Las formas de las ecuaciones de las ecuaciones de movimiento lineales son análogas a las de un oscilador mecánico masa – resorte – amortiguador con características lineales. La arfada y cabeceo corresponden a los casos de movimiento armónico forzado, y el balance a un movimiento armónico simple libre. El comportamiento dinámico descrito por el oscilador mecánico es

tratado ampliamente en la literatura especializada [Rao, 1995, Hooft, 1982, Hagedorn, 1982, Meyers *et al.*, 1975, Journée y Massie, 2001), donde también se presentan soluciones analíticas para las amplitudes y fases de las respuestas en el dominio de la frecuencia.

3.8.2 Modelación no lineal

Siendo el balance paramétrico un problema de naturaleza no lineal, la modelación de las ecuaciones de movimiento para el estudio de este fenómeno debería incorporar estrictamente todas las no linealidades posibles en las fuerzas y momentos que actúan sobre el buque. Sin embargo, esto haría con que la modelación sea demasiado restrictiva en su uso debido a su complejidad, y por tanto, de poca aplicación práctica. Además, a partir de estudios experimentales y teóricos se sabe que muchas de las no linealidades, representan apenas refinamientos de poca relevancia en la respuesta del buque. Las no linealidades en los términos de masa adicional y amortiguamiento (excepto en el balance) así como los acoplamientos entre ellos, son un claro ejemplo de esto, como queda evidenciado en el trabajo de Abkowitz [1969].

Sin embargo, tanto en el amortiguamiento en balance como en la restauración, las no linealidades son de vital importancia. En el amortiguamiento en balance, a diferencia de arfada y cabeceo, los efectos viscosos son relevantes. Estos efectos viscosos son de naturaleza no lineal y deben necesariamente ser incorporados (como explicado en la sección 3.7.1). La restauración, que ya juega un papel preponderante en fenómenos resonantes lineales, adquiere un

carácter determinante en el surgimiento de la resonancia paramétrica del balance. Ésta, además de ser un fenómeno resonante, tiene naturaleza no lineal, y como tal, exige la inclusión de no linealidades.

3.8.2.1 Modelaciones clásicas: La modelación no lineal más simplificada capaz de reproducir matemáticamente la resonancia paramétrica, debe incluir necesariamente no linealidades de hasta segunda orden en la restauración de la ecuación de balance. En esta modelación simple se asume además que, las respuestas en arfada y cabeceo, así como el amortiguamiento en balance, corresponden a la modelación lineal, y por tanto, quedan desacopladas de la ecuación de balance, que entonces resulta dada por:

$$(J_{.xx} + K_{\phi})\ddot{\phi} + K_{\phi}\dot{\phi} + K_{\phi}\phi + K_{z\phi}z\dot{\phi} + K_{\phi\theta}\phi\dot{\theta} + K_{\zeta\phi}(t)\phi = 0 \quad (3.30)$$

Las respuestas lineales en arfada y cabeceo pueden expresarse como:

$$z = A_w z_a \cos(\omega_e t + \delta_3)$$

$$\theta = A_w \theta_a \cos(\omega_e t + \delta_5)$$

(3.31)

donde: z_a y θ_a son las amplitudes de movimiento por unidad de amplitud de ola (también denominadas funciones de transferencia) en arfada y cabeceo, respectivamente. δ_3 y δ_5 son, respectivamente, los desfases de estas respuestas en relación a la ola.

Si reemplazamos las expresiones (3.31) en la ecuación (3.30), la ecuación de movimiento de balance toma la siguiente forma:

$$(J_{xx} + K_{\phi})\ddot{\phi} + K_{\phi} \phi + [K_{\phi} + A_w e_1 \cos(\omega_e t + \gamma_1)] \phi = 0 \quad (3.32)$$

donde: e_1 y γ_1 son, respectivamente, la amplitud y el desfase de excitación paramétrica, que aquí será denominada de **excitación paramétrica primaria** (las expresiones para e_1 y γ_1 están mostradas en el Apéndice A). La ecuación de balance expresada en la forma (3.32) es una ecuación lineal con coeficiente de restauración armónico. Este tipo de ecuación es conocido en la literatura como **Ecuación de Mathieu**, y es la forma más básica de abordar el problema de la resonancia paramétrica. Esta ecuación no tiene solución analítica, sin embargo, la estabilidad de sus soluciones puede ser investigada analíticamente de forma relativamente simple a través de los diagramas de Mathieu, también denominados Diagramas de Ince-Strutt [Cesari, 1971, Hagedorn, 1982, Hooft, 1982, Shin *et al.*, 2004].

La figura 3.4 muestra un diagrama típico de Mathieu con las zonas de estabilidad (regiones achuradas) e inestabilidad (regiones en blanco) de las soluciones de Mathieu. Las zonas de inestabilidad corresponden a condiciones en las que, dada una perturbación inicial, hay desenvolvimiento de balance paramétrico, i.e, la amplitud de respuesta en balance se amplifica indefinidamente. Las zonas de estabilidad corresponden a condiciones donde, dada una perturbación inicial, hay decaimiento de la respuesta de balance. Las curvas que definen las fronteras entre las zonas estables e inestables son

denominadas Límites de Estabilidad, aquí las respuestas son periódicas y dependen de la magnitud de la perturbación inicial.

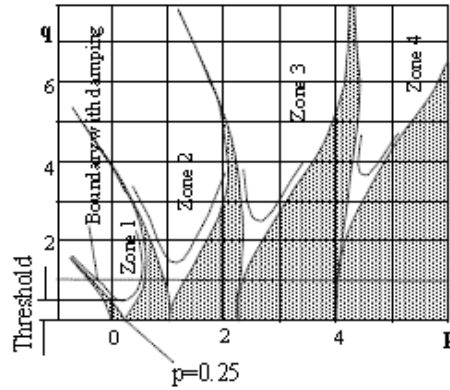


Figura 3.4 Diagrama típico de Mathieu [Shin *et al.*, 2004]

Aplicados al caso del balance paramétrico del buque en olas longitudinales, los parámetros p y q del diagrama de Mathieu pueden ser definidos como:

- p : relación cuadrática entre la frecuencia natural del balance y la frecuencia de encuentro (frecuencia de excitación paramétrica), i.e:

$$p = \left(\frac{\omega_{n4}}{\omega_e} \right)^2 \quad (3.33)$$

- q : parámetro que depende de la amplitud de excitación paramétrica.

El diagrama de Mathieu define zonas de inestabilidad en torno de:

$$p = \frac{n^2}{4}, \quad n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (3.34)$$

De estos valores, la zona más relevante es la que se inicia en $p = 0.25$ (que corresponde exactamente a una frecuencia de excitación paramétrica igual a

dos veces la frecuencia natural de balance), pues su área de inestabilidad es significativamente más amplia que las demás. Ya $p = 1$, define un área de inestabilidad más estrecha que, en general, resulta irrelevante en el análisis de la resonancia paramétrica [Sánchez y Nayfeh, 1990, Neves *et al.*, 1999]. Las otras áreas de inestabilidad son progresivamente más pequeñas y de menor importancia, pudiendo llegar a desaparecer con la introducción del amortiguamiento.

Como puede observarse en la figura. 3.4, los efectos del amortiguamiento lineal en los límites de estabilidad son:

- reducción del área de las zonas inestables;
- “ascenso” de los límites de estabilidad creando un valor mínimo crítico (“threshold”) para la amplitud de excitación paramétrica;
- leve desintonía en relación a las sintonías paramétricas principales.

A pesar de que la ecuación de Mathieu permita identificar la presencia de amplificaciones del balance causadas por excitación paramétrica, ésta no permite evaluar la magnitud final de las oscilaciones paramétricas. Para lograr esto, deben incorporarse no linealidades adicionales en el amortiguamiento y/o en la restauración de balance para “estabilizar” las oscilaciones amplificantes. Por razones ya expuestas anteriormente, el amortiguamiento no lineal en balance es siempre incorporado. Ya en el caso de las no linealidades restaurativas en balance, existen diversas propuestas que van desde la

incorporación de un término cúbico en la ecuación del balance también denominada modelación de *Mathieu-Duffing* [Hoof, 1982, Hagedorn, 1982, Valerio, 1994, Kobylinski y Kastner, 2003], pasando por términos de quinta y séptima orden en los términos de restauración pura del balance [Spyrou, 2000], hasta la incorporación de no linealidades “*ad hoc*” (intuitivas) [Francescutto y [Bulian](#), 2002, [Bulian et al.](#), 2003]. Estas no linealidades no influyen en la excitación paramétrica pues sus coeficientes no contienen dependencia temporal armónica, sin embargo, controlan la magnitud de las respuestas paramétricas estabilizándolas en un régimen permanente (denominado ciclo límite).

Con la incorporación de esas no linealidades adicionales, las modelaciones basadas en la ecuación de Mathieu-Duffing y las modelaciones derivadas de esta han demostrado ser capaces de reproducir razonablemente bien las amplificaciones paramétricas para varios tipos de buques. Desafortunadamente, existen muchos casos (principalmente asociados a resonancia paramétrica intensa) en los que las simulaciones numéricas basadas en esas modelaciones tienden a sobrestimar los movimientos paramétricos observados experimentalmente [Umeda *et al.*, 2003]. Buques de pesca, porta-contenedores y cruceros de pasajeros son embarcaciones propensas a amplificaciones paramétricas intensas [Dallinga *et al.*, 1998, Neves *et al.*, 2002, France *et al.*, 2003, Palmquist y Nygren, 2004] que no son simuladas adecuadamente por las modelaciones basadas en Mathieu.

En estos casos, se ha observado experimental y numéricamente que las respuestas en arfada y cabeceo no son exactamente armónicas simples (como lo son las respuestas lineales). Se ha observado inclusive que la restauración del balance en olas puede contener subarmónicos y asimetrías en relación a su valor en aguas tranquilas [Skomedal, 1982, Lindemann y Skomedal, 1983, Spyrou, 2000, Liaw *et al.* 1993, Liaw, 1994], lo que estaría caracterizando la coexistencia de excitaciones paramétricas no-armónicas y/o sub-armónicas no lineales juntamente con la excitación paramétrica primaria. Estas contribuciones adicionales en la excitación paramétrica no son pasibles de ser representadas por medio de las modelaciones de segundo orden (basadas en Mathieu), lo que hace necesario la incorporación de términos no lineales adicionales no sólo en la ecuación de balance, sino también en las ecuaciones de arfada y cabeceo.

3.8.2.2 La modelación de Rodríguez [2004]: Hechas las consideraciones anteriores, la modelación propuesta por Rodríguez [2004] contempla no linealidades de hasta tercer orden en la restauración acoplando completamente los modos de arfada, balance y cabeceo, garantizando así la transferencia de energía en ambos sentidos: de los modos verticales para el balance, y viceversa. Luego, las ecuaciones de movimiento quedan dadas por:

En arfada:

$$(m + Z_{\dot{z}})\ddot{z} + Z_z\dot{z} + Z_{\ddot{\theta}}\ddot{\theta} + Z_{\dot{\theta}}\dot{\theta} + Z_z z + Z_{\theta}\theta + \frac{1}{2}Z_{zz}z^2 + \frac{1}{2}Z_{\phi\phi}\phi^2 + \frac{1}{2}Z_{\theta\theta}\theta^2 + Z_{z\theta}z\theta +$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{6}Z_{zzz}z^3 + \frac{1}{2}Z_{zz\theta}z^2\theta + \frac{1}{2}Z_{\phi\phi z}\phi^2z + \frac{1}{2}Z_{\phi\phi\theta}\phi^2\theta + \frac{1}{2}Z_{\theta\theta z}\theta^2z + \frac{1}{6}Z_{\theta\theta\theta}\theta^3 + \\
& Z_{\zeta z}(t)z + Z_{\zeta\theta}(t)\theta + Z_{\zeta\zeta z}(t)z + Z_{\zeta\zeta z}(t)z^2 + Z_{\zeta\zeta\theta}(t)\theta + Z_{\zeta\zeta\theta}(t)z\theta + Z_{\phi\phi\zeta}(t)\phi^2 + \\
& Z_{\theta\theta\zeta}\theta^2 = A_w Z_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w3})
\end{aligned}
\tag{3.35}$$

En balance:

$$\begin{aligned}
& (J_{xx} + K_{\ddot{\phi}})\ddot{\phi} + K_{\dot{\phi}}\dot{\phi} + K_{|\dot{\phi}|}\dot{\phi}|\dot{\phi}| + K_{\phi}\phi + K_{z\phi}z\phi + K_{\phi\theta}\phi\theta + \\
& \frac{1}{2}K_{z\phi}z^2\phi + \frac{1}{6}K_{\phi\phi\phi}\phi^3 + \frac{1}{2}K_{\theta\theta\phi}\theta^2\phi + K_{z\theta}z\phi\theta + K_{\zeta\phi}(t)\phi + K_{\zeta\phi}(t)\phi + K_{\zeta\phi}(t)z\phi + \\
& K_{\zeta\phi\theta}(t)\phi\theta = A_w K_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w4})
\end{aligned}
\tag{3.36}$$

En cabeceo:

$$\begin{aligned}
& (J_{yy} + M_{\ddot{\theta}})\ddot{\theta} + M_{\dot{\theta}}\dot{\theta} + M_{z\ddot{z}}\ddot{z} + M_{z\dot{z}}\dot{z} + M_z z + M_{\theta}\theta + \frac{1}{2}M_{zz}z^2 + \frac{1}{2}M_{\phi\phi}\phi^2 + \frac{1}{2}M_{\theta\theta}\theta^2 + M_{z\theta}z\theta + \\
& \frac{1}{6}M_{zzz}z^3 + \frac{1}{2}M_{zz\theta}z^2\theta + \frac{1}{2}M_{\phi\phi z}\phi^2z + \frac{1}{2}M_{\phi\phi\theta}\phi^2\theta + \frac{1}{2}M_{\theta\theta z}\theta^2z + \frac{1}{6}M_{\theta\theta\theta}\theta^3 + \\
& M_{\zeta z}(t)z + M_{\zeta\theta}(t)\theta + M_{\zeta\zeta z}(t)z + M_{\zeta\zeta z}(t)z^2 + M_{\zeta\zeta\theta}(t)\theta + M_{\zeta\zeta\theta}(t)z\theta + M_{\phi\phi\zeta}(t)\phi^2 + \\
& M_{\theta\theta\zeta}\theta^2 = A_w M_{w0} \cos(\omega_e t + \alpha_{w5})
\end{aligned}
\tag{3.37}$$

Como puede apreciarse, masas adicionales, amortiguamientos (excepto el de balance) y excitaciones de ola conservan su carácter lineal. La restauración, que también incorpora la influencia del paso de la ola, es modelada hasta el tercer orden. Como ya fue mencionado, la influencia del paso de la ola es tratada

como una acción hidrostática no lineal, en vez de como una contribución no lineal en la excitación de olas [Arnold *et al.*, 2003]. Estas ecuaciones al igual que las ecuaciones basadas en Mathieu no tienen solución analítica, y por tanto, deben ser resueltas numéricamente para poder identificar y simular las situaciones de balance paramétrico.

3.9 EL BALANCE Y LA EXCITACIÓN PARAMÉTRICA – RODRÍGUEZ

[2004]

Del punto de vista de la estabilidad del buque, de los tres grados de libertad considerados, el balance es el movimiento más crítico. Con la finalidad de evaluar cualitativamente el modelo propuesto en relación a la modelación de Mathieu vamos analizar solamente la ecuación de balance en olas longitudinales ($K_{w0} = 0$ en la ecuación 3.36), i.e.:

$$\begin{aligned}
 (J_{xx} + K_{\ddot{\phi}})\ddot{\phi} + K_{\dot{\phi}}\dot{\phi} + K_{|\dot{\phi}|}\dot{\phi}|\dot{\phi}| + K_{\phi}\phi + K_{z\phi}z\phi + K_{\phi\theta}\phi\theta + \\
 \frac{1}{2}K_{zz\phi}z^2\phi + \frac{1}{6}K_{\phi\phi\phi}\phi^3 + \frac{1}{2}K_{\theta\theta\phi}\theta^2\phi + K_{z\phi\theta}z\phi\theta + \\
 K_{\zeta\phi}(t)\phi + K_{\zeta\zeta\phi}(t)\phi + K_{\zeta z\phi}(t)z\phi + K_{\zeta\phi\theta}(t)\phi\theta = 0
 \end{aligned}
 \tag{3.38}$$

En esta ecuación la restauración es dada por:

$$K_{rest.} = \left[K_{\phi} + K_{z\phi}z + K_{\phi\theta}\theta + K_{\zeta\phi}(t) + \frac{1}{2}K_{zz\phi}z^2 + \frac{1}{6}K_{\phi\phi\phi}\phi^3 + \frac{1}{2}K_{\theta\theta\phi}\theta^2 + K_{z\phi\theta}z\theta + K_{\zeta\zeta\phi}(t) + \right.$$

$$\left. K_{\zeta z\phi}(t)z + K_{\zeta\phi\theta}(t)\theta \right] \phi + \frac{1}{6} K_{\phi\phi\phi} \phi^3 \quad (3.39)$$

Si en esta ecuación expresamos los términos de restauración de ola en sus componentes de seno y coseno (ec. 3.26) y asumimos, por simplicidad analítica, que las respuestas en arfada y cabeceo son lineales (ec. 3.31) la restauración queda expresada como:

$$\begin{aligned} K_{rest.} = & \left\{ K_{\phi} + \frac{1}{4} K_{z\phi} A_w^2 z_a^2 + \frac{1}{4} K_{\theta\phi} A_w^2 \theta_a^2 + \frac{1}{2} K_{z\phi\theta} A_w^2 z_a \theta_a \cos(\delta_3 - \delta_5) + A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi\theta} \right. \\ & + \frac{1}{2} z_a A_w^2 (K_{\zeta z\phi c} \cos \delta_3 - K_{\zeta z\phi s} \sin \delta_3) + \frac{1}{2} \theta_a A_w^2 (K_{\zeta\phi\theta c} \cos \delta_5 - K_{\zeta\phi\theta s} \sin \delta_5) \\ & + [K_{z\phi} A_w z_a \cos \delta_3 + K_{\phi\theta} A_w \theta_a \cos \delta_5 + A_w K_{\zeta\phi c}] \cos(\omega_e t) \\ & + [-K_{z\phi} A_w z_a \sin \delta_3 - K_{\phi\theta} A_w \theta_a \sin \delta_5 + A_w K_{\zeta\phi s}] \sin(\omega_e t) \\ & + \left[\frac{1}{4} K_{z\phi} A_w^2 z_a^2 \cos(2\delta_3) + \frac{1}{4} K_{\theta\phi} A_w^2 \theta_a^2 \cos(2\delta_5) + \frac{1}{2} K_{z\phi\theta} A_w^2 z_a \theta_a \cos(\delta_3 + \delta_5) \right. \\ & + A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi c} + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta z\phi c} z_a \cos \delta_3 + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta z\phi s} z_a \sin \delta_3 + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta\phi\theta c} \theta_a \cos \delta_5 + \\ & \left. + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta\phi\theta s} \theta_a \sin \delta_5 \right] \cos(2\omega_e t) \\ & + \left[-\frac{1}{4} K_{z\phi} A_w^2 z_a^2 \sin(2\delta_3) - \frac{1}{4} K_{\theta\phi} A_w^2 \theta_a^2 \sin(2\delta_5) - \frac{1}{2} K_{z\phi\theta} A_w^2 z_a \theta_a \sin(\delta_3 + \delta_5) \right. \\ & + A_w^2 K_{\zeta\zeta\phi s} - \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta z\phi c} z_a \sin \delta_3 + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta z\phi s} z_a \cos \delta_3 - \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta\phi\theta c} \theta_a \sin \delta_5 \\ & \left. + \frac{1}{2} A_w^2 K_{\zeta\phi\theta s} \theta_a \cos \delta_5 \right] \sin(2\omega_e t) \left. \right\} \phi + \frac{1}{6} K_{\phi\phi\phi} \phi^3 \quad (3.39) \end{aligned}$$

Agrupando convenientemente los diferentes términos, la restauración queda expresada de la siguiente forma:

$$K_{rest.} = \left[K_{\phi} + A_w^2 e_0 + A_w e_1 \cos(\omega_e t + \gamma_1) + A_w^2 e_2 \cos(2\omega_e t + \gamma_2) \right] \phi + \frac{1}{6} K_{\phi\phi\phi} \phi^3 \quad (3.40)$$

donde las expresiones para e_0 , e_1 , e_2 , γ_1 , y γ_2 están mostradas en el Apéndice A. La restauración de balance en la forma de la ec. (3.40) muestra dos componentes principales, una lineal en ϕ , y una no lineal cúbica cuyo coeficiente independe del tiempo (ver Tabla 3.3b). La parte lineal tiene a su vez tres términos asociados: K_{ϕ} , que es constante para una condición de carga específica del buque (ver Tabla 3.1) e independe de la frecuencia de encuentro, de la amplitud de ola incidente y del tiempo; e_0 , que también independe del tiempo, pero que varia con la frecuencia de encuentro y la amplitud de la ola; y los términos armónico y bi-armónico que dependen del tiempo, de la frecuencia de encuentro y de la amplitud de ola.

El comportamiento dinámico del buque en balance en olas longitudinales puede ser elucidado de una forma aproximada analizando la ecuación no lineal desacoplada de balance (que resulta de asumir respuestas lineales en arfada y cabeceo):

$$\begin{aligned} (J_{.xx} + K_{\ddot{\phi}}) \ddot{\phi} + K_{\phi} \phi + K_{\phi|\phi} |\phi| \phi + \left[K_{\phi} + A_w^2 e_0 + A_w e_1 \cos(\omega_e t + \gamma_1) + A_w^2 e_2 \cos(2\omega_e t + \gamma_2) \right] \phi \\ + \frac{1}{6} K_{\phi\phi\phi} \phi^3 = 0 \end{aligned} \quad (3.41)$$

Esta ecuación (ec. 3.41) a pesar de contener términos comunes con la ecuación de Mathieu no se encaja más en esta categoría. De hecho, la ecuación variacional

correspondiente a la ecuación (3.41) es analizada, ésta cae en la categoría de una *Ecuación de Hill* – la ecuación variacional de balance y su obtención no serán abordadas aquí por estar fuera del alcance de la presente tesis. En relación a la estabilidad de las soluciones de la ecuación de Hill – abordada analíticamente por Hsu [1963] – tratándose de restauración bi-armónica dos zonas de inestabilidad son detectadas. Estas resultan ser análogas a las dos primeras zonas inestables del diagrama de Mathieu, no obstante, tienen características intrínsecas diferenciales [Neves y Rodríguez, 2004].

Del punto de vista de la dinámica de las respuestas en balance, las diferencias entre las modelaciones de Mathieu – Duffing, y la que denominaremos aquí de “Hill – Duffing”, son transcendentales debido principalmente a la aparición de los dos nuevos términos en la restauración: el término atemporal, asociado a e_0 , que denominaremos aquí como *rigidez no lineal*, y un término bi-armónico, asociado a e_2 , que denominaremos aquí de *excitación paramétrica secundaria*. Estos términos adicionales aparecen como resultado de la incorporación de los acoplamientos no lineales de tercer orden en la restauración.

La suma de la excitación paramétrica secundaria a la excitación paramétrica primaria hace que la variación temporal de la restauración tome la forma de una función periódica genérica, cuyas características de amplitud, forma y frecuencia dependen de la amplitud de la ola, de las amplitudes e_1 y e_2 , y de los desfases γ_1 y γ_2 . El término de rigidez no lineal introducirá una asimetría en el momento restaurador, haciendo que éste no oscile más en torno del valor en aguas tranquilas, y si en torno de un

valor mayor, que dependerá de la amplitud de la ola y la frecuencia de encuentro. Spyrou [2000] también ha identificado este comportamiento, aunque sólo numéricamente (sin saber atribuir su naturaleza). Este valor mayor de la restauración promedio del sistema no lineal puede interpretarse como una rigidez adicional del sistema (de ahí la denominación que le fue atribuida aquí). Esta rigidez adicional, al sumarse con la rigidez natural del sistema (K_ϕ), impone una rigidez mayor al sistema (a medida que la amplitud de la ola crece) que tenderá a atenuar las amplificaciones paramétricas del buque. El término cúbico de restauración, que depende directamente de la curva de brazos de adrizamiento estática a grandes ángulos de inclinación, afecta también la rigidez del sistema, pero, en general, hace al sistema menos rígido (debido a la concavidad para abajo en la curva de brazos de adrizamiento para grandes ángulos). Dependiendo de la amplitud de ola considerada para un determinado buque en una dada condición de carga, prevalecerá una u otra rigidez no lineal.

Finalmente, puede concluirse que, a pesar de que la forma simplificada de la ecuación de balance (ec. 3.41) tampoco tenga solución analítica conocida, permite hacer un análisis cualitativo preliminar de la resonancia paramétrica y los efectos de cada uno de los términos que intervienen en la restauración del modelo propuesto. Más adelante, en el Capítulo 4, las respuestas del buque en arfada, balance y cabeceo serán calculadas numéricamente usando las ecuaciones no lineales completas presentadas en las ecs. (3.35), (3.36) y (3.37).

CAPITULO 4

4 FORMULACIÓN NUMÉRICA – APLICACIONES PRÁCTICAS

Este capítulo tiene como objetivo principal mostrar la aplicación práctica de la modelación matemática para la predicción de la resonancia paramétrica. Usando dos modelos de cascos típicos de pesqueros será mostrada la importancia del análisis dinámico frente al análisis estático convencional, específicamente en la identificación de comportamientos dinámicos peligrosos como el balance paramétrico. Las simulaciones numéricas presentadas son obtenidas con el código numérico STAB3D – desarrollado e implementado por el Autor con base en la modelación matemática presentada en el Capítulo 3.

4.1 GENERALIDADES

Como discutido hasta aquí, la resonancia paramétrica es un fenómeno de naturaleza puramente dinámica que puede comprometer la seguridad de la embarcación y su tripulación. A pesar de esto, las normas nacionales no contemplan estudios ni análisis de este tipo, restringiéndose únicamente a exigir el cumplimiento de criterios estipulados en reglamentaciones internacionales como las de la Organización Marítima Internacional (IMO). Estas reglamentaciones no siempre son suficientes ni adecuadas para garantizar la seguridad del buque, como queda demostrado en muchos trabajos de investigación, reportes y fallos de accidentes de buques que a pesar de cumplir, en muchos casos con holgura, los criterios de estabilidad de la IMO, sufrieron accidentes e inclusive zozobraron en condiciones de mar consideradas relativamente moderadas. Particularmente, en el caso de pesqueros, los

trabajos de Morral [1980, 1981], Morral y Macnaughton, [1982], Kawashima *et al.* [1982], Mazarredo [1982], son un claro ejemplo de esto. Más recientemente, France *et al.* [2003] relató el grave accidente sufrido por portacontenedores post-panamax en Octubre del 1998 cuya causa fue la resonancia paramétrica en mar de proa; Palmquist y Nygren [2004] también han registrado abordo movimientos excesivos de balance en mar de proa sufridos por el buque PCTM “Aida” en Febrero de 2003 y Febrero de 2004. Estos accidentes y muchos otros con buques que atendían los criterios de la IMO al momento de los accidentes han forzado a la IMO, la Conferencia Internacional de Tanques de Remolque (ITTC), Sociedades Clasificadores y Autoridades Marítimas de diferentes países a plantear una reformulación de los criterios actualmente adoptados para juzgar la estabilidad de los buques.

En el caso de buques pesqueros, debido a su poca importancia en el comercio marítimo mundial, no se presta mucha atención a incidentes con estos buques y los registros de investigaciones de accidentes y sus causas son escasos, a excepción de los pesqueros japoneses con los que sí se hace un extensivo trabajo de investigación – Umeda *et al.* [1995, 2003], Kawashima *et al.* [1982], Munif *et al.*, [2006], Takaishi [1982], entre otros. Sin embargo, los resultados de las investigaciones con pesqueros japoneses resultan de poca utilidad para nuestro medio, pues las formas de sus cascos (esbeltos y afinados, propios para velocidades altas – ver figura 4.1) difieren notablemente de las formas adoptadas en el litoral sudeste del Pacífico (pesqueros del Perú, Chile y Ecuador). Los trabajos de Pérez [1985], Pérez y Sanguinetti [1995] y Pérez *et al.* [2000], Lorca [2001] son algunos de los pocos trabajos donde pueden

encontrarse resultados experimentales con pesqueros de formas típicas de nuestro medio. Los ensayos relacionados en estos trabajos, tienen como objetivo demostrar la existencia y la susceptibilidad a la resonancia paramétrica de este tipo de buques en mar de proa. Pérez [1985] presenta resultados experimentales de ensayos de resonancia paramétrica para velocidad de avance nula, mientras que Lorca [2001] investiga el efecto de la velocidad de avance del buque en al resonancia paramétrica. Estos últimos resultados por ser relativamente más recientes serán usados aquí para validar los resultados numéricos del código STAB3D.

Sin embargo, antes de proceder al análisis de los resultados experimentales y su posterior comparación con los resultados numéricos, realizaremos una breve descripción de los buques ensayados y mostraremos los resultados del análisis estático clásico de esos buques para las condiciones en las que fueron ensayados experimental y numéricamente.

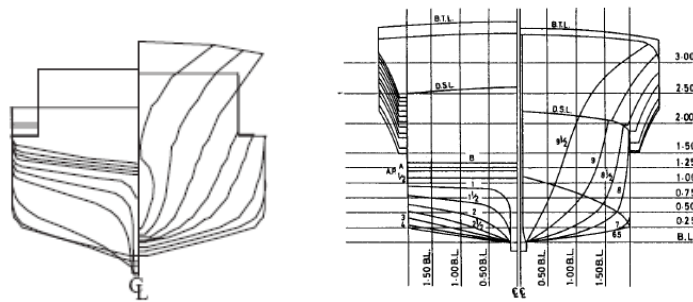


Figura 4.1 Formas típicas de pesqueros japoneses [Umeda *et al.*, 2003, Kawashima *et al.*, 1982]

4.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS BUQUES ENSAYADOS

Para investigar el desarrollo de la resonancia paramétrica en buques pesqueros serán usados dos cascos de buques típicos representativos de pesqueros construidos en los 1970s, muchos de los cuales aún están en servicio. Las características principales de estos buques son bastante similares (Tabla 4.1), pero difieren notablemente en sus formas de popa. Estos buques, identificados en los experimentos por ROUND-STERN – el de popa tipo crucero, y TRIDENT-STERN – el de popa tipo espejo, serán identificados, en el presente texto por las siglas RS y TS, respectivamente.

Tabla 4.1 Características principales de los buques ensayados (prototipos)

Características Nominales		Round-Stern (RS)	Trident-Stern (TS)
Eslora total	[m]	24.36	25.91
Eslora entre perpendiculares	[m]	21.44	22.09
Manga	[m]	6.71	6.86
Puntal	[m]	3.35	3.35
Calado*	[m]	2.49	2.48
Radio de giro transversal	[m]	2.62	2.68
Radio de giro longitudinal	[m]	5.35	5.52
Tipo de popa		crucero	espejo

*Calados de diseño: corresponden a la condición de “salida de caladero” de ambos buques.

Los perfiles longitudinales, mostrando las distribuciones generales de ambos buques, se presentan en la figura 4.2 [Pérez y Sanguinetti, 1993]. Los planos de las secciones transversales de los buques, donde se aprecian mejor las diferencias de las formas de popa son mostrados en la figura 4.3.

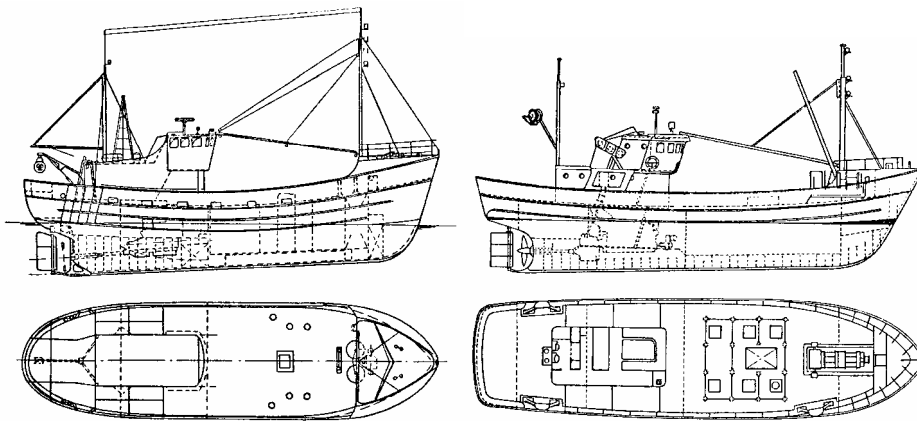


Figure 4.2 Disposición general de los buques RS y TS [Pérez y Sanguinetti, 1993]

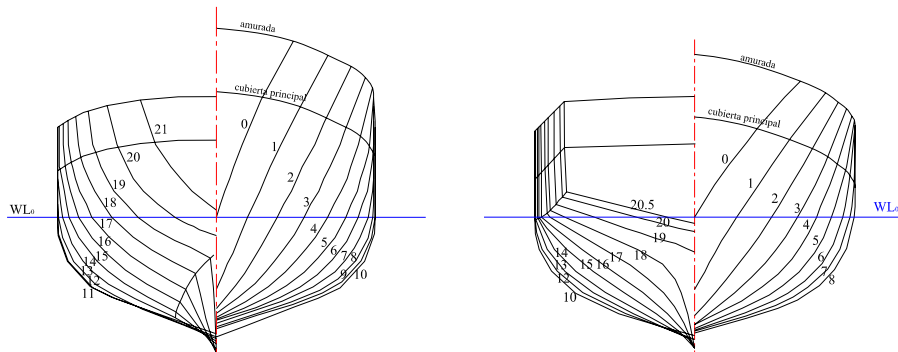


Figura 4.3 Vistas transversales de los cascos de los buques RS y TS

Cabe señalar que, ambos buques, RS y TS, desde finales de la década de los 1970s, han sido objeto de muchas estudios e investigaciones experimentales: el TS debido a que zozobró en faenas de pesca en mar agitado en Octubre de 1974 y el RS debido a su buena reputación como nave de mar (Morral [1980, 1981], Morral y Macnaughton, [1982], Pérez [1985], Pérez *et al.* [2000], Neves *et al.* [2002]). Los trabajos de Morral [1980, 1981) enfocan principalmente en la discusión de los criterios de estabilidad intacta de la IMO a la luz de una serie de experimentos

comparativos, mientras que los trabajos de Pérez [1985] y Neves *et al.* [2002], un poco más recientes, abordan la investigación de la resonancia paramétrica. Los resultados de estos últimos ensayos servirán como referencia para la validación de la modelación matemática usada aquí.

4.3 ENSAYOS EXPERIMENTALES

Los resultados de los ensayos experimentales que usaremos aquí fueron realizados en el Tanque de Pruebas Hidrodinámicas de la Universidad Austral de Chile (UACH), en la ciudad de Valdivia. Este tanque tiene las siguientes dimensiones principales:

Longitud: 45.0 m

Ancho: 3.0 m

Profundidad: 1.8 m

Además, cuenta con un generador de olas regulares tipo *flap* posicionado en uno de sus extremos. A fin de facilitar la reproducción a escala de los radios de giro de los modelos con la distribución de masas a bordo del prototipo, los modelos fueron construidos en fibra de vidrio (PRFV). La escala usada para reproducir los modelos fue 1/30. Esta escala fue seleccionada a fin de compatibilizar la frecuencia natural de balance con las frecuencias del generador de olas y las dimensiones del tanque.

Es importante señalar que, siempre que un modelo es remolcado en olas surge el desafío de realizar el remolque del modelo sin que la disposición de los componentes de éste interfiera con los movimientos del modelo durante el ensayo. Esto se torna

aún más complicado cuando se espera reproducir grandes movimientos durante el ensayo. Una solución satisfactoria para este problema, implementada durante la serie de ensayos de la UACH, es mostrada en la figura 4.4.

Como puede observarse, el modelo se instala en el canal de pruebas sujeto al cable de remolque mediante dos cables de acero, los cuales lo fijan en sus extremos de proa y popa a la altura de la línea de flotación de aguas tranquilas, de manera tal, que al navegar en olas longitudinales, esta sujeción le permitirá oscilar libremente de una banda para otra (en una eventual manifestación del fenómeno de resonancia paramétrica) – los ensayos mostraron que la elasticidad de los cables fue adecuada en todos los casos, permitiendo la libre evolución de todos los modos de movimiento en todas las velocidades especificadas de ensayo.

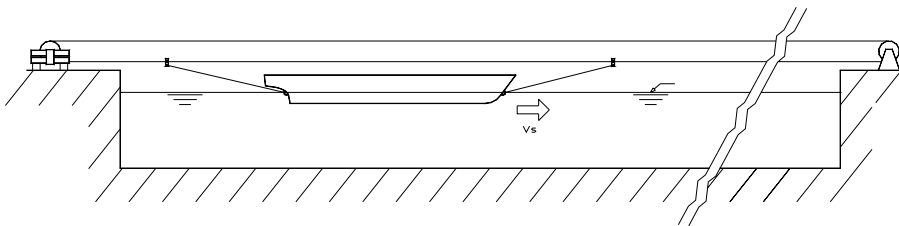


Figura 4.4 Disposición del mecanismo de sujeción adoptado en los ensayos

Sobre la cubierta del modelo va fijada una varilla de madera balsa (de peso despreciable), pintada de color blanco, la cual será usada como referencia para medir las amplitudes de las oscilaciones del modelo. El registro de las respuestas en balance de los modelos durante los ensayos fue realizado por medio de filmación de

tipo convencional (ver figuras 4.5) con secuencia de imágenes digitalizadas. Posteriormente, se levantaron los valores de las amplitudes para luego ser presentadas gráficamente en el dominio del tiempo.

En las figuras 4.5 (a, b, c, d, e, f) puede apreciarse la evolución del fenómeno de la resonancia paramétrica en el modelo RS, donde a partir de una condición inicial con ángulo de balance nulo (a), las ondas comienzan a “encontrar” el buque por la proa (sin excitar directamente el movimiento de balance) con una frecuencia igual al doble de la frecuencia natural del balance (b). Repentinamente, el movimiento de balance surge (c) y va amplificándose hasta alcanzar grandes ángulos de balance (d, e, f).

Detalles adicionales sobre la preparación de los modelos, ajuste de pesos y del centro de gravedad, ajuste de radios de giro, y procedimientos usados para la adquisición de datos pueden encontrarse en los trabajos de Pérez [1985] y Lorca [2001].

4.3.1 Condiciones de ensayo – Resultados

Las tablas 4.2 y 4.3 presentan las condiciones en las cuales los modelos fueron ensayados, mostrando frecuencias de encuentro, alturas metacéntricas transversales (GM), velocidades de avance de los buques (identificadas por el número de Froude, Fn), amplitudes, frecuencias y declividades de ola denotadas por A_w , ω_w , y WS , respectivamente. Además de estos datos, en la última columna se muestra la amplitud permanente de balance paramétrico registrada en cada uno de los ensayos.

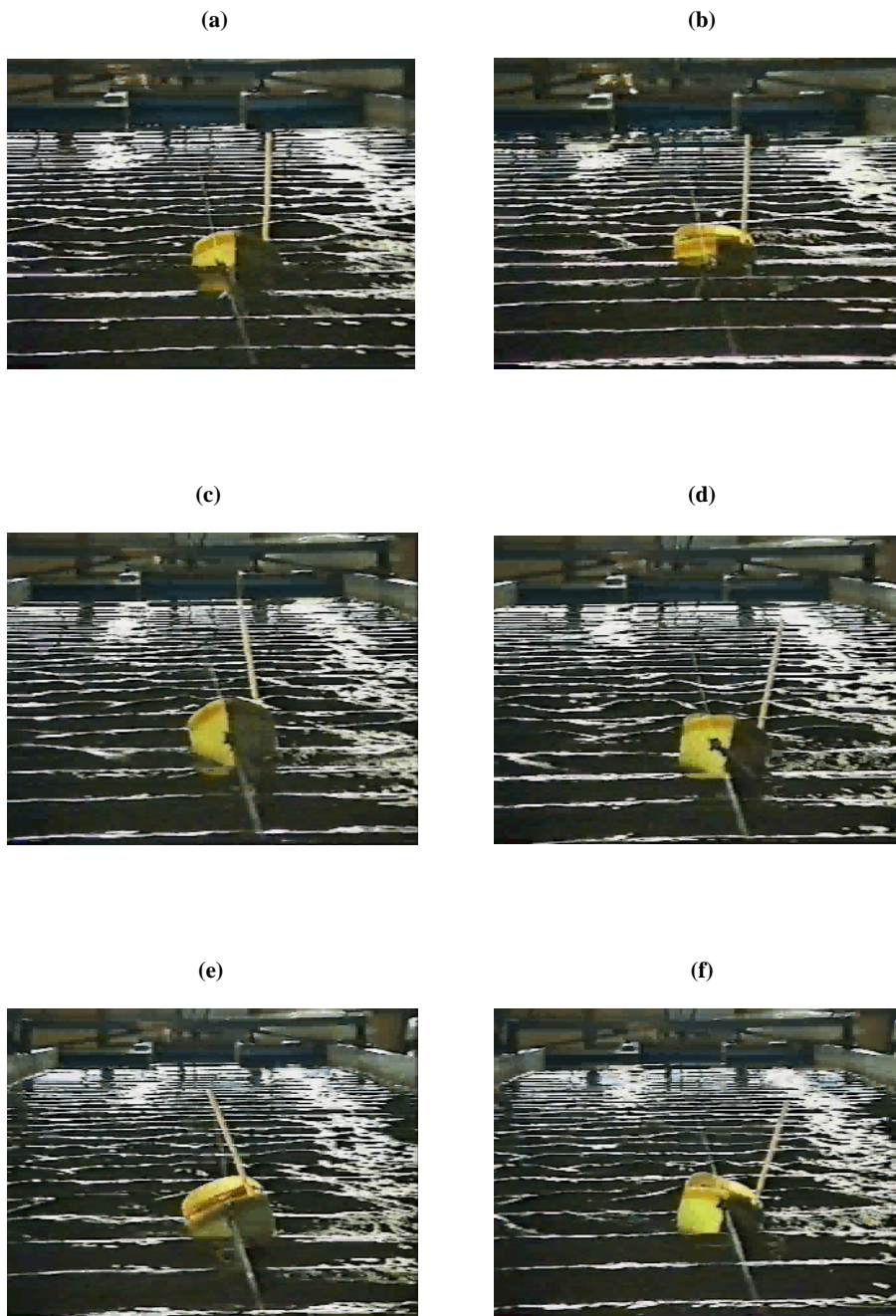


Figura 4.5 Secuencia de imágenes de uno de los ensayos con el modelo RS.

Los modelos fueron ensayados en sus calados de diseño, cada uno en dos condiciones de GM diferentes, en olas regulares de proa y frecuencia de encuentro $\omega_e = 2\omega_{n4}$ correspondientes a la primera sintonía inestable de Mathieu ($p = 0.25$) – ver figura 3.4.

Tabla 4.2 Condiciones de ensayo: Buque RS, olas de proa, $\omega_e = 2\omega_{n4}$

GM [m]	F_n	A_w [m]	ω_w [rad/s]	WS $= 2A_w/\lambda$	$\bar{\phi}$ [°]
$\omega_e = 1.417 \text{ rad/s}$					
0.34	0.10	0.59	1.203	1/36	7
		0.69	1.203	1/31	14
		0.84	1.203	1/25	30
	0.14	0.51	1.145	1/46	3
		0.80	1.145	1/29	20
		0.84	1.145	1/28	24
	0.20	0.75	1.075	1/36	5
		0.87	1.075	1/31	7
		0.96	1.075	1/28	17
	0.34	0.90	0.957	1/37	0
		1.02	0.957	1/33	5
	$\omega_e = 1.775 \text{ rad/s}$				
0.48	0.10	0.48	1.460	1/30	10
		0.66	1.460	1/22	20
		0.90	1.460	1/16	32
	0.14	0.54	1.381	1/30	9
		0.66	1.381	1/25	18
		0.90	1.381	1/18	30
	0.20	0.48	1.286	1/39	5
		0.66	1.286	1/28	16
		0.90	1.286	1/21	20
		1.02	1.286	1/18	21
	0.34	0.90	1.131	1/27	0
		1.02	1.131	1/24	0

Tabla 4.3 Condiciones de ensayo: Buque TS, olas de proa, $\omega_e = 2\omega_{n4}$

GM [m]	Fn	A_w [m]	ω_w [rad/s]	WS $= 2A_w/\lambda$	$\bar{\phi}$ [°]
$\omega_c = 1.717 \text{ rad/s}$					
0.37	0.11	0.30	1.396	1/53	15
		0.66	1.396	1/24	27
	0.15	0.45	1.323	1/39	18
		1.02	1.323	1/17	28
	0.20	0.45	1.249	1/44	4
		0.60	1.249	1/33	19
	0.30	0.60	1.136	1/40	5
		0.78	1.136	1/31	38
$\omega_c = 1.968 \text{ rad/s}$					
0.50	0.11	0.39	1.564	1/32	19
		0.63	1.564	1/20	22
		1.02	1.564	1/12	27
	0.15	0.39	1.477	1/36	2
		0.60	1.477	1/24	13
		1.08	1.477	1/13	16.5
	0.20	1.02	1.389	1/16	0
	0.30	1.02	1.257	1/19	0

Pérez *et al.* [2000], Lorca [2001] y Neves *et al.* [2002] presentan algunas conclusiones del punto de vista experimental en relación a la influencia de algunos parámetros tales como: velocidad de avance del buque, amplitud de ola, condiciones de carga, tipo de casco (específicamente en lo que se refiere a las formas de popa), las cuales resumimos a continuación:

- **Efecto de la velocidad de avance**

Buque RS: Para $GM = 0.34$ m: el aumento de la velocidad en números de Froude bajos ($Fn \leq 0.14$) ocasiona una reducción poco significativa de las

amplitudes de balance. Ya para números de Froude más altos ($Fn \geq 0.20$) se observa reducciones substanciales en las amplitudes de balance.

Para $GM = 0.48$ m: el aumento de la velocidad induce disminución moderada en la amplitud final del balance, inclusive se observa que para bajos números de Froude, esa tendencia es próxima a la lineal. Nótese que para $Fn = 0.34$ no se registró ninguna amplificación de balance.

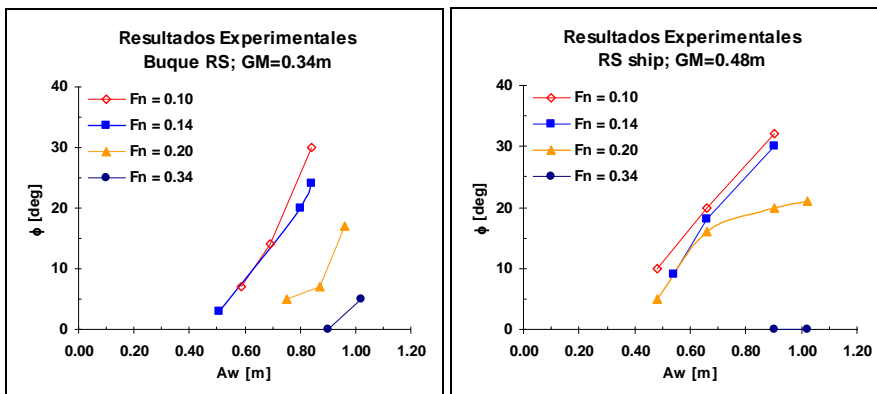


Figura 4.6 (a) Resultados experimentales, buque RS: GM=0.34 m; GM =0.48 m

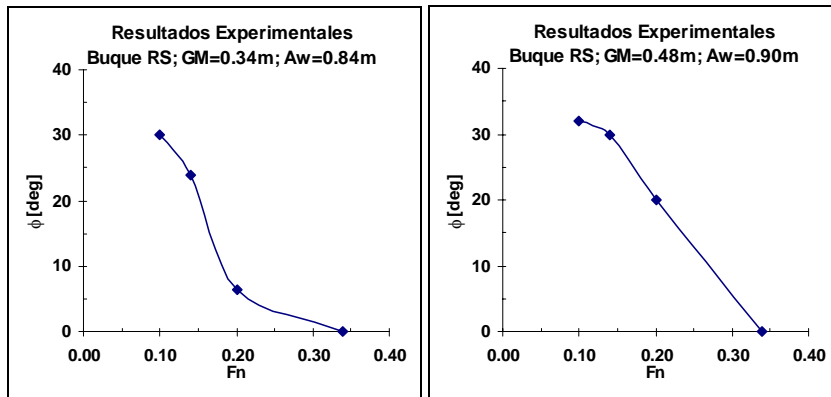


Figura 4.6 (b) Resultados experimentales, buque RS: GM=0.34 m; GM =0.48 m

Las figuras 4.6 (a, b) muestran la influencia de la velocidad de avance en las amplitudes permanentes del balance paramétrico del buque RS para las dos condiciones de GM ensayados.

Buque TS: Para $GM = 0.37$ m: fue posible observar que para los números de Froude bajos ($F_n = 0.10$ y 0.14) existe una tendencia de reducción de las amplitudes permanentes de balance con el aumento de la velocidad. Ya para $F_n > 0.14$, esta tendencia es contraria, i.e., las amplitudes permanentes de balance son más grandes a medida que aumenta la velocidad (figura 4.7b).

Para $GM = 0.50$ m: la tendencia observada es la misma que para el buque RS, i.e., reducción de las amplitudes permanentes de balance con el incremento de la velocidad de avance.

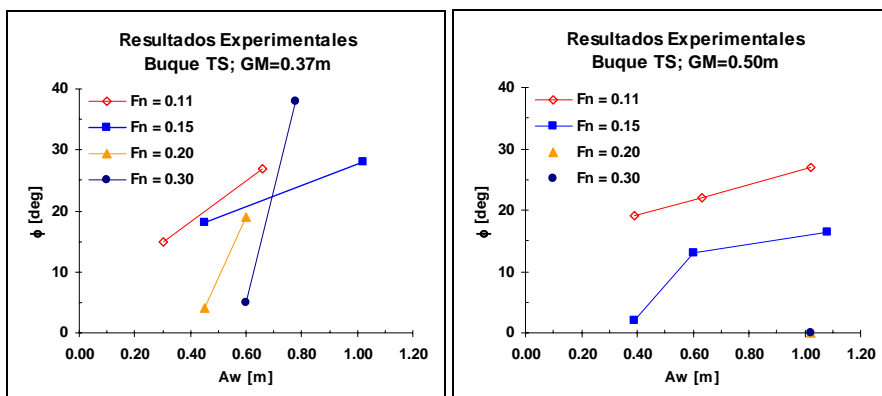


Figura 4.7 (a) Resultados experimentales, buque TS: $GM=0.37$ m; $GM =0.50$ m

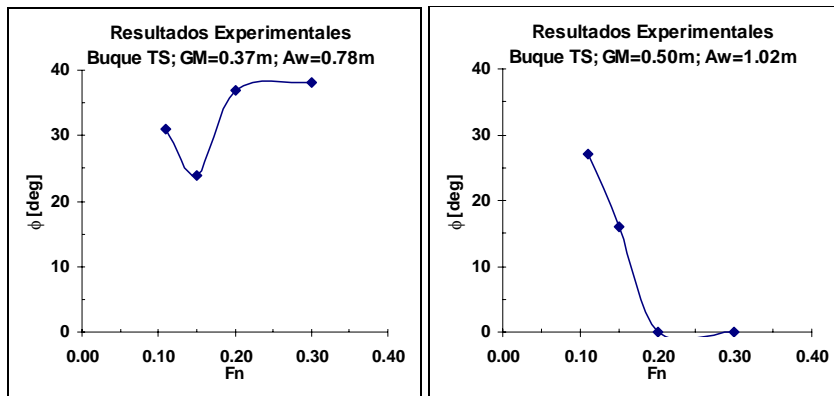


Figura 4.7 (b) Resultados experimentales, buque TS: $GM=0.37$ m; $GM =0.50$ m

Las figuras 4.7 (a, b) muestran la influencia de la velocidad de avance en las amplitudes permanentes del balance paramétrico del buque TS para las dos condiciones de GM ensayados.

Otras características adicionales comunes a ambos buques, observadas en todas las condiciones de GM y de número de Froude, son: aumento del tiempo requerido para alcanzar las amplitudes permanentes de balance y el incremento de las tendencias no lineales a medida que aumenta la velocidad. (ver sección 4.5.3.2 y Apéndice D)

- ***Efecto de la amplitud de la ola***

En general, dada una determinada velocidad y condición de carga, el aumento de la amplitud de la ola, en el rango de amplitudes analizadas, induce: mayor nivel de excitación paramétrica, aumento de las amplitudes de respuesta en balance, y reducción del tiempo requerido para alcanzar las amplitudes permanentes de balance. Estas características fueron observadas en todas las

velocidades y condiciones ensayadas, presentándose, en algunos casos, fuertes no linealidades, especialmente en los números de Froude más altos (ver figuras 4.6a y 4.7a)

- ***Efecto de la altura metacéntrica transversal***

Para el buque RS fueron ensayadas dos condiciones: $GM = 0.34$ m, y $GM = 0.48$ m, concluyéndose, en general, que el aumento de GM se tradujo en el crecimiento de la amplitud permanente de balance. Esto contradice la estabilidad estática inicial, donde un aumento de la altura metacéntrica significa una mayor estabilidad – queda entonces demostrado “*a priori*”, al menos para este buque, que una buena estabilidad estática inicial no garantiza necesariamente un buen comportamiento dinámico en olas.

Para el buque TS fueron ensayadas también dos condiciones: $GM = 0.37$ m, y $GM = 0.50$ m; observándose, de modo general, que el aumento del GM indujo una tendencia contraria a la observada en el buque RS, i.e., un aumento del GM causa reducción en las amplitudes permanentes de balance.

- ***Efecto de la forma del casco***

Como ya mencionado, los dos buques son bastante similares en: dimensiones principales y condiciones de carga, pero difieren en las formas de popa (buque RS con popa crucero y TS con popa espejo). A pesar de similitud entre estos buques, existe una diferencia significativa en el comportamiento dinámico en condiciones de resonancia paramétrica, debido principalmente a que la

restauración es bastante influenciada por las formas del buque, particularmente, la distribución longitudinal de mangas y “*flares*” en el plano de flotación de aguas tranquilas, como puede verificarse en las expresiones dadas en las Tablas 3.1 a 3.5). En general, se observó que el buque TS experimenta mayores niveles de excitación que el buque RS. Esto está asociado a la mayor asimetría en la distribución de mangas y *flares* del buque TS en relación al buque RS, como será discutido más adelante.

4.4 ANÁLISIS ESTÁTICO

A pesar de que el enfoque del presente trabajo sea la discusión de la estabilidad del buque del punto de vista dinámico, esto no excluye la realización de un análisis estático previo. Primero, porque un buque que estáticamente no tiene estabilidad adecuada, tampoco la tendrá dinámicamente. Y segundo, porque las características hidrostáticas del buque son imprescindibles para realizar la modelación dinámica.

En el presente estudio, analizaremos la estabilidad estática de los buques RS y TS para las condiciones ensayadas experimentalmente.

4.4.1 Curvas hidrostáticas, curvas cruzadas y curvas de Bonjean

A partir de los planos de líneas de forma de los buques RS y TS, y con ayuda del programa AUTOHYDRO® se calcularon las tablas y respectivas curvas hidrostáticas de los buques, curvas cruzadas de estabilidad y curvas de Bonjean. Los resultados (tablas y gráficos) se muestran en el Anexo B.

La tabla 4.4 muestra algunas características hidrostáticas de los buques RS y TS, para sus condiciones de ensayo respectivas.

Tabla 4.4 Características hidrostáticas de los buques RS y TS

Características Hidrostáticas*	Símbolo	Buque RS	Buque TS
Calado medio [m]	T	0.000	0.000
Desplazamiento [t]	Displ	172.104	184.537
Pos. long. centro de carena [m]	LCB	11.276a	11.195a
Pos. vert. centro de carena [m]	VCB	-0.897	-0.909
Área plano de flotación [m ²]	WPA	112.680	123.830
Pos. long. centro de flotación [m]	LCF	11.482a	11.928a
Metacentro transversal [m]	KMT	1.095	1.224
Metacentro longitudinal [m]	KML	17.365	20.767

*Línea de referencia base (BL) en el plano de flotación de aguas tranquilas. La referencia longitudinal es la perpendicular de proa (FP) con sufijos "a" (a popa) y "f" (a proa).

4.4.2 Curvas de estabilidad estática

Usualmente para el cálculo de las curvas de estabilidad estática es necesario conocer previamente todos los pesos y su distribución a bordo para cada condición de carga del buque. Como es de esperar, esto involucra un trabajo bastante arduo y cuidadoso por parte del proyectista. Afortunadamente, en el presente trabajo, las condiciones de carga de ambos buques (condiciones de ensayo) son conocidas *a priori*. Las condiciones de ensayo, en este caso, nos dan los calados y las alturas metacéntricas transversales, con lo cual, fácilmente (a partir de las curvas hidrostáticas), pueden obtenerse los desplazamientos y las posiciones del centro de gravedad de cada una de las condiciones de ensayo de los buques (ver Tabla 4.5).

Tabla 4.5 Desplazamientos y CGs. de los buques RS y TS en las condiciones de ensayo

	Buque RS		Buque TS	
	GM=0.34 m	GM=0.48 m	GM=0.37 m	GM=0.50 m
Calado medio* [m]	0.000	0.000	0.000	0.000
Desplazamiento [t]	172.104	172.104	184.537	184.537
Pos. long. centro de gravedad*	11.276a	11.276a	11.195a	11.195a
Pos. vert. centro de gravedad*	0.755	0.615	0.854	0.724

*Línea de referencia base (BL) en el plano de flotación de aguas tranquilas. La referencia longitudinal es la perpendicular de proa (FP) con sufijos "a" (a popa) y "f" (a proa).

A partir de las curvas cruzadas de estabilidad y las condiciones de carga especificadas de cada buque, se obtienen las curvas de estabilidad estática de los buques RS y TS para las condiciones ensayadas (figuras 4.8 a 4.11)

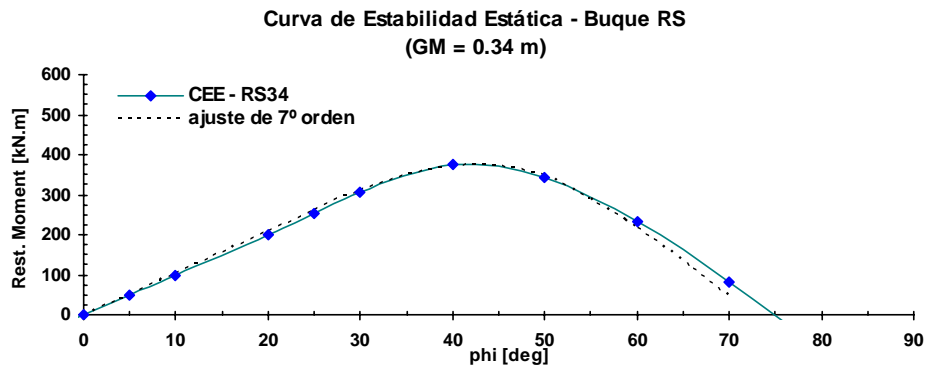


Figura 4.8 Curva de estabilidad estática del buque RS, GM = 0.34 m

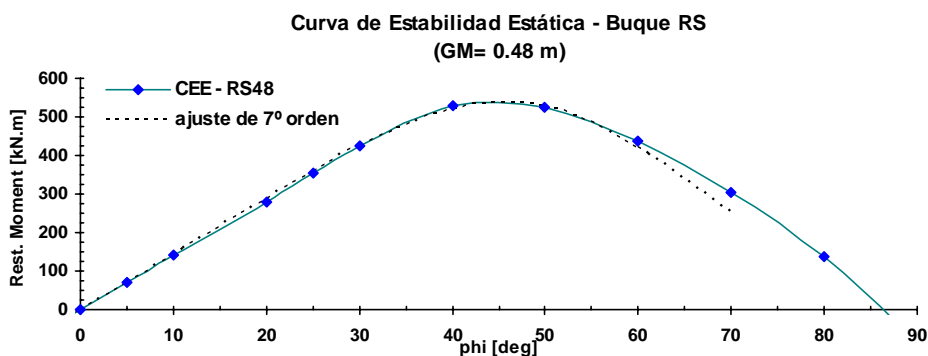


Figura 4.9 Curva de estabilidad estática del buque RS, GM = 0.48 m

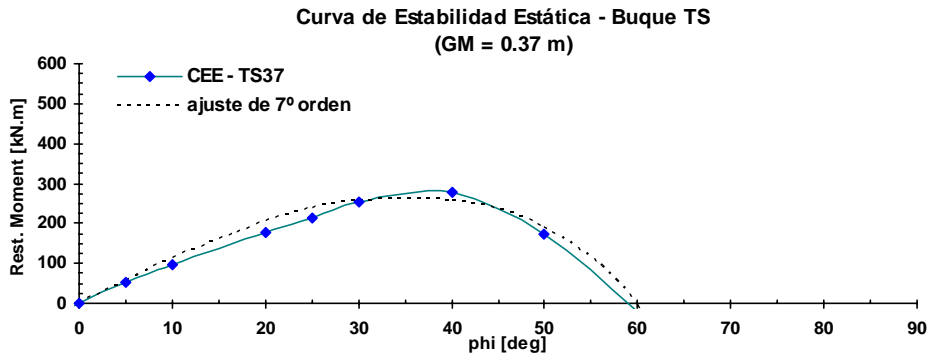


Figura 4.10 Curva de estabilidade estática do navio TS, GM = 0.37 m

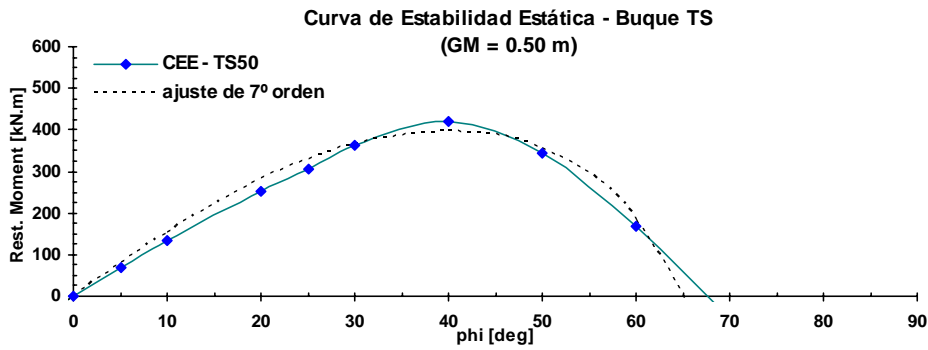


Figura 4.11 Curva de estabilidade estática do navio TS, GM = 0.50 m

Conjuntamente com as curvas de estabilidade estática se han graficado curvas de ajuste polinomial (basadas en el método de mínimos cuadrados) que más adelante serán usadas para obtener los coeficientes de restauración dependientes puramente de ϕ . Nótese que para obtener un ajuste razonable en un rango amplio de ángulos de inclinación (de 0 a 60°) fue necesario usar un polinomio de sétimo orden (polinomios de 3^{er} orden y 5^{ta} orden también fueron

probados, pero no resultaron adecuados). A pesar de que nuestro estudio analítico haya contemplado solamente términos de hasta tercer orden, en las simulaciones numéricas implementaremos términos de quinta y séptima orden en ϕ que permitan una adecuada representación del momento restaurador en ángulos de balance moderados. Las expresiones de los polinomios de ajuste para los momentos restauradores (K_E) son:

Buque RS:

$$GM = 0.34 \text{ m} \quad K_E(\phi) = 574.04\phi + 287.17\phi^3 - 936.23\phi^5 + 336.95\phi^7$$

$$GM = 0.48 \text{ m} \quad K_E(\phi) = 810.40\phi + 228.88\phi^3 - 888.79\phi^5 + 310.92\phi^7$$

Buque TS:

$$GM = 0.37 \text{ m} \quad K_E(\phi) = 669.81\phi - 728.91\phi^3 + 330.23\phi^5 - 206.70\phi^7$$

$$GM = 0.48 \text{ m} \quad K_E(\phi) = 905.15\phi - 860.11\phi^3 + 493.81\phi^5 - 288.81\phi^7$$

4.4.3 Criterios de la OMI

La estabilidad intacta de buques de carga y pasajeros ha sido objeto de muchas resoluciones y recomendaciones de las Asambleas de la OMI. Así, a medida que los tipos de buques se han ido diversificando, estas resoluciones y recomendaciones han ido siendo adaptadas específicamente, como por ejemplo, para pesqueros, lanchas de sustentación dinámica, buques y unidades de perforación *offshore*. La publicación de la OMI titulada “*Intact Stability Criteria for Passenger Ships and Cargo Ships*” (Criterios de Estabilidad Intacta

para Buques de Pasajeros y Buques de Carga), publicada por primera vez en 1975, y revisada en 1981 y 1987, contiene los textos de las resoluciones de las diversas Asambleas. La versión más reciente de esta publicación titulada [IMO, 2002] se titula “*Code on Intact Stability for All Type of Ships Covered by IMO Instruments*” (Código de Estabilidad Intacta para todos los Tipos de Buques Regidos por los Instrumentos de la IMO) contiene el texto de la Resolución A.749(18) enmendada por el MSC.75(69), que es una consolidación y extensión de los textos de las resoluciones anteriores.

En esta última publicación [IMO, 2002], los criterios generales de estabilidad intacta aplicables a todos los buques, en general, establecen que:

- El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0.055 m.rad hasta un ángulo de escora $\theta = 30^\circ$ ni inferior a 0.09 m.rad hasta un ángulo de escora $\theta = 40^\circ$ o hasta el ángulo de inundación θ_f^* si éste es inferior a 40° . Además, el área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora de 30° y 40° o de 30° y θ_f , si este ángulo es inferior a 40° , no será inferior a 0.03 m.rad.
- El brazo adrizante GZ será como mínimo de 0,20 m a un ángulo de escora igual o superior a 30° .
- El brazo adrizante máximo corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a 30° pero no inferior a 25° .
- La altura metacéntrica inicial GM_0 no será inferior a 0.15 m.

En el caso particular de buques pesqueros, en lo que se refiere a estabilidad intacta, existen recomendaciones específicas. Algunas de estas son:

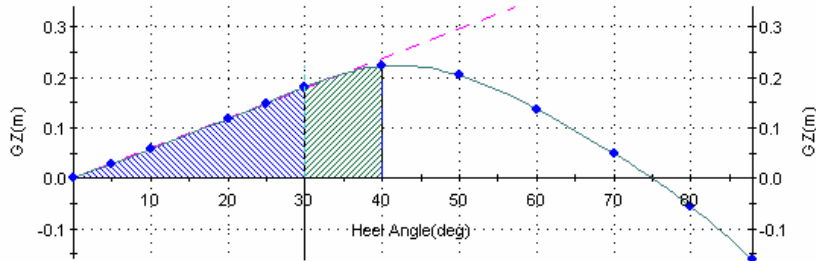
- Los criterios generales de estabilidad intacta que figuran encima se aplicarán a los buques pesqueros de eslora igual o superior a 24 m, con la salvedad de que las prescripciones sobre la altura metacéntrica inicial GM_0 en el caso de buques pesqueros de una sola cubierta no será inferior a 0.35 m. En buques de superestructura corrida o cuya eslora sea igual o superior a 70 m, la altura metacéntrica podrá reducirse a un valor que sea satisfactorio a juicio de la Administración, pero en ningún caso inferior a 0.15 m.
- La adopción por los países de criterios simplificados para aplicar esos valores básicos de estabilidad a sus propios tipos y clases de buques se reconoce como un método práctico y valioso para evaluar la estabilidad de modo aceptable.
- Para buques pesqueros con cubierta de eslora inferior a 24 m., existen adicionalmente recomendaciones sobre un criterio de estabilidad simplificado y provisional en lo que se refiere a la altura metacéntrica mínima y francobordo mínimo.

Ya en el medio peruano, con base en las recomendaciones específicas para pesqueros y dadas las peculiaridades operacionales de estos, principalmente los de cerco, la Autoridad Marítima nacional adopta un criterio más rígido para la altura metacéntrica mínima de buques cerqueros estipulando un valor de 0.90 m. A pesar de que el objetivo de este criterio más rígido sea garantizar la

estabilidad del buque durante la operación de pesca, éste se basa simplemente en el análisis estático de momentos escorantes y adrizantes del buque, considerando solamente aguas tranquilas. Como se mostró en la sección 4.3.1, el aumento del GM no necesariamente garantiza una operación más segura del buque.

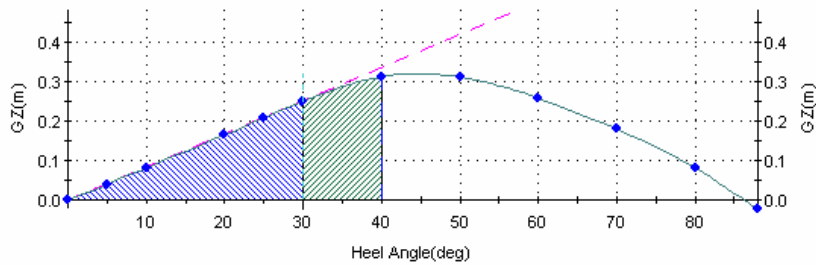
En el caso de los buques RS y TS, cuyas esloras totales superan los 24 m., son aplicados los criterios generales de estabilidad, con excepción del criterio referente a la altura metacéntrica mínima (donde será aplicado el criterio específico internacional IMO para pesqueros). No será aplicado el criterio nacional debido a razones de conveniencia puramente comparativa, pues en los ensayos experimentales, que servirán de referencia para las futuras simulaciones numéricas, se adoptó el criterio internacional IMO para la altura metacéntrica mínima de pesqueros, i.e., $GM_0 = 0.35$ m.

Las figuras 4.12 a 4.15 muestran los resultados de la aplicación de los criterios estabilidad intacta a los buques RS y TS. Estos resultados fueron obtenidos usando el programas HECSALV®.

Buque RS:**GM = 0.34 m**

Parameter	Units	Available	Required
Area to 30, deg	m-rad	0.047	0.055
Area to 40, deg	m-rad	0.083	0.090
Area 30, to 40, deg	m-rad	0.036	0.030
Angle at maximum GZ	deg	41.9	>25.0
Maximum GZ	m	0.224	0.200
Initial GM	m	0.340	0.350

Figura 4.12 Criterios de estabilidad IMO aplicadas al buque RS, GM = 0.34 m

GM = 0.48 m

Parameter	Units	Available	Required
Area to 30, deg	m-rad	0.065	0.055
Area to 40, deg	m-rad	0.115	0.090
Area 30, to 40, deg	m-rad	0.050	0.030
Angle at maximum GZ	deg	44.6	>25.0
Maximum GZ	m	0.320	0.200
Initial GM	m	0.480	0.350

Figura 4.13 Criterios de estabilidad IMO aplicadas al buque RS, GM = 0.48 m

Buque TS:

$GM = 0.37$ m

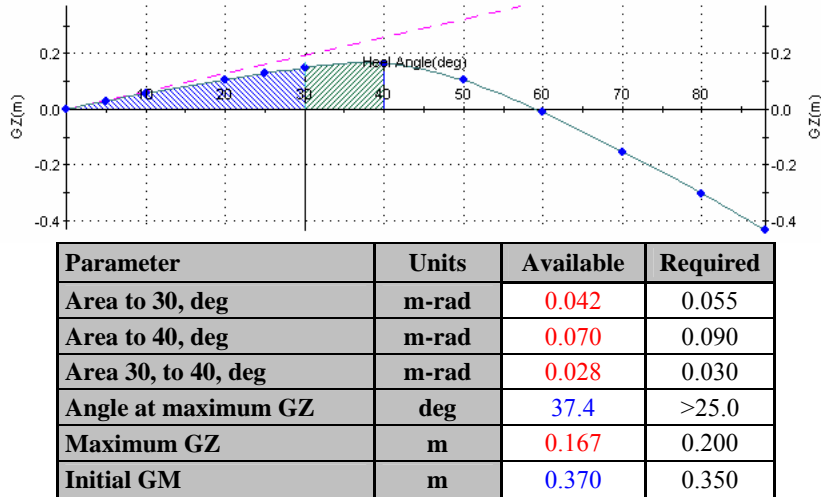


Figura 4.14 Criterios de estabilidad IMO aplicadas al buque TS, $GM = 0.37$ m

$GM = 0.50$ m

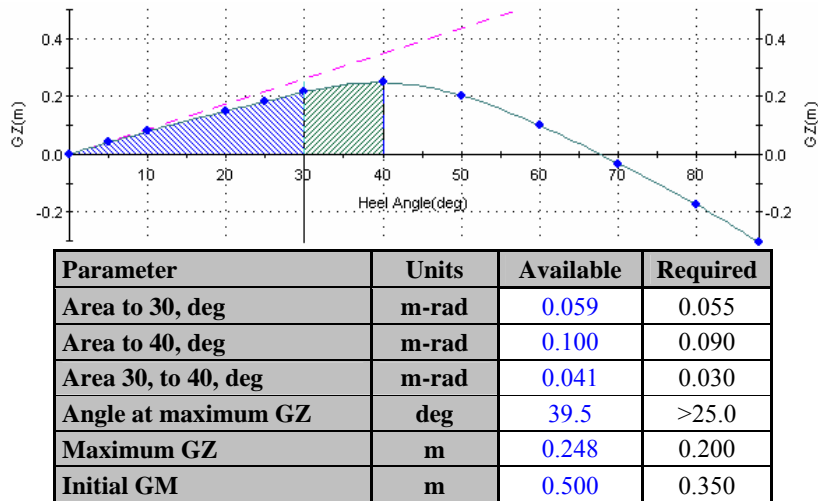


Figura 4.15 Criterios de estabilidad IMO aplicadas al buque TS, $GM = 0.50$ m

Como puede apreciarse en las figuras anteriores, las condiciones correspondientes a los *GM* bajos de ambos buques, son condiciones de estabilidad estática marginal, donde los principales parámetros de evaluación de la estabilidad están por debajo de los valores mínimos requeridos. Estas condiciones, a pesar de ser marginales, no son inusuales en la práctica, y como ya fue comprobado experimentalmente, representan un peligro para la seguridad de la embarcación tanto del punto de vista estático como dinámico.

Ya en el caso de los *GM* más altos, la estabilidad de ambos buques atiende los requisitos mínimos de la IMO, lo que, en teoría, garantizaría la estabilidad intacta de los buques RS y TS en esas condiciones. Sin embargo, como observado en la mayoría de condiciones ensayadas experimentalmente, ambos buques son susceptibles de desarrollar balance paramétrico, alcanzando inclusive ángulos peligrosos de balance, de hasta 30° de amplitud, lo que hace prohibitiva cualquier operación abordo. Estas situaciones podrían complicarse aún más y llevar incluso el buque a la zozobra, caso existan otras condiciones ambientales y/o de operación adversas para la estabilidad del buque (viento, superficies libres en tanques y bodegas, agua en cubierta, operación de cerco, etc.)

Vale la pena señalar aquí que el Código de Estabilidad Intacta de la IMO [IMO, 2002] contempla además varias recomendaciones para la operación de las naves pesqueras, establece precauciones generales contra la zozobra y especifica las diversas condiciones de carga a ser analizadas. Adicionalmente,

establece un criterio suplementario para condiciones de viento y balance intensos (criterio meteorológico), que dentro del contexto del presente trabajo no son de interés (viento y mar de través están fuera de nuestro enfoque). Este criterio metereológico, a pesar de hacer mención al movimiento del balance, se basa solamente en un balance estático de energía, entre la energía escorante y la energía de restauración [Lewis, 1989, IMO, 2002].

4.5 ANÁLISIS DINÁMICO

Del punto de vista experimental, el análisis dinámico de la estabilidad de los buques RS y TS ya fue discutido sucintamente a la luz de los ensayos experimentales. Queda, sin embargo, la tarea de reproducir numéricamente estos ensayos y comparar los resultados numéricos con los experimentales. La adecuada reproducción numérica de los resultados experimentales validará, en principio, la modelación matemática descrita en el capítulo anterior. Para obtener las simulaciones numéricas se implementó un código numérico, denominado aquí *STAB3D*. Dicho código, desarrollado por el Autor, implementa las ecuaciones no lineales de movimiento del buque (según la modelación matemática no lineal de tercer orden), y las resuelve numéricamente usando un algoritmo clásico para solución de ecuaciones diferenciales ordinarias, el *Método de Runge-Kutta de 4to orden*.

Los datos de entrada del código *STAB3D* son: los coeficientes hidrodinámicos del buque (masas adicionales y amortiguamientos) en el dominio de la frecuencia; las fuerzas y momentos de excitación de ola (amplitudes y fases); el desplazamiento, los

radios de giro de balance y cabeceo, las coordenadas del centro de carena y del centro de gravedad del buque (en cada una de las condiciones a ser simulada); la velocidad de avance del buque; la amplitud, incidencia y frecuencia de la ola; y la distribución de mangas y *flares* en la línea de flotación de aguas tranquilas del buque. La salida (*output*) del código **STAB3D** proporciona las respuestas del buque en arfada, balance y cabeceo, tanto para desplazamientos como para velocidades, en el dominio del tiempo.

Los datos de entrada (*input*) deben ser suministrados y/o calculados previamente usando cualquier método y/o teoría que el proyectista considere satisfactorios. En el Capítulo 3, algunos de los métodos y procedimientos más usuales para el cálculo de dichas magnitudes fueron descritos. Los resultados de estos cálculos previos para los buques RS y TS son descritos a continuación.

4.5.1 Coeficientes hidrodinámicos y excitaciones de ola

A. Coeficientes de masa adicional

Como mencionado anteriormente, los coeficientes de masa adicional pueden calcularse usando la teoría potencial asociada al método de las rebanadas. Meyers *et al.* [1975] presentan un código computacional, conocido como **HANSEL**, basado en el trabajo de Salvesen *et al.* [1970], que permite calcular estos coeficientes para velocidad de avance nula. El efecto de la velocidad de avance en estos coeficientes es incorporado usando las expresiones presentadas en Salvesen *et al.* [1970]. Estas expresiones pueden encontrarse también en

Lewis [1989]. El Apéndice C muestra las expresiones correspondientes para arfada, balance, y cabeceo.

A continuación se presentan comparativamente los coeficientes de masa adicional de los buques RS y TS para velocidad de avance nula.

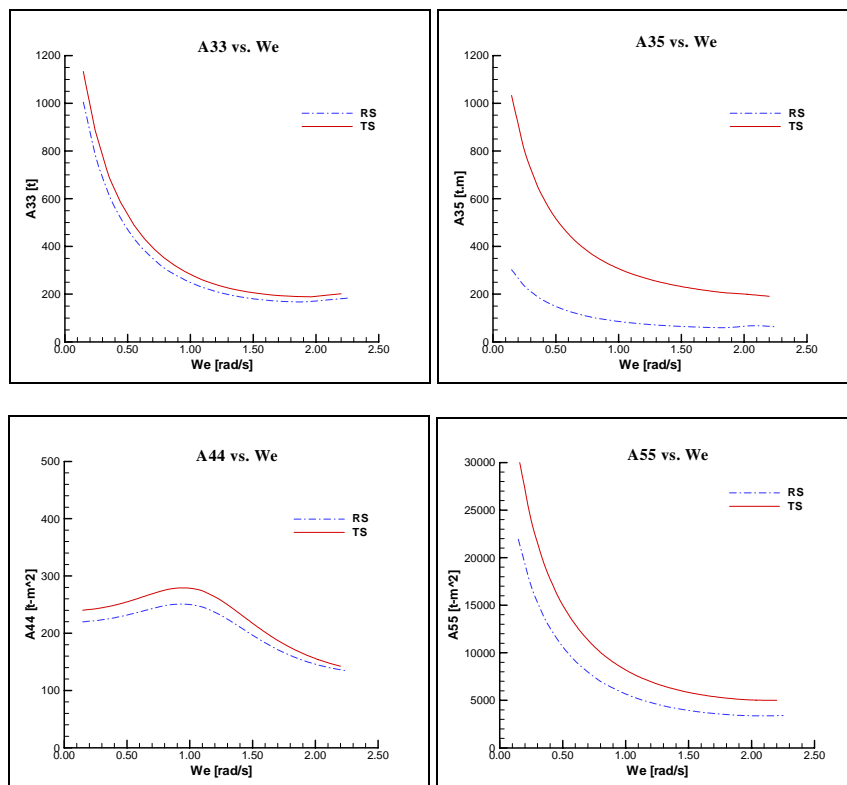


Figura 4.16 Masas adicionales para los buques RS y TS ($F_n = 0.0$)

Nótese que, para denotar los coeficientes de masa adicional en las figuras anteriores fue usada la notación convencional (lineal), donde:

A_{33} : coef. de masa adicional en arfada debido a aceleración en arfada.

A_{35} : coef. de masa adicional en arfada debido a aceleración en cabeceo.

A_{44} : coef. de masa adicional en balance debido a aceleración en balance.

A_{55} : coef. de masa adicional en cabeceo debido a aceleración en cabeceo.

Estos coeficientes son equivalentes, respectivamente, a los coeficientes de masa adicional denotados aquí como: $Z_{\ddot{z}}, Z_{\ddot{\theta}}, K_{\ddot{\phi}}, M_{\ddot{\theta}}$. Además, en el caso de velocidad de avance nula, el coeficiente de masa adicional en cabeceo debido a la aceleración en arfada, $M_{\ddot{z}}$ (o también A_{53}) es igual a $Z_{\ddot{\theta}}$ (o también A_{35}).

El Apéndice C muestra también gráficamente los resultados para todos los coeficientes de masa adicional de los buques RS y TS considerando el efecto de la velocidad de avance, de cada una de las condiciones ensayadas.

B. Coeficientes de amortiguamiento

Como mencionado en el Capítulo 3, la teoría potencial permite obtener también resultados satisfactorios para el cálculo de los coeficientes de amortiguamiento en arfada y cabeceo. En el caso de los buques RS y TS, estos coeficientes fueron calculados (para velocidad de avance nula) usando el programa *HANSEL* [Meyers *et al.*, 1975], y posteriormente fueron corregidos para llevar en cuenta el efecto de la velocidad de avance. Como discutido en el Capítulo 3, los amortiguamientos obtenidos con base en la teoría potencial, no consideran los efectos viscosos, que para el caso de arfada y cabeceo son despreciables,

pero que en el caso del balance son bastante significativos. Por tanto, los resultados para los coeficientes de amortiguamiento de los buques RS y TS en $Fn = 0.0$, presentados a continuación, representan la parte potencial del amortiguamiento, que en el caso del arfada y cabeceo, han demostrado ser una muy buena aproximación para el amortiguamiento total. Para el caso del balance, se hace necesario incorporar la influencia viscosa, como será mostrado en los párrafos subsecuentes.

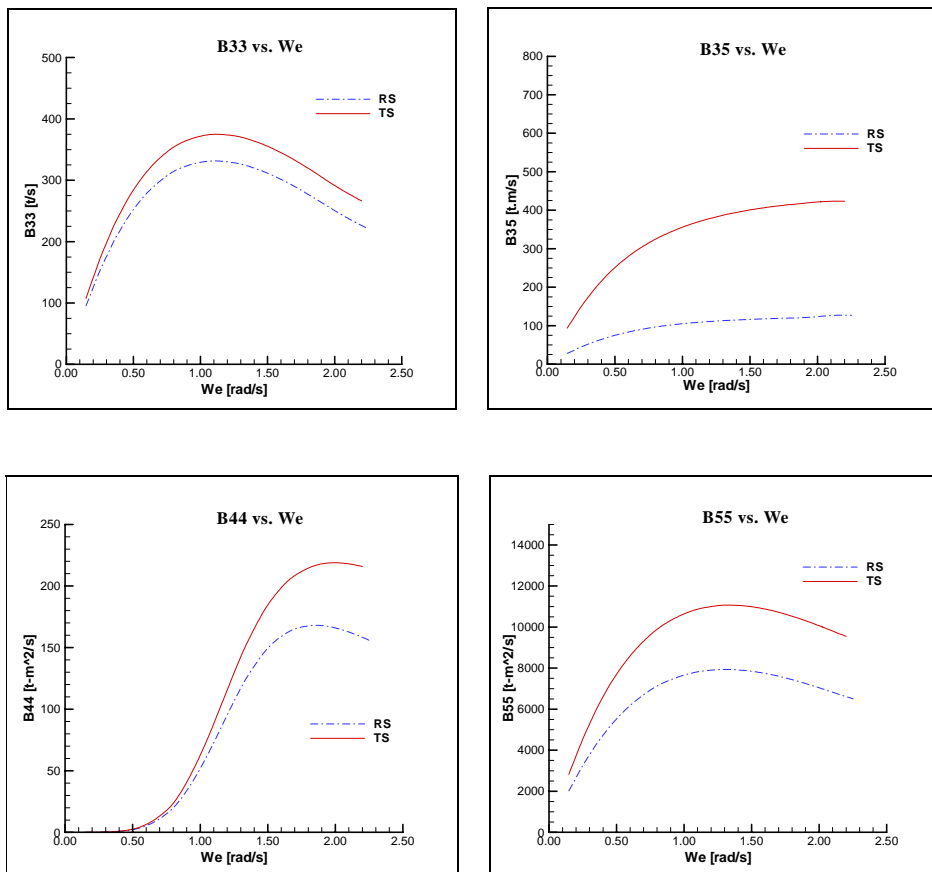


Figura 4.17 Amortiguamientos potenciales para los buques RS y TS ($Fn = 0.0$)

En las figuras anteriores, también se utilizó la notación convencional lineal, cuya lógica de equivalencia con la notación usada aquí, es la misma que ya fue explicada en la sección anterior para el caso de las masas adicionales. También en los amortiguamientos para velocidad nula se cumple que $M_{\dot{\epsilon}} = Z_{\dot{\theta}}$ (o $B_{53} = B_{35}$, respectivamente). En el Apéndice C se presentan, adicionalmente, las expresiones y gráficos para los amortiguamientos potenciales con efecto de la velocidad de avance.

Coefficientes de amortiguamiento en balance – efectos viscosos

Como discutido previamente, para el caso del amortiguamiento en balance, la teoría potencial no se muestra satisfactoria. Himeno [1981] presenta un método semi-empírico, desarrollado por Ikeda, que lleva en cuenta los efectos viscosos, el efecto de la velocidad de avance y algunas otras no linealidades relevantes. Para una fácil implementación analítica y numérica en la ecuación de movimiento, el amortiguamiento calculado según Ikeda es decompuesto en dos partes: una que varía linealmente y otra que varía cuadráticamente con la velocidad angular de balance (ver Capítulo 3). En la notación empleada aquí, los coeficientes de estas componentes son, respectivamente, $K_{\dot{\phi}}$ y $K_{\dot{\phi}|\dot{\phi}|}$, o, B_1 y B_2 , respectivamente, en la notación empleada en Himeno [1981]. Las figuras 4.18 a 4.21 presentan los coeficientes de amortiguamiento lineales y cuadráticos para los buques RS y TS para diferentes números de Froude y para las dos condiciones de GM ensayadas.

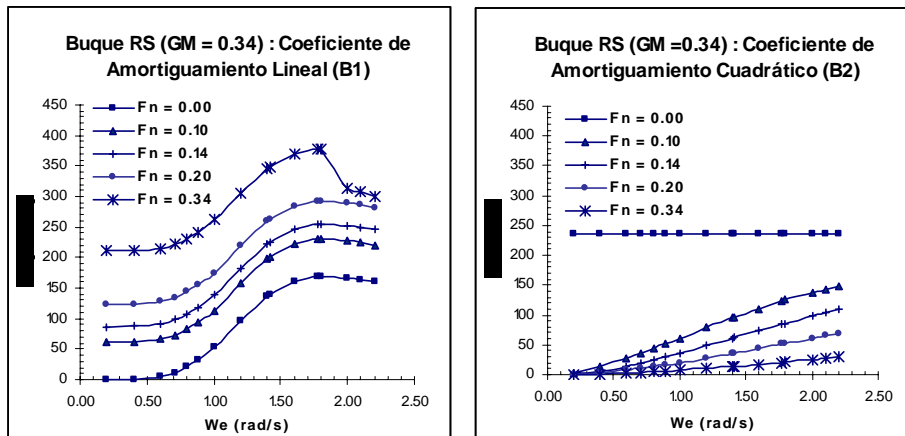


Figura 4.18 Coef. de amortiguamiento de balance según Ikeda, buque RS (GM = 0.34 m)

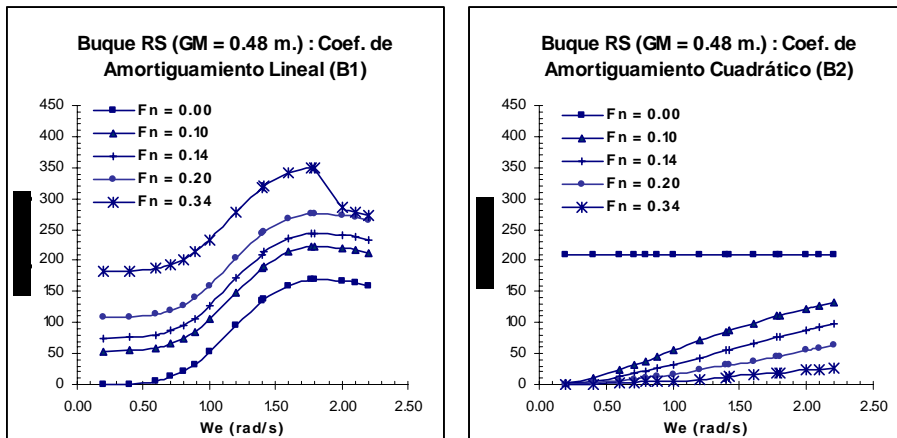


Figura 4.19 Coef. de amortiguamiento de balance según Ikeda, buque RS (GM = 0.48 m)

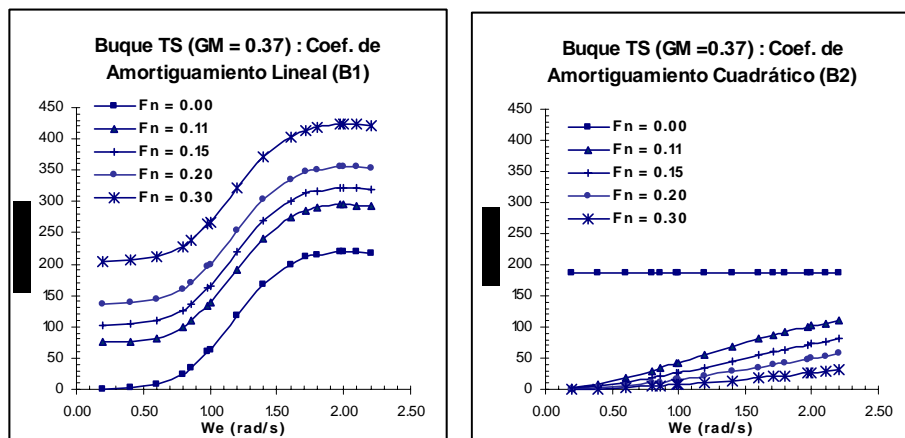


Figura 4.20 Coef. de amortiguamiento de balance según Ikeda, buque TS (GM = 0.37 m)

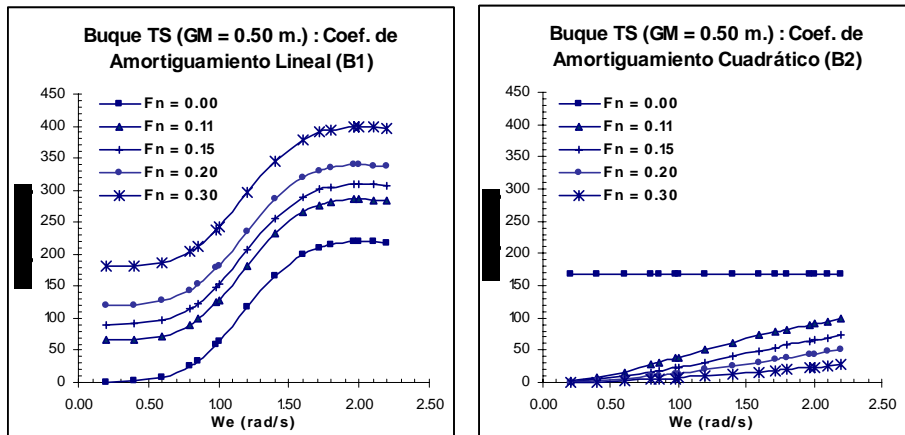


Figura 4.21 Coef. de amortiguamiento de balance según Ikeda, buque TS (GM = 0.50 m)

C. Fuerzas y momentos de excitación de ola

Las fuerzas y momentos de excitación de olas, compuestas por las acciones de Froude-Krilov y las de difracción, también son calculadas aquí con base en la teoría potencial aplicada al método de las rebanadas. El programa usado es, nuevamente, el presentado por Meyers *et al.* [1975], que suministra las amplitudes de las fuerzas y momentos de excitación (Froude-Krilov y difracción juntas) y sus respectivas fases en relación a la ola incidente. La figuras 4.22 (a, b) a 4.25 (a, b) muestran comparativamente los resultados para los buques RS y TS, en mar de proa ($\chi = 180^\circ$) para diferentes números de Froude.

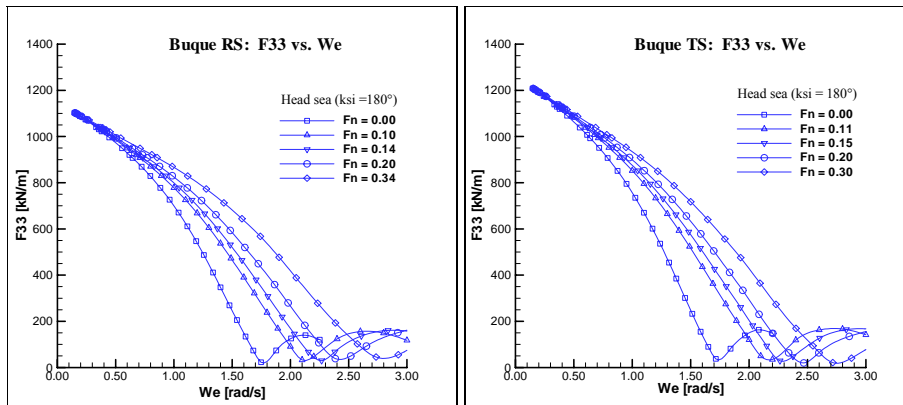


Figura 4.22 Amplitudes de excitación en arfada: (a) buque RS (b) buque TS

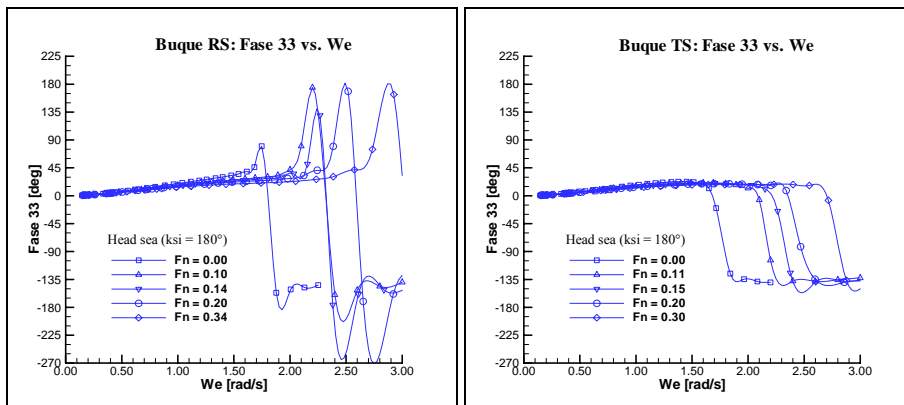


Figura 4.23 Fases de excitación en arfada: (a) buque RS (b) buque TS

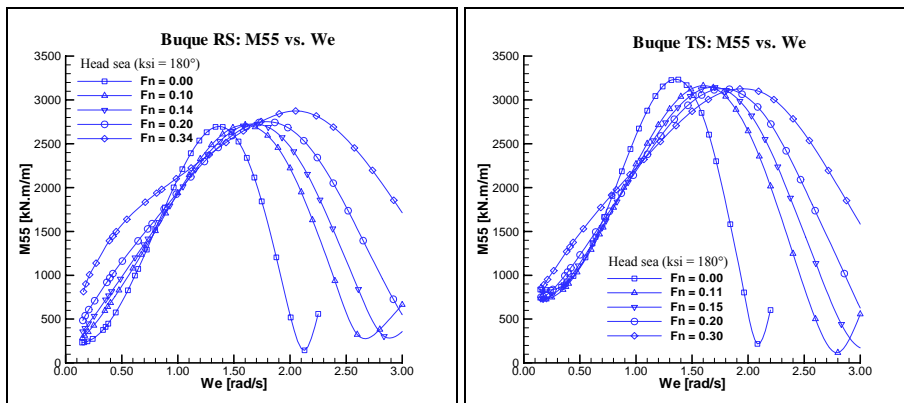


Figura 4.24 Amplitudes de excitación en cabeceo: (a) buque RS (b) buque TS

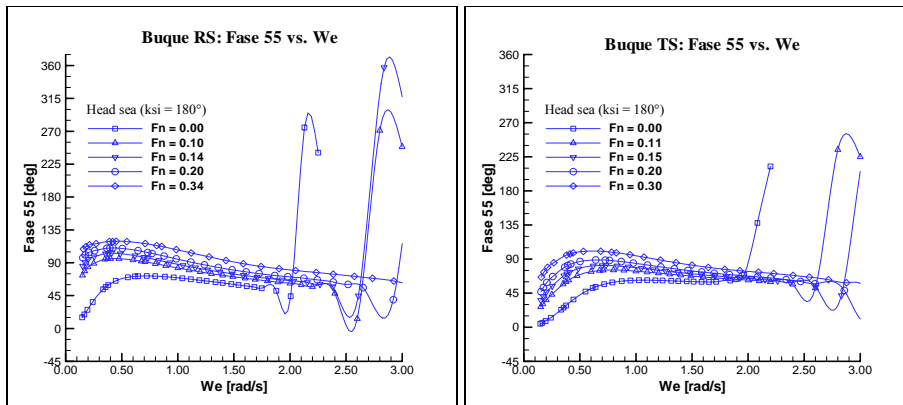


Figura 4.25 Fases de excitación en cabeceo: (a) buque RS (b) buque TS

D. Coeficientes hidrostáticos

Con base en las expresiones mostradas en las Tablas 3.1 a 3.5 para los coeficientes hidrostáticos, y usando las características geométricas y de masa de los buques RS y TS, se obtienen los valores mostrados en la Tabla 4.6 para los coeficientes de restauración hidrostáticos en aguas tranquilas. Estos coeficientes independen de la posición vertical del centro de gravedad del buque (y, por tanto, del GM), excepto el coeficiente de restauración lineal en balance K_{ϕ} , y los coeficientes dependientes puramente del ángulo de balance ($K_{3\phi}$, $K_{5\phi}$, $K_{7\phi}$) que incorporan alguna dependencia del centro de gravedad cuando se trata de grandes ángulos de balance, y que son mostrados en una tabla aparte (Tabla 4.7). De hecho, la dependencia primordial de los coeficientes de restauración hidrostática radica en las distribuciones longitudinales de las semimangas y “*flares*” del plano de flotación de aguas tranquilas del buque. Para los buques RS y TS, estas distribuciones están ilustradas en la figura 4.26.

Tabla 4.6 Coef. de restauración hidrostática en aguas tranquilas (buques RS y TS)

		RS	TS
Arfada	Z_z	1133	1245
	Z_θ	233	913
	Z_{zz}	-255	-443
	$Z_{z\theta}$	-769	-2434
	$Z_{\phi\phi}$	-1225	-2471
	$Z_{\theta\theta}$	-16942	-35268
	$Z_{\phi\phi z}$	1875	4298
	$Z_{\phi\phi\theta}$	3617	25665
Balance	$K_{z\phi}$	-1225	-2471
	$K_{\phi\theta}$	-1939	-11195
	$K_{zz\phi}$	1875	4298
	$K_{\theta\theta\phi}$	76853	289818
	$K_{z\phi\theta}$	3617	25665
Cabeceo	M_z	233	913
	M_θ	29202	37816
	M_{zz}	-769	-2434
	$M_{z\theta}$	-16942	-35268
	$M_{\phi\phi}$	-1939	-11195
	$M_{\theta\theta}$	-74720	-251664
	$M_{\phi\phi z}$	3617	25665
	$M_{\phi\phi\theta}$	76853	289818

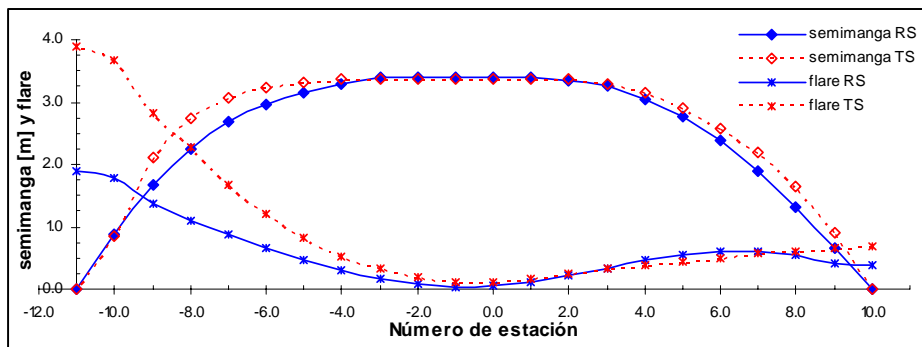


Figura 4.26 Distribución longitudinal de semimangas y flares de los buques RS y TS (en el plano de flotación de equilibrio)

Los coeficientes de restauración en balance debidos puramente al ángulo de balance, mostrados en la tabla 4.7, se obtienen a partir del ajuste de polinomios en las curvas de estabilidad estática de los buques para cada condición de GM considerada (ver sección 4.4).

Los valores numéricos de los coeficientes de restauración de ola no son mostrados aquí, pues, además de depender de la frecuencia y de la amplitud de ola que varían de condición ensayada para condición ensayada, dependen también del tiempo. Las expresiones para el cálculo de los coeficientes de restauración hidrostática de ola fueron incorporadas directamente en el código **STAB3D**.

Tabla 4.7 Coef. de rest. hidrostática en balance debido al balance puro (buques RS y TS)

Coef. balance puro	RS		TS	
	$GM = 0.34$ m	$GM = 0.48$ m	$GM = 0.37$ m	$GM = 0.50$ m
K_{ϕ}	574.0	810.4	669.8	905.2
$K_{3\phi}$	287.2	228.9	-728.9	-860.1
$K_{5\phi}$	-936.2	-888.8	330.2	493.8
$K_{7\phi}$	337.0	310.9	-206.7	-288.8

4.5.2 Respuestas lineales

Al tratar de ecuaciones lineales es usual presentar los resultados de las respuestas del buque en el dominio de la frecuencia. Las respuestas, en este caso, son dadas por las amplitudes de movimiento y sus fases en relación a la ola, correspondientes al régimen permanente. Los *softwares* comerciales de evaluación de comportamiento del buque en el mar usualmente contemplan

sólo este tipo de respuestas, de ahí su incapacidad para predecir fenómenos no lineales como la resonancia paramétrica. En el caso de los buques RS y TS, las respuestas lineales fueron obtenidas usando el programa *HANSEL*. Estos resultados son mostrados en las figuras 4.27 (a, b) a 4.30 (a, b) para los diferentes números de Froude ensayados.

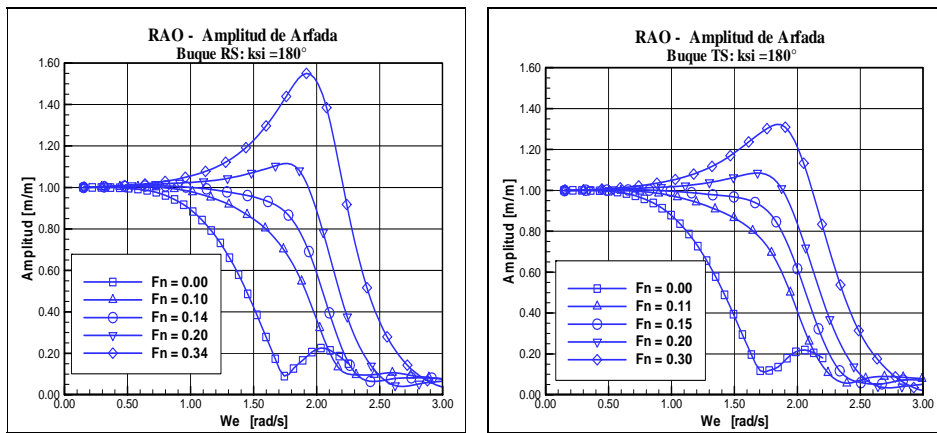


Figura 4.27 RAO del movimiento de arfada: (a) buque RS (b) buque TS

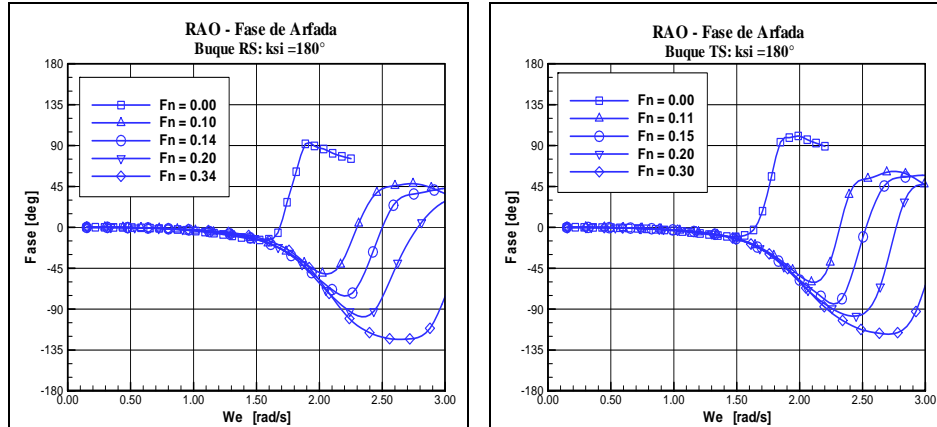


Figura 4.28 Fase del movimiento de arfada: (a) buque RS (b) buque TS

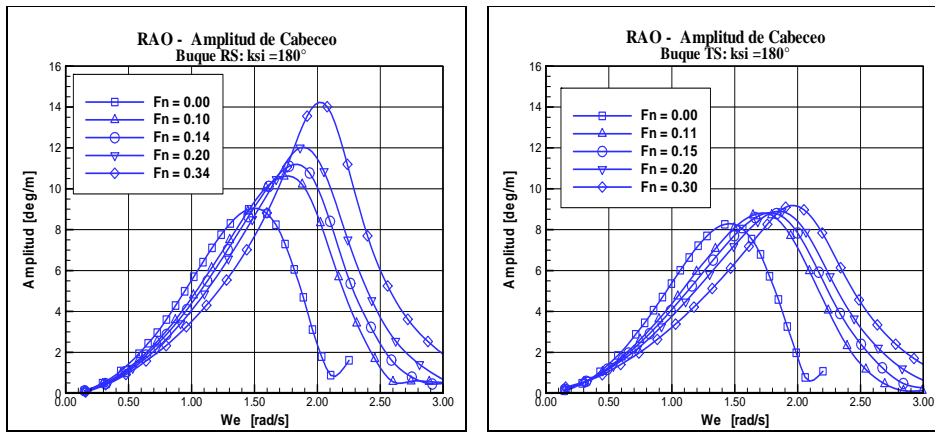


Figura 4.29 RAO del movimiento de cabeceo: (a) buque RS (b) buque TS

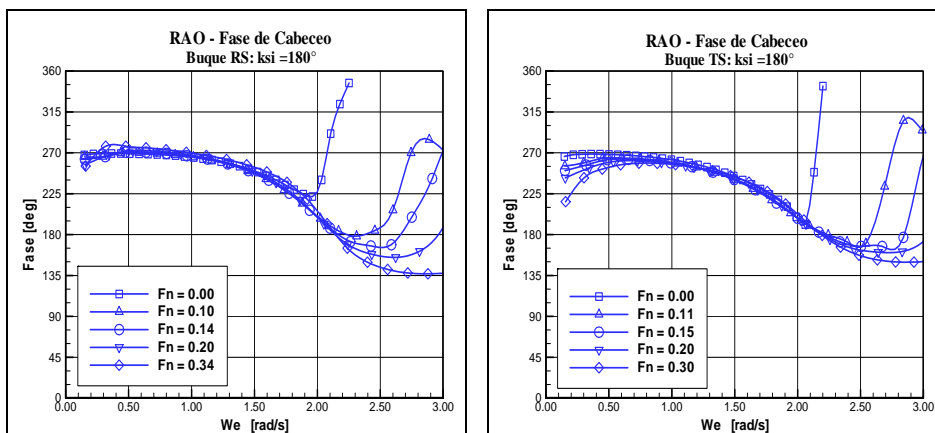


Figura 4.30 Fase del movimiento de cabeceo: (a) buque RS (b) buque TS

El código *STAB3D*, a pesar de haber sido desarrollado específicamente para la simulación de fenómenos no lineales, también puede ser usado para calcular respuestas lineales – haciendo todos los términos no lineales nulos. Cabe señalar, sin embargo, que el procedimiento de obtención de las respuestas usado en el código *STAB3D* difiere del empleado por el *HANSEL*. En el *HANSEL*, que modela linealmente las ecuaciones de movimiento del buque, es posible resolver analíticamente las ecuaciones de movimiento en el dominio de la frecuencia, y así obtener expresiones analíticas para las amplitudes y fases en

el régimen permanente. Ya en el código *STAB3D*, que es no lineal por naturaleza, no es posible resolver analíticamente las ecuaciones de movimiento. Las respuestas en este caso son obtenidas numéricamente a través de integraciones en el dominio del tiempo para cada frecuencia. Posteriormente, estas respuestas numéricas son post-procesadas a fin de obtener las amplitudes permanentes en el dominio de la frecuencia. Las figuras 4.31 (a, b) y 4.32 (a, b) muestran las amplitudes permanentes de las respuestas lineales para arfada y cabeceo de los buques RS y TS obtenidas con el código *STAB3D*. Conjuntamente con estos resultados, se muestran los resultados del programa *HANSEL*. Como se observa, la concordancia entre el código *STAB3D* y el *HANSEL* está garantizada para el caso de respuestas lineales.

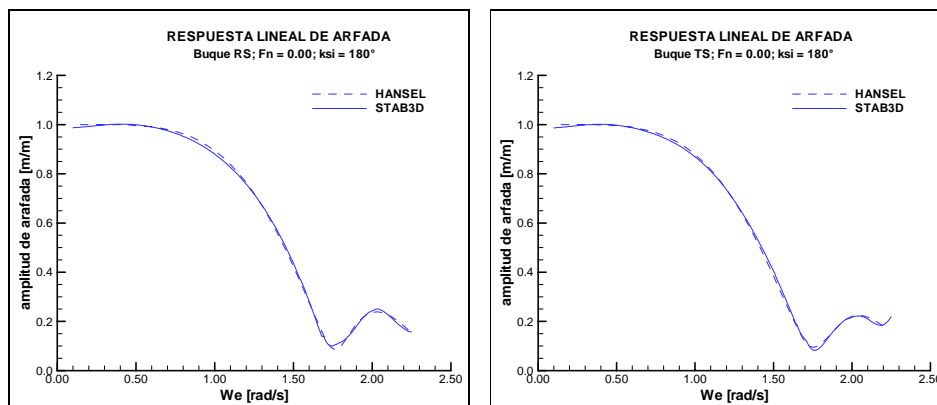


Figura 4.31 Comparación del RAO de arfada: (a) buque RS (b) buque TS

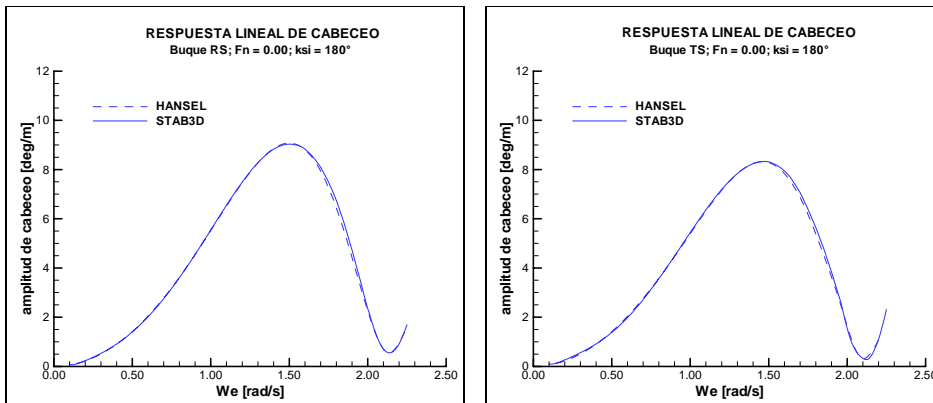


Figura 4.32 Comparación del RAO de cabeceo: (a) buque RS (b) buque TS

4.5.3 Respuestas no lineales

A continuación mostraremos los resultados de las simulaciones numéricas obtenidas con el código *STAB3D* para el caso de la modelación no lineal de Rodríguez [2004] presentada en el Capítulo 3. Los resultados de las simulaciones numéricas son presentados en la forma de series temporales que en el caso del movimiento de balance son presentadas junto con las series temporales experimentales. Para las series temporales de arfada y cabeceo, como experimentalmente no se registraron las respuestas para estos movimientos, compararemos apenas las respuestas no lineales con las respectivas respuestas lineales. Esto último permitirá analizar la influencia de las no linealidades y así como del balance paramétrico en los modos verticales. Para facilitar la presentación de los resultados y el posterior análisis de éstos separaremos los modos verticales del balance.

4.5.3.1 Respuestas no lineales en arfada y cabeceo: Las figuras 4.33 a 4.36 ilustran las respuestas en arfada y cabeceo de los buques RS y TS, para algunas de las condiciones ensayadas experimentalmente. Las series temporales de las

simulaciones numéricas correspondientes a todas las condiciones ensayadas experimentalmente son mostradas en el Apéndice D.

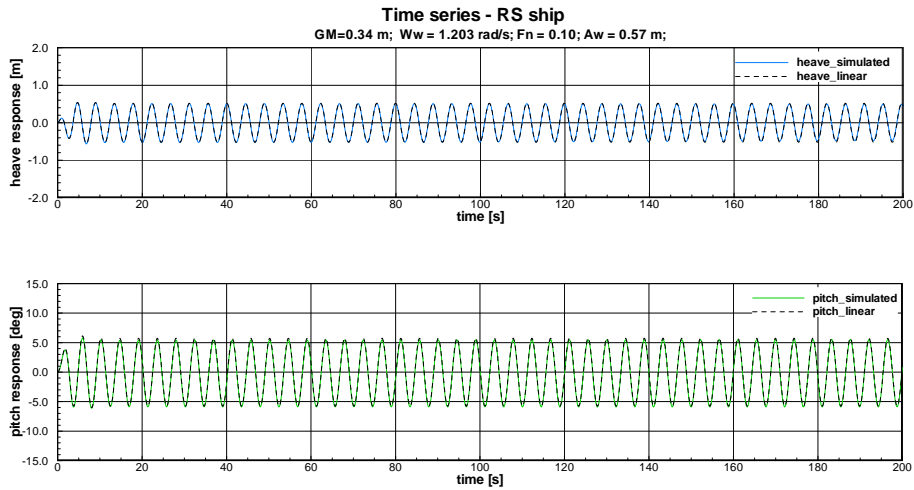


Figura 4.33 Series temporales de arfada y cabeceo, buque RS ($A_w = 0.57$ m)

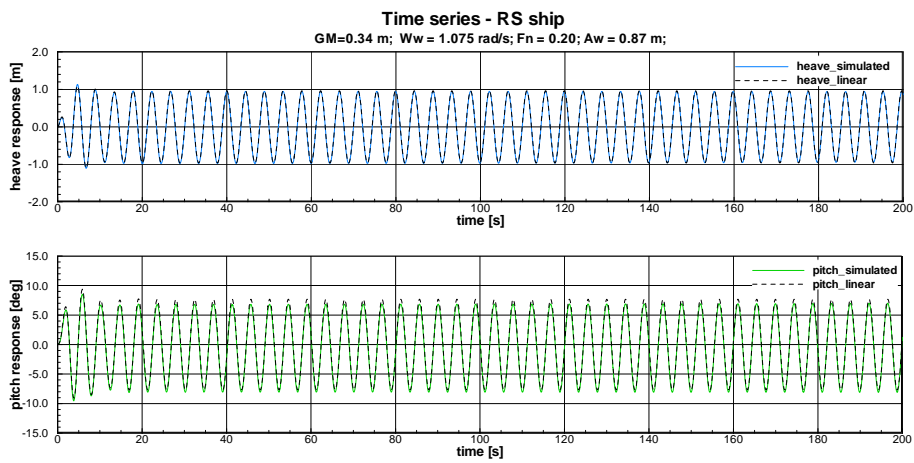


Figura 4.34 Series temporales de arfada y cabeceo, buque RS ($A_w = 0.87$ m)

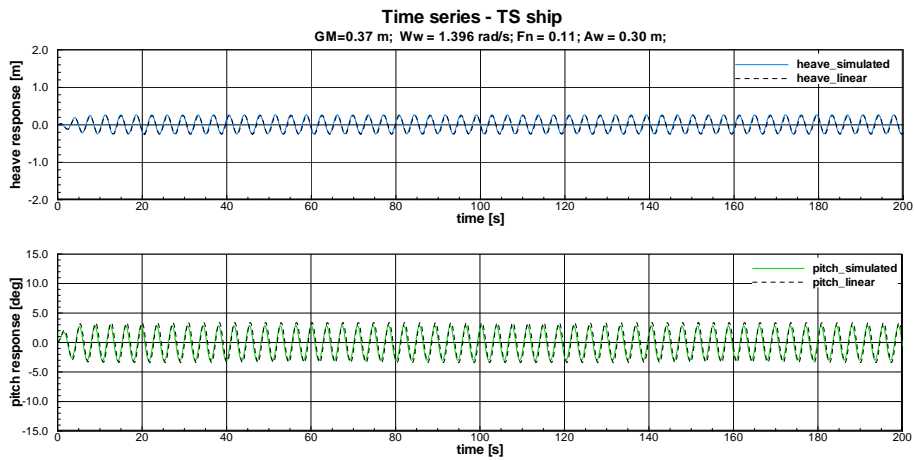


Figura 4.35 Series temporales de arfada y cabeceo, buque TS ($A_w = 0.30$ m)

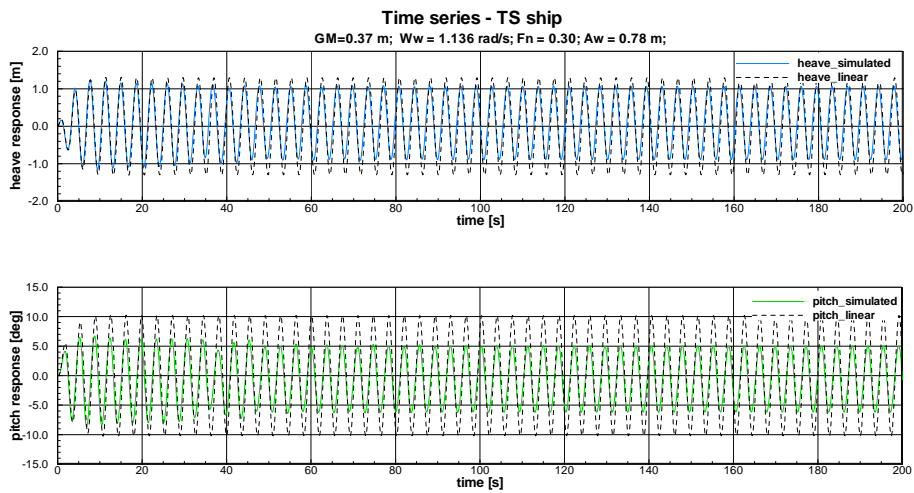


Figura 4.36 Series temporales de arfada y cabeceo, buque TS ($A_w = 0.78$ m)

Del análisis de las series temporales de todas las condiciones ensayadas (Apéndice D) y como mostrado en las figuras 4.33 a 4.36 se infiere, en general,

que para amplitudes de ola pequeñas y condiciones de resonancia paramétrica poco intensas, las respuestas no lineales en los modos verticales son semejantes en amplitud y fase a sus equivalentes lineales (ver figuras 4.33 y 4.35). Sin embargo, en olas de amplitud moderada (figuras 4.34 y 4.36) y/o en casos de balance paramétrico intenso las respuestas no lineales difieren bastante de las lineales, específicamente en amplitud, observándose inclusive el surgimiento de leves asimetrías en los movimientos verticales. Estas asimetrías, propias de movimientos no lineales, se acentúan más a medida que la amplitud de ola incidente y/o el balance paramétrico crecen.

Otra característica observada es el hecho de que en condiciones de resonancia paramétrica, en general, la influencia del balance en los modos verticales es poco significativa, particularmente en el caso de olas de pequeña amplitud. Ya la influencia de los modos verticales en el balance es esencial para el surgimiento de la resonancia paramétrica. Estas influencias pueden interpretarse como transferencia de energía entre los modos verticales y el balance, luego, la transferencia de energía de los modos verticales al balance. La transferencia de energía entre los movimientos se da básicamente a través de los acoplamientos en las respectivas restauraciones. Así pues, en la ecuación del movimiento de balance hay cinco términos de acoplamiento que reciben energía de la arfada y del cabeceo ($K_{z\phi}$, $K_{\phi\theta}$, $K_{zz\phi}$, $K_{\theta\theta\phi}$, $K_{z\phi\theta}$), mientras que en la arfada hay solamente tres términos ($Z_{\phi\phi}$, $Z_{\phi\phi z}$, $Z_{\phi\phi\theta}$) y en el cabeceo también tres ($M_{\phi\phi}$, $M_{\phi\phi z}$, $M_{\phi\phi\theta}$) que reciben energía del movimiento de balance. La transferencia de energía de los modos verticales al balance es la que origina el

surgimiento del balance, ya la transferencia del balance a los modos verticales es menos evidente, pero puede percibirse a través de la reducción de las amplitudes de los movimientos de arfada y cabeceo, cuando comparados con las respuestas lineales (donde no hay acoplamientos entre el balance y los modos verticales).

4.5.3.2 Respuestas no lineales en balance: A continuación son presentadas, a modo de ejemplo, algunas de las series temporales (figuras 4.37 a 4.40) de las simulaciones numéricas de los movimientos de balance correspondientes a las condiciones ensayadas experimentalmente para los buques RS y TS. Estas simulaciones numéricas fueron obtenidas a través de la integración numérica en el dominio del tiempo de las ecuaciones no lineales presentadas en el Capítulo 3. Estas integraciones numéricas fueron realizadas usando el método de Runge-Kutta de 4to. orden con intervalos de tiempo de 0.035 segundos. Conjuntamente con los resultados numéricos son presentados también las series temporales experimentales. Las condiciones experimentales correspondieron a la sintonía exacta de Mathieu para la primera zona de inestabilidad, i.e., $\omega_e=2\omega_{n4}$. Las series temporales numéricas y experimentales de todas las condiciones ensayadas se encuentran en el Apéndice D.

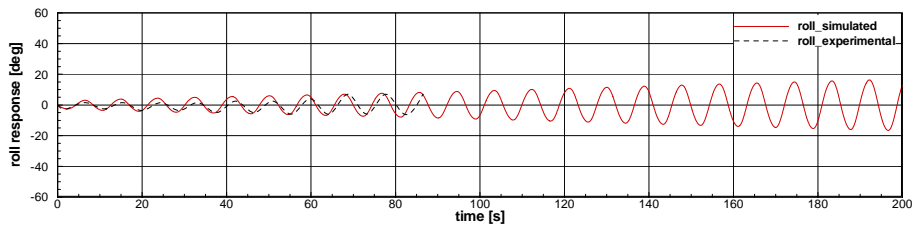


Figura 4.37 Series temporales numérica y experimental del balance del buque RS, $GM = 0.34$ m, $F_n = 0.10$, $A_w = 0.57$ m

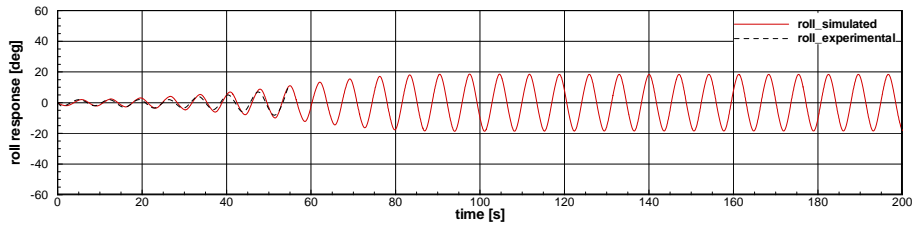


Figura 4.38 Series temporales numérica y experimental del balance del buque RS, $GM = 0.48$ m, $F_n = 0.10$, $A_w = 0.66$ m

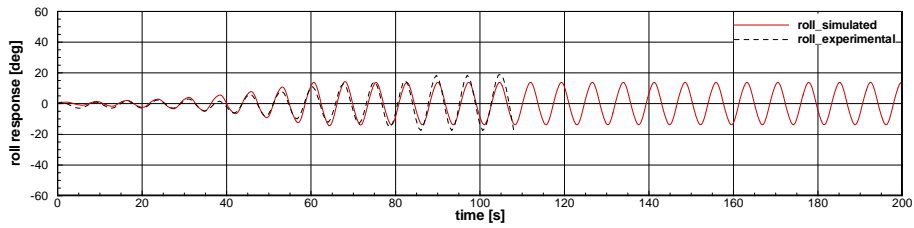


Figura 4.39 Series temporales numérica y experimental del balance del buque TS, $GM = 0.37$ m, $F_n = 0.15$, $A_w = 0.45$ m

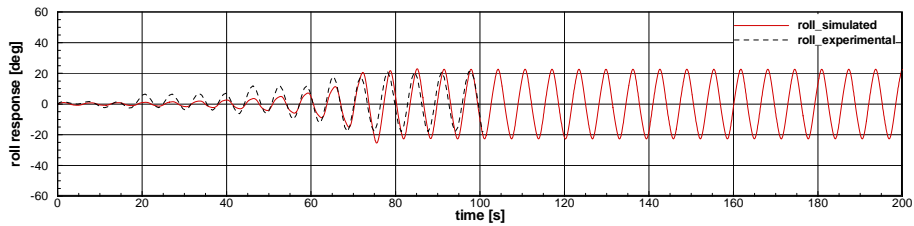


Figura 4.40 Series temporales numérica y experimental del balance del buque TS, $GM = 0.50$ m, $F_n = 0.11$, $A_w = 0.63$ m

A partir del análisis de todas las series temporales (Apéndice D) y como mostrado en las figuras anteriores, puede concluirse que la modelación numérica muestra buena concordancia con los resultados experimentales. En general, numéricamente se verificaron las tendencias observadas en los ensayos experimentales descritas en la sección 4.3.1. Aquí, analizaremos e intentaremos explicar los resultados numéricos tomando como base la modelación analítica presentada en el Capítulo 3.

- ***Influencia de la velocidad de avance:*** En principio, el aumento de la velocidad de avance induciría mayores niveles de excitación paramétrica (primaria y secundaria) como mostrado en las expresiones que describen las amplitudes de excitación paramétrica (Anexo A), las cuales son función básicamente de los movimientos de arfada y cabeceo, que por su vez aumentan con la velocidad de avance (figuras 4.27 y 4.29). Sin embargo, debido a la existencia del enrijecimiento no lineal (que también tiende a aumentar con la velocidad de avance) y el aumento del amortiguamiento de balance con la velocidad (básicamente, la componente de sustentación [Himeno, 1981]), no necesariamente, se observará aumento de las amplitudes de balance paramétrico con la velocidad. De hecho, las excitaciones paramétricas y sus respectivos ángulos de fase (que pueden generar amplificaciones o cancelaciones entre ellas), el enrijecimiento no lineal, y el amortiguamiento de balance son los factores determinantes para el comportamiento dinámico no lineal del buque. Luego, para una frecuencia de encuentro específica (la cual gobierna las magnitudes relativas entre esos parámetros), un aumento en la

velocidad de avance podrá inducir mayores o menores respuestas en balance. Experimentalmente, para los buques RS y TS se observa, en general disminución de las amplitudes de las respuestas permanentes de balance. Esta tendencia es no lineal, lo que se verifica numéricamente en casi todos los casos ensayados, i.e., hay predominancia del amortiguamiento y/o del enrijecimiento no lineal sobre las excitaciones paramétricas.

- ***Influencia de la amplitud de la ola:*** En el Capítulo 3 se mostró analíticamente la dependencia de las excitaciones paramétricas en relación a la amplitud de la ola: la excitación paramétrica primaria varía linealmente y la secundaria cuadráticamente con la amplitud de la ola. Sin embargo, también hay crecimiento del enrijecimiento no lineal con la amplitud de la ola. Como, en teoría, el amortiguamiento de balance no sufre variación con la amplitud de la ola, el efecto final de la amplitud de la ola será dado básicamente por la resultante del efecto combinado de las excitaciones paramétricas y del enrijecimiento no lineal. Experimentalmente, para los buques RS y TS se observa que mayores amplitudes de ola inducen mayores amplitudes de balance siguiendo en algunos casos tendencias fuertemente no-lineales. Numéricamente, se confirman estas tendencias, indicando, por tanto, que las excitaciones paramétricas prevalecen sobre el enrijecimiento no lineal en el rango de amplitudes de ola ensayadas.

- ***Influencia del amortiguamiento de balance:*** El amortiguamiento de balance depende entre otros factores, de la velocidad de avance, de la

frecuencia de oscilación del balance, y principalmente de la forma del casco y sus apéndices. Como el balance paramétrico de la primera región inestable de Mathieu se da en la frecuencia natural de balance, sólo el amortiguamiento para esta frecuencia es relevante. Como las condiciones ensayadas corresponden a cuatro GMs . diferentes (dos para cada buque), son cuatro las frecuencias relevantes en las simulaciones numéricas. Las figuras 4.18 a 4.21 muestran que el coeficiente de amortiguamiento lineal aumenta con la frecuencia y con la velocidad de avance, excepto para el número de Froude 0.34, $GM = 0.34$ m. del buque RS, donde para altas frecuencias el coeficiente de amortiguamiento invierte su tendencia de crecimiento y cae. Sin embargo, esta inversión de la tendencia está lejos de las frecuencias naturales de balance de los ensayos. A partir de las comparaciones de las series temporales numéricas-experimentales puede concluirse *a priori* que, en general, el amortiguamiento de los buques RS y TS es bien representado por el método de Ikeda. En teoría, el aumento del amortiguamiento de balance debe significar una reducción de las amplitudes de balance. Experimentalmente, la única forma de verificar esta hipótesis en los buques RS y TS, es la instalación de quillas de balance, las cuales deberán aumentar sensiblemente el amortiguamiento.

- ***Influencia de la forma del casco:*** De hecho, la forma del casco influye notablemente en el comportamiento del buque bajo condiciones de resonancia paramétrica. El presente trabajo investigó esta influencia enfocando en la forma de popa de los buques RS y TS. Estas diferencias son mensuradas básicamente por los valores de semimangas y *flares* en el plano de flotación de equilibrio.

Los valores de semimanga y *flare* afectan directamente los coeficientes de restauración hidrostática (ver tabla 4.6), que son los que, en resumen, gobiernan los comportamientos resonantes, como el balance paramétrico. Las diferencias en los coeficientes hidrostáticos son mayores cuanto más es la asimetría proa-popa de los buques: buques con popas arredondeadas son más “simétricos” (proa-popa) que los de popas tipo espejo (figura 4.26). Otra influencia de las formas del casco fue observada en los amortiguamientos, en las fuerzas de excitación de cabeceo, en las fuerzas de excitación de cabeceo, determinando en algunos casos diferencias significativas en las respuestas de cabeceo (mayores en el buque RS), que tienden a acentuarse con el aumento de la velocidad de avance. La arfada presenta respuestas bastante similares para los dos buques, observándose diferencias significativas (mayores en el buque RS) sólo en los números de Froude más altos (figura 4.27). A pesar de que linealmente los movimientos de los modos verticales del buque RS sean mayores que los del buque TS, este último presenta experimental y numéricamente mayores amplitudes de balance paramétrico. Este hecho, aparentemente contradictorio, se justifica en el hecho de que los coeficientes de acoplamiento de balance con los modos verticales del buque TS sean mucho mayores que los correspondientes del buque RS. Del punto de vista de transferencia de energía, esto significa que el buque TS, a pesar de tener movimientos menores en el plano vertical se comporta como un absorbedor de energía más eficiente.

- **Influencia de la altura metacéntrica transversal (GM):** El valor del GM determina la frecuencia natural de balance, determina la frecuencia de encuentro crítica (sintonía exacta de Mathieu) para el surgimiento del balance paramétrico. Esta frecuencia de encuentro determina las magnitudes de las excitaciones paramétricas (primaria y secundaria), así como el enrijecimiento no lineal. Ya la rigidez lineal (rigidez natural en aguas tranquilas) es gobernada directamente por el valor del GM , y es decisiva en la determinación de la sensibilidad del sistema a la resonancia paramétrica. Todos los parámetros anteriores y las variables que estos involucran directa e indirectamente hacen que el escenario del análisis de la influencia del GM se haga bastante complejo, y dificulte la identificación de tendencias en relación al GM . Experimentalmente, para los buques RS y TS, se identificaron algunas tendencias comparando las dos condiciones de cada buque. Estas tendencias varían según el tipo de casco analizado y numéricamente son comprobadas en la mayoría de los casos. Por ejemplo, experimentalmente, se verifica que el buque RS para $GM = 0.34$ presenta menores amplitudes de balance que para $GM = 0.48$, mientras que el buque TS para $GM = 0.37$ m presenta mayores amplitudes de balance que para $GM = 0.50$ m. Estas tendencias (experimentales y numéricas) no permiten dar conclusiones definitivas en relación al comportamiento dinámico del buque en función del GM debido a la compleja interacción de los parámetros que intervienen. Hua [1992] muestra, por ejemplo que para un buque portacontenedor, las amplitudes de balance paramétrico varían no linealmente con el z_G (o GM), observando que la disminución del GM

puede ocasionar tanto mayores como menores amplitudes de resonancia paramétrica.

Para finalizar nuestro análisis, haremos mención a algunas características de los comportamientos dinámicos asociados al balance paramétrico, observados por otros autores y que son comunes a los comportamientos observados en los buques RS y TS:

Skomedal [1982], Hua [1992], Spyrou [2000], Falzarano *et al.*, [2003] han observado en la implementación numérica de sus modelos que el momento restaurador del balance en olas presenta variaciones no lineales que no son puramente armónicas. Skomedal [1982], Hua [1992] y Spyrou [2000] reportan incrementos en la altura metacéntrica promedio cuando comparada con su valor en aguas tranquilas. Este comportamiento es fácilmente explicado en nuestro modelo analítico a través del enrijecimiento no lineal del buque con el paso de la ola, lo que origina también leves asimetrías en el momento restaurador. Falzarano *et al.* [2003] no solamente observó el crecimiento del valor medio del GM en aguas tranquilas, sino que reportó también la presencia de super-armónicos en la restauración que se hacen más evidentes a medida que crece la amplitud de la ola. En nuestro modelo estos super-armónicos son representados por los términos de excitación paramétrica super-armónicos.

Esos trabajos y la gran mayoría de trabajos relativos al balance paramétrico, con excepción del de Skomedal [1982], no presentan ninguna modelación

analítica para los cálculos de la restauración, lo que en general, no permite hacer análisis más profundos de los factores que gobiernan la resonancia paramétrica y dificultan la identificación de ciertos comportamientos no lineales. A pesar de Skomedal [1982] presentar un modelo analítico, éste no consigue explicar el enrijecimiento no lineal del buque debido a las olas, pues su modelación es truncada considerando términos de hasta segunda orden en la restauración. Solo numéricamente, Skomedal muestra de forma intuitiva, como sería la expresión de la excitación paramétrica considerando un término de enrijecimiento adicional, pero sin mostrar los factores que lo gobiernan.

CAPITULO 5

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

El presente trabajo mostró la importancia que tiene el análisis de la dinámica en olas en el proyecto del buque, tomando como ejemplo el balance paramétrico, un fenómeno bastante peligroso y poco conocido en nuestro medio.

Para sustentar la hipótesis de la importancia del análisis del comportamiento del buque en olas y la insuficiencia de los criterios puramente hidrostáticos fueron mostrados a modo de ejemplo, los análisis correspondientes a dos buques pesqueros típicos para dos condiciones de altura metacéntrica cada uno.

Dentro de las condiciones analizadas fueron considerados casos donde, de acuerdo a los criterios de la *IMO*, la estabilidad del buques es juzgada como marginal y casos donde ésta es juzgada satisfactoria. Sin embargo, el análisis dinámico de ambos buques, mostró que, inclusive en los casos donde la estabilidad había sido juzgada como satisfactoria, se observaron, numérica y experimentalmente, movimientos de balance peligrosos para la operación y seguridad del buque. Estos movimientos llegaron en algunos casos próximos a los 40° de amplitud. Esto claramente demuestra que en el proyecto del buque no basta que éste tenga una estabilidad

estática adecuada, sino que debe también verificarse la dinámica de éste en olas. La estabilidad estática, como su propio nombre lo indica es calculada bajo la hipótesis de que el buque se encuentra parado en aguas tranquilas (lo que no corresponde al escenario real de operación del buque, menos aún de buques pesqueros). Ya el análisis dinámico nos permite tener una idea de los movimientos que el buque puede alcanzar en los diferentes escenarios en que este opera, ya sea en olas, viento, o a la acción combinada de éstos. En función de la magnitud de esos movimientos (desplazamientos, velocidades y aceleraciones lineales y/o angulares), el proyectista naval podrá alterar algunos parámetros de forma del casco, condiciones de carga o incluso determinar combinaciones de velocidad de avance del buque, frecuencia de ola, altura de ola o incidencia de mar prohibitivas para la operación del buque.

En el contexto de la presente tesis, fue mostrada también la derivación teórica de las ecuaciones que gobiernan los movimientos del buque en olas, específicamente la arfada, el balance y el cabeceo, que son los movimientos más críticos cuando el buque navega en olas longitudinales. Estas ecuaciones de movimiento fueron resueltas numéricamente para las condiciones de ensayos experimentales de los buques RS y TS, verificándose, en general, una buena concordancia entre los resultados numéricos y experimentales. Esto validaría la modelación y la metodología mostradas para la predicción de movimientos del buque, inclusive en la etapa de proyecto.

Vale resaltar que gracias al carácter analítico de la modelación matemática presentada fue posible explicar e identificar la influencia de ciertos parámetros

relevantes para los movimientos del buque en condiciones de balance paramétrico. Así por ejemplo, la analiticidad de la restauración permitió identificar diversas componentes en la excitación paramétrica, así como los factores que controlan sus magnitudes (amplitudes y fases de los movimientos verticales, coeficientes de restauración, amplitudes de ola, etc.). Por su vez, la analiticidad de los términos de restauración, mostró que semimangas y *flares* juegan un papel preponderante en la transferencia de energía entre los modos verticales y el balance, y viceversa.

Ya los resultados experimentales, además de permitir validar la modelación matemática presentada, permitió estudiar las tendencias de las amplitudes del balance paramétrico tomando como referencia parámetros como forma de popa, velocidad de avance, amplitud de ola, y altura metacéntrica. A partir del análisis de las tendencias puede concluirse que, en general, el escenario de la resonancia paramétrica es complejo, variable y fuertemente influenciado por la interacción entre los diversos parámetros que intervienen en su dinámica. Tal vez, en la fase inicial de proyecto del buque, las tendencias observadas experimentalmente puedan servir como punto de partida, sin embargo, para realizar una evaluación confiable del desempeño del buque en olas, necesariamente deben realizarse simulaciones numéricas específicas para cada uno de los diferentes escenarios de operación del buque. Solamente, en relación a las formas del buque es posible afirmar que de hecho, buques con mayor simetría proa-popa (como el buque RS) presentan menores niveles de excitación paramétrica, sin que esto signifique vetar buques con popa tipo espejo, siempre que los índices de amortiguamiento y/o enrijecimiento no lineal sean adecuados para garantizar la aparición de ángulos exagerados de resonancia paramétrica.

Finalmente, en relación a las discrepancias observadas (en algunos pocos casos) entre las simulaciones numéricas y los resultados experimentales, debe señalarse que estas pueden tener origen tanto en las simplificaciones teóricas asumidas como en las incertidumbres propias a cualquier experimento: Del punto de vista teórico, fueron asumidas algunas simplificaciones como la restricción de los movimientos de avance, desvío y guiñada, hipótesis de linealidad e no viscosidad de las acciones hidrodinámicas de los modos verticales, y modelación semi-empírica del amortiguamiento de balance. Del punto de vista experimental, en la recopilación de los resultados se encontraron algunas incertidumbres en los radios de giro transversal y longitudinal, así como entre las amplitudes de ola y velocidades de avance registradas y las generadas. En algunos casos pudo observarse que el balance paramétrico aparentemente aún estaba en desarrollo cuando el registro de los movimientos tuvo que ser cortado (debido a la restricción en la longitud del tanque). Todos estos factores combinados con las incertidumbres asociadas a las condiciones iniciales, pueden afectar el comportamiento de los modelos y comprometer en algunos casos los resultados experimentales.

5.2 TRABAJOS FUTUROS

Como el presente trabajo no tuvo por objetivo presentar una metodología definitiva en el análisis dinámico del comportamiento del buque, quedan aún muchos aspectos a ser investigados y/o mejorados. Algunas ideas para trabajos futuros que se pueden desprender del actual son:

- Mapeamientos de las regiones de estabilidad del buque en olas longitudinales en función de la amplitud de ola, frecuencias de encuentro, velocidad de avance, incidencia de ola, etc. que permitan identificar condiciones de riesgo para la operación del buque.
- Estudiar los efectos del balance paramétrico en los movimientos de avance, desvío y guiñada, por medio de la inclusión de estos tres grados de libertad en las ecuaciones de movimiento del buque. Esto también permitirá el estudio del balance paramétrico en mar oblicuo.
- Estudiar del amortiguamiento de balance en el balance paramétrico, ya sea por medio de la inclusión de quillas de balance, tanques estabilizadores, etc., que puedan reducir o eliminar las amplitudes de balance reportadas.
- Del punto de vista experimental, es evidente que se hacen necesarios nuevos y más ensayos. En la época de realización de los ensayos usados en el presente trabajo existían muchas limitaciones tanto tecnológicas como de conocimiento. Actualmente, ya sabiendo de la importancia de los modos verticales en la resonancia paramétrica, deben ser registrados además del movimiento del balance, los movimientos instantáneos (tasas mayores de adquisición de datos) en los otros grados de libertad, así como la elevación instantáneas de la ola incidente y su fase en relación al modelo. Vista la importancia del amortiguamiento y la dificultad de obtener predicciones precisas, se justifica la realización de ensayos de decaimiento que permitan

evaluar con precisión el grado de amortiguamiento de los buques en cuestión.

- Tanto numérica como experimentalmente, se hace necesario analizar parámetros adicionales que influyen en la resonancia paramétrica como: condiciones iniciales de desplazamiento y/o velocidad, frecuencias de encuentro y sintonías diferentes de la sintonía exacta de Mathieu, incidencia de olas, influencia de quillas de balance, etc.
- Aplicación de la metodología presentada para otros tipos de buques, principalmente aquellos que muestren fuertes variaciones en torno de un dado calado. Esto es indicativo de susceptibilidad al balance paramétrico. Buques que se encajen en esta característica son los portacontenedores, cruceros de pasajeros, ferries, y por supuesto, los pesqueros.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABKOWITZ, M. A., 1969, *Stability and Motion Control of Ocean Vehicles*. Massachusetts, The United States of America, The M. I. T. Press.

ABS, 2004, *Guide for the Assessment of Parametric Roll Resonance in the Design of Container Carriers*, American Bureau of Shipping.

ARNOLD, L., CHUESHOV, I., OCHS, G., 2003, *Stability and Capsizing of Ships in Random Sea – A Survey*. Report No. 464 (Jun), Institut für Dynamische Systeme, Universität Bremen, Germany.

BARR, R. A., ANKUDINOV, V., 1977, “Ship Rolling, its Prediction and Reduction using Roll Stabilization”, *Marine Technology*, vol. 14, no. 1 (Jan), pp. 19-41.

BELENKY, V. L., WEEMS, K. M., LIN, W. M., PAULLING, J. R., 2003, “Probabilistic Analysis of Roll Parametric Resonance in Head Seas”. In: *Proceedings of 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB2003)*, Madrid, Spain, pp. 325-340.

BHATTACHARYYA, R., 1978, *Dynamics of Marine Vehicles*. New York, The United States of America, John Wiley & Sons, Inc.

BERNOULLI, D., 1957, “La maniere de diminier le plus qu’il est possible de roulis et tangage d’un navire”, *Pix de l’ Academie des Sciences*, Paris.

BLOCKI, W., 1980, “Ship Safety in Connection with Parametric Resonance of the Roll”. *International Shipbuilding Progress*, vol. 27, no. 306, pp. 36-53.

BORODAY, I. K., RAKHMANIN, N. N., 1975, “State of Art on Studies on Capsizing of an Intact Ship in Stormy Weather Conditions”. In: *Proceedings of 14th ITTC*, vol. 4, Ottawa.

BULIAN, G., FRANCESCUTTO, A., LUGNI, C., 2003, “On the Non-Linear Modeling of Parametric Rolling in Regular and Irregular Waves”. In: *Proceedings of 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB’2003)*, Madrid, Spain, pp. 305-323.

CESARI, L., 1971, *Asymptotic Behavior and Stability Problems in Ordinary Differential Equations*. 3rd. ed. Berlin, Germany, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

CHAKRABARTI, S., 2001, "Empirical Calculation of Roll Damping for Ships and Barges", *Ocean Engineering*, vol. 28, no. 7 (Jul), pp. 915-932.

CLAYTON, B. R., BISHOP, R. E. D., 1982, *Mechanics of Marine Vehicles*. 3rd Ed., Houston, The United States of America, Gulf Publishing Company.

DAHLE, E. A., KJAERLAND, O., 1979, "The Capsizing of M/S Helland-Hansen - The investigation and recommendations for preventing similar accidents. In: *Transactions of The Royal Institution of Naval Architects*, vol. 122, London, pp. 51-70.

DALLINGA, R. P., BLOK J.J., LUTH, H.R., 1998, "Excessive Rolling of Cruise Ships in Head and Following Waves". In: *RINA International Conference on Ship Motions & Manoeuvrability*, Royal Institute of Naval Architects, London.

DEAN, R., DALRYMPLE R., 1991, *Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists*, Advance Series on Ocean Engineering.

DOWNIE, M. J., BEARMAN, P. W., GRAHAM, J. M. R., 1988, "Effects of Vortex Shedding on the Coupled Response of Bodies in Waves", *Journal of Fluid Mechanics*, vol.189, pp. 243-264.

FALTINSEN, O. M., SORTLAND, B., 1987, "Slow Drift Eddy Making Damping of a Ship", *Applied Ocean Research*, vol. 9, no. 1, pp. 37-46.

FALZARANO, J., CHENG, J., DAS, S., 2003, "Parametric Excitation of Floating Offshore Platforms". In: *Proceedings of 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'2003)*, Madrid, Spain, pp. 507-519.

FRANCE, W. N., LEVADOU, M., TREAKLE, T. W., PAULLING, J. R., MICHEL, R. K., MOORE, C., 2003, "An Investigation of Head-Sea Parametric Rolling and its Influence on Container Lashing Systems", *Marine Technology*, vol. 40, no. 1 (Jan), pp. 1-19.

[FRANCESCUTTO, A., BULIAN, G., 2002, "Nonlinear and Stochastic Aspects of Parametric Rolling Modelling". In: *Proceedings of 6th International Ship Stability Conference on the Stability Workshop \(ISSW2002\)*, Webb Institute, New York, USA.](#)

FROUDE, W., 1863, "Remarks on Mr. Scott-Russell's Paper on Rolling", *The Papers of William Froude, Transactions INA*, no. 4, pp.232-275.

GRAHAM, J. M. R., 1980, "The Forces on Sharp-Edged Cylinders in Oscillatory Flow at Low Keulegan-Carpenter Numbers", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 97, Part 1, pp.331-346.

- HADDARA, M. R., LEUNG, S. K., 1994, "Experimental Investigation of the Lift Component of Roll Damping", *Ocean Engineering*, vol. 21, no. 2 (Feb), pp. 115-127.
- HAGEDORN, P., 1982, *Oscilações Não-Lineares*. São Paulo, Brasil, Editora Edgard Blücher Ltda.
- HERNER, H., RUSCH, K., 1952, *Die Theorie des Schiffes*, 6th edition, Fachbuchverlag GmbH, Leipzig.
- HIMENO, Y., 1981, *Prediction of Ship Roll Damping – State of the Art*. Dept. Naval Architecture and Marine Engineering, The University of Michigan, Report no. 239.
- HOOFT, J. P., 1982, *Advanced Dynamics of Marine Structures*. New York, The United States of America, John Wiley & Sons, Inc.
- HSU, C. S., 1963, "On the Parametric Excitation of a Dynamic System Having Multiple Degrees of Freedom", *Transactions of the ASME: Journal of Applied Mechanics*, vol. 30, no. 3 (Sep), pp. 367-372.
- HUA, J., 1992, "A Study of the Parametrically Excited Roll Motion of a Ro-Ro-Ship in Following and Heading Waves", *International Shipbuilding Progress*, vol. 39, no. 420 (Dec), pp. 345-366.
- IMO, 1984, *Intact Stability. Report of the ad hoc Working Group*, Document SLF 29/WP.7.
- IMO, 1985, *Analysis of Intact Stability Casualty Records*, Submitted by Poland, Documents SLF 30/4/4 and SLF/38.
- IMO, 2002, *Code on Intact Stability for all types of Ships covered by IMO Instruments*. Resolution A.749(18) as amended by Resolution MSC.75(69). International Maritime Organization, London, UK.
- IMO, 2004, *Review of the Intact Stability Code. Report on Documented Head Sea Parametric Rolling on a PCTC*, Submitted by Sweden, Document SLF 47/6/6.
- IMO, 2005, *Revision of the Code on Intact Stability. Proposed Revision of MSC/Circ. 707*, Submitted by Germany, Document SLF 48/4/8.
- INGLIS, R. B., 1980, *A Three Dimensional Analysis of the Motion of a Rigid Ship in Waves*. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University College London, London, United Kingdom.
- JOURNÉE, J.M.J., MASSIE, W.W., 2001, *Offshore Hydromechanics*, Delft University of Technology, Delft.

KAWASHIMA, R., YAMAKOSHI, Y., AMAGAI, K., 1982, "Safety of Fishing Vessels by means of Experiments in Wind Waves". In: *Proceedings of 2nd International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'82)*, Tokyo, Japan, pp. 155-168.

KERWIN, J. E., 1955, "Notes on Rolling in Longitudinal Waves", *International Shipbuilding Progress*, vol. 2, no. 16, pp. 597-614.

KOBYLINSKI, L., 1975, "Rational Stability Criteria and Probability of Capsizing". In: *Proceedings of 1st International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'75)*, Glasgow.

KOBYLINSKI, L. K., KASTNER, S., 2003, *Stability and Safety of Ships Vol. I: Regulation and Operation*. 1st. ed. Oxford, United Kingdom, Elsevier Ocean Engineering Book Series vol. 9.

KORVIN-KROUKOVSKY, B. V., JACOBS, W. R., 1957, "Pitching and Heaving Motions of a Ship in Regular Waves", *Transactions of SNAME*, vol. 65, pp.590-632.

LEVADOU, M., PALAZZI, L., 2003, "Assessment of Operational Risks of Parametric Roll", In: *Proceedings of World Maritime Technology Conference (WMTC'2003)*, Society of Naval Architects and Marine Engineers, San Francisco, United States.

LEWIS, E., 1989, *Principles of Naval Architecture - Vol. III: Motion in Waves and Controllability*. 2nd revision. New Jersey, The United States of America, SNAME.

[LIAW, C. Y., BISHOP, S. R., THOMPSON, J. M. T., 1993, "Heave-Excited Rolling Motion of a Rectangular Vessel in Head Seas", *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, vol. 3, no. 1 \(Mar\), The International Society of Offshore and Polar Engineers \(ISOPE\), pp. 26-31.](#)

[LIAW, C. Y., 1994, "Dynamic Instability of a Parametrically Excited Ship Rolling Model", *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, vol. 4, no. 2 \(Jun\), The International Society of Offshore and Polar Engineers \(ISOPE\), pp. 106-111.](#)

LINDEMANN, K., SKOMEDAL N., 1983, "Modern Hullforms and Parametric Excitation of the Roll Motion", *Norwegian Maritime Research*, vol. 11, no. 2, pp. 2-20.

LORCA, O., 2001, *Ressonância Paramétrica de Navios – Influência da Velocidade*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

MAZARREDO, L., 1982, "Some Tests on Stability of Fishing Vessels". In: *Proceedings of 2nd International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'82)*, Tokyo, Japan, pp. 143-154.

- MEYERS, W. G., SHERIDAN, D. J., SALVESEN, N., 1975, *Manual – NSRDC Ship-Motion and Sea-Load Computer Program*, Naval Ship Research and Development Center. Maryland, The United States of America, Report no. 3376.
- MORRAL, A., 1980, “Capsizing of Small Trawlers”. *Transactions of The Royal Institution of Naval Architects*, vol. 122, London, pp. 71-101.
- MORRAL, A., 1981, “The Gaul Disaster: An Investigation into the Loss of a Large Stern Trawler”. *Transactions of The Royal Institution of Naval Architects*, vol. 123, London, pp. 391-416.
- MORRAL, A., MACNAUGHTON, A.R., 1982, *Transactions of The Royal Institution of Naval Architects*, London, pp. 145-161.
- MOSOLEY, M., 1850, “On the Dynamical Stability and on the Oscillations of Floating Bodies”, London.
- MUNIF, A., IKEDA, Y., FUJIWARA, T., KATAYAMA, T., 2006, “Parametric Roll Resonance of a Large Passenger Ship in Dead Ship Condition in All Heading Angles”. In: *Proceedings of 9th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB2006)*, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 81-87.
- NEVES, M. A. S., 2004, *Dinâmica do Navio*, Programa de Engenharia Oceânica, Departamento de Eng. Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- NEVES, M.A.S., RODRIGUEZ, C., A., 2004, “Limits of Stability of Ships Subjected to Strong Parametric Excitation in Longitudinal Waves”, In: *Proceedings of International Maritime Conference on Design for Safety*, Osaka, Japan, pp. 139-145.
- NEVES, M. A. S., PÉREZ, N. A., VALERIO, L., 1999, “Stability of Small Fishing Vessels in Longitudinal Waves”, *Ocean Engineering*, vol. 26, no. 12 (Dec), pp. 1389-1419.
- NEVES, M. A. S., PÉREZ, N., LORCA, O., 2002, “Experimental Analysis on Parametric Resonance for Two Fishing Vessels in Head Seas”. In: *Proceedings of 6th International Ship Stability Workshop*, Webb Institute, New York.
- NEVES, M. A. S., RODRIGUEZ, C. A., 2005, “A Non-Linear Mathematical Model of Higher Order for Strong Parametric Resonance of the Roll Motion of Ships in Waves”. *Marine Systems & Ocean Technology - Journal of SOBENA*, vol. 1, no. 2 (Jun), Sociedade Brasileira de Engenharia Naval, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 69-81.
- NEVES, M. A. S., RODRIGUEZ, C. A., 2006a, “An Investigation of Roll Parametric Resonance in Regular Waves”. In: *Proceedings of 9th International*

Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB2006), Rio de Janeiro, Brazil, pp. 99-108.

NEVES, M. A. S., RODRIGUEZ, C. A., 2006b, "On Unstable Ship Motions Resulting form Strong Non-Linear Coupling". *Ocean Engineering*, vol. 33, no. 14 (Oct), pp. 1853-1883.

NOWACKI, H., FERREIRO, L., 2003, "Historical Roots of the Theory of Hydrostatic Stability of Ships" ". In: *Proceedings of 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'2003)*, Madrid, Spain, pp. 1-30.

PALMQUIST, M., NYGREN, C., 2004, "Recordings of Head-sea Parametric Rolling on a PCTC", Annex of Report of Document SLF 47/6/6-IMO.

PAULLING, J. R., 1961, "The Transverse Stability of a Ship in a Longitudinal Seaway". *Journal of Ship Research*, vol. 4, no. 4 (Mar.), pp. 37-49.

PAULLING, J. R., ROSENBERG, R. M, 1959, "On Unstable Ship Motions Resulting From Non-Linear Coupling", *Journal of Ship Research*, vol. 3, no. 1 (Jun.), pp. 36-46.

PÉREZ, N. A., 1985, *Desenvolvimento de Algumas Técnicas Experimentais em Ondas Regulares*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

PÉREZ, N., SANGUINETTI, C., 1993, "Análisis Experimental del Fenómeno de Resonancia Paramétrica del Movimiento de Roll en Buques Pesqueros Menores", *Revista Ingeniería Naval*, año LXI, no. 700 (Dic), pp. 825-831.

PEREZ, N.; SANGUINETTI, C., 1995, "Experimental Results of Parametric Resonance Phenomenon of Roll Motion in Longitudinal Waves for Small Fishing Vessels". *International Shipbuilding Progress*, vol. 42, no. 431 (Sep), pp.221-234.

PÉREZ, N., SANGUINETTI, C., LORCA, O., 2000, "Resonancia Paramétrica del Balance Transversal en el Dominio de la Velocidad. (Resultados Experimentales)", *Revista Ingeniería Naval*, año LXVII, no. 770 (Abr), pp. 98-102.

PERNAMBUCO, T.A.M., 1990, *Estabilidade de Navios em Ondas Obliquas*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

RAHOLA, J., 1935, "The Judging of the Stability of Ships", *Transactions INA*.

RAHOLA, J., 1939, *The Judging of the Stability of Ships and the Determination of the Minimum Amount of Stability*, Ph.D. Thesis, Helsinki.

RAO, S., 1995, *Mechanical Vibrations*. 3rd Ed. New York, The United States of America, Addison-Wesley Publishing Company, Inc.

RAWSON, K. J., TUPPER, E.C., 1983, *Basic Ship Theory – Vol. I and II*. 3rd edition, London, The United Kingdom. Longman Group Limited.

REED, E. J., 1868, “On the Stability of Monitors under Canvas”. *Transactions INA*, vol. 9, London.

RODRIGUEZ, C.A., 2004, *Estabilidade Dinâmica do Navio: Um Modelo Não-Linear de Terceira Ordem*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SALAS, M., 1991, *Limites de Estabilidade de Navios Pesqueiros em Frequências Ressonantes*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SALVESEN, N., TUCK, O. E., FALTINSEN, O., 1970, “Ship Motions and Sea Loads”, *Transactions of SNAME*, vol. 78, pp. 250-287.

SANCHEZ, N. E., NAYFEH, A. H., 1990, “Nonlinear Rolling Motions of Ships in Longitudinal Waves”. *International Shipbuilding Progress*, vol. 37, no. 411, pp. 247-272.

Con formato: Português (Brasil)

SANGUINETTI, C. F. O., 1985, *Estabilidade Dinâmica de Navios Pesqueiros em Ondas Regulares*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SHIN, Y. S., BELENKY, V. L., PAULLING, J. R., WEEMS, K. M., LIN, W. M., 2004, “Criteria for Parametric Roll of Large Containerships in Longitudinal Seas”. *Transactions of SNAME*, vol. 112, Washington D.C., USA.

SKOMEDAL, N., 1982, “Parametric Excitation of Roll Motion and its Influence on Stability”, In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB’82)*, Tokyo, Japan, pp. 113-125.

SPOUGE, J., 1988, “Non-linear Analysis of Large-Amplitude Rolling Experiments”, *International Shipbuilding Progress*, vol. 35, no. 403 (Oct.), pp. 271-320.

SPYROU, K. J., 2000, “Designing Against Parametric Instability in Following Seas”, *Ocean Engineering*, vol. 27, no. 6 (Jun), pp. 625-653.

St. DENIS, M., PIERSON, W. J., 1953, “On the Motions of Ships in Confused Seas”, *Transactions SNAME*, vol. 61.

TAKAISHI, Y., 1982, "Consideration of the Dangerous Situations Leading to Capsize of Ships in Waves". In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'82)*, Tokyo.

UMEDA, N., HAMAMOTO, M. *et al.*, 1995, "Model Experiments of Ship Capsize in Astern Seas", *Journal of Society of Naval Architects of Japan*, vol. 177, pp. 207-217.

UMEDA, N., HASHIMOTO, H., VASSALOS, D., *et al.*, 2003, "Non-Linear Dynamics on Parametric Roll Resonance with Realistic Numerical Modeling". In: *Proceedings of 8th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB'2003)*, Madrid, Spain, pp. 281-290.

VALERIO, L., 1994, *Estabilidade Paramétrica de Navios em Ondas Longitudinais Regulares*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

VALERIO, L., 2000, *Sobre a Estabilidade Dinâmica de Navios em Ondas*. Tese de M.Sc., COPPE - Eng. Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

WAHAB, R., VINK, J. H., 1975, "Wave Induced Motions and Loads on Ships in Oblique Waves", *International Shipbuilding Progress*, vol. 22, no. 249, pp. 151-184.

APÉNDICE A

EXPRESIONES SIMPLIFICADAS DE LAS ECUACIONES DE BALANCE PARAMÉTRICO

A1. Modelación Clásica de Mathieu

La ecuación del balance paramétrico con base en la modelación de Mathieu obedece a la siguiente forma:

$$(J_{xx} + K_{\phi})\ddot{\phi} + K_{\phi}\dot{\phi} + [K_{\phi} + A_w e_1 \cos(\omega_e t + \gamma_1)] \phi = 0$$

donde: e_1 y γ_1 son, respectivamente, la amplitud y la fase de excitación paramétrica (aquí denominada de *excitación paramétrica primaria*) y son dadas por:

$$e_1 = \left\{ [K_{z\phi} z_a \cos \delta_3 + K_{\phi\theta} \theta_a \cos \delta_5 + K_{\zeta\phi c}]^2 + \right. \\ \left. [-K_{z\phi} z_a \sin \delta_3 - K_{\phi\theta} \theta_a \sin \delta_5 + K_{\zeta\phi s}]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\gamma_1 = \tan^{-1} \left(- \frac{-K_{z\phi} z_a \sin \delta_3 - K_{\phi\theta} \theta_a \sin \delta_5 + K_{\zeta\phi s}}{K_{z\phi} z_a \cos \delta_3 + K_{\phi\theta} \theta_a \cos \delta_5 + K_{\zeta\phi c}} \right)$$

A2. Modelación simplificada de Rodríguez [2004]

A partir de las hipótesis asumidas en el capítulo 3, sección 3.9, la ecuación del balance paramétrico puede ser simplificada y expresada de la siguiente forma:

$$(J_{xx} + K_{\ddot{\phi}})\ddot{\phi} + K_{\phi}\phi + K_{|\dot{\phi}|}\|\dot{\phi}\|\dot{\phi} + [K_{\phi} + A_w^2 e_0 + A_w e_1 \cos(\omega_e t + \gamma_1) + A_w^2 e_2 \cos(2\omega_e t + \gamma_2)]\phi + \frac{1}{6}K_{\phi\phi\phi}\phi^3 = 0$$

donde:

$$e_0 = \frac{1}{4}K_{zz\phi}z_a^2 + \frac{1}{4}K_{\theta\theta\phi}\theta_a^2 + \frac{1}{2}K_{z\phi\theta}z_a\theta_a \cos(\delta_3 - \delta_5) +$$

$$\frac{1}{2}z_a(K_{\zeta\zeta\phi c} \cos \delta_3 - K_{\zeta\zeta\phi s} \sin \delta_3) + \frac{1}{2}\theta_a(K_{\zeta\zeta\theta c} \cos \delta_5 - K_{\zeta\zeta\theta s} \sin \delta_5) + K_{\zeta\zeta\phi\theta}$$

$$e_1 = \left\{ [K_{z\phi}z_a \cos \delta_3 + K_{\phi\theta}\theta_a \cos \delta_5 + K_{\zeta\phi c}]^2 + [-K_{z\phi}z_a \sin \delta_3 - K_{\phi\theta}\theta_a \sin \delta_5 + K_{\zeta\phi s}]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\gamma_1 = \tan^{-1} \left(-\frac{-K_{z\phi}z_a \sin \delta_3 - K_{\phi\theta}\theta_a \sin \delta_5 + K_{\zeta\phi s}}{K_{z\phi}z_a \cos \delta_3 + K_{\phi\theta}\theta_a \cos \delta_5 + K_{\zeta\phi c}} \right)$$

$$e_2 = \left\{ \left[\frac{1}{4}K_{zz\phi}z_a^2 \cos(2\delta_3) + \frac{1}{4}K_{\theta\theta\phi}\theta_a^2 \cos(2\delta_5) + \right. \right.$$

$$\left. \frac{1}{2}K_{z\phi\theta}z_a\theta_a \cos(\delta_3 + \delta_5) + K_{\zeta\zeta\phi c} \right. +$$

$$\left. \frac{1}{2}K_{\zeta\zeta\phi c}z_a \cos \delta_3 + \frac{1}{2}K_{\zeta\zeta\phi s}z_a \sin \delta_3 + \frac{1}{2}K_{\zeta\zeta\theta c}\theta_a \cos \delta_5 + \frac{1}{2}K_{\zeta\zeta\theta s}\theta_a \sin \delta_5 \right]^2 +$$

$$\left[-\frac{1}{4}K_{zz\phi}z_a^2 \sin(2\delta_3) - \frac{1}{4}K_{\theta\theta\phi}\theta_a^2 \sin(2\delta_5) - \right.$$

$$\left. \frac{1}{2}K_{z\phi\theta}z_a\theta_a \sin(\delta_3 + \delta_5) + K_{\zeta\zeta\phi s} \right. -$$

$$\left. \begin{aligned} & \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi c} z_a \sin \delta_3 + \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi s} z_a \cos \delta_3 - \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta c} \theta_a \sin \delta_5 + \\ & \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta s} \theta_a \cos \delta_5 \end{aligned} \right\}^2 \Bigg]^{1/2}$$

$$\begin{aligned} \gamma_2 = \tan^{-1} & \left(- \left[- \frac{1}{4} K_{z z \phi} z_a^2 \sin(2\delta_3) - \frac{1}{4} K_{\theta \theta \phi} \theta_a^2 \sin(2\delta_5) - \right. \right. \\ & \frac{1}{2} K_{z \phi \theta} z_a \theta_a \sin(\delta_3 + \delta_5) + K_{\zeta \zeta \phi s} - \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi c} z_a \sin \delta_3 + \\ & \left. \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi s} z_a \cos \delta_3 - \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta c} \theta_a \sin \delta_5 + \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta s} \theta_a \cos \delta_5 \right] / \\ & \left[\frac{1}{4} K_{z z \phi} z_a^2 \cos(2\delta_3) + \frac{1}{4} K_{\theta \theta \phi} \theta_a^2 \cos(2\delta_5) + \right. \\ & \frac{1}{2} K_{z \phi \theta} z_a \theta_a \cos(\delta_3 + \delta_5) + K_{\zeta \zeta \phi c} + \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi c} z_a \cos \delta_3 + \\ & \left. \left. \frac{1}{2} K_{\zeta z \phi s} z_a \sin \delta_3 + \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta c} \theta_a \cos \delta_5 + \frac{1}{2} K_{\zeta \phi \theta s} \theta_a \sin \delta_5 \right] \right) \end{aligned}$$

APÉNDICE B

CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS DE LOS BUQUES RS Y TS

Cada uno de los buques fue ensayado en dos condiciones de carga correspondientes a dos alturas metacéntricas diferentes y un único calado, el calado de diseño. Para facilitar la transferencia de los datos hidrostáticos para su aplicación en los cálculos dinámicos, se usó el calado de diseño como calado de referencia (o línea base) para el cálculo de curvas hidrostáticas, curvas cruzadas, curvas de Bonjean, así como curvas de estabilidad estática. Consecuentemente, los calados abajo del calado de diseño son negativos. La referencia longitudinal fue la perpendicular de proa (FP).

En el cálculo de las curvas de estabilidad estática de cada una de las condiciones de carga, usó el método de trim libre, en vez del método convencional con trim fijo. El método de trim libre garantiza que en cada condición de ángulo de escora el trim sea ajustado de forma que siempre esté garantizado el equilibrio del buque. Esto hace que los cálculos de los brazos restauradores sean más realistas cuando comparados con el método convencional que asume el trim fijo.

A continuación reproducimos los resultados obtenidos usando el software comercial AUTOHYDRO®.

B1. Buque RS

B1.1 Datos Principales del Casco

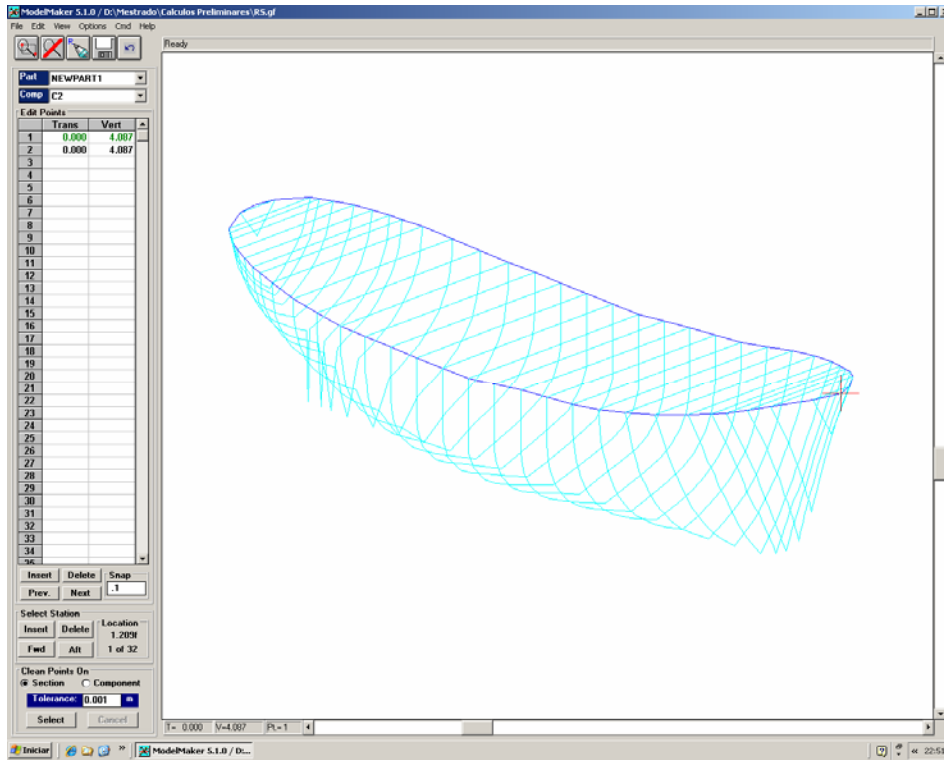


Figura B.1 Interface del programa Model Maker® del AUTOHYDRO®

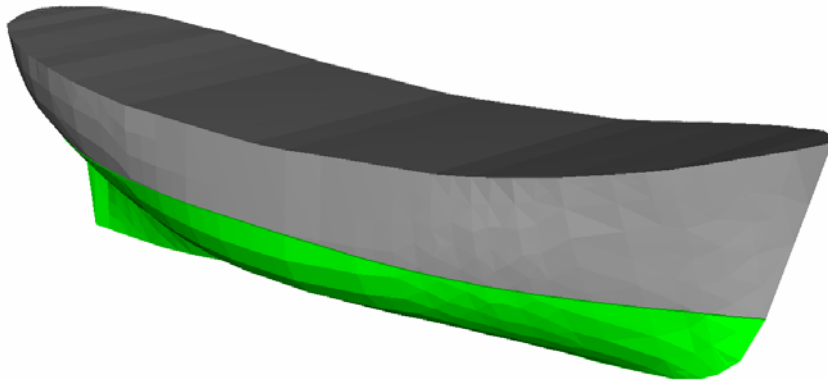


Figura B.2 Modelo 3D del casco RS en el programa SSTAB-BR**Hull data (with appendages)**

Baseline Draft: 0.000

Trim: zero

Heel: zero

DIMENSIONS

Length Overall: 24.337 m LWL: 22.296 m Beam: 6.808 m BWL: 6.808 m

Volume: 167.905 m³ Displacement: 172.104 MT

COEFFICIENTS

Prismatic: 0.603 Block: 0.378 Midship: 0.628 Waterplane: 0.742

RATIOS

Length/Beam: 3.575 Displacement/length: 432.734 Beam/Depth: 2.328

MT/ cm Immersion: 1.155

AREAS

Waterplane: 112.680 m² Wetted Surface: 161.651 m²

Under Water Lateral Plane: 50.832 m² Above Water Lateral Plane: 56.478 m²

CENTROIDS (Meters)

Buoyancy: LCB = 11.276 aft TCB = 0.000 stbd VCB = -0.897

Flotation: LCF = 11.482 aft

Under Water LP: 11.718 aft of Origin, 1.227 below waterline.

Above Water LP: 10.089 aft of Origin, 1.302 above waterline.

Note: Coefficients calculated based on waterline length at given draft

B1.2 Propiedades Hidrostáticas

Hydrostatic Properties

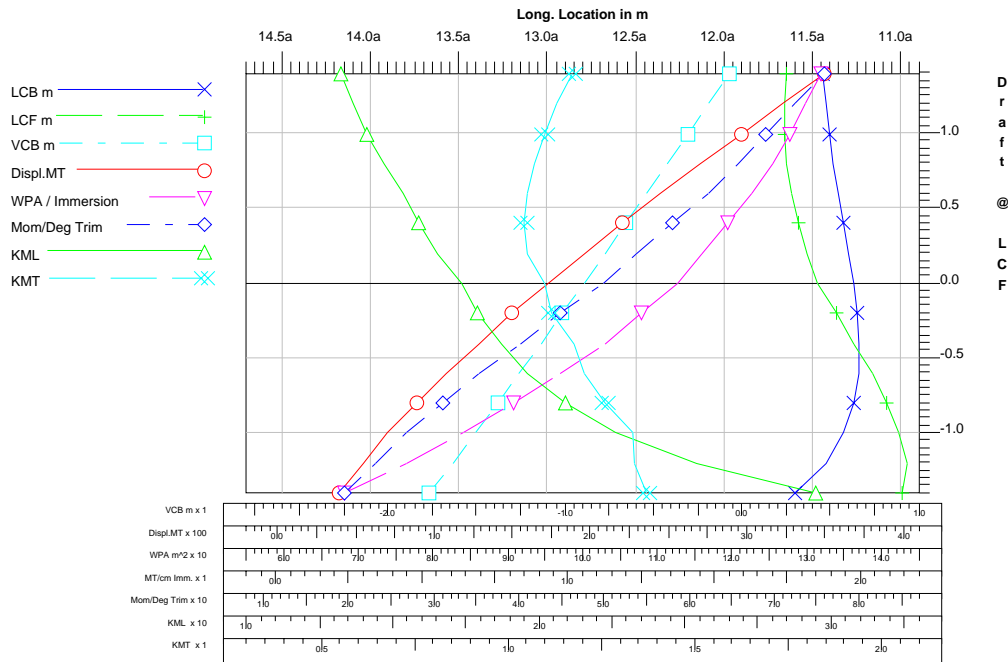
Draft is from Baseline.

No Trim, No heel, VCG = 0.755

LCF Draft (m)	Displ (MT)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPcm (MT/cm)	MTcm (MT-m/deg)	KML (m)	KMT (m)
-1.400	38.932	11.604a	-1.770	11.002a	0.70	19.51	29.463	1.368
-1.200	53.749	11.433a	-1.640	10.966a	0.78	23.08	25.351	1.335
-1.000	70.205	11.330a	-1.513	11.016a	0.86	26.78	22.609	1.332
-0.800	88.155	11.273a	-1.387	11.087a	0.93	30.97	20.883	1.259
-0.600	107.393	11.246a	-1.263	11.167a	0.99	35.31	19.589	1.203
-0.400	127.905	11.242a	-1.140	11.273a	1.06	40.08	18.705	1.177
-0.200	149.503	11.253a	-1.018	11.373a	1.10	44.69	17.882	1.113
0.000	172.104	11.276a	-0.897	11.482a	1.15	49.90	17.365	1.095
0.200	195.532	11.304a	-0.777	11.540a	1.19	53.76	16.507	1.049
0.400	219.648	11.333a	-0.658	11.586a	1.22	58.00	15.884	1.039
0.600	244.469	11.360a	-0.541	11.622a	1.26	62.21	15.334	1.052
0.800	269.876	11.386a	-0.423	11.650a	1.28	65.68	14.699	1.069
1.000	295.785	11.409a	-0.307	11.663a	1.31	68.99	14.118	1.094
1.200	322.157	11.430a	-0.192	11.665a	1.33	72.40	13.630	1.130
1.400	348.965	11.447a	-0.077	11.654a	1.35	75.88	13.212	1.172

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

Hydrostatic Properties at Trim = 0.00, Heel = 0.00



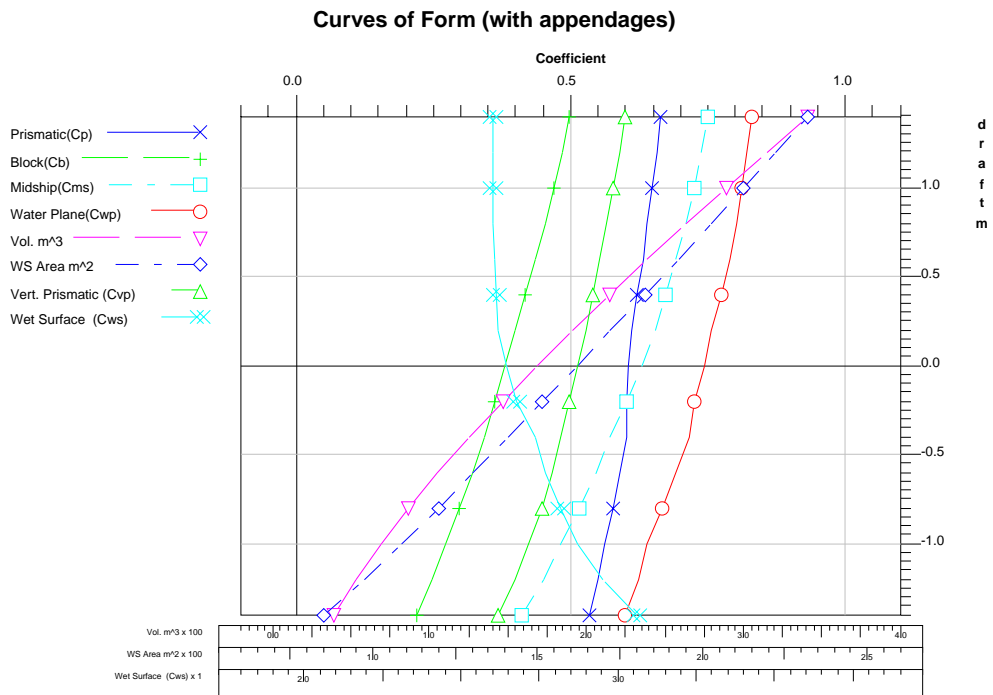
B1.3 Coeficientes de Forma del Casco

Hull Form Coefficients (with appendages)

Baseline Draft: 0.000
 Trim: zero
 Heel: zero

Draft m	Volume m ³	Coefficients						WS Area m ²
		Cp	Cb	Cms	Cwp	Cvp	Cws	
-1.400	37.98	0.534	0.218	0.408	0.597	0.365	3.059	84.98
-1.200	52.44	0.548	0.247	0.450	0.621	0.398	2.948	96.87
-1.000	68.49	0.562	0.270	0.481	0.638	0.423	2.870	108.38
-0.800	86.00	0.575	0.296	0.514	0.664	0.446	2.814	119.46
-0.600	104.77	0.588	0.320	0.544	0.689	0.465	2.768	130.14
-0.400	124.78	0.601	0.343	0.570	0.714	0.480	2.733	140.71
-0.200	145.86	0.599	0.360	0.601	0.724	0.497	2.675	151.05
0.000	167.91	0.603	0.378	0.628	0.742	0.510	2.642	161.66
0.200	190.76	0.610	0.397	0.651	0.754	0.527	2.617	171.75
0.400	214.29	0.620	0.417	0.672	0.772	0.540	2.611	182.16
0.600	238.50	0.630	0.435	0.691	0.789	0.552	2.607	192.45
0.800	263.29	0.639	0.452	0.708	0.801	0.565	2.602	202.36
1.000	288.57	0.647	0.468	0.723	0.811	0.577	2.598	212.14
1.200	314.30	0.655	0.482	0.736	0.821	0.587	2.597	221.88
1.400	340.45	0.662	0.495	0.748	0.829	0.597	2.597	231.59

Note: Coefficients calculated based on waterline length at given draft



B1.4 Curvas de Bonjean

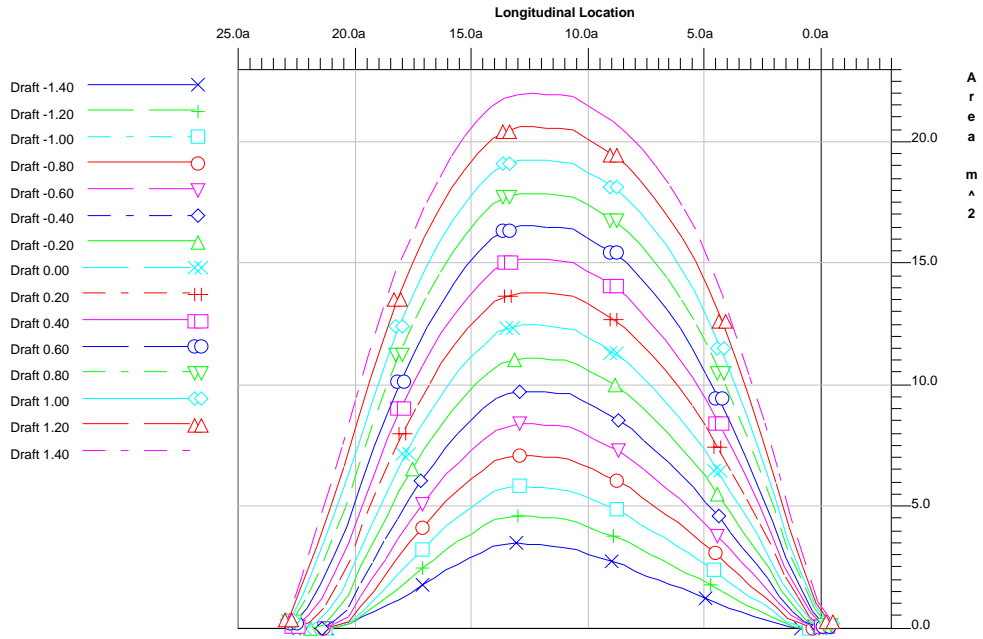
Hull Section Data (with appendages) No Trim, No heel

Location (m)	Draft (m)	Area (m ²)	WL Width (m)	Girth (m)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.557a	0.000	0.389	0.738	2.324
1.115a	0.000	1.096	1.380	3.428
1.672a	0.000	1.870	2.040	4.180
2.230a	0.000	2.929	2.702	4.796
2.787a	0.000	3.840	3.301	5.278
3.344a	0.000	4.743	3.882	5.755
3.902a	0.000	5.618	4.406	6.214
4.459a	0.000	6.474	4.894	6.650
5.017a	0.000	7.290	5.301	7.036
5.574a	0.000	8.046	5.658	7.386
6.131a	0.000	8.709	5.935	7.681
6.689a	0.000	9.331	6.187	7.961
7.246a	0.000	9.906	6.411	8.226
7.804a	0.000	10.453	6.567	8.459
8.361a	0.000	10.976	6.666	8.665
8.918a	0.000	11.361	6.737	8.816
9.476a	0.000	11.660	6.791	8.933
10.033a	0.000	11.971	6.808	9.051

10.591a	0.000	12.286	6.808	9.169
11.148a	0.000	12.393	6.808	9.202
11.705a	0.000	12.437	6.808	9.209
12.263a	0.000	12.468	6.808	9.217
12.820a	0.000	12.496	6.808	9.226
13.378a	0.000	12.357	6.793	9.156
13.935a	0.000	12.203	6.776	9.080
14.492a	0.000	11.697	6.683	8.939
15.050a	0.000	11.180	6.587	8.797
15.607a	0.000	10.539	6.442	8.642
16.165a	0.000	9.871	6.288	8.496
16.722a	0.000	9.055	6.075	8.402
17.279a	0.000	8.200	5.845	8.309
17.837a	0.000	7.215	5.550	8.220
18.394a	0.000	6.184	5.210	8.117
18.952a	0.000	5.051	4.765	7.980
19.509a	0.000	3.883	4.282	7.856
20.067a	0.000	2.632	3.718	7.742
20.624a	0.000	1.511	3.018	7.516
21.181a	0.000	0.731	2.194	4.565
21.739a	0.000	0.209	1.200	1.336
22.296a	0.000	0.000	0.000	0.000

Volume = 167.91m³ LCG = 11.276a

Section Area Curves (with appendages)



B1.5 Curvas Cruzadas de Estabilidad para $GM = 0.34$ m

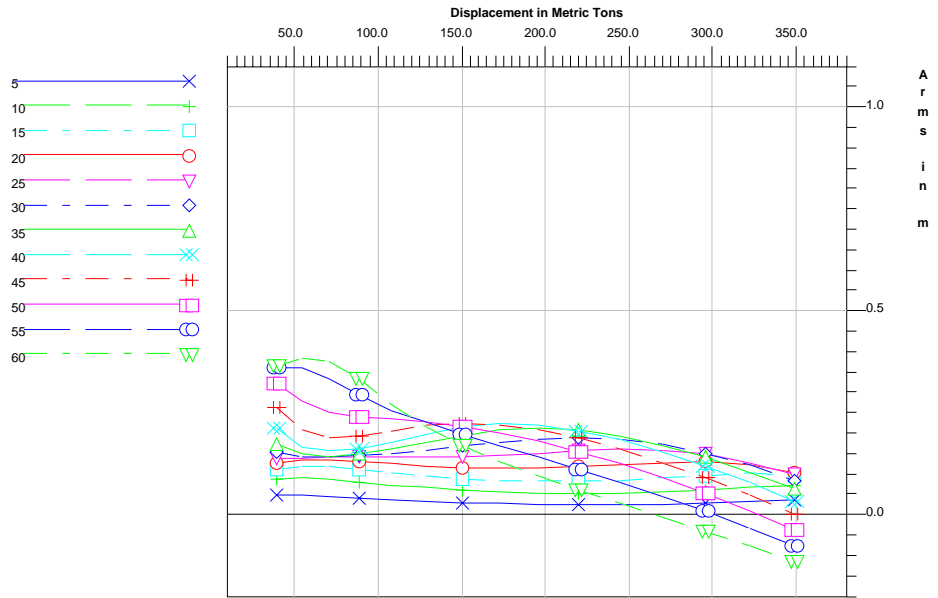
Cross Curves of Stability

Righting Arms(heel) for VCG = 0.75
Trim zero at heel = 0 (RA Trim = 0)

Displ (MT)	5.000s	10.000s	15.000s	20.000s	25.000s	30.000s
38.932	0.050s	0.088s	0.112s	0.128s	0.140s	0.155s
53.749	0.051s	0.094s	0.121s	0.136s	0.141s	0.144s
70.205	0.048s	0.090s	0.120s	0.136s	0.142s	0.142s
88.155	0.044s	0.083s	0.114s	0.133s	0.142s	0.146s
107.393	0.039s	0.075s	0.105s	0.128s	0.142s	0.152s
127.905	0.035s	0.068s	0.097s	0.122s	0.143s	0.160s
149.503	0.032s	0.062s	0.091s	0.118s	0.144s	0.169s
172.104	0.029s	0.057s	0.086s	0.116s	0.146s	0.178s
195.532	0.026s	0.054s	0.084s	0.116s	0.151s	0.188s
219.648	0.025s	0.053s	0.084s	0.119s	0.157s	0.192s
244.469	0.026s	0.054s	0.087s	0.123s	0.162s	0.187s
269.876	0.028s	0.057s	0.091s	0.130s	0.160s	0.174s
295.785	0.030s	0.062s	0.098s	0.131s	0.149s	0.153s
322.157	0.033s	0.068s	0.103s	0.124s	0.130s	0.123s
348.965	0.037s	0.074s	0.098s	0.106s	0.101s	0.086s
Displ (MT)	35.000s	40.000s	45.000s	50.000s	55.000s	60.000s
38.932	0.176s	0.214s	0.265s	0.321s	0.360s	0.366s
53.749	0.150s	0.169s	0.209s	0.281s	0.361s	0.387s
70.205	0.145s	0.158s	0.190s	0.251s	0.335s	0.378s
88.155	0.150s	0.163s	0.193s	0.243s	0.295s	0.333s
107.393	0.163s	0.179s	0.208s	0.237s	0.259s	0.272s
127.905	0.178s	0.200s	0.221s	0.230s	0.228s	0.216s
149.503	0.195s	0.217s	0.226s	0.218s	0.198s	0.171s
172.104	0.209s	0.225s	0.222s	0.202s	0.171s	0.131s
195.532	0.214s	0.221s	0.209s	0.182s	0.143s	0.096s
219.648	0.209s	0.208s	0.189s	0.156s	0.114s	0.063s
244.469	0.195s	0.186s	0.162s	0.126s	0.082s	0.030s
269.876	0.172s	0.157s	0.129s	0.092s	0.047s	-0.003s
295.785	0.143s	0.122s	0.091s	0.053s	0.010s	-0.039s
322.157	0.106s	0.081s	0.049s	0.011s	-0.031s	-0.076s
348.965	0.064s	0.035s	0.002s	-0.035s	-0.074s	-0.115s

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

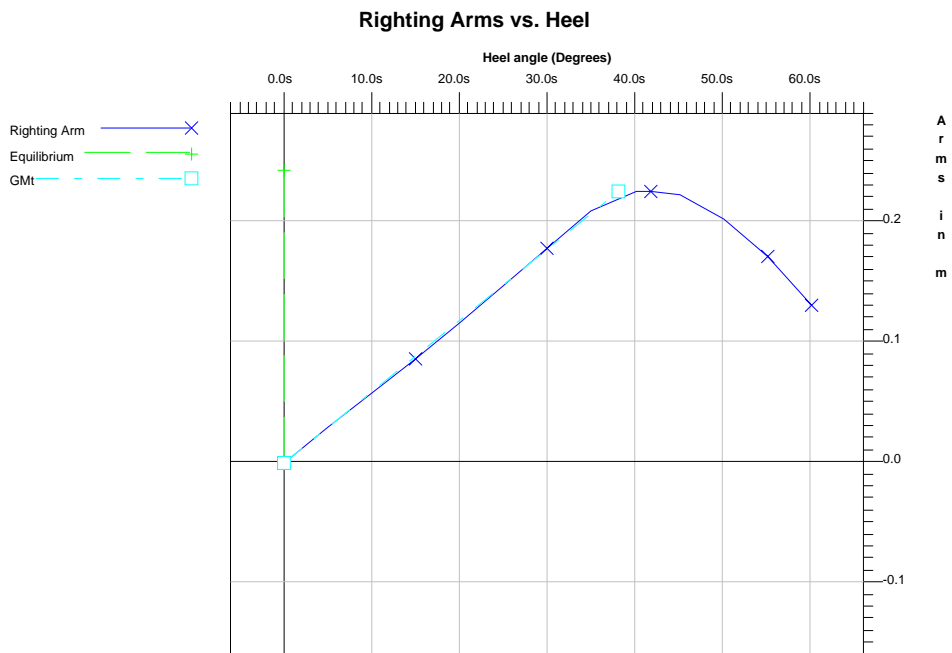
Cross Curves



B1.6 Curvas de Estabilidad Estática para $GM = 0.34 \text{ m}$

Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)
0.00	0.00	0.000	0.000
5.00s	0.01f	-0.002	0.029
10.00s	0.03f	-0.007	0.057
15.00s	0.07f	-0.018	0.086
20.00s	0.12f	-0.034	0.116
25.00s	0.18f	-0.060	0.146
30.00s	0.25f	-0.094	0.178
35.00s	0.32f	-0.140	0.209
40.00s	0.35f	-0.196	0.225
41.73s	0.35f	-0.217	<u>0.226</u>
45.00s	0.35f	-0.257	0.222
50.00s	0.33f	-0.319	0.202
55.00s	0.29f	-0.381	0.171
60.00s	0.22f	-0.443	0.131



B1.7 Curvas Cruzadas de Estabilidad para $GM = 0.48$ m

Cross Curves of Stability

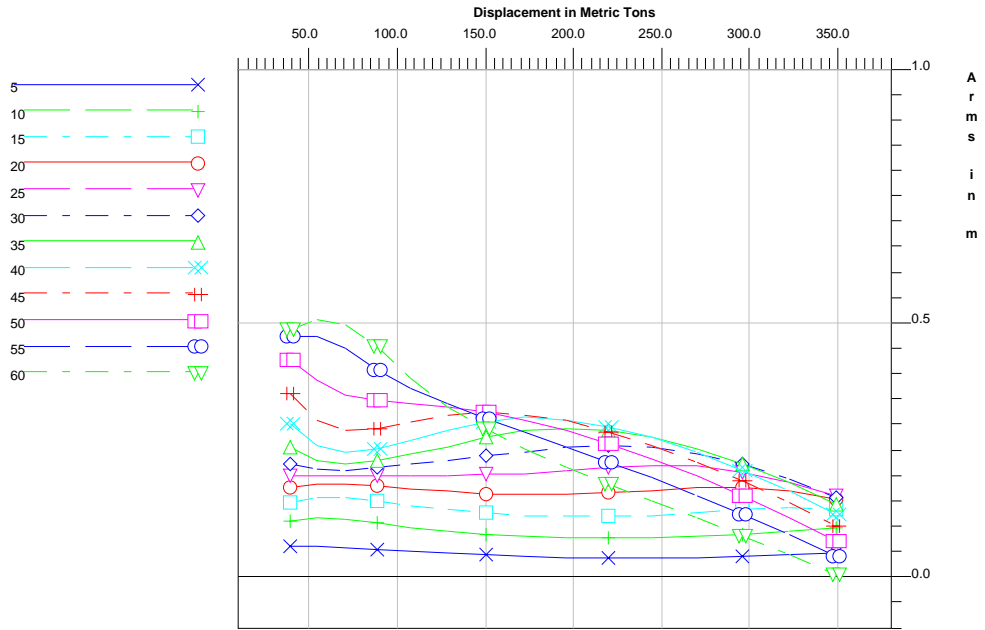
Righting Arms(heel) for VCG = 0.62

Trim zero at heel = 0 (RA Trim = 0)

Displ (MT)	5.000s	10.000s	15.000s	20.000s	25.000s	30.000s
38.932	0.062s	0.112s	0.148s	0.176s	0.200s	0.225s
53.749	0.063s	0.118s	0.158s	0.184s	0.200s	0.214s
70.205	0.060s	0.114s	0.156s	0.184s	0.201s	0.212s
88.155	0.056s	0.107s	0.150s	0.181s	0.201s	0.216s
107.393	0.051s	0.100s	0.141s	0.176s	0.202s	0.222s
127.905	0.047s	0.093s	0.133s	0.170s	0.202s	0.230s
149.503	0.044s	0.086s	0.127s	0.165s	0.203s	0.239s
172.104	0.041s	0.081s	0.122s	0.164s	0.205s	0.248s
195.532	0.038s	0.078s	0.120s	0.164s	0.210s	0.258s
219.648	0.038s	0.078s	0.120s	0.167s	0.216s	0.262s
244.469	0.038s	0.079s	0.123s	0.171s	0.221s	0.257s
269.876	0.040s	0.082s	0.127s	0.178s	0.219s	0.244s
295.785	0.042s	0.086s	0.134s	0.179s	0.209s	0.223s
322.157	0.045s	0.092s	0.139s	0.172s	0.189s	0.193s
348.965	0.049s	0.099s	0.135s	0.154s	0.160s	0.156s
Displ (MT)	35.000s	40.000s	45.000s	50.000s	55.000s	60.000s
38.932	0.257s	0.304s	0.364s	0.428s	0.475s	0.488s
53.749	0.231s	0.259s	0.308s	0.388s	0.476s	0.508s
70.205	0.225s	0.248s	0.289s	0.358s	0.450s	0.499s
88.155	0.231s	0.253s	0.292s	0.350s	0.409s	0.454s
107.393	0.243s	0.269s	0.307s	0.344s	0.373s	0.393s
127.905	0.258s	0.290s	0.320s	0.337s	0.342s	0.337s
149.503	0.275s	0.307s	0.325s	0.326s	0.313s	0.292s
172.104	0.289s	0.315s	0.321s	0.310s	0.286s	0.252s
195.532	0.294s	0.311s	0.308s	0.289s	0.258s	0.218s
219.648	0.290s	0.298s	0.288s	0.264s	0.228s	0.184s
244.469	0.275s	0.276s	0.261s	0.234s	0.196s	0.151s
269.876	0.253s	0.247s	0.228s	0.199s	0.162s	0.118s
295.785	0.223s	0.212s	0.190s	0.160s	0.124s	0.082s
322.157	0.187s	0.171s	0.148s	0.118s	0.084s	0.046s
348.965	0.144s	0.125s	0.101s	0.073s	0.041s	0.007s

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

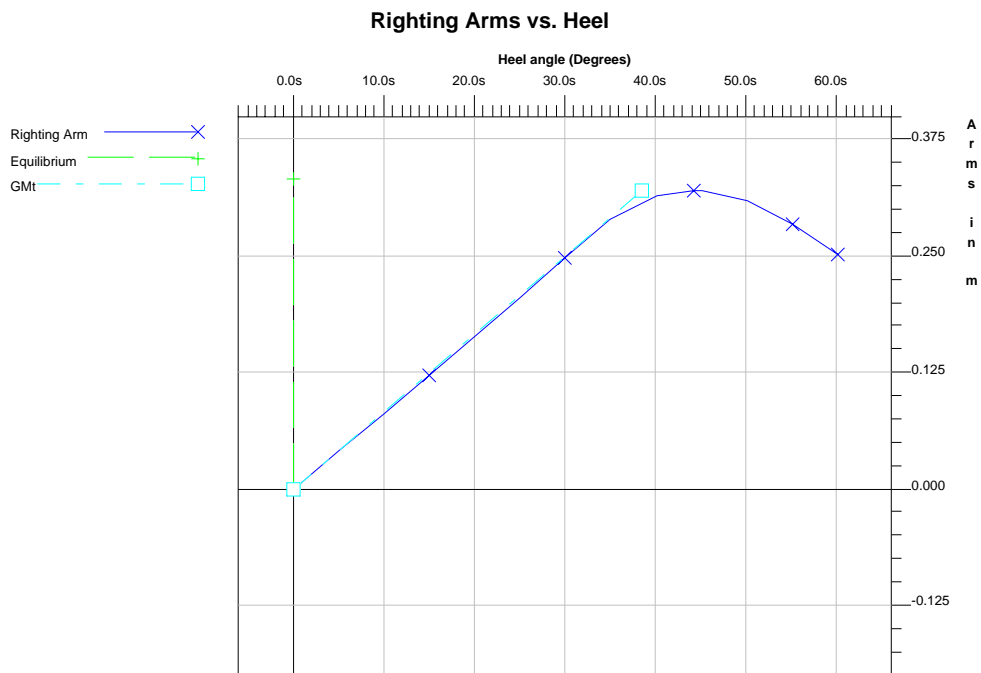
Cross Curves



B1.8 Curva de Estabilidad Estática para $GM = 0.48$ m

Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)
0.00	0.00	0.000	0.000
5.00s	0.01f	-0.002	0.041
10.00s	0.03f	-0.007	0.081
15.00s	0.07f	-0.018	0.122
20.00s	0.12f	-0.035	0.164
25.00s	0.18f	-0.060	0.205
30.00s	0.25f	-0.094	0.248
35.00s	0.31f	-0.141	0.289
40.00s	0.35f	-0.197	0.315
44.17s	0.35f	-0.247	<u>0.321</u>
45.00s	0.35f	-0.257	0.321
50.00s	0.33f	-0.319	0.310
55.00s	0.29f	-0.381	0.286
60.00s	0.22f	-0.443	0.252



B2. Buque TS

B2.1 Datos Principales del Casco

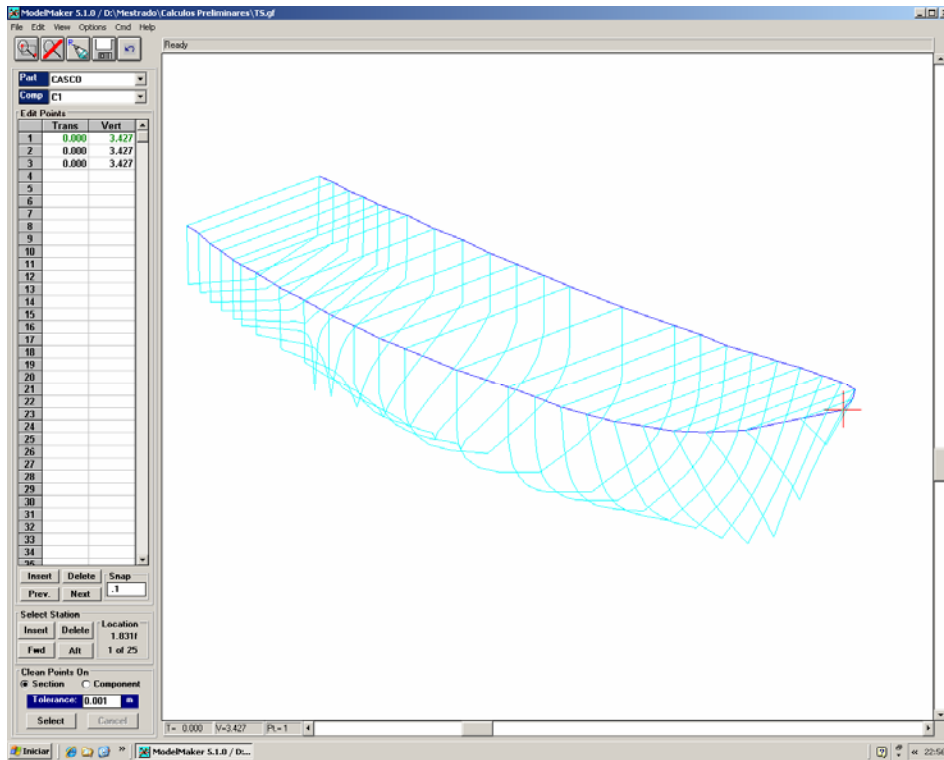


Figura B.3 Interface del programa Model Maker® del AUTOHYDRO®

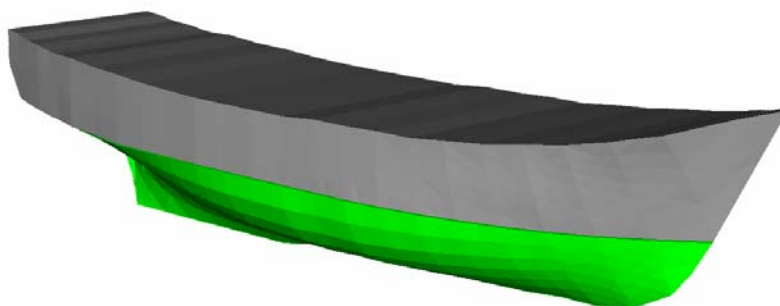


Figura B.4 Modelo 3D del casco TS en el programa SSTAB-BR

Hull Data (with appendages)

Baseline Draft: 0.000

Trim: zero

Heel: zero

DIMENSIONS

Length Overall: 25.025 m LWL: 23.194 m Beam: 6.800 m BWL: 6.773 m

Volume: 180.035 m³ Displacement: 184.537 MT

COEFFICIENTS

Prismatic: 0.618 Block: 0.414 Midship: 0.670 Waterplane: 0.788

RATIOS

Length/Beam: 3.680 Displacement/length: 412.149 Beam/Depth: 2.458

MT/ cm Immersion: 1.269

AREAS

Waterplane: 123.830 m² Wetted Surface: 168.955 m²

Under Water Lateral Plane: 50.834 m² Above Water Lateral Plane: 50.664 m²

CENTROIDS (Meters)

Buoyancy: LCB = 11.195 aft TCB = 0.000 stbd VCB = -0.909

Flotation: LCF = 11.928 aft

Under Water LP: 11.476 aft of Origin, 1.232 below waterline.

Above Water LP: 10.723 aft of Origin, 1.109 above waterline.

Note: Coefficients calculated based on waterline length at given draft

B2.2 Propiedades Hidrostáticas

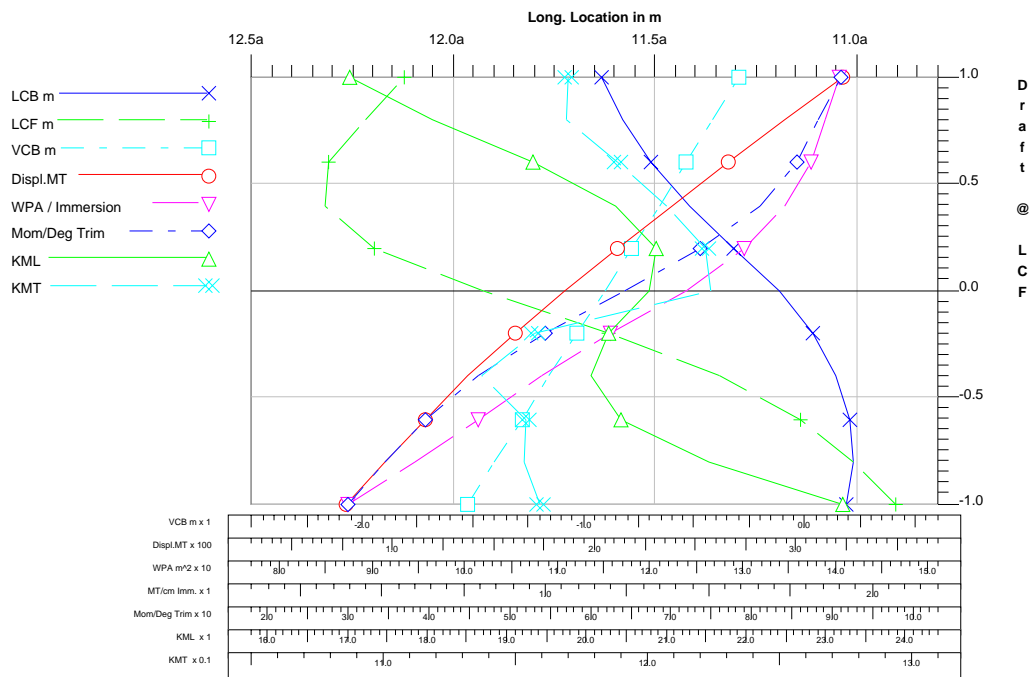
Hydrostatic Properties

Draft is from Baseline.
No Trim, No heel, VCG = 0.854

LCF Draft (m)	Displ (MT)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPcm (MT/cm)	MTcm (MT-m/deg)	KML (m)	KMT (m)
-1.000	76.700	11.026a	-1.530	10.906a	0.90	29.93	23.209	1.159
-0.800	95.353	11.011a	-1.406	11.008a	0.97	34.41	21.526	1.153
-0.600	115.466	11.020a	-1.282	11.142a	1.04	39.42	20.413	1.154
-0.400	136.971	11.053a	-1.158	11.342a	1.11	45.89	20.049	1.137
-0.200	159.949	11.111a	-1.034	11.616a	1.19	54.19	20.263	1.157
0.000	184.537	11.195a	-0.909	11.928a	1.27	64.14	20.767	1.224
0.200	210.570	11.305a	-0.783	12.198a	1.33	73.51	20.854	1.222
0.400	237.724	11.415a	-0.659	12.321a	1.38	80.91	20.353	1.207
0.600	265.610	11.511a	-0.537	12.311a	1.41	85.56	19.309	1.188
0.800	293.916	11.583a	-0.417	12.219a	1.42	88.24	18.053	1.169
1.000	322.540	11.635a	-0.300	12.122a	1.44	90.98	17.015	1.170

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

Hydrostatic Properties at Trim = 0.00, Heel = 0.00



B2.3 Coeficientes de Forma del Casco

Hull Form Coefficients (with appendages)

Baseline Draft: 0.000

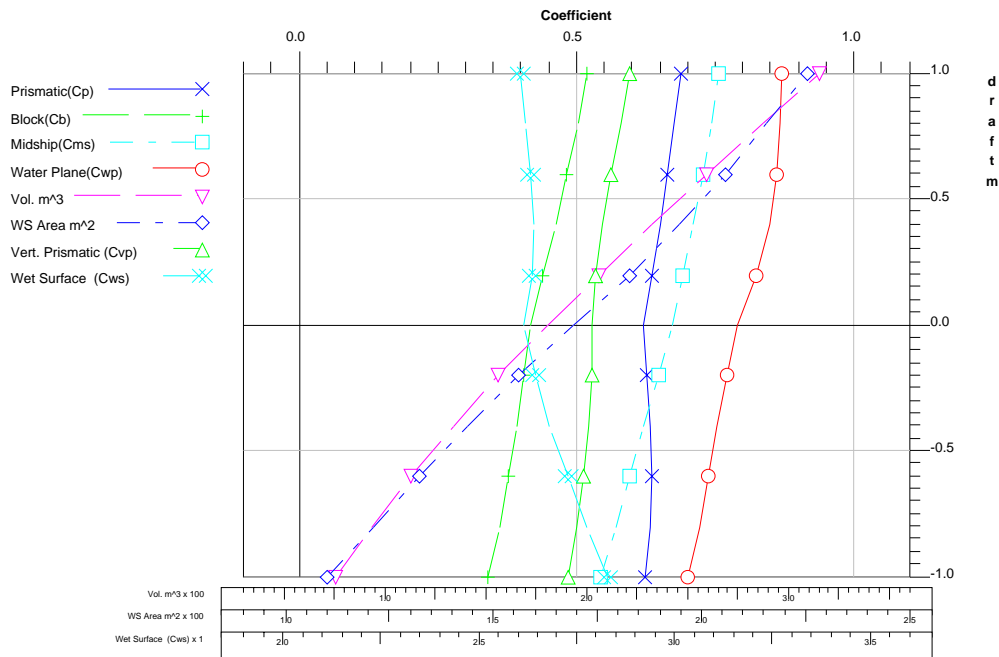
Trim: zero

Heel: zero

Draft m	Volume m ³	Coefficients						WS Area m ²
		Cp	Cb	Cms	Cwp	Cvp	Cws	
-1.000	74.83	0.622	0.337	0.542	0.698	0.483	2.828	109.96
-0.800	93.03	0.632	0.360	0.569	0.720	0.499	2.776	120.92
-0.600	112.65	0.634	0.377	0.594	0.735	0.512	2.725	132.04
-0.400	133.63	0.631	0.391	0.620	0.750	0.521	2.678	143.48
-0.200	156.05	0.625	0.404	0.646	0.768	0.526	2.642	155.80
0.000	180.03	0.618	0.414	0.670	0.788	0.526	2.614	168.95
0.200	205.43	0.634	0.437	0.690	0.822	0.532	2.636	182.41
0.400	231.92	0.649	0.460	0.709	0.845	0.544	2.641	194.56
0.600	259.13	0.663	0.481	0.726	0.858	0.561	2.631	205.38
0.800	286.75	0.675	0.501	0.741	0.864	0.579	2.616	215.30
1.000	314.67	0.686	0.518	0.755	0.870	0.595	2.606	225.17

Note: Coefficients calculated based on waterline length at given draft

Curves of Form (with appendages)



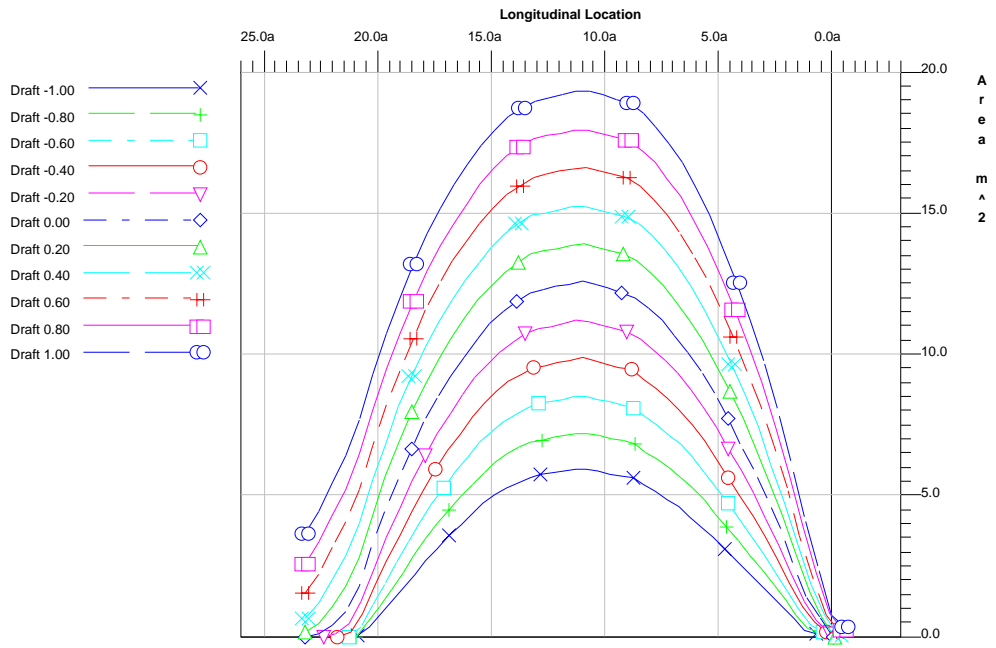
B2.4 Curvas de Bonjean

Hull Section Data (with appendages) No Trim, No heel

Location (m)	Draft (m)	Area (m ²)	WL Width (m)	Girth (m)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.580a	0.000	0.694	0.935	1.856
1.160a	0.000	1.437	1.856	3.623
1.740a	0.000	2.639	2.635	4.545
2.319a	0.000	3.818	3.376	5.397
2.899a	0.000	4.900	3.952	5.950
3.479a	0.000	5.939	4.486	6.454
4.059a	0.000	6.872	4.912	6.835
4.639a	0.000	7.775	5.300	7.213
5.219a	0.000	8.627	5.627	7.585
5.799a	0.000	9.410	5.919	7.919
6.378a	0.000	10.117	6.173	8.211
6.958a	0.000	10.704	6.374	8.451
7.538a	0.000	11.201	6.534	8.652
8.118a	0.000	11.632	6.650	8.822
8.698a	0.000	12.029	6.742	8.977
9.278a	0.000	12.220	6.766	9.049
9.858a	0.000	12.346	6.769	9.094
10.437a	0.000	12.472	6.771	9.139
11.017a	0.000	12.598	6.774	9.184
11.597a	0.000	12.508	6.771	9.157
12.177a	0.000	12.407	6.769	9.127
12.757a	0.000	12.306	6.766	9.096
13.337a	0.000	12.176	6.764	9.073
13.917a	0.000	11.876	6.764	9.093
14.496a	0.000	11.538	6.751	9.080
15.076a	0.000	11.081	6.694	8.962
15.656a	0.000	10.565	6.646	8.844
16.236a	0.000	9.930	6.615	8.723
16.816a	0.000	9.245	6.573	8.639
17.396a	0.000	8.494	6.515	8.604
17.976a	0.000	7.634	6.389	8.561
18.555a	0.000	6.675	6.200	8.511
19.135a	0.000	5.597	5.923	8.476
19.715a	0.000	4.447	5.591	8.450
20.295a	0.000	3.162	5.069	8.427
20.875a	0.000	1.797	4.390	5.547
21.455a	0.000	0.928	3.548	3.695
22.035a	0.000	0.436	2.557	2.637
22.615a	0.000	0.093	1.222	1.254
23.194a	0.000	0.000	0.000	0.000

Volume = 180.03m³ LCG = 11.195a

Section Area Curves (with appendages)



B2.5 Curvas Cruzadas de Estabilidad para $GM = 0.37$ m

Cross Curves of Stability

Righting Arms(heel) for VCG = 0.85
Trim zero at heel = 0 (RA Trim = 0)

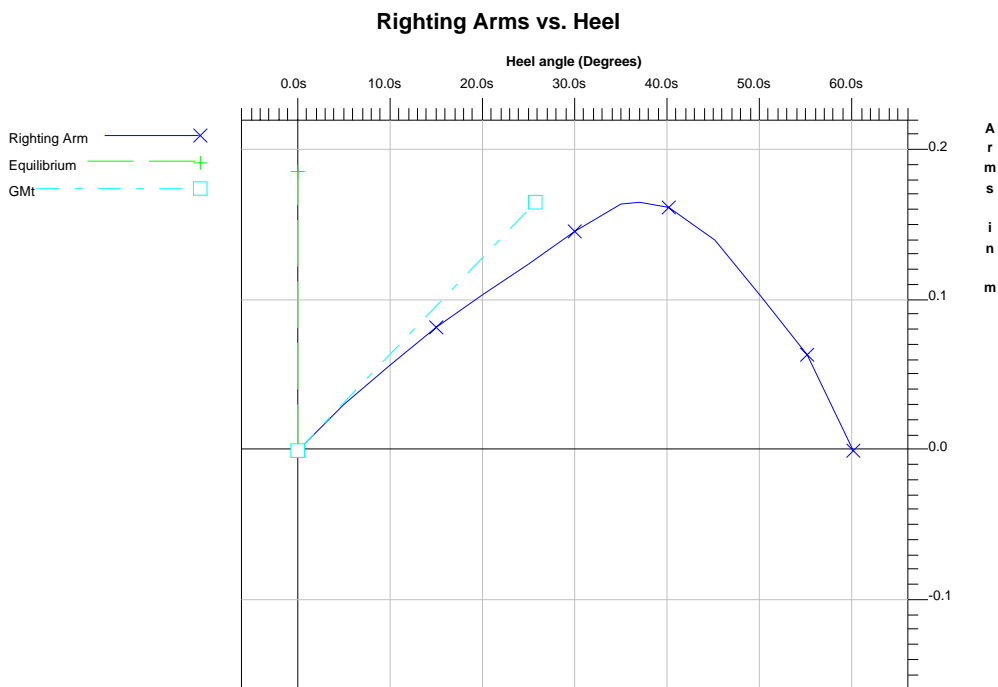
Displ (MT)	5.000s	10.000s	15.000s	20.000s	25.000s	30.000s
76.700	0.026s	0.048s	0.063s	0.073s	0.075s	0.078s
95.353	0.026s	0.048s	0.065s	0.079s	0.085s	0.089s
115.466	0.025s	0.048s	0.069s	0.086s	0.095s	0.101s
136.971	0.025s	0.051s	0.073s	0.091s	0.104s	0.114s
159.949	0.027s	0.054s	0.077s	0.097s	0.113s	0.129s
184.537	0.030s	0.057s	0.081s	0.103s	0.124s	0.146s
210.570	0.032s	0.060s	0.086s	0.110s	0.136s	0.161s
237.724	0.031s	0.061s	0.089s	0.117s	0.146s	0.164s
265.610	0.030s	0.060s	0.091s	0.123s	0.149s	0.153s
293.916	0.028s	0.059s	0.093s	0.125s	0.137s	0.128s
322.540	0.028s	0.059s	0.094s	0.115s	0.112s	0.090s
Displ (MT)	35.000s	40.000s	45.000s	50.000s	55.000s	60.000s
76.700	0.083s	0.095s	0.122s	0.175s	0.232s	0.246s
95.353	0.093s	0.104s	0.128s	0.163s	0.193s	0.211s
115.466	0.108s	0.121s	0.143s	0.154s	0.148s	0.154s
136.971	0.126s	0.144s	0.150s	0.140s	0.124s	0.096s
159.949	0.147s	0.158s	0.150s	0.126s	0.093s	0.048s
184.537	0.164s	0.162s	0.140s	0.103s	0.063s	0.000s
210.570	0.168s	0.154s	0.122s	0.072s	0.022s	-0.048s
237.724	0.159s	0.134s	0.092s	0.039s	-0.024s	-0.095s
265.610	0.136s	0.101s	0.052s	-0.004s	-0.070s	-0.140s
293.916	0.100s	0.058s	0.006s	-0.053s	-0.118s	-0.186s
322.540	0.053s	0.006s	-0.048s	-0.107s	-0.169s	-0.232s

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

B2.6 Curvas de Estabilidad Estática para $GM = 0.37$ m

Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)
0.00	0.00	0.000	0.000
5.00s	0.04f	0.004	0.030
10.00s	0.15f	0.011	0.057
15.00s	0.30f	0.018	0.081
20.00s	0.47f	0.018	0.103
25.00s	0.63f	0.008	0.124
30.00s	0.78f	-0.015	0.146
35.00s	0.92f	-0.050	0.164
36.93s	0.97f	-0.063	<u>0.166</u>
40.00s	1.06f	-0.083	0.162
45.00s	1.20f	-0.113	0.140
50.00s	1.32f	-0.140	0.103
55.00s	1.40f	-0.169	0.063
60.00s	1.48f	-0.191	0.000



B2.7 Curvas Cruzadas de Estabilidad para $GM = 0.37$ m

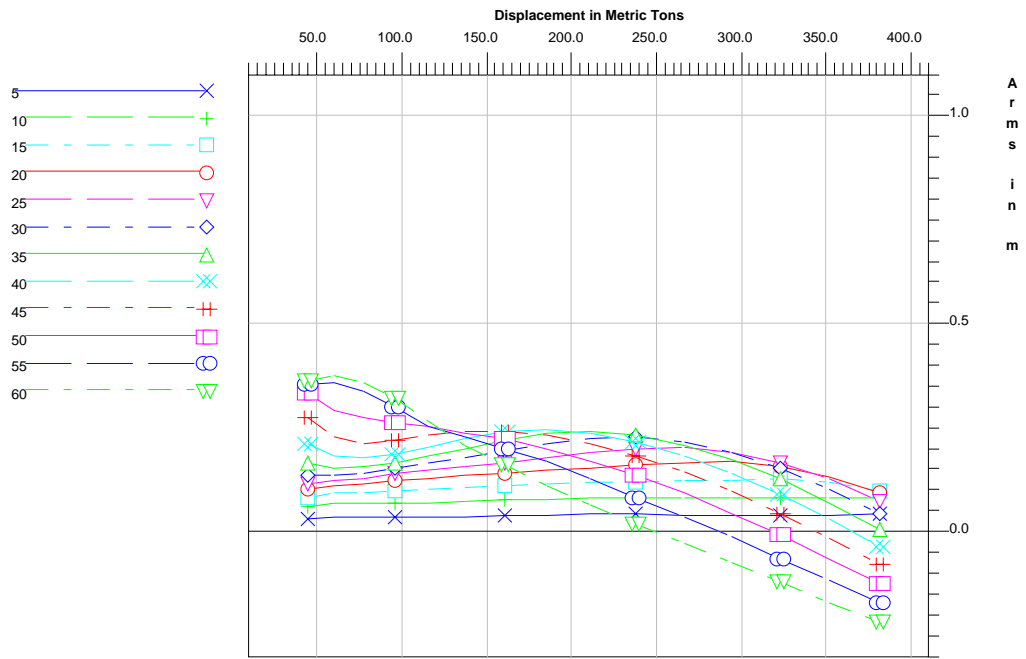
Cross Curves of Stability

Righting Arms(heel) for VCG = 0.72
Trim zero at heel = 0 (RA Trim = 0)

Displ (MT)	5.000s	10.000s	15.000s	20.000s	25.000s	30.000s
43.985	0.033s	0.062s	0.084s	0.102s	0.117s	0.136s
59.494	0.037s	0.069s	0.094s	0.110s	0.123s	0.136s
76.700	0.038s	0.071s	0.097s	0.117s	0.130s	0.143s
95.353	0.037s	0.071s	0.099s	0.123s	0.140s	0.154s
115.466	0.036s	0.071s	0.103s	0.130s	0.150s	0.166s
136.971	0.037s	0.073s	0.107s	0.135s	0.159s	0.179s
159.949	0.039s	0.077s	0.111s	0.141s	0.168s	0.194s
184.537	0.042s	0.079s	0.115s	0.148s	0.179s	0.211s
210.570	0.043s	0.083s	0.119s	0.155s	0.191s	0.226s
237.724	0.043s	0.084s	0.122s	0.161s	0.201s	0.229s
265.610	0.041s	0.083s	0.125s	0.167s	0.204s	0.218s
293.916	0.040s	0.081s	0.126s	0.169s	0.192s	0.193s
322.540	0.040s	0.081s	0.127s	0.159s	0.167s	0.155s
351.481	0.041s	0.084s	0.121s	0.134s	0.128s	0.105s
380.731	0.043s	0.084s	0.100s	0.095s	0.075s	0.045s
Displ (MT)	35.000s	40.000s	45.000s	50.000s	55.000s	60.000s
43.985	0.166s	0.212s	0.275s	0.336s	0.355s	0.366s
59.494	0.154s	0.184s	0.228s	0.294s	0.361s	0.377s
76.700	0.158s	0.178s	0.214s	0.275s	0.339s	0.359s
95.353	0.168s	0.187s	0.220s	0.263s	0.299s	0.324s
115.466	0.182s	0.205s	0.235s	0.253s	0.255s	0.267s
136.971	0.201s	0.227s	0.242s	0.240s	0.230s	0.209s
159.949	0.222s	0.242s	0.241s	0.225s	0.200s	0.161s
184.537	0.239s	0.245s	0.232s	0.202s	0.170s	0.112s
210.570	0.243s	0.238s	0.213s	0.171s	0.128s	0.064s
237.724	0.234s	0.218s	0.184s	0.139s	0.083s	0.018s
265.610	0.210s	0.185s	0.144s	0.096s	0.037s	-0.028s
293.916	0.175s	0.141s	0.098s	0.046s	-0.012s	-0.073s
322.540	0.127s	0.090s	0.044s	-0.007s	-0.062s	-0.120s
351.481	0.072s	0.031s	-0.016s	-0.064s	-0.114s	-0.169s
380.731	0.008s	-0.034s	-0.079s	-0.122s	-0.170s	-0.217s

Water Specific Gravity = 1.025 kg/L.

Cross Curves

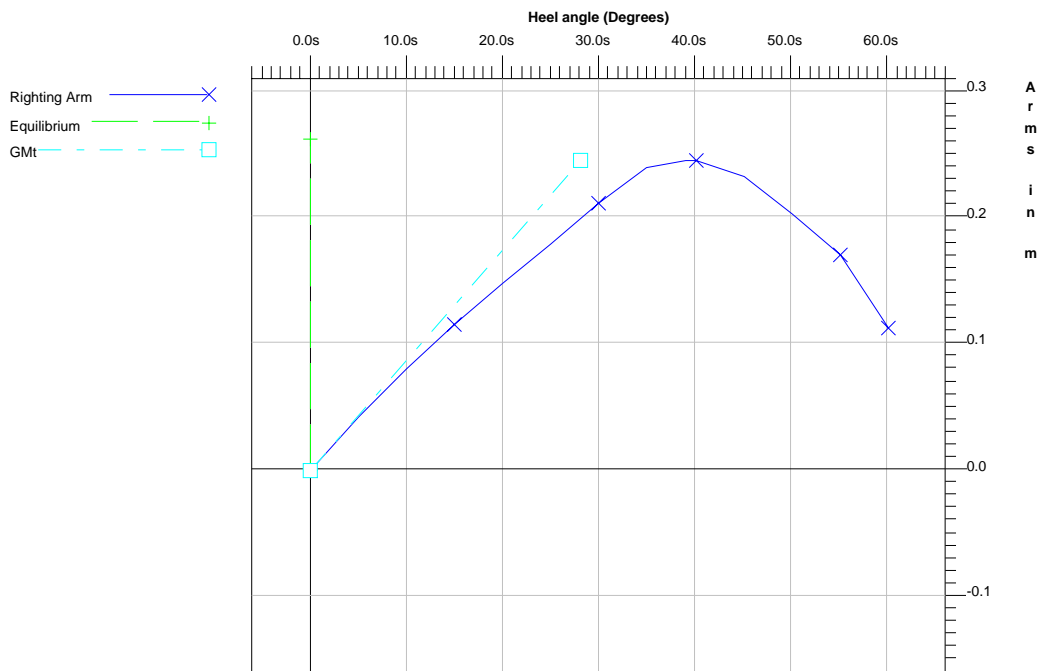


B2.8 Curvas Cruzadas de Estabilidad para $GM = 0.50$ m

Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)
0.00	0.00	0.000	0.000
5.00s	0.04f	0.003	0.042
10.00s	0.15f	0.011	0.079
15.00s	0.30f	0.017	0.115
20.00s	0.46f	0.017	0.148
25.00s	0.63f	0.008	0.179
30.00s	0.78f	-0.016	0.211
35.00s	0.92f	-0.051	0.239
39.02s	1.03f	-0.077	0.246
40.00s	1.06f	-0.084	0.245
45.00s	1.19f	-0.114	0.232
50.00s	1.31f	-0.141	0.202
55.00s	1.40f	-0.171	0.170
60.00s	1.47f	-0.192	0.112

Righting Arms vs. Heel



APÉNDICE C

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE AVANCE EN LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS DE MASA ADICIONAL Y AMORTIGUAMIENTO

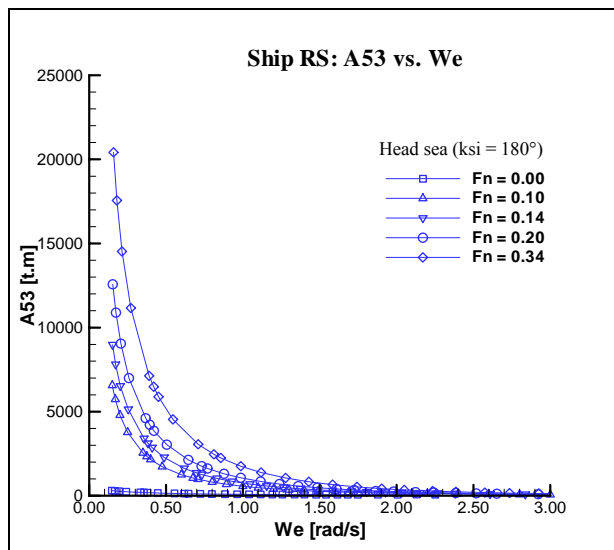
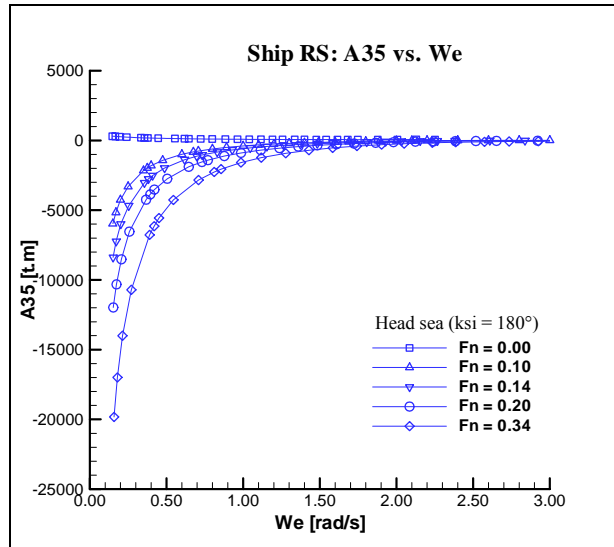
Las expresiones a continuación muestran los coeficientes hidrodinámicos de masa adicional y amortiguamiento con influencia de la velocidad de avance (con sobre-índice U) en función de los respectivos coeficientes para velocidad de avance nula (con sobre-índice 0), de la velocidad de avance U y la frecuencia de movimiento ω_e . Las expresiones para los movimientos de arfada, balance y cabeceo, relevantes a la modelación matemática presentada en el capítulo 3 son [Salvesen *et al.*, 1970, Inglis, 1980]:

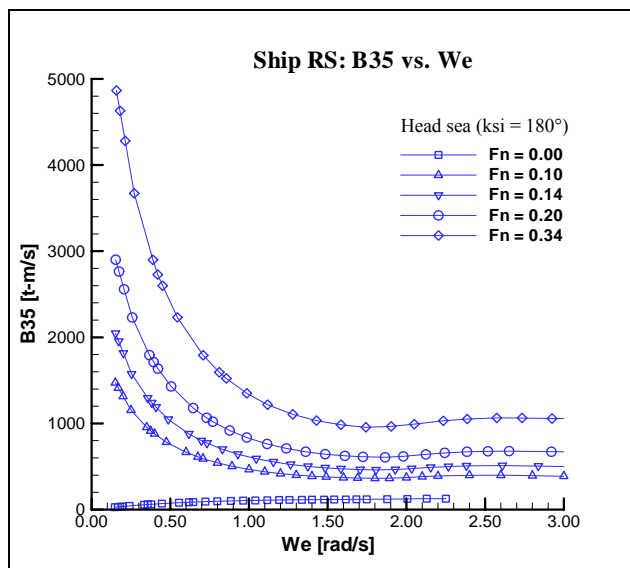
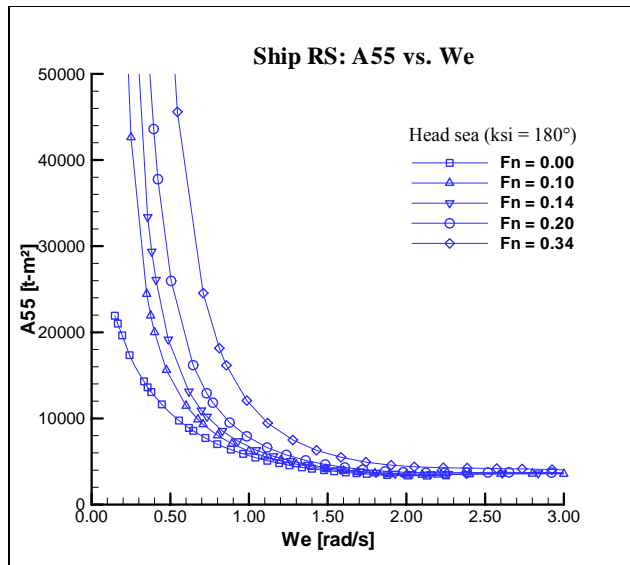
$$\begin{aligned} A_{33}^U &= A_{33}^0 & B_{33}^U &= B_{33}^0 \\ A_{35}^U &= A_{35}^0 - \frac{U}{\omega_e^2} B_{33}^0 & B_{35}^U &= B_{35}^0 + U A_{33}^0 \\ A_{53}^U &= A_{35}^0 + \frac{U}{\omega_e^2} B_{33}^0 & B_{53}^U &= B_{35}^0 - U A_{33}^0 \\ A_{55}^U &= A_{55}^0 + \frac{U^2}{\omega_e^2} A_{33}^0 & B_{44}^U &= B_{44}^0 \\ A_{44}^U &= A_{44}^0 & B_{55}^U &= B_{55}^0 + \frac{U^2}{\omega_e^2} B_{33}^0 \end{aligned}$$

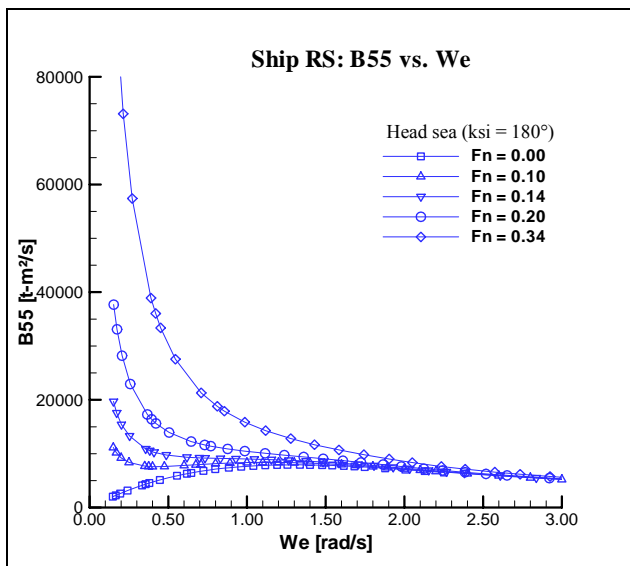
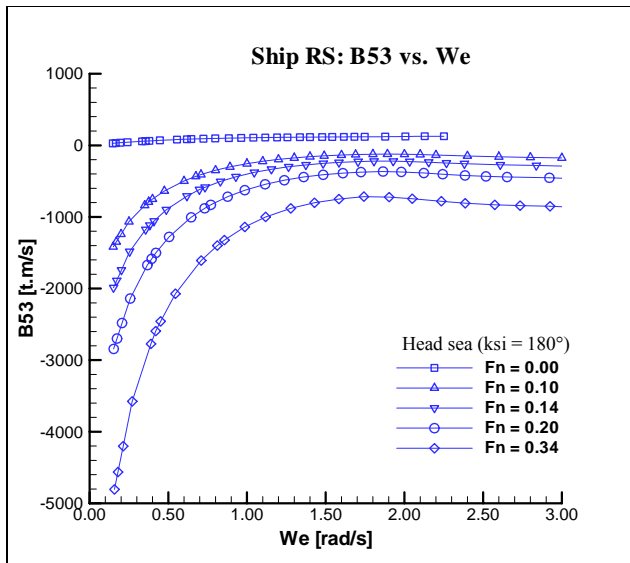
Nota: La expresión del coeficiente de amortiguamiento de balance para velocidad de avance corresponde a la teoría potencial. Como descrito en el Capítulo 3, el cálculo del amortiguamiento de balance usado en el presente trabajo se basa en el método de Ikeda y no en la teoría potencial.

Las figuras a continuación muestran los coeficientes de masa adicional y amortiguamiento de los buques RS y TS que sufren influencia de la velocidad de avance:

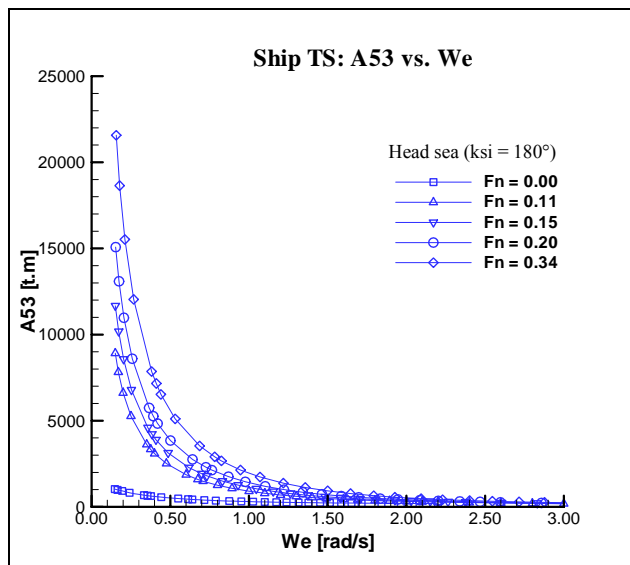
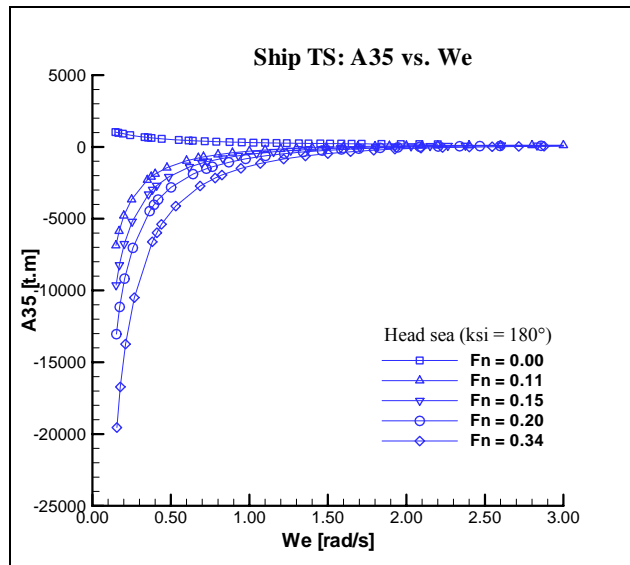
C1. Coeficientes Hidrodinámicos del buque RS

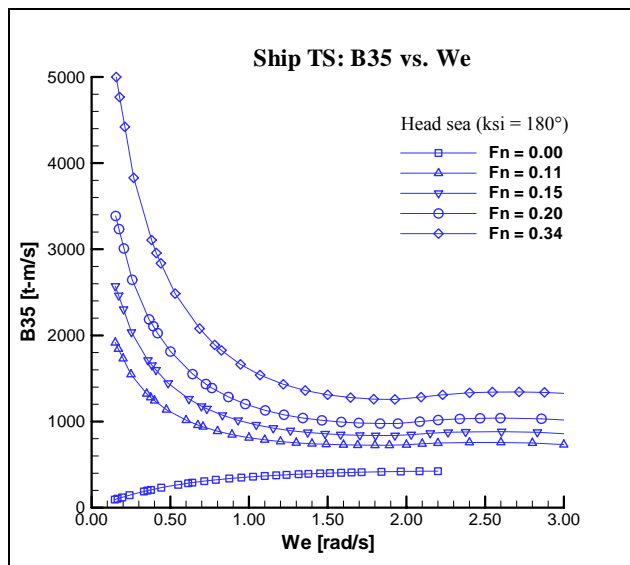
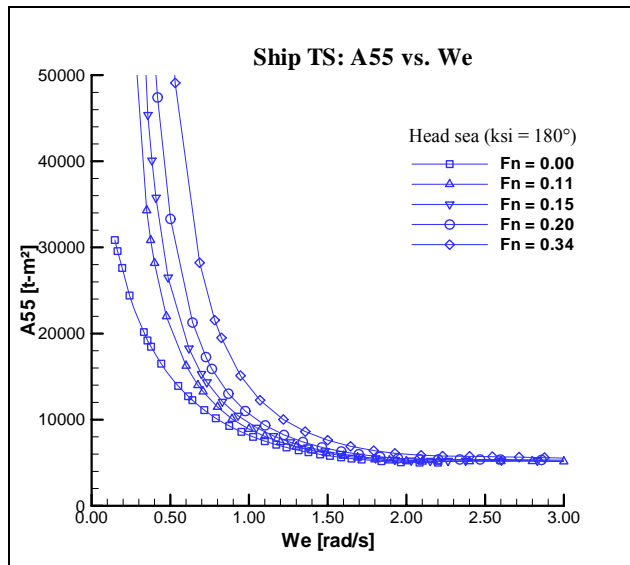


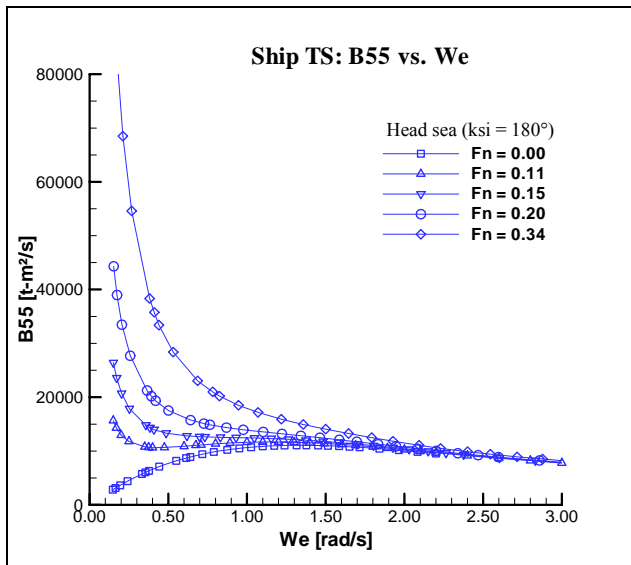
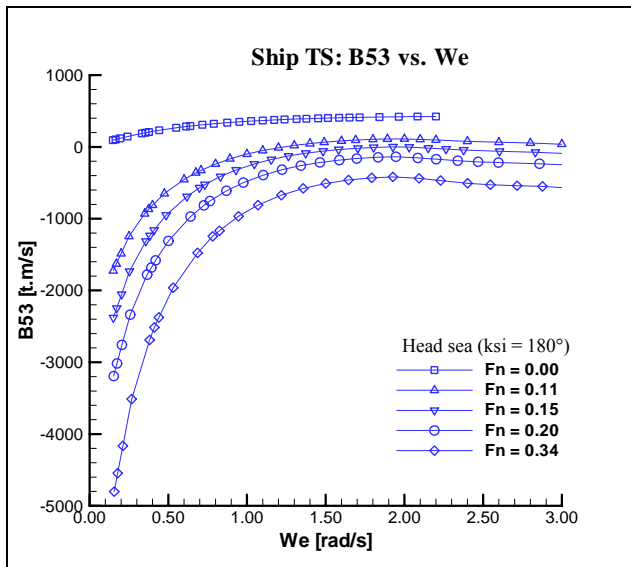




C2. Coeficientes Hidrodinámicos del buque TS



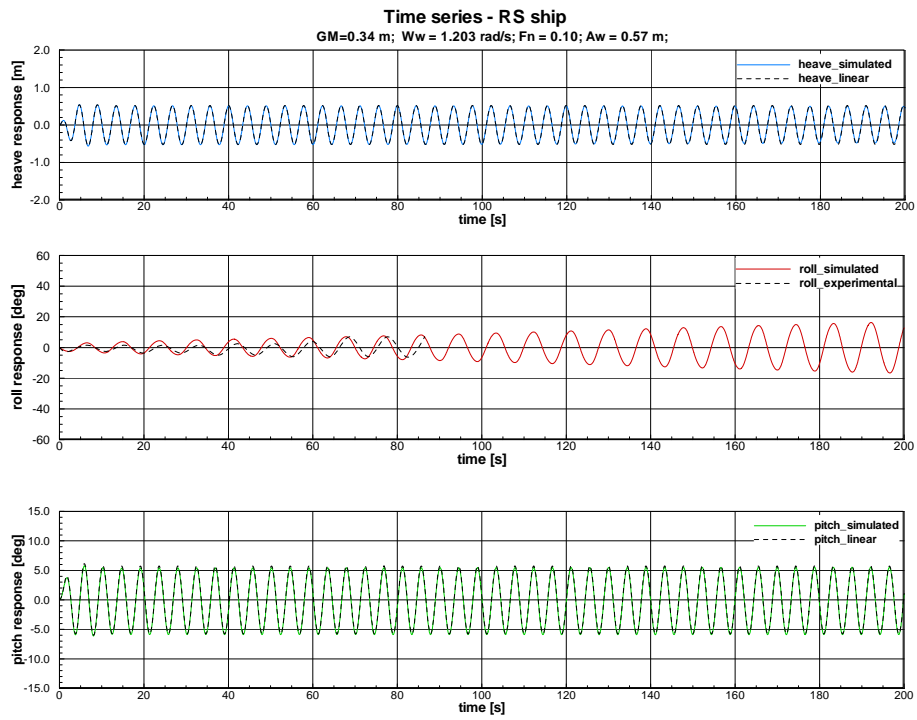


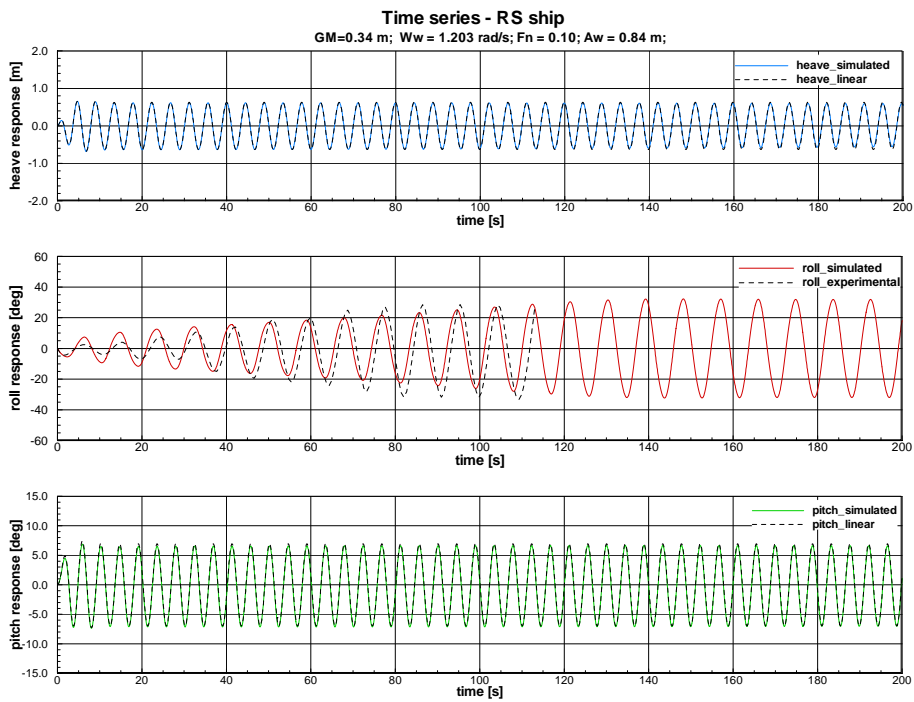
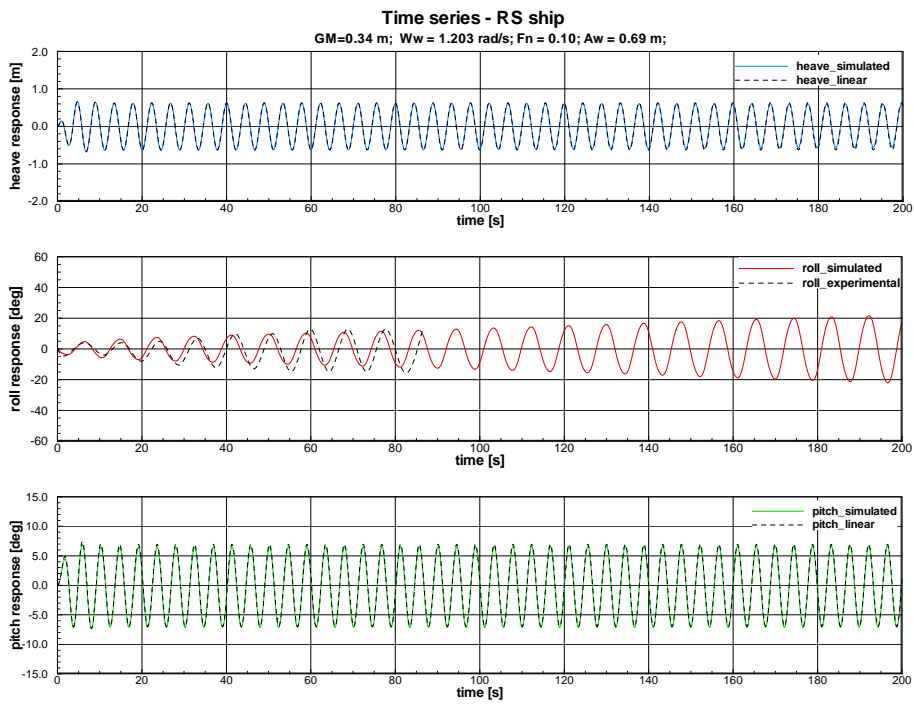


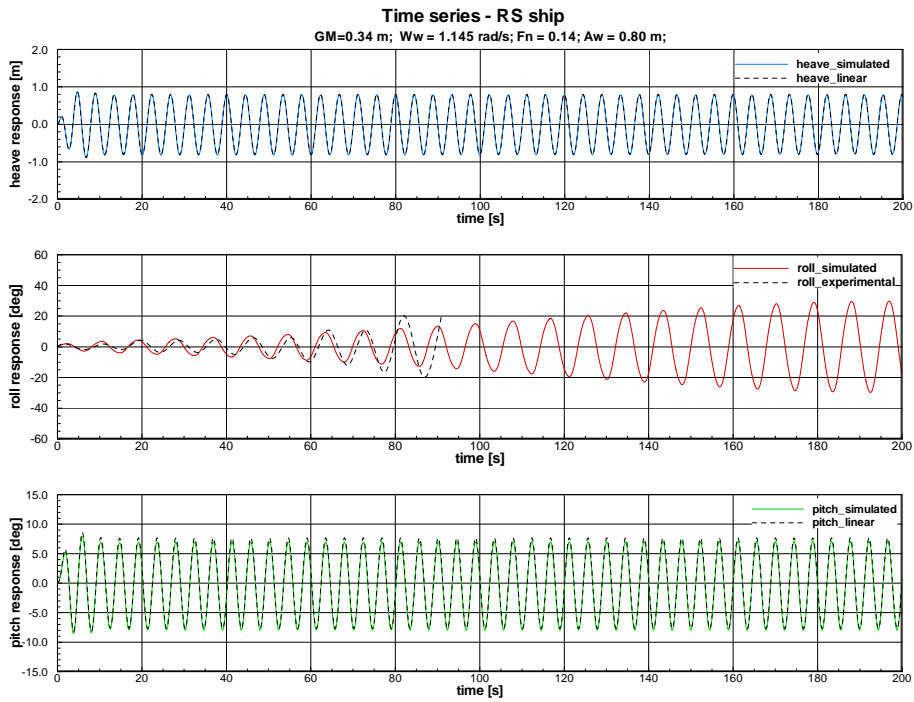
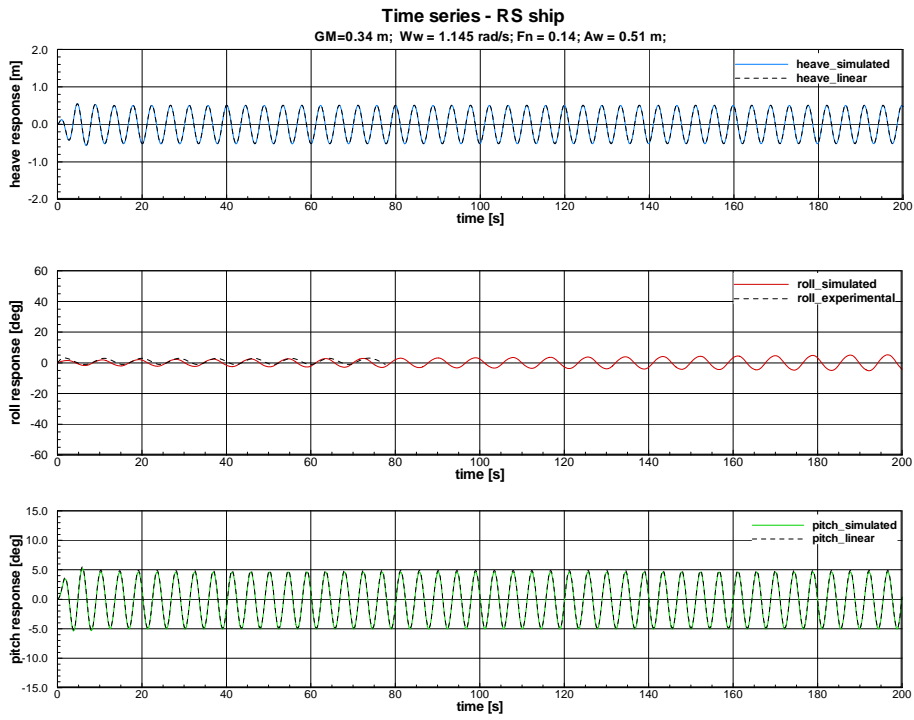
APÉNDICE D

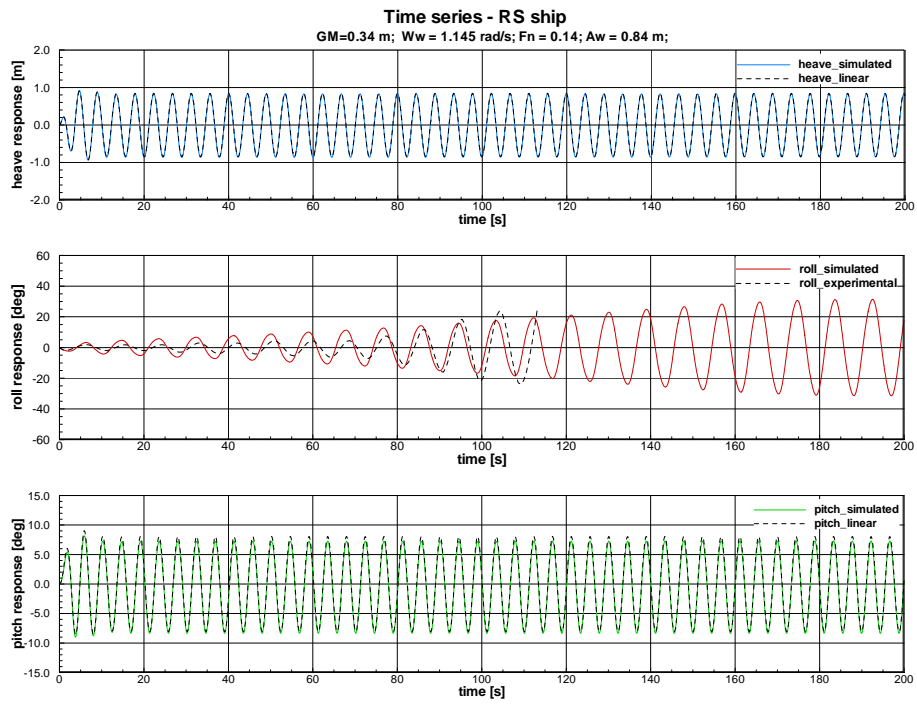
SERIES TEMPORALES NUMÉRICAS Y EXPERIMENTALES DE LAS CONDICIONES ENSAYADAS DE LOS BUQUES RS Y TS

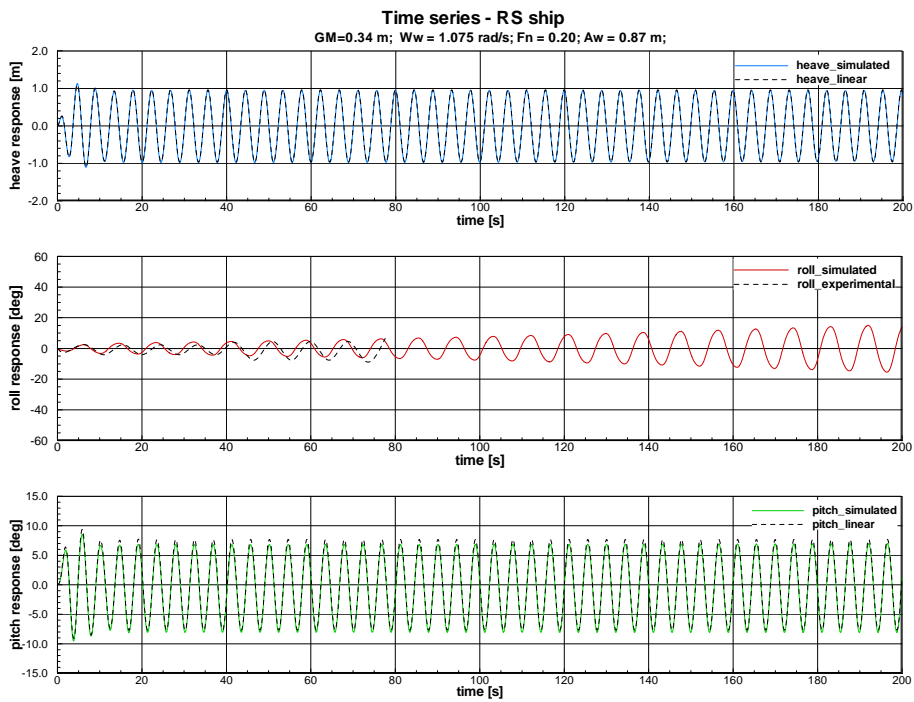
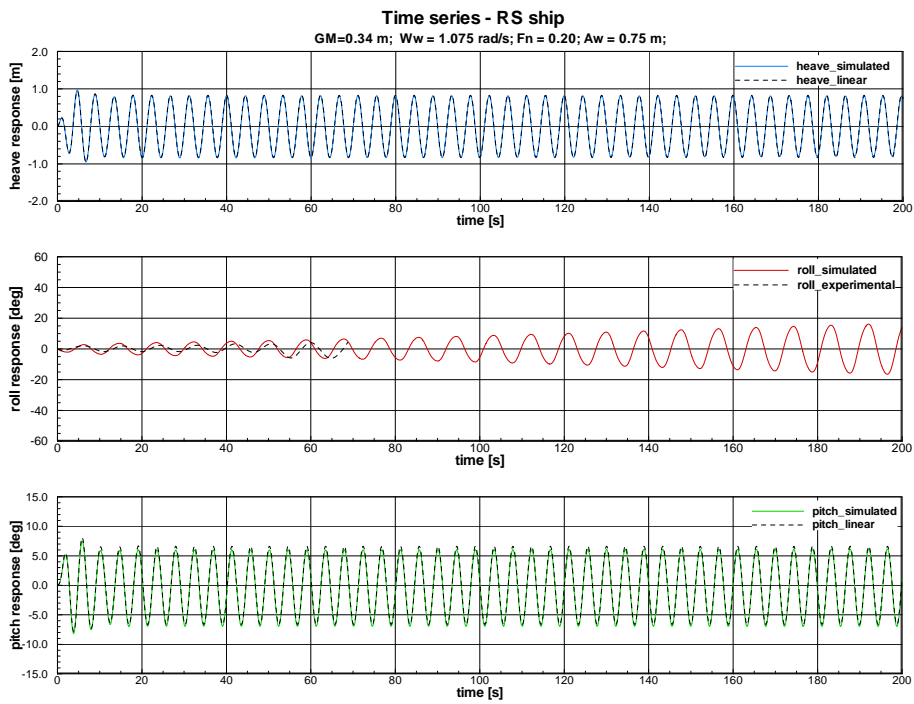
A continuación presentaremos las series temporales de los buques RS y TS correspondientes a todas las condiciones ensayadas experimentalmente. Para los movimientos de arfada y cabeceo como no se dispone de resultados experimentales, presentaremos solamente los resultados numéricos no lineales con los correspondientes resultados lineales. Ya para el movimiento de balance los resultados numéricos son comparados con los respectivos resultados experimentales.

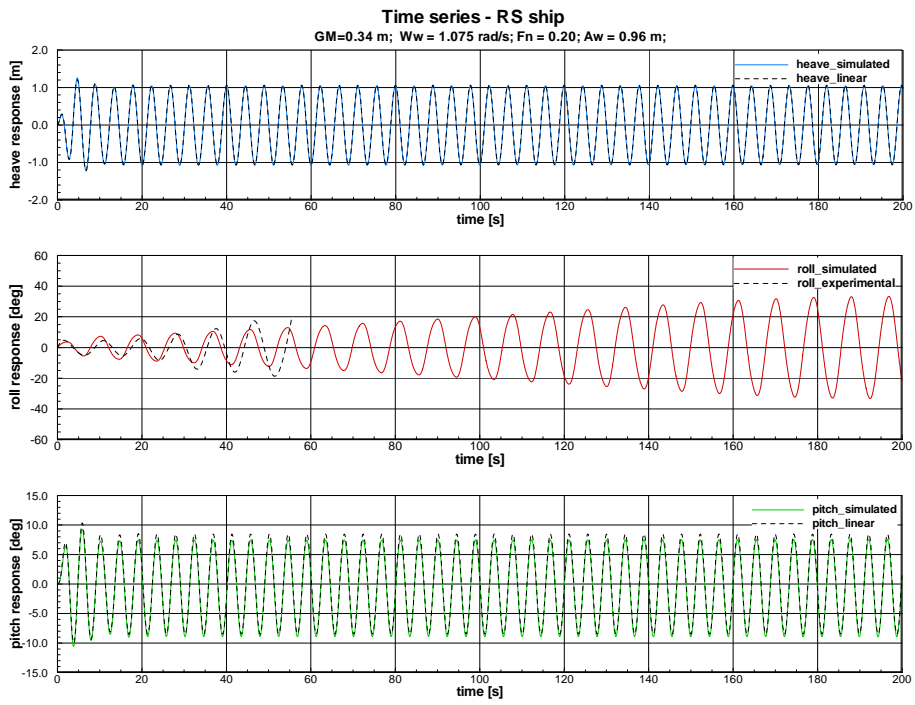
D1. Buque RS

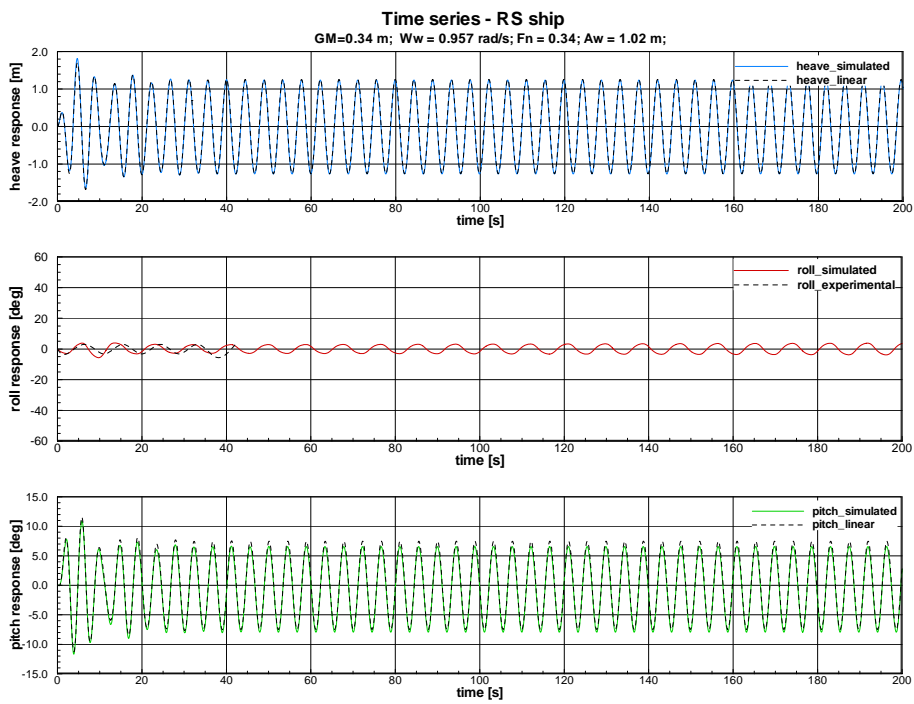
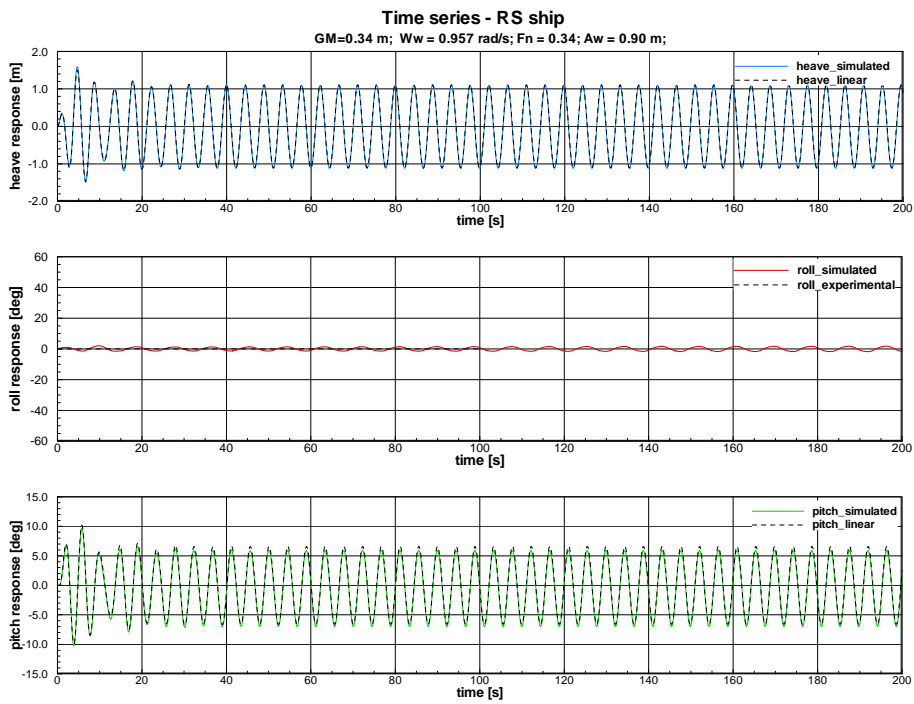


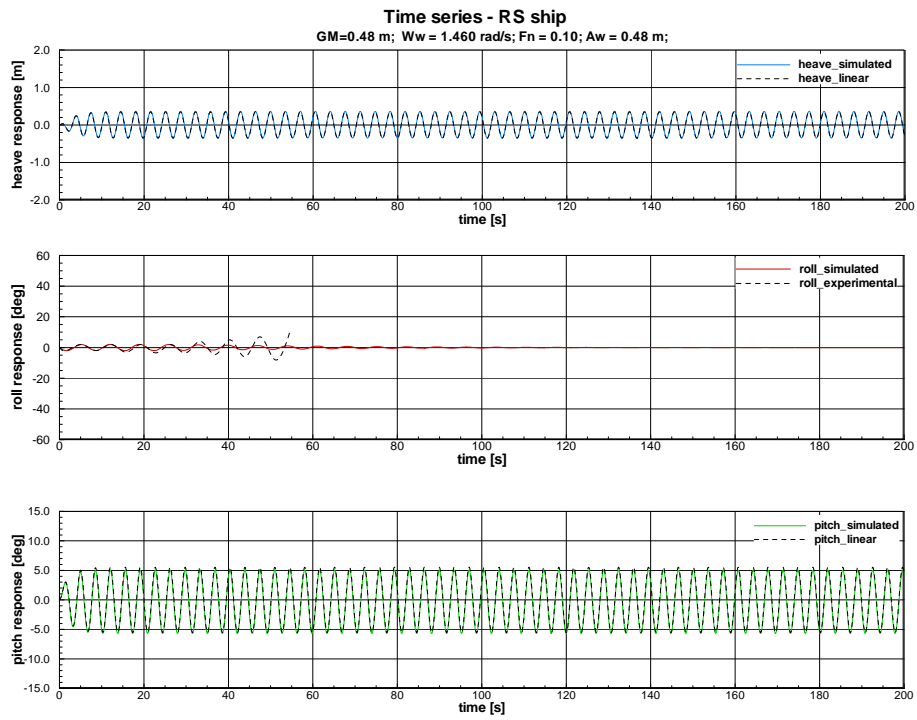


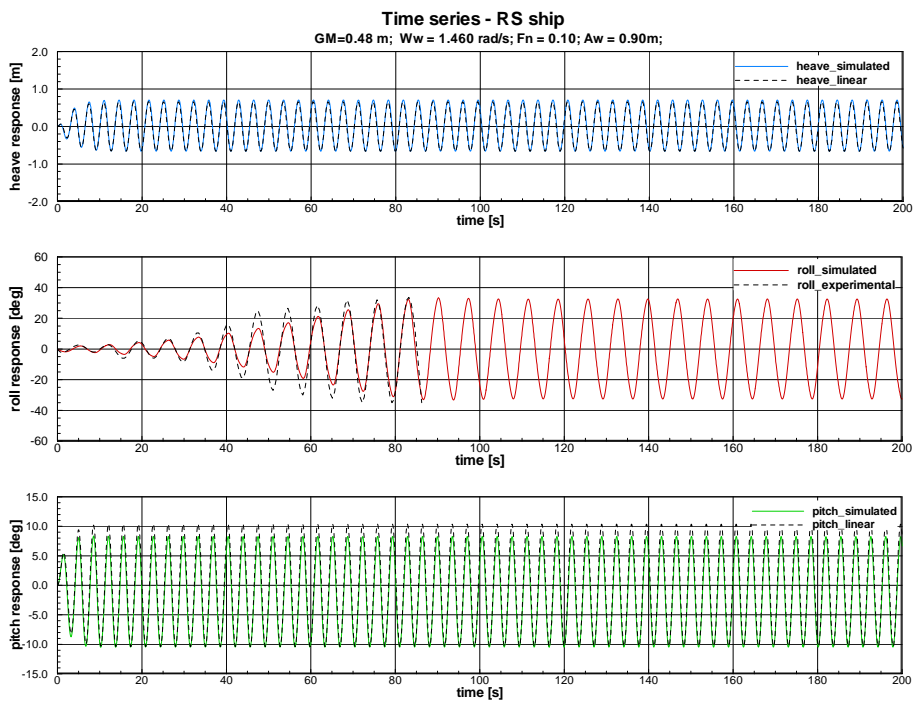
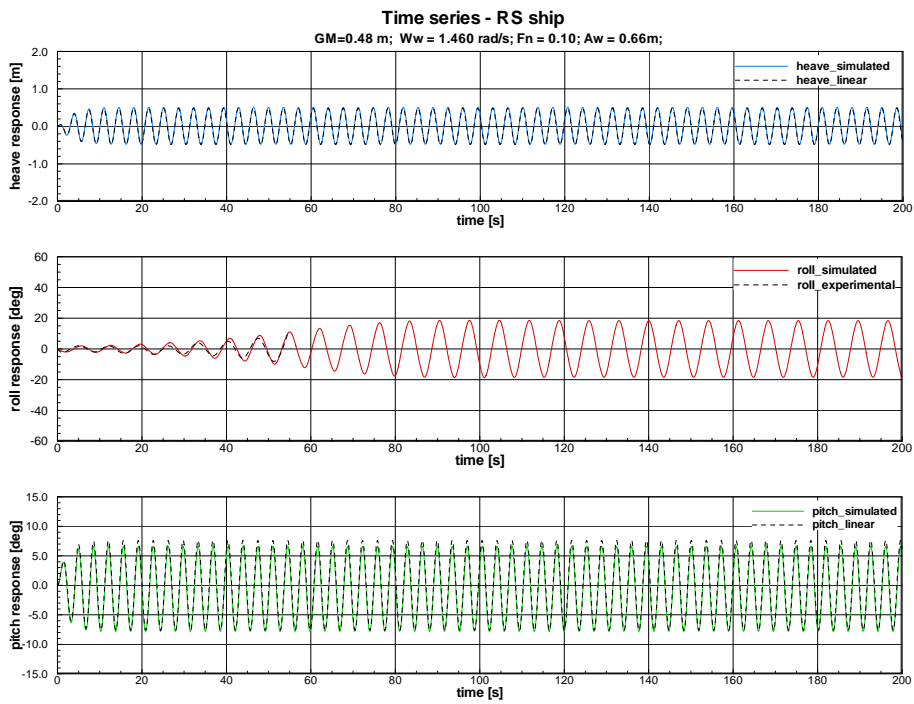


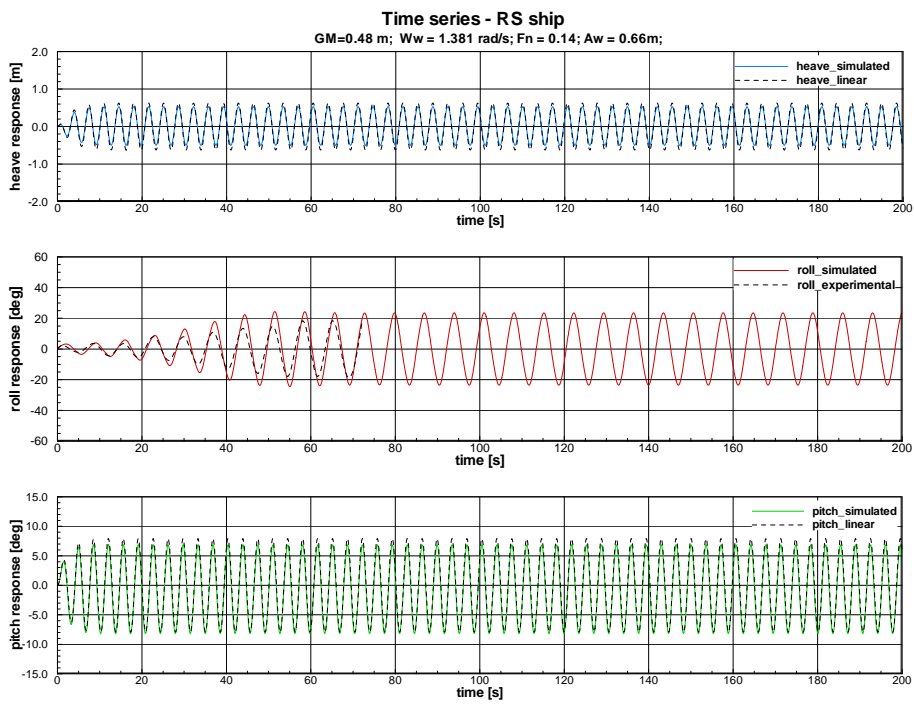
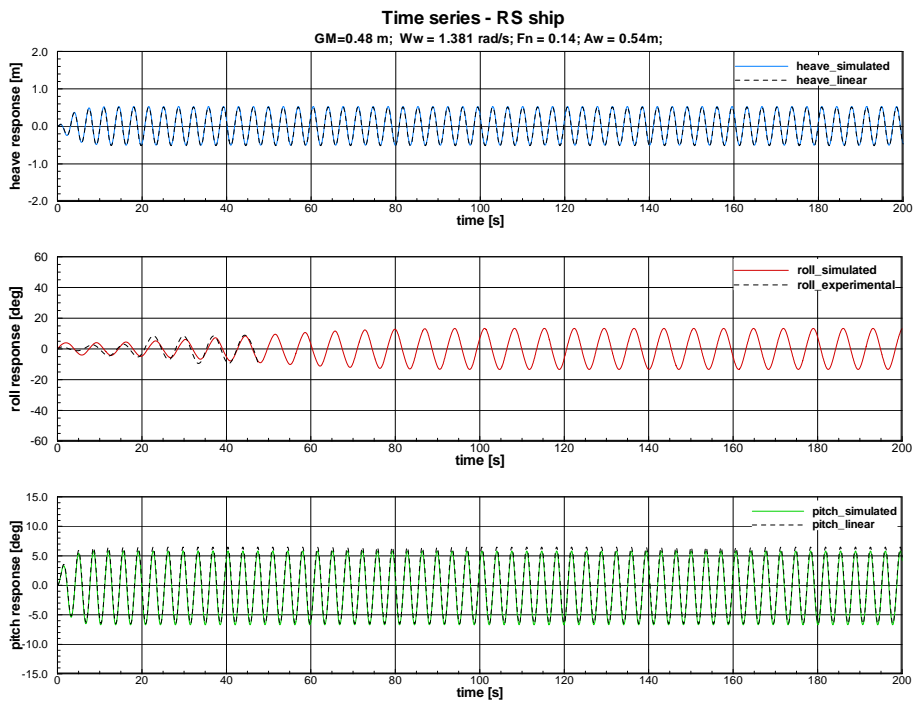


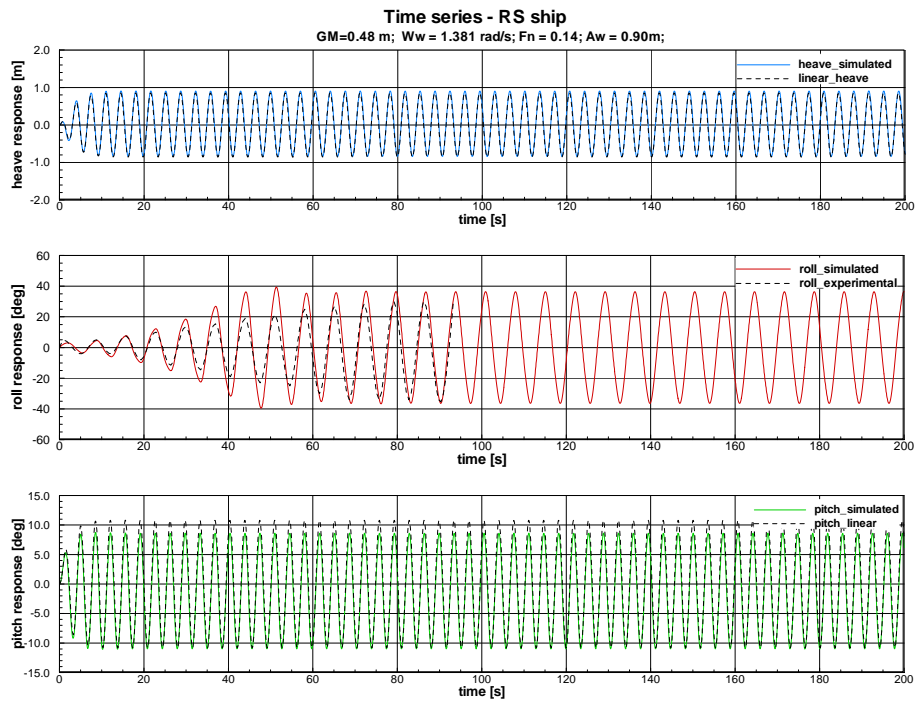


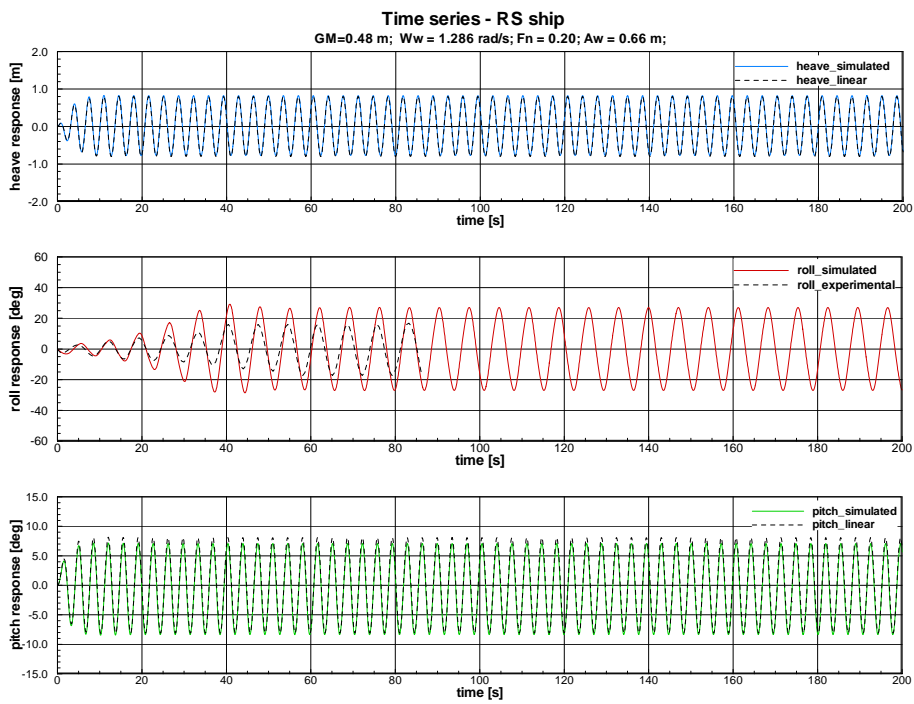
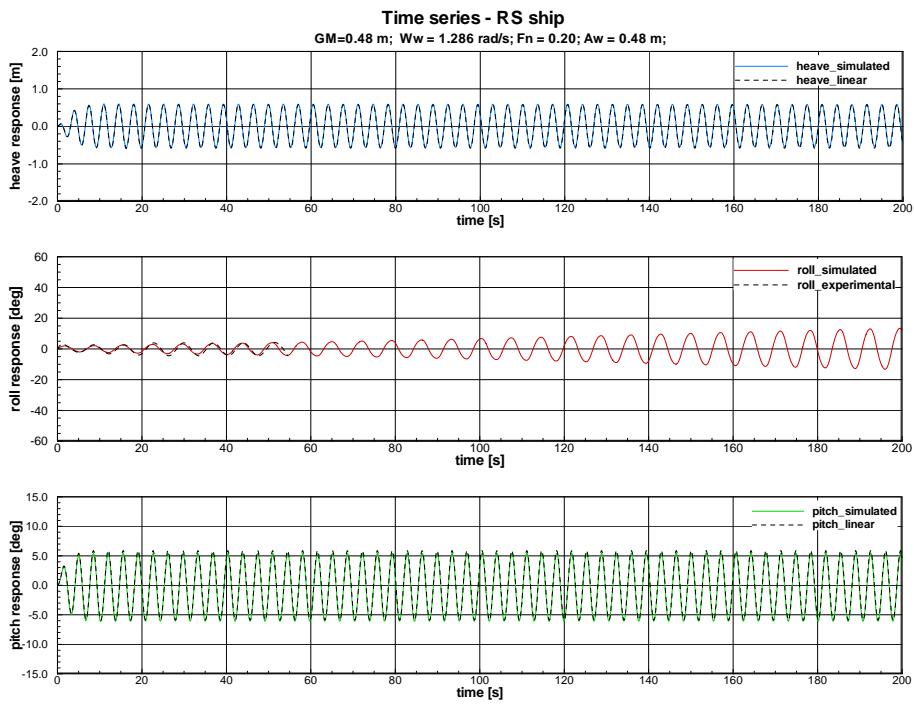


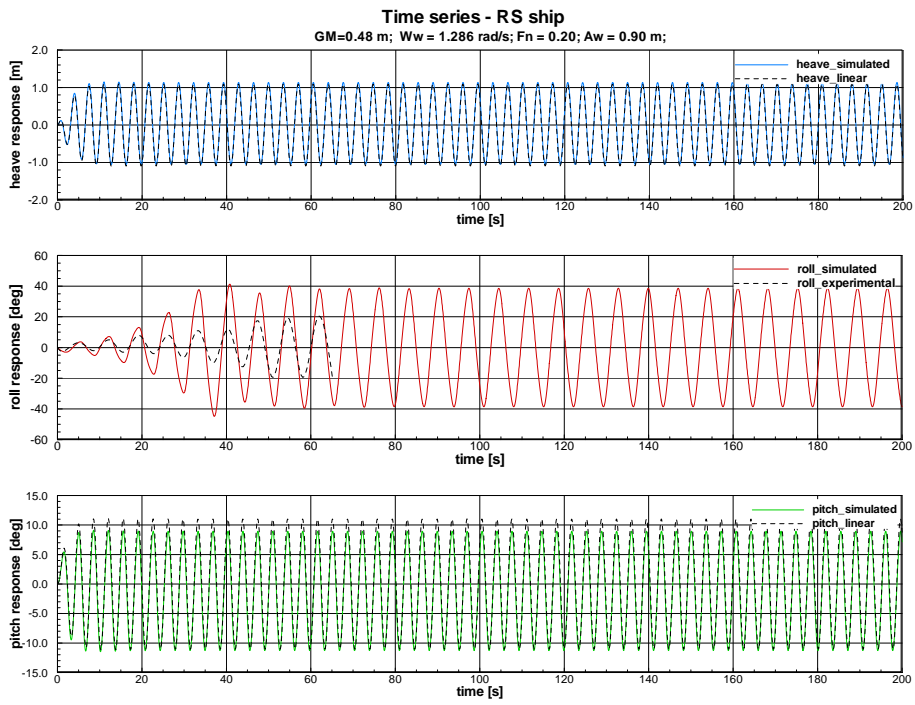


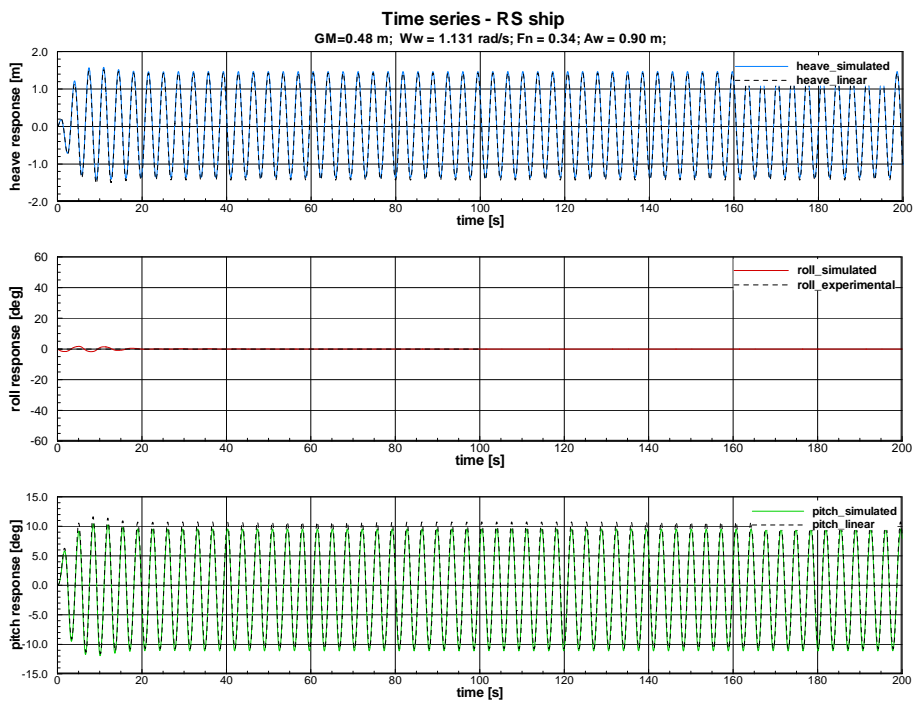
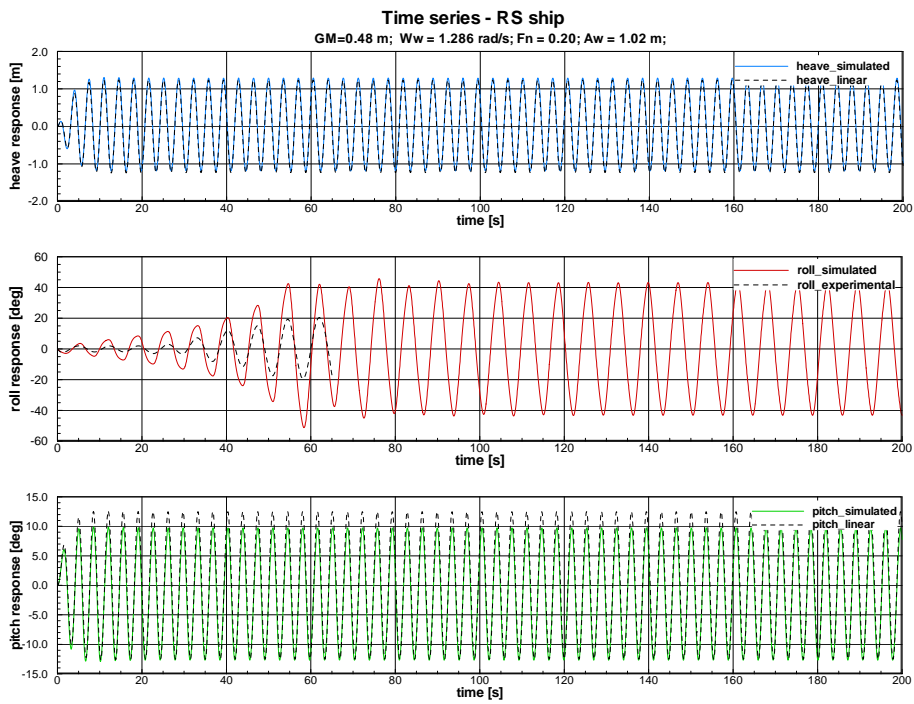


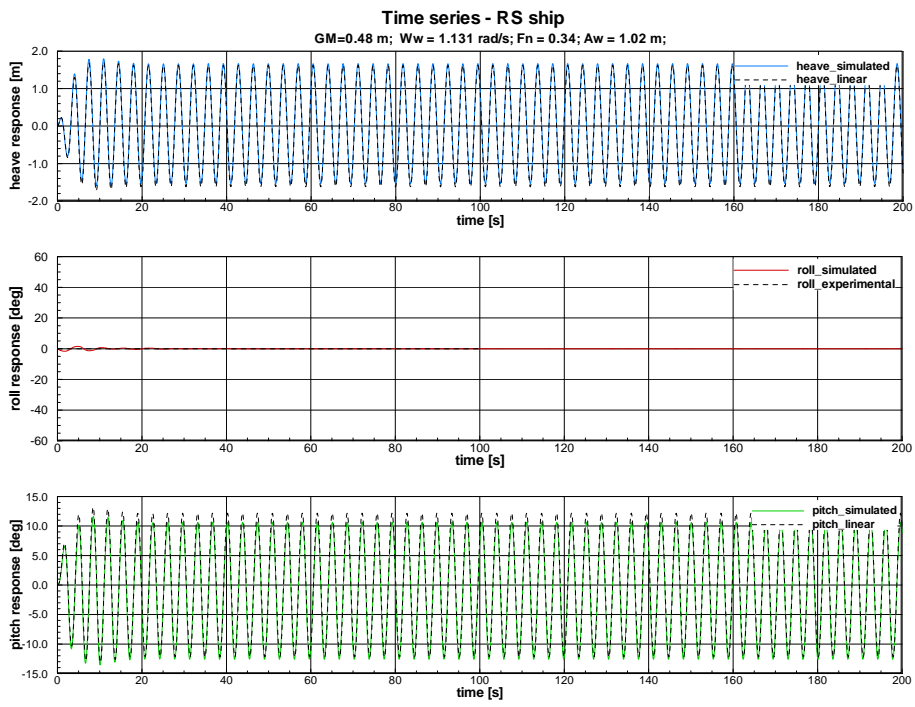












D2. Buque TS

