



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO SÍSMICO DE OPERABILIDAD DE GRANDES VÁLVULAS DE SEGURIDAD

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ALEJANDRO PATRICIO VIDAL KOCKSCH

PROFESOR GUÍA:
ALEJANDRO FONT FILAX

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ALEJANDRO ZÚÑIGA PAEZ
ROGER BUSTAMANTE PLAZA

SANTIAGO DE CHILE
OCTUBRE 2010

UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO SÍSMICO DE OPERABILIDAD DE GRANDES VÁLVULAS DE
SEGURIDAD**

ALEJANDRO VIDAL KOCKSCH

COMISIÓN EXAMINADORA	NOTA (nº)	CALIFICACIONES (Letras)	FIRMA
PROFESOR GUÍA SR. ALEJANDRO FONT	:
PROFESOR CO-GUÍA SR. ALEJANDRO ZÚÑIGA	:
PROFESOR INTEGRANTE SR. ROGER BUSTAMANTE	:
NOTA FINAL EXAMEN DE TÍTULO	:

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SANTIAGO DE CHILE
OCTUBRE 2010

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: ALEJANDRO VIDAL
FECHA: 18/10/2010
PROF. GUÍA: SR. ALEJANDRO FONT

ESTUDIO SÍSMICO DE OPERABILIDAD DE GRANDES VÁLVULAS DE SEGURIDAD

Durante un evento sísmico las masas de los componentes de una válvula y su sistema de accionamiento producen solicitaciones (inducidas por la oscilación sísmica) que pueden afectar el correcto funcionamiento de esta, estas solicitaciones se ven acrecentadas para el caso de válvulas de gran tamaño, debido a las grandes masas excéntricas involucradas. La sismicidad en Chile tiene la particularidad de poseer sismos de gran duración en su manifestación de mayor intensidad, con lo que válvulas fabricadas bajo estándares y normas extranjeras podrían funcionar incorrectamente durante una situación de emergencia.

El principal objetivo de este trabajo es generar una metodología para diseñar y calificar grandes válvulas de seguridad, considerando las solicitaciones sísmicas y de trabajo (presión, peso propio y dilatación térmica) de estas. Se tomaran como base los procedimientos aplicados en la norma ASME QME-1-2007 (para calificación de equipos mecánicos activos utilizados en plantas nucleares), desarrollándose estos con mayor detalle, complementándolos y aplicándolos al caso de la sismicidad nacional.

Para ejemplificar la metodología se estudió una válvula de mariposa de 36 pulgadas de diámetro, calculándose el campo de deformaciones de esta sometida a cargas de trabajo y luego a cargas sísmicas. El análisis se centra en el sistema de accionamiento y sellado, considerando las deformaciones y esfuerzos en el eje, disco, sello y bujes de la válvula.

Los resultados obtenidos indican que los esfuerzos en los distintos elementos analizados (tanto para carga de trabajo como para carga sísmica) están bajo los máximos admisibles para los distintos materiales empleados, además las fuerzas de contacto generadas producen fuerzas de roce que están por debajo de la fuerza generada por la motorización especificada con la válvula. Se concluye que la válvula analizada es capaz de mantener su integridad física y operabilidad bajo su carga normal de trabajo y durante un evento sísmico.

La metodología de calificación generada permite incorporar cargas de trabajo y sísmicas, analizando la incidencia de las deformaciones producidas sobre el sistema de accionamiento y sellado de la válvula.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivos Generales	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1. Grandes válvulas de mariposa	4
2.1.1. Tipos de Cuerpo	6
2.2. Ejemplo de calificación de válvulas por análisis	8
2.3. Método de elementos finitos	8
2.4. Catálogos de Válvulas	9
2.5. Condiciones de operación	9
3. Metodología	10
4. Desarrollo	12
4.1. Válvula seleccionada	12
4.1.1. Principio de operación de la válvula	13
4.1.2. Materiales de Fabricación	15
4.2. Modelado en 3D	16
4.3. Mallado	18
4.4. Análisis de Interferencias y Esfuerzos en el Sello	19
4.4.1. Funcionamiento del mecanismo de sellado	19
4.4.2. Esfuerzos y deformaciones en el sello	23
4.5. Deformaciones y esfuerzos en el eje, disco y bujes	27
4.5.1. Torque en el eje	31
4.6. Modos naturales de oscilación	32
4.7. Análisis de respuesta de frecuencia	36
4.7.1. Parámetros de vibración	36
4.7.2. Determinación de los parámetros de amortiguamiento	37
4.7.3. Resultados	38

4.8. Deformaciones sísmicas en el eje y bujes	42
4.9. Resumen de resultados y discusiones	45
5. Metodología Propuesta	48
5.1. Obtención de deformaciones y esfuerzos de trabajo	48
5.1.1. Modelo 3D	48
5.1.2. Información sobre materiales de fabricación	48
5.1.3. Simulación cinemática	49
5.1.4. Exportación a software de elementos finitos	49
5.1.5. Esfuerzos y deformaciones en el sello	49
5.1.6. Esfuerzos y deformaciones en el eje, disco y bujes	50
5.2. Obtención de deformaciones y esfuerzos sísmicos	51
5.2.1. Modos naturales de oscilación	51
5.2.2. Análisis de respuesta de frecuencia	51
5.3. Conclusión	52
6. Conclusiones	53
7. Bibliografía	55

Capítulo 1

Introducción

El siguiente trabajo consiste en el desarrollo de una metodología para diseñar y calificar grandes válvulas de mariposa, ejemplificando tal metodología mediante el estudio de una válvula en particular. Interesa conocer las deformaciones que podrían afectar el correcto funcionamiento de la válvula, ya sea afectando su sellado o incluso trabándola por completo, para lo cual se consideraran las solicitaciones de trabajo de la válvula (presión, peso propio, torque en el eje y dilataciones térmicas) y las solicitaciones sísmicas. Estas últimas son especialmente importantes en válvulas de emergencia de gran tamaño, pues las grandes masas involucradas producen solicitaciones importantes bajo condiciones de oscilación. En particular las grandes masas de las motorizaciones que permiten el accionamiento de estas válvulas se encuentran de forma excéntrica respecto al eje central de estas, produciendo solicitaciones que se transmiten por el eje hacia el elemento de cierre de la válvula. De igual forma el elemento de cierre se encuentra muchas veces desplazado respecto al eje de accionamiento y el eje a su vez se encuentra desplazado respecto al eje central del cuerpo de la válvula, estas excentricidades pueden implicar solicitaciones importantes bajo condiciones de oscilación (sismo).

El estudio será realizado en una válvula comercial de geometría y materiales de fabricación típicos para los tipos de válvulas comúnmente utilizados como válvulas de emergencia, para así obtener un estudio representativo.

Debido a la geometría compleja de una válvula de este tipo el estudio será realizado mediante la aplicación del método de elementos finitos con el software COMSOL Multiphysics 3.5 . La aplicación de este método esta avalada por su utilización en normas de diseño como la ASME QME-1-2007 (para calificación de equipos mecánicos activos utilizados en plantas nucleares), en la cual se ejemplifica la calificación de una válvula de mariposa pequeña mediante este método.

La metodología propuesta se desarrollará a partir de los procedimientos indicados en la norma ASME QME-1-2007 (los cuales son muy generales), y se centrará en analizar el sellado, interferencia de la mariposa con el cuerpo y trabado del eje de accionamiento. Interesa incluir la

operabilidad de la válvula durante y después de un sismo, analizando el posible daño producido debido a interferencias y roces durante los ciclos de deformación.

1.1. Motivación

Los avances tecnológicos que requieren las diversas plantas, que se construyen en Chile, tienen un retardo con respecto a la consideración de la sismicidad del país; por ejemplo, la duración de nuestros sismos, durante su manifestación a alta intensidad, es fácilmente cuatro veces la de Norteamérica.

Las válvulas de seguridad de gran tamaño, 30 y más pulgadas, con condiciones de presión y temperatura durante el sismo, están equipadas con motorizaciones de gran masa excéntricas con las líneas de piping en que van montadas. Es esta excentricidad la que produce sollicitaciones importantes sobre la línea de piping, por una parte y sobre los elementos de mando mecánico interno por otra. Son las deformaciones internas las que pueden bloquear la operación de la válvula, si en el diseño no se han tomado en cuenta en forma adecuada.

Principalmente interesan las deformaciones del eje de accionamiento, las que pueden frenar su giro, y el desplazamiento del elemento de cierre, al producirse interferencias con el sector de sellado, para lo cual se debe tener en cuenta las holguras y tolerancias de fabricación de la válvula. Se considera la operación de la válvula tanto en condiciones de apertura como de estanqueidad.

El estudio que se propone, permitirá comprender la importancia relativa de las distintas variables en juego y establecer una metodología para la correcta evaluación y garantía de la operabilidad de las válvulas.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos Generales

- Desarrollar una metodología para diseñar y calificar grandes válvulas de mariposa, que considere esfuerzos en el cierre, estanqueidad y trabamiento del eje.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Conocer las deformaciones de trabajo (debido a su propio peso, presión y temperatura de trabajo) y durante sismo, de una válvula de mariposa, en especial aquellas que afecten el sellado y el accionamiento del eje.

- Estudiar las deformaciones de la válvula y su incidencia durante la apertura y cierre de esta.
- Determinar una metodología de aceptabilidad de las interferencias en el sellado y el eje, incluyendo la determinación de los valores críticos de estas.

1.3. Alcances

- El presente trabajo contempla el desarrollo de una metodología para diseño de grandes válvulas de mariposa sometidas a cargas sísmicas, esta metodología será ejemplificada mediante el estudio de un modelo de válvula en específico, sobre el cual se aplicará la metodología propuesta. Se tomará como base los procedimientos especificados en la norma ASME QME-1-2007, desarrollando estos con mayor detalle, complementándolos y aplicándolos al caso de la sismicidad nacional.
- Se generará un modelo en 3 dimensiones de la válvula mediante software de diseño, como Solid Edge y Solid Works.
- Se obtendrá el campo de deformaciones de la válvula sometida a cargas de trabajo y sísmicas, complementando con estimaciones del deterioro por interferencias y soldaduras, para lo cual se aplicará el método de elementos finitos mediante el software COMSOL.
- En base al campo de deformaciones y desplazamientos obtenido se concluirá sobre la integridad física y operabilidad del modelo de válvula escogido, para ejemplificar la metodología propuesta, encontrándose los valores críticos de deformaciones y fuerzas de contacto que garanticen la correcta operación de la válvula.
- Se considerará la operación de la válvula en un medio gaseoso (es decir, compresible y de baja densidad), por lo que se despreciarán los efectos fluidodinámicos producidos durante el cierre y apertura.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Grandes válvulas de mariposa

En numerosas aplicaciones industriales se requiere el uso de válvulas de mariposa, las cuales ofrecen varias ventajas como:

- Su diseño compacto requiere poco espacio en comparación con otros tipos de válvula.
- Son livianas.
- Accionamiento rápido.
- Disponibilidad en grandes tamaños.
- Baja pérdida de carga y alta presión de recuperación.

Las principales partes de una válvula de mariposa pueden apreciarse en la figura 2.1, estas poseen básicamente un cuerpo, un disco y un eje. El disco puede rotar en el eje y así producir el cierre de la válvula, la calidad del sellado va en directa relación con la tolerancia entre el disco y el elemento de sellado, deflexiones en el eje o el disco podrían producir un mal sellado o incluso el bloqueo de esta.

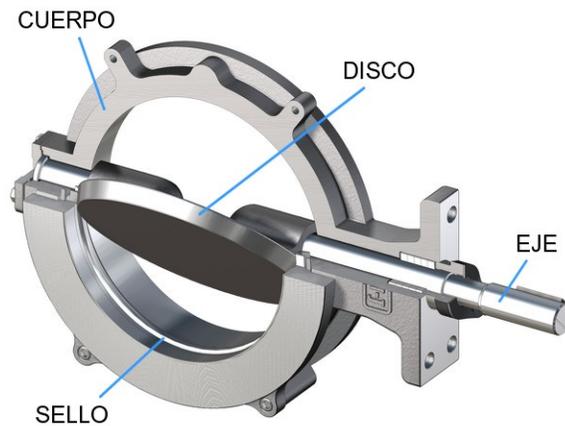


Figura 2.1: Partes principales de una válvula de mariposa.

Existen básicamente 2 tipos de válvulas de mariposa:

- De baja presión o concéntricas.
- De alto performance o excéntricas.

Como su nombre lo indica, la diferencia entre estas radica en la posición del disco, la cual es concéntrica al eje de giro para el primer tipo y con cierta excentricidad para el segundo. Esta excentricidad permite a la válvula funcionar a mayores presiones y temperaturas, y tener un menor desgaste del área de sellado[1]. Debido a lo anterior las válvulas del tipo excéntricas son más apropiadas como válvulas de emergencia, además se encuentran disponibles en mayores tamaños, lo cual es el interés del presente estudio.

La misma excentricidad que permite a la válvula un mejor funcionamiento genera, bajo condiciones de vibración (sismos), solicitaciones en el eje de accionamiento del disco, y las consecuentes deformaciones producidas pueden entorpecer el funcionamiento de la válvula o incluso trabarla por completo. A lo anterior se suman las solicitaciones producidas por las motorizaciones que permiten accionar la válvula, las cuales producen deformaciones en los elementos internos de esta pudiendo también afectar su normal funcionamiento. Estas solicitaciones son más importantes para el caso de válvulas de gran tamaño, debido a las grandes masas involucradas.



Figura 2.2: Válvula de mariposa de alto performance.

2.1.1. Tipos de Cuerpo

Existen 3 tipos de cuerpos que permiten montar la válvula en la línea de piping de maneras distintas:

Cuerpo Tipo “Wafer”

Sus 2 caras son muy cercanas entre si y están hechas para ser montadas entre 2 flanges con algún tipo de sello que permita la hermeticidad (Ver figura 2.2).

Cuerpo tipo “Lug”

Es más ancha y sus caras poseen insertos con hilo que permiten el montaje por separado de cada cara y sin usar tuercas (Ver figura 2.3). Permite dejar la válvula montada a un solo lado de la tubería mientras el otro esta libre.



Figura 2.3: Válvula de mariposa con cuerpo tipo “Lug”.

Cuerpo con flanges

Es más ancha aun y sus caras poseen flanges que permiten el montaje por separado de cada cara (Ver figura 2.4). Permite dejar la válvula montada a un solo lado de la tubería mientras el otro esta libre.



Figura 2.4: Válvula de mariposa con cuerpo con flanges.

2.2. Ejemplo de calificación de válvulas por análisis

En el código ASME QME-1-2007[2] sobre calificación de equipos mecánicos activos utilizados en plantas nucleares se ejemplifica la calificación sísmica de una válvula de mariposa de 4 pulgadas. El análisis es realizado mediante un modelo de elementos finitos. En primera instancia se determinan las frecuencias naturales de vibración del elemento, y se verifica si estas están dentro del rango de frecuencias potencialmente resonantes en un sismo (entre 1 y 33 hz), de esta forma se verifica la necesidad de realizar un modelamiento dinámico en base a la rigidez relativa de elemento (si las frecuencias naturales de vibración están lejos del rango de frecuencias del sismo se realiza un análisis estático con cargas equivalentes a las producidas en el sismo). Finalmente se simulan la sollicitaciones producidas por las cargas sísmicas, peso de la válvula, presión del fluido y torque en el eje; con lo cual se obtienen los esfuerzos y deformaciones que permiten concluir sobre la integridad física y operabilidad (capacidad de sellado) de la válvula.

Cabe señalar que es esperable que válvulas de mayor tamaño (30 pulgadas o más) tengan frecuencias naturales de oscilación más bajas y por ende más cercanas al rango de frecuencias de un sismo, lo cual implicaría la necesidad de realizar un análisis dinámico. Luego la metodología utilizada puede servir de base para el presente estudio, siempre que se tomen en cuenta las consideraciones necesarias para analizar elementos de mayor tamaño.

La metodología de este código no considera dilataciones térmicas ni las fuerzas de contacto entre el disco y el elemento de sellado, las cuales si serán objeto de este trabajo, encontrándose los valores críticos de estos parámetros que permitan garantizar la correcta operación de la válvula.

2.3. Método de elementos finitos

El método de elementos finitos surge a mediados del siglo pasado como un forma de obtener soluciones aproximadas para problemas con geometrías complejas. A grandes rasgos el método consiste en discretizar la geometría en cuestión y dividirla en "elementos" , sobre los cuales mediante una serie de cálculos y aproximaciones (normalmente basados en principios variacionales o de minimización de energía) es posible obtener una aproximación de la solución real del problema original[7]. La eficacia del método y la convergencia de la solución aproximada a la solución real esta ampliamente documentada, siendo la aplicación del método actualmente muy difundida en variados campos, particularmente en el campo de la mecánica de sólidos.

El potencial del método se basa en el uso de computadores para realizar los cálculos complejos y aproximaciones requeridas para obtener la solución a determinado problema, por lo que con el explosivo desarrollo de la computación en los últimos años ha permitido el correcto desarrollo del método, contándose actualmente con numerosos programas comerciales capaces de resolver los más variados problemas con geometrías muy complejas en computadores personales.

Debido a la complejidad de la geometría de un válvula de mariposa, el método de elementos finitos se presenta como una alternativa muy buena para realizar un análisis de mecánica de sólidos de esta, estando lo anterior avalado por el uso del método en la norma anteriormente mencionada[2].

2.4. Catálogos de Válvulas

En los catálogos comerciales y fichas técnicas de diversos fabricantes de válvulas, tanto nacionales como internacionales, se pueden encontrar las características de operación, geometría y materiales de fabricación de los distintos modelos de válvulas disponibles en el mercado. Debido a la gran variedad de marcas y modelos (incluso dentro de la categoría de válvulas de mariposa de alto performance) se debe escoger una válvula cuya geometría y materiales de fabricación sean representativos para así abarcar un mayor rango de aplicaciones.

Adicionalmente se debe obtener información necesaria sobre los materiales empleados, de los cuales se debe tener información sobre su comportamiento mecánico (elasticidad, límite elástico, coeficientes de roce, pares de desgaste, etc.) y térmico (expansión térmica), información necesaria para llevar a cabo el modelo de simulación en elementos finitos.

2.5. Condiciones de operación

Se consideraran básicamente 2 condiciones de operación posibles:

1. Montaje a temperatura ambiente con la válvula cerrada, levantamiento de presión y temperatura a las de trabajo, apertura y luego cierre a temperatura y presión de trabajo, enfriamiento a temperatura ambiente y apertura en frío.
2. Montaje a temperatura ambiente con válvula abierta, levantamiento de presión y temperatura a las de trabajo, cierre y apertura a temperatura y presión de trabajo, enfriamiento a temperatura ambiente y cierre en frío.

De esta forma se cubren todo los posibles casos de funcionamiento en cuanto a condiciones de apertura y estanqueidad y a las dilataciones térmicas producidas durante la operación, una válvula correctamente especificada debiera ser capaz de operar durante cualquiera de estas situaciones.

Respecto a la temperatura y presión de trabajo se utilizara como condición de operación una dada a partir de un caso real de diseño de una planta, aportado por el profesor guía. Estas condiciones corresponden a una temperatura de trabajo de 400 °C y una presión de 12 bar.

Capítulo 3

Metodología

A continuación se detallan los pasos que se seguirán para realizar el estudio propuesto:

- Se ilustrará la metodología seleccionando una válvula específica sobre la cual realizar el estudio, la geometría y materiales empleados en esta deben ser representativos de las distintas válvulas disponibles en el mercado.
- Se recopilará información sobre los materiales de fabricación de la válvula seleccionada, en particular se requiere conocer las propiedades mecánicas y térmicas de estos.
- Se recopilará información sobre las características de los sismos en Chile, en particular de su duración (que suele ser superior a la de los sismos en Norteamérica) y rango de frecuencias.
- Se modelará en 3 dimensiones la válvula seleccionada, el modelo generado será exportable a algún software de elementos finitos que permita realizar el análisis y simulación.
- Se simulará con el modelo en 3 dimensiones la cinemática de la válvula respecto a la apertura y cierre de esta, con el fin de detectar preliminarmente interferencias excesivas en el sello.
- Se realizará la malla de elementos finitos para este cuerpo, la cual se realizará mediante el software COMSOL.
- Se simulará la deformación de la válvula ante cargas de trabajo (presión, peso propio, torque en el eje y temperatura de trabajo) con especial atención a los esfuerzos en el sello, eje y bujes.
- Se obtendrán los modos naturales de oscilación del modelo generado, para así verificar la necesidad de un análisis dinámico.

- Se realizará la simulación, considerando cargas por vibraciones sísmicas, por el peso propio de la válvula, por la presión del fluido y por las dilataciones térmicas.
- Se concluye respecto a la operabilidad e integridad física de la válvula ante cargas de trabajo y sísmicas.

Capítulo 4

Desarrollo

4.1. Válvula seleccionada

La válvula sobre la cual será realizado el estudio corresponde a una válvula marca RTS Brasil modelo "figure 800" (ver figura 4.1) tipo HPW de 36" (900 mm)[12]. Esta posee un cuerpo tipo "Wafer" para ser instalado sobre flanges ANSI B16.5 tipo 300. Es una válvula tipo on/off y es accionada por un actuador neumático del fabricante "Rotork" (modelo GP160s/C3) el cual posee un resorte de retorno para emergencias (permite la apertura o cierre de la válvula ante el corte del suministro eléctrico), por lo que la válvula es apropiada para ser usada como válvula de emergencia. La válvula esta disponible en versiones con sello de polímero y metálico, siendo este último el utilizado para el análisis, debido a su capacidad para operar a altas temperaturas.

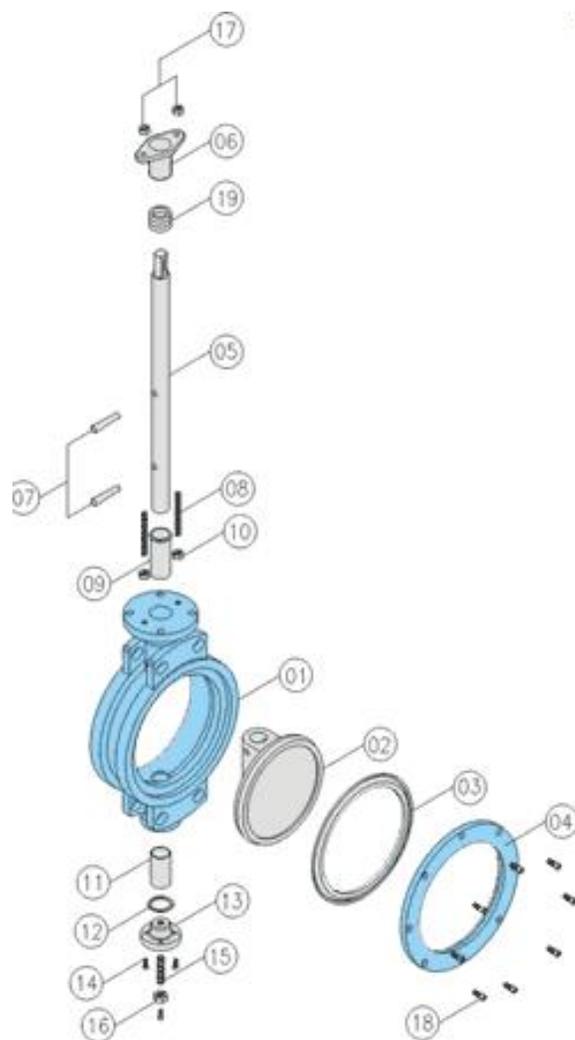


Figura 4.1: Válvula RTS Brasil modelo “figure 800”

4.1.1. Principio de operación de la válvula

Como se mencionó anteriormente la válvula sobre la cual se ejemplificará la metodología empleada posee un sello metálico. Este tipo de sello posee ciertas particularidades en su funcionamiento, principalmente debido a una capacidad de deformación elástica inherentemente más baja que la de un sello de material polimérico.

El sello es circular y posee una sección con forma de “U”, como se puede apreciar en la figura 4.2. Este perfil con forma de “U” es montado al interior de un canal formado por el cuerpo de la válvula y un anillo que aprieta el sello contra el cuerpo (con lo que se genera el sellado entre el cuerpo y el sello). Como se puede apreciar en la figura 4.2 el canal tiene un espacio u holgura

que permite a los bordes del sello deslizarse sobre este.

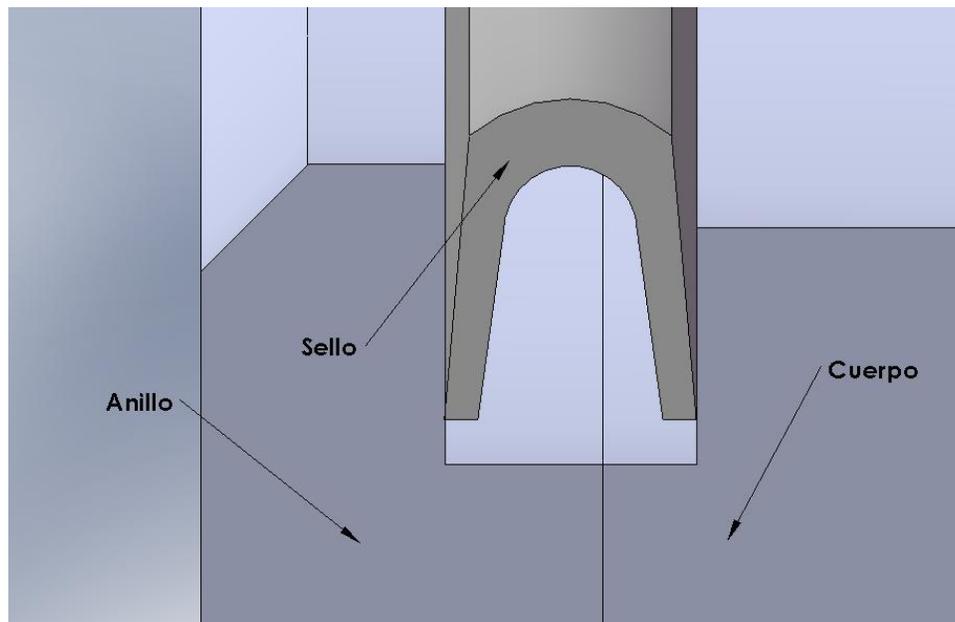


Figura 4.2: Vista en corte del sello metálico y su ensamble en el cuerpo de la válvula.

Por su parte el disco de la válvula es de forma elíptica, estando el eje mayor de esta en posición horizontal, y el eje menor en posición vertical. Cuando la válvula es cerrada el disco entra en contacto con el sello en las zonas laterales (correspondientes al eje mayor de la elipse), lo cual imprime una deformación al sello que produce que las zonas superior e inferior se acerquen al centro del disco (ver figura 4.3) deslizando en el canal y centrándose, generándose así el contacto en toda la periferia del disco, y por lo tanto el sellado de la válvula. El correcto funcionamiento de la válvula depende de este contacto entre disco y sello.

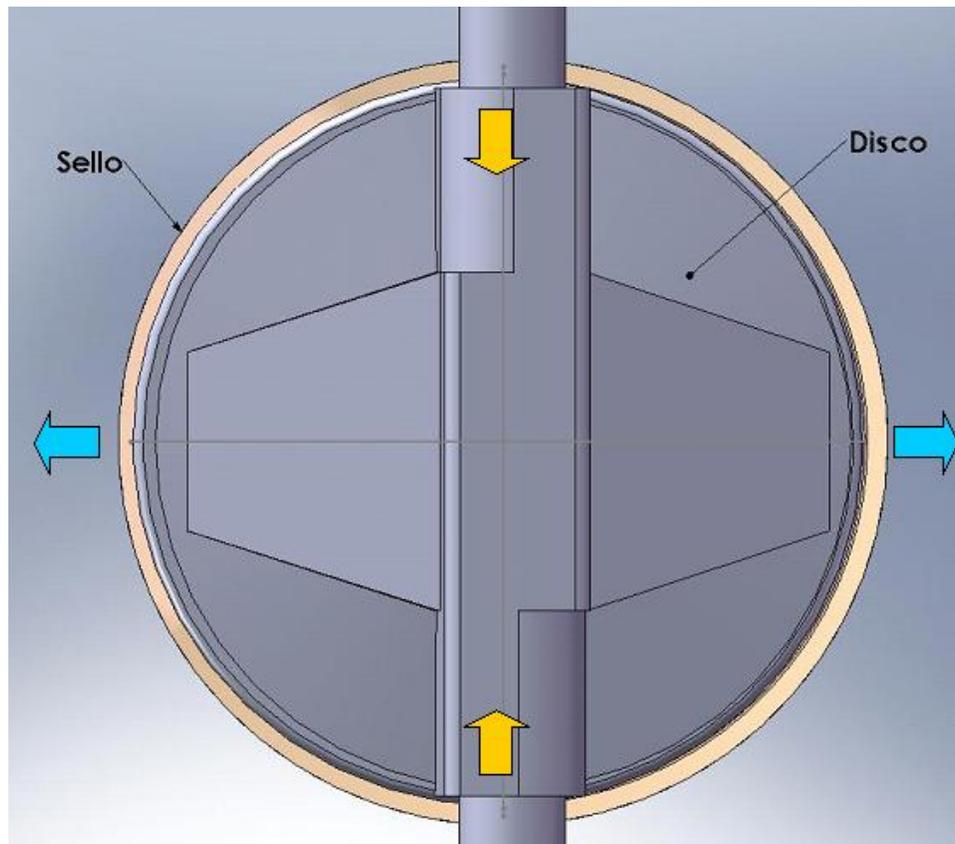


Figura 4.3: Esquema de funcionamiento del sello metálico.

4.1.2. Materiales de Fabricación

Los materiales de fabricación de las distintas partes de la válvula están especificados en el catálogo de RTS Brasil[12], en general se utilizan distintos tipos de acero inoxidable, predominando los aceros de la clase 316 y 304. Las propiedades de estos materiales fueron investigadas utilizando el software “CES Edupack” (disponible en los computadores del departamento) y complementadas con catálogos de productores de aceros, las propiedades más relevantes de estos materiales son especificadas en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Materiales de fabricación válvula RTS.

Pieza	Cuerpo	Disco	Eje	Sello
Material	Acero inoxidable fundido tipo 316 (ASTM A 351 Gr CF8M)	Acero inoxidable fundido tipo 316 (ASTM A 351 Gr CF8M)	Acero inoxidable serie 600 (17-4PH)	Acero inoxidable ASTM B 424 (Incoloy 825)
Densidad [kg/m^3]	7,8e3	7,8e3	7,87e3	8,114e3
Módulo de Young [Gpa]	189	189	197	196
Módulo de Poisson's	0,265	0,265	0,27	0,29
Límite elástico [Mpa]	270	270	1100	420
Coefficiente de expansión térmica [$\mu\text{strain}/^\circ\text{C}$]	15	15	10,6	15,8

4.2. Modelado en 3D

La válvula seleccionada fue modelada en 3 dimensiones, a partir de la geometría provista por el fabricante, mediante el software Solid Works, este software permite además guardar esta geometría en un formato importable por COMSOL, en este caso se utilizó el formato Parasolid el cual puede ser leído sin problemas por COMSOL. El modelo tridimensional realizado puede apreciarse en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6.

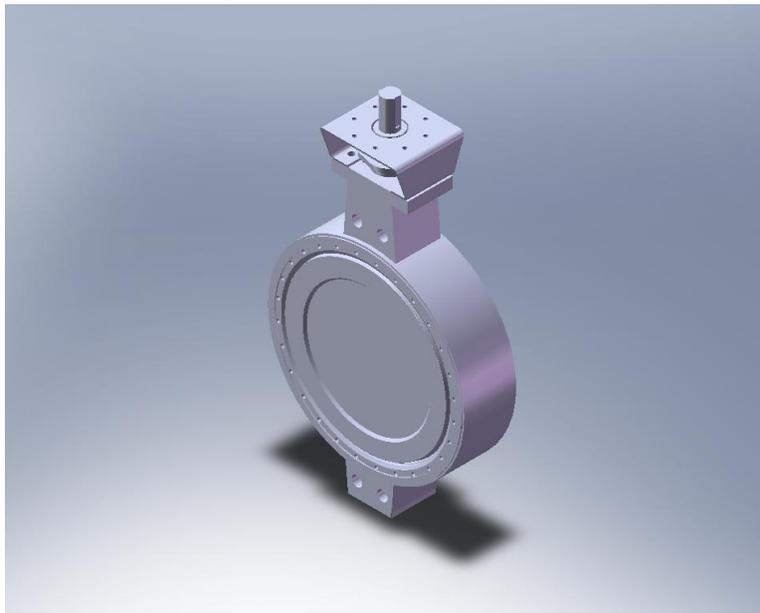


Figura 4.4: Modelo 3D de la válvula seleccionada, vista frontal.

4.3. Mallado

Una vez importada la geometría tridimensional de la válvula al programa COMSOL, se procede al mallado de esta geometría. Para lo anterior se utilizó, en la medida de lo posible, el generador de mallas automático incorporado con el programa. Sin embargo para el caso de determinadas piezas el programa no fue capaz de generar la malla de manera automática, por lo que para varios componentes fue necesario realizar primero un mallado de las superficies del cuerpo para luego proceder con la malla volumétrica.

La malla obtenida es ilustrada en las figuras 4.7 y 4.8, como puede apreciarse se utilizaron elementos tetraedricos.

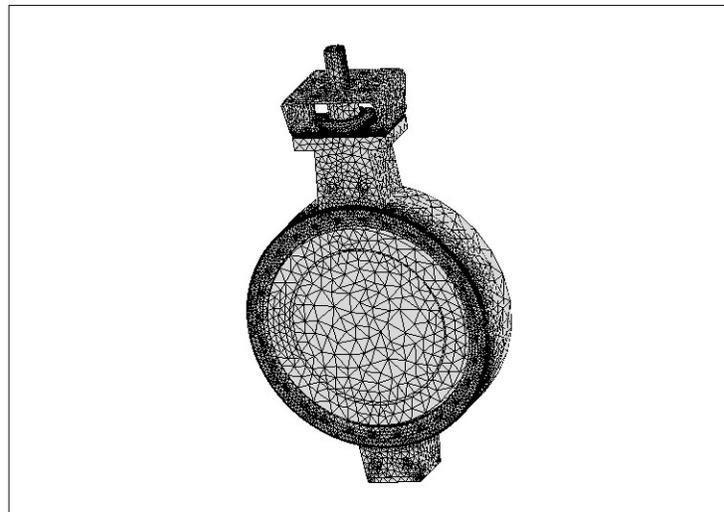


Figura 4.7: Vista frontal de la malla generada.



Figura 4.8: Vista posterior de la malla generada.

4.4. Análisis de Interferencias y Esfuerzos en el Sello

El primer análisis que se debe realizar a la válvula corresponde a la comprobación del correcto funcionamiento del sello y su interacción con el área de sellado en el disco. Para lo anterior se analizó tanto el funcionamiento cinemático del mecanismo de sellado como los esfuerzos y deformaciones que se generan a partir de este mismo.

4.4.1. Funcionamiento del mecanismo de sellado

Utilizando el modelo 3D anteriormente mencionado se verificó el correcto funcionamiento del movimiento del disco al interior de la válvula, durante las operaciones de apertura y cierre. Para lo anterior se simuló el movimiento de giro del disco respecto del eje de la válvula, y se verificó el correcto funcionamiento visualmente o utilizando la herramienta de detección de interferencias incorporada en el software Solid Works.

Se verificó que en principio el modelo generado tenía, a un lado de la válvula, una interferencia excesiva entre el disco y el sello al momento de producirse el cierre de la válvula (ver figuras 4.9, 4.10 y 4.11), pues el borde del disco no alcanza a pasar correctamente por sobre el sello lo cual generaría una deformación excesiva del sello.

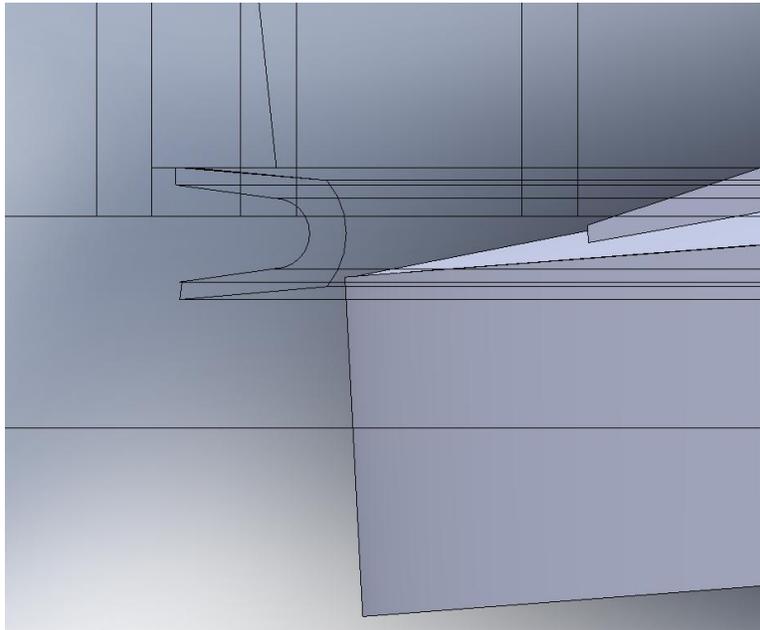


Figura 4.9: Detalle del movimiento del disco hacia el sello.

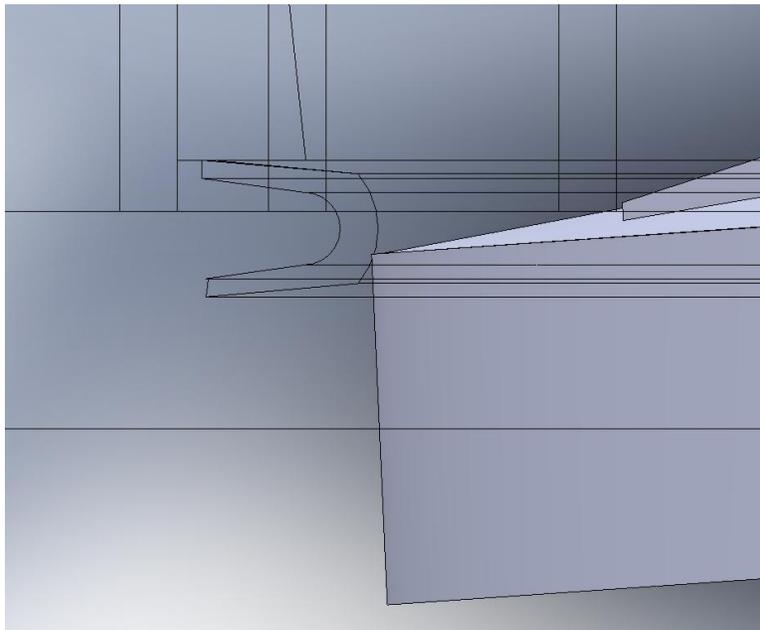


Figura 4.10: Vértice del disco tocando el sello.

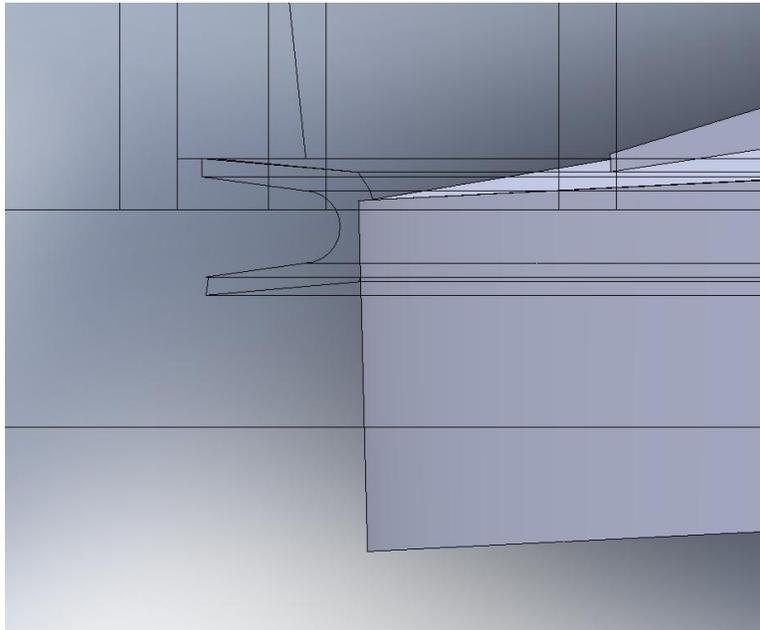


Figura 4.11: Interferencia excesiva “Disco-Sello” en el modelo inicial generado.

Debido a lo anterior fue necesario corregir la geometría del disco hasta obtener una interferencia adecuada entre el sello y la superficie de sellado del disco. Lo anterior puede apreciarse en las figuras 4.12, 4.13 y 4.14 donde se puede verificar que la superficie de sellado se apoya de forma suave y continua sobre el sello. Además se verificó que el cambio realizado permitiera el correcto sellado al otro lado del disco, el cual no presentaba problemas en el diseño original.

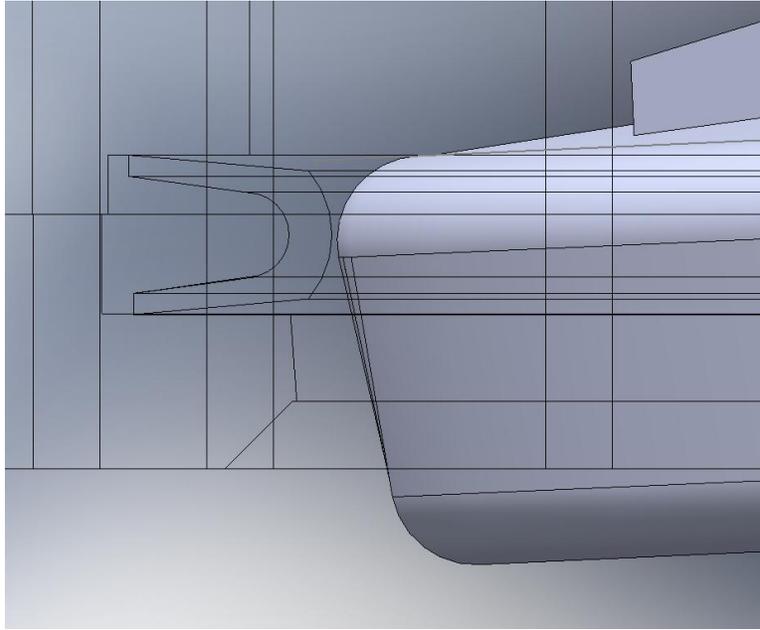


Figura 4.12: Acercamiento del disco al sello en el modelo con geometría corregida.

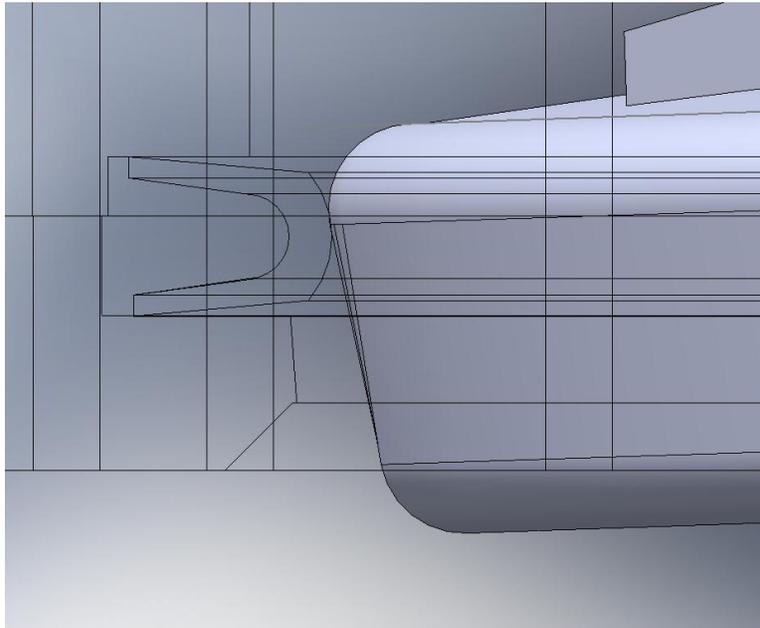


Figura 4.13: Contacto inicial entre sello y disco.

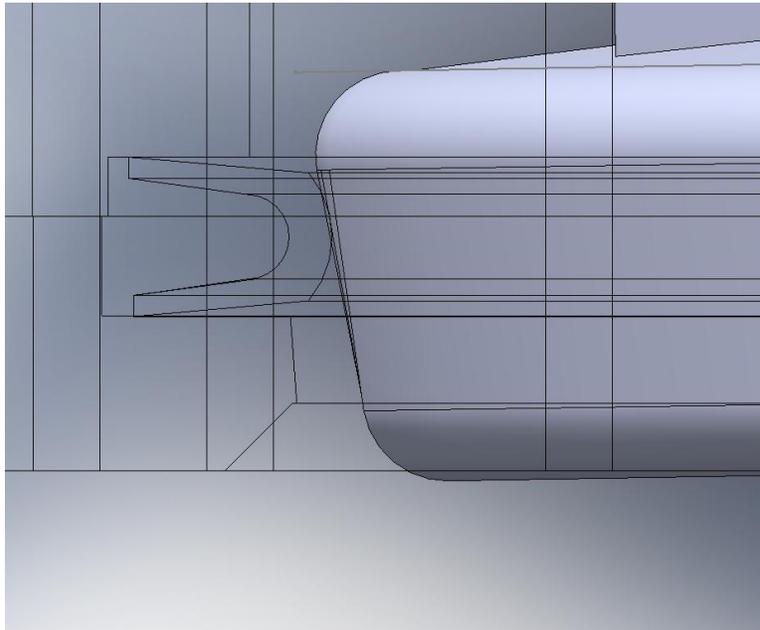


Figura 4.14: Interferencia aceptable entre sello y disco.

4.4.2. Esfuerzos y deformaciones en el sello

Para verificar el diseño de disco-sello propuesto se calcularon los esfuerzos y deformaciones producidos en este sistema, para lo cual se realizó un modelo de elementos finitos que considerara las condiciones de deformación que el disco impone al sello y la presión de contacto generada entre estos 2 cuerpos.

La malla del modelo utilizado puede apreciarse en la figura 4.15. Las restricciones impuestas al modelo son las siguientes:

- El disco esta completamente fijo (se asume como despreciable la deformación que el sello impone al disco).
- El borde posterior del sello esta fijo en el eje Z de la figura 4.15 y tiene libertad de movimiento en X e Y, es decir, puede deslizar libremente sobre la superficie en la cual va en contacto con el cuerpo de la válvula.
- El borde frontal del sello también esta fijo en Z y libre en X e Y, pero posee un desplazamiento inicial de 0.2 mm, este desplazamiento es el apriete inicial con que el sello va montado en el cuerpo.
- Hay una relación de contacto entre las superficies del sello y el disco.

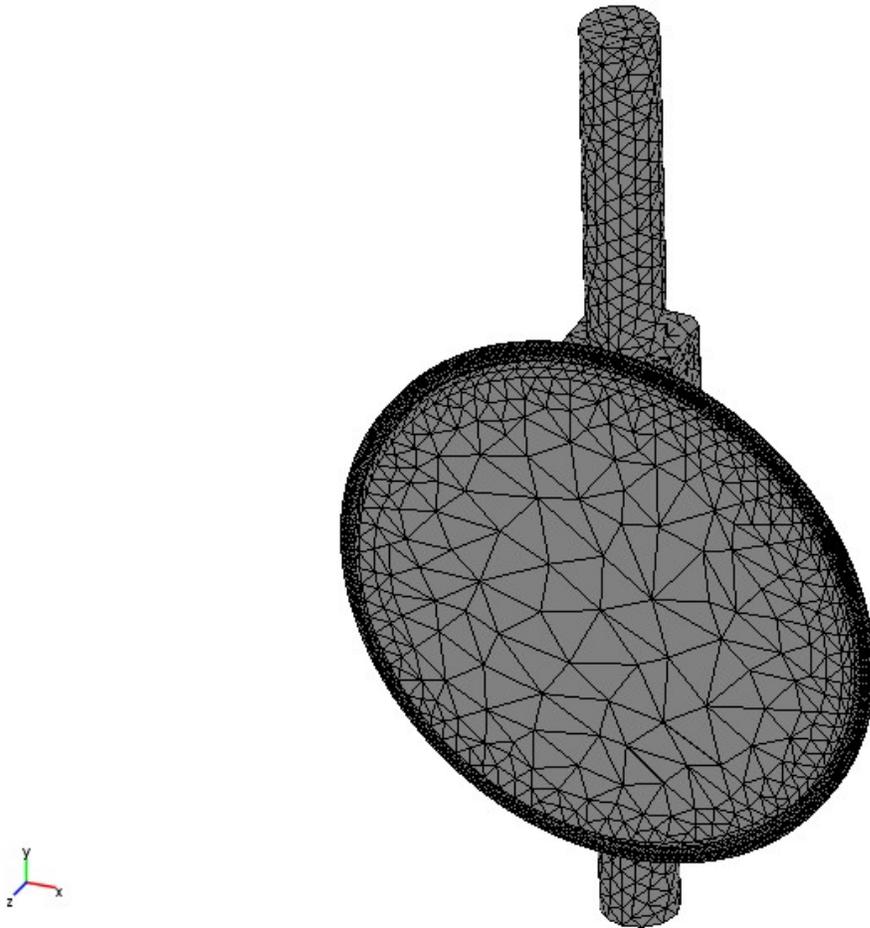


Figura 4.15: Malla para modelo de estudio de la interacción sello-disco.

Se probó el modelo para 4 ángulos distintos entre el disco y el sello (mientras menor el ángulo el disco esta más “adentro” del sello): 2, 1.5, 1 y 0.5 grados. Los resultados para los esfuerzos máximos y presiones de contacto se resumen en la tabla 4.2. Se puede apreciar que, como es de esperar, el esfuerzo y presión de contacto máximos aumentan a medida que el ángulo entre el disco y el sello disminuye.

Adicionalmente, en la figura 4.16, se pueden apreciar las zonas del sello donde los esfuerzos son mayores, este corte fue tomado en la zona donde se presentó el esfuerzo máximo, como se puede ver los mayores esfuerzos se producen en la superficie en la zona del sello intermedia entre la cara de contacto con el disco y la zona de encaje en el cuerpo.

Tabla 4.2: Esfuerzos y presiones de contacto máximas en el sello.

Ángulo [°]	Esfuerzo máximo [Mpa]	Presión de contacto máxima [Pa]
2	133,4	2,11e7
1,5	179,3	4,54e7
1	249,2	6,54e7
0,5	326,1	9,26e7

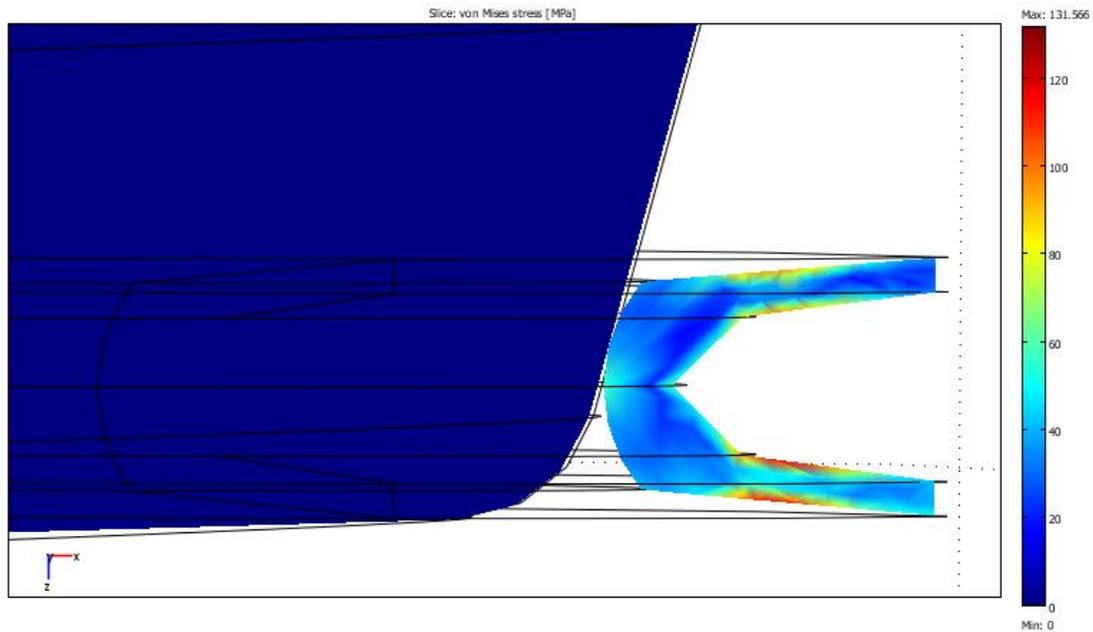


Figura 4.16: Vista en corte de los esfuerzos en el sello (ángulo sello-disco= 2°).

Para comprobar de mejor manera los resultados se realizó un refinamiento de la malla utilizada, en particular se aumentó la densidad de elementos en el área de contacto del disco y el sello, los resultados obtenidos con esta malla más fina se resumen en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Esfuerzos y presiones de contacto máximas en el sello para malla fina.

Ángulo [°]	Esfuerzo máximo [Mpa]	Presión de contacto máxima [Pa]
2	155,0	2,73e7
1,5	189,2	4,86e7
1	238,5	6,22e7
0,5	304,1	9,12e7

Se pueden observar resultados muy similares entre los obtenidos en un principio y los obtenidos con la malla refinada. De las configuraciones simuladas se puede observar que en todos los casos el esfuerzo máximo en el sello es inferior al límite elástico del material (420 MPa), sin embargo se debe considerar que la válvula trabajara a altas temperaturas (400 °C), con lo que el límite elástico del material es en realidad bastante más bajo, unos 234 MPa[4] y el módulo de Young también disminuye a unos 174 GPa.

Respecto a la posibilidad de desgaste adhesivo, el valor de presión límite para que ocurra este fenómeno es de 69 MPa[5] para el par de materiales utilizados, por lo que al menos para los ángulos de 1, 1.5 y 2 grados no se produciría este fenómeno.

Debido a lo anterior se analizará con mayor detalle las primeras 2 configuraciones, es decir con ángulos de 2 y 1,5 grados entre el sello y el disco, pues en estas configuraciones los esfuerzos máximos están por bajo el límite elástico del material a 400 °C.

Incorporación de dilataciones térmicas

Debido a que la operación normal de la válvula es a altas temperaturas (400 °C), se debe considerar el efecto de las dilataciones térmicas en el estado de esfuerzos del sello. Para considerar estas dilataciones se utiliza el mismo modelo de elementos finitos descrito en la figura 4.15, pero incorporando un paso previo al cálculo de los esfuerzos y deformaciones debido a la interacción entre el sello y el disco. Este paso previo consiste en generar una geometría deformada del cuerpo debido a las dilataciones térmicas, en este modelo se considera que ambos cuerpos son calentados hasta una temperatura homogénea de 400 °C, una vez obtenidas las geometrías de los cuerpos dilatados térmicamente se aplica, sobre esta geometría, las mismas restricciones utilizadas para el modelo descrito anteriormente para calcular los esfuerzos y deformaciones debido a la interacción entre el sello y el disco, considerando eso si el cambio en el módulo de Young y módulo de poisson en el material los cuales disminuyen su valor a 174 GPa y 0.28 respectivamente. Los resultados para los esfuerzos máximos y presiones de contacto se resumen en la tabla 4.4. Se puede apreciar que los esfuerzos obtenidos disminuyen (probablemente debido al mayor coeficiente de dilatación térmica del material del sello) y que para ambos ángulos simulados (2 y 1.5 grados) los esfuerzos máximos están por debajo del límite elástico del material. También la presión de contacto máxima esta por debajo del valor límite (69 MPa) que produce desgaste adhesivo entre los materiales, por lo que no ocurriría este fenómeno. Debido a los menores esfuerzos obtenidos se debe configurar

el tope del actuador para que la válvula opere con un ángulo de 2 grados entre el sello y el disco.

Tabla 4.4: Esfuerzos y presiones de contacto máximas en el sello, a 400°C.

Ángulo [°]	Esfuerzo máximo [Mpa]	Presión de contacto máxima [Pa]
2	111,9	8,12e6
1,5	164,9	1,48e7

Sensibilidad respecto al espesor del sello

Para considerar los posibles efectos de la corrosión o desgaste del sello se realizó el mismo análisis anterior con un sello de un espesor menor. Si bien la válvula, por la naturaleza de los materiales utilizados en su fabricación, posee una excelente resistencia a la corrosión, un análisis de este tipo permite analizar la confiabilidad de la válvula ante pequeñas variaciones de la geometría del sello.

Se realizó el mismo modelo de elementos finitos descrito anteriormente, pero con el espesor del sello disminuido en 0.4 mm, con tal variación dimensional el sello pierde el contacto con el disco para los ángulos de 2 y 1.5 grados entre el sello y el disco, por lo que el análisis se realizó para ángulos de 1 y 0 grados entre estos 2 elementos. En la práctica lo anterior significaría un ajuste menor del actuador de la válvula, para lograr un mayor ángulo máximo de giro, y dado que un cambio dimensional de este tipo ocurriría a lo largo de un periodo de tiempo extenso, este ajuste no significaría un problema.

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 4.5, se puede observar que los esfuerzos máximos disminuyen respecto a los casos anteriores, y que estos se mantienen bajo el límite elástico del material, por lo que la válvula operaría correctamente.

Tabla 4.5: Esfuerzos y presiones de contacto máximas en el sello, a 400°C, con espesor de sello reducido en 0.4 mm.

Ángulo [°]	Esfuerzo máximo [Mpa]	Presión de Contacto Máxima [Pa]
1	124,11	4,25e6
0	184,65	1,38e7

4.5. Deformaciones y esfuerzos en el eje, disco y bujes

Un punto crítico para el correcto funcionamiento de la válvula es que el eje de esta pueda rotar sin problemas en los bujes que lo sostienen. Para verificar lo anterior se creó un modelo que considerara el disco, el eje y los bujes sobre los cuales este va montado. Este modelo y su malla puede apreciarse en la figura 4.17. Las condiciones de borde aplicadas fueron las siguientes:

- Los bordes externos de los bujes están fijos.
- El eje es solidario al disco.
- Existe una relación de contacto entre las superficies de los bujes y el eje.
- La superficie del eje que iría unida al actuador (parte superior del eje, donde este cambia de sección) esta fija.

Se aplicó la presión de trabajo (12 bar) a este modelo con el fin de verificar los esfuerzos generados en estos componentes, y la presión de contacto generada en los bujes.

La distribución de esfuerzos obtenida puede apreciarse en la figura 4.18. El esfuerzo máximo (290.3 MPa) se obtiene en el eje, en las zonas donde este se une con el disco, y su valor se encuentra por bajo el límite elástico del material del eje a la temperatura de trabajo (unos 952 MPa [13][14]).

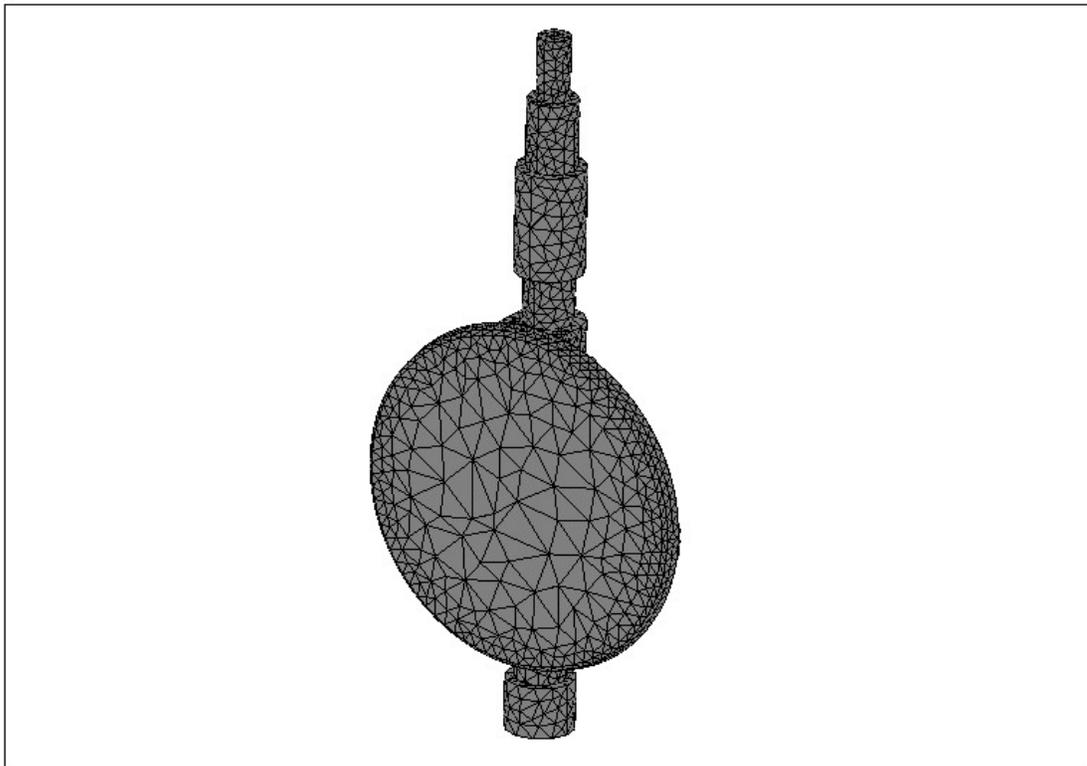


Figura 4.17: Malla de elementos finitos para el modelo que considera disco, eje y bujes.

Las distribuciones de la presión de contacto en el par de contacto eje-bujes pueden apreciarse en las figuras 4.19 y 4.20. Se obtiene un máximo de 969,2 MPa en zonas muy puntuales en el borde del buje superior, esto probablemente debido a la discontinuidad que implica este borde, en la practica este borde sufriría un desgaste debido al asentamiento del buje, reduciendo así la presión máxima al aumentar el área de contacto.

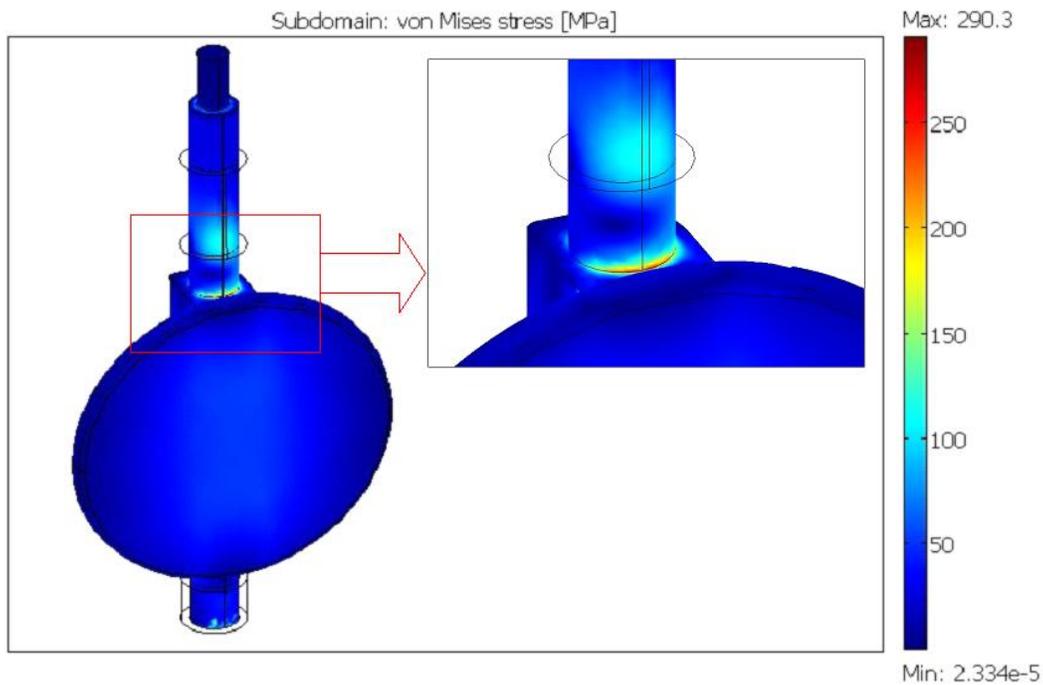


Figura 4.18: Distribucion de esfuerzos para el modelo Disco-Eje-Bujes.

Para verificar el cálculo anterior se realizo un refinamiento de la malla en las zonas de contacto, obteniéndose como resultado una presión máxima de contacto de 676 MPa y un esfuerzo máximo en el eje de 228.5 MPa. Las zonas de mayor esfuerzo son las mismas que se pudieron apreciar en el caso anterior (unión entre eje y disco, zona superior de los bujes).

El esfuerzo máximo en el disco es de 37.63 MPa, lo cual esta muy por debajo del limite elástico de su material de fabricación.

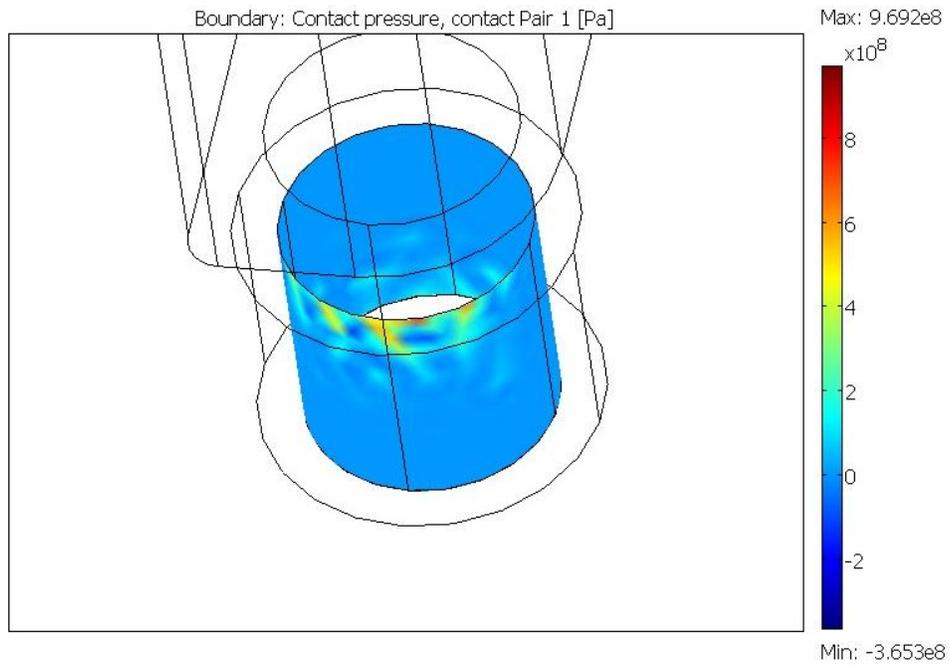


Figura 4.19: Distribución de la presión de contacto en el buje inferior.

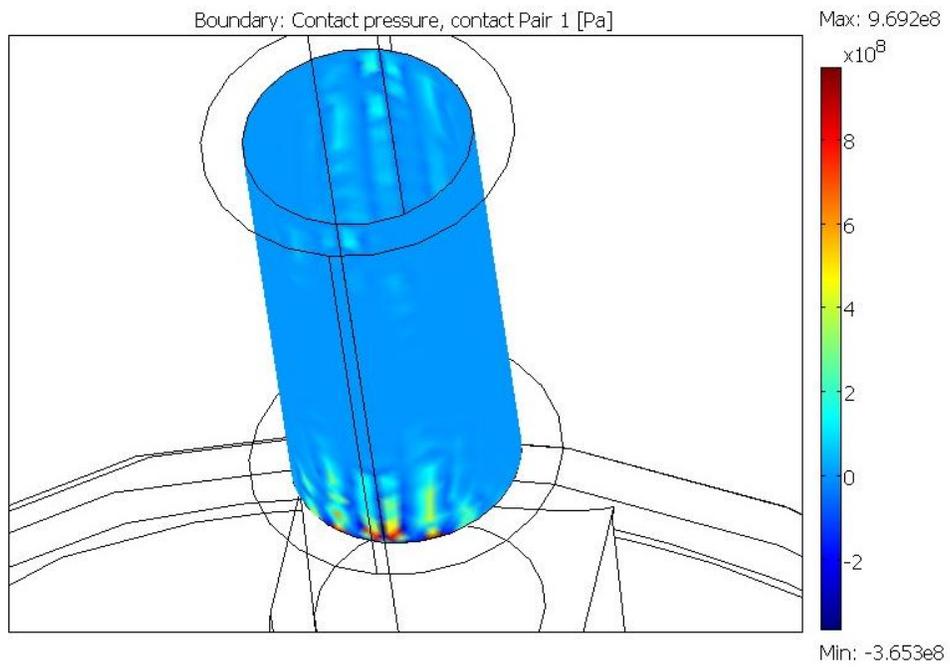


Figura 4.20: Distribución de la presión de contacto en el buje superior.

Es posible integrar la presión de contacto sobre la superficie interior de los bujes, para así obtener la fuerza normal de contacto en esta interfaz. Multiplicando esta fuerza normal por el coeficiente de roce se obtiene la fuerza de roce en el par de contacto, esta fuerza ponderada por el radio del eje entrega el torque requerido para abrir la válvula, con lo cual se puede verificar si el actuador especificado para la válvula es adecuado. Este cálculo se detalla en la ecuación 4.1, donde F_n es la fuerza normal en la superficie de contacto (integral de la presión de contacto sobre la superficie), $f=0.1$ es el coeficiente de roce entre el buje y el eje[5]; y $\phi= 111.12$ [mm] es el diámetro del eje.

$$T = F_n * f * \frac{\phi}{2} = 795476,3[N] * 0,1 * 0,11112/2[m] = 4419,66[N * m] \quad (4.1)$$

El actuador especificado con la válvula (“Rotork” modelo GP160S/C3) posee un torque mínimo de 6250 Nm[15], por lo que sería apropiado para efectuar la operación de la válvula.

4.5.1. Torque en el eje

Para incorporar el efecto de torsión producido por el torque aplicado al eje, se considera que la máxima torsión ocurre justo antes del deslizamiento entre las superficies del eje y el buje. Luego se aplicó sobre la parte superior del eje (la cual iría conectada al actuador) un torque de 4419.66 Nm, y considerando una condición de no deslizamiento en los bujes. Esto produjo un aumento de los esfuerzos en la zona superior del eje (ver figura 4.21), sin embargo el máximo esfuerzo se sigue obteniendo en la misma zona que para el caso anterior, y su valor no cambia significativamente (probablemente debido a que la magnitud de este torque es pequeño relativo a la gran fuerza producida por la presión en el disco).

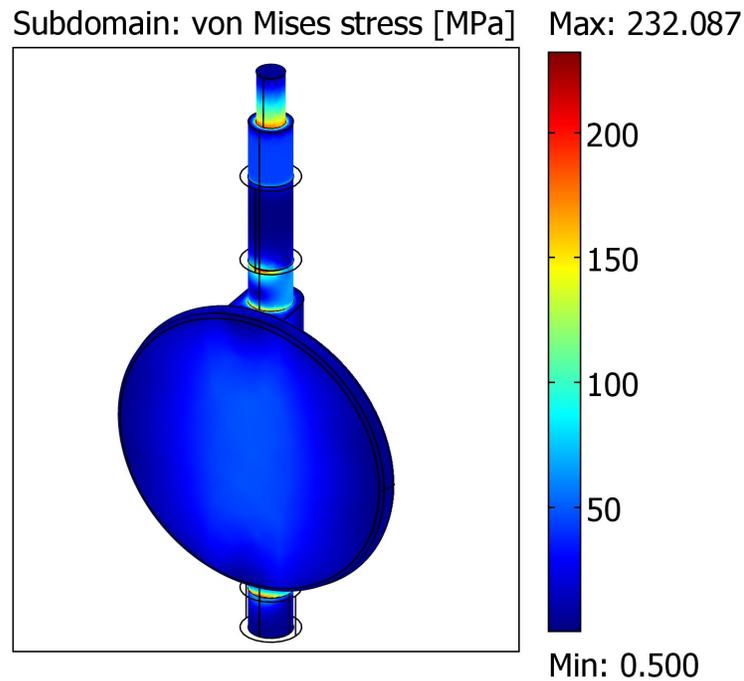


Figura 4.21: Esfuerzos en el eje y disco con torque aplicado en el eje.

4.6. Modos naturales de oscilación

Una vez verificado que el actuador especificado es el apropiado para la operación de la válvula se procedió a calcular los modos naturales de oscilación de esta. Se realizó un dibujo tridimensional con las dimensiones generales del actuador, y este fue incorporado al modelo de la válvula general, de esta forma se incorporan los efectos oscilatorios que podrían originarse a partir de la gran masa del actuador (1886 kg), la cual se encuentra excéntrica respecto del eje central de la válvula.

El modelo utilizado puede apreciarse en la figura 4.22, cabe señalar el gran tamaño del actuador y por lo tanto su efecto predominante en los fenómenos oscilatorios que afecten al sistema.

Se consideró que las caras de la válvula están unidas a una línea de pipping, y que esta línea esta fija al suelo mediante un anclaje rígido y en una posición cercana a la válvula, por lo que las caras del cuerpo de la válvula se consideran como fijas. Además se aplica la presión de trabajo a la válvula. El modelo calcula los primeros 6 modos naturales de oscilación del sistema.

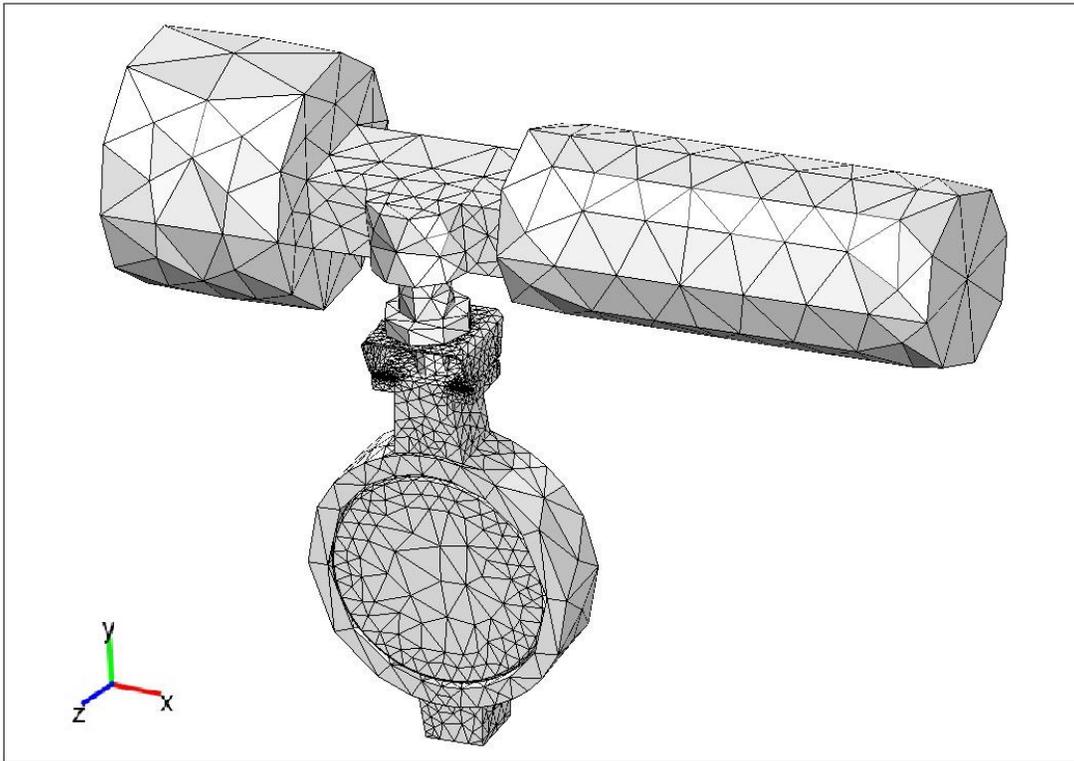


Figura 4.22: Modelo de utilizado para el cálculo de las frecuencias naturales de oscilación.

Los resultados de este modelo pueden apreciarse en la tabla 4.6. Los primeros 3 modos están dentro del rango de frecuencias generado durante un evento sísmico (1 a 33 Hz), lo que indicaría la necesidad de realizar un análisis dinámico del sistema en ese rango.

Tabla 4.6: Frecuencia de los primeros 6 modos naturales de oscilación de la válvula.

Modo de oscilación	Frecuencia [Hz]
1	11,214
2	12,490
3	19,058
4	72,112
5	107,177
6	144,778

Las figuras 4.23, 4.24 y 4.25 muestran la forma de los 3 primeros modos naturales de oscilación, todos corresponden a movimientos relativos entre la motorización y la válvula en si. El primer modo corresponde a la oscilación lateral de la motorización respecto del cuerpo de la válvula, el segundo modo corresponde a la torsión o giro de la motorización respecto al eje de la válvula y

el ultimo modo corresponde a la oscilación hacia adelante y atrás de la motorización respecto del cuerpo de la válvula. Claramente los modos que más podrían afectar la fuerza de contacto entre el eje y el buje son el primer y tercer modo, pues el segundo modo no produce un flexión sobre el eje del disco sino una torsión que es transmitida al cuerpo de la válvula.

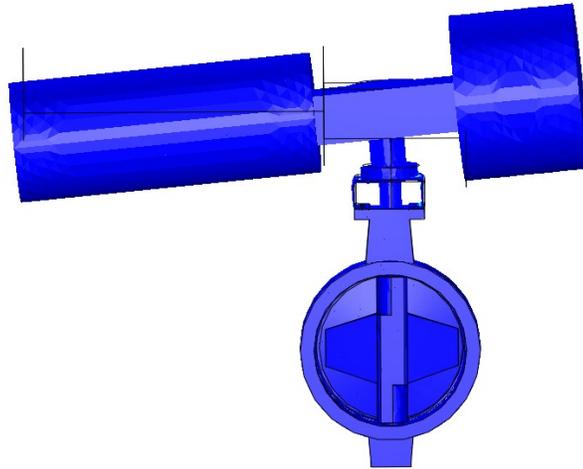


Figura 4.23: Forma del primer modo natural de oscilación (11,214 Hz), vista posterior.

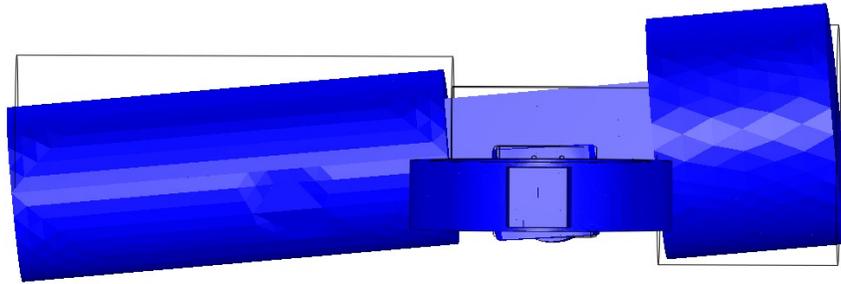


Figura 4.24: Forma del segundo modo natural de oscilación (12,490 Hz), vista inferior.

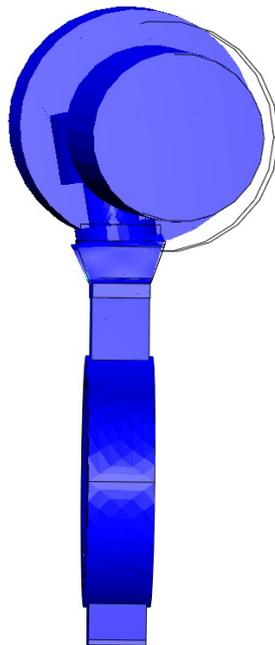


Figura 4.25: Forma del tercer modo natural de oscilación (19,058 Hz), vista lateral.

Dado que estos modos naturales de oscilación están dentro del rango de frecuencias oscilatorias de un sismo se realizará un análisis dinámico del sistema, excitándolo con perturbaciones en un rango de frecuencias entorno a los modos naturales de oscilación.

4.7. Análisis de respuesta de frecuencia

El modelo utilizado es geoméricamente igual al utilizado para determinar los modos naturales de oscilación del sistema, a este modelo se le aplica, en las caras anteriormente fijadas del cuerpo de la válvula, una oscilación armónica en los 3 ejes de traslación del sistema, y se determina la respuesta a esta perturbación realizando un barrido paramétrico de la frecuencia de esta oscilación en el rango de frecuencias relevantes de un evento sísmico: 1 a 33 Hz. Esto implica realizar numerosas simulaciones cada una con incrementos progresivos en la frecuencia de oscilación simulada.

Se obtiene como resultado el campo de deformaciones y esfuerzos en la válvula, siendo de particular interés la deformación en el eje, debido a la posibilidad de este de atorarse debido a un aumento de la fuerza de roce entre el buje y el eje.

4.7.1. Parámetros de vibración

Se debe definir el espectro de aceleraciones y frecuencias (o periodos) que se aplicaran sobre el sistema. La norma chilena[6] establece el espectro de diseño como el siguiente:

$$S_a = \frac{2,75A_0I}{R} \left(\frac{T'}{T} \right)^n \left(\frac{0,05}{\xi} \right)^{0,4} \quad (4.2)$$

Donde S_a es la aceleración espectral de diseño para acción sísmica horizontal, A_0 la aceleración efectiva máxima (definida según las distintas zonas sísmicas del país), I un coeficiente relativo a la importancia (según uso y riesgo de falla) del equipo, R un factor de modificación de respuesta estructural, T el periodo del modo de oscilación considerado, ξ la razón de amortiguamiento y T' y n parámetros relativos al tipo de suelo.

Se establece también que el valor de S_a no puede ser superior a $I * C_{max} * g$, donde C_{max} es el valor máximo del "coeficiente sísmico"¹, y su valor esta tabulado.

Se considerará, para ejemplificar la metodología, el peor caso para este espectro, es decir considerando la zona sísmica III y un suelo tipo IV, el espectro obtenido puede apreciarse en la figura 4.26.

¹Coeficiente utilizado en el análisis sísmico estático-elástico.

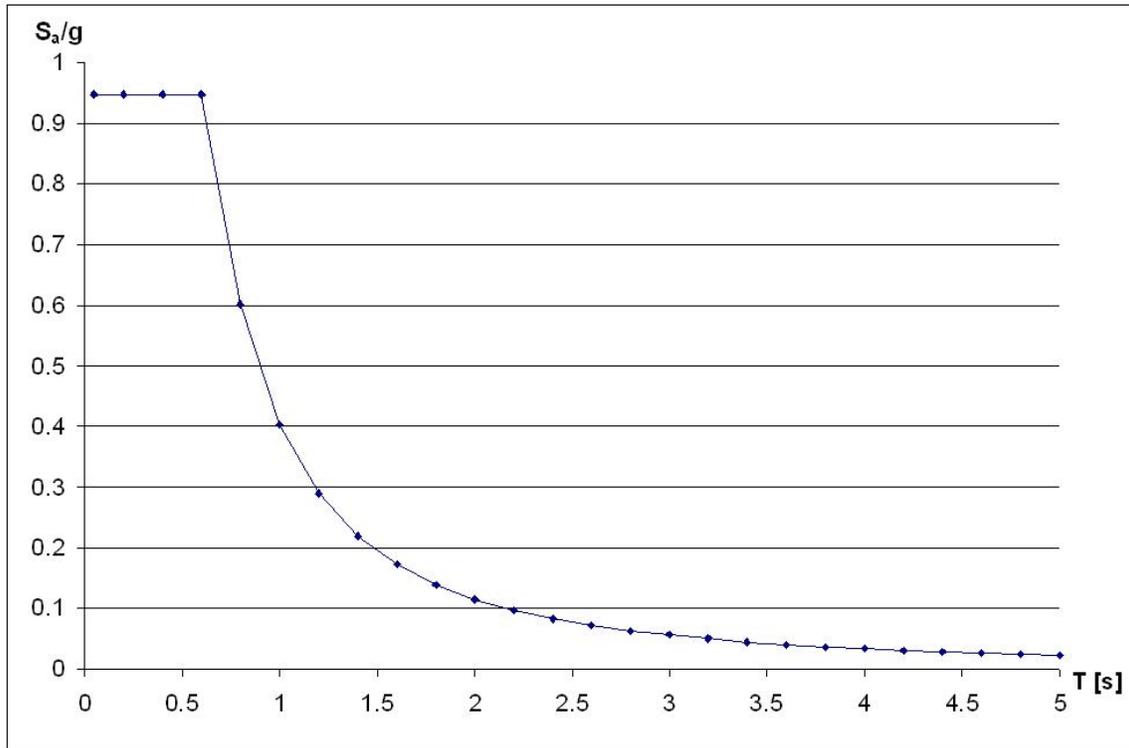


Figura 4.26: Espectro de aceleraciones en base a la norma NCh2369.

Como se puede ver, para periodos de vibración entre 0,03 y 0,6 s (frecuencias entre 1,6 y 33 hz), el espectro de aceleración es constante e igual al máximo establecido por la norma chilena, es decir $S_a = 0,94 * g$ es la aceleración horizontal (armónica) que será impuesta al sistema para tal rango de periodos de oscilación. Para periodos mayores a 0,6 s la aceleración disminuye gradualmente según la curva descrita por la ecuación 4.2,

Respecto a la aceleración vertical la misma norma establece que esta debe considerarse como $2/3$ de la aceleración horizontal, luego se trabajara con una aceleración vertical de $2/3 * S_a = 0,62 * g$ para el rango de frecuencias 1,6 a 33 hz.

4.7.2. Determinación de los parámetros de amortiguamiento

En el análisis realizado se considera que el sistema siempre trabaja dentro del rango elástico de los materiales utilizados, sin embargo se deben tomar en cuenta los posibles efectos disipativos causados por el roce viscoso con el aire que rodea a la válvula, amortiguamiento por histéresis (resultante de deformación plástica a pequeña escala incluso a esfuerzos en el rango elástico) y la pérdida de energía cinética hacia la estructura en la cual esta montado el sistema[8].

De los diferentes tipos de amortiguamiento el único fácilmente representable en las ecuaciones dinámicas es el amortiguamiento viscoso, sin embargo en problemas estructurales los efectos del amortiguamiento son suficientemente pequeños (menos del 10 % de las fuerzas totales) como para considerarlos del tipo viscoso independientemente de su origen[8].

Para representar el amortiguamiento generado se utiliza el modelo de “Rayleigh” o de “Amortiguamiento Proporcional”, en el cual se asume la matriz de amortiguamiento global como una combinación lineal de la matriz de masa y de rigidez:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4.3)$$

La determinación de los parámetros α y β viene dada por la simplificación de la ecuación 4.3 para un sistema de 1 grado de libertad, con lo cual se obtiene la siguiente ecuación para la razón de amortiguamiento:

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega} + \beta\omega \right) \quad (4.4)$$

Luego seleccionando un rango de frecuencias de interés (en este caso el rango en el cual se encuentran los modos normales de oscilación) y un rango para la razón de amortiguamiento, es posible generar un sistema de ecuaciones lineales para obtener los parámetros α y β :

$$\alpha = 2\omega_1\omega_2(\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (4.5)$$

$$\beta = 2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (4.6)$$

El sistema anterior resuelto para un rango de frecuencias de 10 a 20 hz y para una razón de amortiguamiento de un 2% [6] otorga $\alpha = 16,7552$ y $\beta = 0,002122$.

4.7.3. Resultados

Como se menciona anteriormente se aplicó una aceleración armónica en las caras de la válvula que normalmente irían fijas entre flanges, y se realizó un barrido paramétrico de la frecuencia de esta aceleración en el rango 1 a 33 hz (con pasos de 0.2 hz). Se obtiene como resultado el campo de deformaciones y esfuerzos de la válvula para cada frecuencia, debido a que los esfuerzos y deformaciones del eje y disco son los que pueden afectar la operación de la válvula (pues pueden impedir su operación al causar atoramiento en los bujes), el análisis se centró en estos mismos.

La figura 4.27 muestra el desplazamiento relativo entre la punta del eje de la válvula y esta misma, se muestra cada componente cartesiana de este desplazamiento así como el desplazamiento total (norma del vector desplazamiento).

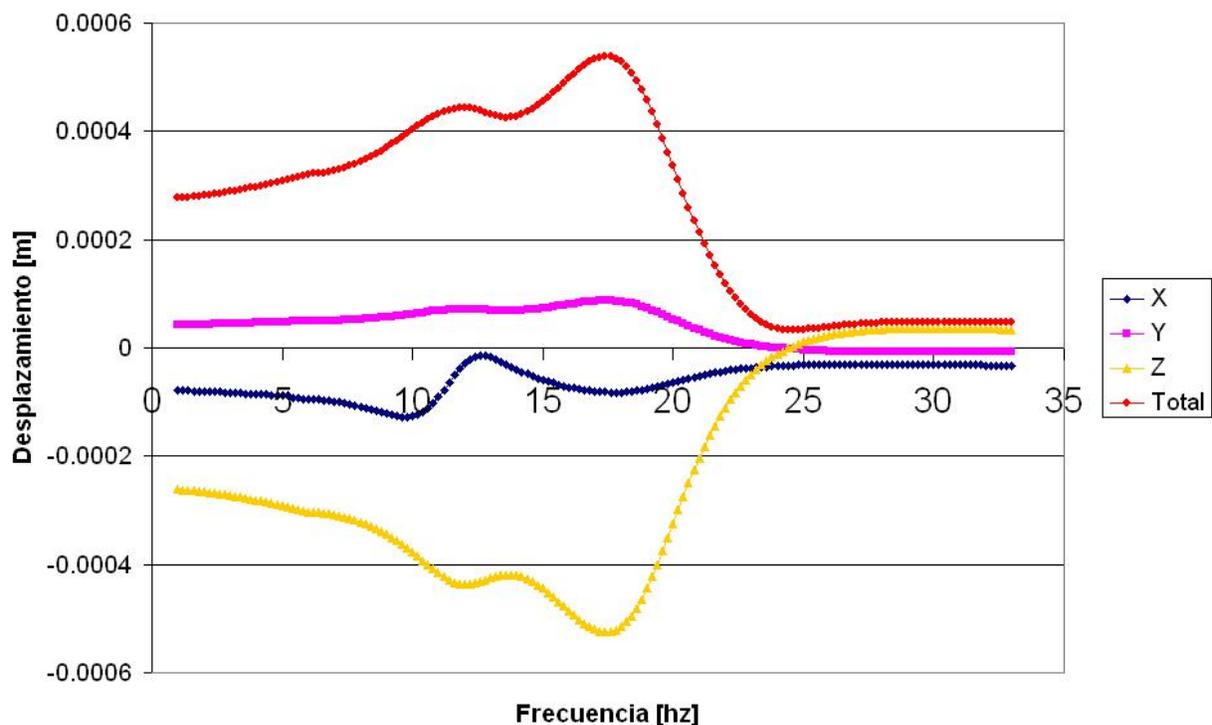


Figura 4.27: Desplazamiento de la punta del eje de la válvula para el espectro de frecuencias 1-33 hz.

Se puede observar que el desplazamiento en el eje Z es predominante, este desplazamiento corresponde a la flexión del eje de la válvula hacia adelante y atrás, correspondiente a la forma del tercer modo normal de oscilación (ver figura 4.25) anteriormente encontrado. El desplazamiento máximo es de 0.538 mm y se produce a los 17.4 hz, bastante cercano a la frecuencia del tercer modo normal de oscilación: 19.058 hz, probablemente debido a la superposición de modos de vibración que produce un acoplamiento con el tercer modo a una frecuencia más baja. Lo anterior indica el acoplamiento de la oscilación de la válvula con este tercer modo normal de oscilación, lo cual además se puede corroborar al observar, en la figura 4.28, el campo de desplazamientos de la válvula al oscilar a esta frecuencia, pues la válvula adopta la misma forma observada en la figura 4.25.

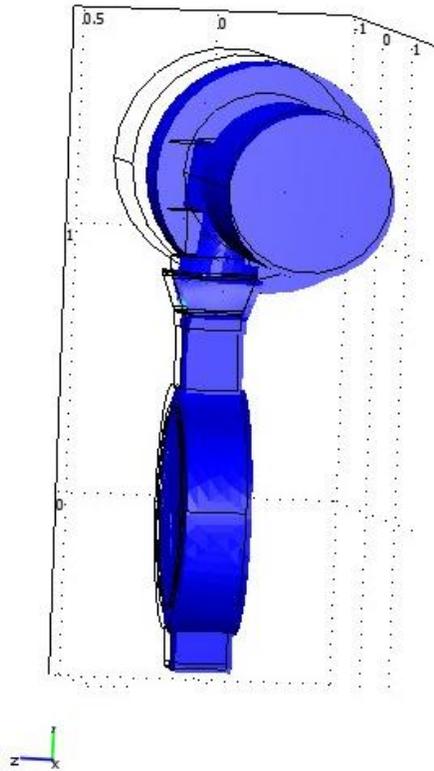


Figura 4.28: Forma deformada de la válvula a 17.4 hz.

Se puede apreciar también un máximo local a los 12 hz, correspondiente al 2º modo normal de oscilación, es decir a la torsión de lado a lado del eje de la válvula, esto se puede apreciar en la figura 4.29 donde la válvula adopta la forma del 2º modo oscilatorio.

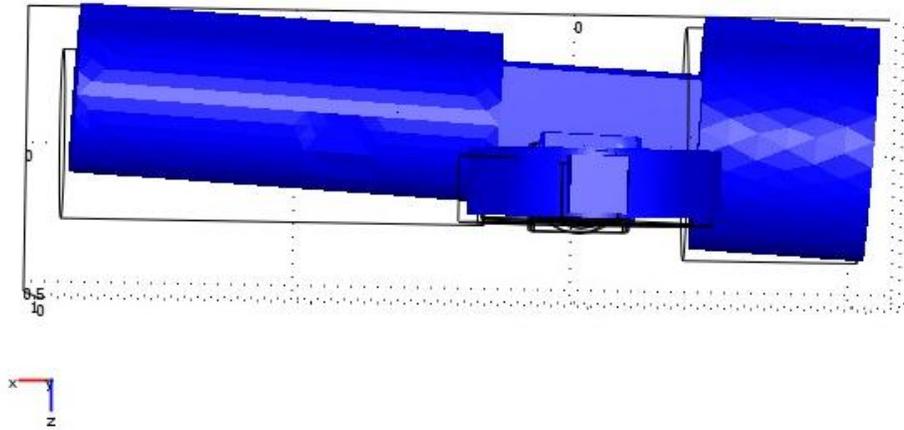


Figura 4.29: Forma deformada de la valvula a 12 hz.

En la figura 4.30 se puede apreciar el desplazamiento de un punto del borde del disco para las distintas frecuencias del rango analizado.

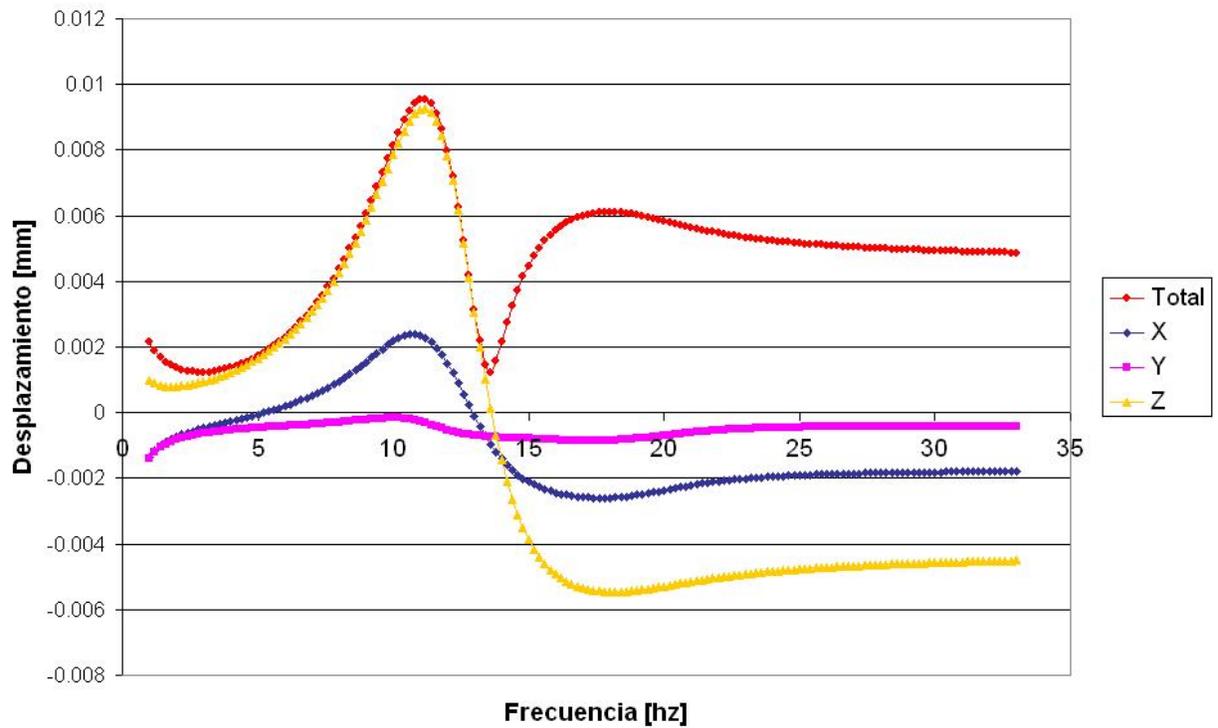


Figura 4.30: Desplazamiento del borde del disco de la válvula para el espectro de frecuencias 1-33 hz.

El máximo desplazamiento es de 0.0095 mm y se da a la frecuencia de 11.2 hz, es decir para el primer modo normal de oscilación. Este desplazamiento es suficientemente pequeño como para considerar que será absorbido por la deformación elástica del sello (pues el sello tiene una deformación del orden de 0.1 mm al trabajar la válvula), y que por lo tanto no se produciría pérdida de estanqueidad. Debido a lo robusto de la construcción del disco de la válvula, estas deformaciones tan pequeñas están dentro de lo esperado e indican que internamente la válvula puede ser considerada como un objeto rígido.

4.8. Deformaciones sísmicas en el eje y bujes

Para incorporar el efecto sísmico a las deformaciones producidas en el eje y la presión de contacto en los bujes se utilizará el mismo modelo descrito en la sección 4.5, pero se incorporará la deformación producida en la punta del eje (la cual debería producir un aumento en la presión de contacto y los esfuerzos en el eje). Cabe señalar que esto implica resolver estacionariamente un problema en que en realidad los esfuerzos y deformaciones producidos varían en el tiempo, pero como se considerará el valor máximo obtenido para la deformación en la punta del eje se obtendrá también un máximo para la presión de contacto en los bujes y los esfuerzos en el eje, es decir se está considerando el peor caso para la sollicitación sísmica aplicada.

La distribución de esfuerzos obtenida puede apreciarse en la figura 4.31, el esfuerzo máximo es de 257.9 MPa y se produce nuevamente en la unión entre el eje y el disco, también son elevados los esfuerzos en la parte superior del eje (donde este cambia de sección) lo cual es lógico pues esta es la zona que es directamente afectada por el desplazamiento de la motorización. El esfuerzo máximo está bajo el límite elástico del material, por lo que este no sufriría deformación permanente.

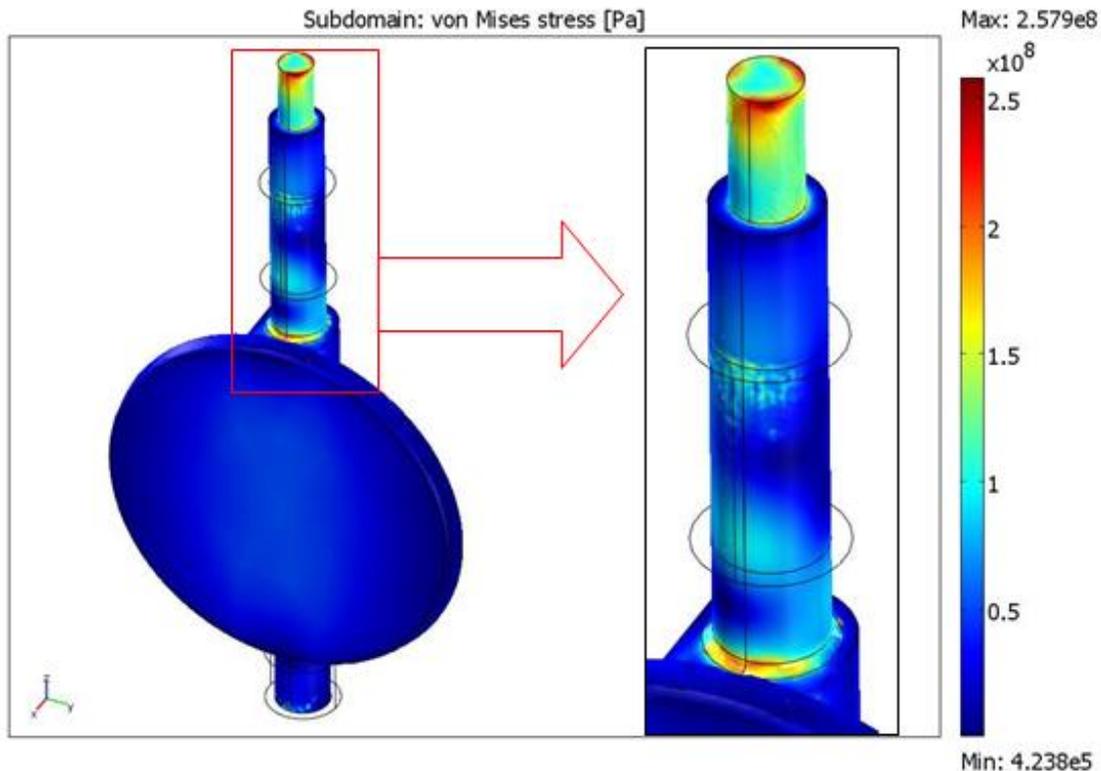


Figura 4.31: Esfuerzos de von Misses en el eje de la válvula deformado sísmicamente.

Respecto a la presión de contacto en los bujes el valor máximo obtenido es de 678.4 MPa, su distribución puede apreciarse en las figuras 4.32 y 4.33. Nuevamente se observa que las zonas de mayor presión son aquellas cercanas al borde del buje, lo cual se debe a la deflexión producida en el eje y a la discontinuidad que implica el borde del buje (el área de contacto se vuelve muy pequeña).

Nuevamente es posible integrar la presión de contacto sobre la superficie interior de los bujes, para así obtener la fuerza normal de contacto en esta interfaz y calcular el torque requerido, para operar la válvula, mediante la ecuación 4.1. Al realizar tal calculo se obtiene una fuerza normal de contacto de 1207459 N, lo que implica un torque de 6708.64 Nm. El actuador (“Rotork” modelo GP160S/C3) posee un torque mínimo de 6250 Nm, sin embargo su torque máximo² es de 8118 Nm[15], por lo que este sería suficiente para realizar el giro del eje, aun en la situación de máxima deflexión producida por el sismo, una vez comenzado el giro del eje el roce disminuye al pasar de roce estático a dinámico, por lo que la continuación del giro tampoco sería problema.

²El actuador posee una curva de torque en forma de “U” con un torque al inicio significativamente mayor al torque intermedio entregado

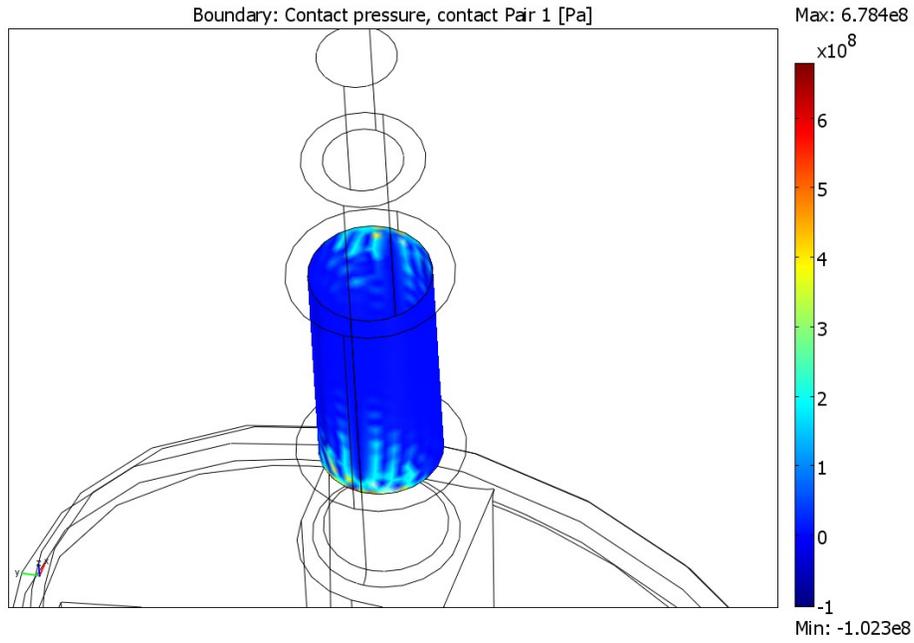


Figura 4.32: Presión de contacto en el buje superior, válvula deformada sísmicamente.

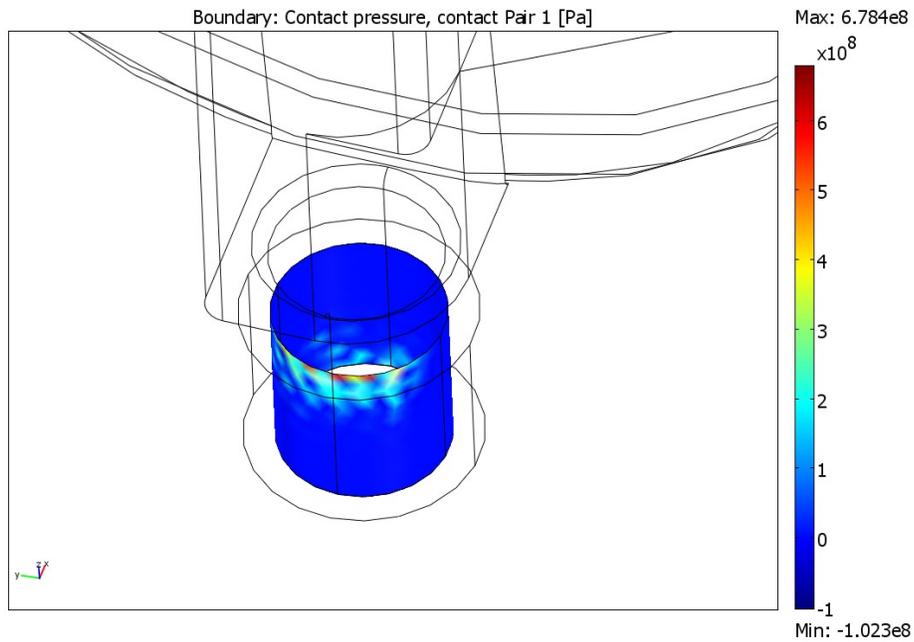


Figura 4.33: Presión de contacto en el buje inferior, válvula deformada sísmicamente.

Además cabe mencionar que el torque ejercido por el actuador en caso que se active el resorte de retorno (en caso de emergencia con corte del suministro eléctrico o de aire a alta presión por ejemplo) es de 10208 Nm, muy superior a lo requerido en caso de la máxima deflexión sísmica.

4.9. Resumen de resultados y discusiones

A continuación, en las tablas 4.7, 4.8 y 4.9, se resumen los resultados obtenidos para los esfuerzos y presiones de contacto en las diferentes piezas principales de la válvula, se presentan también los valores máximos admisibles³ para estos parámetros y el correspondiente factor de seguridad.

Tabla 4.7: Esfuerzos máximos calculados y admisibles en el sello.

Ángulo Sello-Disco [°]	Temperatura [°C]	Esfuerzo [Mpa]		Factor de seguridad
		Máximo calculado	Máximo admisible	
2	20	155	161	1.039
1.5	20	189.2	161	0.851
1	20	238.5	161	0.675
0.5	20	304.1	161	0.529
2	400	126.2	159	1.260
1.5	400	186	159	0.855

Respecto a la integridad física del sello se puede ver que tanto para temperatura ambiente como para temperatura de trabajo se tiene al menos un ángulo sello-disco para el cual se cumpliría con los requerimientos de esfuerzo máximo admisible del código ASME BPVC[3], existen ángulos en los cuales el esfuerzo máximo supera el admisible según el código ASME pero se encuentra bajo el límite elástico del material, por lo que probablemente tampoco existiría deformación plástica. A partir de lo anterior se puede concluir que la válvula es capaz de operar a estas temperaturas sin producir deformación permanente en el sello, pero que se requiere una correcta configuración del giro del disco para no generar esfuerzos que estén sobre los admisibles, en este caso el ángulo correcto ente sello y disco es de 2°. La configuración de este ángulo máximo de giro es realizada desde el actuador[16], mediante un sistema de topes que ese incorpora, adicionalmente algunas válvulas incorporan un tope en el cuerpo de esta misma.

Respecto a la integridad física del sello durante un sismo, la máxima deformación inducida en el disco (ver figura 4.30) es tan pequeña que no se producirían aumentos significativos del esfuerzo máximo en el sello, por lo que se concluye que el sello tampoco sufriría deformación permanente durante un sismo y que se mantendría la estanqueidad.

³Basados en el código ASME BPVC sección 2D, parte 1.

Tabla 4.8: Esfuerzos máximos calculados y admisibles en el eje y disco.

Elemento	Condición	Esfuerzo [Mpa]		Factor de seguridad
		Máximo calculado	Máximo admisible	
Eje	Carga de trabajo	228.5	275.8	1.207
Eje	Carga sísmica	257.9	275.8	1.07
Disco	Carga de trabajo	37.63	110.316	2.932
Disco	Carga sísmica	38.5	110.316	2.865

Tanto para carga de trabajo como para carga sísmica se puede ver que los esfuerzos en el eje y disco están bajo los admisibles según el código ASME[3], por lo que estos elementos serían capaces de operar durante un sismo sin sufrir deformaciones permanentes, manteniendo la integridad física de la válvula.

Tabla 4.9: Presión de contacto y torque requerido en los bujes.

Condición	Carga de trabajo	Carga sísmica
Presión de contacto máxima [Mpa]	676	678.4
Fuerza de contacto [N]	795476.3	1207459
Torque requerido [Nm]	4419.66	6708.64
Torque máximo actuador [Nm]	8118	8118
Factor de seguridad	1.837	1.210
Torque resorte de retorno [Nm]	10208	10208
Factor de seguridad	2.309	1.521

Los torques requeridos están bajo el torque entregado por el actuador, por lo que la válvula sería capaz de operar durante un sismo sin producir atoramientos en el eje. En caso de corte del suministro eléctrico o de aire comprimido el torque entregado por el resorte de retorno es aun mayor, por lo que los factores de seguridad de aumentan para ese caso.

Respecto a las condiciones de operación descritas en la sección 2.5 se puede decir lo siguiente:

1. Al montar la válvula cerrada y luego levantar la presión y temperatura se tendrá un esfuerzo bajo el admisible en el sello, disco, eje y bujes. Al abrir la válvula en esta condición simplemente se relajan los esfuerzos al no haber carga sobre el disco ni interferencia entre sello y disco (el sello vuelve a su condición de reposo). Al cerrar nuevamente la válvula los esfuerzos vuelven a su condición inicial, es decir, bajo los esfuerzos admisibles. Luego al enfriar la válvula se obtiene un aumento de los esfuerzos en el sello, debido a su contracción, pero estos se mantienen bajo el límite admisible como se puede ver en la tabla 4.7.
2. Al montar la válvula abierta y luego levantar la presión y temperatura el sello se encuentra en condición de reposo y la presión no genera una fuerza sobre el disco ni el sello (ni en los bujes por lo tanto). Luego al cerrar se obtienen los esfuerzos de alta temperatura en

el sello, bujes, disco y eje; los cuales se encuentran bajo los esfuerzos admisibles. Al abrir nuevamente la válvula los esfuerzos se relajan al no haber carga sobre el disco ni interferencia entre sello y disco, y finalmente al enfriar y cerrar se obtienen los esfuerzos para la válvula en condición de temperatura ambiente, los cuales están bajo los límites admisibles.

Resumiendo, se puede decir que la válvula admitiría ambas condiciones de operación manteniendo su integridad estructural y operabilidad.

Capítulo 5

Metodología Propuesta

A continuación se detallan los pasos del objetivo central del presente trabajo, es decir, el desarrollo de una metodología para diseñar y calificar grandes válvulas de mariposa, que considere esfuerzos en el cierre, estanqueidad y trabamiento del eje.

5.1. Obtención de deformaciones y esfuerzos de trabajo

Corresponde al paso previo a la calificación sísmica de la válvula, incorporando las cargas normales de trabajo de esta (presión, peso propio, torque en el eje y temperatura) y comprobando su correcta operación ante estas condiciones.

5.1.1. Modelo 3D

Realizar un dibujo tridimensional de la válvula y su actuador con alguno de los múltiples software existentes en el mercado (elegir alguno que tenga buena compatibilidad para exportar la geometría a un software FEM), el modelo realizado debe incorporar todas las piezas y mecanismos de la válvula, y debe ser capaz de simular el movimiento de las piezas de esta (es decir, el giro del disco y eje de la válvula respecto al cuerpo de la misma)

5.1.2. Información sobre materiales de fabricación

Obtener los valores de las principales propiedades físicas, mecánicas y térmicas de los materiales empleados en la construcción de la válvula. Las propiedades de interés son: la densidad, el límite elástico, el módulo de elasticidad, el módulo de Poisson y el coeficiente de expansión térmica.

5.1.3. Simulación cinemática

Simular el giro del disco con el fin de evaluar preliminarmente (de forma visual) el mecanismo de sellado, analizar las interferencias producidas entre el disco y el elemento de sellado y concluir si la interferencia entre estos elementos es correcta o excesiva, el sello debe apoyarse de forma suave y continua sobre la superficie de sellado. En caso de interferencia excesiva se debe rediseñar el mecanismo de sellado, muchas veces esto implica una iteración en el diseño.

Obtener de forma aproximada un ángulo ϕ , entre el disco y el cuerpo de la válvula, para el cual se considera que se tiene un sellado correcto.

5.1.4. Exportación a software de elementos finitos

Exportar la geometría realizada a un software FEM con capacidad para calcular presiones de contacto entre elementos. Comprobar que todas las piezas puedan ser malladas correctamente por el software elegido.

5.1.5. Esfuerzos y deformaciones en el sello

Realizar un modelo que permita simular los esfuerzos y presiones de contacto entre el elemento de sellado y el disco. Las condiciones de borde empleadas pueden variar dependiendo del modelo específico de válvula escogida, lo importante es simular correctamente el contacto entre el elemento de sellado y la superficie de sellado (estos elementos puede estar indistintamente en el cuerpo de la válvula o en el disco). Analizar los siguientes puntos:

Esfuerzo máximo en el sello

Se debe comprobar que el sello no se deformara permanentemente, en base al esfuerzo máximo obtenido en este elemento y el límite elástico del material.

Presión de contacto

Se debe comprobar una correcta distribución de la presión de contacto a lo largo de todo el sello, es decir la formación de una línea de sellado ininterrumpida entre la superficie de sellado y el sello, de esta forma se garantiza la estanqueidad de la válvula. Además verificar que la presión de contacto máxima este por debajo del valor límite que produce desgaste por adhesión entre el par de materiales empleado.

Sensibilidad respecto a angulo de giro

Los valores de presión de contacto y esfuerzo máximo en el sello deben ser obtenidos para un intervalo entorno al angulo ϕ , a modo de comprobar la capacidad de la válvula para admitir pequeños cambios en este angulo sin generar grandes cambios en el esfuerzo máximo y presión de sellado.

Incorporación de dilataciones térmicas

En el caso de válvulas que trabajen a alta temperatura se deben considerar los efectos de las dilataciones térmicas, estas pueden ser calculadas mediante el método de elementos finitos (en caso que el programa elegido admita tal calculo) o mediante teoría clásica de expansión termal (lo cual podría resultar complejo dependiendo de la geometría del disco y sello). En ambos casos se deben realizar los cálculos anteriormente descritos para las deformaciones y esfuerzos en el sello, pero sobre la nueva geometría expandida térmicamente. Se debe considerar también el efecto de la temperatura sobre las propiedades mecánicas, cuyos valores suelen disminuir a temperaturas elevadas (limite elástico, modulo de Young y modulo de Poisson).

5.1.6. Esfuerzos y deformaciones en el eje, disco y bujes

Realizar un modelo que permita calcular las deformaciones en el eje, disco y bujes, y la presión de contacto en los bujes. Aplicar como carga la presión de trabajo al disco y el posible momento generado por el peso del actuador de la válvula. Analizar los siguientes puntos:

Esfuerzos máximos

Comprobar que los esfuerzos máximos estén bajo el limite elástico de los materiales empleados y concluir respecto a la integridad física de los elementos.

Presión de contacto

Integrar el campo de presiones de contacto obtenido sobre la superficie de contacto, utilizar la ecuación 4.1 para calcular el torque requerido para rotar la válvula. Concluir respecto de la posibilidad de atoramiento en base al torque generado por el actuador.

5.2. Obtención de deformaciones y esfuerzos sísmicos

Una vez comprobada la operabilidad de la válvula ante cargas de trabajo, se procede a realizar el análisis sísmico de esta.

5.2.1. Modos naturales de oscilación

Determinar los primeros 6 modos naturales de oscilación de la válvula, en general se puede considerar que las caras de la válvula están rígidamente fijas a la línea de piping y que esta se encuentra fija rígidamente al suelo.

Si la frecuencia natural de oscilación más baja se encuentra sobre los 33 Hz se pueden calcular las deformaciones sísmicas de la válvula siguiendo los procedimientos “Elástico-Estáticos” detallados en el capítulo 5.3 de la norma NCh2369.Of2003.

Si la frecuencia natural de oscilación más baja se encuentra bajo los 33 Hz se debe realizar un análisis “Elástico-Dinámico”, cuyos pasos se detallan a continuación.

5.2.2. Análisis de respuesta de frecuencia

Corresponde a la excitación armónica de la válvula mediante una aceleración a una frecuencia determinada, se debe realizar un barrido paramétrico de la frecuencia para cubrir todo el rango de interés (1 a 33 Hz). El software utilizado debe incorporar capacidades de análisis transiente (respuesta dinámica) o de respuesta modal.

Determinación de los parámetros de vibración

Determinar la zona sísmica, tipo de suelo y coeficiente de importancia relativa según el lugar en el cual la válvula será instalada. Utilizar la ecuación 4.2 y el procedimiento descrito en la sección 4.7.1 para determinar el espectro de aceleraciones horizontales a utilizar. Respecto a las aceleraciones verticales estas deben considerarse como $2/3$ de las horizontales.

Determinación de los parámetros de amortiguamiento

Se recomienda utilizar amortiguamiento proporcional o de “Rayleigh”, debido a que su implementación está ampliamente difundida en los software de elementos finitos disponibles en el mercado. Los parámetros de amortiguamiento pueden determinarse mediante las ecuaciones 4.5 y 4.6, con una razón de amortiguamiento del 2%. Utilizar como rango de frecuencias el dado por la mínima y máxima frecuencia natural de oscilación que se encuentren bajo los 33 Hz.

Se pueden utilizar otros modelos de amortiguamiento, siempre que sean aptos para representar amortiguamiento viscoso y una razón de amortiguamiento del 2 %.

Análisis de resultados

Los resultados de interés son la máxima deflexión del eje y el máximo desplazamiento del borde del disco.

Incorporar la deformación del eje como condición de borde al modelo descrito en la sección 5.1.6, analizar nuevamente el esfuerzo máximo en el sistema y la presión de contacto, concluir respecto a la integridad física y operabilidad del sistema.

Comprobar si el máximo desplazamiento del borde del disco puede ser absorbido por la deformación elástica del sello, concluir respecto a la estanqueidad de la válvula.

5.3. Conclusión

Comparar los valores máximos de los esfuerzos obtenidos con valores máximos admisibles presentados en algún código adecuado como ASME BPVC. Comparar el torque requerido para operar el eje con el torque suministrado por el actuador. Concluir respecto a la integridad física y operabilidad de la válvula en base a los resultados obtenidos para los esfuerzos y presiones de contacto en el sello, bujes, disco y eje.

Capítulo 6

Conclusiones

Las conclusiones pueden separarse en base a los diferentes objetivos planteados: según la metodología desarrollada y según los resultados obtenidos.

Según la metodología desarrollada:

- Se desarrolló una metodología de calificación de grandes válvulas de mariposa, basada en la utilización del método de elementos finitos, que incorpora cargas de trabajo (presión de trabajo, peso propio, temperatura y torque en el eje) y cargas sísmicas (según la zona sísmica correspondiente).
- Se implementaron los procedimientos de la norma ASME QME-1-2007, desarrollándolos con mayor detalle, complementándolos y adaptándolos al caso de la sismicidad nacional. El procedimiento empleado implica la generación de un modelo en tridimensional detallado de la válvula.
- La metodología desarrollada permite analizar las deformaciones y esfuerzos durante el cierre y apertura, la estanqueidad y la posibilidad de trabamiento en el eje.

Según los resultados obtenidos:

- Se calcularon las deformaciones de trabajo y sísmicas de una válvula de mariposa de 36" .
- Se simuló la cinemática de la operación del sistema de sellado de válvula, detectándose interferencias excesivas entre el disco y el sello, se rediseñó el perfil del disco con el fin de disminuir esta interferencia excesiva.

- Se analizó la incidencia de estas deformaciones en la operación de la válvula, con énfasis en aquellas deformaciones que afectan el accionar de la válvula (giro del eje) y su estanqueidad (sistema de sellado).
- Las deformaciones inducidas en el sello (por el disco), tanto a temperatura ambiente como a 400°C, producen esfuerzos que están bajo el máximo admisible para el material de este elemento.
- La presión y temperatura de trabajo genera esfuerzos en el eje y disco de la válvula, los cuales se encuentran por debajo del máximo admisible para correspondientes materiales.
- La presión de contacto generada en los bujes (debido a solicitaciones de trabajo y sísmicas), genera una fuerza de roce entre el buje y el eje, la cual puede ser vencida por el torque generado por el actuador, permitiendo la apertura y cierre de la válvula sin atoramiento del eje.
- Se concluyó que la válvula analizada puede operar correctamente durante un sismo sin sufrir deformaciones permanentes, por lo que esta quedaría calificada sísmicamente según la metodología desarrollada en el presente trabajo.

Capítulo 7

Bibliografía

- [1] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook*. Séptima edición. 2000.
- [2] The American Society of Mechanical Engineers. *ASME code QME-1-2007: Qualification of Active Mechanical Equipment Used in Nuclear Power Plants*. 2007.
- [3] The American Society of Mechanical Engineers. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. 2000.
- [4] ASM International *ASM Specialty Handbook: Nickel, Cobalt, and Their Alloys*. Primera edición. 2000.
- [5] ASM International *ASM Handbook Volume 18: Friction, Lubrication and Wear Technology*. Primera edición. 1992.
- [6] Instituto Nacional de Normalizacion (INN). *NCh2369.Of2003: Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales*. 2003.
- [7] Kenneth H.Huebner, Earl A. Thornton. *The Finite Element Method for Engineers*. Segunda edición. 1982.
- [8] Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, Robert J. Witt. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. Cuarta edición. 2002.
- [9] Catálogo Válvulas Industriales S.A.: <http://www.valvulasindustriales.com/product.php?categoryID=93>
- [10] Catálogo Válvulas Chile S.A.: http://www.valvulaschile.cl/index.php?option=com_content&task=view&id=3&Itemid=3
- [11] Catálogo METSO: <http://flow-control.globalspec.com/datasheets/855/Metso>

- [12] Catálogo RTS Brasil: http://www.rtsvalvulas.com.br/eng/catalogo/Figure800_English.pdf
- [13] Catalogo AK Steel: http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/precipitation/17-4_PH_Data_Bulletin.pdf
- [14] Catalogo High Temp Metals: <http://www.hightempmetals.com/techdata/hitemp17-4PHdata.php>
- [15] Catalogo ROTORK: <http://www.rotork.com/document/index/document/masterID/67/>
- [16] Manual de uso e instalación ROTORK: <http://www.rotork.com/document/index/document/masterID/70/>