



MEMORIA DE CÁLCULO

DEFENSA ECOFENDER MODELO 2300



Defensa Ecofender 2300. Elementos estructurales

1. Anclaje al muelle

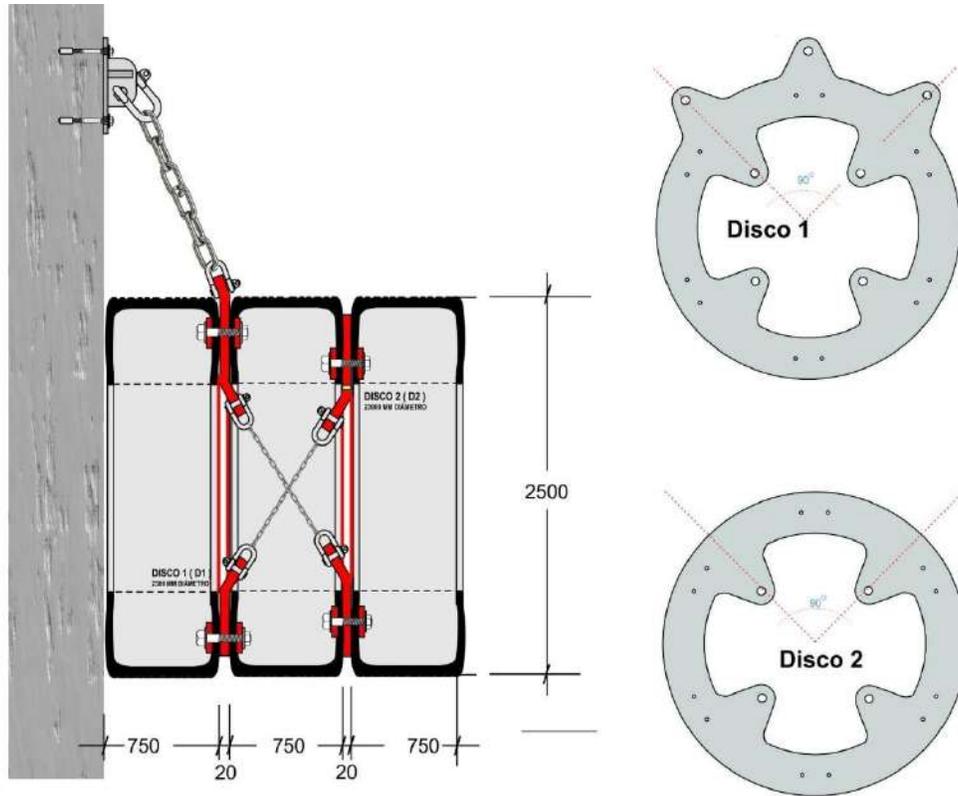


Figura 1

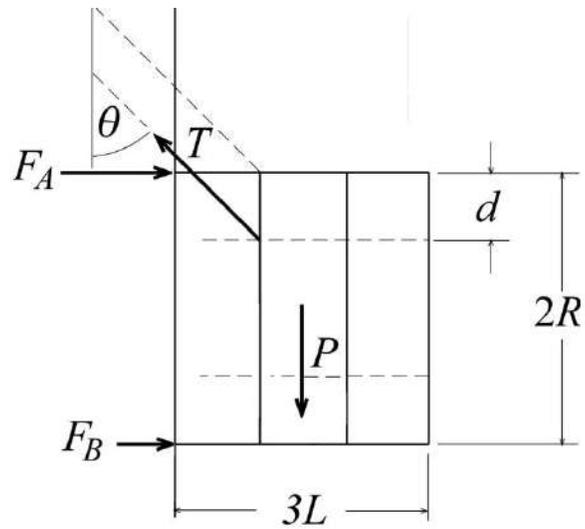


Figura 2

El atraque de una nave demanda fuerzas de reacción que pueden alcanzar varios cientos de kN por defensa (1 kN=1000 Newton), sin embargo estas fuerzas no son transmitidas a los elementos que fijan a las defensas Ecofender al muelle, sino sólo en casos que podrían calificarse como accidentes. Si la nave atraca aproximándose en forma perpendicular al muelle, presionando a la defensa y ésta al faldón con una fuerza ortogonal a la superficie de este último, la maniobra evidentemente no incrementa la tensión de las cadenas de sujeción. Si la nave experimenta un desplazamiento paralelo al faldón mientras presiona a la defensa, horizontal porque la velocidad inicial de la nave no es exactamente ortogonal al muelle, o por efecto de la elasticidad de las espías en una nave atracada, o vertical por causa de marejadas, las fuerzas en principio podrían transmitirse a los elementos de sujeción. Sin embargo, esto difícilmente puede ocurrir porque antes que la defensa llegue a resbalar sobre el concreto del faldón se produce el resbalamiento del costado de la nave sobre el otro extremo de la defensa. El coeficiente de roce entre el caucho y el acero del casco puede variar entre 0.6 y 0.85, con un valor más probable de 0.7. El coeficiente de roce del caucho de neumáticos sobre concreto ha sido muy estudiado por su importancia en vehículos, y todos los estudios entregan valores superiores a 0.9. Los valores más frecuentes ocurren entre 0.9 y 1.1, pero pueden llegar a 1.39 (D. Ammon, R. Gnadler, G. Mäckle, H. J. Unrau, ATZ Worldwide, vol. 106, No. 7–8, pp 34–38, 2004). (No es posible que el coeficiente de roce entre pares de superficies sólidas supere a la unidad, pero sí cuando intervienen elastómeros).

En conclusión, las fuerzas sobre las fijaciones de las defensas Ecofender son causadas fundamentalmente por el peso de ellas, y las fuerzas ejercidas por la nave no se transmiten a las fijaciones de las defensas en circunstancias normales.

Estabilidad mecánica del montaje

Cuando no está trabajando, la defensa cuelga de cadenas y se apoya sobre el faldón del muelle. Lo primero que se debe verificar es la estabilidad de la estructura bajo la acción de las fuerzas que ocurren en la situación de ocio. El problema de la Figura 1 es hiperestático, pues el anclaje central, representado por la cadena superior, y el sistema de anclaje lateral, representado por la cadena inferior, son ambos capaces de producir el equilibrio, cada uno por sí solo. La carga sobre uno y otro cuando actúan juntos depende del ajuste de las tensiones de las cadenas. Para dimensionar los elementos de anclaje conviene entonces suponer a cada uno de los sistemas de anclaje realizando la totalidad del trabajo.

La Figura 2 muestra las fuerzas que operan sobre el sistema en la condición de desocupación. Si $d = 0$ el esquema de la Figura 2 describe al anclaje central, si se supone un valor positivo para la distancia d entonces la Figura 2 representa al anclaje lateral.

En rigor, la fuerza que ejerce el faldón vertical del muelle sobre la defensa es una fuerza distribuida, sin embargo es posible (e ilustrativo) reemplazarla en el análisis por las dos

fuerzas localizadas F_A y F_B . La fuerza T puede representar a la tensión de la cadena central (poniendo $d = 0$) o a la fuerza resultante de las tensiones de las cadenas laterales (con $d > 0$).

Las ecuaciones de equilibrio llevan a

$$T = \frac{P}{\cos \theta}$$

$$F_A = \left[-\frac{L}{4R} + \left(1 - \frac{d}{2R} \right) \tan \theta \right] P$$

$$F_B = \left(\frac{L}{4R} + \frac{d}{2R} \tan \theta \right) P,$$

donde $d = 0$ describe al anclaje central actuando solo, y $d > 0$ corresponde al sistema de anclaje lateral actuando sin el central.

Las fuerzas F_A y F_B deben ser ambas no negativas, es decir deben tener el sentido indicado en la Figura 2, pues el faldón sólo puede presionar a la defensa en toda la extensión del contacto entre ambos elementos, y no tirar de ella. La fuerza F_B es siempre no negativa, y la condición para que F_A también lo sea es

$$\tan \theta > \frac{L}{2(2R - d)}.$$

Entonces, poniendo $L = 0.75$ m y $R = 1.25$ m, la situación es estable para $\theta > 8.5^\circ$ con $d = 0$, y $\theta > 16.7^\circ$ para el valor extremo $d = R$. En conclusión, la estabilidad del montaje de la defensa es asegurado para un valor muy pequeño del ángulo θ .

Peso de la defensa y tensiones en las cadenas de los anclajes

La masa de cada neumático se estima en $M_1 = 1200$ kg. El aro de cada disco de acero de 20 mm de espesor tiene 2.200 m de diámetro externo y 1.600 m de diámetro interior, por lo que la masa de cada aro, sin contar los elementos triangulares que posea, es $M_2 = 281$ kg (densidad $\rho = 7850$ kg/m³). La masa de cada elemento triangular de los discos de acero de espesor 0.020 m (de lados 0.040, 0.040 y 0.050 m) se estima en $M_3 = 12,3$ kg. La masa de la defensa completa es entonces

$$3M_1 + 2M_2 + 11M_3 = 4297 \text{ kg}.$$

En la práctica las defensas acumulan agua. Practicar agujeros de drenaje en las bandas de rodado es sumamente perjudicial. Un neumático de radio externo R_2 , aro R_1 y ancho L acumula una masa máxima de agua

$$M_4 = \rho L R_2^2 \left[\cos^{-1} \left(\frac{R_1}{R_2} \right) - \frac{R_1}{R_2} \sqrt{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2} \right],$$

donde $\rho = 1.025 \text{ ton/m}^3$ es la densidad del agua de mar. Considerando $R_2 = 1.15 \text{ m}$, $R_1 = 0.62 \text{ m}$ y $L = 0.75 \text{ m}$, resulta ser $M_4 = 556 \text{ kg}$. El peso de la defensa completa, con la masa $3 \times M_4$ de agua acumulada, entonces puede ser considerada como

$$P = 5965 \text{ kg-f} = 58.46 \text{ kN}.$$

(a) Anclaje central

El ángulo de la cadena respecto de la vertical es $\theta = 45^\circ$ y la tensión correspondiente vale

$$T = \frac{P}{\cos \theta} = 8436 \text{ kg-f} = 82.67 \text{ kN}.$$

(b) Anclaje lateral a 90°

La resultante de las tensiones en ambas cadenas en el plano inclinado en 45° respecto de la vertical es 8436 kg-f . Si la tensión en cada cadena se denota T' , la resultante es $T = 2T' \cos 45^\circ$ y

$$T' = 5965 \text{ kg-f}.$$

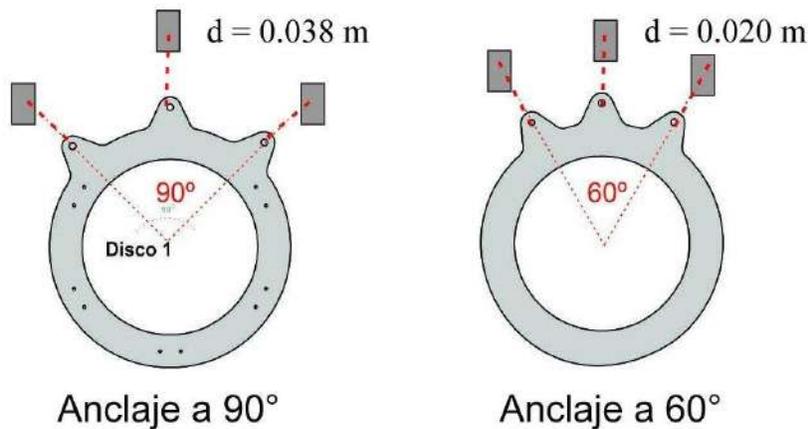


Figura 3

(c) Anclaje lateral a 60°

La resultante de las fuerzas de tensión T' de las dos cadenas satisface $T = 2T' \cos 30^\circ$ y luego

$$T' = 4870 \text{ kg-f.}$$

Dimensión de cadenas y pernos del anclaje

La situación de mayor exigencia ocurre cuando el anclaje central realiza todo el trabajo. La tensión de la cadena es en este caso $T = 8436 \text{ kg-f} = 82.67 \text{ kN}$. Considerando un factor de seguridad de 1.2, la cadena debe ser elegida entonces para resistir una carga de $10123 \text{ kg-f} = 99.21 \text{ kN}$.

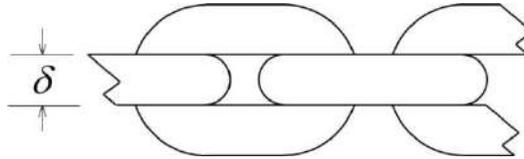


Figura 4

Alternativamente, si se considera que la tensión de fluencia σ_Y del acero de la cadena es la del acero A36 ($\sigma_Y = 250 \text{ MPa}$), debe ser

$$\sigma = \frac{T}{2\pi\delta^2/4} < \sigma_Y,$$

donde δ es el diámetro del material del eslabón. De esta relación resulta

$$\delta > \sqrt{\frac{2 \times 99210}{\pi \times 250 \times 10^6}} = 0.0159 \text{ m (diámetro material eslabón).}$$

El diámetro del material del eslabón debe ser entonces mayor que $1.6 \text{ cm} = 0.63''$. La cadena recomendada es la que lleva el número 3338 en la línea destacada de la lista parcialmente representada abajo, de cadenas de alta resistencia de grado 80 y norma ISO 3076.

75226	Metro / Metro / Tira: 100 mts	16mm	48mm	Terminación: Negra Carga de trabajo: 8.00 Ton. Carga de ruptura: 32.0 Ton. Certificación: Shenli Rigging Co. Peso: 5.63kg/mt	<input type="checkbox"/>
3338	Metro / Metro / Tira: 80 mts	19mm	56mm	Terminación: Pulida Carga de trabajo: 12.8Ton Carga de ruptura: 51.2Ton Peso: 8.7kg/mt	<input type="checkbox"/>
6899	Metro / Metro / Tira: 40 mts	19mm	56,1mm	Terminación: Negra Carga de trabajo: 11.3Ton Carga de ruptura: 46.5Ton Peso: 8.7kg/mt	<input type="checkbox"/>

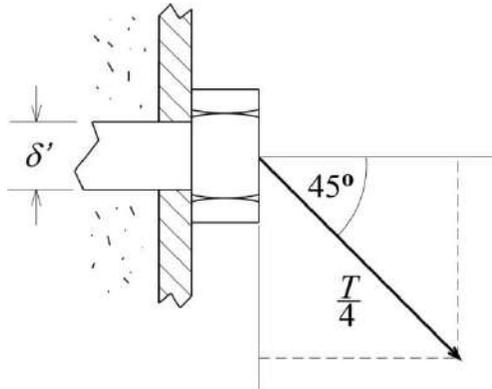


Figura 5

Las cadenas se fijan al faldón del muelle a través de una oreja soldada a una placa que se fija al concreto por medio de cuatro pernos de anclaje. Los pernos de la fijación de la cadena central, que es la que debe soportar un mayor esfuerzo cuando hace el trabajo principal, deben soportar esfuerzos inclinados en 45° respecto de sus ejes, como muestra la Figura 5. El perno es sometido a esfuerzos combinados normal σ y de cizalle τ . El esfuerzo normal resulta de la suma la fuerza debida al apriete del perno de anclaje con la componente normal $T \cos 45^\circ/4$ de la tensión de la cadena aplicada en cada uno de los cuatro pernos. El esfuerzo de cizalle es determinado sólo por la otra componente $T \sin 45^\circ/4$ de la fuerza ejercida por la cadena.

Para determinar la carga normal debido al apriete del perno se adopta el criterio de que la placa de acero debe mantener una moderada presión sobre la superficie de concreto cuando la cadena entra en acción con una tensión $T = 10123 \text{ kg-f} = 99.21 \text{ kN}$. Esto se asegura adoptando una carga un poco superior a $T \cos 45^\circ/4$ por efecto del apriete. De este modo la fuerza de la cadena sobre la placa casi equilibra a las fuerzas que hacen en sentido contrario las cabezas de los pernos sobre la placa. La diferencia de ambas fuerzas presiona el concreto sin producir una fuerza de roce máximo considerable, por lo que el resbalamiento de la placa sobre el concreto es impedida por los pernos. La carga normal ejercida sobre el perno es entonces $2T \sin 45^\circ$ y los esfuerzos son

$$\sigma = \frac{1}{4} \frac{2T \cos 45^\circ}{\pi \delta'^2/4}, \quad \tau = \frac{1}{4} \frac{T \sin 45^\circ}{\pi \delta'^2/4}.$$

El perno comenzará a deformarse cuando la semi-diferencia entre los dos esfuerzos principales supere al esfuerzo de fluencia (ver Anexo A). La condición de estabilidad mecánica del sistema es

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} < \frac{\sigma_Y}{2}.$$

Combinando estas ecuaciones y reemplazando $\sin 45^\circ = \cos 45^\circ = 1/\sqrt{2}$ resulta que el diámetro δ' del vástago de los pernos debe ser

$$\delta' > \sqrt{\frac{2T}{\pi\sigma_Y}}$$

Reemplazando la tensión 99.21 kN, que incluye al factor de seguridad, y considerando $\sigma_Y = 36 \text{ ksi} = 250 \text{ MPa}$, que corresponde a un perno de grado 2 (ver Anexo B), es decir de calidad modesta, se obtiene que

$$\delta' > 0.0159 \text{ m} = 1.6 \text{ cm} = 0.63'' \text{ (diámetro mínimo perno del faldón).}$$

Alternativamente, la elección del perno puede ser realizada exigiendo que soporte una carga normal mayor que

$$F = \frac{\pi\delta'^2}{4}\sigma_Y = 49.64 \text{ kN} = 5065 \text{ kg-f.}$$

En la práctica se utilizan pernos de anclaje de 3/4 x 8'', que corresponden a una medida muy sobredimensionada de acuerdo al cálculo anterior.

Grillete y oreja del anclaje

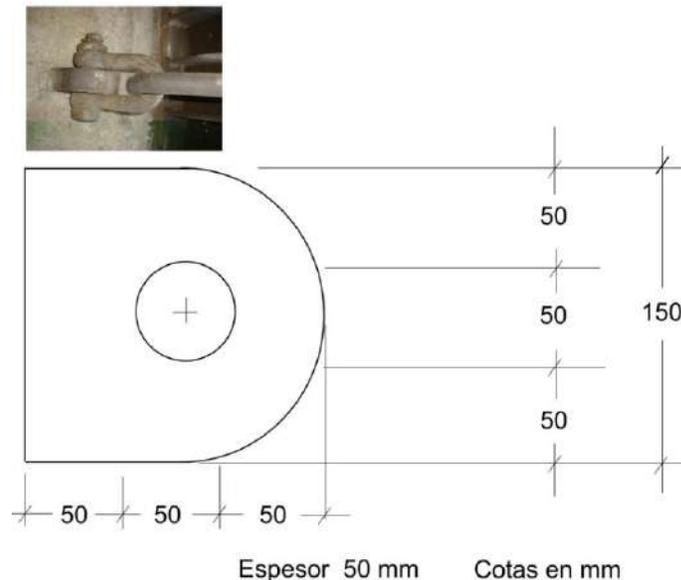


Figura 6

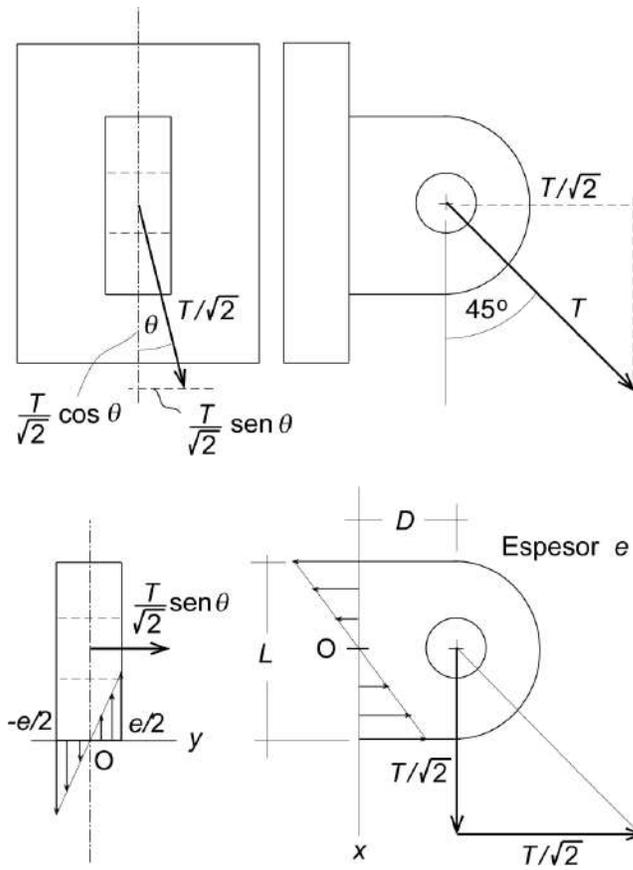


Figura 7

La Figura 6 muestra uno de los anclajes al faldón del muelle del que cuelga una defensa, junto con el grillete y parte de la cadena. Cada defensa es sostenida por tres de estos anclajes, uno directamente encima de ella y dos laterales. Éstos últimos están dispuestos de modo que la cadena correspondiente forma un ángulo de 30° (o 45°) con la vertical en la vista de elevación, y un ángulo de 45° en la vista lateral.

La Figura 7 indica los esfuerzos a que está sometido el anclaje cuando la cadena experimenta una tensión T . Se considera que la cadena puede tener una desviación angular θ respecto de la vertical en la vista de elevación. Para hacer los cálculos se hace la hipótesis que la base del elemento de anclaje experimenta una deformación elástica plana, de modo que los esfuerzos normales σ , proporcionales a las deformaciones unitarias en cada punto, siguen una ley de la forma

$$\sigma(x, y) = \frac{T}{\sqrt{2}Le} + \alpha x + \beta y, \quad -\frac{L}{2} \leq x \leq \frac{L}{2}, \quad -\frac{e}{2} \leq y \leq \frac{e}{2},$$

donde la notación es la de la Figura 7, α y β son constantes que deben ser determinadas por las condiciones de equilibrio. Igualando a cero las componentes según los ejes x e y del momento de las fuerzas se obtienen las ecuaciones

$$\int_{-e/2}^{e/2} \int_{-L/2}^{L/2} x \sigma(x, y) dx dy = \frac{T}{\sqrt{2}} D \cos \theta$$

$$\int_{-e/2}^{e/2} \int_{-L/2}^{L/2} y \sigma(x, y) dx dy = \frac{T}{\sqrt{2}} D \sen \theta .$$

Reemplazando la expresión de $\sigma(x, y)$ e integrando se llega a dos ecuaciones para los coeficientes α y β , las que dan como solución

$$\alpha = \frac{12 TD}{\sqrt{2} L^3 e} \cos \theta, \quad \beta = \frac{12 TD}{\sqrt{2} L e^3} \sen \theta .$$

Insertando esto en la expresión original de $\sigma(x, y)$ se obtiene que

$$\sigma(x, y) = \frac{T}{\sqrt{2} L e} + \frac{12 TD}{\sqrt{2} L e} \left(\frac{x}{L^2} \cos \theta + \frac{y}{e^2} \sen \theta \right), \quad -\frac{L}{2} \leq x \leq \frac{L}{2}, \quad -\frac{e}{2} \leq y \leq \frac{e}{2}.$$

Esta ecuación indica que los esfuerzos máximos ocurren en los puntos

$$(x, y) = \left(\pm \frac{L}{2}, \pm \frac{e}{2} \right),$$

luego

$$\sigma_{\text{Máximo}} = \frac{T}{\sqrt{2} L e} + \frac{6 TD}{\sqrt{2} L e} \left(\frac{1}{L} \cos \theta + \frac{1}{e} \sen \theta \right),$$

o bien

$$T = \frac{\sqrt{2} L e \sigma}{1 + \frac{6D}{L} \cos \theta + \frac{6D}{e} \sen \theta}.$$

Aquí $\sigma = \sigma_{\text{Máximo}}$ es el esfuerzo normal de tracción o compresión en cualquiera de los puntos críticos $(\pm L/2, \pm e/2)$ de la base del anclaje.

Sin embargo la base de la oreja del anclaje también soporta un esfuerzo de corte

$$\tau = \frac{T}{\sqrt{2} L e}$$

y la condición de que no se alcance la fluencia es

$$\frac{\sigma_Y}{2} > \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}.$$

Combinando estas ecuaciones, la condición de estabilidad mecánica se escribe

$$T < \frac{\sqrt{2}Le\sigma_Y}{2\sqrt{1 + \frac{1}{4}\left(1 + \frac{6D}{L}\cos\theta + \frac{6D}{e}\sin\theta\right)^2}}.$$

La Tabla 1 sigue de poner $L = 0.15$ m, $e = 0.05$ m, $D = 0.075$ m, y considerar que el material es acero A36. El acero A36 es conocido así porque $\sigma_Y = 36$ ksi = 250 MPa y un resumen de sus características se incluye en la figura anexa, incluida al final de esta sección.

Tabla 1

Tensiones límite de la cadena para evitar daño por esfuerzos normales en el anclaje.

θ°	T [kN] (deformación)
0	593
10	452
20	369
30	318
45	273.5

Esfuerzos en el grillete y su perno

La tensión T de la cadena se relaciona con los esfuerzos normales que experimentan los dos brazos del grillete y los del eslabón de la cadena, representados en la Figura 8 con cotas expresadas en milímetros, por

$$T = 2\pi \times 0.020^2 \times \sigma \quad (\text{grillete y cadena}),$$

donde T resulta en kN si σ se expresa en kPa. Para la carga T y el esfuerzo de corte τ en el perno del grillete vale

$$T = \pi \times 0.020^2 \times \tau \quad (\text{perno del grillete}).$$

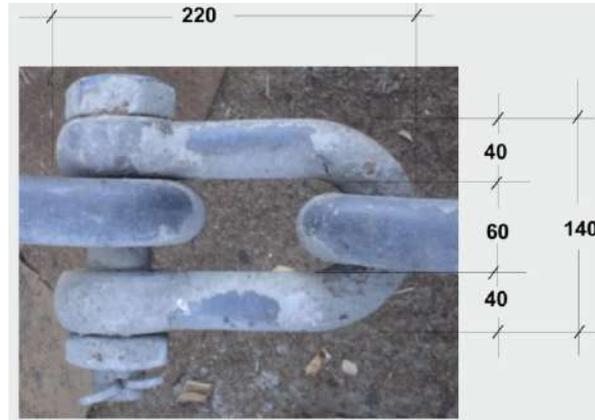


Figura 8

Reemplazando los valores críticos del acero A36 resultan las cargas máximas que toleran estos elementos, las que se indican en la Tabla 2.

Tabla 2

Tensiones límite de la cadena para evitar daño en grillete y su perno.

Pieza	T [kN] (deformación)
Grillete	628
Perno grillete	314

Deformación de la placa por carga transversal sobre el anclaje.

Con el fin de asegurar que la placa no experimenta deformación por la torsión que le ejerce el anclaje cuando es cargado transversalmente ($\theta \neq 0$), se calculará el radio local de curvatura ρ por deformación elástica de la placa en la base del anclaje.

El anclaje ejerce sobre la placa un momento $M = TD \text{ sen}\theta$ en torno del eje x , es decir, el eje que corre a lo largo de la dimensión mayor L del anclaje, en el sector en que ambos elementos se unen. De acuerdo a la ecuación de Euler–Bernoulli,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f''}{(1 + f')^{3/2}} = \frac{M(y)}{EI},$$

donde ρ es el radio de curvatura local de una placa o viga que se extiende a lo largo del eje y , $f(y)$ es la deflexión en cada punto y , $M(y)$ es el momento flector en el punto, E es el módulo de Young e I el momento de inercia en torno del centro de masas de la sección transversal. De acuerdo a esto,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{12TD \text{ sen}\theta}{ELd^3},$$

donde $d = 1.25'' = 0.0318 \text{ m}$ representa al espesor de la placa. Reemplazando el valor $E = 200 \text{ GPa}$ del acero A36, y suponiendo que $T \text{ sen}\theta = 200 \text{ kN}$, que es un valor muy grande para lo que pudiera esperarse en la realidad, se obtiene de la ecuación que

$$\rho = 20.8 \text{ m} .$$

El radio de curvatura es entonces muy grande, lo que indica que la placa de espesor 1.25'' se conserva prácticamente plana en la base del anclaje, y la deformación elástica es despreciable.

Acero A36

PLANCHAS DE ACERO ESTRUCTURAL

ASTMA36
 Estado de Suministro: Laminado
 Tolerancia: ASTM A6

Características
 Acero estructural de buena soldabilidad, adecuado para la fabricación de vigas soldadas para edificios, estructuras remachadas, y atomilladas, bases de columnas, piezas para puentes y depósitos de combustibles.

Aplicaciones
 Construcción de puentes, estanques, estructuras para industrias, edificios, torres y aplicaciones estructurales en general.

Composición Química (Valores típicos)

% C	% Mn	% Si	% P	% S
≤ 0,26	0,80 - 1,20	≤ 0,40	≤ 0,04	≤ 0,05

Propiedades Mecánicas

Esfuerzo Fluencia		Esfuerzo Tracción		Elongación
(Kg / mm ²)	MPa	(Kg / mm ²)	MPa	%
25,5 (min.)	250 (min.)	40,8 (min.)	400 (min.)	20 (min.)

Mínimo Radio Interior de Plegado en Frio ()**

Espesor E (mm.)		
Hasta 20 mm. (incl.)	Sobre 20 mm. hasta 25 mm. (incl.)	Sobre 25 mm. hasta 50 mm. (incl.)
1,5 X E	1,5 X E	1,5 X E




Protección contra corrosión de todos los elementos metálicos

Galvanizado en caliente. El revestimiento de protección es un galvanizado del tipo G90, que corresponde a un baño de 3.5 micras de espesor en toda el área de las piezas. Este grado de protección es el adecuado para ambientes agresivos (como el costero), según recomendación de los códigos estadounidenses.

2. Cálculo de los elementos de unión interiores

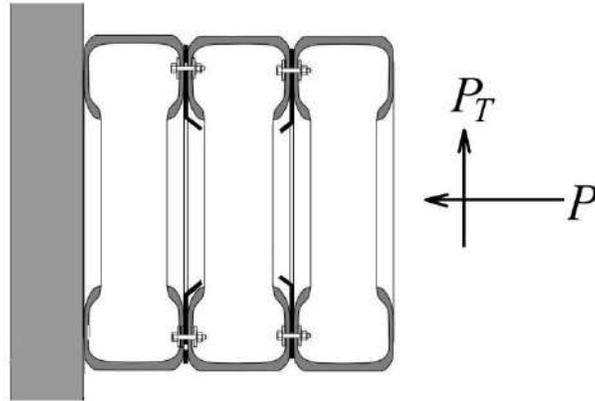


Figura 9

Las fuerzas normales, perpendiculares al muelle, no producen mayores esfuerzos sobre los elementos que unen a los neumáticos. La fuerza transversal P_T es la que hace trabajar a los elementos metálicos. P_T se distribuye equitativamente en las 12 piezas con forma de riñón y los 12 pernos correspondientes.

Se considera la situación extrema en que la defensa está en su compresión máxima, ejerciendo la mayor reacción normal P , y la nave se desplaza paralelamente al faldón hasta que el casco resbala sobre la superficie de caucho de la defensa. Se tiene entonces que

$$P_T = \mu P,$$

donde P es la fuerza máxima que se permite a la defensa ejercer sobre la plancha del casco. Consideramos aquí una nave de diseño del tamaño máximo establecido por la norma **Panamax**. De acuerdo al informe de 2002 de PIANC, una de cuyas tablas se reproduce al final de este párrafo, la presión sobre el casco de tales naves que se recomienda adoptar como máxima es 300 kN/m^2 . Como el área que presenta la defensa Ecofender 2300 es 4.9 m^2 , la fuerza máxima que se permite aplicar al casco por una única defensa es

$$P = 300 \text{ kN/m}^2 \times 4.9 \text{ m}^2 = 1470 \text{ kN}.$$

Considerando ahora $\mu = 0.7$,

$$P_T = 1029 \text{ kN} (= 105.0 \text{ ton-f}).$$

Table 4.4.1. Hull Pressure Guide	
Type of vessel	Hull Pressure kN/m ²
Container vessels 1st and 2nd generation	<400
3rd generation (Panamax)	<300
4th generation	<250
5th and 6th generation (Superpost Panamax)	<200
General cargo vessels	
≤/ < 20.000 DWT	400-700
> 20.000 DWT 40	<400
Oil tankers	
≤/ < 60.000 DWT	<300
> 60.000 DWT	<350
VLCC	150-200
Gas carriers (LNG /LPG)	<200
Bulk carriers	<200
SWATH	}
RO-RO vessels	} these vessels are usually belted
Passenger Vessels	}

Pernos de las uniones entre neumáticos

El acoplamiento no es perfectamente rígido pues las tres placas de acero, el disco central y las dos piezas con forma de riñón, tienen entremedio placas de caucho, que son las que ejercen la fuerza, como muestra la figura 10.

Los elementos de caucho no ejercen fuerzas sobre el perno, sino sobre el disco del centro y las dos piezas con forma de riñón. El roce entre las superficies de los elementos de acero y de caucho es lo que soporta la fuerza, y la distribuye de modo de aliviar el esfuerzo sobre el caucho. La fuerza que hacen los pernos sobre las superficies de caucho por el sólo apriete de ellos debe ser comparable a P_T , para producir una fuerza de roce que no sea superada en la situación de mayor exigencia. Cada perno entonces soporta un esfuerzo normal permanente σ y un esfuerzo de corte τ_1 cuando la defensa es sometida a esfuerzo de cizalle.

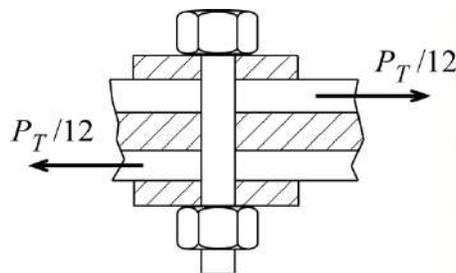


Figura 10

El apriete del perno es tal que en la situación crítica se espera que ambos esfuerzos sean de magnitud similar. Se tiene entonces una situación de esfuerzos normal y de corte combinados con

$$\sigma = \tau_1 = \frac{P_T/12}{\pi d_1^2/4}.$$

Para que no ocurra deformación plástica en los pernos debe ser

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau_1^2} < \frac{\sigma_Y}{2}.$$

Combinando las ecuaciones resulta

$$d_1 > \sqrt{\sqrt{\frac{5}{2}} \frac{P_T}{3\pi\sigma_Y}}.$$

Los pernos de acero disponibles en el mercado se clasifican en diferentes grados atendiendo al valor de la tensión de fluencia σ_Y del material de que están hechos. En los pernos de hilo milimétrico el grado del perno se identifica por un número en la cabeza, que indica aproximadamente la tensión de ruptura del acero. En la norma en pulgadas el grado se indica líneas radiales practicadas en la superficie de la cabeza.

El Anexo B muestra una tabla de los grados de pernos con sus características mecánicas. Se comprueba que el acero más débil utilizado en pernos (pernos grado 2) tiene un valor efectivo de la tensión de fluencia cercano a $\sigma_Y = 33 \text{ ksi} = 228 \text{ MPa}$, es decir tiene una resistencia cercana a la del acero A36. Pernos de mayor calidad (grado 8.2 o clase 12.9) llegan a tener esfuerzos de fluencia de más de 3 o 4 veces el de los pernos de clase o grado más bajo.

Para considerar el caso menos favorable, se reemplaza en la ecuación de arriba el modesto valor $\sigma_Y = 250 \text{ MPa}$ (referencia acero A36). Se obtiene que el diámetro d_1 del perno debe ser tal que

$$d_1 > 0.0263 \text{ m} \quad (\text{diámetro mínimo de pernos de acople grado 2 SAE}).$$

Los pernos de 1" ($d_1 = 0.0254 \text{ m}$) que considera el diseño de la defensa Ecofender 2300 estarían entonces ligeramente sub-dimensionados si se emplea los pernos de más baja calidad. No obstante, pernos corrientes más razonables, de grado 5 SAE, tienen una tensión de fluencia mínima probada de 510 – 586 MPa (74 – 85 ksi), lo que da para el diámetro del perno

$$d_1 > 0.0172 - 0.0184 \text{ m} \quad (\text{pernos de acople grado 5 SAE}).$$

Pernos de 1" de esta clase proveen un factor de seguridad de al menos 1.38.

Torque apriete de los pernos:

Diámetro nominal Pulgadas	Pretensión Mínima kips	
	ASTM A325	ASTM A490
1/2	11	56
5/8	19	24
3/4	28	35
7/8	39	49
1	51	64
1 1/8	56	80
1 1/4	71	102
1 3/8	85	121
1 1/2	103	148

Deformación y flecha de las piezas en forma de riñón

Las piezas en forma de riñón son asimilables a placas de forma rectangular (Figura 11). El caucho opone una distribución uniforme de fuerzas. Esto da una aproximación mejor cuanto más uniforme sea la deformación de la placa, es decir, cuanto menor sea la flecha. Se quiere dimensionar de modo que ésta sea pequeña, por lo que el procedimiento es adecuado al fin.

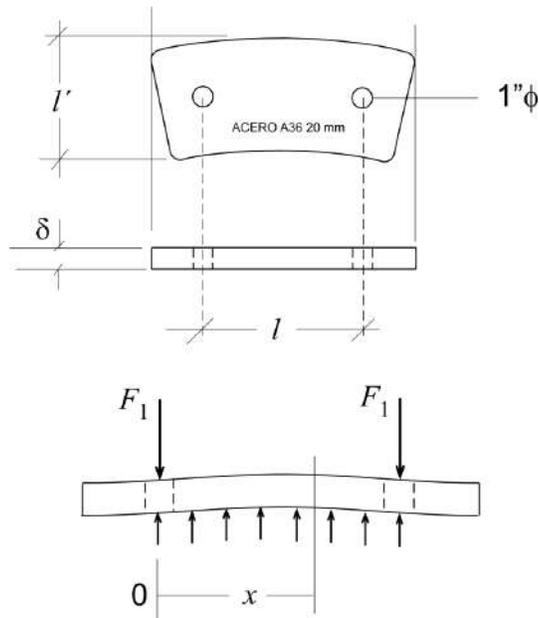


Figura 11

Ecuación de Euler–Bernoulli:

$$\frac{y''}{(1 + y'^2)^{3/2}} = \frac{M(x)}{EI},$$

donde $M(x)$ momento flector en el punto x , e $y(x)$ es la deflexión correspondiente, E es el módulo de Young del acero y δ es el espesor de la placa.

Puesto que $y' \ll 1$ es posible escribir

$$y'' = \frac{M(x)}{EI},$$

y reemplazando $M(x)$

$$EIy'' = -F_1x + \int_0^x (x - x') \frac{2F_1}{l'} l' dx' = -F_1x + \frac{F_1}{l} x^2.$$

Integrando dos veces con las condiciones

$$y'\left(\frac{l}{2}\right) = 0, \quad y(0) = 0,$$

$$y(x) = \frac{F_1}{6EI} \left(-x^3 + \frac{x^4}{2l} + \frac{l^2}{2} x \right), \quad \text{con} \quad I = \frac{\delta^3 l'}{12},$$

y la flecha $y(l/2)$ resulta ser

$$y\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{5F_1 l^3}{16E \delta^3 l'}.$$

Sustituyendo $l = 190$ mm, $l' = 150$ mm, $\delta = 20$ mm, $F_1 = \frac{1029 \text{ kN}}{12} = 85.8$ kN, $E = 2.0 \times 10^{11}$ Pa (acero A36), resulta

$$y\left(\frac{l}{2}\right) = 0.766 \text{ mm} \quad (\text{flecha de la placa}).$$

Luego el espesor de 20 mm de la pieza con forma de riñón es correcto. No hay deformación importante aún cuando se supone un apriete considerable de los pernos.

Cadenas interiores de riostra

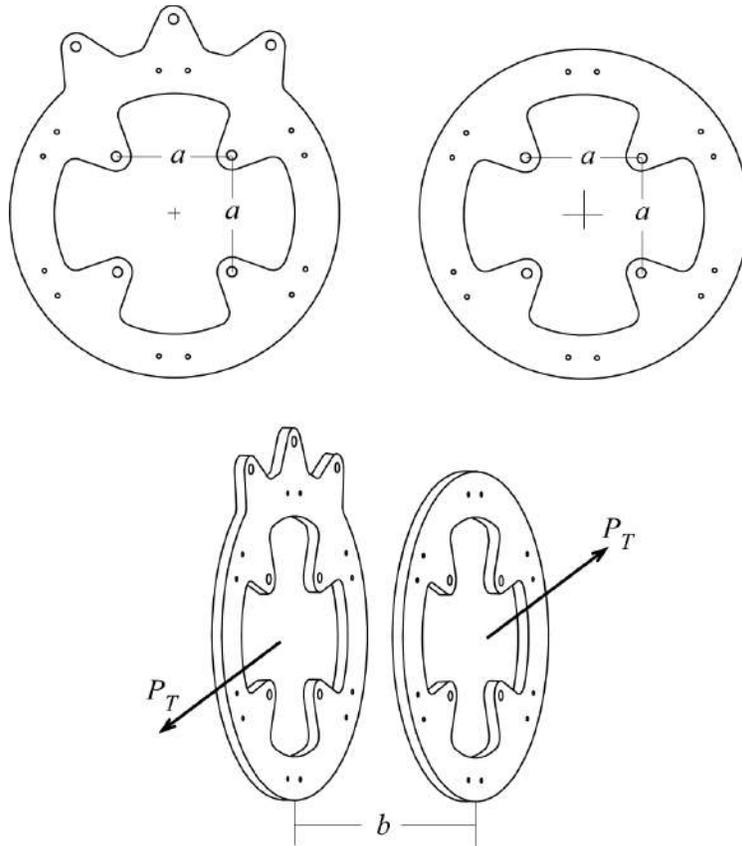


Figura 12. $a = 778$ mm, $b = 750$ mm

T es la tensión en cada cadena, T' es la magnitud de la suma vectorial de las tensiones. Las dos cadenas forman un ángulo 2ϕ en el plano que definen. La geometría es la de las figuras 12 y 13, las cadenas siguen las diagonales del paralelepípedo.

De la geometría de las fuerzas (Figura 13) resulta

$$T' = \frac{P_T}{\cos \theta} \quad \cos \theta = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

$$\frac{1}{2}T' = T \cos \phi$$

$$T = \frac{P_T}{2 \cos \phi \cos \theta}$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \frac{a^2}{2a^2 + b^2}} = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2a^2 + b^2}}$$

$$\cos \theta \cos \phi = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2a^2 + b^2}} = \frac{a}{\sqrt{2a^2 + b^2}}$$

y la tensión en cada cadena es

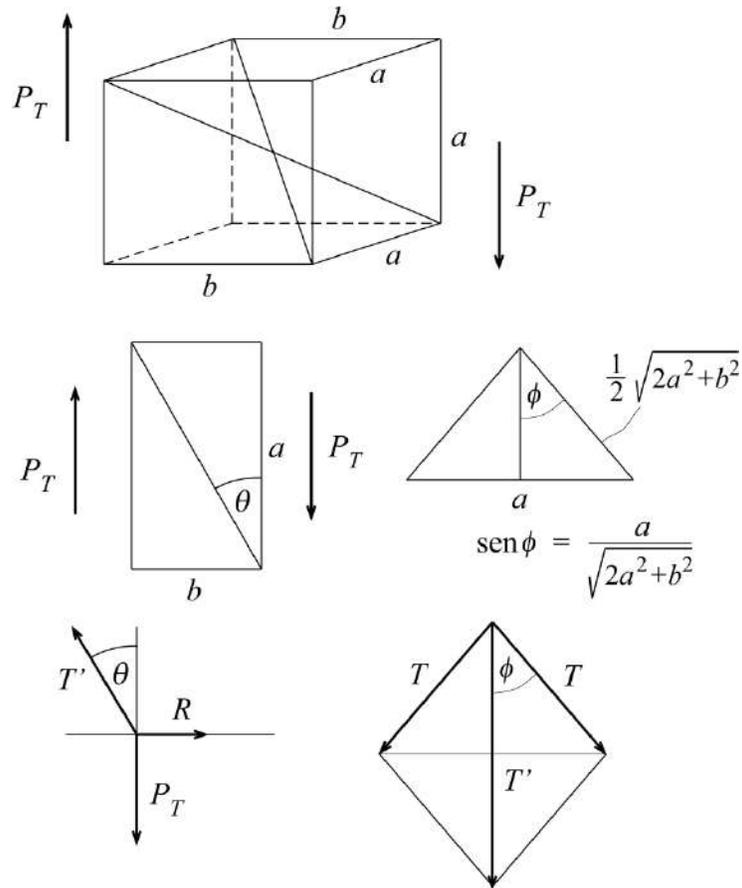


Figura 13

$$T = \frac{\sqrt{2a^2 + b^2}}{2a} P_T.$$

Reemplazando valores resulta

$$T = 881 \text{ kN} = 89.9 \text{ ton-f.}$$

La carga de ruptura de la cadena considerada en el diseño es $T_{\text{máx}} = 46.5 \text{ ton-f} = 456 \text{ kN}$, según especificación del fabricante.

De acuerdo a esto, las cadenas interiores deberían fallar para un valor $P_T = 1029$ kN de la fuerza transversal. Esta fuerza considera la exigencia máxima que puede ejercerse sobre la defensa. Calculemos el valor de P_T al cual se produce la ruptura:

$$P_T(\text{máx.}) = \frac{2a}{\sqrt{2a^2 + b^2}} T_{\text{máx.}}$$

Sustituyendo el valor especificado $T_{\text{máx.}} = 456$ kN se tiene que

$$P_T(\text{máx.}) = 533 \text{ kN.}$$

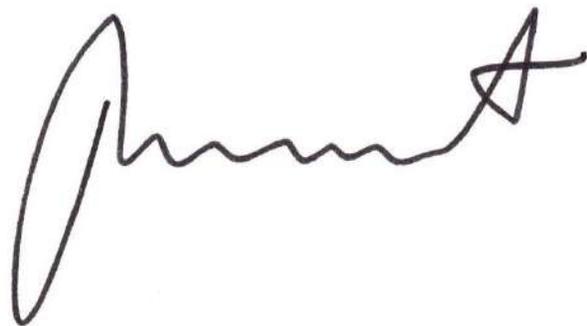
Las cadenas interiores constituyen una alerta para carga transversal excesiva. La fuerza $P_T = 1029$ kN , que es una condición extrema, supone que la nave presiona a una única defensa (defensa crítica) hasta el máximo, mientras se desplaza paralelamente al muelle resbalando sobre la defensa, con un coeficiente de roce de 0.7.

Grillete de riostra

De acuerdo al diseño de la defensa Ecofender 2300, los grilletes de riostra tienen una carga de ruptura superior a la cadena de riostra.

Discos

Los discos trabajan frontalmente a la compresión. Los puntos críticos están en las orejas. Las orejas de anclaje deben soportar básicamente el peso de la defensa (5.9 toneladas con agua acumulada), lo que constituye una carga reducida Ver la discusión relativa a los anclajes. Los puntos más críticos están en las orejas de riostra. El espesor del disco y la dimensión de la oreja de riostra aseguran que resiste una carga superior a la del grillete y de la cadena de riostra.



Dr. Miguel Lagos Infante
Profesor
Facultad de Ingeniería
Universidad de Talca

Anexo A

Criterio de falla

El criterio para determinar la carga a la cual el material sometido a un campo de esfuerzos cede y comienza a deformarse plásticamente, o inicia la fractura, es sencillo en un régimen bidimensional. Combinando las ecuaciones de los esfuerzos normales en direcciones de los ejes x e y ,

$$\sigma_x = \sigma_1 \cos^2 \theta + \sigma_2 \sin^2 \theta ,$$

$$\sigma_y = \sigma_1 \sin^2 \theta + \sigma_2 \cos^2 \theta ,$$

y el correspondiente esfuerzo de corte

$$\tau_{xy} = (-\sigma_1 + \sigma_2) \sin \theta \cos \theta ,$$

en función de los esfuerzos σ_1 y σ_2 en las direcciones principales 1 y 2, y el ángulo θ que forma el eje x con la dirección principal 1, se comprueba la invariancia de las magnitudes

$$p = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$$

y

$$k = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} .$$

El primer invariante es la presión hidrostática, y el significado del segundo se verá a continuación.

Es inmediato comprobar que

$$\frac{d\sigma_x}{d\theta} = -\frac{d\sigma_y}{d\theta} = \tau_{xy} ,$$

lo que indica que los esfuerzos normales σ_x y σ_y toman valores extremos en las direcciones principales, en las que el esfuerzo de corte es nulo. Para fijar ideas pongamos

$$\sigma_{\max} = \sigma_1, \quad \sigma_{\min} = \sigma_2 .$$

Es evidente que la condición crítica para la estabilidad mecánica del material se relaciona directamente con la tensión máxima σ_1 . Sin embargo, para escribir la condición crítica es preciso recordar que una presión hidrostática isotrópica no puede producir flujo de material. La deformación entonces ocurre cuando la desviación del esfuerzo normal respecto de la presión hidrostática, en la dirección en que el primero es máximo, sobrepasa un límite que impone la naturaleza del material. La condición para que el medio no fluya es entonces

$$\sigma_1 - p < \sigma_Y - \frac{\sigma_Y + 0}{2} = \frac{\sigma_Y}{2},$$

donde σ_Y es el esfuerzo de fluencia del material en condición de tensión uniaxial. En el lado izquierdo de la desigualdad se ha restado la presión hidrostática del material sometido a esfuerzo es uniaxial. Por la definición de p ,

$$\sigma_1 - p = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

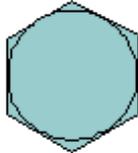
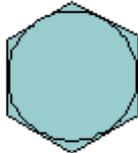
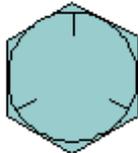
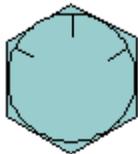
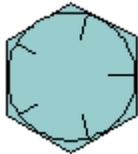
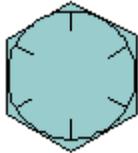
es justamente el invariante k , lo que demuestra que la condición de estabilidad mecánica del material, escrita para un sistema de ejes arbitrario

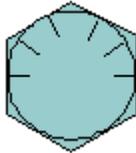
$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} < \frac{\sigma_Y}{2},$$

es independiente del sistema de coordenadas que se adopte.

Anexo B
Grado SAE de pernos, hilos grueso y milimétrico

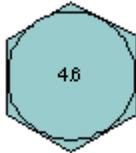
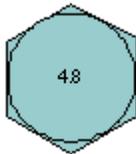
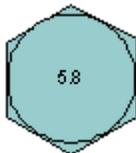
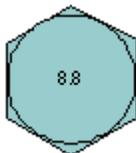
Hilo grueso, norma USA

SAE Grade	Head Marking	Size Range (in)	Minimum Proof Strength (ksi)	Minimum Tensile Strength (ksi)	Material
1		1/4 - 1 1/2			Low - medium carbon steel
2		1/4 - 3/4 7/8 - 1 1/2	55 33	74 60	Low - medium carbon steel
5		1/4 - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	Medium carbon steel, Q & T
5.2		1/4 - 1	85	120	Low carbon martensite steel, Q & T
7		1/4 - 1 1/2	105	133	Medium carbon alloy steel, Q & T
8		1/4 - 1 1/2	120	150	Medium carbon alloy steel, Q & T

SAE Grade	Head Marking	Size Range (in)	Minimum Proof Strength (ksi)	Minimum Tensile Strength (ksi)	Material
8.2		1/4 - 1	120	150	Low carbon martensite steel, Q & T

$$1 \text{ ksi (1000 lb/in}^2\text{)} = 6.8948 \text{ MPa (10}^6\text{N/m}^2\text{)}$$

Hilo fino o milimétrico

Class	Head Marking	Size Range (mm)	Minimum Proof Strength (10^6 Pa)	Minimum Tensile Strength (10^6 Pa)	Material
4.6		M5 - M36	225	400	Low or medium carbon steel
4.8		M1.6 - M16	310	420	Low or medium carbon steel
5.8		M5 - M24	380	520	Low or medium carbon steel
8.8		M16 - M36	600	830	Medium carbon steel, Q & T



CÁLCULO ENERGÍA DE ATRAQUE

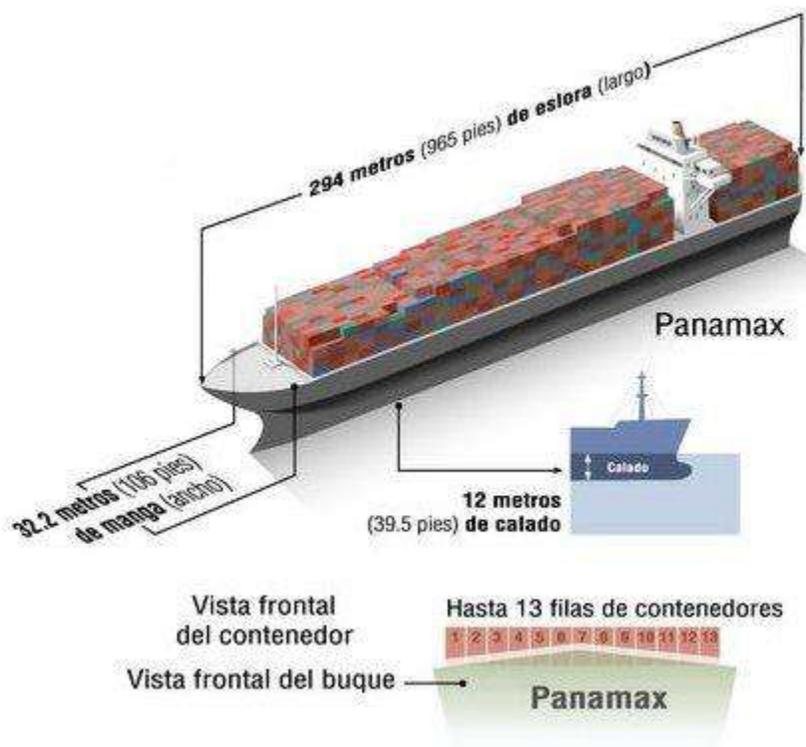
DEFENSA ECOFENDER MODELO 2300



Cálculo energía de atraque

Nave de diseño Panamax de tamaño máximo

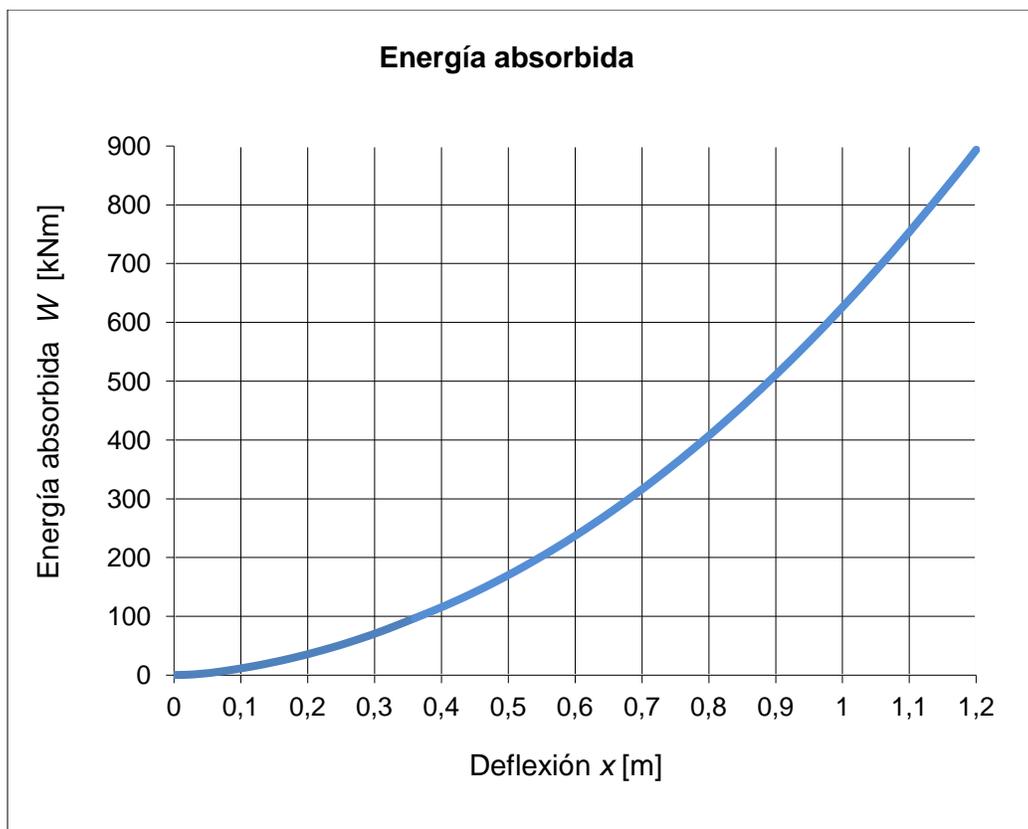
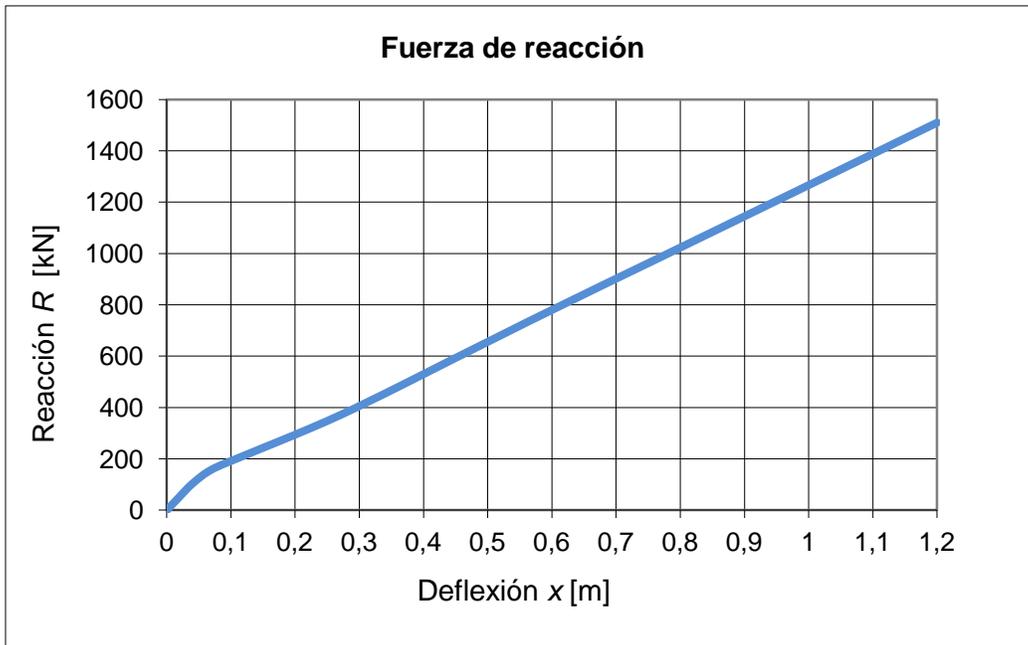
Tipo y capacidad	Porta contenedores hasta 5000 TEU
Eslora (L)	294 m
Manga (B)	32.2 m
Calado (D)	12.0 m
Desplazamiento (M)	75690 ton
Coefficiente de bloque (C_B)	0.65
Presión máxima que tolera el casco	300 kN/m ²



Defensas portuarias

IDIEM - Informe de ensayo No 795525 - 13/12/2012			
Ecofender 2300 - 3 neumáticos			
	Compresión x [m]	Carga P [kN]	Energía almacenada W [kJ]
	0	0	0
	0,0189	50	0,474
	0,0402	104	2,112
	0,0696	158	5,964
	0,1188	211	15,042
	0,1716	265	27,609
	0,2235	319	42,762
	0,2715	372	59,346
	0,3165	426	77,31
	0,3603	480	97,143
Extrapolaciones:	0,567	739,7	215,76
	0,762	976,8	371,31
	0,79	1010,9	397,7
	0,81	1035,2	417,1
	0,85	1083,9	447,2
	0,9	1144,7	510,7
	0,95	1205,5	566,9
	1	1266,3	626,2
	1,05	1327,2	688,5
	1,1	1388,0	753,9
	1,167	1469,5	846,2
	1,2	1509,6	893,7

..... Situación correspondiente a una presión de 300 kN/m² sobre el casco.



PLANTILLA DE CÁLCULO DEFENSAS DE MUELLE

DATOS

Nave

Rapidez inicial	$v_0 = 0,103$	m/s	(0,2 nudos)
Desplazamiento	$M = 75700$	ton	
Eslora	$L = 294$	m	
Manga	$B = 32,2$	m	
Calado	$D = 12$	m	
Eslora apoyo	$L' = 100$	m	

Defensas

Absorción energía defensa	$W = 846$	kN m	
para reacción máxima	$R = 1470$	kN	

Área defensa	$\Omega = 4,9$	m^2	
Máxima deflexión	$x_M = 1,17$	m	

CÁLCULOS

Parámetros auxiliares:

Coef. bloque	$C_b =$	0,650		
Radio giro	$K =$	68,65	m	(Fórmula PIANC)

Coefficientes:

Coef. de excentricidad	$C_e =$	0,466		(Fórmula PIANC)
Coef. masa virtual	$C_m =$	1,900		(Fórmula Hueda)
Coef. efecto cojín	$C_c =$	1		
Coef. elasticidad	$C_s =$	1		

Energías:

Energía cinética nave	$E = (1/2)Mv_0^2 =$	401,6	kN m	
Atraque no paralelo	$E' = C_e C_m C_c C_s E =$	355,6	kN m	
Atraque paralelo	$E'' = C_m C_c C_s E =$	763,1	kN m	

CONCLUSIONES

Presión de defensa crítica en casco		$R/\Omega =$	300,0	kN/m^2
Exceso energía sobre defensa crítica		$(E' - W)/W$	-58,0	%
Número mínimo de defensas		$n =$	1,0	defensas
Distancia segura entre defensas	Si	$d \leq$	11,13	m se espera

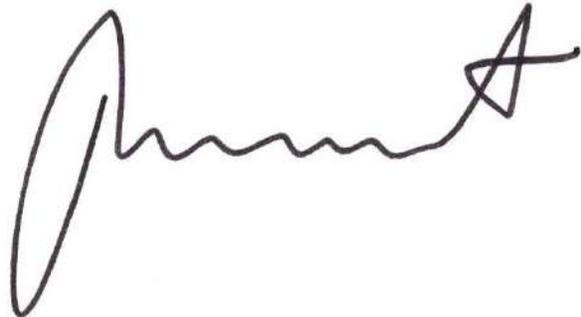
que una segunda defensa intervenga antes que la máxima deflexión de la primera sea alcanzada.

Cuando la presión sobre el casco alcanza los 300 kN/m^2 la defensa crítica, es decir la que primero toma contacto con la nave, detiene al punto sobre el que actúa y hace rotar a la nave para alinearla con la línea de defensas, conserva una reserva de energía de 58% cuando ha cumplido su función.

Atraque en condiciones anormales

PIANC recomienda considerar un coeficiente con valor entre 1,1 y 2,0 para incluir la probabilidad de que el atraque ocurra de modo que las condiciones de la maniobra estén fuera de los rangos supuestos como normales en los cálculos, y que incluya los costos de un posible accidente cuando éstos revisten un carácter especial, por ejemplo, cuando se opera con cargas inflamables, explosivos o contaminantes.

En nuestro caso un coeficiente tan grande como el máximo recomendado (2) da una energía de atraque menor que la que la defensa Ecofender 2300 puede absorber sin sobrepasar la presión de 300 kN/m^2 sobre el casco.



Dr. Miguel Lagos Infante
Profesor
Facultad de Ingeniería
Universidad de Talca