



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA CON
DIÁMETRO NOMINAL DE 750 mm PARA UNA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA DE 34.7 m DE SALTO NETO**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller

LUIS FELIPE VILLARROEL QUINDE

ASESOR: Enrique José Barrantes Peña

Lima, octubre del 2013

Resumen

El presente proyecto de tesis se encarga de desarrollar los temas concernientes al diseño mecánico de una válvula de admisión tipo mariposa de 750 mm de diámetro nominal para una central hidroeléctrica con un salto neto de 34 m. La justificación para realizar este proyecto radica en que las válvulas de admisión necesitan satisfacer requerimientos especiales de la instalación, los cuales no se pueden solucionar con la simple selección del equipo a partir de un catálogo. El espacio disponible, el ambiente de trabajo y los tiempos de operación de la válvula, son algunos ejemplos de temas de interés que requieren a veces la realización de un diseño particular.

Por tanto, en este trabajo se recopiló la información necesaria que permitió el dimensionamiento de la válvula y la automatización de la misma. El estado del arte del diseño, la selección del concepto de solución, la determinación de las fuerzas actuantes, el diseño de los elementos de la válvula, la automatización del equipo y el presupuesto del proyecto son sólo algunos temas que fueron tratados en este documento. Además, en este trabajo se adjuntaron anexos y planos los cuales permitirán la fabricación, montaje y operación del equipo.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA CON DIÁMETRO NOMINAL DE 750 mm PARA UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE 34.7 m DE SALTO NETO**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Ing. Enrique Barrantes Peña

ASESOR : Ing. Enrique Barrantes Peña

TESISTA : Luis Felipe Villarroel Quinde.

CÓDIGO : 2003.0312

FECHA : 22/05/2012

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En las centrales hidroeléctricas, una válvula muy importante es la válvula de admisión la cual permite ó corta el suministro de agua hacia la turbina hidráulica y puede ser de diversos tipos como compuerta, esférica, mariposa y otros más.

La válvula tipo mariposa es una de las válvulas más exitosas que se usan hoy en día. Sin embargo, para poder instalarla como válvula de admisión debe cumplir con requisitos únicos de la central y pueden obligar a realizar todo el diseño de la válvula.

Por tanto, en este tema de tesis se propone desarrollar el diseño mecánico de una válvula de admisión tipo mariposa, con diámetro nominal de 750mm para una central hidroeléctrica de 34.7 m de salto neto siguiendo las consideraciones de la norma americana AWWA C504-06.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA CON
DIÁMETRO NOMINAL DE 750 mm PARA UNA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA DE 34.7 m DE SALTO NETO**

Introducción

1. Características del proyecto.
2. Diseño Mecánico.
3. Presupuesto del proyecto.

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Ing. Enrique Barrantes Peña.

Asesor



Dedicatoria:

A Dios, por permitirme el milagro de la vida hasta el día de hoy.

A mis amados padres Abel y Beatriz, por todo el esfuerzo, amor y cariño que me han entregado y a mis queridos hermanos: Liz, Paola, Carlos y Diego quienes me han brindado las mayores alegrías de esta vida.

Agradecimiento.

A mi asesor Enrique Barrantes Peña por ser la primera persona que confió en mi capacidad y me brindó la oportunidad de desarrollarme en el Área de Energía de la sección de Ingeniería Mecánica.

A todos los profesores que me enseñaron durante mi período como estudiante universitario en especial a los profesores, compañeros y técnicos del Laboratorio de Energía de la PUCP: Doctor Luis Chirinos, Ingeniero Ronald Mas, Allan Flores, David Enriquez, Ronald Díaz, Pedro Gonzáles, Broni Huamán, Yhonattan Rodríguez y demás compañeros. Espero, a través de los conocimientos impartidos, ser un motor de cambio en un país que necesita de cada uno de nosotros para poder salir adelante.

A los ingenieros Walter Tupia y Jorge Fernández por los consejos brindados durante la elaboración de los planos.

A los compañeros de trabajo, técnicos e ingenieros de la empresa EDEGEL S.A.A – Área de Centrales Hidráulicas, en especial al ingeniero Alejandro Cerrón Reymundo y al técnico Jesús Granados Holguín por su amistad y consejos brindados.

A Emma, por todo el apoyo, comprensión y consejos brindados.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO.....	3
1.1. Estado del arte.....	3
1.1.1. La aplicación de las válvulas en la industria.....	3
1.1.2. La válvula de admisión en las centrales hidroeléctricas.....	6
1.1.3. Características y ventajas de la válvula tipo mariposa.....	9
1.1.4. Principios de sellado.....	11
1.1.5. Mecanismos de accionamiento y control.....	14
1.2. Condiciones de la instalación y lista de exigencias.....	15
1.3. Estructura de funciones.....	18
1.4. Matriz morfológica y determinación del proyecto preliminar.....	19
1.5. Descripción detallada del proyecto de solución óptimo.....	24
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	26
2. DISEÑO MECÁNICO.....	27
2.1. Determinación del torque de accionamiento de la válvula.....	29
2.1.1. Determinación de la posición de diseño de la válvula.....	29
2.1.2. Determinación del torque preliminar de accionamiento.....	30
2.1.3. Selección preliminar del pistón hidráulico.....	36
2.1.4. Corrección y determinación del torque de accionamiento.....	38
2.2. Estudio, selección y diseño de los componentes de la válvula.....	39
2.2.1. Determinación del espesor de las placas de las pesas.....	39
2.2.2. Verificación del pistón y estudio del pandeo en el vástago.....	40
2.2.3. Determinación del espesor del cuerpo.....	43
2.2.4. Determinación del espesor del anillo asiento y soldadura.....	45
2.2.5. Determinación del espesor de la lenteja y soldadura.....	48
2.2.5.1. Determinación del espesor de la lenteja por resistencia...	50
2.2.5.2. Determinación del espesor de la lenteja por deflexión....	51
2.2.5.3. Determinación de las soldaduras de los cubos.....	53
2.2.6. Diseño del pasador de transmisión del pistón hidráulico.....	55
2.2.6.1. Estudio de la resistencia a la fluencia del pasador.....	56
2.2.6.2. Estudio de la resistencia de los apoyos del pasador.....	57
2.2.7. Diseño del brazo palanca.....	59
2.2.8. Diseño del eje de potencia.....	61

2.2.8.1. Estudio de la resistencia a la fluencia del eje.....	61
2.2.8.2. Estudio de la deflexión por torsión del eje.....	64
2.2.8.3. Estudio de la deflexión por flexión del eje.....	65
2.2.8.4. Estudio de la resistencia a la fatiga del eje.....	67
2.2.9. Diseño de los pasadores de transmisión.....	76
2.2.10. Diseño de las chavetas.....	78
2.2.11. Diseño del cojinete del eje de potencia.....	80
2.2.12. Diseño de la estructura del pistón.....	82
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
3. PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	90
3.1. Determinación del presupuesto del proyecto.....	90
3.2. Evaluación económica del proyecto.....	92
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96
CONCLUSIONES.....	97
RECOMENDACIONES.....	98
BIBLIOGRAFÍA.....	99
 <u>PLANOS</u>	
• ENS.01. Ensamble general	
• ENS.02. Ensamble general-vistas de sección	
• ENS.03. Ensamble general-vistas de sección	
• ENS.04. Ensamble-válvula cerrada	
• DSP.01. Despiece-cuerpo	
• DSP.02. Despiece-brida móvil y tope	
• DSP.03. Despiece-pesa y soporte de pesas	
• DSP.04. Despiece-brazo palanca	
• DSP.05. Despiece-disco lenteja	
• DSP.06. Despiece-anillo de fijación y sello	
• DSP.07. Despiece-portacojinetes	
• DSP.08. Despiece-cojinetes	
• DSP.09. Despiece-eje potencia, auxiliar y freno	
• DSP.10. Despiece-tapa potencia, auxiliar, brazo y pistón	
• DSP.11. Despiece-componentes auxiliares	
• DSP.12. Despiece-componentes de pistón	

- DSP.13. Despiece-componentes de sensores
- CTR.01. Control-Disposición de equipos y tableros
- CTR.02. Control-Componentes de la unidad de presión y otros
- CTR.03. Control-Circuito de fuerza y control

ANEXOS

- ANEXO A. Verificación de los tiempos de maniobra de la válvula de admisión.
- ANEXO B. Determinación del caudal de aceite en el pistón durante la apertura y cierre de la válvula de admisión.
- ANEXO C. Selección de la unidad de presión y descripción de los componentes involucrados en la maniobra de la válvula de admisión.
- ANEXO D. Cálculo de las pérdidas de presión de aceite durante el cierre de la válvula de admisión.
- ANEXO E. Diseño de las barras soporte de las pesas.
- ANEXO F. Verificación de los pernos soporte de las bridas de la válvula.
- ANEXO G. Diseño del eje de freno mecánico.
- ANEXO H. Determinación de las fuerzas en el eje con la válvula abierta.
- ANEXO I. Verificación del diámetro del pasador por la resistencia a la fatiga.
- ANEXO J. Diseño del cabezal del pistón hidráulico.
- ANEXO K. Diseño de la soldadura del cubo del brazo palanca.
- ANEXO L. Diseño del soporte 1 y 2 de la estructura del pistón.
- ANEXO M. Diseño de los pernos del soporte del pistón.
- ANEXO N. Diseño de la soldadura del soporte 2 de la estructura del pistón.
- ANEXO O. Selección de componentes del circuito eléctrico de fuerza.
- ANEXO P. Especificaciones de los componentes eléctricos utilizados.
- ANEXO Q. Instrucciones para operar la válvula de admisión tipo mariposa.
- ANEXO R. Análisis del flujo a través de la válvula utilizando el software ANSYS-CFX.
- ANEXO S. Fotografías de equipo real fabricado e instalado.
- ANEXO T. Cotización del proyecto según la empresa IMP Ingenieros E.I.R.L.
- ANEXO U. Cotización del proyecto según la empresa CyM Asociados.

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1.1.	Clasificación de las válvulas de acuerdo a su tipo general.....	4
Tabla 1.2.	Tiempo de operación sugerido de las válvulas de admisión.....	8
Tabla 1.3.	Tiempo de operación de las válvulas de admisión de la empresa EDEGEL S.A.A.....	9
Tabla 1.4.	Matriz morfológica de las alternativas de solución del proyecto.....	19
Tabla 1.5.	Resultados de la evaluación de las cuatro propuestas de solución...	21
Tabla 1.6.	Evaluación técnica de los proyectos preliminares.....	23
Tabla 1.7.	Evaluación económica de los proyectos preliminares.....	23
Tabla 3.1.	Presupuestos del proyecto según dos cotizaciones.....	91
Tabla 3.2.	Cuadro de costos de mantenimiento.....	93

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

		Pág.
Figura 1.1.	Vista general de una válvula esférica.....	5
Figura 1.2.	Vista general de una válvula compuerta.....	5
Figura 1.3.	Vista general de una válvula mariposa.....	6
Figura 1.4.	Esquema típico de una central hidroeléctrica.....	6
Figura 1.5.	Válvula de admisión tipo mariposa de la central Chimay.....	7
Figura 1.6.	Válvulas de admisión tipo esférica de la central Matucana.....	7
Figura 1.7.	Válvula de admisión con elementos típicos.....	8
Figura 1.8.	Esquema general de una válvula mariposa.....	10
Figura 1.9.	Esquema del sellado en una válvula mariposa.....	11
Figura 1.10.	Excentricidades en una válvula mariposa.....	12
Figura 1.11.	Diferentes excentricidades en válvulas mariposas.....	13
Figura 1.12.	Válvula mariposa con doble excentricidad con movimiento tipo leva...	13
Figura 1.13.	Sensor de fin de carrera de brazo pivotante.....	15
Figura 1.14.	Vista general de la sala de máquinas de la central.....	15
Figura 1.15.	Vista general de la válvula compuerta a ser reemplazada.....	16
Figura 1.16.	Estructura de funciones de la válvula mariposa a diseñar.....	18
Figura 1.17.	Resultados de la evaluación en los proyectos preliminares.....	24
Figura 1.18.	Esquema general de la válvula mariposa a diseñar.....	24
Figura 2.1.	Procedimiento general para realizar los cálculos.....	28
Figura 2.2.	Excentricidad del centro de gravedad respecto al centro de giro.....	31
Figura 2.3.	Presión y fuerza resultante en la lenteja debido al agua.....	31
Figura 2.4.	Esquemas para analizar el sello de la lenteja.....	32
Figura 2.5.	Esquema para analizar el torque T_s	33
Figura 2.6.	Vista de la máxima interferencia entre el sello y el asiento.....	34
Figura 2.7.	Presión y fuerza resultantes en la lenteja debido al agua.....	35
Figura 2.8.	Fuerza aplicada por el pistón sobre el brazo palanca.....	37

Figura 2.9.	Esquema de las pesas cuando la válvula está cerrada.....	39
Figura 2.10.	Esquema para el análisis por pandeo del vástago del pistón.....	41
Figura 2.11.	Esquema del cuerpo de la válvula.....	43
Figura 2.12.	Esquema con presiones y fuerzas para el análisis del anillo asiento...	45
Figura 2.13.	Esquemas del disco lenteja.....	48
Figura 2.14.	Diagramas de fuerzas internas del disco lenteja.....	49
Figura 2.15.	Esquema para el análisis de las soldaduras de los cubos.....	53
Figura 2.16.	Esquemas del pasador de transmisión del pistón.....	55
Figura 2.17.	Diagramas de fuerzas internas del pasador del pistón.....	56
Figura 2.18.	Esquemas generales del brazo palanca.....	59
Figura 2.19.	Esquemas para el análisis del brazo palanca.....	59
Figura 2.20.	Diagramas de fuerzas internas del brazo palanca.....	60
Figura 2.21.	Esquemas del eje potencia	62
Figura 2.22.	Diagrama de cuerpo libre del eje potencia.....	62
Figura 2.23.	Diagramas de fuerzas internas del eje.....	63
Figura 2.24.	Detalle del eje de potencia para el análisis de fatiga.....	68
Figura 2.25.	Esquema de disposición de los pines de transmisión.....	77
Figura 2.26.	Esquema de disposición de las chavetas.....	78
Figura 2.27.	Esquemas del cojinete.....	80
Figura 2.28.	Estructura del pistón	82
Figura 2.29.	Esquemas generales del soporte del pistón.....	83
Figura 2.30.	Esquemas para el análisis del soporte del pistón.....	83
Figura 2.31.	Diagramas de fuerzas internas del soporte del pistón.....	84
Figura 3.1.	Flujo de caja del proyecto para la central hidroeléctrica.....	94

LISTA DE SÍMBOLOS

A	: Área de la sección transversal del componente de estudio, en mm^2
A_{cw}	: Ancho total de las pesas de cierre, en mm
A_d	: Área de la sección transversal del disco lenteja en una coordenada x específica, en mm^2
A_e	: Área del émbolo del pistón hidráulico, en mm^2
A_{emin}	: Área mínima del émbolo del pistón hidráulico, en mm^2
a_s	: Espesor de la garganta de los cordones de soldadura del anillo asiento, en mm
a_{sl}	: Espesor de garganta de los cordones de soldadura del cubo de la lenteja, en mm
b_{ch}	: Ancho de la chaveta del brazo palanca, en mm
B_{cw}	: Longitud de cada pesa del contrapeso, en mm
B_{sl}	: Ancho de los cubos del disco lenteja, en mm
c_c	: Coeficiente de confiabilidad, para el análisis por fatiga en un componente
c_{carg}	: Coeficiente de carga, para el análisis por fatiga en un componente
C_f	: Coeficiente de fricción entre cojinete y eje de potencia
C_g	: Distancia entre el centro de gravedad del disco lenteja y el centro de giro de la válvula, en mm
COK_{proy}	: Costo de oportunidad del capital del proyecto, en %
c_{sl}	: Promedio de las bases de la sección en forma trapezoidal del sello del disco lenteja, en mm
c_t	: Coeficiente de tamaño, para el análisis por fatiga de un componente
c_{temp}	: Coeficiente de temperatura, para el análisis por fatiga de un componente
c_s	: Coeficiente de superficie, para el análisis por fatiga de un componente
d_{as-1}	: Diámetro de la superficie del anillo asiento que está sometida a corte, en mm
D_d	: Diámetro del disco lenteja sometido a la presión del agua, en mm
d_{dM}	: Distancia al eje de giro del diferencial de arco, en el análisis del torque de asiento de la válvula, en mm
d_{icu}	: Diámetro interno del cuerpo de la válvula, en mm
$d_{p/s}$: Diámetro del pasador entre el eje potencia y el disco lenteja, en mm
d_{ppp}	: Diámetro del pasador de transmisión del pistón hidráulico, en mm
d_s	: Diámetro del eje potencia de la válvula, en mm
d_{sp-4a}	: Diámetro del agujero del soporte del pistón (Item 4a), en mm
d_{vp}	: Diámetro del vástago del pistón hidráulico, en mm
E	: Módulo de elasticidad del material que se esté analizando, en N/mm^2
e_b	: Espesor de las planchas del brazo palanca, en mm
e_{cu}	: Espesor del cuerpo de la válvula, en mm
e_d	: Espesor del disco lenteja, en mm
E_s	: Módulo de elasticidad del material del sello de la válvula, en N/mm^2
e_{as}	: Espesor del anillo asiento, en mm
e_{sp-4a}	: Espesor del soporte del pistón (Item 4a), en mm
e_x	: Excentricidad de la válvula en dirección perpendicular al eje de la misma, en mm

F_c	: Fuerza actuante resultante sobre el cojinete , en N
$F_{c/xy}$: Fuerza actuante sobre el cojinete en el plano xy, en N
$F_{c/xz}$: Fuerza actuante sobre el cojinete en el plano xz, en N
FCC_N	: Flujo neto de caja en el período N , en \$
F_L	: Fuerza resultante debido a la presión del agua sobre el disco lenteja, en N
F_{pmax}	: Fuerza máxima que entrega el pistón hidráulico, en N
F_{ps}	: Fuerza debido a la presión del sello sobre el asiento, en N
F_{pn-1}	: Fuerza del agua sobre el asiento debido a la cara inclinada del asiento, en N
F_{pn-1h}	: Componente de la fuerza F_{pn-1} en la dirección del flujo, en N
F_{pn-2}	: Fuerza debido a la presión del agua sobre el anillo asiento en la dirección del flujo de agua, en N
F_{ps-h}	: Componte de la fuerza F_{ps} en la dirección del flujo, en N
FS_F	: Factor de seguridad a la fluencia
FS_{fatiga}	: Factor de seguridad a la fatiga
FS_p	: Factor de seguridad al pandeo
F_t	: Fuerza de accionamiento del pistón hidráulico sobre el brazo palanca, en N
g	: Aceleración de la gravedad, en m/s^2
G	: Módulo de elasticidad transversal del material que se esté analizando, en N/mm^2
H_b	: Altura de la sección del brazo palanca, en mm
h_{ch}	: Altura de la chaveta del brazo palanca, en mm
H_{cw}	: Altura de las pesas de cierre, en mm
H_s	: Altura de la sección del sello de la válvula, en mm
H_{sl}	: Altura de la sección de los cubos de la lenteja, en mm
H_{sp-4a}	: Altura de la sección del soporte del pistón (Item 4a), en mm
I	: Momento de inercia de la sección transversal del componente de estudio, en mm^4
I_{dy}	: Momento de inercia (respecto al eje y) de la sección transversal del disco lenteja en una coordenada x específica, en mm^4
i_{min}	: Radio mínimo de giro de la sección que se esté analizando, en mm
J	: Momento de inercia polar de la sección transversal del componente de estudio, en mm^4
L_{apoyos}	: Longitud entre apoyos del elemento que se esté analizando, en mm
L_{a-as}	: Longitud aproximada de la zona donde no hay contacto entre el sello y el asiento de la válvula cuando ésta se encuentra cerrada, en mm
l_{bcw}	: Longitud del brazo palanca de las pesas de cierre, en mm
l_{bp}	: Longitud del brazo palanca del pistón hidráulico respecto al eje de giro de la válvula, en mm
l_c	: Longitud del cojinete del eje potencia de la válvula, en mm
l_{ch}	: Longitud de la chaveta del brazo palanca, en mm
l_{e-AB}	: Longitud del tramo AB del eje potencia, en mm
l_{e-BC}	: Longitud del tramo BC del eje potencia, en mm
L_{pd}	: Longitud efectiva de pandeo del vástago del pistón, en mm
L_{s-as}	: Longitud aproximada de la zona de contacto entre el sello y el asiento de la válvula, en mm

$l_{s/pas}$: Longitud de los cojinetes de apoyo del pasador del pistón, en mm
l_{vp}	: Longitud del vástago del pistón, en mm
$M_{10-15Ax}$: Momento torsor a transmitir por los pasadores del cubo de la lenteja, en N-mm
M_{10-15y}	: Momento que ejerce el disco lenteja sobre el eje potencia en la dirección y, en N-mm
$M_{15-10C.y}$: Momento que ejerce el cubo del eje potencia sobre la lenteja en la dirección y, en N-mm
$M_{15-16.y}$: Momento que ejerce el eje potencia sobre el cojinete en la dirección y, en N-mm
$M_{15-16.z}$: Momento que ejerce el eje potencia sobre el cojinete en la dirección z, en N-mm
M_{16-15y}	: Momento que ejerce el cojinete sobre el eje potencia en la dirección y, en N-mm
M_{6-15x}	: Momento torsor del brazo palanca sobre el eje de potencia, en N-mm
M_f	: Momento flector actuante en una determinada sección, en N-mm
M_{fmax}	: Momento flector máximo que está actuando en una sección, en N-mm
M_{fmin}	: Momento flector mínimo que está actuando en una sección, en N-mm
M_{f-xy}	: Momento flector sobre el eje potencia en el plano xy, en N-mm
M_{f-xz}	: Momento flector interno del eje potencia en el plano xz, en N-mm
M_t	: Momento torsor actuante en una determinada sección, en N-mm
M_{tmax}	: Momento torsor máximo que está actuando en una sección, en N-mm
M_{tmin}	: Momento torsor mínimo que está actuando en una sección, en N-mm
N	: Fuerza axial interna que actúa en una sección determinada, en N
n_{cw}	: Número de pesas del contrapeso
p_n	: Presión nominal del agua registrada a la salida de la válvula, en N/mm ²
p_p	: Presión de aceite en el pistón hidráulico durante la apertura de la válvula, en N/mm ²
p_s	: Presión existente en la superficie de contacto entre el sello y el anillo asiento, en N/mm ²
r	: Radio de ubicación del punto en donde se está analizando el esfuerzo debido al momento torsor, en mm
$R_{15-10.Cz}$: Reacción del cubo del eje de potencia sobre la lenteja en la dirección z, en N
$R_{15-16.y}$: Reacción del eje potencia sobre el cojinete en la dirección y, en N
$R_{15-16.z}$: Reacción del eje potencia sobre el cojinete en la dirección z, en N
$R_{16-15.y}$: Reacción del cojinete sobre el eje potencia en la dirección y, en N
$R_{6-15.u}$: Reacción del brazo palanca sobre el eje potencia en dirección u, en N
$R_{6-15.v}$: Reacción del brazo palanca sobre el eje potencia en dirección v, en N
R_d	: Radio del disco lenteja sometido a la presión del agua, en mm
r_f1	: Rendimiento de un bono del tesoro de los EE.UU a cinco años para el día 06.11.2012, en %
$r_m - r_f2$: Prima por riesgo mercado
r_p	: Riesgo país, en pbs
R_s	: Radio de contacto entre el sello y el anillo asiento, en mm
T_{ach}	: Torque debido a la resistencia del aceite a fluir por el circuito hidráulico, en N-mm
T_{ba}	: Torque de fricción en los cojinetes de los ejes de la válvula en el momento de la apertura de la misma, en N-mm

T_{bc}	: Torque de fricción en los cojinetes de los ejes de la válvula en el momento del cierre de la misma, en N-mm
T_{cg}	: Torque debido a la excentricidad del centro de gravedad de la lenteja respecto al centro de giro de la válvula, en N-mm
T_{cwa}	: Torque debido a las pesas de cierre en el momento de la apertura de la válvula, en N-mm
T_{ha}	: Torque de la fuerza resultante del agua sobre la lenteja en el momento de la apertura de la válvula, en N-mm
T_{hc}	: Torque de la fuerza resultante del agua sobre la lenteja en el momento del cierre de la válvula, en N-mm
TIR	: Tasa interna de retorno, en %
T_p	: Torque de fricción existente entre el anillo asiento de la válvula y los cubos del disco lenteja, en N-mm
T_{pmax}	: Torque máximo generado por el pistón hidráulico sobre la válvula, en N-mm
T_{pt}	: Torque de selección del pistón hidráulico, en N-mm
t_r	: Tasa de descuento para un determinado proyecto, en %
T_s	: Torque de asiento ó de fricción existente entre el sello de la válvula y el anillo asiento de la misma, en N-mm
T_t	: Torque de accionamiento de la válvula, en N-mm
V	: Fuerza cortante interna que actúa en una sección determinada, en N
VAN	: Valor actual neto, en \$
$WACC$: Tasa de rendimiento, en %
W_{cw}	: Peso de las pesas de cierre, en N
W_d	: Peso del disco lenteja, en N
y_{CG}	: Coordenada y de la posición del centro de giro de la válvula, en mm
y_{LN}	: Distancia del punto en donde se está analizando el esfuerzo flector hacia la línea neutra de la sección, en mm
α	: Ángulo de inclinación del eje del brazo palanca con el eje de la válvula cuando ésta se encuentra abierta, en °
α_l	: Ángulo de inclinación del anillo asiento, en °
β	: Ángulo de inclinación del eje del brazo palanca con el eje de la válvula cuando ésta se encuentra cerrada, en °
β_K	: Factor de concentración de esfuerzos, para el análisis por fatiga de un componente
β_{proy}	: Cantidad de riesgo respecto al portafolio del mercado
δ	: Deflexión de un punto de un componente, en mm
δ_{adm}	: Deflexión admisible para el componente que se esté analizando, en mm
$\delta_{adm/l}$: Deflexión admisible por longitud entre apoyos del componente, en mm/longitud entre apoyos
δ_{max}	: Deflexión máxima en el disco lenteja, en mm
ΔP_{ach}	: Caída de presión del aceite a través del circuito hidráulico durante el cierre de la válvula de admisión, en N/mm ²
ΔP_a	: Diferencia de presiones entre las caras del disco lenteja al momento de la apertura de la misma, en N/mm ²
ΔP_c	: Diferencia de presiones entre las caras del disco lenteja cuando la válvula se encuentra cerrada, en bar

δ_s	: Deflexión transversal del sello de la válvula, en mm
θ_{l-adm}	: Deflexión angular admisible por longitud entre apoyos del componente, en rad/longitud entre apoyos
θ_{pl}	: Ángulo de inclinación del eje del pistón con el eje del brazo palanca cuando la válvula se encuentra cerrada, en °
λ	: Esbeltez del componente que se está analizando por pandeo
μ_s	: Coeficiente de fricción entre el nitrilo NBR y el acero
ν_1	: Coeficiente de forma dinámico para el estudio de la soldadura
ν_2	: Factor por clase de calidad para el estudio de la soldadura
ν_s	: Módulo de Poisson del material del sello de la válvula
ρ_s	: Densidad del acero, en kg/m ³
ρ_w	: Densidad del agua, en kg/m ³
σ	: Esfuerzo normal resultante en un punto específico de una sección, en N/mm ²
σ_a	: Esfuerzo por carga axial que actúa en un punto específico, en N/mm ²
σ'_a	: Esfuerzo normal alternante sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{adm}	: Esfuerzo axial admisible al que se puede someter un punto específico respecto al límite de fluencia del material, en N/mm ²
σ'_{aeq}	: Esfuerzo alternante equivalente sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{ap}	: Esfuerzo de aplastamiento en un punto específico, en N/mm ²
σ_B	: Resistencia a la tracción del material que se está analizando, en N/mm ²
σ_{eq}	: Esfuerzo equivalente que actúa en un punto específico, en N/mm ²
σ_F	: Límite de fluencia del material que se está analizando, en N/mm ²
σ_f	: Esfuerzo debido a un momento flector que actúa en un punto específico, en N/mm ²
σ_{fAlt}	: Límite de fatiga de un material por esfuerzo de flexión alternante, en N/mm ²
σ_{fpuls}	: Esfuerzo límite pulsante del material que se está analizando, en N/mm ²
σ_{fs}	: Esfuerzo de flexión superior sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{fi}	: Esfuerzo de flexión inferior sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{fm}	: Esfuerzo de flexión medio sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{fa}	: Esfuerzo de flexión alternante sobre un punto específico, en N/mm ²
σ'_{fa}	: Esfuerzo modificado de flexión alternante sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_m	: Esfuerzo normal medio sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{meq}	: Esfuerzo medio equivalente sobre un punto específico, en N/mm ²
σ_{padm}	: Resistencia admisible al pandeo del material que se está analizando, en N/mm ²
σ_{vp}	: Esfuerzo de compresión en el vástago del pistón hidráulico, en N/mm ²
τ	: Esfuerzo de corte actuando en un punto específico de una sección, en N/mm ²
τ'_a	: Esfuerzo de corte alternante sobre un punto específico, en N/mm ²
τ_{adm}	: Esfuerzo cortante admisible al que se puede someter un punto específico, en N/mm ²
$\tau_{adm/sold}$: Esfuerzo cortante admisible en los cordones de soldadura del anillo asiento, en N/mm ²
τ_{as}	: Esfuerzo de corte máximo que actúa en el anillo asiento, en N/mm ²

- $\tau_{as/c-sold}$: Esfuerzo de corte en cada cordón de soldadura que sujeta al anillo asiento, en N/mm^2
- τ_c : Esfuerzo debido a una fuerza cortante que actúa en un punto específico, en N/mm^2
- τ_t : Esfuerzo (debido a un momento torsor) que actúa en un punto específico, en N/mm^2
- τ_m : Esfuerzo de corte medio que actúa sobre un punto específico, en N/mm^2
- τ_{ts} : Esfuerzo torsor superior actuante en un punto, en N/mm^2
- τ_{ti} : Esfuerzo torsor inferior actuante en un punto, en N/mm^2
- τ_{tm} : Esfuerzo torsor medio que actúa en un punto, en N/mm^2
- τ_{ta} : Esfuerzo torsor alternante que actúa en un punto, en N/mm^2
- τ'_{ta} : Esfuerzo torsor alternante modificado, para el análisis por fatiga, en N/mm^2



INTRODUCCIÓN

Una válvula muy importante en las centrales hidroeléctricas es la válvula de admisión la cual permite ó corta el suministro de agua hacia la turbina hidráulica. Esta válvula, ubicada entre la tubería forzada y la turbina, puede ser de muchos tipos como compuerta, esférica, mariposa y otros más.

La válvula mariposa, inventada aproximadamente en el siglo XVIII, es una de las válvulas más exitosas que se usan hoy en día¹. Existen diversos modelos así como métodos de sellado y mecanismos de accionamiento. Sin embargo, para su implementación como válvula de admisión, debe cumplir con requisitos únicos de la central lo cual puede obligar a realizar el diseño completo de la válvula. No basta con realizar una simple selección del equipo a partir de un catálogo.

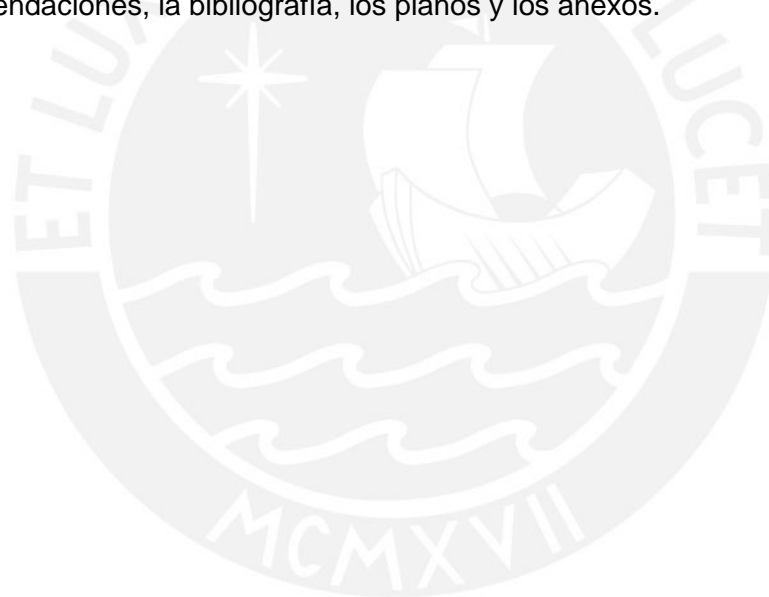
En particular, se analizará el caso de una central hidroeléctrica situada en la provincia de Caylloma, departamento de Arequipa. La central tiene una potencia instalada de 0.52 MW, un salto neto de 34.7 m y funciona con una válvula de admisión tipo compuerta de 750 mm de diámetro nominal. Debido al mal estado de los componentes internos de la válvula compuerta y lo difícil que resulta automatizarla, se propone cambiarla por una válvula mariposa automatizada.

Para realizar el diseño de la válvula mariposa existen diversas normas internacionales entre las que destacan las de la *American Water Works Association* (AWWA por sus siglas). En particular, la norma AWWA C504-06 titulada *Rubber-Seated Butterfly Valves* muestra recomendaciones generales para el diseño de válvulas mariposas y el manual AWWA M49 titulado *Butterfly Valves: Torque, Head Loss and Cavitation Analysis* muestra recomendaciones para el cálculo del torque de accionamiento de la válvula. Para el diseño de los componentes se utilizan métodos analíticos basados en la teoría de los cursos de resistencia de materiales y elementos de máquinas.

¹ DICKENSON, Christopher. *Valves, Piping and Pipelines Handbook*. 3era edición. Oxford: Elsevier Science Ltd, 1999.

Por tanto, en este trabajo de tesis se desarrollará el diseño mecánico de una válvula mariposa de 750 mm de diámetro nominal para una central hidroeléctrica de 34.7 m de salto neto siguiendo las recomendaciones de la norma AWWA C504 y del manual AWWA M49. La tesis se encarga del diseño mecánico de los principales componentes de la válvula, así como la selección de los equipos auxiliares.

Este trabajo de tesis se compone de tres capítulos. En el primer capítulo, se exponen las características de diseño y sus exigencias, la estructura de funciones, la matriz morfológica y el concepto de solución óptimo. En el segundo capítulo se exponen los cálculos de diseño y la selección de los equipos auxiliares y en el tercer capítulo se muestra el costo de fabricación del equipo. Finalmente se presentan las conclusiones, las recomendaciones, la bibliografía, los planos y los anexos.



1

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

Este primer capítulo presenta la metodología necesaria para determinar el concepto de solución óptimo según lo expuesto por Barriga (1). Se revisarán distintos modelos de válvulas mariposas así como los métodos de sellado y los mecanismos actuales de accionamiento. A continuación se exponen las condiciones del lugar de instalación de la válvula mariposa y a partir de esa información se realizará la lista de exigencias que el diseño debe cumplir, la estructura de funciones y la matriz morfológica de la válvula. Luego, se determinan las posibles soluciones de diseño y finalmente se expone el concepto de solución óptimo.

1.1. Estado del arte

1.1.1. La aplicación de las válvulas en la industria

La válvula es un componente fundamental en la vida moderna porque permite el control del caudal y la presión de los fluidos. Tanto en las grandes empresas como en los hogares se utilizan válvulas y sin ellas existirían muchos problemas cotidianos por resolver.

Pero las válvulas que se utilizaron en el pasado no son las mismas que se encuentran hoy en día. A lo largo de la historia las válvulas han evolucionado desde simples troncos ó piedras que desviaban ó cortaban el suministro de agua hasta las modernas y variadas válvulas que se venden en la actualidad.

Las válvulas pueden clasificarse de muy diversas formas. Según Dickenson, las válvulas se pueden clasificar por su tipo general, por su tipo secundario, por su función ó por sus características de flujo (2). En esta tesis se tratará la clasificación de las válvulas por el tipo general.

La clasificación de las válvulas de acuerdo a su tipo general se puede visualizar en la tabla 1.1 y está referida al modo de funcionamiento de las mismas. Dentro de esta clasificación se tienen válvulas como la esférica, compuerta, mariposa y otras más.

Tabla 1.1. Clasificación de las válvulas de acuerdo a su tipo general (3)

Tipo de válvula	Característica
Válvula macho	Un cuerpo con un agujero está comprimido contra un sello. El giro de la válvula coloca en línea el agujero del cuerpo con la tubería
Válvula globo	El cuerpo interno de la válvula está partido en dos y un componente intermedio conecta estas dos mitades. El componente intermedio tiene un movimiento de traslación.
Válvula compuerta	Un disco se desliza verticalmente a lo largo de un alojamiento para permitir ó cortar el suministro de fluido.
Válvula check	Sólo permite que el caudal de fluido tenga una dirección. La válvula actúa cuando el fluido es revertido.
Válvula mariposa	Consiste de un disco que gira 90° alrededor de su eje regulando el caudal con un sellado concéntrico ó excéntrico.
Válvula diafragma	Usa un diafragma elástico que actúa como un sello cuando es comprimido contra el alojamiento de sellado de la válvula.
Válvula de flotación	Consiste de un disco de sellado tipo pistón operado por un brazo manivela el cual tiene una bola flotante. El brazo abre ó cierra la válvula según el nivel del líquido.
Válvula de seguridad	Destinada a la protección de las personas. Cuando una presión predeterminada es sobrepasada, se libera un resorte ajustable el cual mantenía presionado el disco de la válvula contra el asiento.
Válvula de alivio	Destinada a la protección de las plantas. Cuando una presión predeterminada es sobrepasada, se libera un resorte ajustable el cual mantenía presionado el disco de la válvula contra el asiento.

Tabla 1.1. (Continuación) Clasificación de las válvulas de acuerdo a su tipo general

Válvula de control de presión	Permite regular la presión de salida al valor deseado por el usuario.
Válvula de turbina	Diferentes válvulas encargadas de funciones como la regulación, el cierre rápido, el arranque, la admisión, la descarga y otras.
Válvula de descarga libre	Como la válvula tipo aguja la cual es una válvula globo pequeña con un pin que realiza el cierre ó apertura contra un agujero.

Se muestran algunas válvulas conocidas. La válvula esférica, mostrada en la figura 1.1, consiste de un cuerpo esférico posicionado entre dos anillos asiento. La válvula compuerta, mostrada en la figura 1.2, consiste de un disco plano que desliza verticalmente en el alojamiento de un cuerpo. La válvula mariposa, mostrada en la figura 1.3, consiste de un disco que gira 90° dentro de un cuerpo.

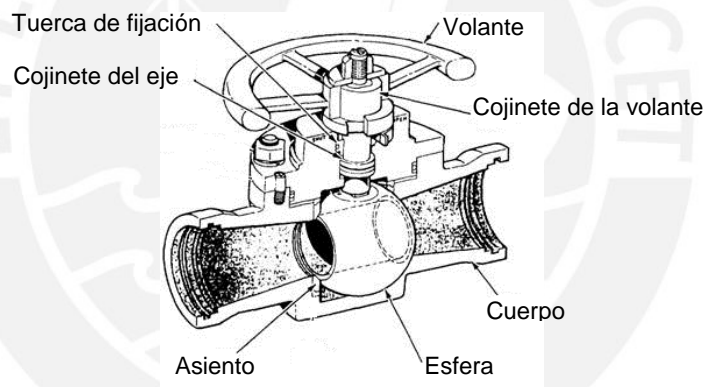


Figura 1.1. Vista general de una válvula esférica (4)

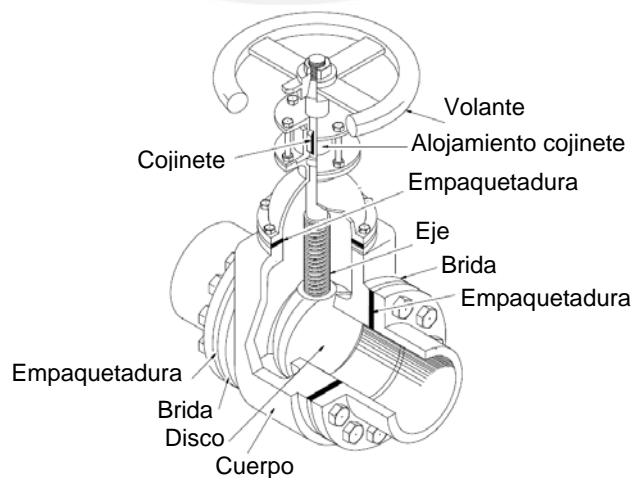


Figura 1.2. Vista general de una válvula compuerta (5)

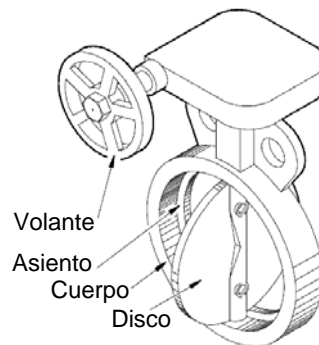


Figura 1.3. Vista general de una válvula mariposa (6)

1.1.2. La válvula de admisión en las centrales hidroeléctricas

Una central hidroeléctrica es una instalación encargada de transformar la energía del agua de un río ó una presa en energía eléctrica. Está conformada por obras civiles así como instalaciones eléctricas, electrónicas y mecánicas. En la figura 1.4 se muestra un esquema típico de una central hidroeléctrica con sus principales componentes.

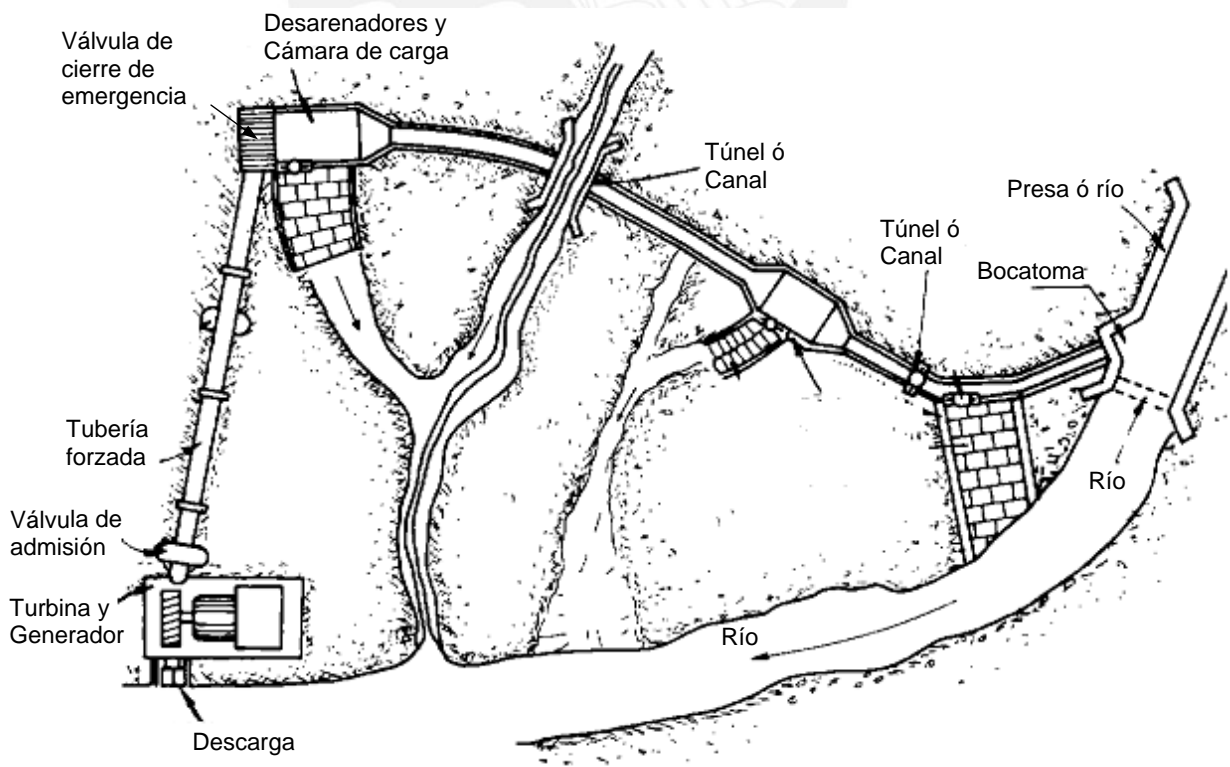


Figura 1.4. Esquema típico de una central hidroeléctrica (7)

La captación del agua del río ó la presa comienza en la bocatoma en donde se realiza un primer proceso de filtrado del agua. Luego, el agua es transportada por un canal ó un túnel hacia los desarenadores en donde se realiza la sedimentación de partículas. A continuación, el agua se dirige hacia la cámara de carga y luego pasa a la tubería forzada. La tubería forzada transporta el agua hacia la válvula de admisión para que finalmente el agua entregue su energía a la turbina y sea devuelta al río por medio de la descarga.

Los componentes pueden variar un poco dependiendo de cada diseño. Sin embargo, es obligatorio colocar una válvula de admisión entre la tubería forzada y el grupo de generación. Esto se debe a la necesidad de contar con un dispositivo que permita y corte el suministro de agua hacia la turbina hidráulica. Además, la válvula de admisión es necesaria para poder realizar el mantenimiento de la turbina sin vaciar el agua contenida en la tubería forzada. En la figuras 1.5 y 1.6 se muestran ejemplos de válvulas de admisión.



Figura 1.5. Válvula de admisión tipo mariposa de la central Chimay (Material propio)



Figura 1.6. Válvulas de admisión tipo esférica de la central Matucana (Material propio)

Por otro lado, para realizar la apertura ó cierre de una válvula de admisión se deben realizar ciertos procedimientos los cuales varían dependiendo del tipo de válvula (esférica, compuerta, mariposa). En la figura 1.7 se muestra una válvula de admisión con sus elementos más comunes.

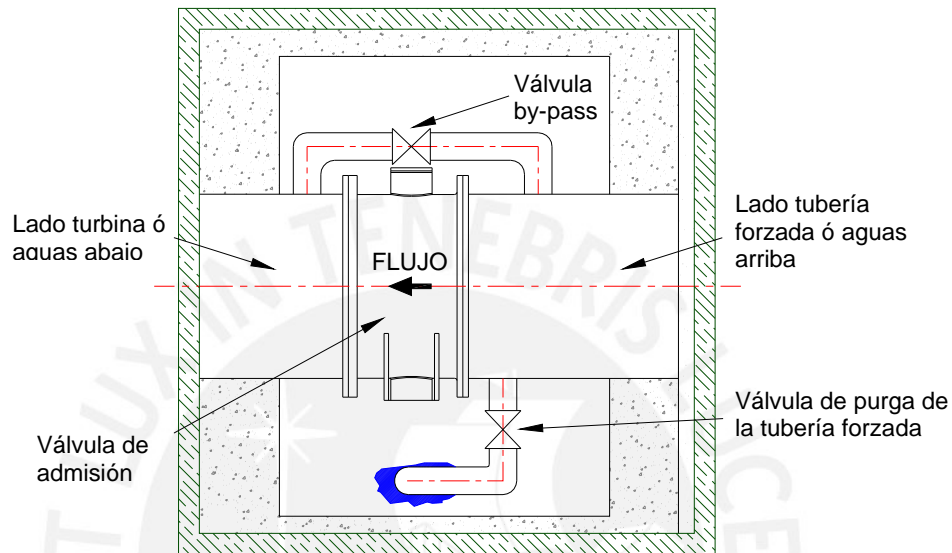


Figura 1.7. Válvula de admisión con elementos típicos (Elaboración propia)

Para realizar la apertura, primero deben igualarse las presiones en ambas caras del disco ó el elemento de obturación de la válvula de admisión para lo cual se abre la válvula by-pass. Cuando las presiones están igualadas, recién se procede a abrir la válvula de admisión y luego se comprueba el cierre de la válvula by-pass. Para realizar el cierre, sólo debe verificarse que la válvula by-pass se encuentra cerrada tras lo cual se procede a realizar el cierre de la válvula de admisión.

Según Mataix (1985), el tiempo de maniobra de las válvulas de admisión (apertura ó cierre) es un parámetro que varía dependiendo del tamaño de la central lo cual se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 1.2. Tiempo de operación sugerido de las válvulas de admisión (8)

Tamaño de turbina	Tiempo de operación de la válvula de admisión (segundos)
Pequeña	2 a 3
Mediana	3 a 6
Grande	5 a 10

Estos valores de operación no son los que suelen aplicarse finalmente en la industria ya que las centrales hidráulicas usualmente trabajan con tiempos más elevados. Esto puede observarse en la tabla 1.3 en donde se muestran los tiempos de operación de las válvulas de admisión de las centrales hidroeléctricas de la empresa EDEGEL S.A.A

Tabla 1.3. Tiempo de operación de las válvulas de admisión de la empresa EDEGEL S.A.A (Investigación propia)

Central Hidroeléctrica	Potencia (9) (MW)	Tiempo de operación de la válvula de admisión (segundos)
Huampani	31	75-300
Moyopampa	69	55-75
Callahuanca	73	300
Matucana	120	125-145
Huinco	258.4	126-153
Yanango	42.8	55-60
Chimay	153	55-70

Por tanto, el tiempo de operación de una válvula de admisión en una central hidroeléctrica no es un parámetro que se encuentre en libros ó normas. Es un valor que se determina al momento de instalar la central y sobre el cual influye la decisión de la empresa dueña de la central.

1.1.3. Características y ventajas de la válvula tipo mariposa

La válvula mariposa es una de las válvulas más exitosas que existen actualmente. Inventada por James Watt en el siglo XVIII, tiene un diseño que facilita la instalación, mantenimiento y operación de la misma por lo que puede generar ahorros y beneficios para una empresa.

Consiste básicamente de un cuerpo, el cual alberga un disco que gira 90° alrededor de un eje con lo cual se controla el caudal de líquidos ó gases. El esquema básico de esta válvula se muestra en la figura 1.8.

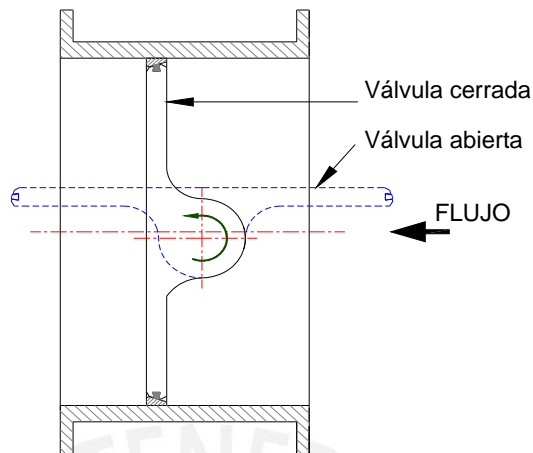


Figura 1.8. Esquema general de una válvula mariposa (Elaboración propia)

Una válvula mariposa puede utilizarse como válvula de control ó como válvula de admisión. Una válvula de control permite obtener un determinado caudal dependiendo de la posición relativa del disco. En cambio, una válvula de admisión sólo permite ó corta el suministro del fluido sin operar el disco en posiciones intermedias.

Los componentes de una válvula se fabrican de diversos materiales. El cuerpo de la válvula puede ser hierro fundido, acero al carbono, acero inoxidable, bronce, ó de material epóxico. El disco de la válvula también se puede construir de los materiales mencionados anteriormente mientras que para el sellado se utilizan materiales como PTFE (Politetrafluoroetileno), EPDM (Etileno Propileno Dieno) , HNBR (Nitrilo Butadieno Hidrogenado) entre otros.

Entre las principales ventajas de la válvula mariposa se puede indicar que su diseño es sencillo y permite una fácil instalación, mantenimiento y operación. Además, el movimiento de la válvula es simple y sólo requiere un giro de 90° para una apertura ó cierre completo lo cual puede hacerse de forma manual, por medio de una caja de engranajes ó por un actuador. Tiene menos piezas y suele ser más barata, ligera y compacta que otras válvulas.

Una desventaja es la posibilidad de que un cuerpo extraño se aloje en el disco por lo que la válvula no podría abrir ó cerrar bien. A pesar de esto, la válvula mariposa se utiliza mucho en la industria química y en aquellas donde se emplean líquidos ó gases.

1.1.4. Principios de sellado

El sellado en una válvula se refiere al procedimiento que permite cortar el caudal a través de la misma. Para que se realice el sellado en la válvula mariposa el sello del disco debe entrar en contacto con el asiento del cuerpo de la válvula tras lo cual el fluido ya no podrá pasar a través de la válvula. Esto se muestra en la figura 1.9.

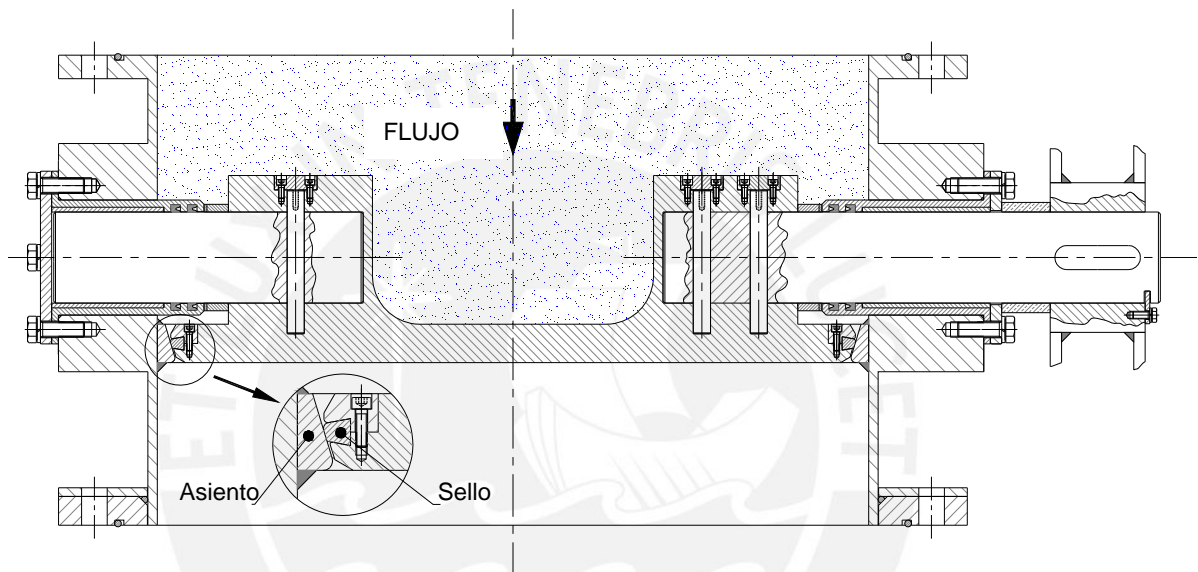


Figura 1.9. Esquema del sellado en una válvula mariposa (Elaboración propia)

Existen diversos diseños para el asiento y el sello de una válvula mariposa siendo los más utilizados en la industria los siguientes:

- Válvulas con el asiento de PTFE flexible: el asiento está fabricado con PTFE flexible. Si el asiento se encuentra aguas arriba del disco, el sellado se produce por la acción de la presión del fluido sobre el asiento. Si se encuentra aguas abajo del disco, el sellado se produce por la deflexión del disco lo cual comprime el asiento.
- Válvulas con el asiento de material polimérico: la válvula consiste de un disco inoxidable en un asiento polimérico. El cuerpo de la válvula está dividido en dos partes las cuales se unen mediante pernos.

- Válvulas con elastómero incorporado: la válvula tiene incorporada un elastómero en la superficie interna del cuerpo lo cual permite soportar mejor un ambiente corrosivo.
- Válvulas con asiento metálico flexible: el disco de la válvula es maquinado a una forma elíptica. Cuando la válvula se cierra, el disco elíptico, en la zona del eje mayor, desplaza el asiento hacia afuera lo cual genera que el asiento entre en contacto con el disco en la zona del eje menor. Esto permite que el desgaste sea menor.
- Válvulas con asiento metálico y disco metálico: el disco de la válvula sujeta un sello elástico el cual entra en contacto con el asiento metálico cuando la válvula se cierra. Para estas válvulas, el eje que soporta al disco puede tener una, dos ó hasta tres excentricidades lo cual tiene un impacto en el proceso de desgaste del sello.
- Válvulas con asiento inflable: utilizada en casos donde hay mucha presencia de sólidos, el asiento es inflable y entra en contacto con el disco únicamente en el cierre ó apertura de la válvula.

Se mencionó que algunas válvulas tienen ejes con excentricidades. Estas excentricidades se dan entre el eje, el disco y el plano de sellado lo cual se muestra en la figura 1.10

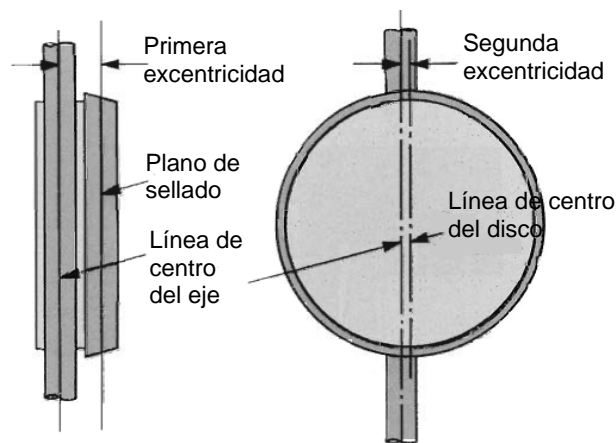


Figura 1.10. Excentricidades en una válvula mariposa (10)

Estas excentricidades mejoran el funcionamiento y alargan la vida útil de la válvula al disminuir el contacto entre el sello del disco y el asiento. En la figura 1.11 se muestran los diferentes tipos de excentricidades y en la figura 1.12 se muestra el movimiento tipo leva del disco de una válvula de doble excentricidad lo cual es muy común en las válvulas actuales.

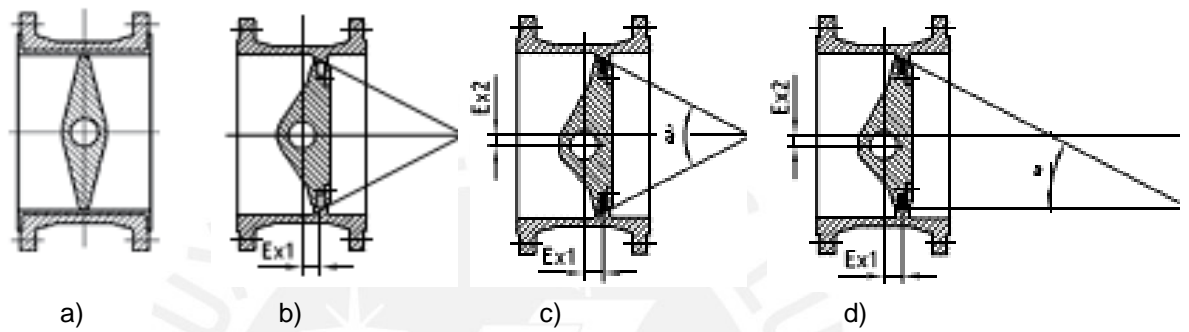


Figura 1.11. Diferentes excentricidades en válvulas mariposas: a) Sin excentricidades, b) Una excentricidad, c) Dos excentricidades, d) Tres excentricidades (11)

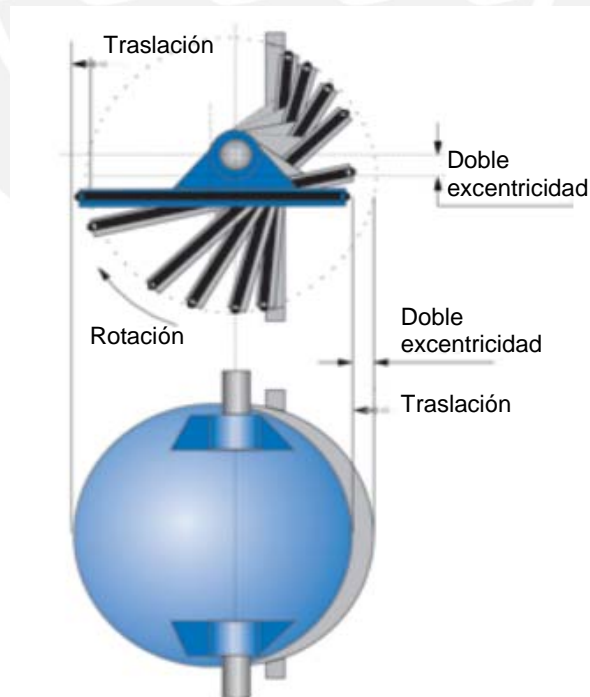


Figura 1.12. Válvula mariposa con doble excentricidad con movimiento tipo leva (12)

1.1.5. Mecanismos de accionamiento y control

Una válvula mariposa necesita realizar dos maniobras: la apertura y el cierre de la misma por lo que es necesario contar con mecanismos que permitan abrir y cerrar la válvula. En la actualidad existen muchos mecanismos por lo que sólo se analizaron los más importantes:

- Accionamiento manual por palanca: una persona gira una palanca para poder realizar la apertura ó cierre de la válvula. Este mecanismo sólo se emplea para válvulas pequeñas.
- Accionamiento manual por volante y caja de engranajes: una persona gira una volante la cual está conectada a una caja de engranajes. A partir de la caja, se produce la apertura ó cierre de la válvula.
- Accionamiento eléctrico por actuador ó caja de engranajes: un motor eléctrico transmite su movimiento directamente al eje de la la válvula ó a una caja de engranajes a partir de la cual se realiza la apertura ó cierre de la válvula.
- Accionamiento hidráulico por actuador: Un actuador hidráulico se encarga de realizar la apertura de la válvula. Para esto, recibe aceite presurizado a partir de una bomba eléctrica, una bomba manual ó un acumulador de aceite.
- Accionamiento neumático por actuador: Un actuador neumático se encarga de realizar la apertura de la válvula. Para esto, recibe aire presurizado a partir de una compresora ó un tanque acumulador.
- Accionamiento por contrapeso: Un contrapeso se encuentra conectado con el eje del disco de la válvula y, por gravedad, permite el cierre de la misma si es que no se dispone de energía eléctrica. Este sistema es muy empleado en las centrales hidroeléctricas para el cierre de emergencia de la válvula.

Para el control del movimiento de la válvula mariposa se necesita detectar la posición del disco y proceder a activar los mecanismos de apertura ó cierre según correspondan. Para esto, se dispone de una gran variedad de sensores y controladores que no se analizarán con detenimiento por ser un tema muy extenso aunque en el caso de las válvulas mariposas los sensores más utilizados son los sensores de fin de carrera. En la figura 1.13 se muestra un ejemplo de sensor de fin de carrera.



Figura 1.13. Sensor de fin de carrera de brazo pivotante (13)

1.2. Condiciones de la instalación y lista de exigencias

Este proyecto consiste en el diseño de una válvula mariposa que cumpla los requerimientos de una central hidroeléctrica específica. Por tanto, antes de realizar el listado de exigencias que debe cumplir el diseño, se explicarán las condiciones y antecedentes de la instalación. El proyecto se basa en datos reales recolectados por el autor de este trabajo.

La central hidroeléctrica de este trabajo está ubicada en la provincia de Caylloma, departamento de Arequipa, a 4000 m.s.n.m. Esta central tiene una potencia instalada de 0.52 MW y opera con una turbina Francis doble de eje horizontal. En la figura 1.14 se aprecia una vista general de la sala de máquinas de la central.

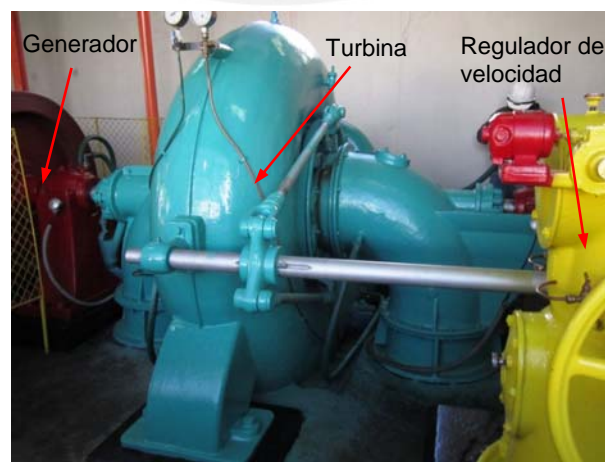


Figura 1.14. Vista general de la sala de máquinas de la central (Material propio)

La válvula de admisión de esta central requería ser reemplazada debido a la culminación de su vida útil. Esta válvula era de tipo compuerta y su accionamiento era manual lo cual significaba que el operador de la central tenía que utilizar una llave para realizar la apertura ó cierre de la válvula. Los datos técnicos de la válvula eran los siguientes:

- Presión de operación : 3.4 bar ó 0.34 N/mm².
- Caudal : 2.5 m³/s
- Diámetro nominal : 750 mm
- Distancia entre bridas : 500 mm
- Número de pernos por brida : 20 (no es una válvula normalizada)
- Diámetro de los pernos : M24

Esta válvula se sujetaba directamente de las bridas de la tubería forzada y además tenía una junta de expansión para conectarla con la tubería forzada. En la figura 1.15 se muestra una vista general de la válvula compuerta a ser reemplazada.

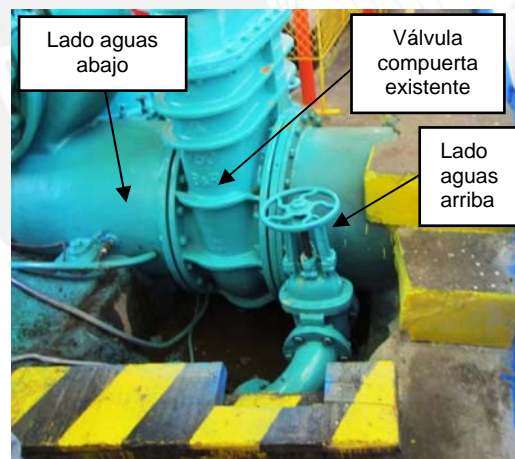


Figura 1.15. Vista general de la válvula compuerta a ser reemplazada (Material propio)

Entonces, se necesitaba reemplazar esta válvula por un modelo nuevo y con sus funciones automatizadas. El tipo de válvula elegida fue la válvula mariposa debido a la sencillez del diseño y automatización. Con esta información, se procedió a elaborar la lista de exigencias del diseño de la válvula mariposa:

1. La válvula mariposa a diseñar debe tener un diámetro nominal de 750 mm y debe operar a una presión nominal de 0.34 N/mm². Cuando la válvula esté cerrada, el

disco de la misma debe soportar una presión de 0.34 N/mm^2 . El máximo caudal que se admite es de $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$.

2. El diseño de la válvula mariposa debe seguir las recomendaciones de alguna norma internacional. En este caso se trabajará con las normas de la *American Water Works Association* (AWWA por sus siglas). En particular, la norma AWWA C504-06 y el manual AWWA M49. El control de la válvula de admisión es independiente, automatizado y no necesita estar vinculado con el control de la central. El sistema debe detectar esta anomalía y la apertura total debe corregirse. La válvula de bypass debe ser una electroválvula para ahorrar el costo de tener un personal que manipule una válvula manual. La operación del bypass se debe controlar desde un tablero eléctrico y debe estar acoplado al control de la válvula de admisión.
3. El proceso de apertura de la válvula mariposa debe seguir la siguiente secuencia:
 - a. Se abre la válvula by-pass y se igualan presiones en ambas caras del disco de la válvula mariposa.
 - b. Luego se procede a abrir la válvula mariposa por completo.
 - c. Finalmente se debe cerrar la válvula by-pass.
4. El proceso de cierre de la válvula mariposa debe seguir la siguiente secuencia:
 - a. Se comprueba que la válvula by-pass está cerrada.
 - b. Se procede a cerrar la válvula mariposa.
5. El cierre de la válvula debe realizarse por los siguientes motivos:
 - a. Cierre mediante pulsador en el tablero de control.
 - b. Cierre por actuación de las protecciones del grupo de generación.
 - c. Cierre manual en caso no se disponga de energía eléctrica.
6. Se debe considerar un sistema de apertura de emergencia en caso no se disponga de energía eléctrica y un bloqueo mecánico a la válvula al momento de realizarse su cierre para evitar la apertura no deseada.
7. El incremento de la presión debido al golpe de ariete es el 30% del salto bruto y la depresión debido al golpe de ariete es el 20% del salto bruto. El salto bruto de la central es de 35.5 m. Debe indicarse que esta consideración fue propuesta por la empresa dueña de la central hidroeléctrica.

8. Según indicación de la empresa dueña de la central hidroeléctrica, el tiempo de apertura de la válvula de admisión debe durar como mínimo 45 segundos y el tiempo de cierre de la válvula de admisión debe durar como mínimo 55 segundos.

1.3. Estructura de funciones

Luego de realizar la lista de exigencias, se procede a realizar la estructura de funciones del diseño la cual debe satisfacer las exigencias de diseño. En la figura 1.16 se muestra la estructura de funciones del diseño de la válvula mariposa.

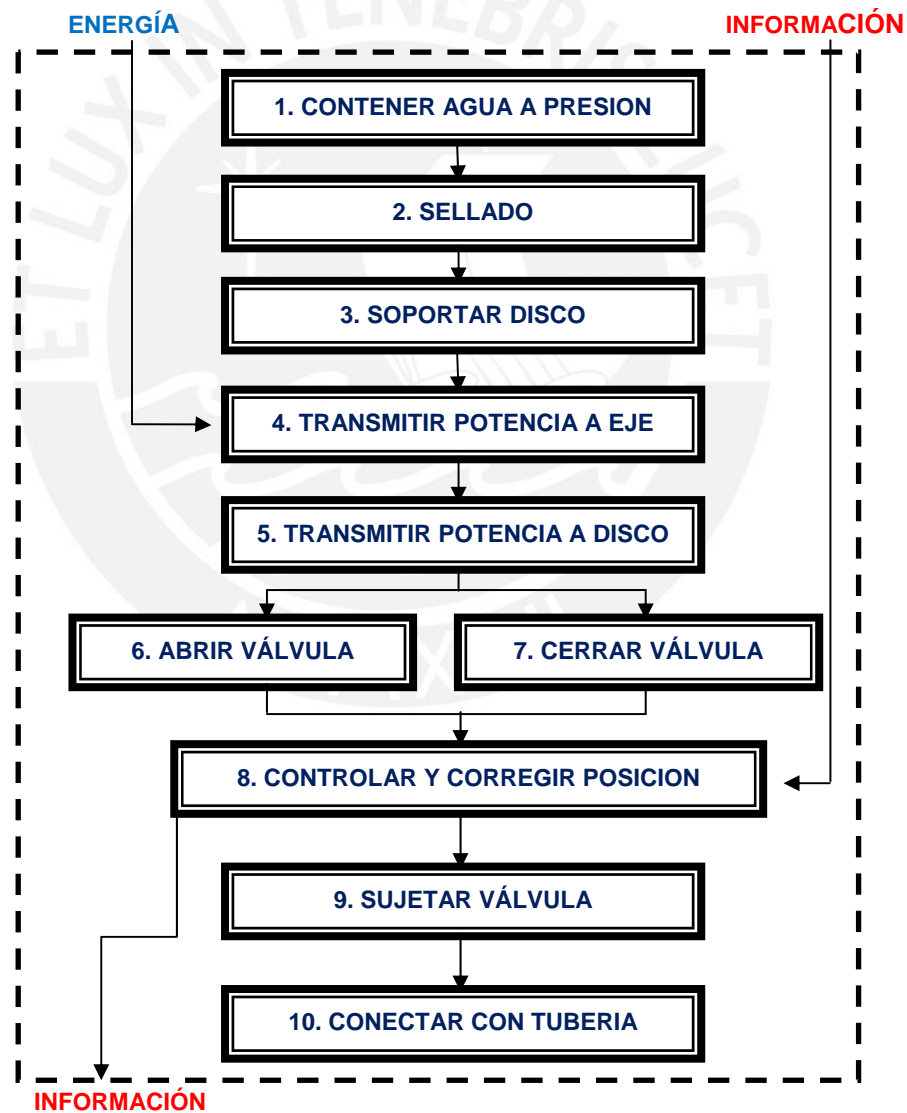


Figura 1.16. Estructura de funciones de la válvula mariposa a diseñar (Elaboración propia)

1.4. Matriz morfológica y determinación del proyecto preliminar

Para determinar la solución a la estructura de funciones de la figura 1.16, se deben evaluar las soluciones que provee la tecnología actual para cada función lo cual se recopila en la matriz morfológica. Esta matriz se muestra en la tabla 1.4.

Tabla 1.4. Matriz morfológica de las alternativas de solución del proyecto (Elaboración propia)

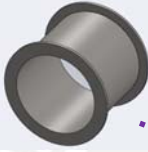
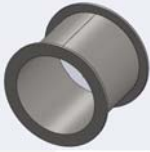
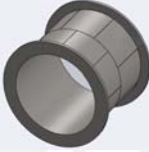
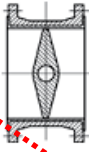
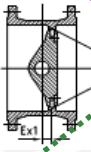
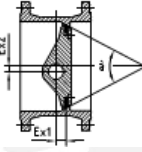
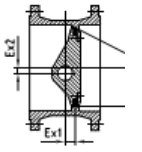



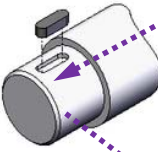
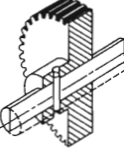
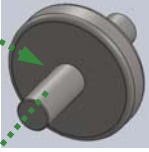

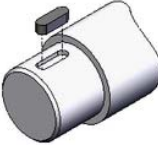
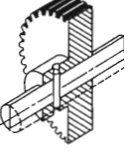


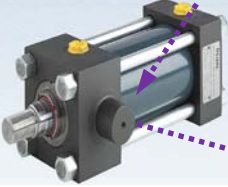
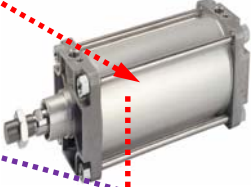




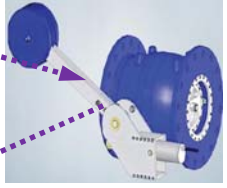





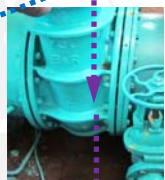
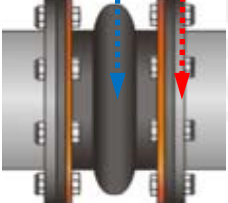
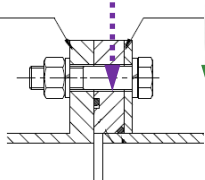




FUNCIONES PARCIALES	PORTADORES DE SOLUCION			
	SOLUCIÓN 1	SOLUCION 2	SOLUCION 3	SOLUCION 4
1. CONTENER AGUA	 Fundido	 Rolado	 Soldado	
2. SELLAR VÁLVULA	 Sin excentricidad	 1 excentricidad	 2 excentricidades	 3 excentricidades
3. SOPORTE DE DISCO	 Rodamientos	 Cojinete simple	 Cojinete autolubricado	
4. TRANSMISIÓN A EJE	 Chaveta	 Pasador transmisión	 Zunchado	 Soldadura
5. TRANSMISIÓN A DISCO	 Chaveta	 Pasador transmisión	 Zunchado	 Soldadura

Tabla 1.4. (Continuación) Matriz morfológica de las alternativas de solución del proyecto

6. ABRIR VÁLVULA	 Pistón hidráulico	 Pistón Neumático	 Motor eléctrico	
7. CERRAR VÁLVULA	 Pistón hidráulico	 Pistón Neumático	 Motor eléctrico	 Pesas
8. CONTROLAR Y CORREGIR	 Sensor fin de carrera y PLC	 Sensor fin de carrera y contactores	 Sensor detección giro y PLC	 Sensor detección de giro y contactores
9. SUJETAR VÁLVULA	 Cimentación de concreto	 Soporte en bridas de tubería		
10. CONECTAR CON TUBERÍA	 Junta de expansión	 Brida Flotante		

Donde:

-  : es el concepto de solución 1.
-  : es el concepto de solución 2.
-  : es el concepto de solución 3.
-  : es el concepto de solución 4.

Estas cuatro soluciones se evalúan a continuación considerando los siguientes puntajes:

- 0 = No satisface con los requerimientos
 1 = Aceptable, pero de forma justa
 2 = Suficiente
 3 = Bien
 4 = Muy bien (puntaje solamente asignado a la “solución ideal”)

En la tabla 1.5 se muestran los resultados luego de evaluar las cuatro soluciones:

Tabla 1.5. Resultados de la evaluación de las cuatro propuestas de solución
(Elaboración propia)

Item	Criterios Técnicos y Económicos	Soluciones determinadas				Solución Ideal
		1	2	3	4	
1	Manipulación del equipo	3	3	3	3	4
2	Estabilidad de la estructura	3	3	3	3	4
3	Facilidad en el mantenimiento	2	3	2	1	4
4	Complejidad	2	3	2	1	4
5	Seguridad	2	2	2	2	4
6	Fabricación	3	2	2	1	4
7	Control	2	3	1	1	4
8	Costo de materiales	2	2	3	3	4
TOTAL		19	21	18	15	32

Según esta evaluación, se determina que el concepto de solución óptimo es el concepto de solución número 2.

Ahora, este concepto se desarrolla con mayor detalle y se determinan 3 proyectos preliminares de solución los que se exponen a continuación:

1. Proyecto preliminar 1

El cuerpo de la válvula se obtiene por un proceso de fundición y tiene 2 excentricidades en la posición del disco lenteja. Los ejes de la válvula se soportan mediante cojinetes autolubricados los cuales no requieren un sistema de lubricación pero tienen agujeros para poder ser retirados en caso de mantenimiento. La transmisión de potencia al eje de la válvula se realiza mediante chavetas tipo DIN 6887 mientras que la transmisión de potencia al disco lenteja se realiza mediante pasadores. Cada eje de la válvula tiene 1 retén para evitar la fuga de agua a través de los mismos. La apertura de la válvula se realiza mediante un pistón hidráulico montado

2. Proyecto preliminar 2

El cuerpo de la válvula se obtiene por un proceso de fundición y tiene 2 excentricidades en la posición del disco lenteja. Los ejes de la válvula se soportan mediante cojinetes autolubricados de acero y PTFE los cuales no requieren un sistema de lubricación pero tienen bridas para poder facilitar su extracción. La transmisión de potencia al eje de la válvula se realiza mediante chavetas tipo DIN 6885 mientras que la transmisión de potencia al disco lenteja se realiza mediante pasadores. Cada eje de la válvula tiene 2 retenes para evitar la fuga de agua a través de los mismos. La apertura de la válvula se realiza mediante un pistón hidráulico, instalado en el mismo cuerpo de la válvula dispuesto en la parte superior de la válvula, mientras que el cierre se realiza mediante pesas. El control de la posición y accionamiento de los equipos se realiza mediante 2 sensores de fin de carrera y contactores. La válvula se apoya directamente en las bridas de la tubería y la hermetización con la tubería forzada se realiza con una brida flotante que se desplaza en el cuerpo de la válvula.

3. Proyecto preliminar 3

El cuerpo de la válvula se obtiene por un proceso de fundición y tiene 2 excentricidades en la posición del disco lenteja. Los ejes de la válvula se soportan mediante cojinetes autolubricados de bronce sinterizado los cuales no requieren un sistema de lubricación pero tienen agujeros roscados para poder facilitar su extracción. La transmisión de potencia al eje de la válvula se realiza mediante una unión estriada mientras que la transmisión de potencia al disco lenteja se realiza mediante pasadores. Cada eje de la válvula tiene 2 retenes para evitar la fuga de agua a través de los mismos. La apertura de la válvula se realiza mediante un pistón hidráulico, instalado en el mismo cuerpo de la válvula dispuesto en la parte inferior de la misma, mientras que el cierre se realiza mediante pesas. El control de la posición y accionamiento de los equipos se realiza mediante 2 sensores de fin de carrera y contactores. La válvula se apoya directamente en las bridas de la tubería y la

hermetización con la tubería forzada se realiza con una brida flotante que se desplaza en el cuerpo de la válvula.

Para seleccionar el proyecto óptimo, se debe realizar una evaluación técnica y económica de los 3 proyectos preliminares antes tratados. La evaluación técnica se realiza en la tabla 1.6 y la evaluación económica se realiza en la tabla 1.7

Tabla 1.6. Evaluación técnica de los proyectos preliminares (Elaboración propia)

ESCALA DE VALORES SEGÚN NORMA VDI 2225 CON PUNTAJE "p" DE 0 A 3					
0= No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien					
Variantes del concepto		Importancia "i" %	Puntaje "p" de los proyectos preliminares		
Item	Criterios de evaluación técnica		P1	P2	P3
1	Función	10	3	3	3
2	Geometría	2	2	3	3
3	Cinemática	2	2	3	2
4	Cinética	2	3	3	3
5	Fuerza	7	3	3	3
6	Energía	5	3	3	3
7	Materia	2	3	3	3
8	Señales	5	2	2	2
9	Seguridad	10	2	2	2
10	Ergonomía	5	1	3	2
11	Fabricación	15	1	3	2
12	Montaje	15	1	3	3
13	Transporte	5	2	2	2
14	Mantenimiento	15	1	3	2
Puntaje Total $PT = \sum p_i \times (\%)i / 100$		100	1.76	2.8	2.43
Puntaje Unitario: $PU = PT/3$			0.59	0.93	0.81

Tabla 1.7. Evaluación económica de los proyectos preliminares (Elaboración propia)

EVALUACIÓN ECONÓMICA DE PROYECTOS					
0= Costoso, 1=Medio, 2=Barato					
Variantes del concepto		Importancia "i" %	Puntaje "p" de los proyectos preliminares		
Item	Criterios de evaluación económica		P1	P2	P3
1	Costo de material	20	1	1	1
2	Costo de fabricación	40	1	2	2
3	Costo de montaje	40	1	2	1
Puntaje Total $PT = \sum p_i \times (\%)i / 100$		100	1.00	1.80	1.40
Puntaje Unitario: $PU = PT/2$			0.50	0.90	0.70

Los resultados determinados para cada proyecto preliminar, tanto técnica como económicamente, se visualizan en la figura 1.17

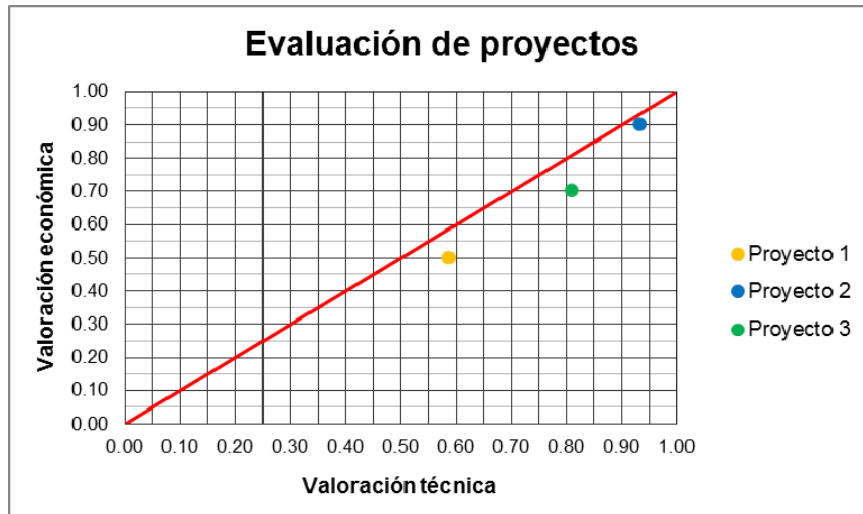


Figura 1.17. Resultados de la evaluación en los proyectos preliminares [Elaboración propia]

A partir de esta evaluación, se determina que el proyecto preliminar 2 es el más económico y factible de fabricación e instalación.

1.5. Descripción detallada del proyecto de solución óptimo

Con el proyecto preliminar 2, determinado en la sección anterior, se realizan las correcciones y mejoras respectivas para finalmente determinar el proyecto de solución óptimo en donde se detallan los componentes que conforman el equipo. El proyecto de solución óptimo se muestra en la figura 1.18.

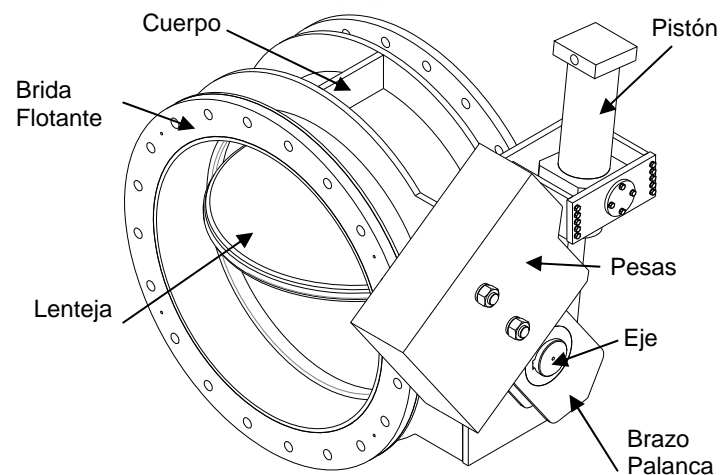


Figura 1.18. Esquema general de la válvula mariposa a diseñar (Elaboración propia)

En general, la válvula a diseñar es una válvula mariposa de doble excentricidad, con la apertura accionada por un pistón hidráulico y el cierre accionado por pesas. La doble excentricidad disminuye el desgaste del sello y permite que la fuerza resultante del fluido sobre la válvula origine una tendencia al cierre sobre ésta. Una triple excentricidad es más difícil de fabricar y por tanto es más costosa de obtener.

El cuerpo de la válvula es de forma cilíndrica y fabricado por fundición, con una brida en uno de los extremos del cuerpo y con dos refuerzos intermedios que soportan al pistón hidráulico de doble efecto. En su interior, se tiene el asiento el cual es un anillo circular soldado al cuerpo de la válvula. La lenteja es un disco de forma circular y fabricado por fundición. Tiene un alojamiento para el sello elástico y está soportado por dos ejes los cuales le transmiten potencia mediante pines. Al disco se le coloca además un anillo de fijación para evitar que el sello se salga del alojamiento.

Los ejes que soportan el disco son macizos y están soportados por cojinetes auto lubricados los cuales no requieren la aplicación periódica de grasa ó aceite. Uno de los ejes, denominado eje de potencia, transmite el torque del brazo palanca hacia el disco mediante chavetas. El brazo palanca es un miembro soldado, formado básicamente por dos planchas de acero, soldadas a un cubo del mismo material. El brazo palanca transmite la potencia generada por el pistón hidráulico hacia el eje potencia y también soporta al contrapeso el cual está formado por planchas de acero.

Para la conexión de la válvula con la tubería forzada, se utilizará una brida flotante, la cual se puede desplazar a lo largo del cuerpo de la válvula. En su interior tiene un sello tipo O-ring radial y un O-ring axial para hermetizar y evitar la fuga de agua. El accionamiento se realiza mediante contactores a través de un tablero eléctrico. Se presionan pulsadores para abrir ó cerrar la válvula y se dispone de sensores de fin de carrera para detectar los momentos en los que la válvula de admisión alcanza la posición extrema (abierta ó cerrada).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BARRIGA, Benjamín. *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Fondo editorial, 1985.
2. DICKENSON, Christopher. *Valves, Piping and Pipelines Handbook*. 3era edición Oxford: Elsevier Science Ltd, 1999, p. 3.
3. Ídem, p. 4.
4. INTEGRATED PUBLISHING. *Ball Valves*. [Imagen].
Consulta: 06 de agosto de 2013
< www.tpub.com/fireman/69.htm>
5. NOMENCLATURE.COM. *Cutaway View and Terminology of a Gate Valve*. [Imagen].
Consulta: 06 de agosto de 2013.
< www.nomenclature.com/tag/valve>
6. PIPE FITTINGS & FLANGES. *Butterfly Valves*. [Imagen].
Consulta: 06 de agosto de 2013.
< www.thepipefittings.com/butterfly-valves.html>
7. COZ, Federico y otros. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. Lima: ITDG, 1995, p. 54.
8. MATAIX, Claudio. *Turbomáquinas Hidráulicas*. Madrid: ICAI, 1975, p. 1161
9. EDEGEL S.A.A. *Datos de centrales de generación*. [Recurso electrónico].
Consulta: 06 de agosto de 2013.
<www.edegel.com>
10. DICKENSON, *óp.cit.*, p. 69.
11. CRANE ENERGY. *Krombach Double Offset Valves*. [Imagen]
Consulta: 06 de agosto de 2013.
<craneenergy.com/energy/products/quarter-turn-valves/resilient-seated-butterfly-valves/krombach-double-eccentric-butterfly-valves/krombach-double-offset-valves-dop-ex-ak125>
12. INDUSTRY AREA. *Erhard's catalogue of butterfly valves*. [Imagen].
Consulta: 06 de agosto de 2013.
<www.industryarea.com/Butterfly-valves-Y1816-S12-catalogue.html>
13. TEM ELECTRONIC COMPONENTS. *Interruptor de fin de carrera SIEMENS*. [Imagen].
Consulta: 06 de agosto de 2013.
<www.tme.eu/es/details/3se5212-0be10/interruptores-finales/siemens/>

2

DISEÑO MECÁNICO

En este capítulo se exponen los cálculos justificativos del diseño mecánico de la válvula así como la selección de componentes y equipos auxiliares. Los cálculos están basados en las dimensiones finales del equipo ya que no es de interés mostrar cálculos preliminares a los definitivos.

En la primera parte de este capítulo se determinará en qué posición de la válvula (abierta ó cerrada) se deberán analizar los esfuerzos internos de los componentes de la misma. Luego, se determinan los valores de los torques resistentes que actúan sobre la válvula para poder hallar el valor de las masas de las pesas de cierre. Finalmente, se determina el valor del torque de accionamiento de la válvula.

En la segunda parte de este capítulo se verificará la resistencia ó selección de los principales componentes de la válvula a partir de los valores determinados en la primera parte. En los anexos de la tesis se adjuntan los cálculos de los componentes que por motivo de espacio no fueron colocados en este documento.

Antes de realizar el diseño, es necesario tener datos de entrada así como identificar un procedimiento adecuado para poder dimensionar los componentes. Por tanto, para poder obtener el diseño completo del equipo, se siguió el procedimiento mostrado en la figura 2.1.

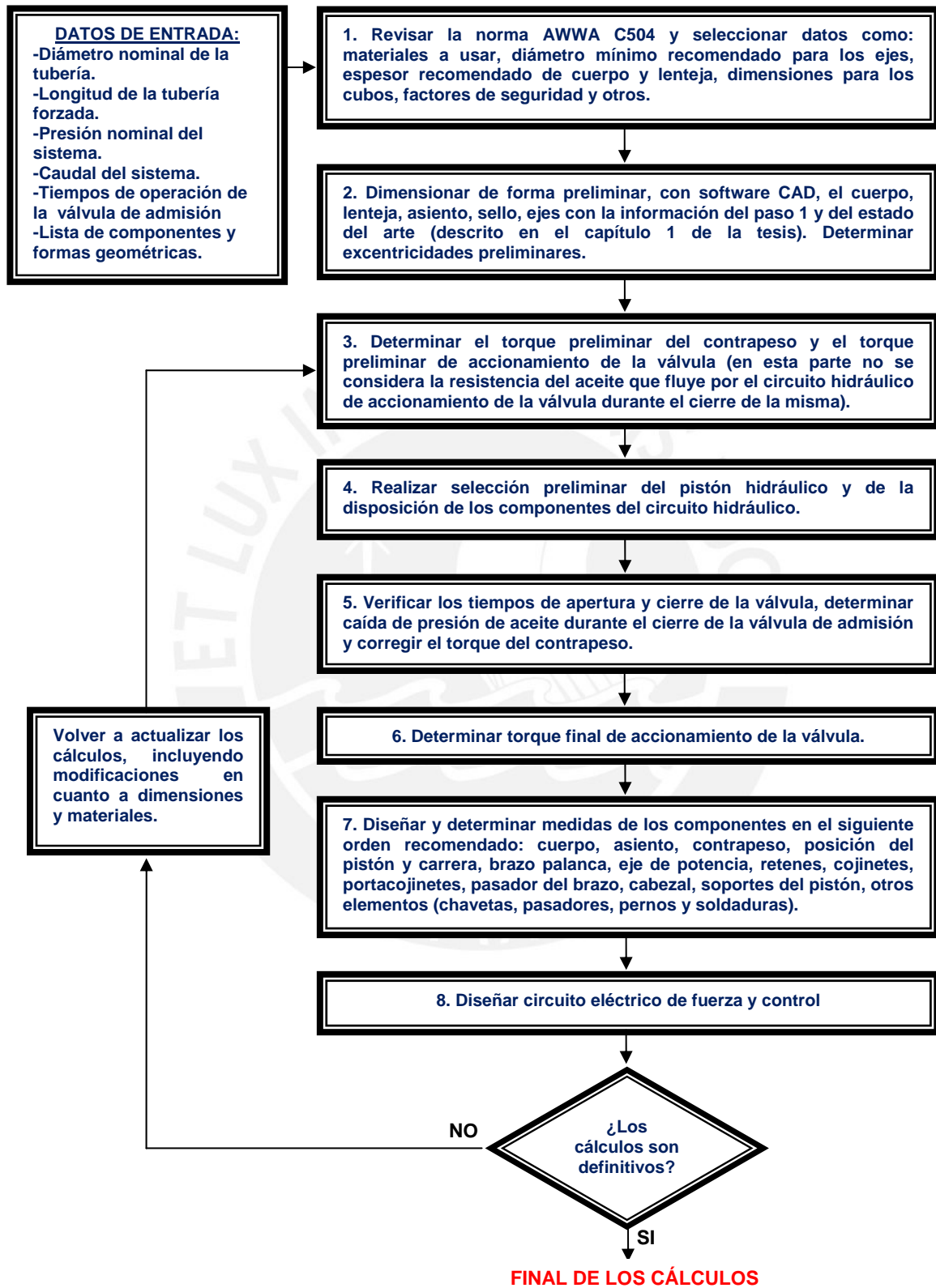


Figura 2.1. Procedimiento general para realizar los cálculos para el dimensionamiento de los componentes de la válvula de admisión [Elaboración propia]

2.1. Determinación del torque de accionamiento de la válvula

2.1.1. Determinación de la posición de diseño de la válvula

En el capítulo previo se explicó que una válvula de admisión tipo mariposa tiene dos posiciones: cerrada ó abierta. En cada una de las dos posiciones (e inclusive durante el cierre ó apertura de la válvula), los esfuerzos internos en los componentes varían por lo que es necesario conocer cuál sería la situación más crítica para poder realizar el diseño.

Para despejar esta duda, se consultó la norma AWWA C504-2006 (1) con lo cual se definieron ciertas pautas generales para realizar el diseño de los componentes principales:

1. El disco lenteja debe diseñarse para poder soportar la presión nominal del sistema sin exceder un nivel de esfuerzo equivalente a un tercio del límite de fluencia del material del disco.
2. Los ejes de la válvula deben ser capaces de transmitir el torque de accionamiento de la válvula sin exceder un nivel de esfuerzo equivalente a un tercio del límite de fluencia del material. El torque de accionamiento es el torque inicial que se debe aplicar sobre la válvula para proceder a su apertura.
3. Los cojinetes deben diseñarse para una presión que no exceda un quinto de la resistencia a la compresión del material del cojinete.
4. Para un actuador hidráulico, la mínima relación entre el torque necesario para accionar la válvula y el torque disponible del actuador es de 1.25.
5. Los alojamientos del actuador, soportes y conexiones con la válvula deben diseñarse con un factor mínimo de seguridad de 5, basado en la resistencia a la tracción, ó un factor mínimo de seguridad de 3, basado en el límite de fluencia del material.

Las dos primeras pautas indican que el diseño se debe considerar en el momento en que se desea accionar la válvula, es decir abrirla desde que se encuentra cerrada. Por

tanto, se puede inferir que la condición en donde los componentes se encuentran sometidos a las mayores exigencias es aquella en donde se dispone a abrir la válvula desde la posición cerrada. La condición en la cual se encuentran sometidos a los esfuerzos más bajos es aquella en donde la válvula se encuentra completamente abierta.

2.1.2. Determinación del torque preliminar de accionamiento

El torque de accionamiento de una válvula mariposa es el máximo torque que se aplica sobre la misma y, de acuerdo con AWWA C504-06, su magnitud depende principalmente de la fricción entre los componentes, la excentricidad, el peso del disco lenteja y la diferencia de presiones existente entre las caras del disco lenteja.

Tomando como referencia lo indicado por el manual AWWA M49 (2), el torque de accionamiento de la válvula mariposa, en N-mm, está dado por:

$$T_i [\text{N} - \text{mm}] = T_{ba} [\text{N} - \text{mm}] + T_{cg} [\text{N} - \text{mm}] + T_{ha} [\text{N} - \text{mm}] + T_s [\text{N} - \text{mm}] + T_p [\text{N} - \text{mm}] + T_{cva} [\text{N} - \text{mm}] \quad [2.1]$$

Entonces, para determinar el torque de accionamiento se deben determinar los componentes del mismo. El procedimiento para realizarlo está basado en la metodología expuesta en el manual AWWA M49

El valor de T_{ba} , en N-mm, está dado por la siguiente fórmula:

$$T_{ba} [\text{N} - \text{mm}] = \frac{\pi D_d^2 [\text{mm}^2] d_s [\text{mm}] C_f \Delta P_a [\text{N}/\text{mm}^2]}{8} \quad [2.2]$$

El diámetro del disco lenteja, bajo presión del agua, es $D_d = 722$ mm y el diámetro del eje potencia del disco es $d_s = 95$ mm (estos valores son los valores finales). El valor de C_f , según el fabricante de cojinetes San Metal S.A (3) es 0.1. El valor de ΔP_a se considerará igual a la mitad de la presión nominal ($\Delta P_a = 0.34/2 = 0.17$ N/mm²), lo cual se consideró en el diseño de las válvulas de admisión tipo mariposa de la central de Chimay (Investigación propia). Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$T_{ba} = \frac{\pi(722)^2(95)(0.1)(0.17)}{8} = 330603 \text{ N} - \text{mm}$$

Se determina ahora el valor de T_{cg} a partir de lo observado en la figura 2.2

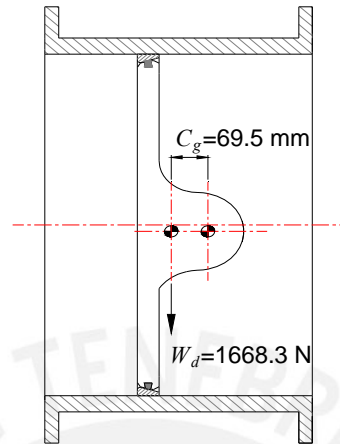


Figura 2.2. Excentricidad del centro de gravedad respecto al centro de giro (Elaboración propia)

De acuerdo a lo observado, el valor de T_{cg} , en N-mm, está dado por la siguiente fórmula:

$$T_{cg} [\text{N} - \text{mm}] = W_d [\text{N}] C_g [\text{mm}] \quad [2.3]$$

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$T_{cg} = (1668.3)(69.5) = 115945.8 \text{ N} - \text{mm}$$

Para determinar el valor del torque resultante de la presión del agua sobre la lenteja (T_{ha}) se utiliza la información de la figura 2.3.

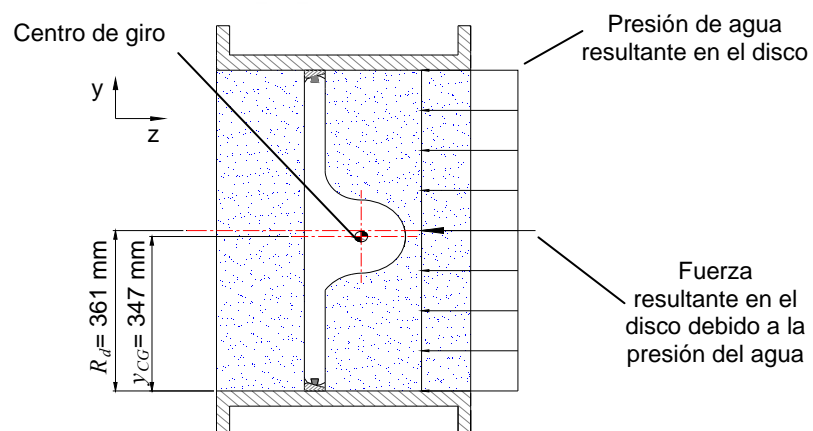


Figura 2.3. Presión y fuerza resultante sobre la lenteja debido al agua (Elaboración propia)

De acuerdo a lo observado, el valor de T_{ha} , en N-mm, está dado por la siguiente ecuación:

$$T_{ha} [\text{N} - \text{mm}] = \frac{\pi D_d^2 [\text{mm}^2] \Delta P_a [\text{N}/\text{mm}^2]}{4} (R_d [\text{mm}] - y_{CG} [\text{mm}]) \quad [2.4]$$

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$T_{ha} = \frac{\pi(722^2)(0.17)}{4}(361 - 347) = 974408.9 \text{ N} - \text{mm}$$

El valor de T_s se determina estudiando al sello en el momento en que la válvula se encuentra cerrada. El sello se encuentra presionado en toda su longitud por el asiento, aunque sólo una componente de presión se encargará de comprimir el sello para permitir que pueda ingresar en el asiento. Para facilitar el análisis, se aproximará la forma trapezoidal del sello a una forma rectangular. En la figura 2.4 se muestran los esquemas para analizar la compresión del sello.

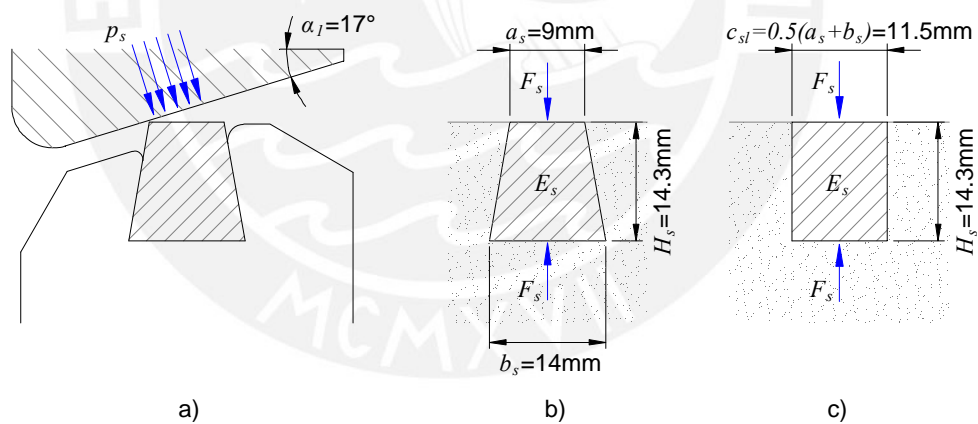


Figura 2.4. Esquemas para analizar el sello de la lenteja: a) Presión ejercida sobre el sello, b) Sección transversal del sello, c) Sección simplificada del sello [Elaboración propia]

El alojamiento del sello impide deformaciones laterales del mismo por lo que se lo considera rígido. Entonces, la deflexión axial en el sello, en mm, está dada por la siguiente expresión:

$$\delta_s [\text{mm}] = \frac{p_s [\text{N}/\text{mm}^2] \cos \alpha_1 H_s [\text{mm}] (1 - \nu_s^2)}{E_s [\text{N}/\text{mm}^2]} \quad [2.5]$$

El valor aproximado del módulo de Poisson (ν_s), según Medina (4), es 0.5. El valor de E_s para el NBR, según Callister (5), es 3.4 N/mm^2 . Ahora, a medida que el sello va ingresando en el asiento, se produce una fuerza de fricción en la zona de contacto entre el asiento y el sello. Esta fuerza produce un momento respecto al eje de giro. Es importante anotar que existe una excentricidad entre el eje de giro y el eje del disco lenteja.

Se analizó un diferencial de longitud de arco del sello y se determinó el diferencial de momento. El torque T_s se determina integrando el diferencial de momento a lo largo de todo el sello. En la figura 2.5 se muestran esquemas para analizar el torque T_s .

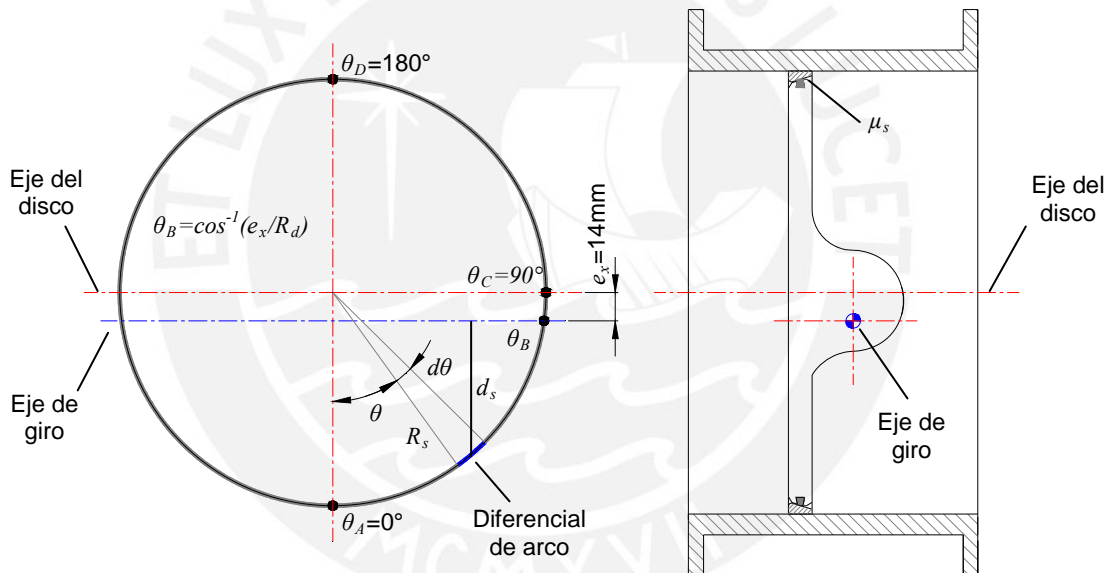


Figura 2.5. Esquema para analizar el torque T_s [Elaboración propia]

El diferencial de momento depende de la distancia del diferencial de arco al eje de giro. Esta distancia depende del ángulo θ (en grados) de acuerdo a lo siguiente:

$$d_{dM} [\text{mm}] = \begin{cases} R_s [\text{mm}] \cos \theta - e_x [\text{mm}] & \theta_A \leq \theta < \theta_B \\ e_x [\text{mm}] - R_s [\text{mm}] \cos \theta & \theta_B < \theta \leq \theta_C \\ e_x [\text{mm}] + R_s [\text{mm}] \cos(180^\circ - \theta) & \theta_C < \theta \leq \theta_D \end{cases} \quad [2.6]$$

Entonces, el torque de asiento T_s está dado por la siguiente expresión:

$$T_s [\text{N} - \text{mm}] = 2\mu_s p_s [\text{N/mm}^2] c_{sl} [\text{mm}] R_s [\text{mm}] \cos \alpha_1 \left(\int_{\theta_A}^{\theta_B} d_{dM} d\theta + \int_{\theta_B}^{\theta_C} d_{dM} d\theta + \int_{\theta_C}^{\theta_D} d_{dM} d\theta \right) \quad [2.7]$$

El valor de μ_s entre el acero y el NBR, según Shigley (6), es de 0.7 (en seco). Por tanto, se reemplazan [2.5] y [2.6] en [2.7] para obtener la relación entre la deflexión axial del sello y el torque de asiento T_s , en N-mm:

$$T_s = \frac{2\mu_s \delta_s E_s c_{sl} R_s}{H_s(1-\nu_s^2)} \left[(R_s \text{seno}\theta_B - e_x \theta_B [\text{rad}]) + \left(e_x \left(\frac{\pi}{2} - \theta_B [\text{rad}] \right) - R_s(1 - \text{seno}\theta_B) \right) + \left(e_x \frac{\pi}{2} + R_s \right) \right] \quad [2.8]$$

En la figura 2.6 se muestra el esquema para determinar el valor de δ_s . Utilizando el software AUTOCAD, se colocó el disco lenteja en la posición CERRADA para la válvula. Luego, se superpuso la sección transversal del sello y se observó cuál es la interferencia existente entre el sello y el asiento. Despreciando la deformación en el asiento, se considera que el máximo valor de δ_s corresponde con la máxima interferencia existente entre el sello y el asiento.

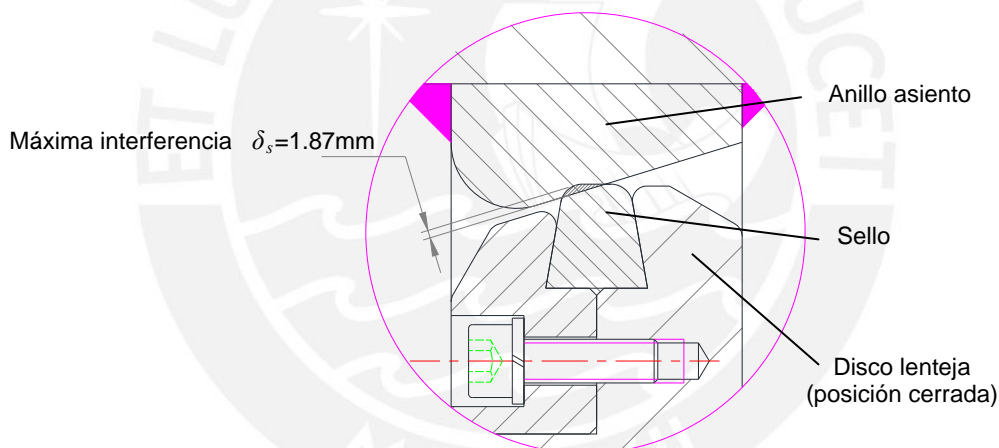


Figura 2.6. Vista de la máxima interferencia entre el sello y el asiento [Elaboración propia]

De la figura se observa que $\delta_s=1.87\text{mm}$. Reemplazando valores en [2.8], se obtiene el valor del torque de asiento:

$$T_s = 2323430 \text{ N} - \text{mm}$$

Ahora, de acuerdo con la información de la AWWA C504, el valor de T_p es nulo ya que este diseño contempla una doble excentricidad por lo que no existe contacto entre el anillo asiento de la válvula y los cubos del disco lenteja.

Se determina ahora el valor de T_{cva} a partir del análisis del cierre de la válvula. Durante el cierre, las pesas y las fuerzas resultantes del fluido sobre el disco lenteja son los

únicos responsables de realizar el cierre de la válvula mientras que la fricción en el asiento, la fricción en los cojinetes y la resistencia del aceite a fluir a través del circuito hidráulico se oponen al cierre. Esto permite despejar el torque de las pesas:

$$T_{cwa}[\text{N} \cdot \text{mm}] = T_s[\text{N} \cdot \text{mm}] + T_{bc}[\text{N} \cdot \text{mm}] + T_{ach}[\text{N} \cdot \text{mm}] - T_{hc}[\text{N} \cdot \text{mm}] - T_{cg}[\text{N} \cdot \text{mm}] \quad [2.9]$$

Primero se realiza el cálculo considerando un estado ideal (sin considerar la resistencia al movimiento del aceite por el circuito hidráulico por lo que $T_{ach}=0$). El valor de T_{bc} , en N-mm, está dado por la siguiente fórmula:

$$T_{bc}[\text{N} \cdot \text{mm}] = \frac{\pi D_d^2[\text{mm}^2] d_s[\text{mm}] C_f \Delta P_c[\text{N}/\text{mm}^2]}{8} \quad [2.10]$$

Donde el valor de ΔP_c es igual a la presión nominal del sistema ($\Delta P_c = 0.34 \text{ N}/\text{mm}^2$). Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$T_{bc} = \frac{\pi(722)^2(95)(0.1)(0.34)}{8} = 661206 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para determinar el valor de T_{hc} se utiliza la información de la figura 2.7.

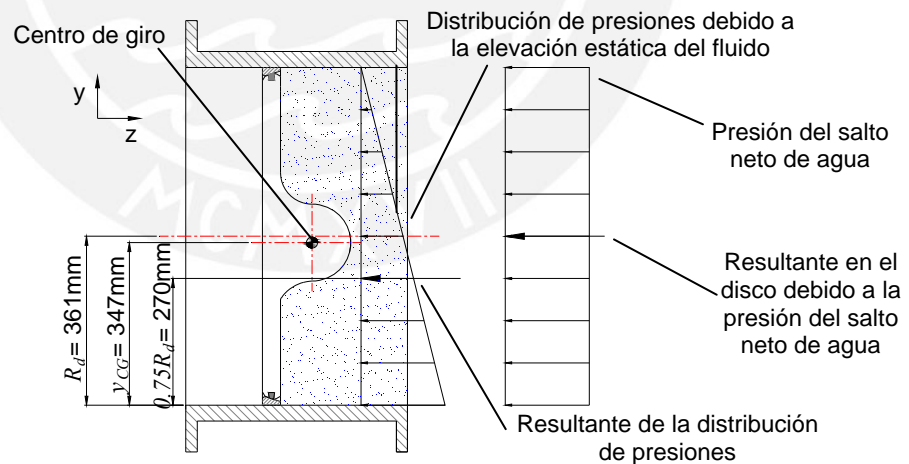


Figura 2.7. Presión y fuerza resultantes en la lenteja debido al agua [Elaboración propia]

Entonces, el valor de T_{hc} , en N-mm, está dado por la siguiente expresión:

$$T_{hc}[\text{N} \cdot \text{mm}] = \pi \left[\frac{D_d^2[\text{mm}^2] \Delta P_c \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}{4} (R_d[\text{mm}] - y_{CG}[\text{mm}]) - \frac{\rho_w \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] g \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] R_d^3[\text{mm}^3] (y_{CG}[\text{mm}] - 0.75 R_d)}{\left[\frac{1000000000 \text{ mm}^3}{1 \text{ m}^3} \right]} \right] \quad [2.11]$$

Donde el valor de ρ_w , para una temperatura de 10°C, es de 999.7 kg/m³ (7).
Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$T_{hc} = \pi \left[\frac{(722^2)(0.34)}{4} (361 - 347) - \frac{(999.7)(9.81)(361^3)(347 - (0.75)(361))}{1000000000} \right] = 1838295.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ahora, todos los valores determinados se reemplazan en [2.9] y se obtiene, de forma preliminar, el torque de las pesas:

$$T_{cwa} = 2323430 + 661206 + 0 - 1838284.4 - 115945.8 = 1030405.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Con los datos calculados se reemplazan valores en [2.1] y se determina el torque preliminar de accionamiento:

$$T_i = 330603 + 115945.8 + 974408.9 + 2323430 + 0 + 1030405.8 = 4774793.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2.1.3. Selección preliminar del pistón hidráulico

Ahora, según la AWWA C504-06, el torque de selección del pistón hidráulico utilizado para el accionamiento de la válvula principal tiene un factor de seguridad de 1.25 respecto al torque de accionamiento de la válvula. Por lo tanto, se cumple lo siguiente:

$$T_{pi} [\text{N} \cdot \text{mm}] = 1.25 T_i [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad [2.12]$$

Reemplazando valores, se determina el valor del torque de selección del pistón:

$$T_{pi} = (1.25)(4774793.5) = 5968491.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Este torque es generado por la fuerza que aplica el pistón sobre el brazo palanca, de acuerdo a lo mostrado en la figura 2.8.

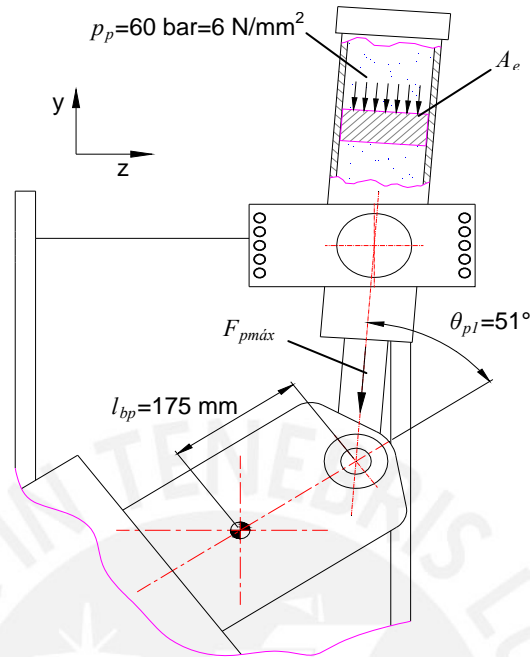


Figura 2.8. Fuerza aplicada por el pistón sobre el brazo palanca [Elaboración propia]

Las dimensiones se han elegido de acuerdo al espacio disponible para la instalación y la presión de trabajo del aceite se ha elegido de acuerdo a las presiones disponibles para unidades hidráulicas que se comercializan en el mercado peruano. El rango de presiones de 50 a 250 bar es un rango usual de encontrar [Investigación propia].

Por tanto, la máxima fuerza que aplica el pistón está dada por la siguiente fórmula:

$$F_{p\max} [\text{N}] = p_p [\text{N/mm}^2] A_{e\min} [\text{mm}^2] \quad [2.13]$$

Entonces, el máximo torque del pistón sobre el brazo palanca está dado por:

$$T_{p\max} [\text{N} \cdot \text{mm}] = p_p [\text{N/mm}^2] A_{e\min} [\text{mm}^2] l_{bp} [\text{mm}] \text{seno } \theta_{pi} \quad [2.14]$$

Recordar que el máximo torque del pistón es el torque de selección del mismo ($T_{p\max} = T_{pi}$). Se combinan [2.12], [2.13] y [2.14], se reemplazan valores y se obtiene el área mínima del émbolo:

$$A_{e\min} = \frac{T_{pi}}{p_p l_{bp} \text{seno } \theta_{pi}} = \frac{5968491.9}{(6)(175)(\text{seno } 51^\circ)} = 7314.3 \text{ mm}^2$$

El émbolo del pistón que se utilizará debe tener un área mayor a este valor por lo que se utilizó el catálogo de pistones de la empresa Fluidtek (8). El pistón elegido tiene el código 44835-52-0290 y posee las siguientes características:

- Diámetro de émbolo : 100 mm
- Área del émbolo (A_e) : $78.54 \text{ cm}^2 = 7854 \text{ mm}^2$
- Diámetro de vástago : 40 mm
- Material del vástago : AISI 1045
- Carrera : 290 mm
- Presión máxima de trabajo : 200 bar

2.1.4. Corrección y determinación del torque de accionamiento

Con la información de las dimensiones del pistón, se procede a corregir el torque de accionamiento, considerando la resistencia al movimiento del aceite a través del circuito hidráulico lo cual implica determinar el valor del torque referido a esa situación (T_{ach}) el cual, evaluado para la posición cerrada de la válvula, está dado por la siguiente expresión:

$$T_{ach} [\text{N} \cdot \text{mm}] = \Delta p_{ach} [\text{N} / \text{mm}^2] A_e [\text{mm}^2] l_{bp} [\text{mm}] \text{seno } \theta_{p1} \quad [2.15]$$

Para determinar el valor de la caída de presión del aceite a través del circuito hidráulico (Δp_{ach}) se necesita conocer el caudal de aceite por el circuito en el momento de cierre de la válvula de admisión. Para esto, es necesario conocer el tiempo en que se cierra la válvula de admisión lo cual requiere un análisis del golpe de ariete debido a esta operación. Este análisis y la determinación de la caída de presión del aceite se muestran en los anexos A, B, C y D de la tesis.

Entonces, se reemplazan valores en [2.15] y se determina el torque T_{ach} :

$$T_{ach} = (0.165)(7854)(175)\text{seno}(51^\circ) = 176018.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por tanto, se reemplazan valores en [2.9] y se corrige el valor del torque T_{cwa} :

$$T_{cwa} = 2323430 + 661206 + 176018.2 - 1838284.4 - 115945.8 = 1206413.0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Finalmente, se reemplazan valores en [2.1] y se determina el torque de accionamiento final de la válvula de admisión:

$$T_i = 330603 + 115945.8 + 974408.9 + 2323430 + 0 + 1206413.0 = 4950800.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2.2. Estudio, selección y diseño de los componentes de la válvula

2.2.1. Determinación del espesor de las placas de las pesas

Las pesas son las masas de acero que se encuentran conectadas al brazo palanca de la válvula y permite el cierre de la misma. En la figura 2.9 se muestra un esquema de la ubicación de las pesas cuando la válvula está cerrada.

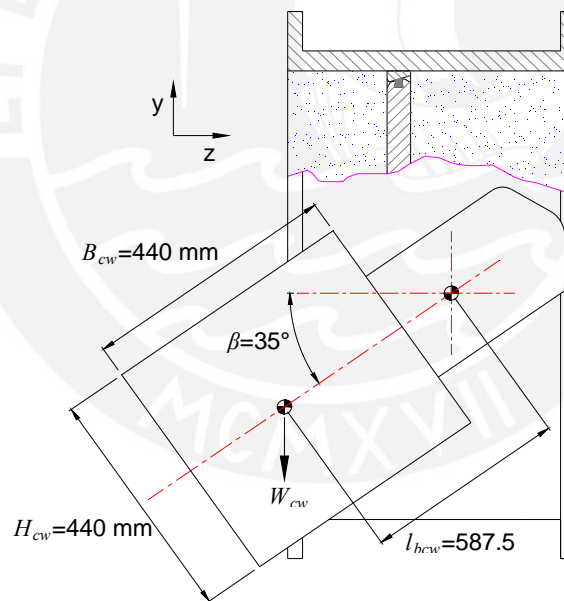


Figura 2.9. Esquema de las pesas cuando la válvula está cerrada [Elaboración propia]

Las dimensiones mostradas y el valor del ángulo que existe entre el brazo palanca y la línea horizontal se determinaron en función al espacio disponible del equipo. De acuerdo a lo mostrado, se determina el peso de las pesas, en N:

$$W_{cw}[\text{N}] = \frac{T_{cwa}[\text{N} \cdot \text{mm}]}{l_{bcw}[\text{mm}] \cos \beta} \quad [2.16]$$

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$W_{cw} = \frac{1206413.0}{(587.5)(\cos 35^\circ)} = 2506.8 \text{ N}$$

Y el ancho total de las pesas se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$A_{cw}[\text{mm}] = \frac{\left[\frac{1000000000 \text{ mm}^3}{1 \text{ m}^3} \right] W_{cw}[\text{N}]}{\rho_s \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] g \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] H_{cw}[\text{mm}] B_{cw}[\text{mm}]} \quad [2.17]$$

Según Shigley (9), el valor de ρ_s es igual a 7798 kg/m^3 . Entonces, reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$A_{cw} = \frac{(1000000000)(2506.8)}{(7798)(9.81)(440)(440)} = 169.3 \text{ mm}$$

Este ancho se consigue al unir planchas de 19 mm de espesor por lo que el número

de planchas requeridas es de: $n_{cw} = \frac{169.3}{19} = 8.91 = 9$ planchas

∴ El contrapeso está formado por 9 planchas, cada una pesando aproximadamente 28.68kgf. El diseño de las barras que soportan al contrapeso se muestra en el anexo E de la tesis.

2.2.2. Verificación del pistón y estudio del pandeo en el vástago

En la sección 2.1.3 se realizó una selección preliminar del pistón hidráulico. Ahora, se realizará la verificación del mismo una vez conocido el valor final del torque de accionamiento.

Entonces, se reemplaza el valor final del torque de accionamiento en [2.12] y se determina el valor del torque de selección del pistón:

$$T_{pt} = (1.25)(4950800.7) = 6188500.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Este valor se utiliza para determinar el área mínima del émbolo del pistón. Se reemplazan valores en [2.13] y [2.14] para determinar el área mínima:

$$A_{e\min} = \frac{T_{pt}}{p_p l_{bp} \text{seno}\theta_{p1}} = \frac{6188500.9}{(6)(175)(\text{seno } 51^\circ)} = 7583.9 \text{ mm}^2$$

Entonces, se observa que el pistón que se preseleccionó aún cumple con la condición de que el área transversal de su émbolo es mayor que el valor de $A_{e\min}$. Por tanto, el pistón seguirá siendo el mismo que se preseleccionó en la sección 2.1.3 de la tesis.

Ahora, se verificará la resistencia al pandeo del vástago del pistón empleando el método europeo ó de Tetmajer modificado (10). El momento más crítico para que ocurra la falla por pandeo del vástago es aquel en donde se encuentra totalmente extendido lo cual se muestra en la figura 2.10. Entonces, se analizará el vástago para esta situación y se considerará que la fuerza de compresión actuante es la fuerza F_{pmax} .

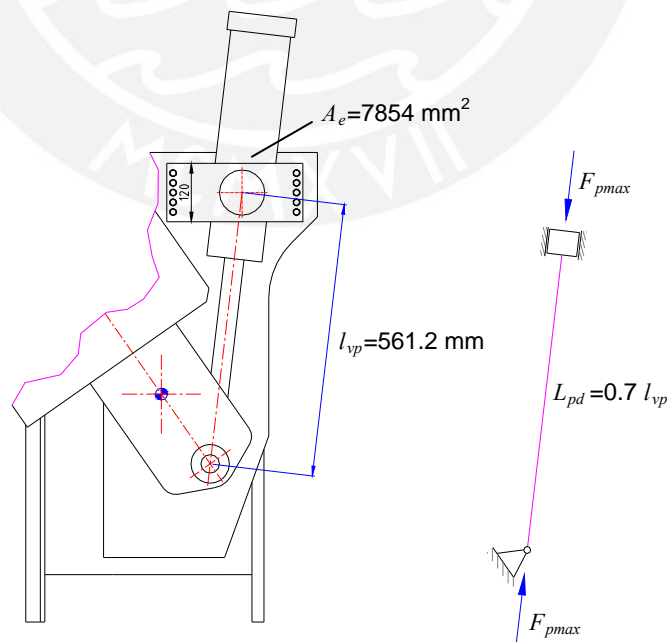


Figura 2.10. Esquema para el análisis por pandeo del vástago del pistón [Elaboración propia]

Primero se determina el radio mínimo de giro de la sección transversal del vástago. Esta sección es redonda y maciza por lo que el radio de giro está dado por:

$$i_{\min} [\text{mm}] = \frac{d_{vp} [\text{mm}]}{4} \quad [2.18]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$i_{\min} = \frac{40}{4} = 10 \text{ mm}$$

Como los apoyos en los extremos del vástago son de tipo empotrado-articulado, la longitud efectiva de pandeo L_{pd} será igual a 0.7 veces la longitud del vástago l_{vp} . Por tanto, la esbeltez del vástago está dada por la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{L_{pd} [\text{mm}]}{i_{\min} [\text{mm}]} \quad [2.19]$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$\lambda = \frac{0.7(561.2)}{10} = 39.3$$

Se observa que $\lambda < 60$, por tanto el análisis se realiza considerando que el esfuerzo límite es el esfuerzo de fluencia del material. Entonces, el esfuerzo admisible al pandeo está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{padm} [\text{N/mm}^2] = \frac{\sigma_F [\text{N/mm}^2]}{FS_p} \quad [2.20]$$

El valor de σ_F para el acero AISI 1045, según el fabricante Böhler (11), es 370 N/mm² y el factor de seguridad, de acuerdo con Ten Bosch (12), es de 5 (se ha considerado la situación más crítica del pistón).

Reemplazando valores se obtiene:

$$\sigma_{padm} = \frac{370}{5} = 74 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, el esfuerzo compresivo actuante en el vástago del pistón está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{vp} [\text{N/mm}^2] = \frac{4 p_p [\text{N/mm}^2] A_e [\text{mm}^2]}{\pi d_{vp}^2 [\text{mm}^2]} \quad [2.21]$$

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{vp} = \frac{(4)(6)(7854)}{(\pi)(40^2)} = 37.5 \text{ N/mm}^2$$

Finalmente, para determinar si el vástago del pistón no fallará por pandeo se debe cumplir la siguiente relación:

$$\sigma_{vp} \leq \sigma_{padm} \quad [2.22]$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$37.5 \leq 74$$

∴ El vástago del pistón no fallará por pandeo y soportará satisfactoriamente las cargas a las que se encontrará sometido.

2.2.3. Determinación del espesor del cuerpo

El cuerpo de la válvula es un recipiente cilíndrico, fundido y mecanizado a partir de acero DIN 1681 GS-52. Se determinará el espesor del cuerpo adecuado para que la presión del agua no ocasione fallas en el cuerpo el cual es similar a un tanque de pared delgada, sin tapas en los extremos y sometido a presión interna de acuerdo a lo mostrado en la figura 2.11.

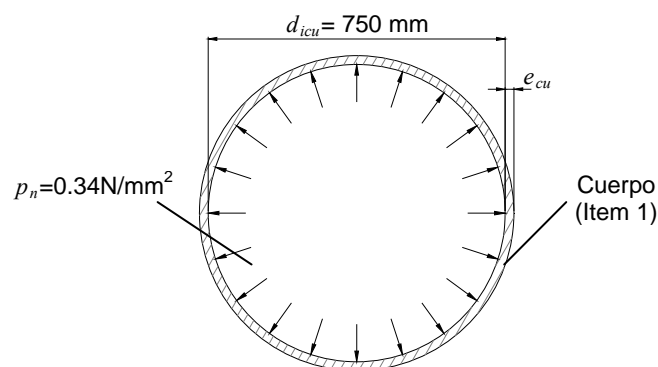


Figura 2.11. Esquema del cuerpo de la válvula [Elaboración propia]

Debido a la presión del agua sobre las paredes internas del cuerpo de la válvula, en cada punto se generan dos esfuerzos perpendiculares entre sí, uno longitudinal y el otro tangencial en donde el esfuerzo tangencial es mayor que el esfuerzo longitudinal. Por tanto, el esfuerzo equivalente que actúa en cada punto del tanque es el esfuerzo tangencial y está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} [\text{N/mm}^2] = \frac{p_n [\text{N/mm}^2] d_{icu} [\text{mm}]}{2 e_{cu} [\text{mm}]} \quad [2.23]$$

Se reemplazan valores y se obtiene el esfuerzo equivalente en función del espesor:

$$\sigma_{eq} = \frac{(0.34)(750)}{2 e_{cu}} = \frac{127.5}{e_{cu}} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del material del cuerpo está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} [\text{N/mm}^2] = \frac{\sigma_F [\text{N/mm}^2]}{FS_F} \quad [2.24]$$

Según el fabricante Stadler Stahlguss (13), para el acero DIN 1681 GS-52, el valor del límite de fluencia es 260 N/mm². Según AWWA C504-06, el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{260}{3} = 86.7 \text{ N/mm}^2$$

Finalmente, se debe verificar que se cumpla la siguiente relación:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} \quad [2.25]$$

Se reemplazan valores y se realizan diversas iteraciones para el espesor del cuerpo para finalmente determinar:

$$e_{cu} \geq 1.48 \text{ mm}$$

Inicialmente se iba a trabajar con un espesor de 5mm, de acuerdo con la recomendación dada por Niemann para la fundición de acero colado en molde de arena (14). Sin embargo, por la geometría de la pieza, se presentaron problemas con la fundición que no permitieron utilizar este espesor.

∴ Fue necesario aumentar el espesor del cuerpo hasta quedar en 10mm (con espesor menores, se obtenían fundiciones con fisuras). La verificación de los pernos soporte de las bridas del cuerpo de la válvula se muestra en el anexo F y el diseño del eje de freno mecánico, el que se soporta en el cuerpo de la válvula, se muestra en el anexo G de la tesis.

2.2.4. Determinación del espesor del anillo asiento y soldadura

El anillo asiento es un componente rolado y mecanizado a partir de acero inoxidable AISI 316L. Se verificará que el espesor del anillo es el adecuado para evitar fallas en el mismo debido a la presión del agua y a la presión del sello. El análisis se realiza cuando la válvula mariposa se encuentra cerrada de acuerdo a lo mostrado en la figura 2.12.

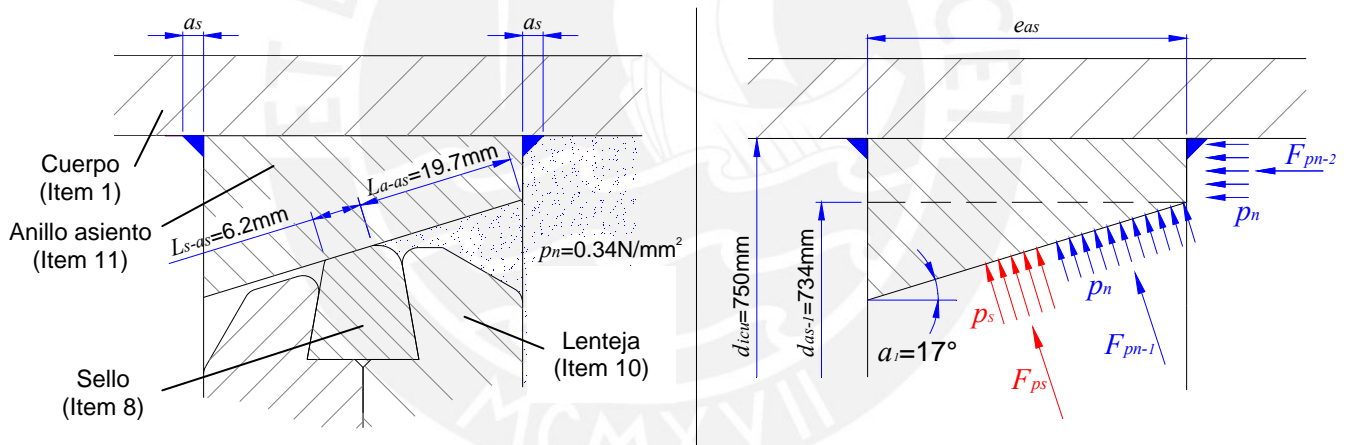


Figura 2.12. Esquema con presiones y fuerzas para el análisis del anillo asiento
[Elaboración propia]

Entonces, sobre el asiento actúan 3 fuerzas. La primera fuerza se debe a la presión del sello sobre el asiento y está dada por la siguiente expresión:

$$F_{ps} [N] = \pi p_s [N/mm^2] L_{s-as} [mm] (d_{as-1} [mm] - \text{sen} \alpha_1 (2L_{a-as} [mm] + L_{s-as} [mm])) \quad [2.26]$$

La segunda fuerza se debe a la presión del agua sobre la cara inclinada del asiento y está dada por la siguiente expresión:

$$F_{pn-1} [N] = \pi p_n [N/mm^2] L_{a-as} [mm] (d_{as-1} [mm] - L_{a-as} [mm] \text{sen} \alpha_1) \quad [2.27]$$

La tercera fuerza se debe a la presión del agua sobre la cara perpendicular al eje del cuerpo la cual está dada por la siguiente expresión:

$$F_{pn-2}[\text{N}] = \pi p_n [\text{N/mm}^2] \frac{(d_{icu}^2 [\text{mm}^2] - d_{as-1}^2 [\text{mm}^2])}{4} \quad [2.28]$$

Por otro lado, las componentes horizontales de las 2 fuerzas que actúan en el anillo asiento se muestran en las siguientes expresiones:

$$F_{ps-h}[\text{N}] = F_{ps}[\text{N}] \text{sen} \alpha_1 \quad [2.29]$$

$$F_{pn-h}[\text{N}] = F_{pn-1}[\text{N}] \text{sen} \alpha_1 \quad [2.30]$$

Con toda esta información, se procederá a diseñar el espesor del anillo y la soldadura del anillo. El esfuerzo de corte máximo que actúa en el anillo asiento está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{as} [\text{N/mm}^2] = \frac{F_{ps-h}[\text{N}] + F_{pn-h}[\text{N}] + F_{pn-2}[\text{N}]}{\pi d_{icu} [\text{mm}] e_{as} [\text{mm}]} \quad [2.31]$$

El esfuerzo cortante admisible del material del cuerpo está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{adm} [\text{N/mm}^2] = \frac{\sigma_F [\text{N/mm}^2]}{\sqrt{3} FS_F} \quad [2.32]$$

Según la empresa Boehler Perú (15), para el acero AISI 316L el límite de fluencia es 216 N/mm². Según AWWA C504-06 el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.32] y se obtiene el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{216}{\sqrt{3} (3)} = 41.6 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, se debe verificar que se cumpla la siguiente expresión:

$$\tau_{as} \leq \tau_{adm} \quad [2.33]$$

Se reemplazan valores en [2.26], [2.27], [2.28], [2.29], [2.30] y [2.31], se realizan diversas iteraciones para el espesor del anillo asiento y se obtiene lo siguiente:

$$e_{as} \geq 0.14 \text{ mm}$$

∴ El espesor determinado no es práctico por lo que se elegirá un valor mayor al obtenido y que considere la proyección horizontal de las longitudes L_{s-as} y L_{a-as} (el espesor debe ser mayor a la suma de estas dos longitudes). Entonces, se elegirá trabajar con un espesor de anillo asiento igual a 40mm.

Para realizar el diseño de los cordones de soldadura de la unión entre el asiento y el cuerpo se considerará que los cordones tienen un determinado espesor de garganta (a_s). El esfuerzo de corte actuante en cada cordón de soldadura que sujeta al anillo asiento está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{as/c-sold} [\text{N/mm}^2] = \frac{F_{ps-h} [\text{N}] + F_{pn-1h} [\text{N}] + F_{pn-2} [\text{N}]}{2\pi d_{icu} [\text{mm}] a_s [\text{mm}]} \quad [2.34]$$

Para este caso en particular, el esfuerzo cortante admisible, está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{adm/sold} [\text{N/mm}^2] = \frac{\nu_1 \nu_2 \sigma_{fpu} [\text{N/mm}^2]}{\sqrt{3} FS_{fatiga}} \quad [2.35]$$

El coeficiente de forma dinámico ν_1 es 0.35 debido a que se trata de un esfuerzo cortante en una unión a lo largo de la circunferencia del anillo asiento. El factor por clase de calidad ν_2 es 0.5 debido a que es poco probable que el trabajo sea realizado por personal altamente calificado. Entre el acero DIN 1681 GS-52 y el acero AISI 316L, se considerará realizar el diseño con el material con la menor resistencia (en este caso, acero AISI 316L). Para el acero AISI 316L el esfuerzo límite pulsante es 202 N/mm² (16). El factor de seguridad a la fatiga es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores en la expresión (2.55) y se obtiene el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{(0.35)(0.5)(202)}{\sqrt{3}(3)} = 6.8 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau_{adm/sold} \leq \tau_{adm} \quad [2.36]$$

Se reemplazan valores en [2.34] y en [2.36]. Se realizan diversas iteraciones para el espesor del cordón de soldadura con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$a_s \geq 0.5 \text{ mm}$$

∴ El tamaño de espesor determinado no es de utilidad por lo que se aplicará la recomendación de Blodgett (17), en donde se indica que para un espesor de placas entre 6 a 12 mm (lo cual es el caso del espesor del cuerpo), corresponderá utilizar un mínimo espesor de soldadura de 3/16 pulgadas ó 4.8mm.

2.2.5. Determinación del espesor de la lenteja y soldadura

El disco lenteja es un componente fundido y mecanizado a partir de acero DIN 1681 GS-52. Se verificará que el espesor del disco es el adecuado para evitar fallas en el mismo debido a la presión del agua. El disco está soportado por dos ejes y se considera similar a una viga de sección variable con dos soportes empotrados. En la figura 2.13 se muestran esquemas necesarios para analizar el disco lenteja.

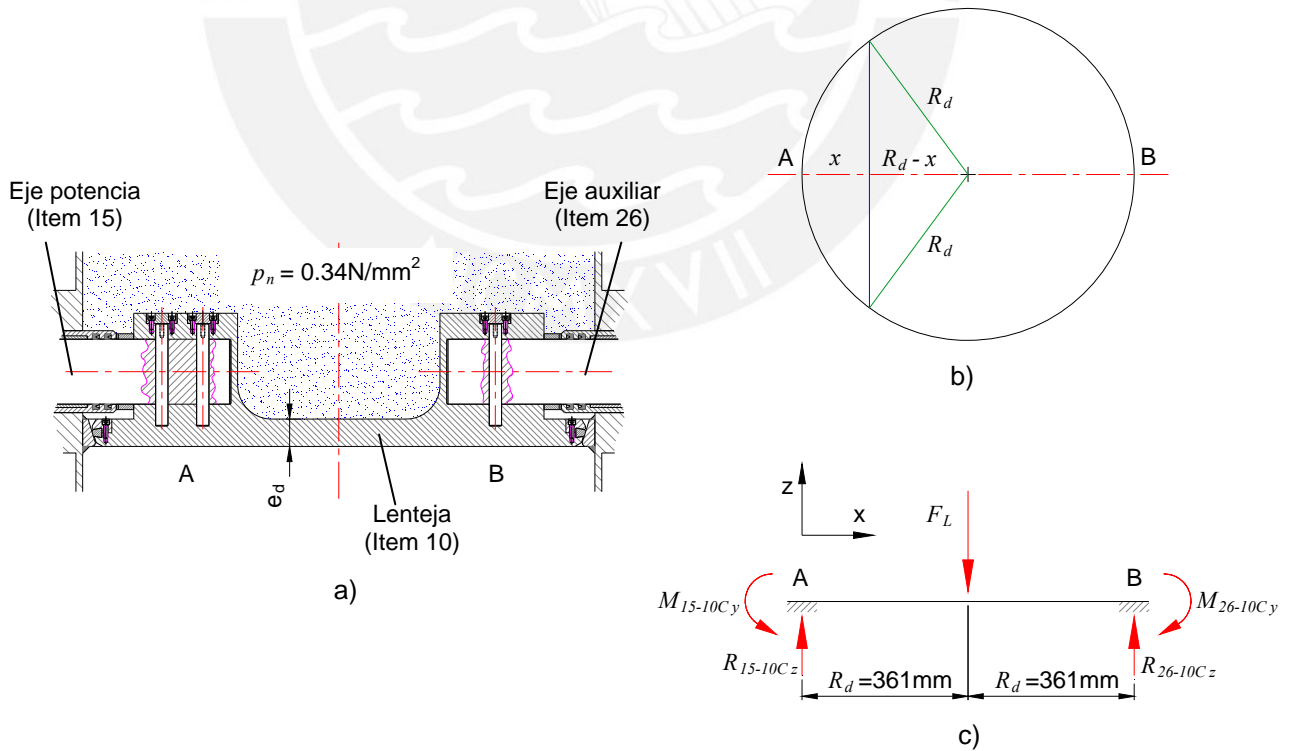


Figura 2.13. Esquemas del disco lenteja: a) lenteja con apoyos, b) vista superior del disco, c) DCL del disco lenteja con fuerzas y reacciones actuantes [Elaboración propia]

La fuerza resultante sobre el disco lenteja debido a la presión del agua está dada por:

$$F_L [\text{N}] = p_n [\text{N/mm}^2] \pi R_d^2 [\text{mm}^2] \quad [2.37]$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$F_L = (0.34)(\pi)(361^2) = 139201.3 \text{ N}$$

El área y el momento de inercia de la sección transversal del disco varían en función de la coordenada x de la ubicación de la sección de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$A_d(x) = 2 e_d \sqrt{R_d^2 - (R_d - x)^2} \quad [2.38]$$

$$I_{dy}(x) = \frac{e_d^3 \sqrt{R_d^2 - (R_d - x)^2}}{6} \quad [2.39]$$

Donde:

$A_d(x)$: es el área de la sección transversal del disco en la coordenada x , en mm^2 .

$I_{dy}(x)$: es el momento de inercia de la sección transversal del disco en la coordenada x , en mm^4 .

e_d : es el espesor del disco lenteja, en mm .

R_d : es el radio del disco lenteja, en mm .

El diagrama de fuerza cortante y momento flector del disco se muestra en la figura 2.14. La convención de signos es la empleada por Hibbeler (18).

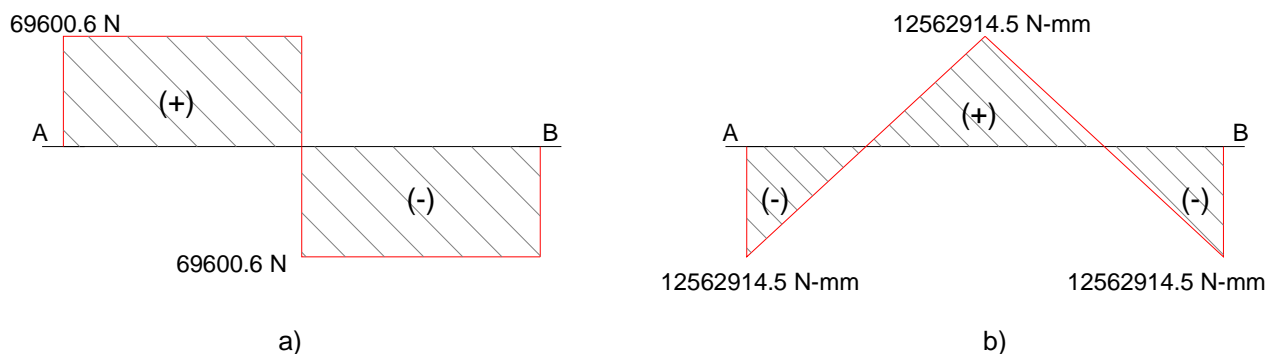


Figura 2.14. Diagramas de fuerzas internas del disco lenteja. a) Diagrama de fuerza cortante. b) Diagrama de momento flector [Elaboración propia]

Por tanto, se puede especificar la fuerza cortante y el momento flector como una función de la coordenada x :

$$V(x) = \begin{cases} \frac{F_L}{2} & 0 \leq x < R_d \\ -\frac{F_L}{2} & R_d \leq x \leq 2 R_d \end{cases} \quad [2.40]$$

$$M_f(x) = \begin{cases} \frac{F_L}{2}x - \frac{F_L}{4}R_d & 0 \leq x < R_d \\ -\frac{F_L}{2}x + \frac{3F_L}{4}R_d & R_d \leq x \leq 2 R_d \end{cases} \quad [2.41]$$

Donde:

$V(x)$: es la fuerza cortante que actúa en la sección transversal del disco lenteja ubicada en la coordenada x , en N.

$M_f(x)$: es el momento flector que actúa en la sección transversal del disco lenteja ubicada en la coordenada x , en N-mm.

F_L : es la fuerza resultante que actúa en el disco lenteja, en N.

R_d : es el radio del disco lenteja, en mm.

2.2.5.1. Determinación del espesor de la lenteja por resistencia

Primero se verifica que el componente no falle por resistencia por lo que se estudiarán los esfuerzos actuantes en la parte central del disco lenteja. En esta zona, sólo tenemos la acción de un esfuerzo cortante y un esfuerzo flector.

El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal está dado por:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V [\text{N}]}{A [\text{mm}^2]} \quad [2.42]$$

En este caso, A corresponde con el valor de A_d para una coordenada $x=361\text{mm}$.

Entonces, se reemplazan valores y se obtiene:

$$\tau_c = \frac{69600.6}{(2)(e_d)\sqrt{(361)^2 - (361 - 361)^2}} = \frac{96.4}{e_d} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector que actúa en la sección transversal está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_f \text{ [N/mm}^2\text{]} = \frac{M_f \text{ [N} \cdot \text{mm]} y_{LV} \text{ [mm]}}{I \text{ [mm}^4\text{]}} \quad [2.43]$$

En este caso, I corresponde con el valor de I_{dy} para una coordenada $x=361\text{mm}$. Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\sigma_f = \frac{(6)(12562914.5)(0.5 e_d)}{e_d^3 \sqrt{(361)^2 - (361 - 361)^2}} = \frac{104401}{e_d^2} \text{ N/mm}^2$$

Utilizando la teoría de la máxima energía de distorsión y considerando que este caso corresponde a un estado plano de esfuerzos, se plantea la siguiente expresión para determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad [2.44]$$

Los esfuerzos determinados previamente se reemplazan en [2.44] para poder determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{104401}{e_d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{96.4}{e_d}\right)^2} \text{ N/mm}^2$$

En la sección 2.2.3 se determinó el esfuerzo admisible para el acero DIN 1681 GS-52 por lo que se debe verificar que se cumpla [2.25] para verificar que el componente no falle por resistencia. Se reemplazan valores y se realizan diversas iteraciones para el espesor de la lenteja con lo cual se obtiene:

$$e_d \geq 37 \text{ mm}$$

Entonces, para que la lenteja no falle por resistencia, el mínimo espesor que debe tener es 37mm.

2.2.5.2. Determinación del espesor de la lenteja por deflexión

La máxima deflexión para el disco lenteja se ubica en la parte central del mismo y para determinar su valor se aplica el método de Castigliano con lo cual se tiene la siguiente expresión:

$$\delta_{\max} = 2 \int_0^{R_d} \frac{M_f}{E I_{dy}(x)} \left(\frac{\partial M_f}{\partial F_L} \right) dx \quad [2.45]$$

Donde:

δ_{max} : es la máxima deflexión que se produce en el elemento, en mm.

E : es el módulo de elasticidad del material del elemento, en N/mm². Según Shigley (19), para el acero su valor es 210000 N/mm²

Se reemplazan [2.39] y [2.41] en [2.45] para poder reducir la expresión:

$$\delta_{max} [\text{mm}] = \frac{3 F_L [\text{N}] R_d^2 [\text{mm}^2]}{E [\text{N/mm}^2] e_d^3 [\text{mm}^3]} \left(\frac{3\pi}{8} - 1 \right)$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\delta_{max} = \frac{3 (139201.27) (361)^2 \left(\frac{3\pi}{8} - 1 \right)}{(210000) e_d^3} = \frac{46154.8}{e_d^3} \text{ mm}$$

Por otro lado, la deflexión admisible para un componente está dada por la siguiente expresión:

$$\delta_{adm} [\text{mm}] = \delta_{adm/l} [\text{mm/mm}] L_{apoyos} [\text{mm}] \quad [2.46]$$

Según Mott (20), para elementos de máquinas en general, se admite una máxima deflexión de 0.00175 mm/mm de longitud entre apoyos. Para la lenteja, la longitud entre apoyos del elemento es igual al diámetro del disco. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.46] y se obtiene la deflexión admisible:

$$\delta_{adm} = (0.00175)(722) = 1.26 \text{ mm}$$

Finalmente, se debe verificar que se cumpla la siguiente relación:

$$\delta_{max} \leq \delta_{adm} \quad [2.47]$$

Se realizan diversas iteraciones para el espesor de la lenteja y se resuelve la expresión [2.47] con lo cual se obtiene:

$$e_d \geq 34 \text{ mm}$$

∴ Debido a que se tenía que considerar las dimensiones del alojamiento del sello en el disco lenteja, se decidió trabajar con un espesor final de 40mm para la lenteja.

2.2.5.3. Determinación de las soldaduras de los cubos

Para el análisis de este caso, las soldaduras están aplicadas en elementos de máquinas sometidos a carga variable y con un determinado espesor de garganta. Los esfuerzos actuantes son de tipo pulsante puro debido a que el mínimo esfuerzo actuante será cero (cuando la válvula se desmonte y se realice su mantenimiento) y no se tienen esfuerzos que cambien de signo durante la operación de la válvula.

En la figura 2.15 se muestra el esquema para analizar las soldaduras de los cubos de la lenteja. Las soldaduras se realizan alrededor de cada cubo de la lenteja.

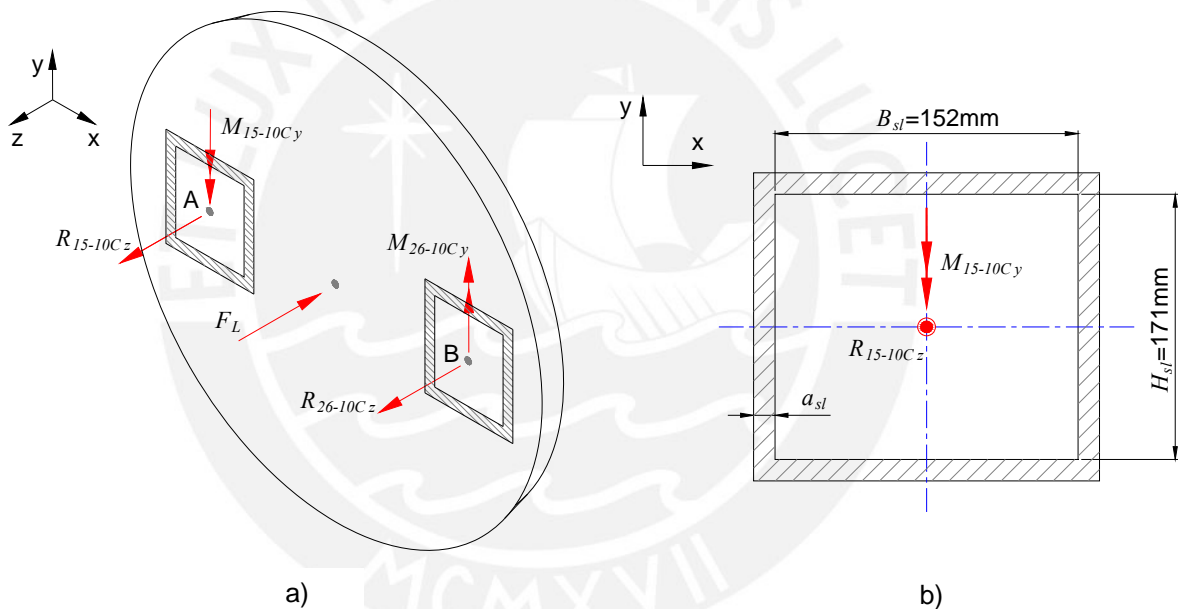


Figura 2.15. Esquema para el análisis de las soldaduras de los cubos: a) Fuerzas en los cordones. b) Cordón de soldadura en el punto A [Elaboración propia]

El esfuerzo axial que actúa en la sección transversal de la soldadura está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_a [\text{N/mm}^2] = \frac{N [\text{N}]}{A [\text{mm}^2]} \tag{2.48}$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_a [\text{N/mm}^2] = \frac{R_{15-10 Cz} [\text{N}]}{(B_{sl} [\text{mm}] + 2a_{sl} [\text{mm}])(H_{sl} [\text{mm}] + 2a_{sl} [\text{mm}]) - B_{sl} [\text{mm}] H_{sl} [\text{mm}]} = \frac{69600.63}{(152 + 2a_{sl})(171 + 2a_{sl}) - 25992}$$

El esfuerzo flector en la sección transversal de la soldadura está dado por [2.43]:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{M_f \cdot y_{LN}}{I} = \frac{6 M_{15-10} \text{ Cy} [\text{N} \cdot \text{mm}] (H_{sl} [\text{mm}] + 2a_{sl} [\text{mm}])}{(B_{sl} [\text{mm}] + 2a_{sl} [\text{mm}]) (H_{sl} [\text{mm}] + 2a_{sl} [\text{mm}])^3 - (B_{sl} [\text{mm}] H_{sl}^3 [\text{mm}^3])}$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{6 (12562914.5 \text{ 0}) (171 + 2a_{sl})}{(152 + 2a_{sl}) (171 + 2a_{sl})^3 - (152) (171^3)} = \frac{75377487 (171 + 2a_{sl})}{(152 + 2a_{sl}) (120 + 2a_{sp})^3 - 760032072}$$

El esfuerzo equivalente está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} [\text{N/mm}^2] = \sigma_a [\text{N/mm}^2] + \sigma_f [\text{N/mm}^2] \quad [2.49]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{eq} [\text{N/mm}^2] = \frac{69600.63}{(152 + 2a_{sl}) (171 + 2a_{sl}) - 25992} + \frac{75377487 (171 + 2a_{sl})}{(152 + 2a_{sl}) (120 + 2a_{sp})^3 - 760032072}$$

Para la soldadura el esfuerzo admisible está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{v_1 v_2 \sigma_{fPuls}}{FS_{fatiga}} \quad [2.50]$$

El coeficiente de forma dinámico v_1 es 0.41 debido a que se evaluará un esfuerzo axial de tracción (no se elige el factor de flexión ya que es más elevado y eso podría subestimar el diseño). El factor por clase de calidad v_2 es 0.8 por lo que se requiere que la soldadura sea realizada de acuerdo al estándar de calidad clase II según la norma DIN 1912. El esfuerzo límite pulsante del acero DIN 1681 GS-52, según Reitor - Hohmann (21), es 350 N/mm^2 y el factor de seguridad es de 3, lo cual es elevado para el caso de carga dinámica. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.50] y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{(0.41)(0.8)(350)}{(3)} = 38.27 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe utilizar la expresión [2.25] de la tesis:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$$

Se reemplazan valores y se realizan diversas iteraciones para obtener el mínimo espesor de soldadura:

$$a_{sl} \geq 10.3 \text{ mm}$$

∴ El tamaño de espesor determinado debe ser un tamaño comercial y fácil de conseguir. Por tanto, se elige trabajar con un cordón que sea comercial y próximo al mínimo valor determinado, en este caso se trabajará con un espesor de cordón de soldadura de 1/2" (12.5mm).

2.2.6. Diseño del pasador de transmisión del pistón hidráulico

El pasador de transmisión del pistón hidráulico es un componente mecanizado a partir de una barra de acero AISI 4340 H. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener el pasador para evitar fallas debido a la fuerza de accionamiento que debe transmitir el pistón al brazo palanca. En la figura 2.16 se muestran esquemas necesarios para analizar el pasador de transmisión.

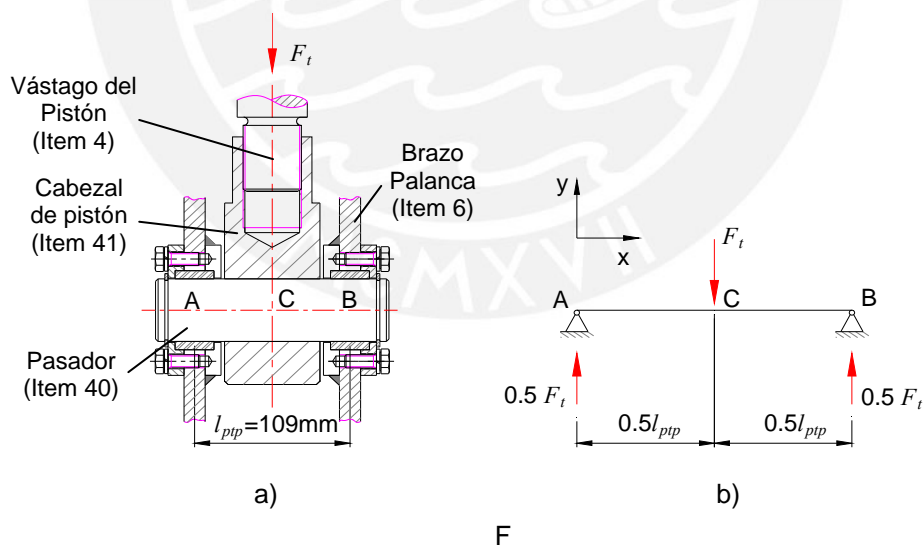


Figura 2.16. Esquemas del pasador de transmisión del pistón: a) Disposición general, b) Diagrama de cuerpo libre del pasador [Elaboración Propia]

La fuerza de accionamiento se determina a partir de la figura 2.8 y su valor está dado por la siguiente expresión:

$$F_t[\text{N}] = \frac{T_t[\text{N} \cdot \text{mm}]}{l_{bp}[\text{mm}] \text{seno } \theta_{p1}} \quad [2.51]$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$F_t = \frac{4950800.7}{(175) \text{seno } 51^\circ} = 36402.8 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector del pasador de transmisión se muestran en la figura 2.17.

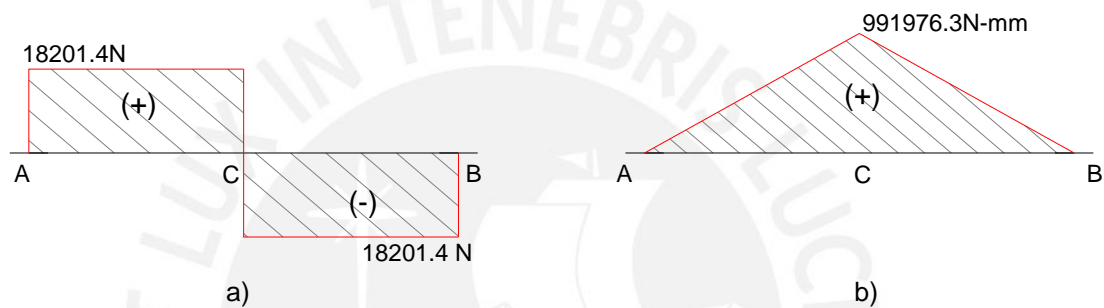


Figura 2.17. Diagramas de fuerzas internas del pasador del pistón: a) Diagrama de fuerza cortante. b) Diagrama de momento flector [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura 2.17, los mayores valores de fuerzas internas se producen en la parte central del pasador de transmisión por lo que se analizarán los esfuerzos en esta sección.

2.2.6.1. Estudio de la resistencia a la fluencia del pasador

El esfuerzo cortante promedio en la sección transversal está dado por [2.42]:

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{4V[\text{N}]}{\pi d_{pip}^2[\text{mm}^2]} = \frac{4(18201.4)}{\pi d_{pip}^2} = \frac{23174.7}{d_{pip}^2} \text{ N/mm}^2$$

Donde:

d_{pip} : es el diámetro del pasador, en mm.

El esfuerzo flector en la sección transversal está dado por [2.43]:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{32 M_f [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_{pp}^3 [\text{mm}^3]} = \frac{32 (991976.3)}{\pi d_{pp}^3} = \frac{10104187.6}{d_{pp}^3} \text{ N/mm}^2$$

Este caso corresponde al caso de estado de esfuerzo plano por lo que los esfuerzos determinados se reemplazan en [2.44] para poder determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{10104187.6}{d_{pp}^3}\right)^2 + 3\left(\frac{23174.7}{d_{pp}^2}\right)^2} \text{ N/mm}^2$$

Según la empresa Böhler Perú (22), para el acero AISI 4340H el límite de fluencia es 785 N/mm². Según la norma AWWA C504-06, el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.24] y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{785}{3} = 261.7 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir [2.25]. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el diámetro del pasador con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{pp} \geq 34 \text{ mm}$$

2.2.6.2. Estudio de la resistencia de los apoyos del pasador

El pasador se apoya en dos cojinetes autolubricados en acero y PTFE. Las propiedades de este cojinete se pueden visualizar en la norma DIN 1494. Se debe verificar que los apoyos no fallen por aplastamiento debido a la fuerza de accionamiento del pistón. Por tanto, se plantea el esfuerzo de aplastamiento en cada soporte por medio de la siguiente expresión:

$$\sigma_{ap} [\text{N/mm}^2] = \frac{F_t [\text{N}]}{2 l_{s/pas} [\text{mm}] d_{pp} [\text{mm}]} \quad [2.52]$$

Donde:

$l_{s/pas}$: es la longitud de un cojinete del pasador, en mm.

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente

$$\sigma_{ap} = \frac{36402.8}{2(22)d_{pip}} = \frac{827.3}{d_{pip}} \text{ N/mm}^2$$

Según información de la empresa San Metal S.A (23), para el cojinete según DIN 1494 el esfuerzo de fluencia es de 250 N/mm². Según la norma AWWA C504-06, el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.24] y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{3} = 83.3 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{ap} \leq \sigma_{adm} \quad [2.53]$$

Se reemplazan valores obtenidos y se realizan diversas iteraciones para el diámetro del pasador con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{pip} \geq 10 \text{ mm}$$

Para realizar la verificación del diámetro del pasador, por la resistencia a la fatiga, es necesario determinar la fuerza máxima y mínima que ejerce el pistón sobre el pasador. La fuerza máxima ya ha sido hallada en la parte inicial de esta sección. La fuerza mínima se muestra en el anexo H y el estudio de la fatiga sobre el pasador se muestra en el anexo I de la tesis.

∴ Luego de evaluar los resultados obtenidos al analizar la resistencia a la fluencia, la resistencia de los soportes y la resistencia a la fatiga del componente, se utilizará un diámetro de pasador de 34mm.

Como un análisis adicional, se diseñó el cabezal del pistón hidráulico lo cual se muestra en el anexo J de esta tesis.

2.2.7. Diseño del brazo palanca

El brazo palanca es un componente soldado y mecanizado a partir de planchas de acero ASTM A36. Se determinará el mínimo espesor que deben tener las planchas para evitar fallas debido a las fuerzas que actúan en el brazo palanca. En la figura 2.18 y 2.19 se muestran esquemas necesarios para analizar el brazo palanca

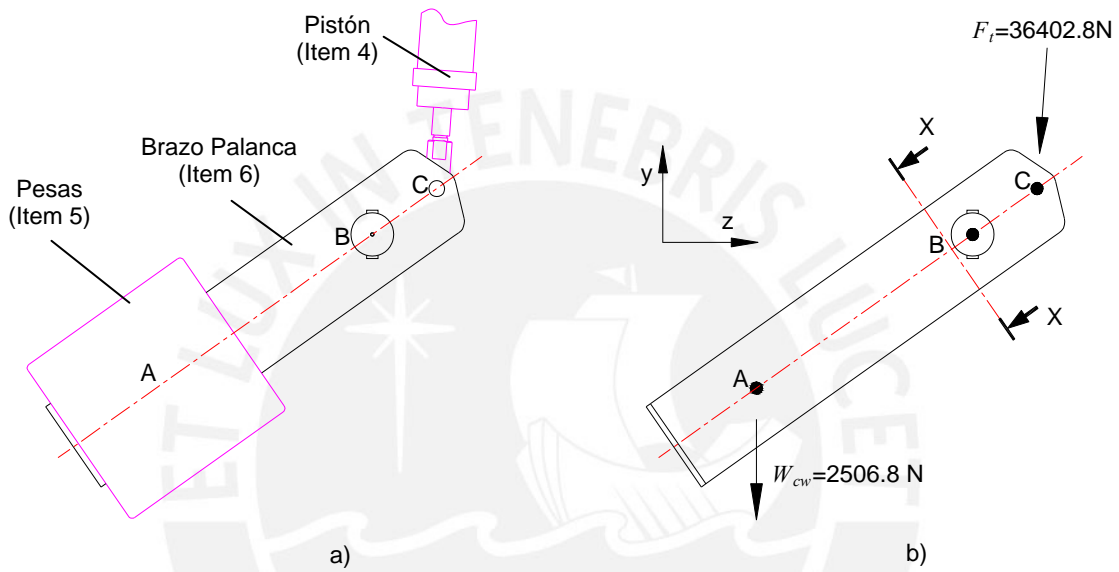


Figura 2.18. Esquemas generales del brazo palanca: a) Disposición general, b) Fuerzas actuantes [Elaboración Propia]

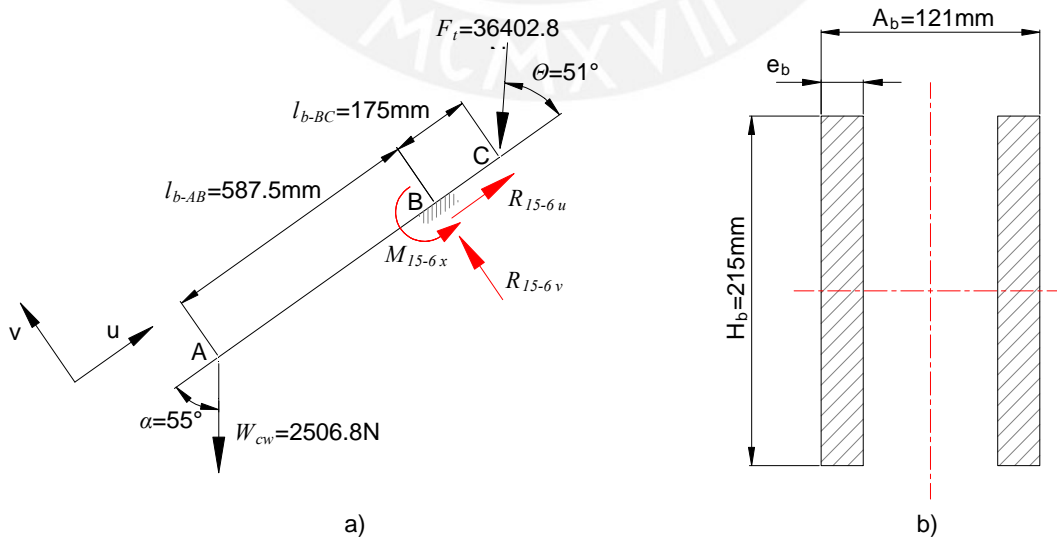


Figura 2.19. Esquemas para el análisis del brazo palanca: a) DCL del brazo palanca b) Sección X-X del brazo [Elaboración Propia]

De acuerdo a lo observado en las figuras 2.18 y 2.19, se elaboran los diagramas de fuerzas internas del componente lo cual se muestra en la figura 2.20.

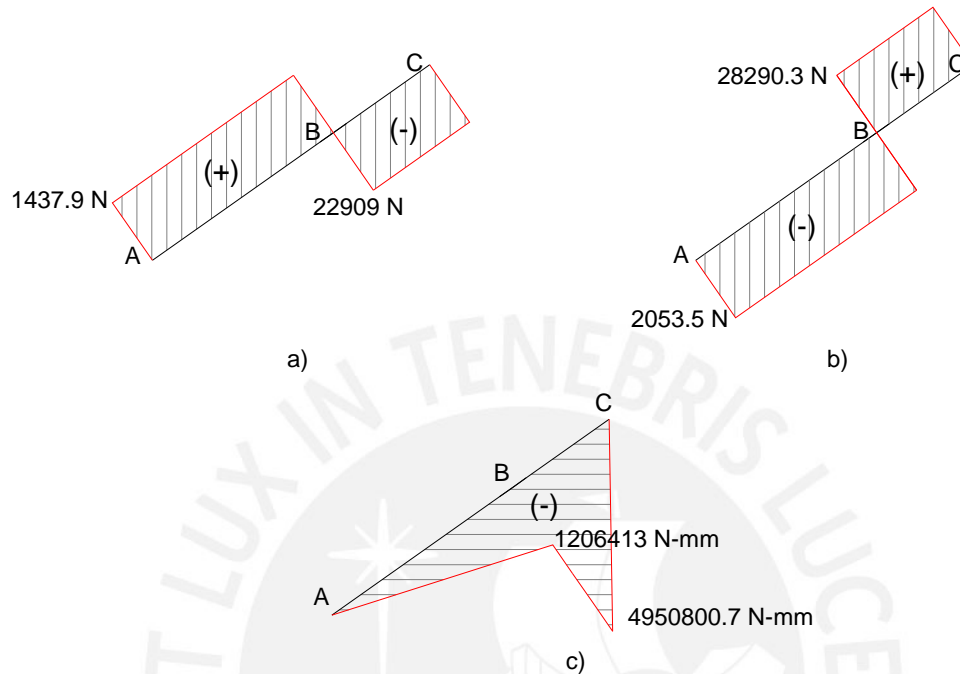


Figura 2.20. Diagramas de fuerzas internas del brazo palanca: a) Diagrama de fuerza normal, b) Diagrama de fuerza cortante, c) Diagrama de momento flector [Elaboración Propia]

De acuerdo a lo mostrado en la figura 2.20, la sección crítica del componente es la sección X-X por lo que se determinarán los esfuerzos actuantes en esa sección. El esfuerzo de compresión, que actúa en la sección transversal está dado por la expresión [2.48]:

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{N}{2 e_b H_b} = \frac{22909}{(2)(e_b)(215)} = \frac{53.3}{e_b} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo cortante promedio en la sección transversal está dado por [2.42]:

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{V}{2 e_b H_b} = \frac{28290.3}{(2)(e_b)(215)} = \frac{65.8}{e_b} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector en la sección transversal está dado por [2.43]:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{3 M_f}{e_b H_b^2} = \frac{(3)(4950800.7)}{(e_b)(215^2)} = \frac{321.31}{e_b} \text{ N/mm}^2$$

El caso corresponde al estado plano de esfuerzos por lo que los esfuerzos determinados se reemplazan en [2.44] para poder determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{53.3}{e_b} + \frac{321.31}{e_b}\right)^2 + 3\left(\frac{65.8}{e_b}\right)^2} \text{ N/mm}^2$$

Según la empresa Aceros Arequipa (24), para el acero ASTM A36 el esfuerzo de fluencia es de 248.11 N/mm². Según la norma AWWA C504-06, el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.24] y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{248.11}{3} = 82.7 \text{ N/mm}^2$$

Para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25]. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el espesor de las planchas del brazo palanca con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$e_b \geq 4.8 \text{ mm}$$

∴ El mínimo espesor de las planchas del brazo palanca es de 4.8mm. Sin embargo, la empresa que fabricó este componente tenía en stock planchas de acero ASTM A36 de 12mm de espesor. Considerando este detalle y para evitar deformaciones por soldadura en un espesor delgado, se eligió un espesor de 12mm para las planchas que conforman el brazo palanca. El diseño de la soldadura del cubo del brazo palanca se muestra en el anexo K de la tesis.

2.2.8. Diseño del eje de potencia

2.2.8.1. Estudio de la resistencia a la fluencia del eje

El eje de potencia es un componente mecanizado a partir de una barra maciza de acero AISI 4340H. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener el eje para evitar fallas debido a las fuerzas que actúan en el mismo. En las figuras 2.21 y 2.22 se

muestran esquemas necesarios para analizar el eje de potencia. Las reacciones en el eje debido a la lenteja se han calculado utilizando las expresiones [2.37], [2.40] y [2.41] considerando que se está analizando el momento en que la válvula se va a abrir (la diferencia de presión en ese momento es $\Delta P_a = 1.7 \text{ bar}$).

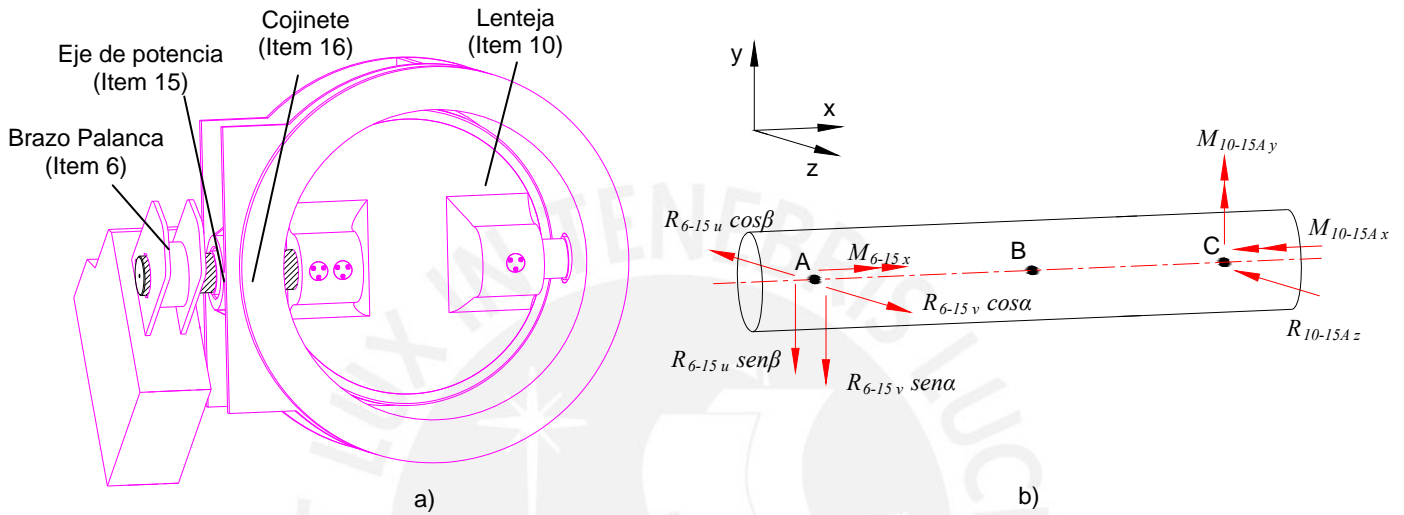


Figura 2.21. Esquemas del eje potencia: a) Disposición general, b) Fuerzas actuantes [Elaboración Propia]

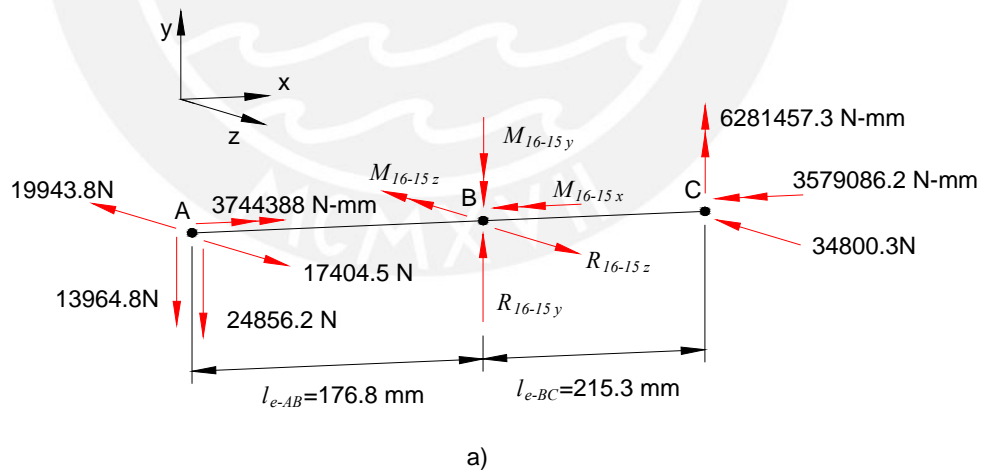


Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre del eje potencia [Elaboración Propia]

De acuerdo a lo observado en las figuras 2.21 y 2.22, se elaboran los diagramas de fuerzas internas lo cual se muestra en la figura 2.23.

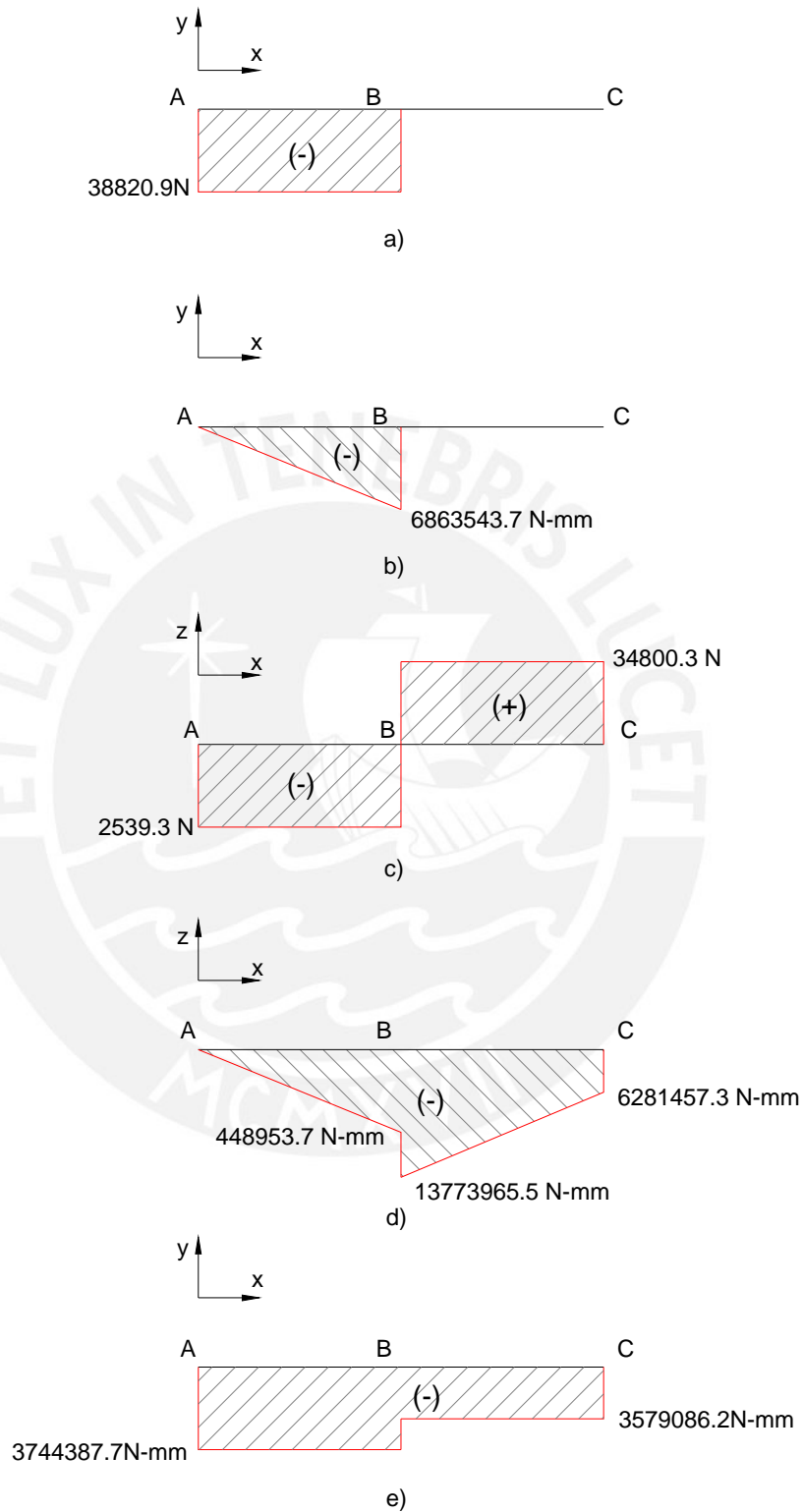


Figura 2.23. Diagramas de fuerzas internas del eje: a) Diagrama de fuerza cortante plano xy, b) Diagrama de momento flector plano xy, c) Diagrama de fuerza cortante plano xz, d) Diagrama de momento flector plano xz, e) Diagrama de momento torsor [Material propio]

De acuerdo a lo mostrado en la figura 2.23, la sección crítica del componente corresponde a la sección ubicada en el punto B, por lo que se analizarán los esfuerzos internos en ese punto. El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal está dado por [2.42]:

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{4V \text{ [N]}}{\pi d_s^2 \text{ [mm}^2\text{]}} = \frac{(4)\left(\sqrt{(38820.9^2) + (34800.3^2)}\right)}{(\pi)(d_s^2)} = \frac{66381.2}{d_s^2} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector en la sección transversal está dado por la expresión [2.43]:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{32 M_f \text{ [N} \cdot \text{mm]}}{\pi d_s^3 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{(32)\left(\sqrt{(6863543.7^2) + (13773965.5^2)}\right)}{(\pi)(d_s^3)} = \frac{156754058}{d_s^3} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo torsor en la sección transversal está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_t \text{ [N/mm}^2\text{]} = \frac{M_t \text{ [N} \cdot \text{mm] } r \text{ [mm]}}{J \text{ [mm}^4\text{]}} \quad [2.54]$$

Reemplazando se obtiene lo siguiente:

$$\tau_t = \frac{M_t r}{J} = \frac{16 M_t \text{ [N} \cdot \text{mm]}}{\pi d_s^3 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{(16)(3744387.7)}{(\pi)(d_s^3)} = \frac{19070010.2}{d_s^3} \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos determinados se reemplazan en [2.44] para poder determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{156754058}{d_s^3}\right)^2 + 3\left(\frac{66381.2}{d_s^2} + \frac{19070010.2}{d_s^3}\right)^2} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del acero AISI 4340H fue determinado en la sección 2.2.6. Para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25]. Entonces, se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el diámetro del eje potencia con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_s \geq 85.4 \text{ mm}$$

2.2.8.2. Estudio de la deflexión por torsión del eje

Debido a la torsión que se transmite a través del eje de potencia, éste se deforma elásticamente ocasionándose un giro de la sección transversal. De acuerdo a la teoría

de la torsión, expuesta en diversos libros de resistencia de materiales, se determina la expresión para el diámetro que debe tener el eje potencia:

$$d_s [\text{mm}] = \sqrt[4]{\frac{32 M_t [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi G [\text{N} / \text{mm}^2] \theta_{l-\text{adm}} [\text{rad} / \text{mm}]} \quad [2.55]$$

El valor de G para el acero, según Shigley (25), es de 79300 N/mm^2 . Según Mott (26), la deflexión permisible para partes de máquina en general es de 0.000007 rad/mm longitud entre apoyos. Por tanto, se reemplazan estos valores en [2.55] y se obtiene el diámetro del eje:

$$d_s = \sqrt[4]{\frac{(32)(3744387.7)}{(\pi)(79300)(0.000007)}} = 91.5 \text{ mm}$$

2.2.8.3. Estudio de la deflexión por flexión del eje

El eje de potencia se deflexiona debido al momento flector interno que actúa en el mismo. Para poder determinar la máxima deflexión en el eje se determinan las deflexiones de cada punto en los planos **xy** y **xz** por separado. Luego, se suman estas deflexiones en forma vectorial para poder determinar las deflexiones totales de los puntos del eje. Las unidades para las fuerzas y reacciones están en N, los momentos flectores se encuentran en N-mm, el módulo de elasticidad del material del eje está en N/mm^2 , el momento de inercia está en mm^4 , las deflexiones y las longitudes están en mm.

De acuerdo a lo observado en la figura 2.23, el momento flector interno del eje en el plano **xy** está dado por la siguiente expresión:

$$M_{f-xy}(x) = \begin{cases} -R_{16-15y} x & 0 \leq x \leq l_{e-AB} \\ 0 & l_{e-AB} < x \leq l_{e-AB} + l_{e-BC} \end{cases} \quad [2.56]$$

El momento flector interno del eje en el plano **xz** está dado por la siguiente expresión:

$$M_{f-xz}(x) = \begin{cases} -(R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)x & 0 \leq x \leq l_{e-AB} \\ \frac{(M_{10-15y} - (R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)l_{e-AB} - M_{16-15y})(l_{e-AB} - x)}{l_{e-BC}} & l_{e-AB} < x \leq l_{e-AB} + l_{e-BC} \\ -(R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)l_{e-AB} - M_{16-15y} & \end{cases} \quad [2.57]$$

La deflexión se relaciona con el momento flector por medio de la siguiente expresión:

$$\delta = \frac{\iint M_f dx}{EI} \quad [2.58]$$

Por tanto, se realizan las respectivas integraciones para obtener la deflexión en el plano **xy**. La condición de frontera para resolver la integración radica en que la deflexión y pendiente en el punto B son nulas

$$y(x) = \frac{\iint M_{f-xy} dx}{EI} = \begin{cases} m_1 x^3 + n_1 x + o_1 & 0 \leq x \leq l_{e-AB} \\ 0 & l_{e-AB} \leq x \leq l_{e-AB} + l_{e-BC} \end{cases} \quad [2.59]$$

Donde: $m_1 = \frac{-R_{16-15y}}{6EI}$, $n_1 = \frac{R_{16-15y} l_{e-AB}^2}{2EI}$, $o_1 = -\frac{R_{16-15y} l_{e-AB}^3}{3EI}$

La deflexión en el plano **xz** está dada por la siguiente expresión:

$$z(x) = \frac{\iint M_{f-xz} dx}{EI} = \begin{cases} m_2 x^3 + n_2 x + o_2 & 0 \leq x \leq l_{e-AB} \\ m_3 x^3 + n_3 x^2 + o_3 x + p_3 & l_{e-AB} \leq x \leq l_{e-AB} + l_{e-BC} \end{cases} \quad [2.60]$$

Donde:

$$m_2 = \frac{-(R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)}{6EI}$$

$$n_2 = \frac{(R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)l_{e-AB}^2}{2EI}$$

$$o_2 = \frac{-(R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)l_{e-AB}^3}{3EI}$$

$$m_3 = \frac{-(M_{10-15y} - (R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha)l_{e-AB} - M_{16-15y})}{6EI l_{e-BC}}$$

$$n_3 = \frac{M_{10-15y} l_{e-AB} - ((R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha) l_{e-AB} + M_{16-15y}) (l_{e-AB} + l_{e-BC})}{2EI l_{e-BC}}$$

$$o_3 = \frac{-M_{10-15y} l_{e-AB}^2 + ((R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha) l_{e-AB} + M_{16-15y}) (l_{e-AB}^2 + 2l_{e-AB} l_{e-BC})}{2EI l_{e-BC}}$$

$$p_3 = \frac{M_{10-15y} l_{e-AB}^3 - ((R_{6-15u} \cos \beta - R_{6-15v} \cos \alpha) l_{e-AB} + M_{16-15y}) (l_{e-AB}^3 + 3l_{e-AB}^2 l_{e-BC})}{6EI l_{e-BC}}$$

Y la deflexión total, en cada punto del eje, está dada por la siguiente expresión:

$$\delta(x) = \sqrt{y(x)^2 + z(x)^2} \quad [2.61]$$

La deflexión admisible ha sido tratada en la sección 2.2.5. El eje de potencia se divide en los tramos AB y BC siendo el tramo AB el más corto con 176.8 mm de longitud. Se reemplazan estos valores en la expresión [2.46] y se obtiene lo siguiente:

$$\delta_{adm} = (0.00175)(176.8) = 0.309 \text{ mm}$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por deflexión se debe cumplir la expresión [2.47]. Para cumplir con esta expresión se analiza la máxima deflexión total a lo largo del eje reemplazando los valores obtenidos en las expresiones [2.59], [2.60] y [2.61]. Se realizan diversas iteraciones para el diámetro del eje potencia con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_s \geq 95 \text{ mm}$$

2.2.8.4. Estudio de la resistencia a la fatiga del eje

A partir de los cálculos anteriores, el diámetro del eje de potencia debe ser como mínimo 95mm. Entonces, para un diámetro de 95mm se verificará la resistencia a la fatiga para lo cual se aplicará la metodología e información expuestas en los anexos H e I de la tesis. El eje tiene canales chaveteros (en el lado del brazo palanca) y agujeros para pasadores (en el lado del cubo del disco lenteja) de acuerdo a lo mostrado en la figura 2.24.

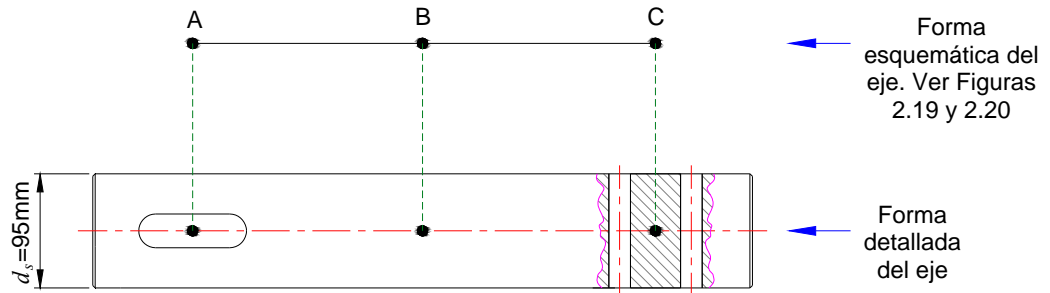


Figura 2.24. Detalle del eje de potencia para el análisis de fatiga [Elaboración propia]

Las fuerzas internas sobre el eje de potencia fluctúan entre un límite superior y un límite inferior de acuerdo a lo indicado en el punto 2.1.1 de la tesis. Eso significa que las mayores exigencias sobre el eje de potencia se producen cuando la válvula está cerrada mientras que las menores exigencias sobre el eje se producen cuando la válvula está completamente abierta.

Los diagramas de fuerzas internas del eje cuando la válvula está cerrada ya han sido determinados en el punto 2.2.8.1, cuando se analizó la resistencia del eje a la fluencia, mientras que los diagramas de fuerzas internas en el eje cuando la válvula está abierta se han determinado en el anexo H de esta tesis.

Según información de Reitor - Hohmann (27), para el acero AISI 4340H el esfuerzo límite alternante de flexión (σ_{fAlt}) es 500 N/mm². Según información de la empresa Boehler (28), para el acero AISI 4340H el esfuerzo de tracción (σ_B) es 980 N/mm² (considerando un diámetro entre 40 y 100 mm)

Análisis de la sección A

- Fuerzas internas máximas y mínimas

De las figura 2.23 y del anexo H de la tesis, se determinan los siguientes valores:

$$M_{fmax} = 0 \text{ N-mm}$$

$$M_{fmin} = 0 \text{ N-mm}$$

$$M_{tmax} = 3744387.7 \text{ N-mm}$$

$$M_{tmin} = 81944.5 \text{ N-mm}$$

- Esfuerzo superior e inferior de torsión:

$$\tau_{ts} [\text{N} / \text{mm}^2] = \frac{M_{t \max} [\text{N} \cdot \text{mm}] r [\text{mm}]}{J [\text{mm}^4]} \quad [2.62]$$

$$\tau_{ti} [\text{N} / \text{mm}^2] = \frac{M_{t \min} [\text{N} \cdot \text{mm}] r [\text{mm}]}{J [\text{mm}^4]} \quad [2.63]$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{ts} = \frac{M_{t \max} r}{J} = \frac{16 M_{t \max} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_s^3 [\text{mm}^3]} = \frac{16 (3744387.7)}{\pi (95^3)} = 22.24 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{ti} = \frac{M_{t \min} r}{J} = \frac{16 M_{t \min} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_s^3 [\text{mm}^3]} = \frac{16 (81944.5)}{\pi (95^3)} = 0.49 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio y alternante de torsión:

$$\tau_{tm} = \frac{(\tau_{ts} + \tau_{ti})}{2} \quad [2.64]$$

$$\tau_{ta} = \frac{(\tau_{ts} - \tau_{ti})}{2} \quad [2.65]$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{tm} = \frac{(22.24 + 0.49)}{2} = 11.36 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{ta} = \frac{(22.24 - 0.49)}{2} = 10.88 \text{ N/mm}^2$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- Coeficiente de superficie (c_s): El componente va a ser torneado hasta tener una rugosidad $R_a=0.4$ (la cual es semejante a $R_t=3.3$). La resistencia a la tracción del acero AISI 4340H es 980 N/mm^2 . Con esa información, según Roloff (29) se obtiene: $c_s=0.93$.

- Coeficiente de tamaño (c_t): El diámetro del eje es de 95mm y la carga es de torsión. Entonces, según Roloff (30) se obtiene: $c_t=0.61$.

- Coeficiente de temperatura (c_{temp}): El componente va a operar a una temperatura ambiente de 10°C . Entonces, según Shigley (31) se obtiene: $c_{temp}=1.00$.

- Coeficiente de carga (c_{carg}): El esfuerzo es de torsión. Entonces, según Lipson (32) se obtiene: $c_{carg}=1.00$.

- Coeficiente de confiabilidad (c_c): Considerando que se está trabajando con valores medios de resistencia y de acuerdo con la información de Shigley (33) se obtiene: $c_c=1.00$.
- Factor de concentración de esfuerzos (β_K): En la sección A se tienen canales chaveteros. Entonces, según Roloff (34) y considerando que la resistencia a la tracción del acero AISI4340H es 980 N/mm^2 se obtiene lo siguiente: $\beta_K=1.75$

- Componente alternante de la fatiga con modificación:

$$\tau'_{ta} [\text{N/mm}^2] = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \tau_{ta} [\text{N/mm}^2] \quad [2.66]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{1.75}{(0.93)(0.61)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (10.88) = 33.56 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo alternante equivalente

Se determina, empleando la expresión de Von Mises para las componentes alternadas con modificación:

$$\sigma'_{a eq} = \sqrt{\sigma_a'^2 + 3\tau_a'^2} \quad [2.67]$$

El único esfuerzo alternante presente es el esfuerzo de torsión. Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma'_{a eq} = \sqrt{0 + 3(33.56^2)} = 58.12 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio equivalente

Se determina, empleando la expresión de Von Mises para las componentes medias:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad [2.68]$$

El único esfuerzo medio presente es el esfuerzo de torsión. Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{0 + 3(11.36^2)} = 19.68 \text{ N/mm}^2$$

- Factor de seguridad a la fatiga

Está dado por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{FS_{fatiga}} = \frac{\sigma_{m\ eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a\ eq}}{\sigma_{fAlt}} \quad [2.69]$$

Se reemplazan valores en la expresión anterior y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1}{FS_{fatiga}} = \frac{\sigma_{m\ eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a\ eq}}{\sigma_{fAlt}} = \frac{19.68}{980} + \frac{58.12}{500} = 0.14$$

Por tanto, el factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS_{fatiga} = 7.34$$

Análisis de la sección B

- Fuerzas internas máximas y mínimas

De la figura 2.23 y del anexo H se determinan los siguientes valores:

$$M_{f\ max} = \sqrt{6863543.7^2 + 13773965.5^2} = 15389293.6 \text{ N - mm}$$

$$M_{f\ min} = \sqrt{330156.6^2 + 66776.2^2} = 336841.8 \text{ N - mm}$$

$$M_{t\ max} = 3744387.7 \text{ N - mm}$$

$$M_{t\ min} = 81944.5 \text{ N - mm}$$

- Esfuerzo superior e inferior de flexión:

Está dado por las siguientes expresiones:

$$\sigma_{fs} [\text{N} / \text{mm}^2] = \frac{M_{f\ max} [\text{N - mm}] y [\text{mm}]}{I [\text{mm}^4]} = \frac{32 M_{f\ max} [\text{N - mm}]}{\pi d_s^3 [\text{mm}^3]} \quad [2.70]$$

$$\sigma_{fi} [\text{N} / \text{mm}^2] = \frac{M_{f\ min} [\text{N - mm}] y [\text{mm}]}{I [\text{mm}^4]} = \frac{32 M_{f\ min} [\text{N - mm}]}{\pi d_s^3 [\text{mm}^3]} \quad [2.71]$$

Reemplazando valores en las expresiones anteriores se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{fs} = \frac{32 M_{f\ max}}{\pi d_s^3} = \frac{32 (15389293.6)}{\pi (95^3)} = 182.83 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fi} = \frac{32 M_{f \min}}{\pi d_s^3} = \frac{32 (336841.8)}{\pi (95^3)} = 4.00 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio y alternante de flexión:
Están dados por las siguientes expresiones:

$$\sigma_{fm} = \frac{(\sigma_{fs} + \sigma_{fi})}{2} \quad [2.72]$$

$$\sigma_{fa} = \frac{(\sigma_{fs} - \sigma_{fi})}{2} \quad [2.73]$$

Reemplazando valores en las expresiones anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{fm} = \frac{(182.83 + 4.00)}{2} = 93.42 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{fa} = \frac{(182.83 - 4.00)}{2} = 89.41 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo superior e inferior de torsión:
Reemplazando valores en [2.62] y [2.63] se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{is} = \frac{16 M_{t \max}}{\pi d_s^3} = \frac{16 (3744387.7)}{\pi (95^3)} = 22.24 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{ii} = \frac{16 M_{t \min}}{\pi d_s^3} = \frac{16 (81944.5)}{\pi (95^3)} = 0.49 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio y alternante de torsión:
Reemplazando valores en [2.64] y [2.65] se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{tm} = \frac{(22.24 + 0.49)}{2} = 11.36 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{ta} = \frac{(22.24 - 0.49)}{2} = 10.88 \text{ N/mm}^2$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - Coeficiente de superficie (c_s): El componente va a ser torneado hasta tener una rugosidad $R_a=0.4$ (la cual es semejante a $R_t=3.3$). La resistencia a la tracción del acero AISI 4340H ha sido determinada en el análisis de la sección A. Con esa información, según Roloff (35), se obtiene: $c_s=0.93$.
 - Coeficiente de tamaño (c_t): El diámetro del eje es de 95mm y la carga es de flexión ó torsión. Entonces, según Roloff (36), se obtiene: $c_t=0.61$.
 - Coeficiente de temperatura (c_{temp}): El componente va a operar a una temperatura ambiente de 10°C. Entonces, según Shigley (37), se obtiene: $c_{temp}=1.00$.

- Coeficiente de carga (c_{carg}): El esfuerzo es de flexión, entonces se evalúa con la información que proporciona Lipson (38) y se obtiene: $c_{carg}=1.00$.
- Coeficiente de confiabilidad (c_c): Considerando que se está trabajando con valores medios de resistencia y de acuerdo con la información de Shigley (39) se obtiene: $c_c=1.00$.
- Factor de concentración de esfuerzos (β_K): En la sección B no se tienen concentradores de esfuerzos por lo que se obtiene: $\beta_K =1$

- Componente alternante de la fatiga con modificación:

Para el caso de flexión, está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma'_{fa} \left[\text{N/mm}^2 \right] = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} \left[\text{N/mm}^2 \right] \quad [2.74]$$

Entonces, se reemplazan valores en [2.66] y [2.74] para obtener lo siguiente:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{1.00}{(0.93)(0.61)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (89.41) = 157.61 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \tau_{ta} = \left(\frac{1.00}{(0.93)(0.61)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (10.88) = 19.17 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo alternante equivalente

Se reemplazan valores en [2.67] y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma'_{a eq} = \sqrt{\sigma_a'^2 + 3\tau_a'^2} = \sqrt{(157.61^2) + 3(19.17^2)} = 161.07 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio equivalente

Se reemplazan valores en [2.68] y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{(93.42^2) + 3(11.36^2)} = 95.47 \text{ N/mm}^2$$

- Factor de seguridad a la fatiga

Se reemplazan valores en la expresión [2.69] y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1}{FS_{fatiga}} = \frac{\sigma_{m eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a eq}}{\sigma_{fAlt}} = \frac{95.47}{980} + \frac{161.07}{500} = 0.42$$

Por tanto, el factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS_{fatiga} = 2.38$$

Análisis de la sección C

- Fuerzas internas máximas y mínimas

De la figura 2.23 y del anexo H se determinan los siguientes valores:

$$M_{f\max} = 6281457.3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{f\min} = \sqrt{150564.1^2 + 5340.6^2} = 150658.76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{t\max} = 3579086.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{t\min} = 81944.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Esfuerzo superior e inferior de flexión:

Reemplazando valores en [2.70] y [2.71] se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{fs} = \frac{32 M_{f\max}}{\pi d_s^3} = \frac{32 (6281457.3)}{\pi (95^3)} = 74.63 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fi} = \frac{32 M_{f\min}}{\pi d_s^3} = \frac{32 (150658.76)}{\pi (95^3)} = 1.79 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio y alternante de flexión:

Reemplazando valores en [2.72] y [2.73] para obtener lo siguiente:

$$\sigma_{fm} = \frac{(74.63 + 1.79)}{2} = 38.21 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{fa} = \frac{(74.63 - 1.79)}{2} = 36.42 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo superior e inferior de torsión:

Reemplazando valores en [2.62] y [2.63] se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{ts} = \frac{16 M_{t\max}}{\pi d_s^3} = \frac{16 (3579086.2)}{\pi (95^3)} = 21.26 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{ti} = \frac{16 M_{t\min}}{\pi d_s^3} = \frac{16 (81944.5)}{\pi (95^3)} = 0.49 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio y alternante de torsión:

Reemplazando valores en [2.64] y [2.65] se obtiene lo siguiente:

$$\tau_{m} = \frac{(21.26 + 0.49)}{2} = 10.87 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{ta} = \frac{(21.26 - 0.49)}{2} = 10.39 \text{ N/mm}^2$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - Coeficiente de superficie (c_s): El componente va a ser torneado hasta tener una rugosidad $R_a=0.4$ (la cual es semejante a $R_t=3.3$). La resistencia a la tracción del acero AISI 4340H ya ha sido determinada en el análisis de la sección A. Con esa información, según Roloff (40), se obtiene: $c_s=0.93$.
 - Coeficiente de tamaño (c_t): El diámetro del eje es de 95mm y la carga es de flexión ó torsión. Entonces, según Roloff (41), se obtiene: $c_t=0.61$.
 - Coeficiente de temperatura (c_{temp}): El componente va a operar a una temperatura ambiente de 10°C. Entonces, según Shigley (42), se obtiene: $c_{temp}=1.00$.
 - Coeficiente de carga (c_{carg}): Se tienen esfuerzos de flexión ó torsión. Entonces se evalúa con la información que proporciona Lipson (43) y se obtiene: $c_{carg}=1.00$.
 - Coeficiente de confiabilidad (c_c): Considerando que se está trabajando con valores medios de resistencia y de acuerdo con la información de Shigley (44) se obtiene: $c_c=1.00$.
 - Factor de concentración de esfuerzos (β_K): En la sección C se tienen agujeros pasantes los cuales tienen un diámetro de 18mm cada uno. Entonces, según Roloff (45), y considerando la relación $d/D=18/95=0.18$ y que la resistencia a la tracción del acero AISI4340H es 980 N/mm^2 , se obtiene: $\beta_K = 1.6$ (Caso flexión) y $\beta_K = 1.5$ (Caso torsión)

- Componente alternante de la fatiga con modificación:
Se reemplazan valores en [2.66] y [2.74] para obtener lo siguiente:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{1.60}{(0.93)(0.61)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (36.42) = 102.71 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \tau_{ta} = \left(\frac{1.50}{(0.93)(0.61)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (10.39) = 27.46 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo alternante equivalente
Se reemplazan valores en [2.67] y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma'_{a eq} = \sqrt{\sigma'_a{}^2 + 3\tau'_a{}^2} = \sqrt{(102.71^2) + 3(27.46^2)} = 113.19 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo medio equivalente

Se reemplazan valores en [2.68] y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{\sigma_m{}^2 + 3\tau_m{}^2} = \sqrt{(38.21^2) + 3(10.87^2)} = 42.60 \text{ N/mm}^2$$

- Factor de seguridad a la fatiga

Se reemplazan valores en la expresión [2.69] y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1}{FS_{fatiga}} = \frac{\sigma_{m eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a eq}}{\sigma_{fAlt}} = \frac{42.60}{980} + \frac{113.19}{500} = 0.27$$

Por tanto, el factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS_{fatiga} = 3.71$$

Entonces, luego de analizar las secciones A, B y C se puede concluir que el eje de potencia de 95mm de diámetro, de acero AISI4340H, no fallará por fatiga.

∴ Considerando los resultados obtenidos al analizar el eje por la resistencia a la fluencia, por deflexión y por fatiga, se eligió trabajar con un diámetro de eje de 95mm.

2.2.9. Diseño de los pasadores de transmisión

Los pasadores de transmisión son componentes mecanizados a partir de acero AISI 4340H. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener cada pasador para evitar fallas debido al momento torsor que se debe transmitir entre el eje potencia y el disco lenteja. En la figura 2.25 se muestran esquemas necesarios para analizar estos componentes.

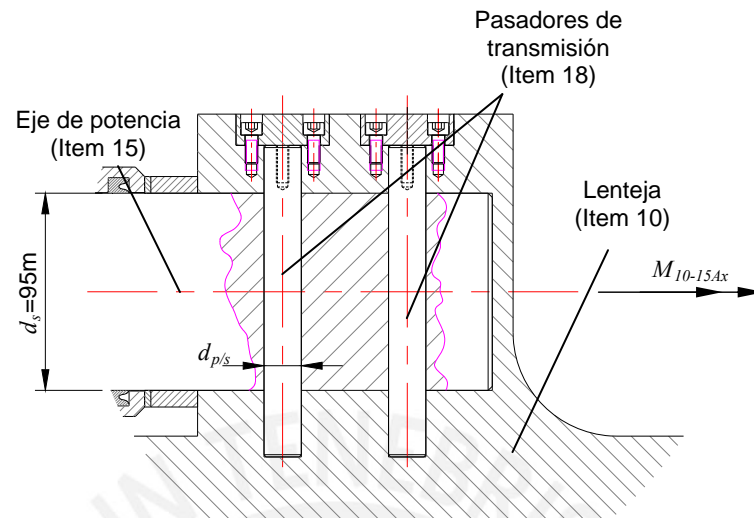


Figura 2.25. Esquema de disposición de los pines de transmisión (Elaboración propia)

De acuerdo a lo observado en la figura 2.25, los dos pines de transmisión se encuentran sometidos a esfuerzo cortante en dos secciones transversales cada uno. Para el análisis de este caso se utilizó la expresión desarrollada por Mott (46) para calcular el mínimo diámetro que debe tener cada pin de transmisión. La fórmula, en este caso, ya considera el hecho de que se tengan dos pasadores de transmisión:

$$d_{p/s} [\text{mm}] \geq \sqrt{\frac{4\sqrt{3} M_{10-15Ax} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{2\pi d_s [\text{mm}] \sigma_{adm} [\text{N}/\text{mm}^2]}} \quad [2.75]$$

El esfuerzo admisible del acero AISI 4340H ha sido determinado en la sección 2.2.6. Entonces se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$d_{p/s} \geq \sqrt{\frac{4\sqrt{3} (3579086.2)}{2\pi(95) (261.67)}} = 12.6 \text{ mm}$$

∴ El mínimo diámetro de cada pasador debe ser 12.6mm. Como el taller de fabricación tenía barras de acero AISI4340H de 20mm de diámetro y brocas de diámetro 18mm para el taladrado de los alojamientos de los pasadores, se decidió que el diámetro final de los mismos sería de 18mm.

2.2.10. Diseño de las chavetas

Las chavetas son componentes mecanizados a partir de acero AISI 1045. Se determinará la mínima longitud que debe tener cada chaveta para evitar fallas debido al momento M_{6-15x} que se debe transmitir entre el brazo palanca y el eje potencia. En la figura 2.26 se muestran esquemas necesarios para analizar las chavetas.

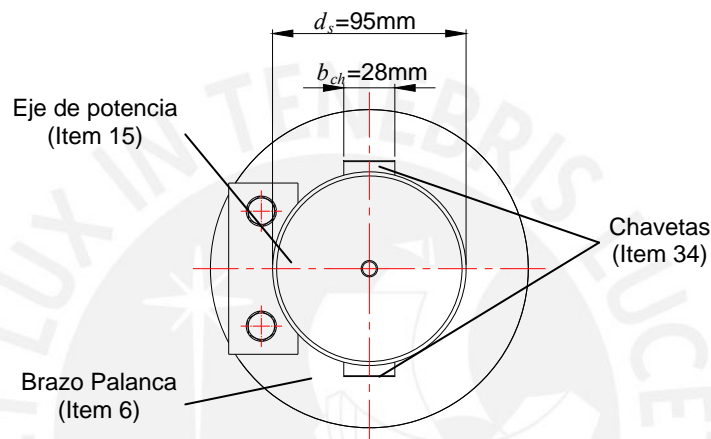


Figura 2.26. Esquema de disposición de las chavetas [Elaboración propia]

La sección transversal de la chaveta se selecciona en función al diámetro del eje de potencia mientras que la longitud de la chaveta se determina luego de analizar dos situaciones. La primera consiste en determinar la resistencia de la chaveta al esfuerzo cortante que surge a través de la interfase eje/cubo. La segunda consiste en analizar la resistencia al aplastamiento debido a la acción del empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje ó cubo.

Se realiza el análisis de la primera situación. De acuerdo con Mott (47), la longitud necesaria de la chaveta para evitar que ésta falle por esfuerzo cortante en la interfase eje/cubo, en mm, está dada por la siguiente expresión:

$$l_{ch}[\text{mm}] = \frac{2\sqrt{3} M_{6-15x}[\text{N} \cdot \text{mm}]}{2 \sigma_{adm}[\text{N}/\text{mm}^2] d_s[\text{mm}] b_{ch}[\text{mm}]} \quad [2.76]$$

La fórmula, en este caso, ya considera el hecho de que se tengan dos chavetas. Por otro lado, según el fabricante Boehler (48), para el acero AISI1045, el valor del límite

de fluencia es 370 N/mm^2 . Según AWWA C504-06, el factor de seguridad respecto al límite de fluencia es 3. Por tanto, se reemplazan estos valores y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{370}{3} = 123.3 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, se reemplazan valores en [2.76] y se obtiene lo siguiente:

$$l_{ch} = \frac{2\sqrt{3}(3744387.74)}{2(123.33)(95)(28)} = 19.8 \text{ mm}$$

Ahora se realiza el análisis de la segunda situación. De acuerdo con Mott (49) la longitud necesaria de la chaveta para evitar la falla por compresión debido a la acción de empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje ó cubo, en mm, está dada por la siguiente expresión:

$$l_{ch} [\text{mm}] = \frac{4M_{6-15x} [\text{N} - \text{mm}]}{2\sigma_{adm} [\text{N/mm}^2] d_s [\text{mm}] h_{ch} [\text{mm}]} \quad [2.77]$$

La fórmula, en este caso, ya considera el hecho de que se tengan dos chavetas. Comparando el material de la chaveta, eje y brazo palanca, el componente más susceptible de falla por compresión es el cubo del brazo palanca ya que el material que lo compone (DIN1681 GS-52) es el de menor resistencia.

El esfuerzo admisible del acero DIN 1681 GS-52 ha sido determinado en el punto 2.2.3. Entonces se reemplazan valores en [2.77] y se obtiene lo siguiente:

$$l_{ch} = \frac{4(33744387.74)}{2(86.7)(95)(16)} = 56.83 \text{ mm}$$

∴ Considerando los resultados obtenidos, la mínima longitud de cada chaveta debe ser de 56.83mm pero como el taller de fabricación ya disponía de chavetas, con las medidas de sección necesarias, pero con longitud de 90mm, se decidió utilizar esos componentes ya fabricados para evitar incurrir en nuevos costos.

2.2.11. Diseño del cojinete del eje de potencia

El cojinete del eje de potencia es un casquillo autolubricado en acero y PTFE, con propiedades mecánicas descritas en la norma DIN 1494. En la figura 2.27 se muestran esquemas necesarios para analizar el cojinete del eje de potencia.

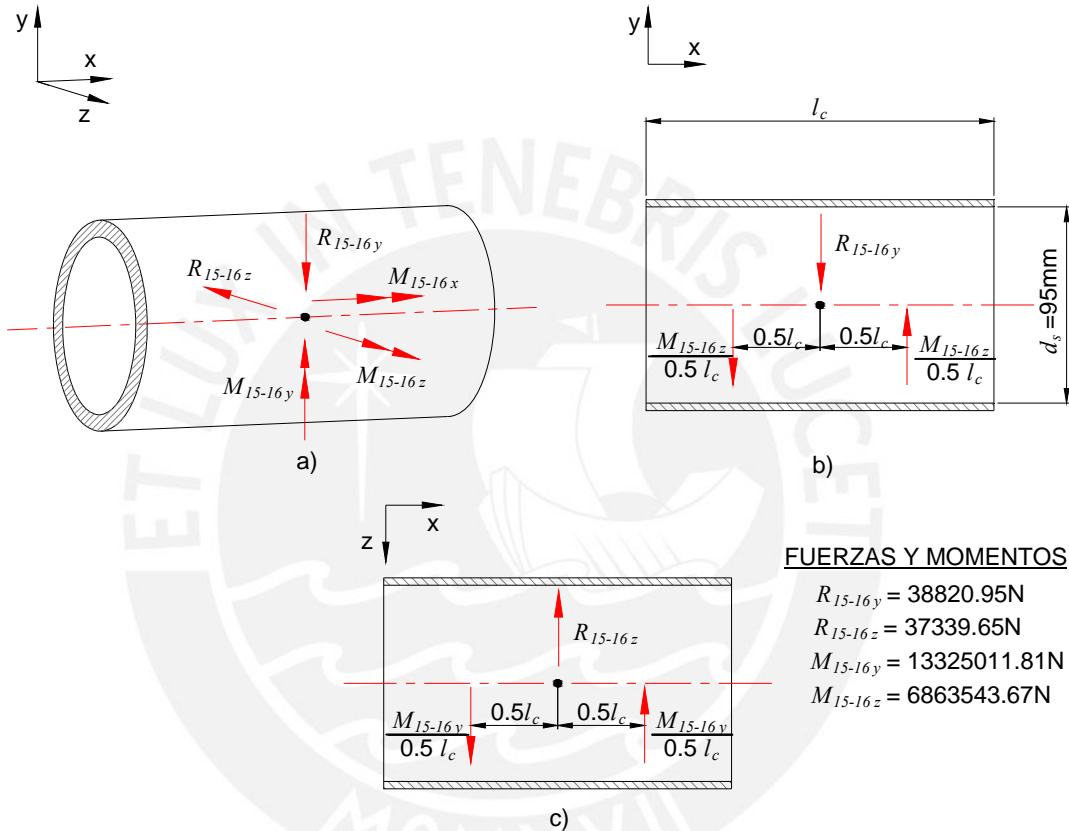


Figura 2.27. Esquemas del cojinete: a) DCL del cojinete. b) Fuerzas actuantes en plano xy
c) Fuerzas actuantes en plano xz [Elaboración propia]

Se determinará la longitud mínima que debe tener el cojinete para evitar fallas debido a la presión que ejerce el eje de potencia sobre el cojinete. El momento M_{15-16x} es el momento debido a la fricción del eje sobre el cojinete, el cual no actúa sobre el aplastamiento del mismo y por tanto no se considerará en el diseño del componente.

Los momentos que actúan en el cojinete se reemplazaron por fuerzas de acuerdo a lo observado en la figura 2.27. Se analizará cada plano por separado para determinar las fuerzas resultantes y luego se sumarán de forma vectorial para determinar la fuerza

máxima. Finalmente se analizará la presión que ejerce esta fuerza y se la comparará con el esfuerzo admisible por el material.

La máxima fuerza resultante en el plano **xy** está dada por la siguiente expresión;

$$F_{c/xy}[\text{N}] = R_{15-16y}[\text{N}] + \frac{M_{15-16z}[\text{N} \cdot \text{mm}]}{0.5 l_c[\text{mm}]} \quad [2.78]$$

Por otro lado, la máxima fuerza en el plano **xz** está dada por la siguiente expresión;

$$F_{c/xz}[\text{N}] = R_{15-16z}[\text{N}] + \frac{M_{15-16y}[\text{N} \cdot \text{mm}]}{0.5 l_c[\text{mm}]} \quad [2.79]$$

Y la fuerza máxima, que actúa en la mitad de la longitud del cojinete, está dada por la siguiente expresión:

$$F_c[\text{N}] = \sqrt{F_{c/xy}^2[\text{N}^2] + F_{c/xz}^2[\text{N}^2]} \quad [2.80]$$

Entonces, la presión de aplastamiento a la que se somete al cojinete está dada por:

$$\sigma_{ap}[\text{N/mm}^2] = \frac{F_c[\text{N}]}{0.5 l_c[\text{mm}]d_s[\text{mm}]} \quad [2.81]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\sigma_{ap}[\text{N/mm}^2] = \frac{\sqrt{\left(38820.95 + \frac{6863543.67}{0.5 l_c}\right)^2 + \left(37339.65 + \frac{13325011.81}{0.5 l_c}\right)^2}}{0.5 l_c (95)}$$

El esfuerzo admisible del material del cojinete ya ha sido determinado en el punto 2.2.6.2 de la tesis. Para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.53]. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para la longitud del cojinete con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$l_c \geq 94 \text{ mm}$$

∴ La mínima longitud del cojinete del eje de potencia debe ser 94mm. Sin embargo, el cojinete encaja en un alojamiento de 137mm de longitud y además se debe colocar en el cojinete un extremo bridado de 5.5 mm de espesor por lo que la longitud final del cojinete será de 142.5mm. El cojinete del eje auxiliar está sometido a menores esfuerzos y su longitud final es menor que la del eje de potencia (125.5mm) debido a que la instalación real presenta obstáculos que impiden que tenga la misma longitud que el cojinete del eje de potencia.

2.2.12. Diseño de la estructura del pistón

La estructura del pistón está conformada por un conjunto de planchas mecanizadas las cuales sirven de soporte para el pistón. Se determinarán los espesores de los miembros que conforman la estructura para evitar fallas debido a las fuerzas que se generan por el accionamiento del pistón. En la figura 2.28 se muestra la disposición general de la estructura del pistón.

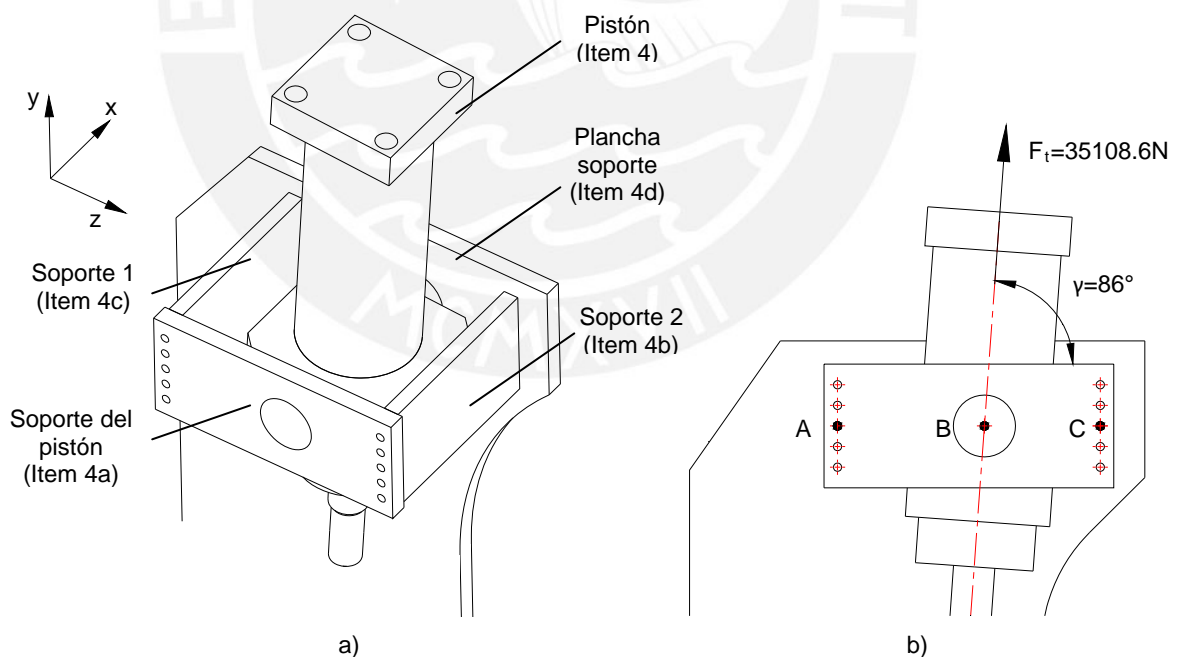


Figura 2.28. Estructura del pistón: a) Disposición general, b) Fuerza generada por el pistón

[Elaboración propia]

El soporte del pistón es el elemento encargado de soportar el pivote del mismo. Es una plancha mecanizada a partir de acero ASTM A-36 y en las figuras 2.29 y 2.30 se muestran los esquemas necesarios para realizar el análisis de este elemento.

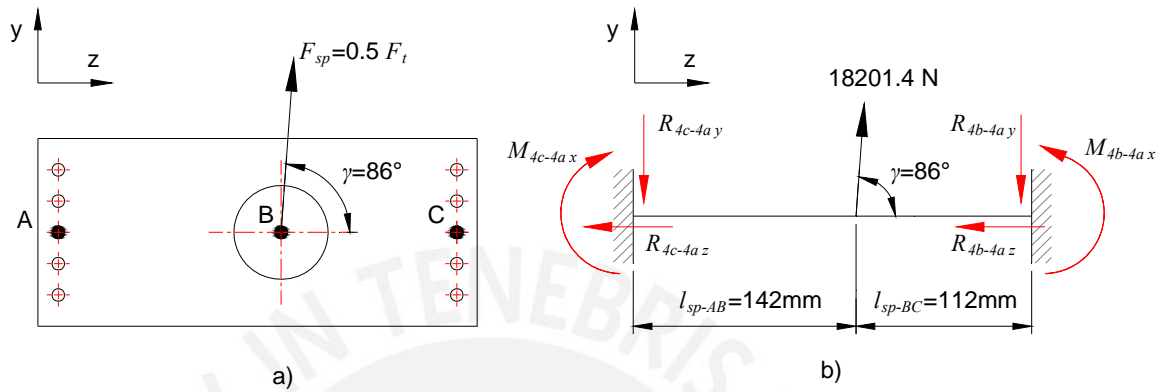


Figura 2.29. Esquemas generales del soporte del pistón: a) Esquema general, b) DCL del soporte del pistón [Elaboración propia]

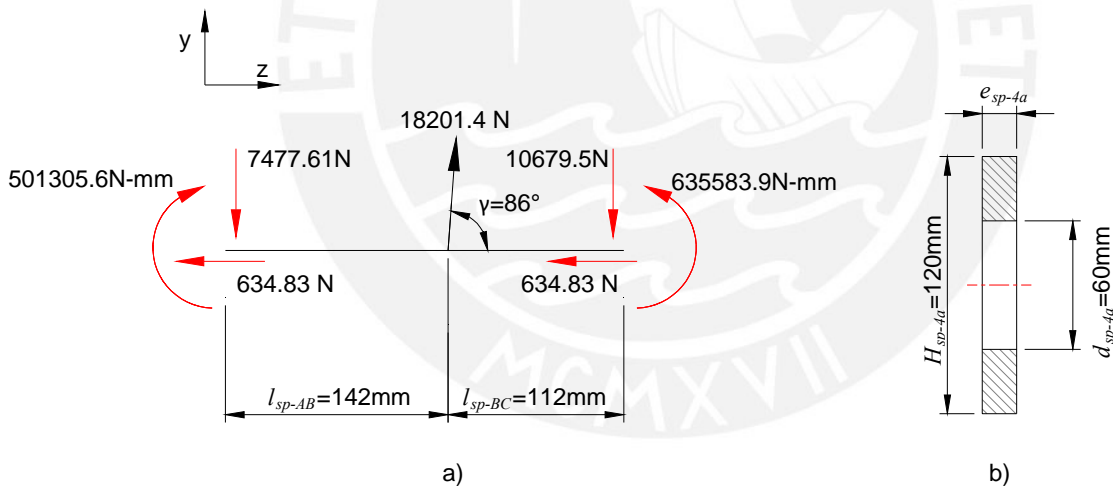


Figura 2.30. Esquemas para el análisis del soporte del pistón: a) Determinación de reacciones, b) Sección transversal del soporte en el punto B [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en las figuras 2.29 y 2.30, se elaboraron los diagramas de fuerzas internas lo cual se muestra en la figura 2.31.

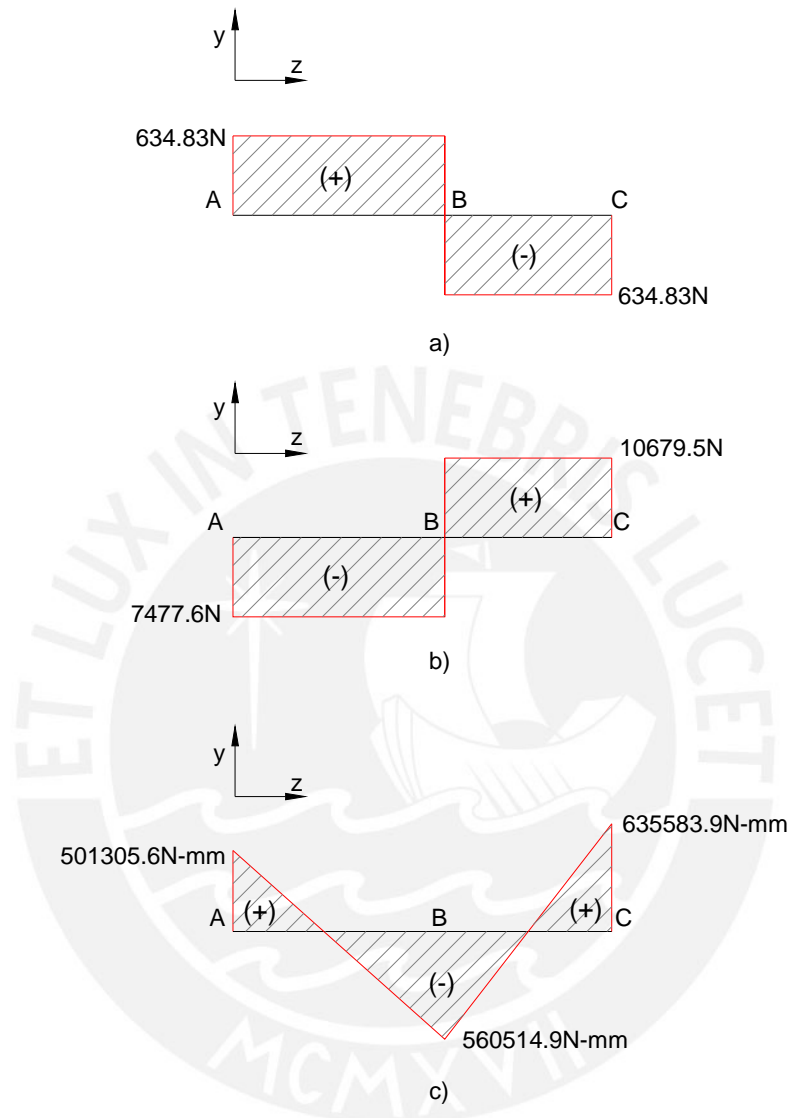


Figura 2.31. Diagramas de fuerzas internas del soporte del pistón: a) Diagrama de fuerza normal, b) Diagrama de fuerza cortante, c) Diagrama de momento flector [Elaboración propia]

De acuerdo a lo mostrado en la figura 2.31, el punto crítico es el punto C. Sin embargo se analizará el punto B debido a que en esa posición la sección transversal del elemento tiene un agujero de dimensiones apreciables y las fuerzas internas son apreciables como las existentes en el punto C.

El esfuerzo normal que actúa en la sección transversal del punto B está dado por la expresión [2.48]:

$$\sigma_a [\text{N/mm}^2] = \frac{N}{A} = \frac{N[\text{N}]}{e_{sp-4a} [\text{mm}] (H_{sp-4a} [\text{mm}] - d_{sp-4a} [\text{mm}])} = \frac{634.83}{e_{sp-4a} (120 - 60)} = \frac{10.58}{e_{sp-4a}} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo cortante promedio en la sección del punto B está dado por [2.42]:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V}{A} = \frac{V[\text{N}]}{e_{sp-4a} [\text{mm}] (H_{sp-4a} [\text{mm}] - d_{sp-4a} [\text{mm}])} = \frac{10679.5}{e_{sp-4a} (120 - 60)} = \frac{177.99}{e_{sp-4a}} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector en la sección transversal del punto B está dado por [2.43]:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{6 M_f [\text{N} \cdot \text{mm}] H_{sp-4a} [\text{mm}]}{e_{sp-4a} [\text{mm}] (H_{sp-4a}^3 [\text{mm}^3] - d_{sp-4a}^3 [\text{mm}^3])} = \frac{(6)(560514.9)(120)}{e_{sp-4a} ((120)^3 - (60)^3)} = \frac{266.9}{e_{sp-4a}} \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos se reemplazan en [2.44] para determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{10.58}{e_{sp-4a}} + \frac{266.9}{e_{sp-4a}}\right)^2 + 3\left(\frac{177.99}{e_{sp-4a}}\right)^2} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del acero ASTM A36 ha sido determinado en el punto 2.2.7. Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25] por lo que se reemplazan las expresiones obtenidas y se despeja el espesor del soporte transversal:

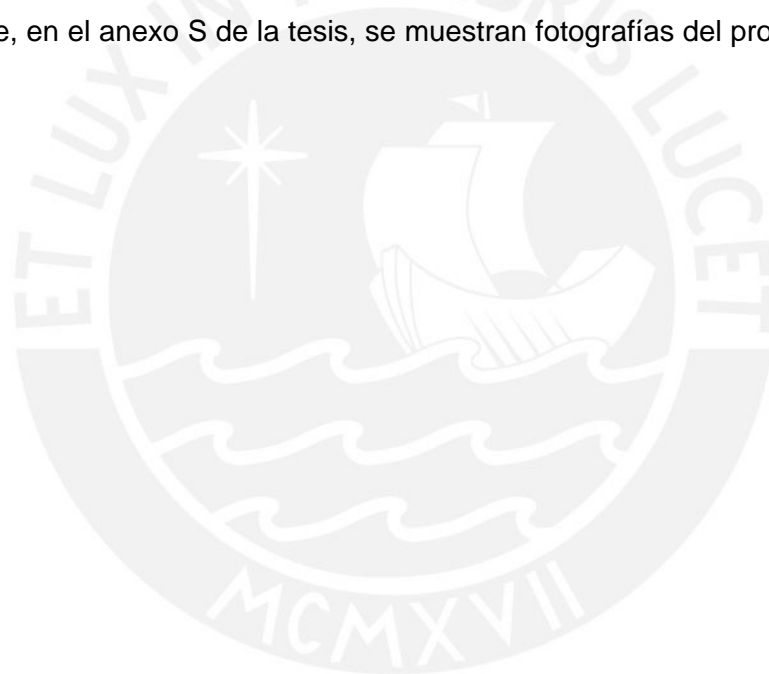
$$e_{sp-4a} \geq 5 \text{ mm} .$$

∴ El mínimo espesor del soporte del pistón es de 5mm. Este espesor no será el valor final a utilizar, ya que falta considerar la longitud del cojinete del pistón que se apoya en dicho soporte, aparte de consideraciones de espacio disponible y otros temas. Por tanto, el espesor final del soporte del pistón será de 19mm.

El diseño de los soportes 1 y 2 de la estructura del pistón se muestran en el anexo L de la tesis. El diseño de los pernos del soporte del pistón se muestra en el anexo M y del diseño de la soldadura del soporte 2 de la estructura del pistón se muestra en el anexo N de esta tesis.

Entonces, hasta este punto se han expuesto los cálculos de los componentes más representativos de la válvula de admisión. Sin embargo, por motivo de espacio, algunos cálculos han tenido que ser colocados en los anexos de la tesis. Por ejemplo, la selección de los componentes del circuito eléctrico de fuerza, el cual controla la bomba de la unidad de presión hidráulica, se muestra en el anexo O y las especificaciones de estos componentes se muestra en el anexo P de la tesis.

Las instrucciones de operación de la válvula de admisión se muestran en el anexo Q y para complementar el diseño, se ha realizado una simulación del flujo de agua a través de la válvula en el software ANSYS CFX lo cual se muestra en el anexo R de la tesis. Finalmente, en el anexo S de la tesis, se muestran fotografías del producto fabricado e instalado.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *AWWA Standard C504-06 Rubber Seated Butterfly Valves*. 12va edición. Denver: American Water Works Association, 2006.
2. AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *AWWA M49 Manual of Water Supply Practices. Butterfly Valves: Torque, Head Loss and Cavitation Analysis*. Denver: American Water Works Association, 2001.
3. SAN METAL S.A. *Casquillos autolubricados* [Recurso electrónico]
Consulta: 06 de agosto de 2013
<www.sanmetal.es/docs/SANMETAL-CATALOGO%202011%20Casquillos%20autolubricados.pdf>
4. MEDINA, Hugo. *Física 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2009
5. CALLISTER, Willian. *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales Vol 2*. Barcelona: Reverté, 1996.
6. SHIGLEY, Joseph y otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill, 2002, p. 1069.
7. MATAIX, Claudio. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. 2da edición. México D.F : Harla S.A De C.V., 1982, p. 618.
8. FLUIDTEK S.R.L. Catálogo de cilindros hidráulicos. [Recurso electrónico]
Consulta: 06 de agosto del 2013
< www.fluidteksrl.com/producto-cilindros-hidraulicos.php>
9. SHIGLEY, *óp.cit.*, p. 1183.
10. NIEMANN, G. *Tratado teórico-práctico de Elementos de Máquinas*. Segunda edición. Madrid: Labor S.A, 1973, p. 61.
11. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. Productos: Aceros de construcción. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013.
<www.bohlerperu.com/files/H__Rev.01.pdf>
12. NIEMANN, *loc. cit.*.
13. STADLER STAHLGUSS. *Steel castings materials table*. [Recurso electrónico]
Consulta: 06 de agosto del 2013
<http://www.stadlerstahlguss.ch/_/frontend/handler/document.php?id=113&type=42>
14. NIEMANN, *óp. cit.*, p. 20.
15. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. *Productos: Aceros inoxidables*. [Recurso electrónico]
Consulta: 06 de agosto del 2013.
<www.bohlerperu.com/files/ANTINIT_316L_Rev.01.pdf>
16. PUCHI-CABRERA, E.S. y otros. "Vida a la fatiga de juntas soldadas de acero AISI 316L obtenidas mediante el proceso GMAW". *Revista de Metalurgia*. 2007, Vol 43, No 3.
Consulta: 06 de agosto del 2013
<<http://revistademetalurgia.revistas.csic.es/index.php/revistademetalurgia/article/viewArticle/67>>

17. BLODGETT, Omer. *Stress Allowables Affect Weldment Design*. D142. Cleveland: The James F Lincoln Arc Welding Foundation, 1991, p.3.
18. HIBBELER, Russell. *Engineering Mechanics STATICS*. 12va edición. New York:Prentice Hall, 2008, p. 356.
19. SHIGLEY, *loc. cit.*.
20. MOTT, Robert. *Diseño de elementos de máquinas*. 4ta edición. México: Pearson Educación, 2006, p. 777.
21. REITOR HOHMANN. *Grundlagen des Konstruierens*, Girardet Verlag, 1977.
22. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. *Productos: Aceros de construcción*. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013. <www.bohlerperu.com/files/VCN_Rev.01.pdf>
23. SAN METAL S.A. *Casquillos autolubricados* [Recurso electrónico] Consulta: 06 de agosto de 2013. <www.sanmetal.es/docs/SANMETALCATALOGO%202011%20Casquillos%20autolubricados.pdf>
24. CORPORACIÓN ACEROS AREQUIPA. *Productos: planchas y bobinas*. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013 <www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/07_10_24_HT_PLANCHAS%20GRUESAS%20LAC.pdf>
25. SHIGLEY, *loc. cit.*.
26. MOTT, *loc.cit.*.
27. REITOR HOHMANN, *loc.cit.*.
28. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. *Productos: Aceros de construcción*. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013. <www.bohlerperu.com/files/VCN_Rev.01.pdf>
29. ROLOFF, HERMANN & MATEK, WILHELM. *Maschinenlemente*. Braunschweig: Vieweg, 1994.
30. *Ibidem*.
31. SHIGLEY, *óp. cit.*, p.385.
32. LIPSON, Charles y Robert JUVINALL. *Handbook of stress and strength*. New York: Macmillan, 1963.
33. SHIGLEY, *loc. cit.*.
34. ROLOFF, HERMANN & MATEK, WILHELM, *loc. cit.*.
35. *Íbidem*.

36. Íbidem.
37. SHIGLEY, *óp. cit.*, p.385.
38. LIPSON, Charles y Robert JUVINALL, *loc. cit.*.
39. SHIGLEY, *loc. cit.*.
40. ROLOFF, HERMANN & MATEK, WILHELM, *loc. cit.*.
41. Íbidem.
42. SHIGLEY, *óp. cit.*, p.385.
43. LIPSON, Charles y Robert JUVINALL, *loc. cit.*.
44. SHIGLEY, *loc. cit.*.
45. ROLOFF, HERMANN & MATEK, WILHELM, *loc. cit.*.
46. MOTT, *óp. cit.*, p. 508.
47. MOTT, *óp. cit.*, p. 499.
48. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. Productos: Aceros de construcción. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013. <http://www.bohlerperu.com/files/H__Rev.01.pdf>
49. MOTT, *óp. cit.*, p. 500.

3

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En este capítulo se determina el presupuesto necesario para realizar la fabricación, instalación y puesta en servicio de la válvula de admisión en la central hidroeléctrica. Para esto, se ha consultado a dos empresas especialistas en centrales hidroeléctricas y se ha evaluado cual es la mejor propuesta económica. Adicionalmente, se realiza una evaluación económica del proyecto para la empresa dueña de la central.

3.1. Determinación del presupuesto del proyecto

Para determinar el presupuesto del proyecto es necesario considerar no solamente los gastos propios de la fabricación del equipo, sino también los gastos relacionados con el transporte, la instalación y otros. Por tanto, se realizó un cuadro con los principales costos y se envió a dos empresas para su cotización los que se muestran en los anexos T y U de esta tesis. En la tabla 3.1 se muestran los dos presupuestos realizados por estas dos empresas.

Tabla 3.1. Presupuestos del proyecto según dos cotizaciones (Elaboración propia)

PROYECTO: SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA CON DIÁMETRO NOMINAL DE 750mm COSTOS DE FABRICACIÓN E INSTALACIÓN							
Proyecto	Item	Cantidad	Descripción	IMP Ingenieros EIRL		C y M Asociados	
				Costo Unit. (US \$)	Costo Total (US \$)	Costo Unit. (US \$)	Costo Total (US \$)
SUMINISTRO DE COMPONENTES INDIVIDUALES	1	1	Cuerpo	4200.00	4200.00	3800.00	3800.00
	2	1	Brida móvil	1550.00	1550.00	1600.00	1600.00
	3	1	Tope de brida móvil	950.00	950.00	1000.00	1000.00
	4	20	Tornillo hexagonal M24x120	3.50	70.00	3.50	70.00
	5	84	Arandela 25	0.25	21.00	0.25	21.00
	6	44	Arandela de seguridad 24.5	0.25	11.17	0.25	11.00
	7	44	Tuerca hexagonal M24	0.70	30.80	0.70	30.80
	8	20	Tornillo hexagonal M24x100	3.50	70.00	3.50	70.00
	9	1	Pistón	3000.00	3000.00	3250.00	3250.00
	10	1	Soporte del pistón	100.00	100.00	90.00	90.00
	11	10	Tornillo hexagonal M8x50	0.15	1.50	0.15	1.50
	12	33	Arandela 8.4	0.05	1.65	0.50	16.50
	13	33	Arandela de seguridad 8.1	0.01	0.33	0.01	0.33
	14	9	Pesa	75.00	675.00	80.00	720.00
	15	1	Brazo Palanca	500.00	500.00	650.00	650.00
	16	2	Soporte de pesas	75.00	150.00	70.00	140.00
	17	1	Disco lenteja (Modelo + Fundición)	2800.00	2800.00	2650.00	2650.00
	18	1	Sello	100.00	100.00	150.00	150.00
	19	1	Anillo de fijación	450.00	450.00	400.00	400.00
	20	34	Tornillo cabeza socket M6x20	0.25	8.50	0.25	8.50
	21	34	Arandela de seguridad 6.1	0.05	1.70	0.05	1.70
	22	1	Portacojinete lado auxiliar	250.00	250.00	275.00	275.00
	23	1	Cojinete lado auxiliar	370.00	370.00	400.00	400.00
	24	4	Retén	25.00	100.00	35.00	140.00
	25	2	Oring de portacojinete	0.40	0.80	0.40	0.80
	26	2	Tubo espaciador de lenteja	50.00	100.00	75.00	150.00
	27	1	Eje auxiliar	350.00	350.00	300.00	300.00
	28	1	Portacojinete lado potencia	300.00	300.00	325.00	325.00
	29	1	Cojinete lado potencia	350.00	350.00	375.00	375.00
	30	1	Eje de potencia	400.00	400.00	425.00	425.00
	31	3	Pin de lenteja	50.00	150.00	75.00	225.00
	32	3	Tapa del pin	50.00	150.00	80.00	240.00
	33	9	Tornillo cabeza socket M6x16	0.20	1.80	0.20	1.80
	34	1	Tapa lado auxiliar	150.00	150.00	160.00	160.00
	35	9	Tornillo hexagonal M16x60	0.80	7.20	0.80	7.20
	36	9	Arandela 17	0.10	0.90	0.10	0.90
	37	9	Arandela de seguridad 16.2	0.10	0.90	0.10	0.90
	38	1	Retén antipolvo	25.00	25.00	20.00	20.00
	39	1	Tapa lado potencia	180.00	180.00	150.00	150.00
	40	1	Tubo espaciador de brazo	50.00	50.00	50.00	50.00
	41	2	Chaveta A 28x16x90	50.00	100.00	50.00	100.00
	42	1	Platina de fijación	50.00	50.00	50.00	50.00
	43	23	Tornillo hexagonal M8x25	0.20	4.60	0.20	4.60
	44	1	Soporte de topes	120.00	120.00	100.00	100.00

Tabla 3.1 Presupuestos del proyecto según dos cotizaciones (*Continuación*)

45	2	Tope de sensor	50.00	100.00	50.00	100.00	
46	1	Cabezal	150.00	150.00	125.00	125.00	
47	2	Cojinete de brazo	75.00	150.00	70.00	140.00	
48	1	Pin de brazo	100.00	100.00	90.00	90.00	
49	2	Tapa de cojinete brazo	150.00	300.00	150.00	300.00	
50	2	Anillo espaciador de pistón	50.00	100.00	70.00	140.00	
51	2	Cojinete de pistón	65.00	130.00	70.00	140.00	
52	2	Tapa de cojinete pistón	150.00	300.00	160.00	320.00	
53	1	Presostato	54.00	54.00	50.00	50.00	
54	2	Oring axial de brida	25.00	50.00	30.00	60.00	
55	1	Oring radial de cuerpo	25.00	25.00	30.00	30.00	
56	1	Base de eje freno	50.00	50.00	50.00	50.00	
57	1	Eje freno	200.00	200.00	180.00	180.00	
58	1	Cáncamo M12	2.00	2.00	2.00	2.00	
59	1	Soporte de sensores	150.00	150.00	150.00	150.00	
60	2	Sensor	8.00	16.00	8.00	16.00	
62	1	Unidad de presión	4200.00	4200.00	4500.00	4500.00	
63	1	Tablero de control	350.00	350.00	400.00	400.00	
64	1	Válvula by-pass automática	2000.00	2000.00	2500.00	2500.00	
65	1	Válvula by-pass manual	30.00	30.00	35.00	35.00	
ENSAMBLE E INSTALACIÓN	1	1	Ensamble de componentes	1000.00	1000.00	900.00	900.00
	2	1	Ensayo de presión	500.00	500.00	600.00	600.00
	3	1	Pintado y embalado	300.00	300.00	350.00	350.00
	4	1	Transporte Lima-Arequipa-Lima	2580.00	2580.00	2800.00	2800.00
	5	1	Alimentación y vivienda (4 personas x 7 días)	800.00	800.00	900.00	900.00
	6	3	Mano de obra	550.00	1650.00	1900.00	5700.00
	7	1	Supervisión	960.00	960.00	1000.00	1000.00
	8	1	Cableado de tableros y equipos	500.00	500.00	600.00	600.00
	9	1	Desmontaje de válvula y equipos antiguos	600.00	600.00	700.00	700.00
	10	1	Montaje de nueva válvula y equipos nuevos	2500.00	2500.00	3000.00	3000.00
	11	1	Pruebas y puesta en servicio	1000.00	1000.00	2000.00	2000.00
COSTO TOTAL SIN IGV (US \$)					38749.85		46060.53

Por tanto, evaluando ambas propuestas, se elegirá trabajar con la cotización proporcionada por la empresa IMP Ingenieros EIRL. Es decir, **el monto total para la fabricación, montaje, instalación y puesta en servicio del equipo asciende aproximadamente a treinta y nueve mil dólares americanos sin IGV.**

3.2. Evaluación económica del proyecto

Para realizar la evaluación económica del proyecto, se analizará el flujo de caja de la central hidroeléctrica en un período de 5 años. Mediante este procedimiento, se determinará la viabilidad económica del proyecto. Para esto, se considera lo siguiente:

- La instalación de la nueva válvula permitirá a la empresa prescindir de los servicios de un técnico operador, el que se encargaba de realizar la manipulación manual de la antigua válvula de admisión tipo compuerta. El sueldo promedio de un técnico operador de central hidroeléctrica es de \$1000 mensuales ó \$12000 anual.
- El trabajo de mantenimiento más relevante consiste en el reemplazo de retenes y sellos. Este trabajo se realiza aproximadamente cada 5 años (en la central Chimay de la empresa EDEGEL, el cambio de sellos se realizó luego de 10 años). Pero para realizar este trabajo es necesario desmontar la válvula por lo que en la situación más costosa, se encargaría este trabajo a la empresa que realizó la instalación del equipo. En la tabla 3.2 se muestra un cuadro del costo de mantenimiento lo cual se ha determinado a partir de la información de la tabla 3.1

Tabla 3.2 Cuadro de costos de mantenimiento (Elaboración propia)

MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LA VALVULA DE ADMISION				
COSTOS DE MANTENIMIENTO				
Item	Cantidad	Descripción	Costo Unit. (US \$)	Costo Total (US \$)
1	1	Transporte Lima-Arequipa-Lima	580.00	580.00
2	1	Alimentación y vivienda (3 personas x 3 días)	350.00	350.00
3	3	Mano de obra	550.00	1650.00
4	1	Sello (reemplazo)	100.00	100.00
5	4	Retén (reemplazo)	25.00	100.00
6	1	Retén antipolvo (reemplazo)	25.00	25.00
7	2	Oring de portacojinete (reemplazo)	0.40	0.80
8	2	Oring axial de brida (reemplazo)	25.00	50.00
9	1	Oring radial de cuerpo (reemplazo)	25.00	25.00
10	1	Desmontaje y montaje de válvula	1000.00	1000.00
11	1	Pruebas y puesta en servicio	1000.00	1000.00
COSTO TOTAL SIN IGV (US \$)				4880.80

- El monto para la fabricación e instalación de la válvula mariposa es asumido al 100% por los fondos propios de la central por tanto la relación Deuda/Capital es cero.
- La tasa de rendimiento que se debe exigir al proyecto se determina considerando la metodología propuesta por Lira (1). Para cualquier cálculo realizado, la fecha es 15.10.2012.

Primero se debe determinar el COK_{proy} utilizando para ello el método CAPM. El COK_{proy} está dado por la siguiente expresión:

$$COK_{proy} = r_{f1} + \beta_{proy} [r_m - r_{f2}] + r_p \quad [3.1]$$

El valor de r_{f1} (a 5 años), según información proporcionada por TERRA (2), es 0.7548% y el valor de $[r_m - r_{f2}]$ según Berk (3) es 8.446%. En este caso la empresa pertenece al rubro de electricidad y el monto de inversión es completamente asumido por los dueños de la central por lo que el valor de β_{proy} es 0.47 según Damodarán (4). El valor de r_p al 29.12.2012, según el Banco Central de Reserva del Perú (5), es 114pbs lo que equivale a 1.14%.

Por tanto, se reemplazan valores y se determina el COK_{proy} :

$$COK_{proy} = 0.75 + 0.47[8.45] + 1.14 = 5.86\%$$

En este caso en particular, como todo el monto de la inversión es asumido por los dueños de la central, entonces la tasa de rendimiento (WACC) coincide con el valor del COK_{proy} .

Con toda esta información, se plantea el flujo de caja para la central hidroeléctrica, lo cual se muestra en la figura 3.1:

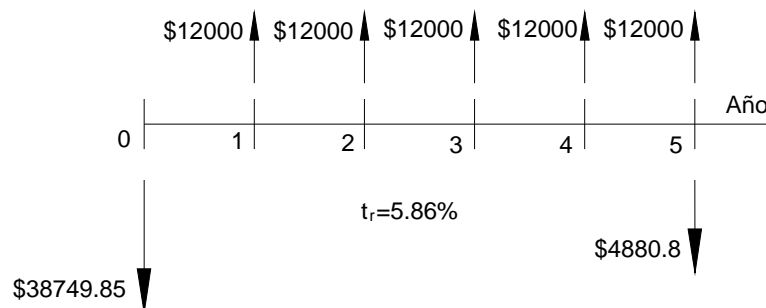


Figura 3.1. Flujo de caja del proyecto para la central hidroeléctrica (Elaboración propia)

Para determinar la viabilidad del proyecto, se evalúan dos criterios: el TIR y el VAN este último evaluado con la tasa de rendimiento. El TIR es el valor de tasa de interés que hace igual a cero el valor del VAN, por lo que cumple la siguiente expresión:

$$\sum_{N=1}^5 \frac{FCC_N}{(1+TIR)^N} = I \quad [3.2]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{12000}{1+TIR} + \frac{12000}{(1+TIR)^2} + \frac{12000}{(1+TIR)^3} + \frac{12000}{(1+TIR)^4} + \frac{7119.2}{(1+TIR)^5} = 38749.85$$

Se realizan diversas iteraciones para el valor del TIR y se obtiene lo siguiente:

$$TIR = 0.139 = 13.9\%$$

Ahora, el VAN calculado para la tasa de rendimiento (5.86%) está dada por la siguiente expresión:

$$VAN = \sum_{N=1}^5 \frac{FCC_N}{(1+t_r)^N} - I \quad [3.3]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$VAN = 12000 \left[\frac{1}{1+0.0586} + \frac{1}{(1+0.0586)^2} + \frac{1}{(1+0.0586)^3} + \frac{1}{(1+0.0586)^4} \right] + \frac{7119.2}{(1+0.0586)^5} - 38749.85 = \$8320.2$$

Entonces, evaluando el TIR y el VAN del proyecto ($TIR > t_r$, $VAN > 0$), se puede concluir que el proyecto es beneficioso para la central hidroeléctrica por lo que convendría realizar la inversión.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. LIRA, Paul. "La tasa de descuento de un proyecto en la práctica". *Revista Gestión*. Lima, marzo de 2012. Consulta: 06 de agosto del 2013.
<<http://blogs.gestion.pe/deregresoalobasico/2012/03/la-tasa-de-descuento-de-un-pro.html>>
2. TERRA PERÚ. Portada Invertia: Valor de bonos de Estados Unidos. [Recurso electrónico] Consulta: 06 de agosto del 2013.
<<http://economia.terra.com.pe/mercados/bonos/default.aspx>>
3. BERK, Jonathan y otros. *Finanzas corporativas*. México D.F:Pearson.2008 Pág 293
4. DAMODARAN ONLINE. *Betas by sector*. [Recurso electrónico] Consulta: 06 de agosto del 2013
<http://pages.stern.nyu.edu/~adamodar/New_Home_Page/datafile/Betas.html>
5. BANCO CENTRAL DE RESERVA DEL PERÚ. *Consulta a series estadísticas*. [Recurso electrónico]. Consulta: 06 de agosto del 2013.
<<http://estadisticas.bcrp.gob.pe/index.asp?sFrecuencia=D>>



CONCLUSIONES

En base al trabajo realizado se plantean las siguientes conclusiones:

1. Los componentes mecánicos de la válvula de admisión cumplen satisfactoriamente con los requerimientos de diseño planteados por la lista de exigencias del presente proyecto. En el caso del diseño mecánico, todos los componentes han sido diseñados con un factor mínimo de seguridad de 3 (respecto a la resistencia a la fluencia del material) de acuerdo a las recomendaciones de la norma AWWA C504 y el manual AWWA M49.
2. En algunos componentes mecánicos se realizaron otros análisis de interés (aparte de la verificación de la resistencia a la fluencia). En particular, se resalta el análisis de la resistencia a la fatiga del eje de potencia, en donde se determinó que el mínimo factor de seguridad a la fatiga era de 2.38 lo cual asegura que el componente no falle por la aplicación de las cargas externas.
3. La doble excentricidad del disco lenteja permite mejorar el cierre de la válvula de admisión al ocasionar un torque con tendencia al cierre igual a $T_{bc} = 661206$ N-mm. Esto permite que el sello de la válvula se encuentre más presionado contra el anillo asiento.
4. El empleo de cojinetes autolubricados en todos los ejes con movimiento permitió que la válvula de admisión no dependa de un sistema de lubricación forzada. Esto supone un ahorro para el mantenimiento del equipo.
5. Los tiempos de operación seleccionados para la válvula han sido de 45 segundos para la apertura y 55 segundos para el cierre de la válvula. Estos tiempos evitan la aparición del fenómeno del golpe de ariete al interior del cuerpo de la válvula y la tubería forzada ya que superan al tiempo crítico de maniobra el cual es 0.23 segundos.
6. El costo total para la construcción de la válvula de este proyecto asciende a \$38749.85 sin IGV. La evaluación económica del proyecto ha mostrado que la central se beneficiaría al realizar esta inversión por lo que se recomendaría realizarla.

RECOMENDACIONES

Para la implementación del siguiente proyecto se pueden realizar las siguientes recomendaciones:

1. Para evitar un peso excesivo de la válvula mariposa, se sugiere que la longitud del brazo palanca no sea muy corta ya que eso implicaría utilizar un contrapeso más pesado.
2. Se sugiere realizar pruebas reales en campo para poder verificar la masa exacta de las pesas del contrapeso.
3. La norma AWWA C504-06 es un documento muy interesante a utilizar en el diseño de las válvulas de admisión debido a que aporta información referida a los materiales a usar, las condiciones a las que se debe diseñar la válvula, los factores de seguridad para realizar el diseño de los componentes e inclusive cómo realizar las pruebas de verificación del equipo.
4. Los tiempos de apertura y cierre de la válvula deben ser verificados en campo. Son pocas las hidroeléctricas que proporcionan una información exacta acerca de la longitud de sus tuberías forzadas. Por tanto, se puede trabajar con una longitud promedio y en campo se verificarán los cálculos.

BIBLIOGRAFIA

1. BEER, Ferdinand y otros
2009 *Mechanics of Materials*. Quinta edición. New York: McGraw-Hill.
2. BLODGETT, Omer.
1991 *Stress Allowables Affect Weldment Design*. D142. Cleveland: The James F Lincoln Arc Welding Foundation.
3. COZ, Federico
2009 *Centrales hidráulicas (apuntes de clase)*. Lima: PUCP
4. DICKENSON, Christopher
1999 *Valves, Piping and Pipelines Handbook*. Tercera edición. Oxford: Elsevier Science Ltd.
5. GERE, James y otros
2006 *Mecánica de materiales*. Sexta edición. México D.F: Thompson
6. GROTE, Karl y Erik ANTONSSON (Editores)
2008 *Springer Handbook on Mechanical Engineering*. New York: Springer Science+Business Media.
7. HIBBELER, Russell
2008 *Engineering mechanics STATICS*. Doceava edición. New York: Prentice Hall.
8. LIPSON, Charles y Robert JUVINALL.
1963 *Handbook of stress and strength*. New York: Macmillan.
9. MOTT, Robert
2006 *Diseño de elementos de máquinas*. Cuarta edición. México D.F: Pearson Educación.
10. NIEMANN, G.
1973 *Tratado teórico-práctico de Elementos de Máquinas*. Segunda edición. Madrid: Labor S.A.
11. POTTER, Merle y otros
2012 *Mechanics of fluids*. Cuarta edición. Stamford: Cengage Learning.
12. ROTHBART, Harold y Thomas BROWN (Editores)
2006 *Mechanical Design Handbook*. Segunda edición. New York: McGraw-Hill.
13. SHIGLEY, Joseph y otros
2002 *Diseño en ingeniería mecánica*. Sexta edición. México D.F: McGraw-Hill.