



Proyecto Fin de Carrera

Cálculo de válvula de compuerta de 1-1/4" 1850# clase nuclear 2

Autor

Adrián Jaime Custodio

Director


Luis Forcano Obón

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
Año 2015

PROYECTO FIN DE CARRERA

CÁLCULO Y COMPROBACIÓN DE UNA VÁLVULA DE COMPUERTA 1-1/4" 1850# CLASE NUCLEAR 2

TIPO DE VÁLVULA:	VÁLVULA DE COMPUERTA
TAMAÑO DE LA VÁLVULA:	1 1/4"
RATING DE LA VÁLVULA:	1850#
CLASE NUCLEAR:	CLASE 2, ASME III NC (Ed. 2013)
CLASES SÍSMICA:	I
PRESIÓN DE DISEÑO:	23,54 MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO:	66 °C

	FECHA	NOMBRE	 Universidad Zaragoza 1542
AUTOR:	05/07/2015	<i>Adrián Jaime Custodio</i>	
DIRECTOR:	05/07/2015	<i>Luis Forcano Obón</i>	



0. Índice

I. Introducción

II. Tabla de propiedades de materiales

III. Resumen de los cálculos

IV. Conclusiones

V. Vistas de la válvula en estudio

VI. Cálculo

1. Espesor mínimo del cuerpo

2. Análisis de la frecuencia natural

3. Tensiones primarias en el cuerpo y extremos del cuerpo

4. Cálculo del par del actuador

5. Tensiones en el cuello del cuerpo

6. Análisis de la brida cuerpo/tapa

7. Cálculo de la cuña

8. Cálculo del eje

9. Tensiones en el puente

10. Análisis de la brida prensaestopas

VII. Referencias

I. Introducción

Este documento presenta la evaluación y análisis de la válvula descrita en la portada como VÁLVULA DE COMPUERTA 1 1/4" 1850# y representada en las vistas de la sección V.

El propósito de este informe es demostrar que el diseño de la válvula se ha realizado cumpliendo los requisitos de los siguientes códigos y ediciones:

- ASME III NC (Ed. 2013)

CAPÍTULOS DEL INFORME DE DISEÑO	NECESARIOS PARA EL INFROMODE ASME	
	OBLIGATORIOS	NO OBLIGATORIOS
1. ANÁLISIS DEL CUERPO (Espesor mínimo del cuerpo)	○	-
2. FRECUENCIA NATURAL	○	-
3. TENSIONES PRIMARIAS EN CUERPO Y EXTREMOS DEL CUERPO	○	-
4. CÁLCULO DEL PAR DEL ACTUADOR	-	○
5. TENSIONES EN CUELLO DEL CUERPO	○	-
6. ANÁLISIS BRIDA DE UNIÓN CUERPO-TAPA	○	-
7. CÁLCULO DE LA CUÑA	-	○
8. CÁLCULO DEL EJE	-	○
9. TENSIONES EN EL PUENTE	○	-

II. Tabla de propiedades de materiales

Los valores indicados han sido tomados de ASME II, parte D, subparte 1 Tablas 1A, Y-1 y subparte 2 Tabla TM-1.

POSICIÓN	MATERIAL	LÍMITE ELÁSTICO TEMP. AMB.	LÍMITE ELÁSTICO TEMP. DISEÑO	TENSIÓN ADMISIBLE TEMP. AMB.	TENSIÓN ADMISIBLE TEM. DISEÑO	MÓDULO ELASTICIDAD TEMP. AMB.	MÓDULO ELASTICIDAD TEMP. DISEÑO	RESISTENCIA TRACCIÓN TEMP. AMB.
CUERPO	SA 182 F316L	172	157	115	115	195000	189000	485
CUÑA	SA479 T316	207	189	138	138	195000	189000	515
EJE	SA564 Gr630 H1150D	724	688	266	266	196000	191000	930
TAPA-PUENTE	SA479 T316	207	189	138	138	195000	189000	515
TORNILLERÍA CUERPO-TAPA	SA453 Gr660B	586	580	147	147	201000	196000	895
TUBERÍA	SA312 tp316L	172	157	115	115	195000	189000	485
	SA312 tp304	207	184	117	117	195000	189000	515

NOTA: Todos los valores son en MPa

III. Resumen de los cálculos

En este párrafo se indican los resultados de los cálculos de los componentes analizados.

Los métodos de cálculo, combinación de cargas y criterios de aceptación para el análisis de cada componente se encuentran indicados en el capítulo aplicable del cálculo.

COMPONENTE	CALCULADO	PERMITIDO / REQUERIDO	RATIO	CAPÍTULO
Espesor del cuerpo		Requerido		
Espesor mínimo del cuerpo (mm)	23,94	7,80	0,33	1.1.
Frecuencia natural de la masa extendida		Requerido		
Frecuencia natural (Hz)	372,55	33,00	8,86E-02	2.3.
Tensiones primarias en el cuerpo		Permitido		
Tensiones primarias en la membrana (MPa)	28,48	100,00	0,28	3.2.2.
Tensiones en el cuello del cuerpo		Permitido		
Tensiones máximas en la membrana (MPa)	28,48	230,00	0,12	5.6.
Tensiones en la membrana y de doblado (MPa)	28,48	276,00	0,10	5.9.
Tornillería cuerpo / tapa		Requerido		
Área requerida de tornillería (mm ²)	1192,24	962,17	0,81	6.2.1.(C)
Brida de la tapa		Permitido		
- Condiciones de diseño				
Tensión longitudinal en el núcleo (MPa)	80,87	207,00	0,39	6.2.4.(A)
Tensiones radiales en la brida (MPa)	133,04	138,00	0,96	6.2.4.(A)
Tensiones tangenciales en la brida (MPa)	77,86	138,00	0,56	6.2.4.(A)
Tensiones máximas del medio (MPa)	106,96	138,00	0,78	6.2.4.(A)
- Condiciones de asiento				
Tensión longitudinal del núcleo (MPa)	65,11	207,00	0,31	6.2.4.(B)
Tensiones radiales de la brida (MPa)	107,10	138,00	0,78	6.2.4.(B)
Tensiones tangenciales de la brida (MPa)	62,68	138,00	0,45	6.2.4.(B)
Tensiones máximas del medio (MPa)	86,10	138,00	0,62	6.2.4.(B)
Tensiones en la cuña		Permitido		
Tensión máxima de doblado de la cuña (MPa)	31,51	207,00	0,15	7.1.
Tensiones en el eje		Permitido		
- Debidas al empuje del eje				
- Por debajo de la empaquetadura (MPa)	222,69	266,00	0,84	8.1.1.2.
- Por encima de la empaquetadura (MPa)	222,69	266,00	0,84	8.1.2.2.
- Debidas al par y empuje sobre el eje				
Tensión en el eje (MPa)	254,86	266,00	0,96	8.3.
Tensiones en el puente		Permitido		
Tensión equivalente de Von Mises (MPa)	41,88	186,3	0,22	9.2.3.
Tensión cortante de Tresca (MPa)	20,96	111,78	0,19	9.2.3.

IV. Conclusiones

Los resultados obtenidos en los diferentes capítulos de la sección VI. Cálculos, muestran que el diseño de la válvula cumple los requisitos indicados en la norma aplicable y en las especificaciones del cliente.

Adicionalmente, también se concluyen los siguientes puntos:

- Las partes de retención de presión han sido evaluadas: El espesor mínimo del cuerpo se verifica conforme a ASME B16.34. La parte del cuerpo sometida a mayor tensión bajo presión interna es del cuello a la zona de unión, la cual es analizada a través de este informe conforme a NB-3545.1. La brida de conexión entre el cuerpo y la tapa se ha calculado conforme a ASME III Apéndice XI concluyendo que el espesor de la brida de la tapa cumple con los requisitos de espesor.

- Se ha realizado un análisis de la frecuencia natural de la estructura extendida sobre la tubería a fin de prevenir posibles efectos de resonancia. Con este cálculo se concluye que el impacto de las cargas sísmicas es prácticamente despreciable debido a la pequeña masa extendida de la válvula. Por lo tanto, el resultado de análisis de la estructura es correcto frente a las cargas sísmicas.

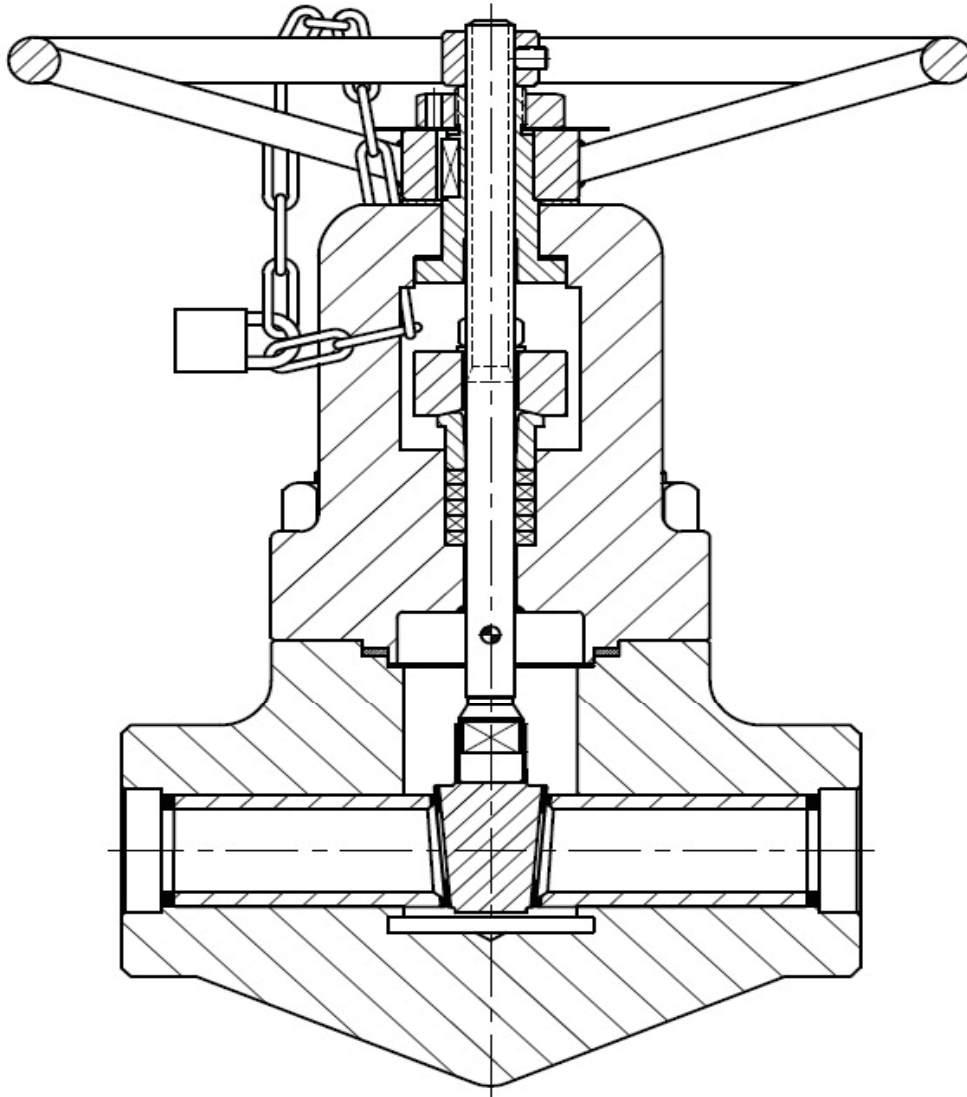
- El cálculo del empuje y del par requeridos para cerrar la válvula se desarrolla en este informe a fin de ajustar adecuadamente el tamaño del actuador → Volante \varnothing 300

- Los componentes relacionados con el funcionamiento de la válvula han sido analizados en este informe. El eje ha sido calculado contra el empuje y par máximo transferido por el actuador. Este cálculo ha sido realizado considerando la temperatura de diseño en la parte del eje que queda entre la empaquetadura y la cuña y a temperatura ambiente en la parte que queda entre la empaquetadura y el actuador, concluyendo que las tensiones que soporta el eje son inferiores a sus tensión límite. La tensión máximas de doblado de la cuña ha sido igualmente calculada obteniendo unos resultados inferiores a los límites de tensión del material.

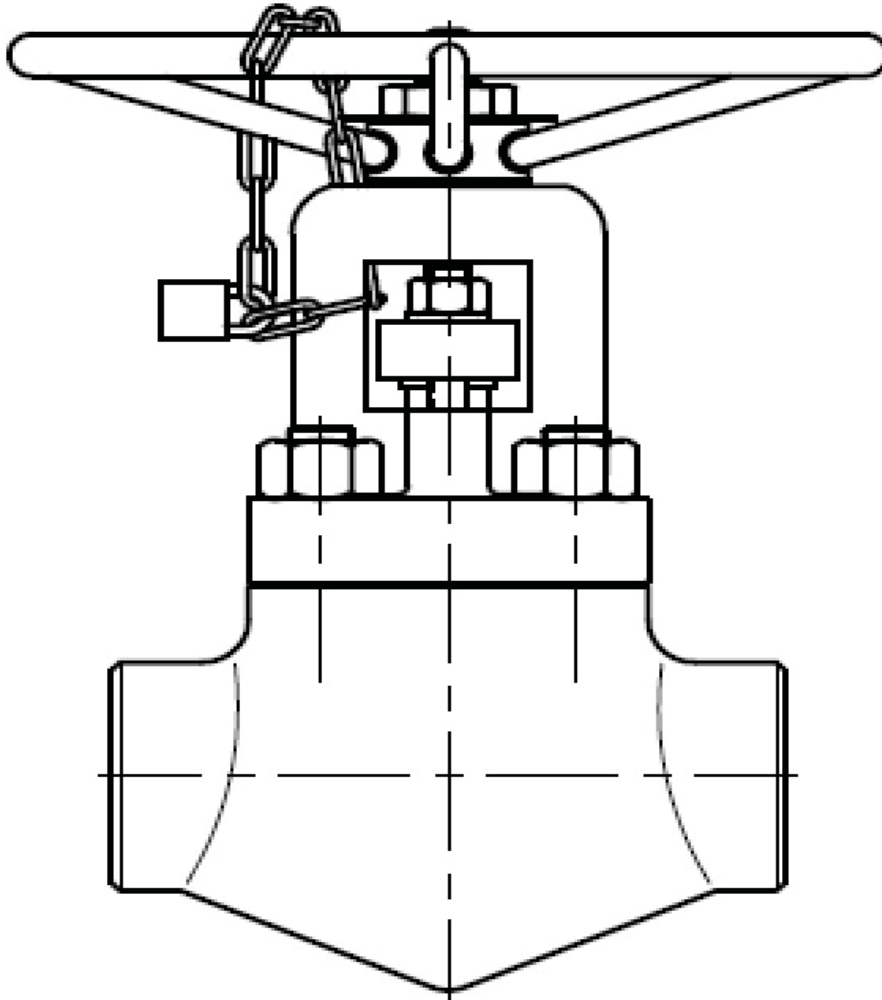
- El comportamiento del cuerpo y del puente son calculados en este informe teniendo en cuenta las combinaciones de cargas descritas en los capítulos relevantes. Queda demostrado que los resultados son aceptables.



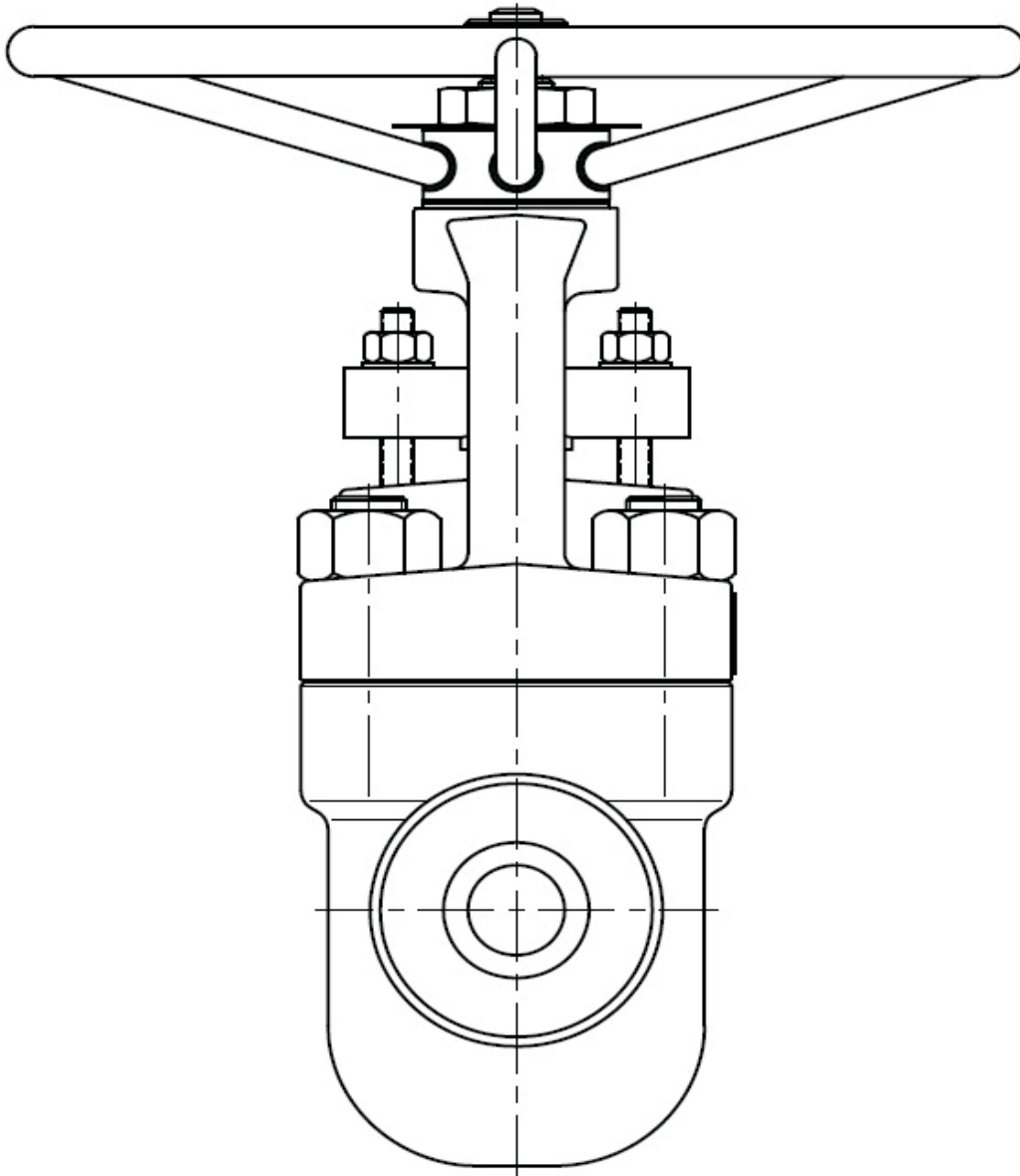
V. Vistas de la válvula en estudio



Vista de válvula seccionada



Vista de alzado



Vista de perfil



VI. Cálculo



Capítulo 1

Espesor mínimo del cuerpo

1. ESPESOR MÍNIMO DEL CUERPO

El espesor mínimo del cuerpo será verificado conforme a NC-3512. El diseño de la válvula deberá cumplir los requisitos aplicables de ASME B16.34. Se tendrá en cuenta un espesor debido a la corrosión de 3 mm para aceros al carbono.

Datos generales

d_m	Diámetro interior del cuerpo	28,50 mm
t_m	Espesor mínimo requerido según B16.34 capítulos 3 y 4	7,80 mm
t_c	Incremento de espesor debido a la corrosión	0,06 mm
t	Espesor real	24,00 mm
t_1	Espesor efectivo	23,94 mm

$$t_1 = t - t_c = 23,94 \text{ mm}$$

$$t_1 > t_m \quad 23,94 \text{ mm} > 7,8 \text{ mm} \quad \text{OK}$$



Capítulo 2

Análisis de frecuencia natural

2. FRECUENCIA NATURAL

La frecuencia natural se calcula como una viga en voladizo. La viga se divide en tres partes (cuerpo sobre la sección con la tapa, puente y actuador), los cuales tienen diferentes pesos y momentos de inercia. La frecuencia fundamental no podrá ser inferior a 33 Hz.

El método usado para calcular el primer modo de vibración es el método Rayleigh con 3 grados de libertad.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^3 W_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^3 W_i \cdot y_i^2}} \geq 33 \text{ Hz}$$

Datos generales

E	Módulo de elasticidad del cuerpo a temperatura de diseño	189000,00 MPa
g	Aceleración de la gravedad	9800,00 mm/s ²
W₁	Peso del área del cuerpo superior al corte + Peso de la brida de la tapa	57,00 N
W₂	Peso del cuello de la tapa	6,00 N
W₃	Peso del actuador	25,82 N
L₁	Altura W ₁	33,79 mm
L₂	Altura W ₂	74,95 mm
L₃	Altura W ₃	80,84 mm
L₄	Centro del gravedad del actuador	0,00 mm
I₁	Momento de Inercia en L ₁	28512668,89 mm ⁴
I₂	Momento de Inercia en L ₂	98383,78 mm ⁴
I₃	Momento de Inercia en L ₃	98383,78 mm ⁴
d	Diámetro interior del cuello del cuerpo	54,00 mm
b	Ancho del brazo del puente	28,50 mm
t_p	Espesor del brazo del puente	25,50 mm
a	Valor del lado en la sección cuadrada	136,50 mm

2.1. MOMENTOS DE INERCIA

Los momentos de inercia de las secciones débiles se calculan a continuación.

2.1.1. Momento de inercia I_1

Sección transversal cuadrada del cuello del cuerpo

$$I_1 = \frac{a^4}{12} - \frac{\pi \times d^4}{64} = 28512668,89 \text{ mm}^4$$

2.1.2. Momentos de inercia I_2 & I_3

Sección transversal rectangular del puente

$$I_2 = I_3 = \frac{2 \times b^3 \times t_p}{12} = 98383,78 \text{ mm}^4$$

2.2. COEFICIENTES DE RIGIDEZ

Aquí, se calculan los coeficientes de rigidez necesarios para el cálculo de los desplazamientos.

$$Y_{11} = \frac{L_1^3}{3 \times E \times I_1} = 2,39E-09 \text{ mm/N}$$

$$Y_{22} = \frac{L_2^3}{3 \times E \times I_2} = 7,55E-06 \text{ mm/N}$$

$$Y_{33} = \frac{L_3^3}{3 \times E \times I_3} = 9,47E-06 \text{ mm/N}$$

$$T_{11} = \frac{L_1^2}{2 \times E \times I_1} = 1,06E-10 \text{ 1/N}$$

$$T_{22} = \frac{L_2^2}{2 \times E \times I_2} = 1,51E-07 \text{ 1/N}$$

$$T_{33} = \frac{L_3^2}{2 \times E \times I_3} = 1,76E-07 \text{ 1/N}$$

$$Q_{11} = \frac{L_1}{E \times I_1} = 6,27E-12 \text{ 1/Nmm}$$

$$Q_{22} = \frac{L_2}{E \times I_2} = 4,03E-09 \text{ 1/Nmm}$$

$$M = W_3 \times L_4 = 0,00E+00 \text{ Nmm}$$

2.3. DESPLAZAMIENTOS

A continuación, se calculan los desplazamientos necesarios para calcular la frecuencia natural.

$$y_1 = W_1 \times Y_{11} + W_2 \times (Y_{11} + L_2 \times T_{11}) + W_3 \times (Y_{11} + T_{11} \times (L_2 + L_3)) + M \times T_{11} = \quad \mathbf{6.86E-07 \text{ mm}}$$

$$y_2 = W_1 \times (Y_{11} + T_{11} \times L_2) + W_2 \times (Y_{11} + 2 \times L_2 \times T_{11} + L_2^2 \times \theta_{11} + Y_{22}) + W_3 \times (Y_{11} + T_{11} \times (2 \times L_2 + L_3) + \theta_{11} \times L_2 \times (L_2 + L_3) + Y_{22} + L_3 \times T_{22}) + M \times (T_{11} + \theta_{11} \times L_2 + T_{22}) = \quad \mathbf{5.59E-04 \text{ mm}}$$

$$y_3 = W_1 \times (Y_{11} + T_{11} \times (L_2 + L_3)) + W_2 \times (Y_{11} + T_{11} \times (2 \times L_2 + L_3) + L_2^2 \times \theta_{11} + Y_{22} + T_{22} \times L_3 + L_2 \times L_3 \times \theta_{11}) + W_3 \times (Y_{11} + T_{11} \times (2 \times L_2 + 2 \times L_3) + \theta_{11} \times L_2 \times (L_2 + L_3) + Y_{22} + 2L_3 \times T_{22} + L_3 \times (L_2 + L_3) \times \theta_{11} + L_3^2 \times \theta_{22} + Y_{33}) + M \times (T_{11} + \theta_{11} \times (L_2 + L_3) + T_{22} + L_3 \times \theta_{22} + L_3 \times \theta_{22} + T_{33}) = \quad \mathbf{1.88E-03 \text{ mm}}$$

2.4. FRECUENCIA NATURAL

Por lo tanto, el primer modo de vibración es:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \times (W_1 \times y_1 + W_2 \times y_2 + W_3 \times y_3)}{W_1 \times y_1^2 + W_2 \times y_2^2 + W_3 \times y_3^2}} \geq 33 \text{ Hz} = \quad \mathbf{372.55 \text{ Hz} > 33 \text{ Hz}} \quad \mathbf{OK}$$

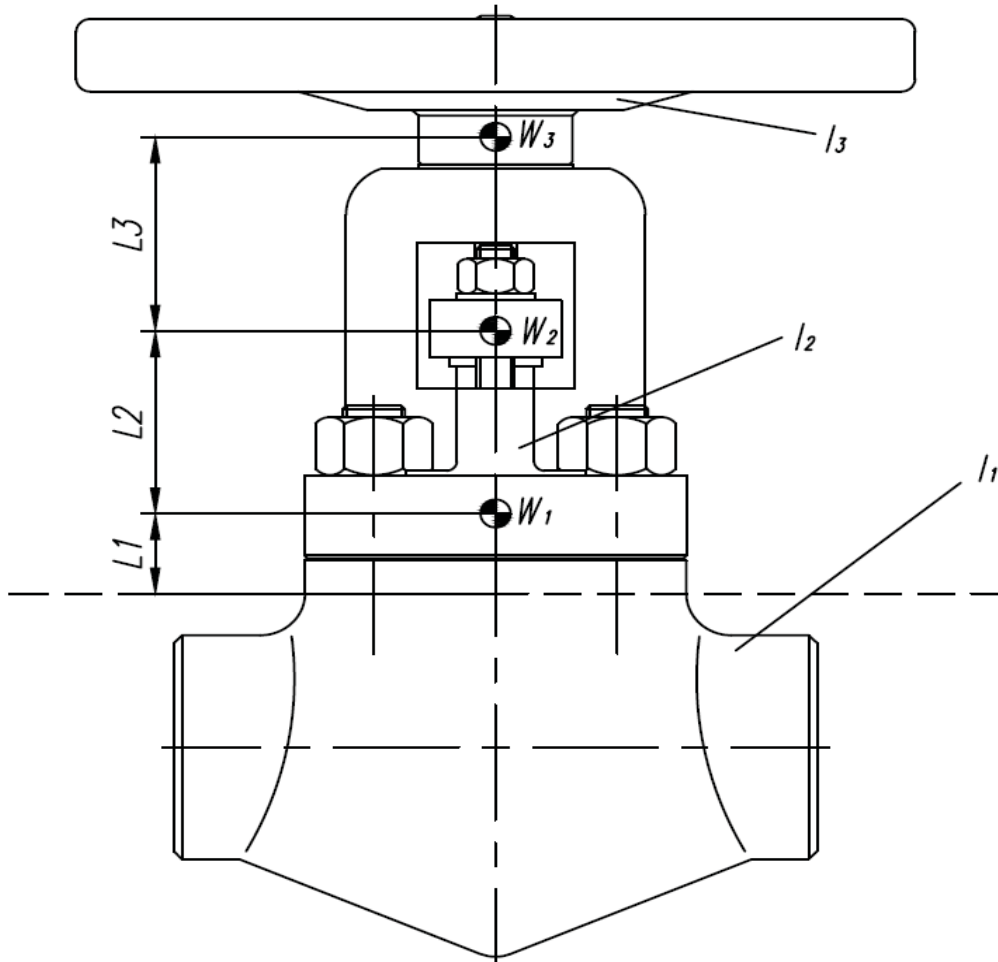


Figura 2.1.



Capítulo 3

Tensiones primarias en el cuerpo y en los extremos del cuerpo

3. TENSIONES PRIMARIAS EN EL CUERPO Y EXTREMOS DEL CUERPO

3.1. REQUISITOS EN LOS EXTREMOS DEL CUERPO

Para las válvulas de clases nucleares 1, 2 y 3, los extremos del cuerpo han de soportar las cargas de la tubería.

Las tensiones en los extremos del cuerpo se calcularán conforme a NC-3521.

Datos generales

D_v	Diámetro exterior de los extremos del cuerpo	86,50 mm
D_t	Diámetro exterior de la tubería	42,20 mm
d_m	Diámetro nominal	28,50 mm
d	Diámetro interior del cuello superior	54,00 mm
T_b	Espesor del cuello superior	41,25 mm
T_r	Espesor del extremo del cuerpo	24,00 mm
r	Radio de empalme	16,00 mm
A_f	Área mojada	3315,40 mm ²
A_m	Área metálica	2759,77 mm ²
P_s	Presión de diseño a 500°F	16,74 MPa
S_v	Límite elástico del cuerpo a temperatura ambiente	172,00 MPa
S_p	Límite elástico de la tubería a temperatura ambiente	207,00 MPa
S_A	Tensión admisible del cuerpo a 500°F	100,00 MPa

Cuando el sistema de tubería en el cual se encuentra la válvula es diseñada según los requisitos de NC-3600, el cuerpo de la válvula se considera adecuado para soportar las cargas del final de la tubería. Para ello debe cumplir las siguientes condiciones:

1. El momento de inercia mínimo en los extremos del cuerpo (Z_v) debe ser mayor al 110% del mínimo momento de inercia de la sección de la tubería (Z_p) multiplicado por la relación entre S_p/S_v (α).
2. El área máxima en la sección transversal de los extremos del cuerpo (A_v) será mayor al 110% del área máxima de la sección transversal de la tubería (A_p) multiplicado por la relación entre S_p/S_v (α).

- Mínimo momento de inercia en los extremos del cuerpo

$$Z_V = \pi \cdot (D_V^4 - d_m^4) / 64 = \quad \quad \quad \mathbf{2710891,44 \text{ mm}^4}$$

- Mínimo momento de inercia en la sección de la tubería

$$Z_P = \pi \cdot (D_T^4 - d_m^4) / 64 = \quad \quad \quad \mathbf{123070,41 \text{ mm}^4}$$

- Máxima área en la sección transversal en los extremos del cuerpo

$$A_V = \pi \cdot (D_V^2 - d_m^2) / 4 = \quad \quad \quad \mathbf{5235,95 \text{ mm}^2}$$

- Máxima área en la sección transversal de la tubería

$$A_P = \pi \cdot (D_T^2 - d_m^2) / 4 = \quad \quad \quad \mathbf{760,34 \text{ mm}^2}$$

- Coeficiente de relación de límites elásticos a 20 °C

$$Cs = \max\left(\frac{S_p}{S_v}; 1\right) = \alpha = \quad \quad \quad \mathbf{1,203488372}$$

Verificación

$$Z_V \geq 1,1 \cdot Z_P \cdot \alpha \quad \quad \quad \mathbf{2710891,44 > 162925,19} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

$$A_V \geq 1,1 \cdot A_P \cdot \alpha \quad \quad \quad \mathbf{5235,95 > 1006,57} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

3.2. TENSIONES PRIMARIAS DEBIDAS A LA PRESIÓN INTERNA

Calculada conforme a ASME III NB-3545.1.

3.2.1. Región transversal

Las distancias L_A y L_N que determinan los límites del área mojada (A_f) y del área metálica (A_m) se calculan de la siguiente forma:

$$L_A = \max(0,5 \cdot d_A - T_b ; T_r) = 24,00 \text{ mm}$$

$$L_N = 0,5 \times r + 0,354 \sqrt{T_b \times (d + T_b)} = 30,19 \text{ mm}$$

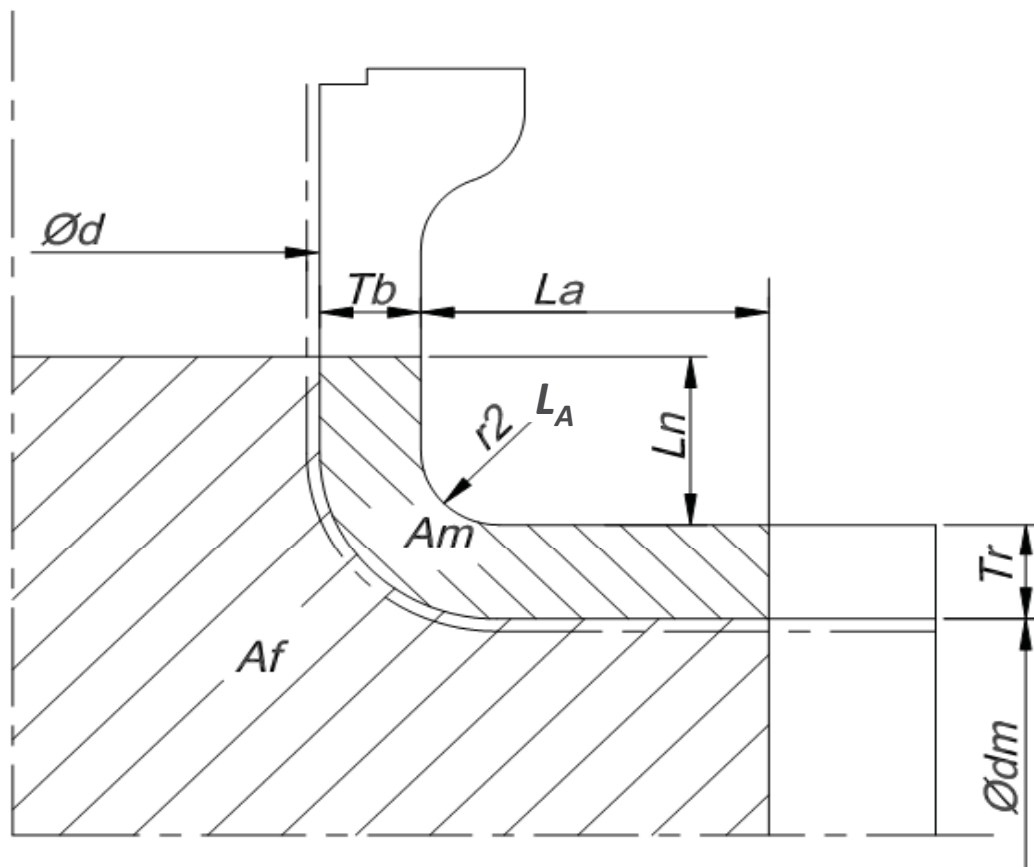
El cálculo del área mojada (A_f) y área metálica (A_m) se realiza a partir de una representación escalada del cuerpo de la válvula.

A_f	Área mojada	3315,40 mm ²
A_m	Área metálica	2759,77 mm ²

3.2.2. Tensión primaria en la membrana

La tensión primaria en la membrana (P_m) deberá ser menor que la tensión admisible a 500 °F (S_A):

$$P_m = \left[\frac{A_f}{A_m} + 0,5 \right] \times P_s < S_A \quad 28,48 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \quad \text{OK}$$



NOTA: Para el cálculo de las áreas, se considerará el espesor real menos el espesor de corrosión requerido.

Figura 3.1.



Capítulo 4

Cálculo del par del actuador

4. CÁLCULO DEL PAR DEL ACTUADOR

En este capítulo se calcula el par requerido para cerrar la válvula en base a las especificaciones del EPRI.

Datos generales

ΔP	Presión diferencial	23,54 MPa
P	Presión de diseño	23,54 MPa
F_v	Factor de la válvula	0,61
L_{paq}	Longitud de la empaquetadura	20,40 mm
d_h	Diámetro del eje	15,00 mm
A_h	Área de la sección transversal del eje	176,71 mm ²
A	Área del asiento	1017,88 mm ²
d_m	Diámetro medio de la rosca en el husillo	13,16 mm
μ	Coefficiente de rozamiento	0,15
β	Semiángulo de la hélice de la rosca	14,50 °
p	Paso de la rosca	3,18 mm
μ_s	Coefficiente de rozamiento entre cuña y asiento	0,60
μ_e	Coefficiente de rozamiento entre eje y empaquetadura	0,20
ϕ	Ángulo de inclinación de la cuña	5,00 °
v	Factor EPRI	0,50

4.1. EMPUJE REQUERIDO PARA CERRAR LA VÁLVULA

El empuje necesario para cerrar la válvula (E) se calcula como la suma de F_1 , F_2 y F_3 .

$F_1 \rightarrow$ Fuerza debida a la diferencia de presión entre aguas arriba y aguas abajo del cierre.

$$F_1 = \Delta P \cdot A \cdot F_v = 14517,63 \text{ N}$$

donde F_v es el factor de la válvula conforme a las especificaciones del EPRI.

$$F_v = \frac{\mu_s}{\cos \phi + \mu_s \cdot \sin \phi} = 0,61$$

$F_2 \rightarrow$ Fuerza debida a la fricción entre el eje y la empaquetadura conforme a formulas del EPRI.

$$F_2 = P_s \cdot d_h \cdot \pi \cdot L_{paq} \cdot v \cdot \mu_e = 3394,45 \text{ N}$$

$$\text{donde } P_s = \max(1,5 \times P; 15 \text{ MPa}) = 35,31 \text{ MPa}$$

$F_3 \rightarrow$ Fuerza debida a la diferencia de presión entre la de diseño y la atmosférica sobre el husillo.

$$F_3 = P \cdot A_h = 4159,86 \text{ N}$$

Por lo tanto, el empuje requerido para cerrar la válvula será:

$$E = F_1 + F_2 + F_3 = 22071,94 \text{ N}$$

4.2. PAR REQUERIDO PARA CERRAR LA VÁLVULA

A continuación, se calcula el par necesario para cerrar la válvula.

$$M_{TV} = E \cdot f_h = \quad \quad \quad \mathbf{34057,78 \text{ Nmm}}$$

donde f_h es el factor de husillo calculado de la siguiente forma.

$$f_h = \frac{d_m}{2} \times \text{tg}(\alpha + \theta) = \quad \quad \quad \mathbf{1,54 \text{ mm}}$$

α es la inclinación de la rosca.

$$\text{tg} \alpha = \frac{P}{\pi \times d_m} = \quad \quad \quad \mathbf{0,08}$$

θ es el ángulo de rozamiento estático entre husillo y tuerca de roce.

$$\text{tg} \theta = \frac{\mu}{\cos \beta} = \quad \quad \quad \mathbf{0,15}$$

4.3. VERIFICACIÓN

Se comprueba que el par y empuje máximo en el volante es mayor que el par y empuje requerido para cerrar la válvula.

Datos del volante

d_v	Diámetro del volante	300,00 mm
F	Fuerza máxima en el volante	400,00 N

$$M_{TA} = 2 \cdot (d_v/2 \cdot F/2) = \quad \quad \quad \mathbf{60000 \text{ Nmm}}$$

$$M_{TV} = \text{Par requerido} \quad \quad \quad \mathbf{34057,78 \text{ Nmm}}$$

$$E_v = \text{Empuje requerido} \quad \quad \quad \mathbf{22071,94 \text{ N}}$$

$$M_{TA} = \text{Par del volante} \quad \quad \quad \mathbf{60000,00 \text{ Nmm}}$$

$$E_A = \text{Empuje del volante} \quad \quad \quad \mathbf{38884,41 \text{ N}}$$

$$M_{TA} > M_{TV} \quad \quad \quad \mathbf{60000 \text{ Nmm} > 34057,78 \text{ Nmm}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

$$E_A > E_v \quad \quad \quad \mathbf{38884,41 \text{ N} > 22071,94 \text{ N}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$



Capítulo 5

Tensiones en el cuello del cuerpo

5. TENSIONES EN EL CUELLO DEL CUERPO

El cálculo de las tensiones en el cuello del cuerpo se realizará aplicando ecuaciones de mecánica y resistencia de materiales de "Shigley's Mechanical Engineering 8th Edition". Se considerará el nivel D de servicio para la combinación de cargas.

Combinación de cargas: Presión de diseño + Peso + Cargas dinámicas + Fuerzas de activación

La verificación de las tensiones será conforme a NC-3522.

Datos generales

W_A	Peso de la masa extendida sobre la sección A-A	88,82 N
W_{act}	Peso del actuador	25,82 N
W_p	Peso del puente	6,00 N
W_t	Peso de la tapa	52,00 N
W_c	Peso de la sección del cuerpo por encima de la sección A-A	5,00 N
X_A	Centro de gravedad combinado	0,00 mm
Y_A	Centro de gravedad combinado	121,00 mm
G	Diámetro medio de la junta	72,00 mm
P	Presión de diseño	23,54 MPa
E_a	Máximo empuje del actuador	38884,41 N
M_a	Máximo par del actuador	60000,00 Nmm
A_{cv}	Aceleración vertical	4,50 g
A_{ch}	Aceleración horizontal $A_{CH} = A_{CV} \times \sqrt{2}$	6,36 g
d_A	Diámetro interior de la sección A-A	54,00 mm
S	Tensión admisible del cuerpo a temperatura de diseño	115,00 MPa
a_A	Valor del lado en la sección cuadrada A-A	136,50 mm

El peso de la masa extendida sobre la sección A-A es la suma de los pesos del actuador más el puente más la tapa más la sección del cuerpo por encima de la sección A-A.

$$W_A = W_{act} + W_p + W_t + W_c = \quad \quad \quad \mathbf{88,82 \text{ N}}$$

5.1. MOMENTO RESISTENTE Y ÁREA DE LA SECCIÓN A-A

Momento resistente para una sección cuadrada

$$J_{AA} = \frac{a_A^3}{6} - \left(\frac{\pi \times d_A^4}{64} / \frac{a_A}{2} \right) = \quad \quad \quad \mathbf{417768,0423 \text{ mm}^3}$$

$F_3 \rightarrow$ Fuerza debida a la diferencia de presión entre la de diseño y la atmosférica sobre en el husillo.

Área de la sección cuadrada

$$A_{AA} = a_A^2 - \left(\frac{\pi \times d_A^2}{4} \right) = \quad \quad \quad \mathbf{16342,03 \text{ mm}^2}$$

5.2. TENSIÓN TANGENCIAL

5.2.1. Tensión tangencial debidaa presión interna

Valor anteriormente calculado en el capítulo 3

$$S_T = P_m = 28,48 \text{ MPa}$$

5.3. TENSIÓN NORMAL EN DIRECCIÓN LONGITUDINAL

5.3.1. Tensión normal debido a la presión interna

$$S_{L1} = \frac{\pi \times G^2 \times P}{4 \times A_{AA}} = 5,86 \text{ MPa}$$

5.3.2. Tensión normal debida al peso y a las cargas dinámicas

$$S_{L2} = \frac{(A_{CV} + 1) \times W_A}{A_{AA}} = 0,03 \text{ MPa}$$

5.3.3. Tensión normal debida al empuje del actuador

$$S_{L3} = \frac{E_a}{A_{AA}} = 2,38 \text{ MPa}$$

5.3.4. Suma de las tensiones normales

$$S_L = S_{L1} + S_{L2} + S_{L3} = 8,27 \text{ MPa}$$

5.4. TENSIÓN CORTANTE

5.4.1. Tensión cortante debida al par del actuador

$$t_{t1} = \frac{M_a}{J_{AA}} = 0,14 \text{ MPa}$$

5.4.2. Tensión cortante debida a la aceleración horizontal

$$t_{t2} = \frac{A_{CH} \times W_A}{A_{AA}} = 0,03 \text{ MPa}$$

5.4.3. Suma de las tensiones cortantes

$$t_t = t_{t1} + t_{t2} = 0,18 \text{ MPa}$$

5.5. TENSIÓN TOTAL EN LA MEMBRANA

Se aplica Von Mises para el cálculo de las tensiones principales.

$$S_1 = \frac{S_T + S_L}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_T - S_L}{2}\right)^2 + t_t^2} = \quad \quad \quad \mathbf{28,48 \text{ MPa}}$$

$$S_2 = \frac{S_T + S_L}{2} - \sqrt{\left(\frac{S_T - S_L}{2}\right)^2 + t_t^2} = \quad \quad \quad \mathbf{8,27 \text{ MPa}}$$

5.6. VERIFICACIÓN DE LA TENSIÓN MÁXIMA

La verificación de la tensión máxima en la membrana para nivel de servicio D se calcula conforme a N202NC-3522 (tabla 3521-1).

$$S_{11} = \text{Max} (S_1 ; S_2) \leq 2S \quad \quad \quad \mathbf{28,48 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

5.7. TENSIONES DEBIDAS A LA FLEXIÓN

Las tensiones de doblado son causadas por el peso y las cargas dinámicas, y se determinan a través de la siguiente expresión.

$$S_B = \frac{W_A \times (X_A \times (A_{CV} + 1) + Y_A \times A_{CH})}{J_{AA}} = \quad \quad \quad \mathbf{0,16 \text{ MPa}}$$

5.8. TENSIÓN TOTAL DEBIDA A LA FLEXIÓN

Se calculan las tensiones principales aplicando Von Mises

$$S'_1 = \frac{S_T + S_L + S_B}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_T - S_L - S_B}{2}\right)^2 + t_t^2} = \quad \quad \quad \mathbf{28,48 \text{ MPa}}$$

$$S'_2 = \frac{S_T + S_L + S_B}{2} - \sqrt{\left(\frac{S_T - S_L - S_B}{2}\right)^2 + t_t^2} = \quad \quad \quad \mathbf{8,44 \text{ MPa}}$$

5.9. VERIFICACIÓN DE LA TENSIÓN MÁXIMA A FLEXIÓN

La verificación de la tensión general en la membrana y la tensión debida a la flexión para un nivel D de servicio se realiza conforme a NC-3522 tabla (3521-1).

$$S'_{11} = \text{max} (S'_1 ; S'_2) \leq 2,4S \quad \quad \quad \mathbf{28,48 \text{ MPa} < 276 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

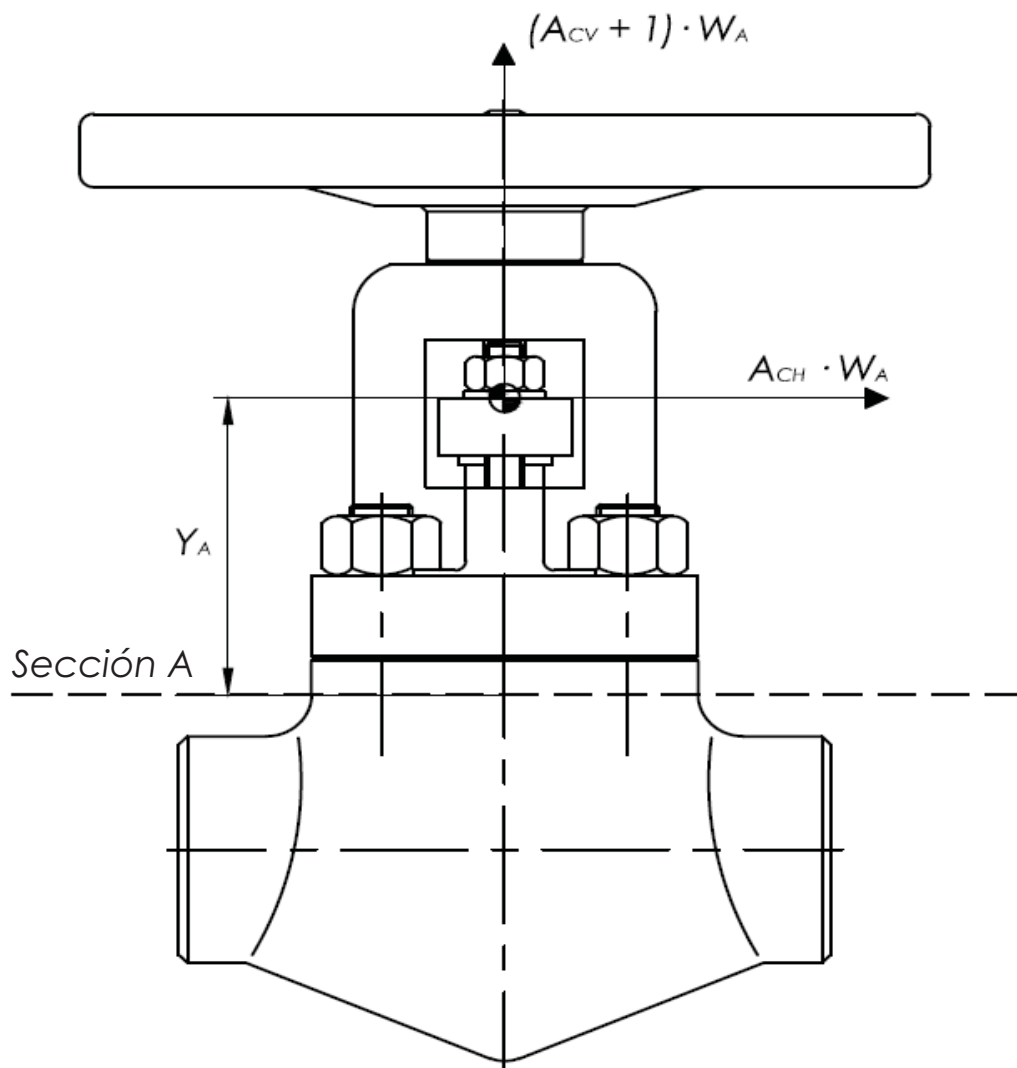


Figura 5.1.



Capítulo 6

Análisis de la brida cuerpo/tapa

6. ANÁLISIS DE LA BRIDA CUERPO/TAPA

El cálculo y la verificación tensional se realiza según ASME III Div. 1 Apéndice XI.

Datos generales

W_B	Peso de la masa extendida sobre la sección B-B	83,80 N
X_B	Centro de gravedad combinado	0,00 mm
Y_B	Centro de gravedad combinado	126,00 mm
A_{cv}	Aceleración vertical	4,50 g
A_{cH}	Aceleración horizontal	6,36 g
G	Diámetro medio de la junta	72,00 mm
P	Peresión de diseño	23,54 MPa
b_o	Anchura de la junta (Tabla XI-3221.1.2)	7,00 mm
b	Anchura efectiva (Table XI-3221.1.2)	1,32 mm
m	Factor de la junta (Table XI-3221.1)	3,00
y	Tensión constante (Table XI-3221.1)	69,00 MPa
S_b	Tensión admisible de los espárragos a temperatura de diseño	147,00 MPa
S_a	Tensión admisible de los espárragos a temperatura ambiente	147,00 MPa
n_b	Número de espárragos	4,00
M_n	Diámetro de los espárragos	22,23 mm
A_r	Área efectiva de los espárragos	298,06 mm ²
A_b	Área de tensión de los espárragos	1192,24 mm ²
B	Diámetro interior de la tapa	15,80 mm
A	Diámetro exterior de la tapa	166,70 mm
K	Relación de diámetros	10,55
R	Distancia del centro del tornillo al cuello	30,00 mm
g_1	Máximo espesor del cuello	23,70 mm
C	Diámetro entre centros de los espárragos	123,00 mm
g_o	Mínimo espesor del cuello	23,70 mm
h	Longitud de vertice	0,00 mm
h_o	Factor h_o	19,35 mm
F	Constante F en fig XI-3240-2	0,91
t	Espesor de la brida	32,00 mm
T	Constante T en fig XI 3240-1	0,52
U	Constante U en fig XI 3240-1	0,76
V	Constante V en fig XI 3240-3	0,55
S_{fo}	Tensión admisible de la tapa a temperatura de diseño	138,00 MPa
f	Constante f en fig XI-3240-6	1,00
Y_1	Constante Y en fig XI 3240-1	0,69
Z	Constante Z en fig XI 3240-1	1,02
S_{fa}	Tensión admisible de la tapa a temperatura ambiente	138,00 MPa
S_m	Tensión admisible a temperatura de diseño para 6.3.3.4 y 6.3.4.1	147,00 MPa
M_a	Máximo par del actuador	60000,00 Nmm
E_a	Máximo empuje del actuador	39352,69 N

6.1. PRESIÓN DE LA BRIDA

La presión de diseño usada para el cálculo de **H** en el apéndice XI, usada en los cálculos siguientes, será sustituida por la presión de diseño de la brida (**P_{fd}**) según NC-3658.

$$P_{fd} = P_{eq} + P = \quad \quad \quad \mathbf{24,36 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [(3658.1) (b)]$$

donde **P_{eq}** es la presión equivalente

$$P_{eq} = \max\left(\frac{8 \times M_{fd}}{\pi \times G^3}, \frac{16 \times M_{FS}}{\pi \times G^3}\right) = \quad \quad \quad \mathbf{0,82 \text{ MPa}}$$

$$\text{con} \quad M_{fd} = W_B \cdot (X_B \cdot (A_{CV} + 1) + Y_B \cdot A_{CH}) = \quad \quad \quad \mathbf{67153,97 \text{ Nmm}}$$

$$M_{FS} = M_\alpha = \quad \quad \quad \mathbf{60000,00 \text{ Nmm}}$$

6.2. CONDICIONES DE DISEÑO

6.2.1. Cargas y áreas de los espárragos

Las cargas y las áreas de los espárragos se calculan según el apéndice XI-3220.

A) Condiciones de diseño (XI-3221-1)

La carga requerida por los espárragos para las condiciones de diseño (**W_{m1}**) debe ser suficiente para resistir la fuerza hidrostática (**H**) ejercida por la presión de diseño en el área delimitada por el diámetro de la reacción de la junta, y además, para mantener la superficie de contacto de la junta una carga de compresión (**H_p**) suficiente para mantener la estanqueidad.

$$W_{m1} = H + H_p \quad \quad \quad [XI-3221.1 (1)]$$

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} \times G^2 \times P_{fd} + 2 \times b \times \pi \times G \times m \times P = \quad \quad \quad \mathbf{141439,42 \text{ N}}$$

B) Condiciones de asiento de la junta (XI-3221-2)

Antes de apretar totalmente la unión, es necesario asentar la junta adecuadamente aplicando

una mínima carga inicial bajo condiciones de temperatura ambiente y sin presión interna.

La carga inicial mínima del espárrago (**W_{m2}**) requerida para este efecto se determina a través de la siguiente ecuación:

$$W_{m2} = \pi \times b \times G \times y = \quad \quad \quad \mathbf{20646,69 \text{ N}} \quad \quad \quad [XI-3221.2 (2)]$$

C) Área requerida y real de los espárragos (XI-3222)

El área de sección transversal de los espárragos (A_m) requerida para las condiciones de diseño y las condiciones de asiento de la junta es la mayor entre los valores (A_{m1}) y (A_{m2}). El área real existente de la tensión de los espárragos (A_b) debe ser mayor que el área requerida (A_m).

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b} = 962,17 \text{ mm}^2$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_a} = 140,45 \text{ mm}^2$$

$$A_m = \max(A_{m1}; A_{m2}) = 962,17 \text{ mm}^2$$

Verificación

$$A_b > A_m \quad 1192,24 > 962,17 \quad \text{OK}$$

6.2.2. Carga total de los espárragos para asegurar la junta (XI-3223)

Para el asiento de la junta, la carga total (**W**) es:

$$W = \frac{(A_m + A_b) \times S_a}{2} = \quad \quad \quad \mathbf{158349,35 \text{ N}} \quad \quad \quad [\text{XI-3223(4)}]$$

6.2.3. Momentos en la brida (XI-3230)

A) Por condiciones de diseño (XI-3230)

En condiciones de diseño, el momento total en la brida (**M_o**) es la suma de los momentos **M_D**, **M_G** and **M_T** definidos en XI-3130.

$$M_o = M_D + M_G + M_T = \quad \quad \quad \mathbf{5015840,28 \text{ Nmm}}$$

donde

M_D Momento debido a la fuerza hidrostática (**H_D**) y la distancia radial desde el centro del espárrago al punto donde actúa la fuerza hidrostática (**h_D**) (Tabla XI-3230-1).

$$M_D = H_D \times h_D = \quad \quad \quad \mathbf{199872,75 \text{ Nmm}}$$

$$\text{donde} \quad H_D = \frac{\pi}{4} \times B^2 \times P_{fd} = \quad \quad \quad \mathbf{4775,93 \text{ N}}$$

$$h_D = R + \frac{g_1}{2} = \quad \quad \quad \mathbf{41,85 \text{ mm}}$$

M_G Momento debido a la carga de la junta (**H_G**) y a la distancia radial desde la reacción de la carga de la junta hasta el centro del espárrago (**h_G**) (Tabla XI-3230-1).

$$M_G = H_G \times h_G = \quad \quad \quad \mathbf{1077703,47 \text{ Nmm}}$$

$$\text{donde} \quad H_G = W - H = W_{ml} - \frac{\pi}{4} \times G^2 \times P_{fd} = \quad \quad \quad \mathbf{42262,88 \text{ N}}$$

$$h_G = \frac{(C - G)}{2} = \quad \quad \quad \mathbf{25,50 \text{ mm}}$$

M_T Momento debido a la diferencia entre la fuerza hidrostática y la fuerza hidrostática en el área interna de la brida (**H_T**) y la distancia radial (**h_T**) (Tabla XI-3230-1) desde el centro del espárrago hasta el punto donde actúa HT.

$$M_T = H_T \times h_T = \quad \quad \quad \mathbf{3738264,05 \text{ Nmm}}$$

$$\text{donde} \quad H_T = H - H_D = \frac{\pi}{4} \times (G^2 - B^2) \times P_{fd} = \quad \quad \quad \mathbf{94400,61 \text{ N}}$$

$$h_T = \frac{(R + g_1 + h_G)}{2} = \quad \quad \quad \mathbf{39,60 \text{ mm}}$$

B) Por asiento de la junta

$$M_o' = W \cdot h_G = \quad \quad \quad \mathbf{4037908,43 \text{ Nmm}} \quad \quad \quad [\text{XI-3230(5)}]$$

6.2.4. Tensiones en la brida

Las tensiones en la brida se determinan por las condiciones de diseño y por el asentamiento de la junta según XI-3240.

A) Por condiciones de diseño

- Tensión longitudinal en el eje

$$S_H = \frac{f \times M_o}{L \times g_1^2 \times B} = \quad \quad \quad \mathbf{80,87 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (6)}]$$

donde $g_0 = g_1$ [XI-3130]

$$L = \frac{t \times e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} = \quad \quad \quad \mathbf{6,99}$$

donde $e = \frac{F}{h_0} = \quad \quad \quad \mathbf{0,05}$

$$d = \frac{U \times h_o \times g_0^2}{V} = \quad \quad \quad \mathbf{14939,73}$$

Verificación según XI-3250 (b)

$$S_H \leq 1,55 f_o \quad \quad \quad \mathbf{80,87 \text{ MPa} < 207 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Tensiones radiales en la brida

$$S_R = \frac{[(1,33 \times t \times e) + 1] \times M_o}{L \times t^2 \times B} = \quad \quad \quad \mathbf{133,04 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (7)}]$$

Verificación según XI-3250 (c)

$$S_R \leq S_{fo} \quad \quad \quad \mathbf{133,04 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Tensiones tangenciales en la brida

$$S_T = \frac{Y_1 \times M_o}{t^2 \times B} - Z \times S_R = \quad \quad \quad \mathbf{77,86 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (8)}]$$

Verificación según XI-3250 (d)

$$S_T \leq S_{fo} \quad \quad \quad \mathbf{77,86 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Máximas tensiones medias

Verificación según XI-3250 (e)

$$\frac{(S_H + S_R)}{2} \leq S_{fo} \quad \quad \quad \mathbf{106,96 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

$$\frac{(S_H + S_T)}{2} \leq S_{fo} \quad \quad \quad \mathbf{79,37 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

B) Por asentamiento de la junta

- Tensiones en el eje longitudinal

$$S_H' = \frac{f \times M_o'}{L \times g_1^2 \times B} = \quad \quad \quad \mathbf{65,11 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (6)}]$$

Verificación según XI-3250 (b)

$$S_H' \leq 1,5S_{fa} \quad \quad \quad \mathbf{65,11 \text{ MPa} < 207 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Tensiones radiales en la brida

$$S_R' = \frac{[(1,33 \times t \times e) + 1]M_o'}{L \times t^2 \times B} = \quad \quad \quad \mathbf{107,10 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (7)}]$$

Verificación según XI-3250 (c)

$$S_R' \leq S_{fa} \quad \quad \quad \mathbf{107,1 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Tensiones tangenciales en la brida

$$S_T' = \frac{Y_1 \times M_o'}{t^2 \times B} - Z \times S_R' = \quad \quad \quad \mathbf{62,68 \text{ MPa}} \quad \quad \quad [\text{XI-3240 (8)}]$$

Verificación según XI-3250 (d)

$$S_T' \leq S_{fa} \quad \quad \quad \mathbf{62,68 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

- Máximas tensiones medias

Verificación según XI-3250 (e)

$$\frac{(S_H' + S_R')}{2} \leq S_{fa} \quad \quad \quad \mathbf{86,1 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

$$\frac{(S_H' + S_T')}{2} \leq S_{fa} \quad \quad \quad \mathbf{63,89 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

6.3. ANÁLISIS DE LOS ESPÁRRAGOS CUERPO/TAPA

El análisis de los espárragos cuerpo/tapa se lleva a cabo mediante ecuaciones de mecánica y resistencia de materiales. La combinación de cargas y las tensiones se calcularán conforme al nivel D de servicio, quedando de la siguiente forma:

Presión de diseño + Peso + Cargas dinámicas + Fuerzas del actuador

Las verificaciones de las tensiones serán realizadas según NC-3522.

6.3.2. Tensiones

A) Tensión debida a las cargas mecánicas

$$S_1 = \frac{W_m}{A_b} = \quad \quad \quad \mathbf{118,63 \text{ MPa}}$$

$$W_m = \max(W_{m1}; W_{m2}) = \quad \quad \quad \mathbf{141439,42 \text{ N}}$$

B) Tensión debida al empuje del eje

$$S_2 = \frac{E_a}{A_b} = \quad \quad \quad \mathbf{33,01 \text{ MPa}}$$

C) Tensión debida a las cargas dinámicas

$$S_3 = \frac{(A_{CV} + 1) \times W_B}{A_b} = \quad \quad \quad \mathbf{0,39 \text{ MPa}}$$

D) Tension total

$$S_d = S_1 + S_2 + S_3 = \quad \quad \quad \mathbf{152,03 \text{ MPa}}$$

Verificación según NC-3522 (tabla 3521-1).

$$S_d \leq 2S_m \quad \quad \quad \mathbf{152,03 \text{ MPa} < 294 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

6.3.3. Tensión debída a la flexión

$$s_b = \frac{M}{C \times A_{r1}} = \quad \quad \quad \mathbf{1,22 \text{ MPa}}$$

donde

$$M = W_B \times (X_B \times (A_{CV} + 1) + Y_B \times A_{CH}) = \quad \quad \quad \mathbf{67153,97 \text{ Nmm}}$$

$$A_{r1} = \frac{A_b}{2 \times n} \times \left[2 + \sum_{i=1}^n \left(1 + \cos \frac{i \times 360}{n} \right)^2 \right] = \frac{A_b \times 3}{8} = \quad \quad \quad \mathbf{447,09 \text{ mm}^2}$$

$$\text{donde } \left. \begin{array}{l} n = 1 \text{ if } n_b \leq 4 \\ n = 3 \text{ if } 4 < n_b \leq 8 \\ n = 5 \text{ if } 8 < n_b \leq 12 \end{array} \right\} \quad \quad \quad \mathbf{n = 1}$$

6.3.4. Tensión máxima debida a tensión directa y tensión de flexión

$$S = S_d + S_b = \quad \quad \quad \mathbf{153,25 \text{ MPa}}$$

Verificación según NC-3522 (tabla 3521-1).

$$S \leq 2,4S_m \quad \quad \quad \mathbf{153,25 \text{ MPa} < 352,8 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

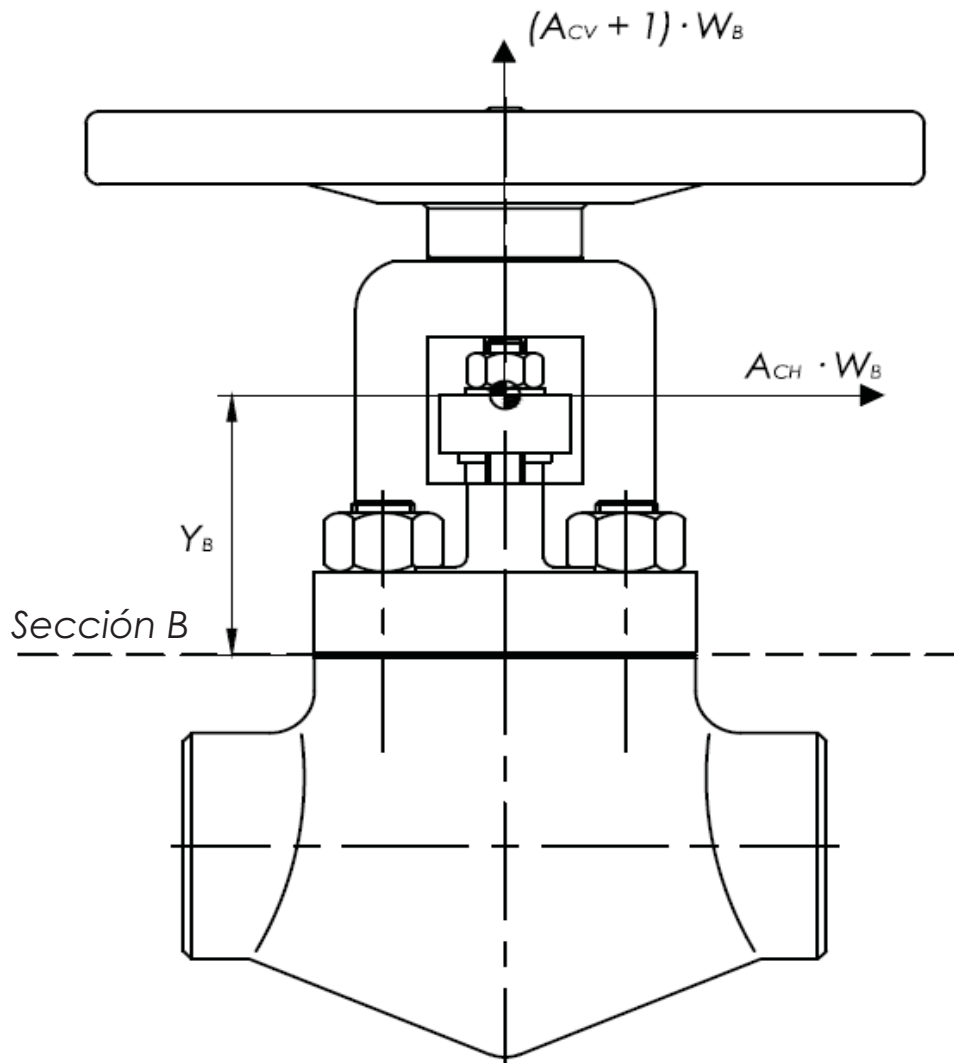


Figura 6.1.



Capítulo 7

Cálculo de la cuña

7. CÁLCULO DE LA CUÑA

Cálculo de la cuña según ASME III Apéndice A-5212 .

Verificación según NB-3546.2.

Datos generales

t	Espesor del cierre	25,00 mm
v	Módulo del Poisson	0,30
P	Presión de diseño	23,54 MPa
R	Radio de asiento	26,00 mm
S	Tensión admisible del cierre a temperatura de diseño	138,00 MPa

7.1. CALCULO DE TENSIONES

Las tensiones principales y deformaciones en el dosco son dadas por la ubicación **r** en el punto **x** de la perpendicular.

- Tensión radial de flexión (**S_R**)

$$S_R = p \frac{3(x)}{4t^3} [(3+\nu)(R^3 - r^2)] \quad [A-5212 (1)]$$

- Tensión tangencial de flexión (**S_t**)

$$S_t = p \frac{3(x)}{4t^3} [(3+\nu)R^2 - (1+3\nu)r^2] \quad [A-5212 (2)]$$

Para $x = t/2$ y $r = 0$ se tiene la tensión máxima, quedando la siguiente ecuación:

$$S_R = S_T = 3 \times P \times R^2 \times \frac{3+\nu}{8 \times t^2} = \quad \quad \quad \mathbf{31,51 \text{ MPa}}$$

Verificación

$$S_R < 1.5S \quad \quad \quad \mathbf{31,51 \text{ MPa} < 207 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$



Capítulo 8

Cálculo del eje

8. CÁLCULO DEL EJE

Para el cálculo del eje se basa en "Shigley's Mechanical Engineering" capítulo III "Deflexión Analysis".

Datos generales

E	Módulo de elasticidad a temperatura de diseño	191000,00 N/mm ²
E_{amb}	Módulo de elasticidad a temperatura ambiente	196000,00 N/mm ²
L_{IN}	Longitud del eje por debajo de la empaquetadura	62,00 mm
L_{eIN}	Longitud efectiva del eje por debajo de la empaquetadura	43,83 mm
L_{out}	Longitud del eje por encima de la empaquetadura	95,00 mm
L_{eOUT}	Longitud efectiva del eje por encima de la empaquetadura	67,17 mm
d_h	Diámetro del eje por debajo de la empaquetadura	15,00 mm
d_{ho}	Diámetro del eje por encima de la empaquetadura	15,00 mm
n	Constante de condición de los apoyos	1,20
r_{iIN}	Radio de inercia por debajo de la empaquetadura	3,75 mm
r_{iOUT}	Radio de inercia por encima de la empaquetadura	3,75 mm
S_y	Límite elástico a temperatura de diseño	688,00 MPa
S_{ya}	Límite elástico a temperatura ambiente	724,00 MPa
S_m	Tensión admisible a temperatura de diseño	266,00 MPa
S_{ma}	Tensión admisible a temperatura ambiente	266,00 MPa
E_h	Máximo empuje del eje	39352,69 N
M_t	Máximo par del eje	60000,00 Nmm
d	Diámetro del eje	15,00 mm

8.1. CÁLCULO A PANDEO

8.1.1. Cálculo del coeficiente de esbeltez del eje por debajo de la empaquetadura

Se determina si el eje se comporta como una columna larga o corta. Para ello se utiliza el factor de columna (λ_o) y el coeficiente de pandeo (λ).

$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times n \times E}{S_y}} = 81,09$$

$$\lambda = \frac{L_{IN}}{r_{iIN}} = \frac{4 \times L_{IN}}{d_h} = 16,53$$

$$\lambda_e = \frac{L_{eIN}}{r_{iIN}} = \frac{4 \times L_{eIN}}{d_h} = \frac{4 \times 0,707 \times L_{IN}}{d_h} = 11,69$$

Si $\lambda > \lambda_o$ el eje actuará como una columna larga → Método Euler. SF = 3

Si $\lambda < \lambda_o$ el eje actuará como una columna corta → Método Johnson. SF = 1,5

SF es el coeficiente de diseño usado según el método empleado. En este caso, el eje por debajo de la empaquetadura actúa como columna corta, por lo tanto se aplica el método Johnson.

Coeficiente de diseño → SF = 1,5

8.1.1.1. Tensión crítica de pandeo por debajo de la empaquetadura

- Método Euler

$$S_{CR} = \frac{\pi^2 \times E}{\lambda_e^2} = 13796,64 \text{ MPa}$$

- Método Johnson

$$S_{CR} = S_Y \times \left[1 - S_Y \times \frac{\lambda_e^2}{4 \times \pi^2 \times E \times n} \right] = 680,85 \text{ MPa}$$

El valor más desfavorable **680,85 MPa**

8.1.1.2 Tensión actual por debajo de la empaquetadura

$$S_{act} = \frac{E_h}{A_h} = 222,69 \text{ MPa}$$

donde A_h es el área de la sección del eje en la parte inferior de la empaquetadura

$$A_h = \frac{\pi \times d^2}{4} = 176,71 \text{ mm}^2$$

Verificación

La tensión actual (S_{act}) no debe ser superior a la tensión admisible (S_{ad}).

$$S_{ad} = \min(S_m ; S_{cr}/SF) = 266,00 \text{ MPa}$$

$$S_{act} \leq S_{ad} \quad 222,69 \text{ MPa} < 266 \text{ MPa} \quad \text{OK}$$

8.1.2. Cálculo del coeficiente de esbeltez del eje por encima de la empaquetadura

Constante de columna (λ_o):

$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times n \times E_{amb}}{S_{ya}}} = \mathbf{80,08}$$

Coeficiente de pandeo (λ):

$$\lambda = \frac{L_{OUT}}{r_i} = \frac{4 \times L_{OUT}}{d_{ho}} = \mathbf{25,33}$$

Coeficiente efectivo de pandeo (λ_e):

$$\lambda_e = \frac{L_e}{r_i} = \frac{4 \times L_e}{d_{ho}} = \frac{4 \times 0.707 \times L_{OUT}}{d_{ho}} = \mathbf{17,91}$$

Si $\lambda > \lambda_o$ el eje actuará como una columna larga \rightarrow Método Euler. SF = 3
Si $\lambda < \lambda_o$ el eje actuará como una columna corta \rightarrow Método Johnson. SF = 1,5

En este caso, el eje por encima de la empaquetadura se comporta como una columna corta, por lo tanto, se aplica el método Johnson.

Coeficiente de diseño \rightarrow SF = **1,5**

8.1.2.1. Tensión crítica de pandeo por encima de la empaquetadura

- Método Euler

$$S_{CR} = \frac{\pi^2 \times E_{amb}}{\lambda_e^2} = \mathbf{6030,21 \text{ MPa}}$$

- Método Johnson

$$S_{CR} = S_{Ya} \times \left[1 - S_{Ya} \times \frac{\lambda_e^2}{4 \times \pi^2 \times E_{amb} \times n} \right] = \mathbf{705,89 \text{ MPa}}$$

Valor más desfavorable **705,89 MPa**

8.1.2.2. Tensión actual por encima de la empaquetadura

$$S_{act} = \frac{E_h}{A_{ho}} = \mathbf{222,69 \text{ MPa}}$$

donde A_{ho} es el área de la sección del eje por encima de la empaquetadura

$$A_{ho} = \frac{\pi \times d_{ho}^2}{4} = \mathbf{176,71 \text{ mm}^2}$$

La tensión actual por encima de la empaquetadura no debe ser superior a la tensión admisible (S_{ad}).

$$S_{ad} = \min(S_{ma}; S_{cr}/SF) = \mathbf{266,00 \text{ MPa}}$$

$$S_{act} \leq S_{ad} \quad \mathbf{222,69 \text{ MPa} < 266 \text{ MPa}} \quad \mathbf{OK}$$

8.2. TENSIÓN DEBIDA AL PAR DEL ACTUADOR

El par del actuador produce una tensión cortante en el eje.

$$T_t = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d_{ho}^3} = 90,54 \text{ MPa}$$

8.3. TENSIÓN EQUIVALENTE MÁXIMA

La tensión máxima equivalente se calcula aplicando Von Mises utilizando la mayor tensión actual de las calculadas por debajo y por encima de la empaquetadura.

$$S_{\max} = \frac{S_{act}}{2} + \sqrt{\frac{S_{act}^2}{4} + T_t^2} = 254,86 \text{ MPa}$$

$$S_{\max} \leq S_{ma} \quad 254,86 \text{ MPa} < 266 \text{ MPa} \quad \text{OK}$$

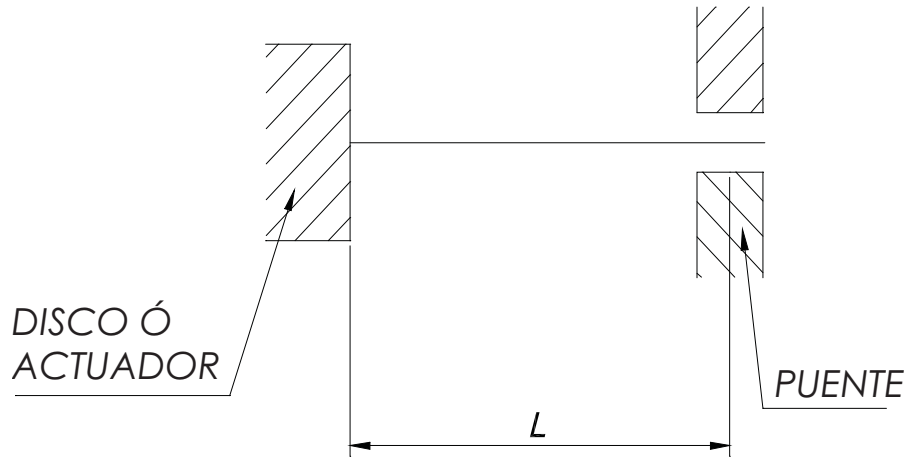


Figura 8.1.



Capítulo 9

Tensiones en el puente

9. CÁLCULO DE TENSIONES EN EL PUENTE Y EN LA TORNILLEÍRA

El cálculo de las tensiones se realiza utilizando ecuaciones de mecánica y resistencia de materiales. Se considera un nivel de servicio D para la siguiente combinación de cargas:

Combinación de cargas: Peso + Cargas dinámicas + fuerzas de actuación de la válvula

LA verificación de las tensiones se realiza conforme a los siguientes criterios:

$0,9S_y$ para tensión de Von Mises

$0,54S_y$ para tensión cortante o de Tresca

Datos generales

W_c	Peso de la masa extendida por encima de la sección C	30,82 N
X_c	Centro de gravedad	0,00 mm
Y_c	Centro de gravedad	91,90 mm
E	Máximo empuje del husillo	39352,69 N
M_a	Máximo par del husillo	60000,00 Nmm
J_c	Momento resistente de la sección C	6904,13 mm ³
A_c	Área de la sección C	1453,50 mm ²
A_{cv}	Aceleración vertical	4,50 g
A_{ch}	Aceleración horizontal	6,36 g
b	Longitud de la pata del puente	28,50 mm
a	Anchura entre las patas del puente	107,00 mm
t_p	Anchura de las patas del puente	25,50 mm
H	Longitud de las patas del puente	56,50 mm
L_b	Distancia del centro de la pata al eje Y	40,75 mm
S_y	Límite elástico del puente	207,00 MPa

9.1. CÁLCULO DE LAS SECCIONES Y MOMENTO RESISTENTES

Área para patas del puente de sección rectangular

$$A = b \cdot t_p = 726,75 \text{ mm}^2$$

$$A_c = 2 \cdot A = 1453,50 \text{ mm}^2$$

Momento resistente

- Respecto al eje X

$$I_{xx} = \frac{1}{6} \times b^3 \times t_p = 98383,78 \text{ mm}^4$$

$$J_{xx} = \frac{2 \times I_{xx}}{b} = \frac{1}{3} \times b^2 \times t_p = 6904,13 \text{ mm}^3$$

- Respecto al eje Z

$$I_{zz} = 2 \times \left[\frac{b \times t_p^3}{12} + b \times t_p \times \left(\frac{a - t_p}{2} \right)^2 \right] = 2492389,13 \text{ mm}^4$$

$$J_{zz} = \frac{2 \times I_{zz}}{a - t_p} = 61162,92 \text{ mm}^3$$

Valor más desfavorable:

$$J_c = \text{Minimum} (J_{xx} ; J_{zz}) = 6904,13 \text{ mm}^3$$

9.2. CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN EL PUENTE

9.2.1. Tensiones longitudinales

A) Tensión normal debidas al peso y cargas dinámicas

$$S_{L1} = \frac{(A_{CV} + 1) \times W_C}{A_C} = 0,12 \text{ MPa}$$

B) Tensión normal debida a las fuerzas de activación de la válvula

$$S_{L2} = \frac{E}{A_C} + \frac{M_a \times H}{L_b \times J_C} = 39,12 \text{ MPa}$$

C) Tensión normal debido a la flexión

$$S_{L3} = \frac{(A_{CH} \times Y_C + (A_{CV} + 1) \times X_C) \times W_C}{J_C} = 2,61 \text{ MPa}$$

D) Tensión normal total

$$S_L = S_{L1} + S_{L2} + S_{L3} = 41,85 \text{ MPa}$$

9.2.2. Tensiones cortantes

A) Tensión cortante debida a la aceleración horizontal

- Para un puente rectangular

$$T_1 = \frac{W_C \times A_{CH}}{A_C} = 0,13 \text{ MPa}$$

B) Tensión cortante debida al par del actuador

- Para un puente rectangular

$$T_2 = \frac{M_T}{(a - tp) \times b \times tp} = 1,01 \text{ MPa}$$

C) Tensión cortante total

$$T = T_1 + T_2 = 1,15 \text{ MPa}$$

9.2.3. Máxima tensión equivalente

Una vez conocidas la tensión normal y la tensión cortante, se calcula la tensión equivalente de Von Mises (S_{max}) y la máxima tensión cortante de Tresca (T_{max}).

$$S_{max} = \left(\frac{S_L}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{S_L}{2}\right)^2 + T^2} = \quad \quad \quad \mathbf{41,88 \text{ MPa}}$$

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{S_L}{2}\right)^2 + T^2} = \quad \quad \quad \mathbf{20,96 \text{ MPa}}$$

Verificación

$$S_{max} \leq 0,9S_y \quad \quad \mathbf{41,88 \text{ MPa} < 186,3 \text{ MPa}} \quad \quad \mathbf{OK}$$

$$T_{max} \leq 0,54S_y \quad \quad \mathbf{20,96 \text{ MPa} < 111,78 \text{ MPa}} \quad \quad \mathbf{OK}$$

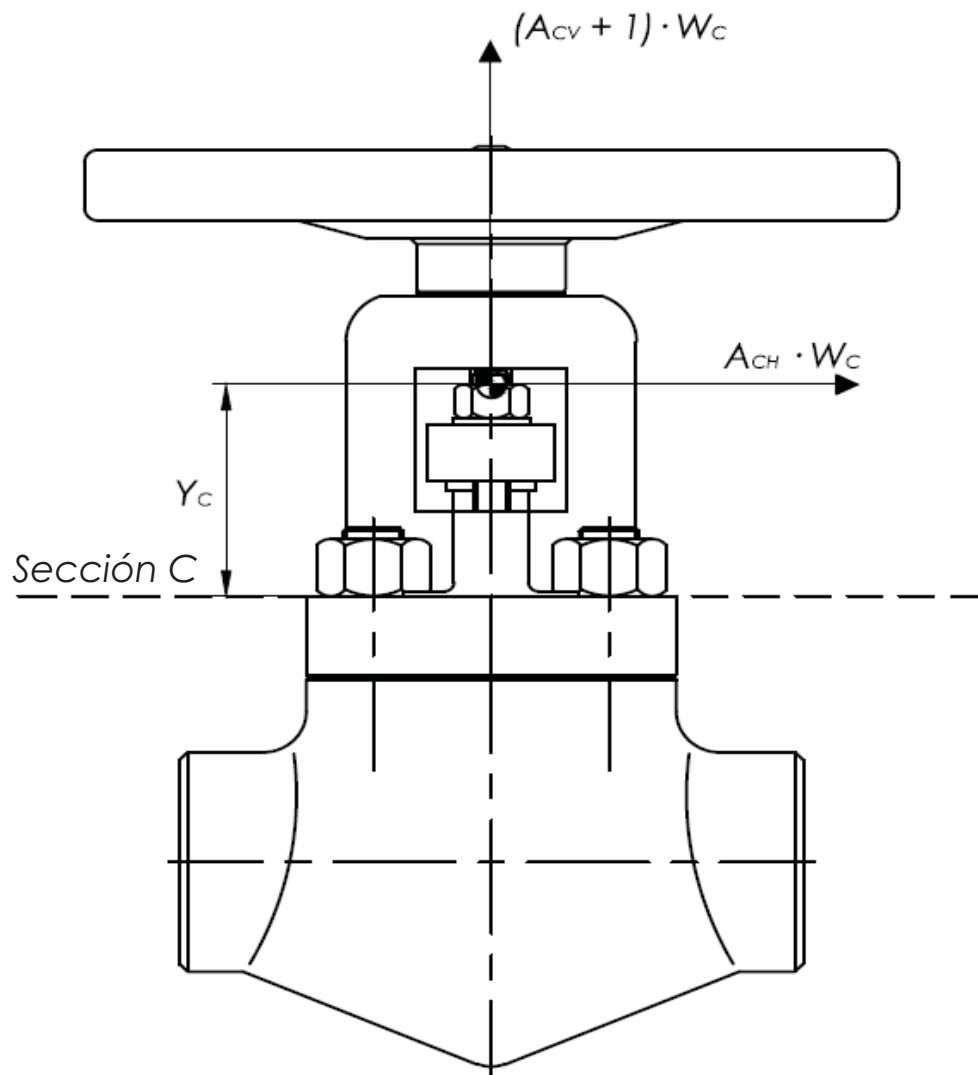
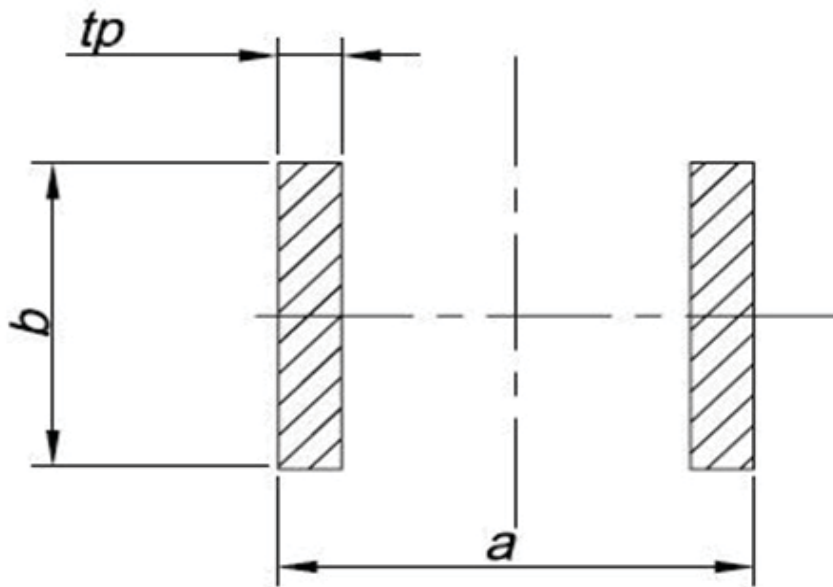


Figura 9.1.



SECCION A-A. Puente rectangular

Figura 9.2.



Capítulo 10

Cálculo de la brida prensaestopas

10. CÁLCULO DE LA BRIDA PRENSAESTOPAS

Se considerará a la brida prensaestopas como un sistema de viga biapoyada simétricamente en el centro y con dos cargas en los extremos como consecuencia del apriete de los tornillos.

Se verifica que la tensión normal en la sección A-A es menor que $0,9S_y$ como criterio de validación.

Datos generales

P	Presión de diseño	23,54 MPa
s	Espesor de la brida	20,00 mm
b	Anchura de la brida en sección A-A	10,50 mm
x	Distancia entre centro de tornillo y sección A-A	32,00 mm
S_y	Límite elástico de la brida a tª ambiente	207,00 MPa
A	Superficie del anillo de la empaquetadura	201,06 mm

10.1. FUERZA DE PRECARGA DE LA EMPAQUETADURA

10.1.1. Presión de apriete requerida en la empaquetadura

$$P_s = \max (15 \text{ Mpa} ; 1,5P) = \quad \quad \quad \mathbf{35,31 \text{ MPa}}$$

10.1.2. Fuerza de precarga total

$$F = P_s \cdot A = \quad \quad \quad \mathbf{7099,50 \text{ N}}$$

10.1.3. Fuerza de apriete por tornillo

$$W = F / 2 = \quad \quad \quad \mathbf{3549,75 \text{ N}}$$

10.2. CÁLCULO TENSIONAL EN LA SECCIÓN A-A

10.2.1. Inercia de sección A-A

$$I_{A-A} = 2 \times \frac{b \cdot s^3}{12} = \quad \quad \quad \mathbf{14000,00 \text{ mm}^4}$$

10.2.2. Tensión normal en sección A-A debida al momento flector

$$\sigma_{A-A} = \frac{W \cdot x}{I_{A-A}} \cdot \frac{s}{2} = \quad \quad \quad \mathbf{81,14 \text{ MPa}}$$

10.3. COMPROBACIÓN

$$\sigma_{A-A} \leq 0,9S_y \quad \quad \quad \mathbf{81,14 \text{ Mpa} < 186,3 \text{ MPa}} \quad \quad \quad \mathbf{OK}$$

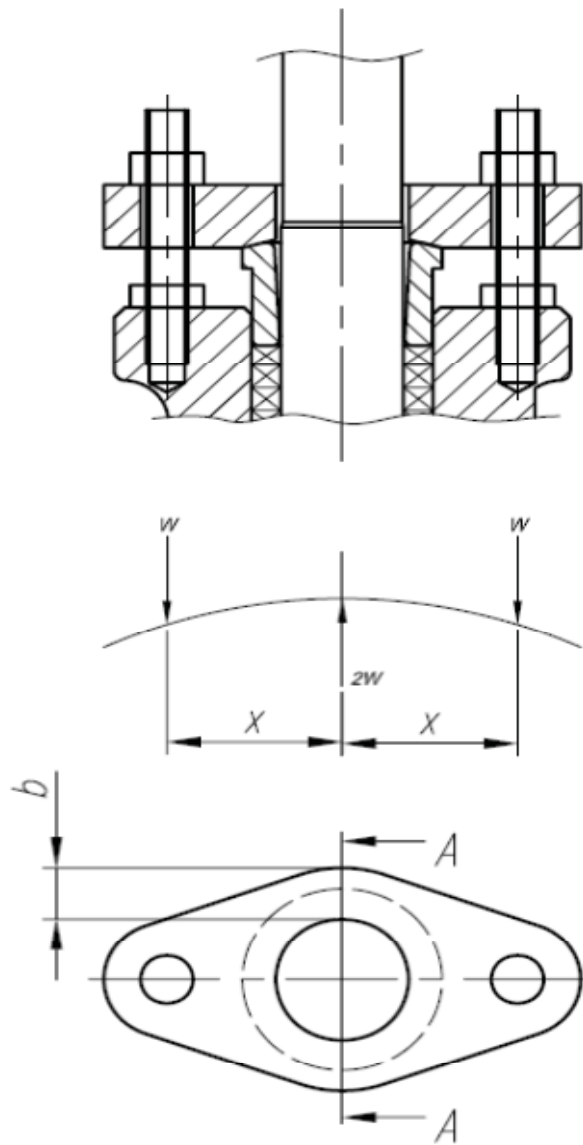


Figura 10.1.

VII. Referencias

- ASME III Div 1 Subsection NC & NB Ed. 2013
- ASME III Appendix XI
- ASME II part D Ed. 2013
- ASME/ANSI B16.34 Ed. 2013
- Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th Edition

