



## Evaluación y análisis estructural del cajón de torsión de un portacontenedores de 2400 TEU

### Evaluation and structural analysis of the torsion box of a 2400 TEU container ship

Arturo Silva-Campillo\*, Juan Carlos Suárez-Bermejo, Miguel Ángel Herreros-Sierra

Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Madrid, España.

\*Autor de correspondencia: [a.silva@upm.es](mailto:a.silva@upm.es)

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 2 de junio de 2022

Aceptado: 27 de agosto de 2022

#### Resumen

El objetivo del presente estudio fue evaluar mediante análisis numérico la estructura del cajón de torsión de un buque portacontenedores tipo feeder de 2400 TEU de capacidad, a partir del establecimiento del estado límite de fatiga y del estado límite último, a lo largo de su perímetro. Mediante el empleo del estado límite de fatiga y distintas alternativas geométricas, relativas a las dimensiones locales del cajón de torsión, se obtuvo el grado de influencia de las mismas en la determinación de la vida a fatiga relativa a nueve disposiciones posibles del detalle estructural, compuesto por la intersección del refuerzo longitudinal y la bulárcama. En

términos del estado límite último, se determinó la influencia de las modificaciones geométricas en el establecimiento de los valores que hacen referencia a las tensiones locales de pandeo, las tensiones tangenciales inducidas por los esfuerzos cortantes verticales y horizontales y las tensiones tangenciales de alabeo.

**Palabras claves:** cajón de torsión, buque portacontenedores, resistencia estructural, tensión tangencial.

#### Abstract

The aim of this study was to evaluate by means of numerical analysis the structure of the torsion box of a 2400 TEU feeder container ship, from the establishment of the fatigue limit state and the ultimate limit state along its perimeter. By using the fatigue limit state and different geometrical alternatives, relative to the local dimensions of the torsion box, the degree of influence of these is obtained in the determination of the fatigue life relative to nine possible arrangements of the structural detail, made up of the intersection of the

longitudinal reinforcement and the bulwarks. In terms of the ultimate limit state, the influence of the geometrical modifications on the establishment of the values referring to the local buckling stresses, the shear stresses induced by the vertical and horizontal shear forces and the tangential warping stresses is determined.

**Key words:** torsion box, container ship, structural strength, shear stress.

#### Cómo citar este artículo:

Silva Campillo A, Suárez Bermejo JC, Herreros Sierra MA. Evaluación y análisis estructural del cajón de torsión de un portacontenedores de 2400 TEU. 2022;25(3):e658. ISSN 1815-5944.

## 1. Introducción

Los buques portacontenedores son un eslabón fundamental en la cadena logística del transporte mundial y, por ello, tienen un impacto directo en el fenómeno de la economía global. Este hecho se traduce en la aparición de uno de los buques con mayor presencia en los mares y océanos del mundo, lo que lleva asociado un crecimiento incesante, en términos de tamaño, de estos buques como consecuencia de la aparición del fenómeno socioeconómico conocido como economías de escala. Este aumento en el tamaño de los buques portacontenedores hace que los puertos deban aumentar sus instalaciones para poder recibirlos, sin embargo, esta posibilidad no se puede llevar a cabo en todos ellos debido a las limitaciones en su diseño por lo que, para recibir la carga de contenedores, éstos deben ser transportados desde terminales de carga de mayor tamaño a través de los denominados buques portacontenedores tipo feeder, que son los encargados de dar servicio a los puertos secundarios [1] y es por ello que este tipo de buques ha sido objeto de estudio en muchas ocasiones [2, 3].

Los buques portacontenedores tienen una estructura típica que les permite ser más rápidos en las operaciones de estiba en puerto, pero al mismo tiempo les hace más sensibles a los esfuerzos derivados de la combinación

de momentos globales de flexión y torsión. Wang, et al [4] estudiaron los mecanismos de fallo por torsión de buques con grandes escotillas a partir del establecimiento de modelos numéricos y ensayos experimentales en el proceso de colapso de la estructura, obteniendo como principal modo de fallo el fenómeno de alabeo, que además influye directamente en la resistencia última a la torsión, disminuyéndola de forma significativa. Paik, et al [5] demostraron la influencia de la torsión en las tensiones de alabeo de un buque portacontenedores de 4,300 TEU y su implicación en la existencia de tensiones tangenciales y su reducción en la magnitud del momento flector último, mientras que Sun y Soares [6] diseñaron dos modelos diferentes para reflejar y comparar los modos de fallo debidos a las cargas torsionales. La evaluación estructural de la resistencia del buque se ve influida por otras variables; Senjanovic, et al [7] investigaron la influencia y la rigidez torsional de la sala de máquinas mediante un procedimiento energético, basado en la modelización y simplificación de la cubierta principal como una viga bajo la influencia de la tensión tangencial.

Existe una estructura local denominada cajón de torsión situada a babor y estribor a la altura de la cubierta principal. En esta zona, se produce una alta concentración de tensiones y, por esta razón, varias investigaciones han discutido la evaluación estructural cerca de esta región. Silva-Campillo, et al [8] estudiaron la influencia en el peso óptimo del cajón de torsión de diferentes combinaciones geométricas. Wang, et al [4] evaluaron la importancia del forro de costado (zona muy importante en la caja de torsión) en la determinación del esfuerzo cortante, el esfuerzo de alabeo y la resistencia última a la torsión de un buque portacontenedores de 10,000 TEU. Villavicencio, et al [9] centraron el estudio en las variaciones de las tensiones de alabeo cerca del cajón de torsión comparando diferentes formulaciones del momento de torsión hidrodinámico.

Según Hansen y Winterstein [10], más del 40 % de las grietas por fatiga encontradas en las estructuras de los buques se encuentran en el forro de costado y, más concretamente, en la intersección de los elementos primarios y secundarios. Este detalle estructural ha sido objeto de estudio en los buques portacontenedores en muchas ocasiones; Li, et al [11] propusieron un procedimiento para la evaluación de la fatiga de las estructuras de los cascos laterales bajo la influencia de la no linealidad de las olas y la velocidad de servicio. Ringsberg, et al [12] llevaron a cabo la diferencia de análisis en régimen lineal y no lineal en la determinación de los resultados, donde el análisis se realiza para dos alturas de ola significativas. Fricke, et al [13] investigaron las localizaciones de los hot-spot en la intersección de los elementos primarios y secundarios mediante diferentes configuraciones estructurales, en particular en la disposición entre un perfil tipo bulbo y una llanta soldada a él. Por último, Fricke y Paetzold [14] investigaron la influencia de diferentes condiciones de carga en el detalle estructural mediante la inclusión de diferentes modelos.

El objetivo principal de la investigación fue obtener la influencia de las dimensiones del cajón de torsión en la distribución de tensiones globales (normales y tangenciales) y locales y en la evaluación de la fatiga de los detalles estructurales situados en el forro de costado en un buque portacontenedores tipo feeder de 2,400 TEU.

## 2. Métodos y Materiales

### 2.1. Base matemática

Las tensiones normales ( $\sigma_1$ ) inducidas por el momento flector y de alabeo son una combinación lineal de la contribución de las tensiones normales correspondientes al momento flector en aguas tranquilas, al momento flector vertical y horizontal en olas y al valor absoluto de la tensión normal de alabeo inducida por el bimomento [15], ecuación (1):

$$\sigma_1 = \left[ \frac{M_{SW}}{Z} + \frac{0.4M_{WV}}{Z} + \frac{M_{WH}}{I_z} |y| \right] 10^{-3} + \sigma_\omega \quad (1)$$

Donde  $y$  es la coordenada horizontal del punto de cálculo,  $Z$  denota el módulo de la sección e  $I_z$  es el momento de inercia. La tensión normal de alabeo se define mediante la ecuación (2):

$$\sigma_\omega = \frac{\omega \cdot M(\omega)}{J(\omega)} \quad (2)$$

Donde  $\omega$  es la coordenada sectorial y  $M(\omega)$  es el bimomento aplicado sobre la estructura. Las tensiones tangenciales son el resultado de la contribución de la tensión tangencial del buque viga inducida por el esfuerzo cortante vertical en aguas tranquilas, las tensiones tangenciales vertical y horizontal en olas. La tensión cortante debida al momento de St. Venant ( $\tau_{sv}$ ) viene dado por la ecuación (3):

$$\tau_{sv} = - \frac{GJ_t \left( \frac{d\theta}{dx} \right)}{2A_0 t} \quad (3)$$

Donde  $A_0$  denota el área delimitada por la sección transversal y  $t$  denota el espesor del segmento considerado. La tensión tangencial debida al momento torsor es, a partir del momento estático sectorial  $S(\omega)$ , ecuación (4):

$$\tau_{\omega} = \frac{M_{T,\omega} \cdot S(\omega)}{J(\omega)t} \tag{4}$$

La tensión normal de pandeo o de Euler ( $\sigma_{cr}$  o *Sig.Buck*) es, con  $h$  el espesor de la plancha correspondiente, ecuación (5):

$$\sigma_{cr} = \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{b}\right)^2 \tag{5}$$

De forma análoga, la tensión tangencial de pandeo ( $\tau_E$  o *Tau.Buck*), ecuación (6):

$$\tau_E = \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{b}\right)^2 \text{ con } \begin{cases} k = 5,35 + \frac{4}{\alpha^2} & \text{para } \alpha > 1 \\ k = \frac{5,35}{\alpha^2} + 4 & \text{para } \alpha \leq 1 \end{cases} \tag{6}$$

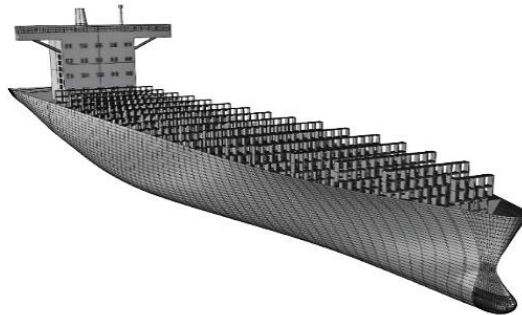
Siendo  $\alpha$  el cociente entre los parámetros que definen los lados de la plancha. El daño a fatiga está determinado, para el caso de una curva SN de un único tramo, por la siguiente expresión [16], ecuación (7):

$$D = \frac{N_f}{A_1} \left( \frac{\Delta\sigma}{\ln(N_R)^{1/\xi}} \right)^{m_1} \cdot \Gamma \left( \frac{m_1}{\xi} + 1 \right) \tag{7}$$

Donde  $A_1$  y  $m_1$  son los parámetros de la curva SN,  $\Delta\sigma$  es el rango de tensiones,  $N_R$  es el número total de ciclos de carga,  $N_f$  es el número de ciclos para la vida de diseño,  $\Gamma$  es la función gamma y  $\xi$  es el parámetro de Weibull.

## 2.2. Descripción

La disposición general del portacontenedores de 2,400 TEU se muestra en la figura 1:



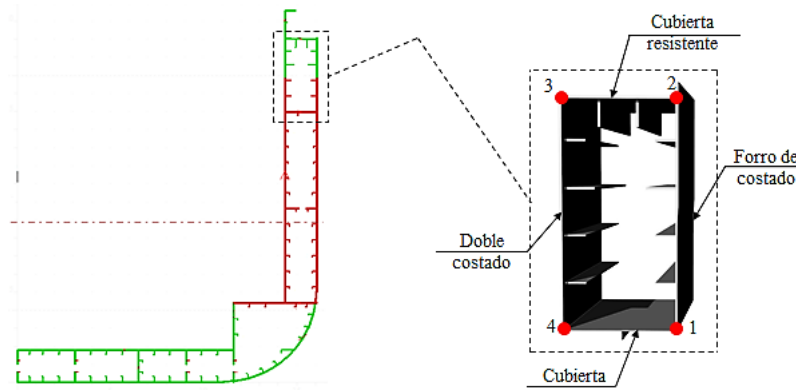
**Fig. 1.** Disposición general del portacontenedores de 2.400 TEU. Fuente: autores

Se ha seleccionado un buque portacontenedores con características principales similares a las del buque analizado en Soadamara, et al [17], tabla 1.

**Tabla 1.** Dimensiones principales. Fuente: [17]

Descripción	Valor
Eslora de escantillonado (m), $L$	196,4
Manga (m), $B$	32,2
Coefficiente de bloque, $C_B$	0,68
Velocidad de servicio (kn), $V$	15
Puntal (m), $D$	19
Calado de escantillonado (m), $T$	12,8

La figura 2 muestra la cuaderna maestra del buque formada por dos tipos de acero de alta resistencia (con idéntico módulo de Young de 210 GPa y coeficiente de Poisson de 0,3, acero de 315 MPa de límite elástico cerca del eje neutro (color rojo) y acero de 355 MPa de límite elástico en la parte inferior y en la cubierta principal (color verde). La figura 2 también representa cada una de las zonas que constituyen el cajón de torsión y los nodos (1 a 4) que definen su perímetro.

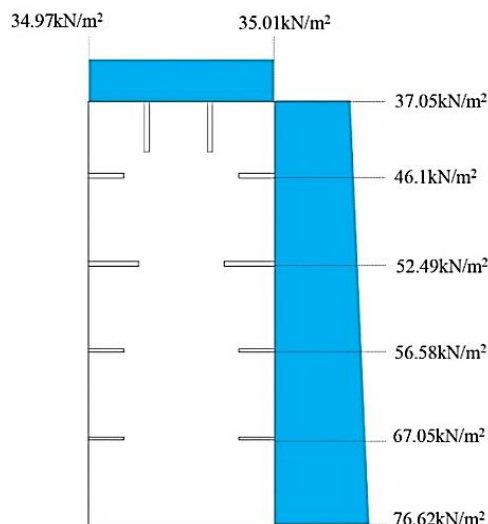


**Fig.2.** Definición de la cuaderna maestra y el cajón de torsión. Fuente: autores

El buque tiene un doble casco de 1,875 m y la altura de la cubierta intermedia es de 14,82 m sobre la línea de base. Los refuerzos longitudinales están formados por perfiles tipo llanta, con una separación longitudinal de 868 mm en los tres primeros longitudinales (350 × 28 mm y 500 × 48 mm) con respecto a la cubierta intermedia y de 750 mm en el cuarto longitudinal (350 × 28 mm) en el doble costado y en el forro lateral, mientras que la separación en la cubierta principal y la cubierta intermedia es de 625 mm y 600 mm con respecto al doble costado, respectivamente. La separación de los refuerzos longitudinales tipo angular (alma 200 × 9mm y ala 90 × 14mm) de la cubierta intermedia es de 93 8mm. La distribución de espesores de las planchas es: 15 mm en la cubierta intermedia, 28 mm en la parte baja del doble casco y el forro de costado y 48 mm en la zona alta del doble casco, el forro lateral y la cubierta principal. Las longitudinales del forro del casco tienen la siguiente nomenclatura: Longitudinal nº1 (L1) a nº4 (L4) empezando por el más bajo (más cercano a la cubierta intermedia) hasta el más alto (más cercano a la cubierta resistente). El procedimiento consiste en establecer el grado de influencia de las variables geométricas que definen las dimensiones del cajón de torsión en cada uno de los elementos estructurales (planchas y detalles estructurales). Las posibles combinaciones de la geometría del cajón de torsión se establecen mediante siete valores diferentes de las variables que definen la manga y el puntal del cajón de torsión correspondientes a su valor original ( $y_0 = 14,225$  m,  $z_0 = 14,82$  m), a partir de seis modificaciones relativas a incrementos y decrementos del 1, 2 y 3 % respecto a su valor inicial.

**2.3. Análisis numérico**

Se realiza un análisis numérico en dos etapas; la primera se centra en obtener el grado de influencia en la resistencia a la fatiga de diferentes detalles estructurales utilizando la técnica de elementos finitos y el software ANSYS® Workbench 2021, siguiendo los mismos principios que Li, et al [11]. Se adopta la tensión *hot-spot* siguiendo el mismo procedimiento de Kim et al. [18]. La determinación de estas tensiones debidas a fatiga, se obtiene mediante un mallado tetraédrico no estructurado en 3D, basada en una mallado estándar y un refinamiento en los puntos de interés, basado en las recomendaciones de Niemi [19]. La condición de carga corresponde a la disposición típica de las cargas estáticas y dinámicas resultantes de la contribución de las cargas globales y locales (presión estática y dinámica) que inducen esfuerzos cortantes y momentos flectores, analizando los longitudinales del forro de costado como vigas simples (entre cada bulárcama). Las condiciones de contorno responden a apoyos fijos que restringen los seis grados de libertad. Los valores para cada una de las condiciones de carga descritas se muestran en la figura 3.



**Fig. 3.** Valores máximos de presión (hidrostática + dinámica). Fuente: autores

La segunda etapa establece la relación de influencia de las dimensiones de la caja de torsión especificada en cada una de las planchas que es la parte no rigidizada de la placa rectangular entre los refuerzos longitudinales y/o los miembros primarios de soporte. La determinación de las tensiones tangenciales, de alabeo y de pandeo se obtiene mediante el software de la sociedad de clasificación Bureau Veritas Mars 2000 © siguiendo el mismo procedimiento desarrollado por Im, et al [20] mediante un submodelo consistente en tres longitudes de bodegas de carga dentro de 0,4 L en el centro del buque bajo las mismas condiciones de contorno que Tanny, et al [21].

### 3. Resultados y Discusión

#### 3.1. Comprobación a fatiga

Se estudian diferentes configuraciones de la intersección estructural referidas a las cuatro conexiones entre el refuerzo longitudinal y la bulárcama, situadas en el forro de costado: *Det1* con una llanta en un lado, *Det2* con una llanta en cada lado, *Det3* una llanta y una cartela en cada lado, *Det4* una llanta en un lado y una cartela con finales redondeados en otra, *Det6* una llanta y una cartela en el mismo lado, *Det8* una llanta y una cartela con finales redondeados en el mismo lado, *Det10* una llanta y una cartela en un lado y en el otro una cartela, *Det12* una llanta y una cartela en un lado y en el otro una cartela con finales redondeados. El escantillonado de la cartela es proporcional al escantillonado de la llanta. La figura 4 muestra los detalles estructurales *Det3* y *Det6*:

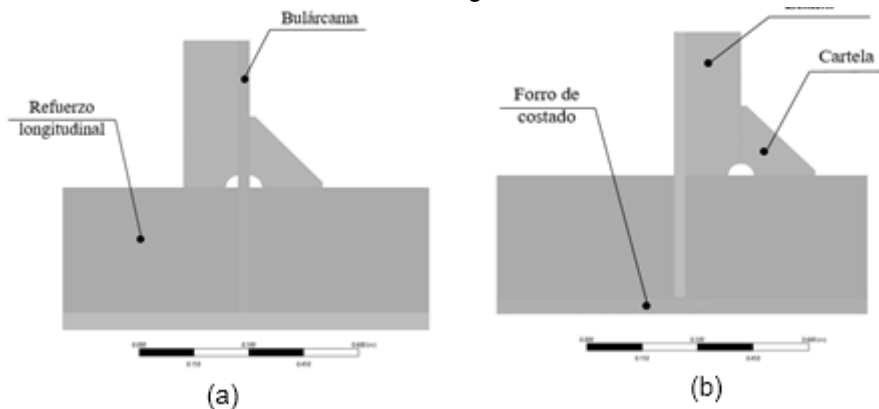


Fig. 4. (a) *Det3* y (b) *Det6*. Fuente: autores

La figura 5 muestra la evolución del valor del daño por fatiga en la longitudinal nº 1 (L1) bajo la modificación de la variable puntal, mientras que la Figura 6 representa el mismo caso bajo la consideración de la modificación de la variable manga.

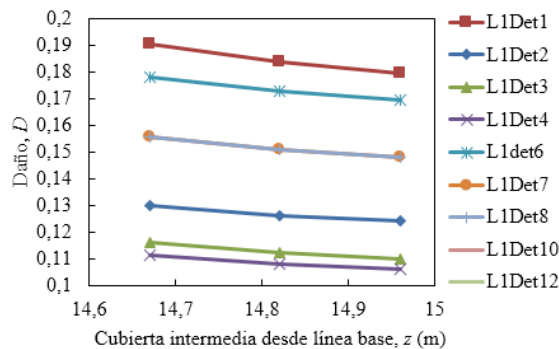


Fig. 5. Evolución del daño por fatiga para el longitudinal nº 1 (L1) bajo la modificación de los valores de punta de la cubierta intermedia y diferentes detalles estructurales. Fuente: autores

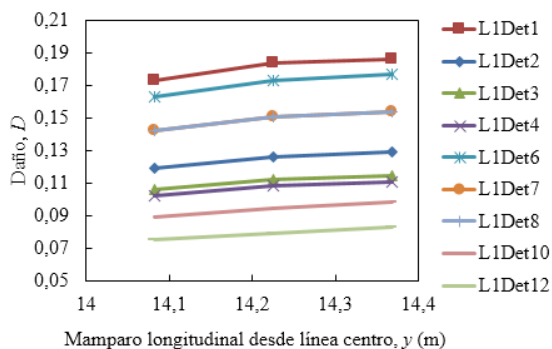
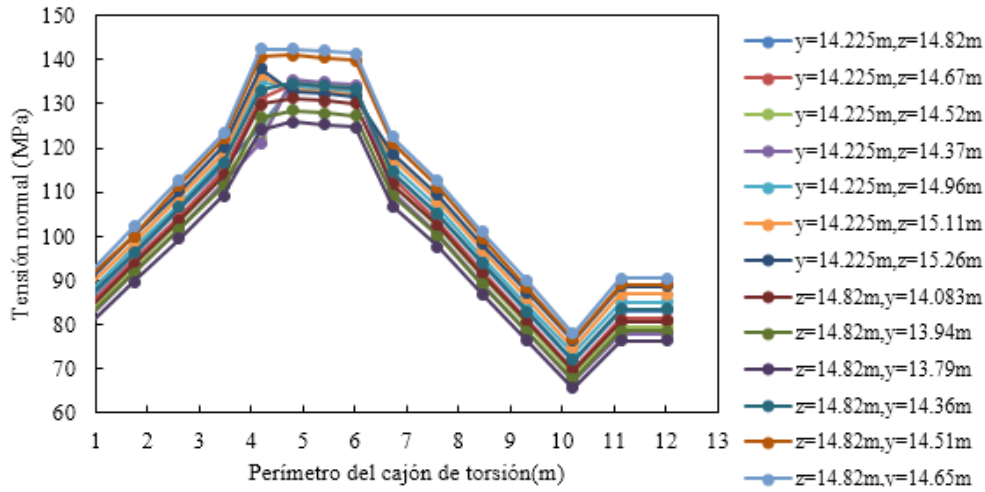


Fig. 6. Evolución del daño por fatiga para el longitudinal nº 1 (L1) bajo la modificación de los valores del mamparo longitudinal y los diferentes detalles estructurales. Fuente: autores

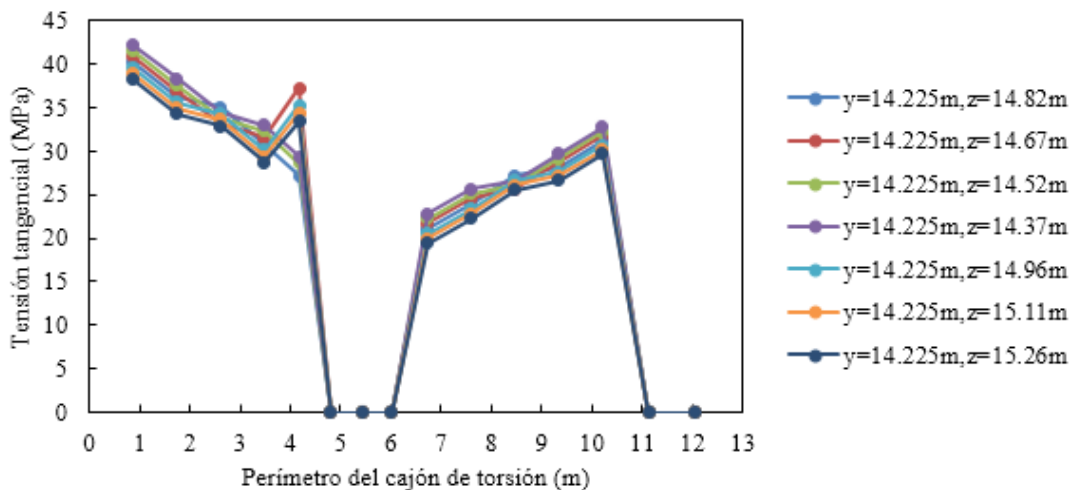
### 3.2. Tensiones globales del buque viga

La figura 7 muestra la evolución de las tensiones normales del buque viga inducidas por los momentos de torsión y flexión a lo largo del perímetro del cajón de torsión para cada una de las posibles combinaciones geométricas.



**Fig. 7.** Evolución de las tensiones normales del buque viga a lo largo del perímetro del cajón de torsión. Fuente: autores

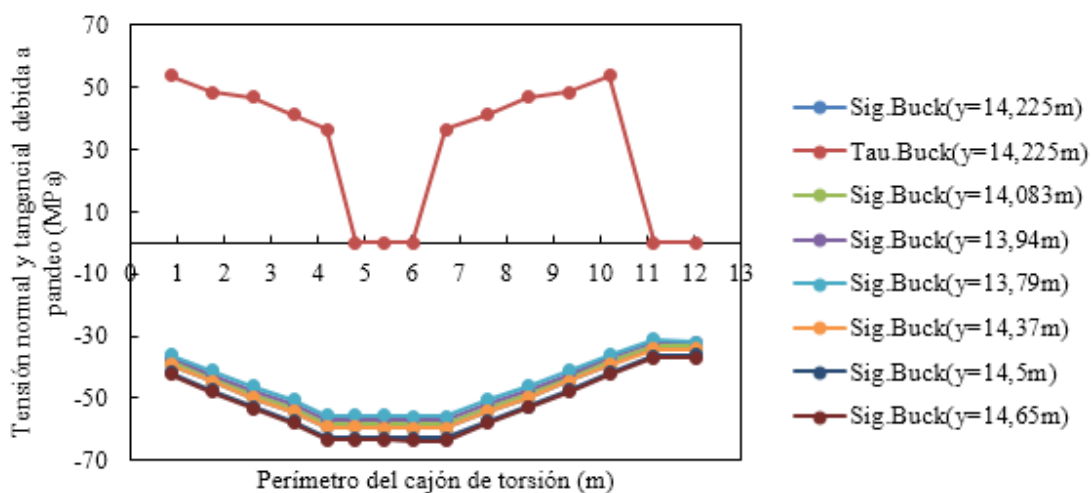
La figura 8 representa la evolución de los valores de las tensiones tangenciales del buque viga inducidas por los esfuerzos cortantes y el momento torsor a lo largo del perímetro del cajón de torsión para cada una de las posibles combinaciones geométricas.



**Fig. 8.** Evolución de las tensiones tangenciales del buque viga a lo largo del perímetro del cajón de torsión. Fuente: autores

### 3.3. Resistencia a pandeo

La figura 9 muestra la evolución del valor de la tensión crítica de pandeo (normal y cortante) a lo largo de cada una de las planchas elementales que componen el perímetro del cajón de torsión para modificaciones en el valor de la variable manga y un valor inicial de la variable puntal.



**Fig. 9.** Evolución de la tensión crítica de pandeo, normal (Sig. Buck) y tangencial (Tau. Buck), a lo largo del perímetro del cajón de torsión para los diferentes valores de la manga. Fuente: autores

Se observa una mejora de la vida a la fatiga a medida que aumenta la altura de la cubierta intermedia y se reduce el puntal del cajón de torsión, para todos los detalles estructurales y longitudinales calculados. En cuanto a la variable manga, se observa una disminución de la vida a la fatiga a medida que disminuye el doble casco. La modificación de la variable manga no afecta a la distribución de las tensiones tangenciales y el aumento de la variable puntal, traducido en términos de menor desplazamiento de la altura de la cubierta intermedia, se convierte en una disminución del valor de la tensión tangencial. Se observa una pequeña diferencia en el proceso de variación de la mejora (menor valor de la tensión tangencial) que en el empeoramiento (mayor valor de la tensión tangencial). La tensión tangencial crítica de pandeo permanece constante con la modificación de la variable de anchura y cambia su valor con la alteración de la variable de profundidad, mientras que la tensión normal crítica de pandeo sufre modificaciones en su valor con las modificaciones geométricas del cajón de torsión. En general, un aumento del valor de la manga da lugar a una disminución de la tensión normal, mientras que un aumento del puntal da lugar a un aumento tanto de la tensión tangencial como de la tensión normal (en valor absoluto).

## Conclusiones

En esta investigación, se han obtenido criterios de diseño estructural para un buque portacontenedores y se ha demostrado el grado de influencia de las características del cajón de torsión en la evaluación estructural global y local, a partir de la relación de comportamiento entre las variables geométricas, las tensiones a bordo y la evaluación de la resistencia a la fatiga de diferentes detalles estructurales situados en el forro del casco. Mediante diferentes comparaciones, se ha demostrado un mayor grado de influencia de la variable relativa a la manga frente a la variable del puntal en la reducción de las tensiones a bordo. Sin embargo, la modificación de la variable de la manga está asociada a un mayor coste en términos de construcción del buque, ya que valores elevados de la manga del cajón de torsión (y por tanto del doble casco) pueden afectar a la capacidad de carga del buque. Las mejoras derivadas de la variación del puntal del cajón de torsión son menores, pero más factibles desde el punto de vista técnico, ya que no afectan a la capacidad de carga del buque y tienen un impacto mínimo en la capacidad de lastre.

## Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo recibido por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de la Universidad Politécnica de Madrid.

## Referencias

1. Drozhzhyn, O. Containership traffic optimization on feeder shipping line. *Transp. Telecommun.* 2016;17(4): 314-317.
2. Paik JK, Lee DH, Noh SH, Park DK, Ringsberg JW. Full-scale collapse testing of a steel stiffened plate structure under cyclic axial-compressive loading. *Struct.* 2020;25:996-1009.
3. Yi MS, Lee DH, Lee HH, Paik JK. Direct measurements and numerical predictions of welding-induced initial deformations in a full-scale steel stiffened plate structure. *Thin-Walled Struct.* 2020;153:106786.
4. Wang Q, Wang C, Wu J, Wang D. Investigations on the torsional failure characteristics of the global hull girder with large deck openings. *Ocean Eng.* 2020;128:107007.
5. Paik JK, Thayamballi AK, Pedersen PT, Park YI. Ultimate strength of ship hulls under torsion. *Ocean Eng.* 2001;28(8):1097-1133.
6. Sun HH, Soares CG. An experimental study of ultimate torsional strength of a ship type hull girder with a large deck opening. *Mar Struct.* 2003;16(1):51-67.
7. Senjanovic I, Vladimir N, Tomic M. Investigation of torsion warping and distortion of large container ships. *Ocean Syst Eng.* 2011;1(1):73-93.
8. Silva Campillo A, Herreros Sierra MA, Suárez-Bermejo JC. Optimum weight of the torsion box in terms of fatigue life of an

- ultra large container ship. Trends in the Analysis and Design of Marine Structures. 2019;183-187.
9. Villavicencio R, Zhang S, Tong JA. Study of cross deck effects on warping stresses in large container ships. Analysis and Design of Marine Structures V. 2015;385-393.
  10. Hansen PF, Winterstein SR. Fatigue Damage in the Side Shells of Ships. Mar Struct. 1995; 8(6):631-655.
  11. Li Z, Ringsberg JW, Storhaug G. Time-domain fatigue assessment of ship side-shell structures. Int J Fatigue 2013;(55):276-290.
  12. Ringsberg JW, Li Z, Tesanovic A, Knifund C. Linear and nonlinear FE analyses of a container vessel in harsh sea state. Ships Offshore Struct. 2015;10(1):20-30.
  13. Fricke W, Lilienfeld Toal AV, Paetzold H. Fatigue strength investigations of welded details of stiffened plate structures in steel ships. Int J Fatigue. 2012;(34):17-26.
  14. Fricke W, Paetzold H. Full-scale fatigue tests of ship structures to validate the S-N approaches for fatigue strength assessment. Mar Struct. 2010;23(1):115-130.
  15. Tenenbaum J, Eisenberger M. Analytic solution for buckling of rectangular isotropic plates with internal points supports. Thin-Walled Struct. 2021; 163:107640
  16. Bureau Veritas. Rules NR467. Steel Ships Part B Hull and Stability, Chapter 5 Design Loads, In: Section 2 Hull Girder Load. Paris, Francia; 2021.
  17. Soadamara JM, Busse W, Wehner K. Data-Based Modelling of Ship propulsion for A 2500 TEU Feeder Container Ship. Int J Marine Eng Innovation and Research. 2020;5(4):198-205.
  18. Kim MH, Kim SM, Kim YN, Kim SG, Lee KE, Kim GR. A comparative study for the fatigue assessment of a ship structure by use of hot-spot stress and structural stress approaches. Ocean Eng. 2009;36(14):1067-1072.
  19. Niemi E. Stress Determination for Fatigue analysis of Welded Components. Cambridge, England: Woodhead Publishing; 1995.
  20. Im H, Vladimir N, Malenica S, Cho D. Hydroelastic response of 19000 TEU class ultra large container ship with novel mobile deckhouse for maximizing cargo capacity. Int J Nav Arch Ocean Eng. 2017;9(3):339-349.
  21. Tanny TT, Akter N, Amin OM. Finite element analysis of container ship's cargo hold using ANSYS and POSEIDON software. In: AIP Conference Proceedings; 2017. <https://doi.org/10.1063/1.5018530>
  22. .

#### Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

#### Contribución de los autores

**Arturo Silva Campillo.** <http://orcid.org/0000-0002-6128-7522>

Conceptualización de la investigación, redacción del trabajo, aplicación del software utilizado (Ansys y MARS2000) y establecimiento de la metodología de estudio. Participó en la revisión, aprobación y redacción del informe final.

**Juan Carlos Suárez Bermejo.** <http://orcid.org/0000-0001-7789-2164>

Validación de los resultados, revisión de la redacción del trabajo y edición final del mismo, búsqueda y revisión de la bibliografía utilizada. Participó en la revisión, aprobación y redacción del informe final..

**Miguel Ángel Herreros Sierra.** <http://orcid.org/0000-0002-9891-4104>

Supervisión continua y detallada de la metodología aplicada, organización de los resultados obtenidos. Participó en la revisión, aprobación y redacción del informe final.