

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE QUITO**

**CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CÓDIGO ASME, SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 Y  
EL CÓDIGO CECT PARA TUBERÍAS A PRESIÓN EN PROYECTOS  
HIDROELÉCTRICOS.**

**AUTOR:**

**HENRRY PAUL TORRES TIPAN**

**TUTOR:**

**LUIS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN**

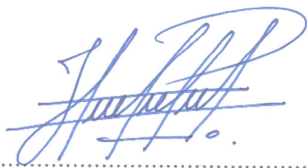
**Quito, agosto de 2016**

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE  
USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, TORRES TIPAN HENRRY PAUL con documento de identificación N° 171785310-3, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CÓDIGO ASME, SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 Y EL CÓDIGO CECT PARA TUBERÍAS A PRESIÓN EN PROYECTOS HIDROELÉCTRICOS, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, agosto de 2016



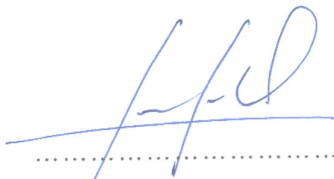
Henry Paúl Torres Tipán

1717853103

## DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el artículo académico, ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CÓDIGO ASME, SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 Y EL CÓDIGO CECT PARA TUBERÍAS A PRESIÓN EN PROYECTOS HIDROELÉCTRICOS realizado por Henry Paúl Torres Tipán, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, agosto de 2016



.....  
Ing. Luis Christian Juiña Quilachamín

1713704508

## **DEDICATORIA**

Dedico este presente trabajo a mis padres por su incondicional apoyo durante esta ardua carrera, por jamás perder la fe en mí y siempre brindarme su amor sincero. Así como también a mis hermanos, gracias por su apoyo.

En especial quiero dedicarle esta meta cumplida a mi esposa Josselyn por su infinito amor, por estar conmigo en los buenos momentos y compartir aún más los malos, por ser mi fortaleza en los momentos de desesperación, por su motivación y coraje para la culminación de este trabajo, por siempre creer en mí. A mi hija Domenica, la luz de mis ojos, mi más profunda inspiración y claro ejemplo de la pureza de la vida.

A todos ustedes gracias.

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana, pero sobre todo a tan maravillosa carrera como lo es la Ingeniería Mecánica, por formar parte de mi crecimiento personal y profesional a través de la impartición de sus enseñanzas y aprendizajes.

A cada uno de los docentes que durante este largo camino contribuyeron en mi crecimiento con sus conocimientos, su sabiduría, sus experiencias en el campo profesional siempre con el ánimo y la convicción de hacer de cada uno de nosotros personas y profesionales de bien con ganas de hacer una sociedad mejor.

Al Ing. Luis Juiña, por su paciencia y acertada dirección en este trabajo, y por el aliento para la culminación del mismo.

Un profundo agradecimiento al Ing. Carlos Iván Morales por la oportunidad brindada, su asesoría incondicional y por creer en mí.

**PAÚL**

## Índice general

Resumen .....	VIII
Abstract.....	IX
1. Introducción .....	1
2. Materiales y métodos .....	7
2.1. Presión interna de diseño .....	8
2.2. Radio interno.....	9
2.3. Máximo esfuerzo admisible del material.....	9
2.4. Eficiencia de las juntas de soldadura .....	12
2.5. Consideraciones adicionales .....	14
2.5.1 Espesor mínimo.....	14
2.5.2 Espesor por corrosión.....	14
2.5.3 Cargas excepcionales .....	15
2.5.4 Prueba hidrostática .....	15
2.5.5 Verificación de esfuerzos.....	16
3. Resultados y discusión. ....	19
3.1. Consideraciones previas.....	19
3.2. Resultados.....	20
4. Conclusiones. ....	28
5. Referencias.....	30
6. Anexos.....	33
6.1. Licencia Autodesk Simulation Mechanical – versión estudiantil.....	33

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> Publicaciones ASME.....	3
<b>Tabla 2.</b> Acero ASTM A537 Clase 1 .....	9
<b>Tabla 3.</b> Factores de dimensionamiento .....	11
<b>Tabla 4.</b> Categorización del material.....	13
<b>Tabla 5.</b> Factores de seguridad .....	20
<b>Tabla 6.</b> Máximos esfuerzos admisibles.....	21
<b>Tabla 7.</b> Espesores requeridos .....	21
<b>Tabla 8.</b> Verificación de esfuerzos .....	23
<b>Tabla 9.</b> Verificación de esfuerzos definitivos .....	26
<b>Tabla 10.</b> Verificación de esfuerzos a presión de prueba hidrostática .....	27

## Índice de figuras

<b>Figura 1.</b> Cuerpo sólido y cuerpo con elementos finitos.....	4
<b>Figura 2.</b> Deformaciones en mm .....	6
<b>Figura 3.</b> Cilindro de pared delgada .....	7
<b>Figura 4.</b> Gradiente de presión .....	8
<b>Figura 5.</b> Tipos de juntas soldadas .....	12
<b>Figura 6.</b> Material deformado por transporte .....	14
<b>Figura 7.</b> Esfuerzos de Von Mises.....	17
<b>Figura 8.</b> Relación porcentual .....	21
<b>Figura 9.</b> Propiedades mecánicas .....	22
<b>Figura 10.</b> Restricciones fijas .....	22
<b>Figura 11.</b> Asignación de cargas .....	23
<b>Figura 12.</b> Esfuerzos de Von Mises de ASME (izquierda) y CECT (derecha).....	24
<b>Figura 13.</b> Factores de seguridad de ASME (izquierda) y CECT (derecha).....	24
<b>Figura 14.</b> Esfuerzos de Von Mises de ASME (izquierda) y CECT (derecha) corregidos. ...	25
<b>Figura 15.</b> Factor de seguridad de ASME (izquierda) y CECT (derecha) corregidos. ....	26

## **Resumen**

En el presente trabajo se realizó un análisis comparativo entre dos de los códigos internacionales más relevantes usados en nuestro medio para el diseño de tuberías a presión en proyectos hidroeléctricos como lo son el código ASME y el código CECT. Para el cual se definió los criterios de diseño propuestos por cada código, así como también las consideraciones adicionales a tomarse en cuenta para un factible diseño.

Bajo condiciones reales de diseño para un proyecto hidroeléctrico se determinaron los espesores requeridos para cada código verificándose así los esfuerzos generados en la tubería tales como: esfuerzos circunferencial, longitudinal y equivalente, adicionalmente, se verificó el esfuerzo de Von Mises a través del desarrollo de modelos computacionales bajo el método de elementos finitos en el software Simulation Mechanical.

Por último, establecidos los espesores de diseño después del análisis de elementos finitos, se verificó nuevamente los esfuerzos generados no solo para la presión de diseño, sino que también para la presión de prueba hidrostática asegurando que estos esfuerzos sean menores que los máximos esfuerzos admisibles del material determinados para cada código.

**Palabras claves:** código ASME, código CECT, tubería a presión, espesor, esfuerzos, esfuerzo de Von Mises.



## **Abstract**

In this paper was made a comparative analysis between two of the most relevant international codes that are been used in the medium for the design of penstocks in hydroelectric projects, these codes are ASME code and CECT code. For each code was defined the design proposed, as well as additional considerations taken into account for a workable design.

Under real condition of the design for a hydroelectric project were determined the thicknesses required for each code and verifying the stresses generated in the penstocks such as: circumferential, longitudinal and equivalent stresses, additionally, the Von Mises stress was verified through computer models that was developed under the finite element method in the Simulation Mechanical software.

Finally, once have been established the thicknesses of design after the finite element analysis, it was again verified the stresses generated not only for the design pressure, but also for the hydrostatic test pressure ensuring that these stresses are more less than the maximum allowable stresses material determined for each code.

**Keywords:** ASME code, CECT code, penstocks, thickness, stress, Von Mises stress.

## **1. Introducción**

Según las modificaciones en el PLAN MAESTRO DE ELECTRIFICACIÓN 2013 - 2022 (2013), Ecuador registrará un aumento en la demanda de electricidad para el año 2017 que puede llegar a una tasa de crecimiento medio del 21.3 % de su consumo actual (Líderes, 2013).

Para mitigar esta deficiencia energética el gobierno central se fijó como objetivo principal crear múltiples proyectos hidroeléctricos que no sólo satisfagan la necesidad de consumo de energía eléctrica a nivel nacional, sino que también conviertan al Ecuador en un país exportador de energía, rompiendo el esquema de país dependiente de recursos generados por la explotación del petróleo, y para ello el Estado Ecuatoriano desde el año 2007 ha puesto en marcha el cambio de ‘La Matriz Energética’ adoptando políticas públicas en lo que respecta al sector eléctrico con lo que impulsa la construcción de varios proyectos hidroeléctricos, dentro de los cuales son 8 los considerados emblemáticos o Mega construcciones, denominados así por su capacidad energética que aportan al Sistema Nacional Interconectado que será aproximadamente 2.822 MW que corresponden casi al doble de la demanda actual de electricidad en el país.

La creación de estos megaproyectos involucra un despliegue de enormes estudios técnicos ingenieriles, que van desde la factibilidad del proyecto hasta su rentabilidad a corto y largo plazo, pasando por un meticuloso proceso de estudio de diseño de cada uno de los elementos que conformarán la central hidroeléctrica.

Si bien es cierto todos los elementos que componen este tipo de obras son de gran relevancia y cumplen un rol importante en su funcionamiento dentro de una central hidroeléctrica, ésta investigación se enfoca en el cálculo del espesor de la tubería a presión, la cual sí no se adoptan métodos de cálculo específicos puede carecer de sólidas bases técnicas, lo que obliga al profesional a buscar criterios de diseño internacionales debido a que en el país no se dispone de un manual o código para el cálculo de este tipo de tuberías a presión.

Sin duda alguna hay varios códigos internacionales para el diseño de este tipo de tuberías, sin embargo ¿qué código proporciona los criterios adecuados para el diseño factible y eficiente de la tubería cumpliendo con todos los estándares de calidad, así como de seguridad? en éste trabajo se tratará los criterios de cálculo de dos de los códigos más usados en el país como lo son: American Society of Mechanical Engineers-ASME, Sección VIII, división 1 (reglas para

la construcción de recipientes a presión) y Comité Européen de la Chauderonnreie et de la Tolerie -CECT (Design, Manufacture and Erection of Steel Penstocks of Welded Construction for Hydro Electric Installations).

De acuerdo con Lezama (2014, pág. 4) el código ASME nace a causa de múltiples catástrofes producidos por diseños defectuosos en calderas de la época con la finalidad de salvaguardar la vida de los trabajadores de las cercanías.

No fue sino en 1880 cuando ASME se fundó, en la cual estuvieron inmersos grandes personalidades de la época como lo fueron: George Westinghouse, Robert H. Thurston, Willis H. Carrier y Thomas Edison y otros (Skemp, 2003, pág. 28).

Desde entonces la tarea principal de esta entidad ha sido desarrollar normas para estandarizar el diseño de calderas y recipientes a presión, y es en el año de 1915 donde ASME supera su primer gran hito y publica su primer código: Bolier & Pressure Vessel Code (Reglas para la construcción de calderas estacionarias y para las presiones permisibles de trabajo). Este primer código se conoció como la Edición 1914, y desde la fecha éste ha estado en constantes revisiones e incluso se publicaron códigos acordes a nuevas necesidades como se describe en la tabla 1 (Rodríguez Lezama, 2014, págs. 5-6).

Desde su primera edición del código ASME, Sección VIII, División 1 en 1968 ha pasado por innumerables correcciones y verificaciones constantes teniendo así la edición del 1 de julio del 2013 en New York su última publicación actualizada.

Acorde con ASME (2013, pág. 6), en esta última revisión el código proporciona información sobre los requisitos para el diseño, fabricación, pruebas y certificaciones de recipientes sometidos a presión ya sean interna o externa superiores a los 0.103 [MPa] (15 psi), así como los materiales utilizados para estas aplicaciones específicas lo que lo hace idóneo para el cálculo de espesor de una tubería a presión en proyectos hidroeléctricos, debido a las altas presiones que se generan por los saltos hidráulicos.

**Tabla 1.** Publicaciones ASME

<b>Año</b>	<b>Código</b>
1914	Sección I Calderas de Potencia.
1923	Sección IV Calderas para Calentamiento de Agua.
1924	Sección II Especificaciones de Materiales.
1928	Sección VIII Recipientes A Presión no sometidos a Fuego Directo.
1937	Sección IX Calificaciones de Soldadura.
1965	Sección III Componentes de Plantas Nucleares.
1968	Sección VIII Div. 1 Código para Recipientes a Presión.
1968	Sección VIII Div. 2 Reglas Alternativas para Recipientes a Presión.
1969	Sección X Recipientes a Presión de Plástico con Fibra Reforzada.
1971	Sección V Ensayos No Destructivos.
1974	Sección IX Se incluyen las calificaciones para soldadura por Brazing.
1997	Sección VII Div. 3 Reglas Alternativas para Recipientes a Alta Presión. Sección III Div. 3 Sistemas de Contención y Empacado para Transporte de
1998	Combustible Nuclear Desgastado y Desechos con Alto Nivel de Radioactividad (Rodríguez Lezama, 2014).

**Nota:** Se muestran los distintos códigos de ASME y sus años de publicación  
**Adaptado de:** Lezama (2014).

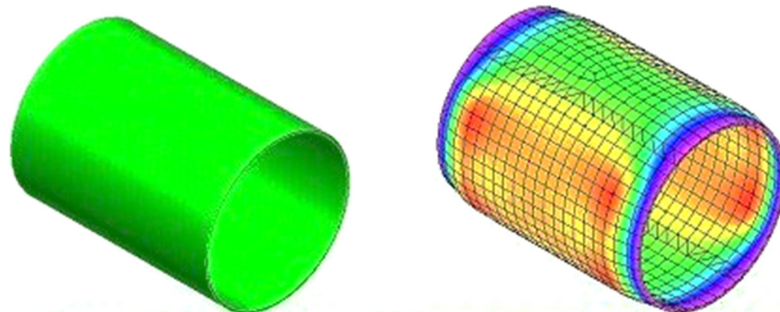
Otro de los códigos es CECT que para muchos no es conocido, sin embargo, dentro del dimensionamiento de tuberías a presión para proyectos hidroeléctricos es una de las opciones de preferencia debido a sus criterios de diseño.

Su publicación fue realizada en 1979 existiendo una revisión en 1984 y desde ese entonces se ha mantenido su contenido; no obstante, debido al incremento de aplicaciones industriales la Syndicat de la Chaudronnerie, Tuyauterie & Maintenance Industrielle (SNCT), por medio de su división Code de Construction des Tuyauteries Industrielles (CODETI) deciden desarrollar un nuevo código para el diseño y fabricación de tuberías a presión que, no es más que la nueva versión del CECT publicado en 1979. Esta actualización se compone de 3 divisiones. División 1 (tuberías industriales), división 2 (tuberías de conducción) y división 3 (tuberías forzadas) que no es más que la aplicación de las divisiones 1 y 2 a requerimientos de instalaciones hidroeléctricas (AFIAP, 2014).

Hoy en día, para la solución de problemas de diseño es bastante usual incorporar dentro de sus procesos el método de elementos finitos (MEF), ya que se ha convertido en una eficaz herramienta dentro del área de la ingeniería. Sus aplicaciones son innumerables, sin embargo, tiene una fuerte concentración en el análisis estructural en vista de que posibilita tener una solución aproximada del diseño o caso en estudio; de la misma manera permite determinar los esfuerzos y deformaciones a las que está sometido mediante cargas aplicadas.

Para aclarar la idea sobre el método de elementos finitos Pezzotti & Antico (2008, págs. 3-4) sostienen que el método aplicado a un modelo espacial consiste en subdividir al cuerpo en partes más pequeñas que toman el nombre de “elementos”; los cuales tienen puntos en común denominados “nodos” y a partir de los desplazamientos que generan éstos puntos es donde se encuentra la solución del sistema y proporcionan los esfuerzos y deformaciones del cuerpo analizado.

En la figura 1 se muestra de forma gráfica la aplicación del método de elementos finitos.



**Figura 1.** Cuerpo sólido y cuerpo con elementos finitos.

**Nota:** Se muestra un cuerpo antes y después del aplicar el método de elementos finitos.

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

Pese a que cada vez es más frecuente el uso de este método en la solución de problemas de ingeniería por sus utilidades, el método tuvo ya sus inicios en la edad antigua, como lo describe Carnicero (pág. 3) estos primeros cálculos se dieron con Arquímedes para encontrar el volumen de cuerpos sólidos, también los egipcios en sus pirámides y en Oriente para el calcular el valor de Pi.

En los últimos años el método de elementos finitos ha sumado un invaluable aliado para su ampliación y desarrollo en forma masiva, y ha sido el avance y desarrollo tecnológico de la

computadora el que ha permitido desarrollar softwares de gran capacidad para el análisis estructural aplicando el MEF; dando paso a que la investigación tenga un rol importante en la actualidad. Uno de estos softwares fue ALGOR el cual reforzó el conocimiento de MEF (Pérez Mitre, 2004, pág. 29).

En sus inicios ALGOR Corporation se dedicó al desarrollo de softwares para el análisis de piezas mecánicas con el método de elementos finitos y fue tal su éxito que años más tarde fue adquirida por Autodesk, así lo publico en su blog informativo en el que comunico a sus usuarios que se firmó el acuerdo para la adquisición de ALGOR (Autodesk, 2008).

Actualmente a este software se lo conoce como Autodesk Simulation Mechanical (2016), que ha integrado dentro de sus funciones no solo plantillas para al análisis estructural, sino que también plantillas para el análisis de flujo de fluidos, análisis térmicos mediante modelos tridimensionales.

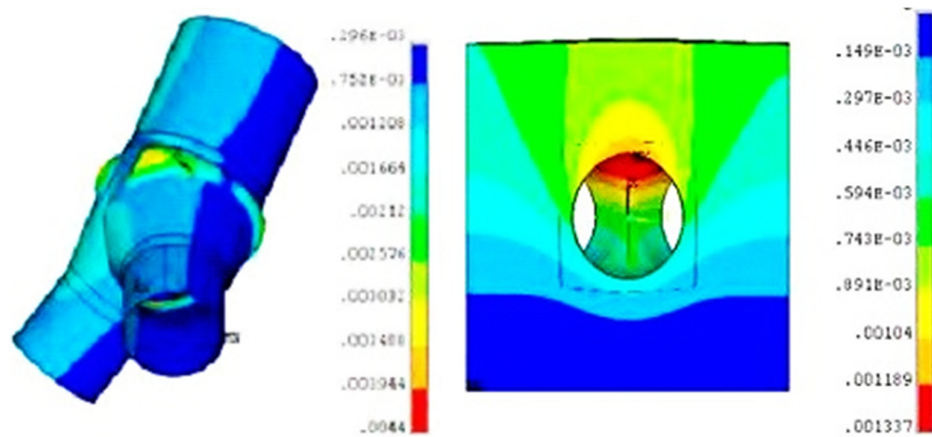
Ha sido tal el impacto de estas aplicaciones que no solo permiten el análisis de nuevos diseños, sino que también van enfocadas a realizar análisis de diseños que en su momento no contaron con esta herramienta y poder predecir su comportamiento estructural. Así se tiene el caso de: Finite Element Analysis for Steel Bifurcation Pipe of Zhanghewan Pumped Storage Power Station (publicación de Atlantis Press). Donde el bifurcador de la tubería de presión junto con su apoyo de hormigón armado fueron sometidos a un análisis mediante MEF (Keding & Yang, 2014, pág. 1230).

Para éste análisis se partió de las condiciones de diseño, geometría, y así mismo de las propiedades mecánicas de los materiales de los elementos de análisis.

Luego de haber hecho el análisis de los casos propuestos para este diseño específico se concluyó que el diseño del bifurcador cumplía con todas las condiciones; que los esfuerzos producidos eran menores que el esfuerzo de fluencia del material y que el apoyo de hormigón absorbía los esfuerzos producidos por el bifurcador, de la misma forma se pueden observar las deformaciones de estos elementos como se muestran en la figura 2 (Keding & Yang, 2014, pág. 1230).

Cabe recalcar que el método de elementos finitos es un método numérico matemático y que la solución que presenta es una aproximación a la solución real y por ende está sometida a una

apreciación de error, la cual queda a criterio del analista despreciarla o no para fines de sus cálculos.



**Figura 2.** Deformaciones en mm

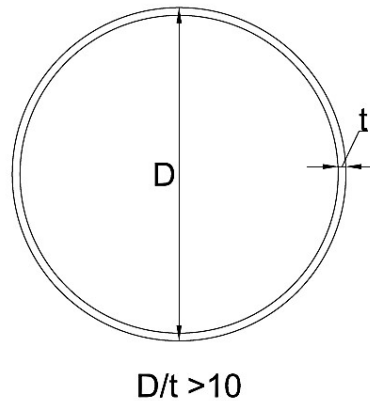
**Nota:** Deformaciones en mm del bifurcador y del apoyo de hormigón después del análisis de elementos finitos.

**Adaptado de:** Keding & Yang (2014, pág. 1228)

Finalmente, para realizar un análisis comparativo de los códigos, éstos se someten al cálculo del espesor de una tubería de presión considerando condiciones reales de un proyecto hidroeléctrico y determinando así cuál de éstos códigos permite desarrollar un diseño factible dentro de los requerimientos propios de un proyecto hidroeléctrico. Además, sus resultados son analizados mediante modelos computacionales con el método de elementos finitos para verificar los esfuerzos, estados tensionales y deformaciones unitarias y así, tener un comportamiento aproximado del mismo.

## 2. Materiales y métodos

Las tuberías a presión de proyectos hidroeléctricos por sus características geométricas y prestaciones se consideran como recipientes cilíndricos de pared delgada ya que la relación entre su diámetro externo y espesor siempre tendrá un valor mayor a 10 (Rodríguez Lezama, 2014, pág. 13).



**Figura 3.** Cilindro de pared delgada

**Nota:** Definición de cilindros de pared delgada.

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

En ésta definición se basan los códigos ASME y CECT para calcular el espesor de una tubería a presión, tomando en cuenta que se producen esfuerzos circunferenciales y longitudinales al interior de la misma. Ambos códigos plantean sus ecuaciones para calcular el espesor de una tubería en base a esfuerzos circunferenciales ya que por lo general este esfuerzo es mayor que el esfuerzo longitudinal, teniendo así:

ASME (2013, pág. 18), en su sección UG-27 “espesor de los recipientes bajo presión interna”.

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} \quad (1)$$

CECT en su sección CODETI (2006, pág. 611).

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - P} \quad (2)$$

Donde:

P: presión interna de diseño [MPa].

R: radio interno [m].



t: espesor del recipiente [m].

S: máximo esfuerzo admisible del material [MPa].

E: eficiencia de las juntas de soldadura.

Como se observa estas ecuaciones son muy parecidas y no son más que una variación de la clásica ecuación de esfuerzos circunferenciales para recipientes cilíndricos de pared delgada (Gere, 2002, pág. 565).

$$t = \frac{P \cdot R}{S} \quad (3)$$

Sin embargo, cada código propone sus respectivos criterios de cálculo partiendo de las ecuaciones propuestas. A continuación, se describe cada término utilizado.

### 2.1. Presión interna de diseño

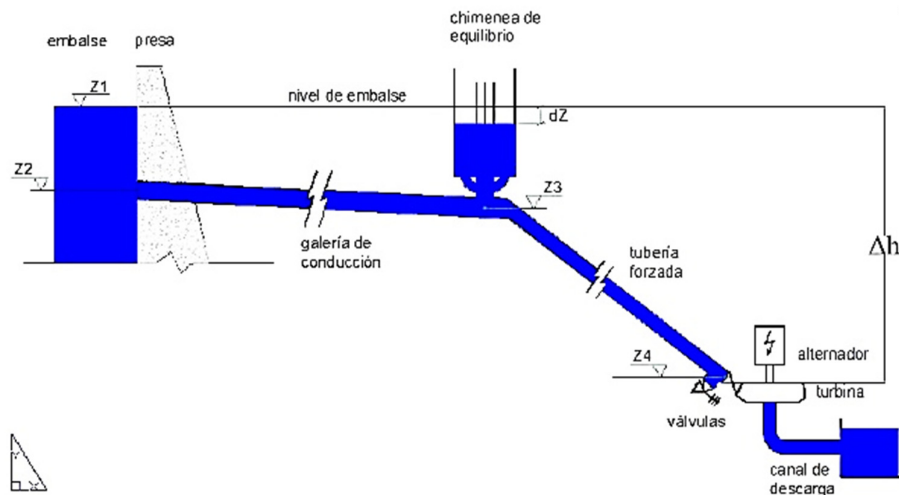
La presión interna de diseño para este tipo de tubería tanto para ASME como para CECT, está dada por la ecuación de la relación presión-elevación (Mott, 2006, pág. 57.).

$$P = \gamma \cdot \Delta h \quad (4)$$

Donde:

$\gamma$  : peso específico del agua. [N/m<sup>3</sup>]

$\Delta h$ : Altura de caída bruta [m], valor medido que corresponde al nivel máximo de operación aguas arriba del embalse hasta el nivel del eje de la turbina.



**Figura 4.** Gradiente de presión

**Nota:** Presión desarrollada por la diferencia de alturas entre el nivel máximo de operación del embalse y el eje de la turbina.

**Adaptado de:** Herrero (2015).

La presión generada por  $\Delta h$  se la considera como la máxima presión que producirá la caída de agua, sin embargo, no necesariamente el espesor generado por esta presión gobernará toda la tubería ya que aguas arriba de la turbina la presión irá decreciendo a razón de que  $\Delta h$  también lo haga.

## 2.2. Radio interno

Al igual que la presión, el radio interno de la tubería se define a partir de estudios previos a la aplicación de las ecuaciones de ASME y CECT. En este caso para determinar el radio de la tubería se aplica la ecuación de Bondshú descrita en Castillo Rodríguez (2010, pág. 55) en la cual se considera la altura de caída bruta del agua existente y el caudal con el que se diseña el proyecto hidroeléctrico.

$$2R = 1.27 \cdot \frac{Q^{0.4268}}{(1.3 \cdot \Delta h)^{0.1423}} \quad (5)$$

Donde:

Q: caudal de diseño [ $m^3/s$ ], determinado mediante los estudios hidrológicos y meteorológicos propios de la zona del proyecto realizado por varios años.

A diferencia de la presión y el espesor que irán en decrecimiento, el radio interno de la tubería se mantendrá constante a lo largo de toda su longitud.

## 2.3. Máximo esfuerzo admisible del material

Para efecto de comparación se utiliza el mismo material para la aplicación de ambos códigos. El material seleccionado es un acero en plancha ASTM A537 clase 1 cuyas propiedades se describen en la tabla 2.

**Tabla 2.** Acero ASTM A537 Clase 1

Clase	Esfuerzo de fluencia $S_y$ (MPa)	Esfuerzo de tensión $S_t$ (MPa)	Espesor $t$ (mm)
1	345	485	$\leq 65$
	310	450	$> 65 \leq 100$

**Nota:** Esfuerzos de fluencia y último del material a utilizarse.

**Adaptado de:** ASME, II Material Part A, Ferrous Material Specifications (2013, pág. 1002)

Para ASME el máximo esfuerzo admisible del material depende estrictamente de la temperatura de operación a la que estará expuesta la tubería; a diferencia de que este máximo esfuerzo admisible generalmente da como resultado al aplicar un factor de seguridad al diseño, teniendo así:

$$S = \frac{S_y}{F_s} \quad (6)$$

Donde:

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia. [MPa]

$F_s$ : factor de seguridad.

ASME estipula los máximos esfuerzos admisibles para cada uno de los materiales aceptados para el diseño de recipientes a presión. Así para un material ASTM A537 clase 1 el máximo esfuerzo admisible para distintos rangos de temperatura de operación se los encuentra en el código ASME II, Materials Part D, Properties (2013, pág. 24) donde se tiene un máximo esfuerzo admisible  $S = 138$  [MPa] para el material seleccionado correspondiente a una temperatura de operación entre  $-30$  a  $40$  °C, rango en el que se encuentra la temperatura de trabajo a la que estará expuesta la tubería a presión ( $15 - 22$  °C).

Para el caso de CECT el máximo esfuerzo admisible del material es determinado de forma tradicional; es decir aplicando un factor de dimensionamiento ( $C'$ ) o factor de seguridad al diseño para así obtener este máximo esfuerzo.

CECT no plantea un solo valor para el factor de dimensionamiento, si no que estipula varios valores dependiendo de las condiciones en las que se desarrollará el proyecto hidroeléctrico. Estas condiciones están íntimamente relacionadas con la disposición de la tubería tales como: si ésta estará expuesta a la intemperie, si estará instalada en un túnel de forma libre o si ésta estará confinada con el túnel y si es que existirán inyecciones de hormigón las cuales se destinarán a absorber parte de los esfuerzos producidos por la presión del agua y transmitirlos al túnel CECT (1984, pág. 24). Estos valores para el factor de dimensionamiento se pueden seleccionar de la tabla 3.

El factor de dimensionamiento seleccionando es  $C' = 1.7$  correspondiente a una tubería cilíndrica expuesta o libre en un túnel, con lo que al dividir el esfuerzo de fluencia del material

para este factor de dimensionamiento se obtiene un máximo esfuerzo admisible de  $S = 202.94$  [MPa].

**Tabla 3.** Factores de dimensionamiento

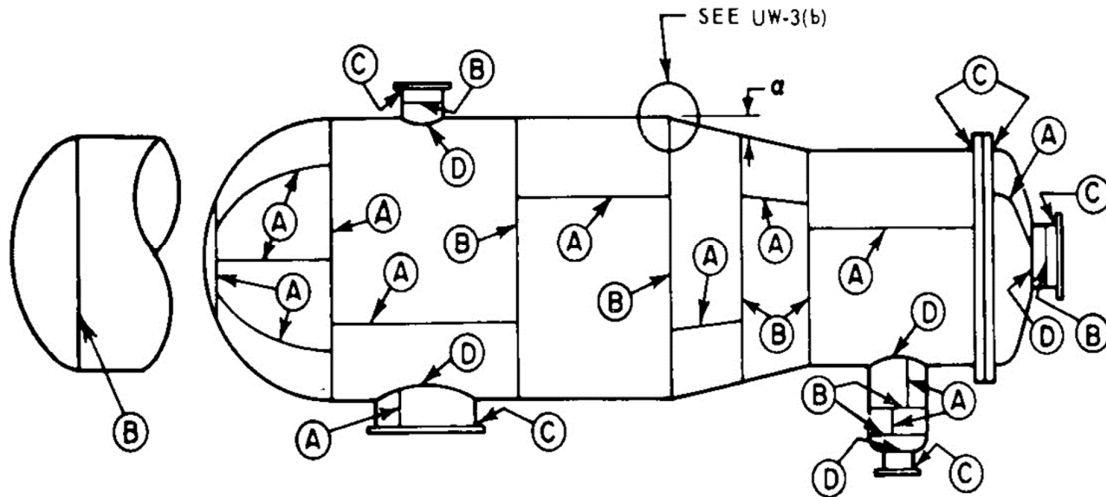
Loading case: (as per para. 2 of Annexure II)		Permanent forces		Intermittent forces		Exceptional or accidental forces						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Factors C': $\sigma_{perm.} = Re/C'$ Factors C'' $\rho_{critical} = C'' \cdot \rho_{max.}$		Cylindrical pipes	Distributors or special parts	Filling or Emptying	External overpressure (a)	Pressure test after erection	Concreting (b)	Grouting (b)	Whaterhammer effect due to a suddon cut-off of the flow	Penstock subjected to absolute vacuum (a)	Seism	Shop tests Transport
Penstock condition		full	full	half-full section	$P_{int} < P_{ext}$	full	empty	empty	full	total vacuum	full	full
Types of factors		.	.	.	..	.	.	..	.	..	.	.
Types of work		.	.	.	..	.	.	..	.	..	.	.
a: Exposed or free in tunnel		1.7	2	1.5	—	1.3	—	—	1.2	1.6	1.2	1.2
b: Buried		1.7	2	1.5	—	1.3	—	—	1.2	1.6	1.2	1.2
c: Buried and concreted		1.5	1.8	1.3	1.6	1.3	1.5	2	1.2	—	1.2	1.2
d: In concreted tunnel without collaboration of the rock		1.5	1.8	1.3	1.6	1.3	1.5	2	1	—	1	1.2
In concreted tunnel with collaboration of the rock	e: steel lining only considered	1.1	1.5	1	1.6	1	1.5	2	—	—	—	—
	f: plate + concrete + rock assembly	2	2.5	—	1.6	1.8	—	2	—	—	—	—

**Nota:** Se muestran los factores de dimensionamiento conforme al tipo de cargas y las condiciones de la tubería.  
**Adaptado de:** CECT (1984, pág. 24).

## 2.4.Eficiencia de las juntas de soldadura

La eficiencia de las juntas de soldadura puede considerarse como un factor adimensional de calidad de la soldadura realizada en la tubería, es decir el grado de confiabilidad de ellas y ésta depende esencialmente de los tipos de juntas y del grado de examinación de las mismas (León Estrada, 2001, pág. 3).

ASME (2013, págs. 114, 115), especifica en la sección UW-12 “JOIN EFFICIENCIES” los valores de los factores para la eficiencia de las juntas de soldadura realizadas mediante procesos por arco o gas; sin embargo, previo a la selección del factor de eficiencia se deben categorizar las juntas por su tipo.



**Figura 5.** Tipos de juntas soldadas

**Nota:** Se observan las distintas juntas soldadas existentes en un recipiente a presión.

**Adaptado de:** ASME (2013, pág. 111)

Donde las juntas:

Tipo A: juntas soldadas longitudinales y espirales.

Tipo B: juntas soldadas circunferenciales.

Tipo C: juntas soldadas con bridas.

Tipo D: juntas soldadas para las boquillas de conexión, ASME (2013, pág. 111).

Como se mencionó la eficiencia de la junta soldadura depende del tipo de junta y del grado de examinación de la misma teniéndose así una examinación completamente por radiografía y examinación por ultrasonido para los lugares que sean designados como inaccesibles o en los que la examinación por radiografía no sea posible.

Para el caso de CECT los factores de la eficiencia de las juntas soldadas se especifican en su anexo IV “TECHNICAL SPECIFICATION FOR WELDING”. Previamente a la selección del factor el material utilizado debe ser categorizado de acuerdo con los requerimientos de diseño conforme a la tabla 4.

El material utilizado ASTM A537 clase 1 satisface completamente los requerimientos de la tabla 4, para clasificarse como un material de clase 1.

Tanto para ASME como para CECT al seleccionarse un valor de  $E = 1.00$  que es el máximo valor que puede tomar, se plantea que las juntas de soldadura serán revisadas en su totalidad en la tubería así asegurando la calidad de los cordones ejecutados y seguridad del diseño.

**Tabla 4.** Categorización del material

		Class I	Class II	Class III
A.1	Steel processing (para. 2.2.)	Open hearth or electric furnace or equivalent (LD process....) (to be started by the steel producer)		The same as for Classes I and II or, according to the cases air-enriched blown steel (for 30 % O <sub>2</sub> )
A.2	Delivery condition (para. 2.3.)	Killed and normalized or treated (quenched and tempered)	The same or with controlled temperature at the end of rolling, then killed.	Normalized or with controlled temperature at the end of rolling, then killed or, possibly semi-killed
A.3	Chemical characteristics checked on melts (para. 2.4. and 4.1.)	Carbon, manganese, silicon, sulphur, phosphorus and any alloy elements.		Carbon, sulphur, phosphorus and possibly, silicon
A.4	Guaranteed mechanical characteristics (para. 2.4. and 4.1.)	4.1.1. Tension: yield point and tensile strength elongation 4.1.2. Bending 4.1.3. Impact test, possibly in the aged condition		4.1.1. Tension 4.1.2. Bending 4.1.3. Possibly, impact test (on special request)
A.5	Acceptance unit	Per sample (= plate)	Per plate as trolled or, for treated steels, per sample	Per lot, melt or fraction of melt
A.6	Ultrasonic examination (para. 4.1.4.)	Edges over 50 mm wide and screen pattern	Scanning inspection	No required

**Nota:** Se muestran los requerimientos para la clasificación del material utilizado.  
**Adaptado de:** CECT (1984, pág. 45).

## 2.5. Consideraciones adicionales

Adicionalmente a los criterios de cálculo que propone cada código, se establecen criterios adicionales que en su mayoría se definen como no mandatorios; es decir, que están sujetos a elección del diseñador a considerarlos y aplicarlos. Dentro de los cuales se tiene:

### 2.5.1 Espesor mínimo

Se establecerá un espesor mínimo para la tubería que corresponde al espesor por transporte y manejo, estará determinado según la ecuación de The Pacific Gas and Electric Company (ASCE, 1993, pág. 16).

$$t = \frac{D}{288} \quad (7)$$

Donde:

D: diámetro interior de la tubería [m].

Este espesor será el mínimo que puede adoptar la tubería para evitar deformaciones en el transporte del material en bruto y de posibles deformaciones de redondez y curvatura que pueda sufrir la tubería una vez fabricada e instalada.



**Figura 6.** Material deformado por transporte  
Tomado de: Maestranza Belga (2016)

### 2.5.2 Espesor por corrosión

Es común en muchos de los proyectos adoptar un sobre-espesor adicional debido a la corrosión generado por el agua en las paredes de la tubería. Este valor adicional queda a criterio de las

especificaciones propias del proyecto en cuanto al valor considerado puesto que un incremento en exceso generará costos innecesarios ya que su finalidad es la de preservar el tiempo de vida útil para el cual es diseñado la tubería los cuales oscilan entre 30 a 50 años.

Además, este espesor adicional será considerado una vez determinado el espesor requerido de diseño y su valor no se tomará en cuenta dentro de los cálculos de verificación de esfuerzos.

### **2.5.3 Cargas excepcionales**

También denominas cargas accidentales y corresponden en su mayoría a fuerzas externas provocadas por eventos climáticos (lluvia, viento o nieve), períodos cíclicos (fatiga), sismo y efectos generados por golpe de ariete producidos al cerrarse la válvula de protección de la turbina.

ASME (2013, pág. 691) en su contenido “ENDNOTES” apartado 15, establece un factor de 1.2 de incremento correspondiente a cargas excepcionales.

Para el CECT (1984, pág. 24), los factores de cargas excepcionales se pueden tomar de la tabla 3, “factores de dimensionamiento” correspondiente a cada caso.

Estos valores de cargas excepcionales afectaran directamente la presión de diseño; es decir que son factores multiplicadores de la presión obtenida por  $\Delta h$ , siendo ésta la máxima presión de diseño.

### **2.5.4 Prueba hidrostática**

La realización de una prueba hidrostática tiene el carácter de mandatorio para los dos códigos ya que al realizarla garantiza que la tubería una vez instalada y sometida a esta prueba, los esfuerzos y deformaciones que se produzcan no superen los máximos esfuerzos admisibles establecidos por cada código.

Para ASME (2013, págs. 73, 74) en su sección UG-99 “STANDAR HYDROSTATIC TEST”, se establece que los recipientes a presión y sus partes serán sometidos a una prueba hidrostática con una presión de 1.3 veces la presión de diseño ( $P_H = 1.3 \cdot P$ ), una vez que su fabricación e instalación hayan sido finalizadas.

$P_H$ : Presión de prueba hidrostática. [MPa]



De la misma forma para CECT (1984, pág. 24) en la tabla 3 “factores de dimensionamiento” se designa un factor para la prueba hidrostática igual a 1.3 veces la presión de diseño.

### 2.5.5 Verificación de esfuerzos

De forma general se verificará que los esfuerzos producidos al determinar el espesor de diseño no excedan el máximo esfuerzo admisible del material o que a su vez el factor de seguridad resultante no sea menor al factor de seguridad impuesto por cada código.

Teniendo así los siguientes esfuerzos a verificar:

Esfuerzo circunferencial. – Para la verificación de este esfuerzo se partirá de las ecuaciones propuesta por cada uno de los códigos. Entonces:

Para ASME (2013, pág. 18).

$$S_c = \frac{P \cdot (R + 0.6 \cdot t)}{t \cdot E} \quad (8)$$

Para CECT (2006, pág. 611).

$$S_c = \frac{P \cdot (R + t)}{t \cdot E} \quad (9)$$

Donde:

Sc: Esfuerzo circunferencial [MPa].

Esfuerzo longitudinal. – Para el caso de este esfuerzo se considerará el efecto de Poisson (Cedeño, 2014, pág. 69).

$$S_l = \nu \cdot S_c \quad (10)$$

Donde:

Sl: Esfuerzo longitudinal [MPa].

$\nu$ : coeficiente de Poisson del acero.

Esfuerzo equivalente. – Determinado a partir de los esfuerzos circunferencial y longitudinal respectivos (Cedeño, 2014, pág. 69).

$$S_{eq} = \sqrt{S_c^2 + S_1^2 - (S_c \cdot S_1)} \quad (11)$$

Donde:

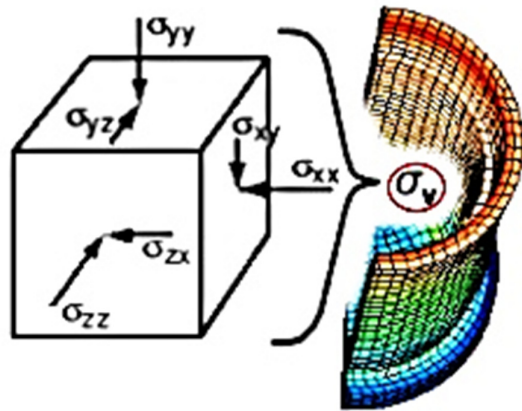
$S_{eq}$ : Esfuerzo equivalente [MPa].

Esfuerzo equivalente de Hencky – Von Mises. – Se la conoce también como la teoría de la distorsión máxima y se la determinará a partir de los esfuerzos principales ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ ) correspondientes a los ejes x, y, z respectivamente (Solidworks, 2010).

$$S_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (12)$$

Donde:

$S_{VM}$ : Esfuerzo equivalente de Von- Mises [MPa].



**Figura 7.** Esfuerzos de Von Mises

**Nota:** Se muestran los esfuerzos principales de Von Mises producidos en un recipiente cilíndrico.

**Adaptado de:** Autodesk Simulation Mechanical (2015).

Para facilitar el cálculo, la verificación de este esfuerzo se lo toma de a partir de los resultados obtenidos de los modelos computacionales creados en Autodesk Simulation Mechanical.

Todos estos esfuerzos descritos deberán cumplir que:

$$S_c \leq S$$

$$S_l \leq S$$

$$S_{eq} \leq S \quad (13)$$

$$S_{VM} \leq S$$

Finalmente, la verificación de los esfuerzos debe cumplirse tanto para el cálculo del espesor requerido como para los esfuerzos debidos a la presión de prueba hidrostática.

### 3. Resultados y discusión.

Para la obtención de los resultados de espesor de la tubería se considera los siguientes datos:

#### 3.1. Consideraciones previas

##### Caudal de diseño

Se tomará un valor de  $Q = 40 \text{ [m}^3/\text{s]}$ .

##### Altura de caída bruta

Valor medido entre las cotas 1000 y 865 (msnm), con lo cual  $\Delta h = 135 \text{ [m]}$ .

##### Radio interno de la tubería

Calculado mediante la ecuación de Bondshú (Castillo Rodríguez, 2010, pág. 55).

$$2R = 1.27 \cdot \frac{Q^{0.4268}}{(1.3 \cdot \Delta h)^{0.1423}} \quad (14)$$

Con lo que el radio de la tubería será de  $R = 1.47 \text{ [m]}$ , no obstante, por facilidades constructivas se adopta el radio de  $R = 1.50 \text{ [m]}$ .

##### Velocidad del fluido (v)

Se calcula a partir de la ecuación de flujo volumétrico (Mott, 2006, pág. 154).

$$Q = v \cdot A \quad (15)$$

Donde:

v: velocidad del fluido [m/s].

A: área de la tubería [m<sup>2</sup>].

Con lo que se obtiene una velocidad del fluido  $v = 5.66 \text{ [m/s]}$ .

##### Efectos de golpe de ariete (hg)

Para la cual se aplica la fórmula de Micheud (Rivas & Sánchez, 2007-2008, pág. 9).

$$h_g = 2 \cdot \frac{L \cdot v}{g \cdot T_c} \quad (16)$$

Donde:

hg: cabeza generada por efectos de golpe de ariete [m].

L: longitud de la tubería [m], para este caso la longitud total de conducción del agua será de 4900 [m].

g: constante de gravedad [m/s<sup>2</sup>].

T<sub>c</sub>: tiempo de cierre de la válvula de protección de la turbina. Se dispondrá de una válvula tipo mariposa con un desmultiplicador eléctrico con un tiempo de cierre T<sub>c</sub> = 140 [s].

Teniendo así un incremento en la cabeza h<sub>g</sub> = 40.42 m, que representa aproximadamente el 30 % de la altura de caída neta. Dando como resultado un factor k<sub>1</sub> = 1.3 de carga excepcional por efecto del golpe de ariete.

Adicionalmente, no se considera las pérdidas generas por fricción ya que se espera que estas sean mínimas; y que las curvaturas de sus accesorios son diseñadas de tal forma que se puedan reducir en lo posible las pérdidas.

### **Presión de diseño**

Determinada a partir de la ecuación 4 ya mencionada afectada por el máximo valor de los factores de carga excepcional en este caso k<sub>1</sub> que corresponde a los efectos de golpe de ariete. Así, se tiene una presión de diseño P = 1.72 [MPa], que se toma como presión interna de diseño.

## **3.2.Resultados**

Una vez definidos los criterios para cada código y establecidas las consideraciones previas, se obtuvo los siguientes resultados en su forma comparativa.

En la tabla 5 se observa los factores de seguridad determinados por cada código.

**Tabla 5.** Factores de seguridad

<b>Código</b>	<b>Fs.</b>
ASME	2,5
CECT	1,7

**Elaborado por:** H.Torres (2016).

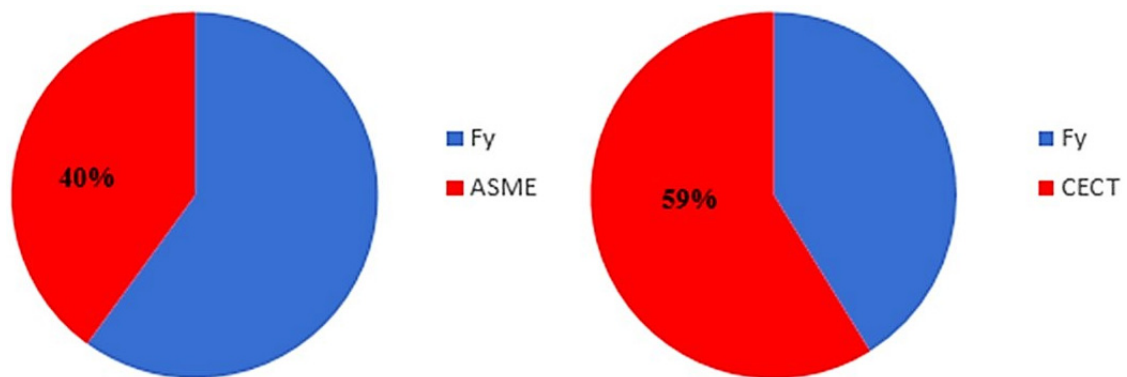
A partir de estos valores de factor de seguridad y de acuerdo a los criterios planteados se obtiene valores para los máximos esfuerzos admisibles del material descritos en la tabla 6.

**Tabla 6.** Máximos esfuerzos admisibles

Código	S [MPa]
ASME	138
CECT	202,9

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

En la figura 8, se observa la relación porcentual de los máximos esfuerzos obtenidos correspondientes a cada código con respecto al esfuerzo de fluencia del material seleccionado.



**Figura 8.** Relación porcentual

**Nota:** Se muestra la relación porcentual de los máximos esfuerzos con respecto al esfuerzo de fluencia.

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

A partir de estos máximos esfuerzos admisibles y de acuerdo a los criterios planteados anteriormente se obtuvo los espesores mínimos requeridos para el diseño de la tubería a presión expresados en la tabla 7.

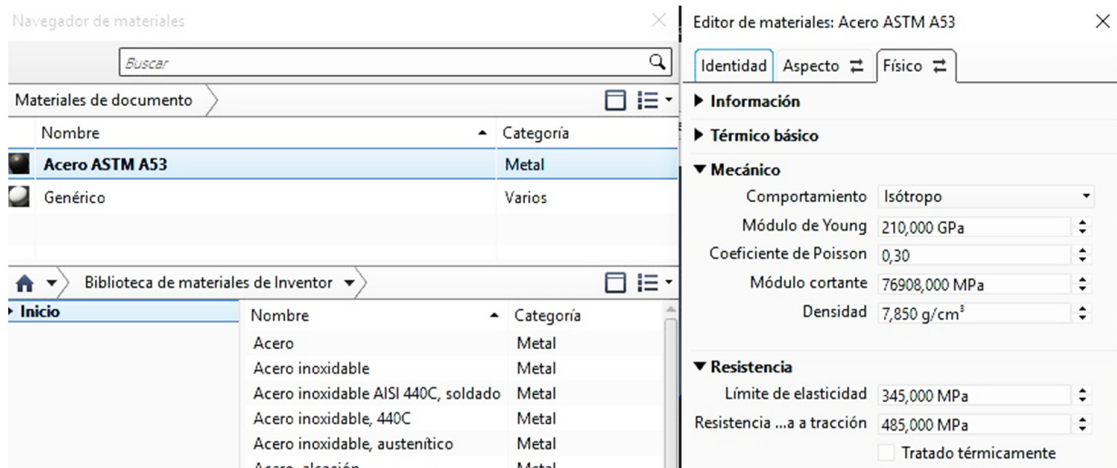
**Tabla 7.** Espesores requeridos

Código	t [m]
ASME	0,019
CECT	0,013

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

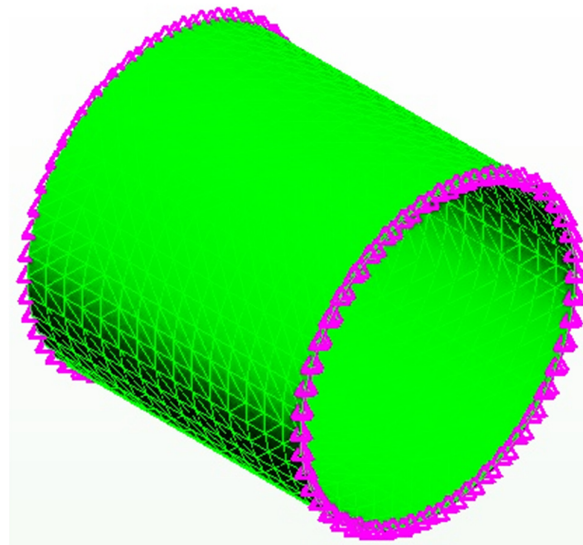
Obtenidos los espesores requeridos para el diseño de la tubería a presión se comprueba que los esfuerzos producidos sean menores que los máximos esfuerzos admisibles; para ello se realiza a través de las ecuaciones descritas en la sección 2.5.5. Para efecto del esfuerzo de Von Mises éste se lo obtiene de los modelos computacionales realizados en Autodesk Simulation Mechanical.

La obtención de este esfuerzo se realizó a partir de las propiedades mecánicas del material y de las propiedades geométricas de la tubería, teniendo para este caso una virola (sección de la tubería) de 3 [m] de longitud con un radio interno de 1,5 [m].



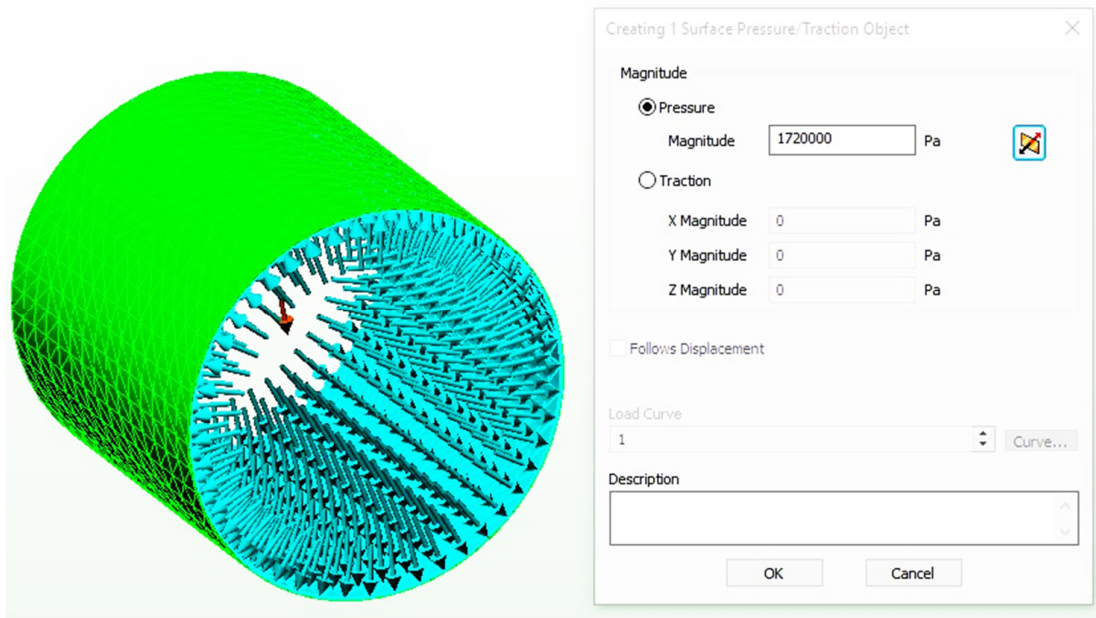
**Figura 9.** Propiedades mecánicas  
**Nota:** Se muestra las propiedades mecánicas del material ASTM A537 clase 1 tomadas del editor de materiales.  
**Elaborado por:** H. Torres (2016).

Determinadas las propiedades tanto mecánicas como geométricas de la tubería se prosigue a generar el mallado y ubicar las restricciones. Para este caso específico en los extremos de la virola se colocan restricciones del tipo fijas ya que esta será unida a otras virolas por medio de soldadura y las reacciones producidas en estos puntos son necesarias para determinar el espesor del cordón de soldadura.



**Figura 10.** Restricciones fijas  
**Elaborado por:** H. Torres (2016).

Luego se designan las cargas que afectarán al modelo, teniendo para este caso una carga de presión interna de 1,72 [MPa].



**Figura 11.** Asignación de cargas  
Elaborado por: H. Torres (2016).

En la tabla 8 se aprecian los distintos esfuerzos obtenidos en la verificación para la presión de diseño de 1,72 [MPa].

**Tabla 8.** Verificación de esfuerzos

Código	S [MPa]	Sc [MPa]	Sl [MPa]	Seq [MPa]	Svm [MPa]
ASME	138	136,81	41,04	121,6	180,29
CECT	202,9	200,17	60,05	177,91	337,47

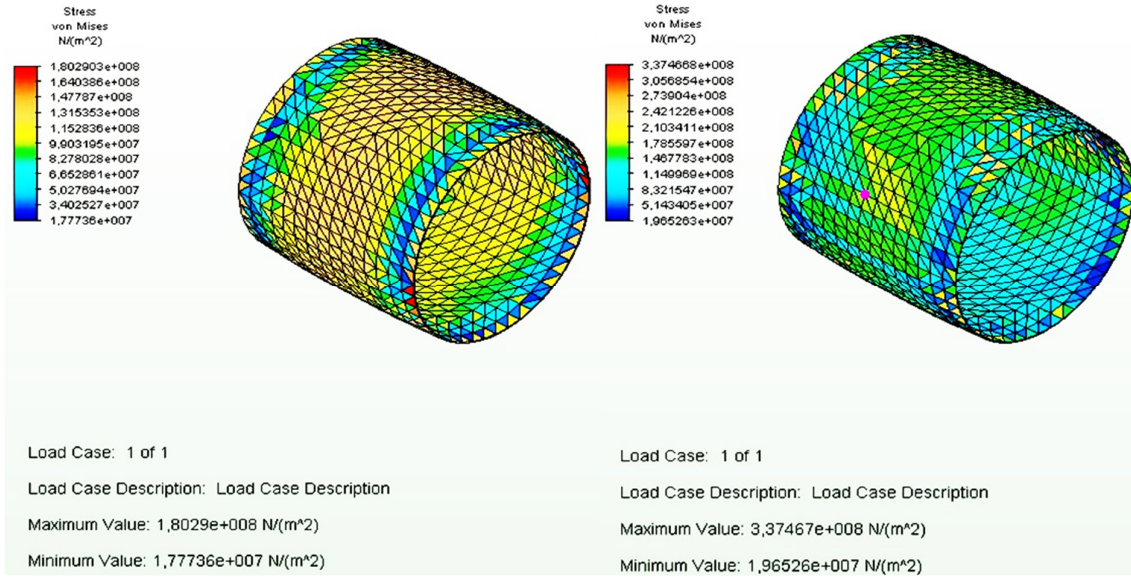
**Nota:** Se muestra los esfuerzos producidos por la presión de diseño de cada uno de los códigos.  
Elaborado por: H. Torres (2016).

Tanto el esfuerzo circunferencial, longitudinal y equivalente del código ASME como del código CECT cumplen que:

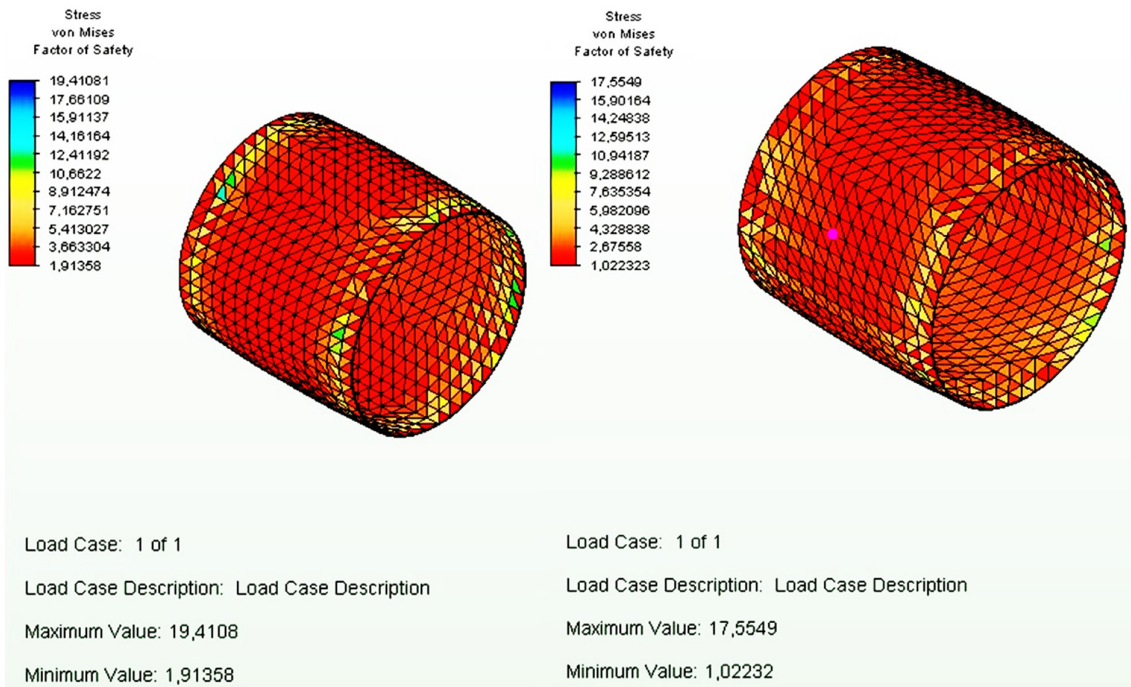
$$\begin{aligned} S_c &\leq S \\ S_l &\leq S \\ S_{eq} &\leq S \end{aligned}$$

No obstante, el esfuerzo de Von Mises resultante del modelo computacional de la figura 12 no cumple con lo dispuesto anteriormente. De igual manera en la figura 13 se observa los correspondientes valores para los factores de seguridad resultantes a partir de los esfuerzos de Von Mises calculados.





**Figura 12.** Esfuerzos de Von Mises de ASME (izquierda) y CECT (derecha)  
Elaborado por: H. Torres (2016).



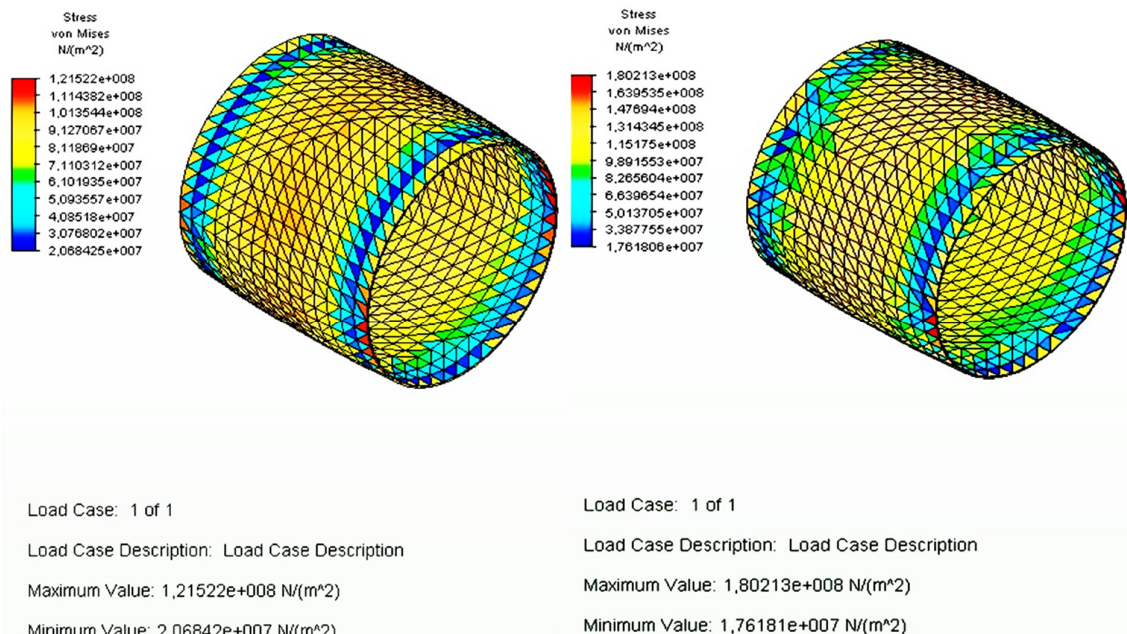
**Figura 13.** Factores de seguridad de ASME (izquierda) y CECT (derecha)  
Elaborado por: H. Torres (2016).

Se obtuvo un valor de 1,91 y 1,02 de factor de seguridad tanto para el código ASME y el código CECT respectivamente. Se podría adoptar estos valores como aceptados ya que son mayores

que 1, puesto que el mínimo valor para un factor de seguridad no puede ser menor que la unidad, sin embargo, no están dentro de los criterios establecidos por cada código.

En este punto se vuelve iterativo el cálculo del espesor de la tubería para conseguir que el esfuerzo de Von Mises sea menor que el máximo esfuerzo admisible del material para ambos códigos.

Para la verificación se planteó para el código ASME un espesor de 0,025 [m] y para el código CECT un espesor de 0.019 [m], los esfuerzos resultantes se los puede observar en la figura 14.



**Figura 14.** Esfuerzos de Von Mises de ASME (izquierda) y CECT (derecha) corregidos.

**Nota:** Se muestra los esfuerzos de Von Mises con los nuevos espesores adoptados.

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

De igual forma a partir de los esfuerzos correspondientes para cada código mostrados en la figura 14, se verificó los valores calculados para los factores de seguridad que se observan en la figura 15, teniendo se así un valor de 2,83 y 1.91 como valores mínimos para ASME y CECT con lo que cumplen satisfactoriamente a los valores establecidos previamente por cada código (2.5 y 1.7 respectivamente).

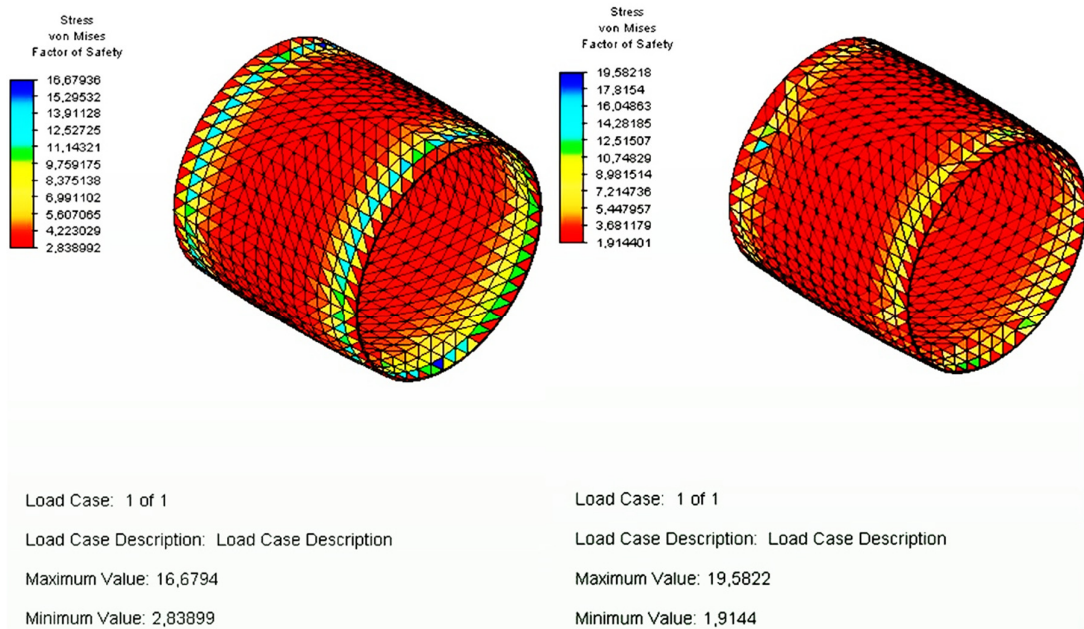
Para los espesores adoptados las verificaciones de los esfuerzos se detallan en la tabla 9, donde se observa que a partir de éstos nuevos valores de espesores los distintos esfuerzos producidos cumplen en su totalidad que:

$$\begin{aligned} S_c &\leq S \\ S_l &\leq S \\ S_{eq} &\leq S \\ S_{VM} &\leq S \end{aligned}$$

**Tabla 9.** Verificación de esfuerzos definitivos

Código	S [MPa]	Sc [MPa]	Sl [MPa]	Seq [MPa]	Svm [MPa]
ASME	138	104,2	31,27	92,64	121,52
CECT	202,9	137,5	41,25	122,21	180,21

**Nota:** Se muestra los esfuerzos producidos por los nuevos espesores adoptados de cada uno de los códigos.  
**Elaborado por:** H. Torres (2016).



**Figura 15.** Factor de seguridad de ASME (izquierda) y CECT (derecha) corregidos.

**Nota:** Se muestra los esfuerzos de Von Mises con los nuevos espesores adoptados.

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

Por último, se verificó que los esfuerzos producidos por la presión de prueba hidrostática no superen al máximo esfuerzo admisible del material establecido por cada código cuyos resultados se aprecian en la tabla 10.

**Tabla 10.** Verificación de esfuerzos a presión de prueba hidrostática

<b>Código</b>	<b>S [MPa]</b>	<b>Sc [MPa]</b>	<b>Si [MPa]</b>	<b>Seq [MPa]</b>
ASME	138	135,49	40,65	120,43
CECT	202,9	178,75	53,63	158,88

**Elaborado por:** H. Torres (2016).

De esta forma se verificó que los espesores adoptados para el diseño de la tubería a presión para cada código luego de ser sometidos a modelos computacionales bajo el método de elementos finitos satisfacen con los criterios propuestos y que, además los esfuerzos producidos tanto por la presión de diseño como la presión de prueba hidrostática son menores que el máximo esfuerzo admisible establecido para cada código.

#### 4. Conclusiones.

Para determinar el máximo esfuerzo admisible del material para CECT, éste se calculó a partir del factor de seguridad impuesto por el código que fue de 1,7 teniendo así un  $S = 202,9$  [MPa], a diferencia que en ASME el máximo esfuerzo admisible ya está tabulado y corresponde a la temperatura de trabajo a la que se someterá la tubería seleccionando un  $S = 138$  [MPa], con lo cual se concluye que el máximo esfuerzo admisible de CECT tendrá un 47,03 % adicional de capacidad para absorber los esfuerzos producidos al interior de la tubería con respecto a ASME.

Establecidos los máximos esfuerzos y las consideraciones necesarias se determinó el espesor requerido, teniendo para CECT un espesor  $t = 0,013$  [m], y para ASME  $t = 0,019$  [m] representando así un incremento del 46,15 % adicional respecto al espesor calculado por CECT.

A partir de los espesores calculados se verificó los distintos esfuerzos producidos al interior de la tubería con los cuales tanto para el código ASME como CECT los esfuerzos circunferencial, longitudinal y equivalente no superaron al máximo esfuerzo admisible del material establecido por cada código. Dentro de estos esfuerzos, el valor más alto representó un 99,14 % para ASME con respecto al máximo esfuerzo admisible y un 98,65 % para CECT respectivamente.

Adicionalmente, al verificar los factores de seguridad resultantes producidos por los esfuerzos de Von Mises tomados de los modelos computacionales creados en el software Simulation Mechanical se determinó que estos eran inferiores a los factores de seguridad establecidos por cada código con lo cual se estableció un proceso iterativo que en consecuencia se obtuvo como espesores de diseño para CECT;  $t = 0,019$  [m], y para ASME;  $t = 0,025$  [m], generando así en CECT un incremento de 46,15 % respecto al espesor requerido determinado anteriormente y en ASME un incremento del 31,57 %. Sin embargo, en ambos casos se obtuvo un incremento de 0,06 [m] con respecto a los espesores requeridos para cada código.

Determinados los espesores de diseño se verificó para la presión de prueba hidrostática  $P_H = 2,24$  [MPa], los esfuerzos producidos al interior de la tubería, teniendo así para ASME un esfuerzo máximo que corresponde al 98,18 % del máximo esfuerzo admisible y para CECT un esfuerzo máximo que corresponde 88,10 % de su máximo esfuerzo admisible.

Finalmente, una vez realizada la comparación de los resultados entre ambos códigos se determinó que el código ASME respecto al código CECT permitió obtener un factible diseño para una tubería a presión en un proyecto hidroeléctrico con un espesor de diseño de  $t = 0,025$  [m] el cual cumple con las exigencias y estándares tanto de calidad como de seguridad.

## 5. Referencias.

- AFIAP. (30 de 04 de 2014). *Association française des Ingénieurs an Appareils à Pression*. Recuperado el 13 de 04 de 2016, de <http://www.afiap.org/actualites.php>
- ASCE. (1993). *Steel Penstocks*. New York. Recuperado el 27 de 04 de 2016
- ASME. (2013). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. Recuperado el 12 de 04 de 2016, de [https://www.asme.org/getmedia/1adfc3df-7dab-44bf-a078-8b1c7d60bf0d/ASME\\_BPVC\\_2013-Brochure.aspx](https://www.asme.org/getmedia/1adfc3df-7dab-44bf-a078-8b1c7d60bf0d/ASME_BPVC_2013-Brochure.aspx)
- ASME. (2013). *Boiler and Pressure Vessel Code, II Material Part A, Ferrous Material Specifications*. New York. Recuperado el 2016 de 04 de 24
- ASME. (2013). *II, Materials Part D, Properties*. New York. Recuperado el 30 de 04 de 2016
- ASME. (2013). *VIII, Division 1, Rules for Construction of Pressure Vessels*. New York. Recuperado el 30 de 04 de 2016
- Autodesk. (2008). *Autodesk*. Recuperado el 14 de 04 de 2016, de <http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/item?siteID=123112&id=13776878&linkID=14271589>
- Carnicero, A. (s.f.). *Instituto de Investigación Tecnológica*. Recuperado el 14 de 04 de 2016, de [http://www.iit.upcomillas.es/~carnicero/Resistencia/Introduccion\\_al\\_MEF.pdf](http://www.iit.upcomillas.es/~carnicero/Resistencia/Introduccion_al_MEF.pdf)
- Castillo Rodríguez, G. P. (2010). *Repositorio Institucional de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo*. Recuperado el 27 de 04 de 2016, de Diseño y Seleccionado la Nueva Tubería de Presión de la Central Hidroeléctrica Río Blanco de la Empresa Eléctrica Riobamba S.A. : <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1375/1/15T00463.pdf>
- Cedeño, M. (07 de 11 de 2014). *Repositorio Institucional de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo*. Recuperado el 10 de 05 de 2016, de Estandarización del cálculo estructural para tubería de presión para centrales hidroeléctricas: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/3541>

- CODETI. (2006). *Division 1, Code de construction des Tuyauteries Industrielles*. France: SNCT publications. Recuperado el 01 de 05 de 2016
- COMITÉ EUROPÉEN DE LA CHAUDRONNERIE ET DE LA TOLERIE. (1984). *Recommendations for the design, manufacture and erection of steel penstocks of welded construction for hydro electric intallations*. France. Recuperado el 1 de 05 de 2016
- CONELEC. (2013). *PLAN MAESTRO DE ELECTRIFICACIÓN 2013 - 2022*. Recuperado el 12 de 04 de 2016, de <https://www.celec.gob.ec/electroguayas/files/vol1.pdf>
- Gere, J. M. (2002). *Resistencia de materiales*. Madrid: Thomson Editores Spain.
- Grupo EL COMERCIO. (2013). *Líderes*. Recuperado el 20 de 05 de 2016, de <http://www.revistalideres.ec/lideres/demanda-energia-electrica-crece-proyectos.html>
- Herrero, R. (28 de 02 de 2015). *eselagua.com*. Recuperado el 10 de 05 de 2016, de <http://eselagua.com/2015/02/28/transitorios-hidraulicos-en-tuberias/>
- Keding, L., & Yang, Z. (12 de 2014). *ATLANTIS PRESS*. Recuperado el 15 de 04 de 2016, de <http://www.atlantis-press.com/php/pub.php?publication=meic-14&frame=http%3A//www.atlantis-press.com/php/paper-details.php%3Fid%3D15238>
- León Estrada, J. M. (2001). *ACADEMIA*. Recuperado el 20 de 05 de 2016, de Diseño y cálculo de recipientes a presión: [https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o\\_y\\_C%C3%A1lculo\\_de\\_Recipientes\\_a\\_Presi%C3%B3n](https://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n)
- Maestranza Belga. (2016). *Construcciones en acero*. Recuperado el 10 de 05 de 2016, de <http://www.belga.cl/mtza/index.php/productos.html>
- Mechanical, A. S. (04 de 11 de 2015). Autodesk Simulation Mechanical 2016. Recuperado el 20 de 05 de 2016
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: PEARSON Educación. Recuperado el 27 de 04 de 2016
- Pérez Mitre, A. (14 de 05 de 2004). *UDLAP BIBLIOTECAS*. Recuperado el 14 de 04 de 2016, de [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lim/jimenez\\_p\\_a/capitulo2.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/jimenez_p_a/capitulo2.pdf)



- Pezzotti, S., & Antico, F. (2008). *Estructuras III*. Recuperado el 13 de 04 de 2016, de <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Introduccion%20a%20la%20Teoria%20de%20Elementos%20Finitos%20-%202008.pdf>
- Rivas, A., & Sánchez, G. (2007-2008). *Transitorios en intalaciones. Golpe de ariete*. Recuperado el 26 de 04 de 2016, de [www.unav.es/ocw/labfluidosing10708/GPL\\_3\\_Spanish\\_07\\_08.pdf](http://www.unav.es/ocw/labfluidosing10708/GPL_3_Spanish_07_08.pdf)
- Rodríguez Lezama, F. (29 de Noviembre de 2014). *Documents.mx*. Recuperado el 12 de 04 de 2016, de <http://documents.mx/education/guia-del-codigo-asme-seccion-viii-division-1-tomo-1.html>
- Skemp, S. H. (Abril-Junio de 2003). La función de la ASME en la sociedad moderna. *Ingenierias*, *VI*(19), 28. Recuperado el 11 de 04 de 2016, de [http://ingenierias.uanl.mx/19/pdf/funcion\\_asme.PDF](http://ingenierias.uanl.mx/19/pdf/funcion_asme.PDF)
- Solidworks. (2010). *Dassault Systemes*. Recuperado el 26 de 05 de 2016, de [http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Checking\\_stresses/prot\\_vonm.html](http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Checking_stresses/prot_vonm.html)

## 6. Anexos.

### 6.1.Licencia Autodesk Simulation Mechanical – versión estudiantil

