



## Trabajo Fin de Grado

Análisis mediante elementos finitos de bridas

Finite element analysis of pipe flanges

Autor

Xavier Burrull Allan

Directores

Javier Blasco Alberto  
José Antonio Bea Cascarosa

Titulación del autor

Titulación del autor

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2019-2020





# Análisis mediante elementos finitos de bridas

## Resumen:

El presente documento es un estudio comparativo de los códigos de diseño y cálculo de bridas para tuberías, usando un modelo paramétrico de cálculo por elementos finitos como punto de referencia.

Concretamente, se analizaron diseños de bridas según los códigos de dimensiones europeo EN 1092-1 y americano ASME B16.5, y se compararon los resultados obtenidos mediante los códigos de cálculo europeo EN 1591-1 y americano ASME PCC-1 con los obtenidos mediante análisis por elementos finitos.

En primer lugar, se diseñó un modelo paramétrico para el cálculo por lotes de diferentes diseños de bridas por elementos finitos. Para esto, se utilizó el programa ANSYS y sus herramientas: ANSYS SpaceClaim para generar la geometría paramétrica a partir de un script en Python, ANSYS Mechanical para la aplicación de cargas y condiciones de contorno además de la toma de resultados paramétricos, y ANSYS Workbench para la configuración y ejecución de las simulaciones paramétricas.

Posteriormente, se compararon los resultados de ambos códigos (EN 1591-1 y ASME PCC-1), para comprobar su utilidad y validez como códigos, comprobándose los problemas del carácter tabulado y simplificaciones asumidas por el código americano ASME PCC-1, y evaluando la desviación mediante regresión lineal de los resultados del código europeo EN 1591-1.

Además, se estudió la viabilidad del uso de inteligencia artificial para este tipo de cálculos, empleando un modelo red neuronal para el cálculo de bridas, entrenándolo con los resultados obtenidos mediante ANSYS, probando una serie de estructuras, evaluando su precisión respecto los códigos de cálculo europeo EN 1591-1 y americano ASME PCC-1.

## Índice

|  |    |
|--|----|
| 1. Introducción.....   | 1  |
| 2. Modelo por elementos finitos paramétrico.....                     | 2  |
| 2.1. Estructura de la simulación, ANSYS Workbench.....               | 2  |
| 2.2. Geometría paramétrica, ANSYS SpaceClaim.....                    | 3  |
| 2.3. Ensamblaje, ANSYS Mechanical.....                               | 5  |
| 2.4. Mallado, ANSYS Mechanical .....                                 | 6  |
| 2.5. Condiciones de contorno y cargas, ANSYS Mechanical .....        | 7  |
| 2.6. Propiedades materiales, ANSYS Workbench .....                   | 9  |
| 2.7. Comprobación tensiones triplanares.....                         | 10 |
| 3. Parámetros geométricos.....                                       | 12 |
| 4. Resultados código europeo EN 1591-1 .....                         | 12 |
| 5. Comparación de resultados de EN 1591-1 y modelo paramétrico ..... | 13 |
| 5.1. Linealización mediante IA .....                                 | 14 |
| 6. Resultados código americano PCC-1 .....                           | 14 |
| 7. Comparación PCC-1.....  | 15 |
| 8. Modelo de red neuronal, IA.....                                   | 15 |
| 9. Conclusiones.....   | 18 |
| 9.1. Futuras mejoras .....   | 19 |
| <br>Bibliografía.....  | 20 |
| Imágenes .....   | 20 |
| Referencias .....  | 20 |
| <br>Anexo A: Simplificación lineal de junta .....                    | 21 |
| Anexo B: Linealidad de rotación.....                                 | 24 |
| Anexo C: Comparación EN1591-1 .....                                  | 27 |
| Anexo D: Comparación ASME PCC-1 .....                                | 35 |
| Anexo E: Planos .....  | 39 |
| Anexo F: Propiedades materiales de los aceros usados.....            | 42 |
| Anexo G: Ficha técnica junta .....                                   | 54 |

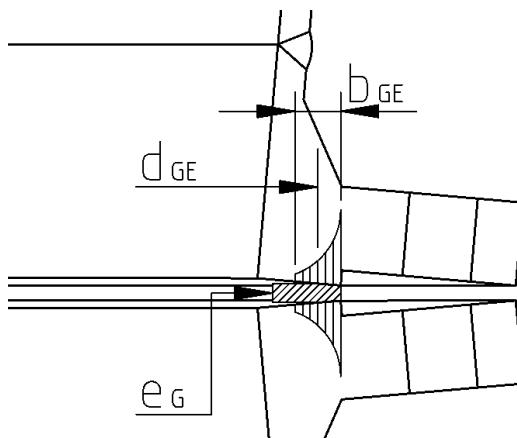


## 1. Introducción:

Las bridas de tuberías son un elemento que permite unir dos componentes mediante una unión atornillada, de tal forma que estos se puedan desmontar de forma no destructiva. Esto facilita el acceso y posibilita la sustitución, pero conlleva a una serie de dificultades: requerimientos de presión de contacto para prevenir pérdidas, momentos durante el ensamblaje debido al desplazamiento de la unión atornillada respecto la zona de contacto, y momentos en uso debidos a las cargas a las que se somete.

Estos momentos son importantes, ya que conllevan a la rotación de la sección de la brida, que conlleva a la relajación de los tornillos y la variación de la zona de contacto, cambiando la presión de contacto, de la cual depende el sellado adecuado. En casos extremos, puede llevar a bridas inutilizables, debido a que la carga de los tornillos necesaria durante el montaje, aumentada para compensar la relajación de los tornillos debido a las cargas en uso, llega a ser mayor a la soportada por los tornillos.

Debido a esto, es de suma importancia el cálculo el ángulo de rotación de la sección, además del área y presión de contacto.



[1.1] Esquema de la rotación de la brida, y consecuente área de contacto reducida.

Por un lado, el código americano ASME PCC-1 no tiene en cuenta la reducción de la zona de contacto debida a la rotación de la brida, considerando presión de contacto uniforme en toda la zona de contacto. Mientras que esto facilita el cálculo de la presión a la que se somete la junta, este resultado no tiene en cuenta el máximo en el borde exterior, ni el aumento de presión debido a la reducción del área de contacto. Además, los demás resultados son presentados como límites tabulados para los cálculos de las tensiones de los tornillos.

Por otro lado, el código europeo EN1591-1 propone una serie de cálculos, asumiendo uniformidad radial y sin tener en cuenta los huecos para los tornillos, pero obtiene el área de contacto de la junta mediante iteración, asumiendo una presión uniforme y un asentamiento de la junta de acuerdo a las especificaciones del fabricante. Si la presión de contacto no es satisfactoria, se ajusta la carga de los tornillos, y se repiten los cálculos de forma iterativa. Este modelo permite tener en cuenta de forma más precisa los efectos de cargas, además de ser aplicable a diversas geometrías, no únicamente a una serie tabulada.

Teóricamente, un modelo basado en IA (inteligencia artificial) podría valer para cualquier geometría, dadas las dimensiones pertinentes, y no requeriría iteración, además de poder actuar de forma inversa y recomendar dimensiones según unos requisitos dados. Todo esto, dada una estructura de red neuronal apropiada, y entrenamiento apropiado con un elevado volumen de datos, idóneamente, de casos reales.

Finalmente, el modelo propio realizado para este trabajo está basado en elementos finitos, de mayor coste computacional, y dependiente de las condiciones de contorno especificadas, malla utilizada, y selección de tipo de elementos. Sin embargo, es aplicable a cualquier geometría de brida, y permite resultados más detallados.

Debidas a estas diferencias entre modelos, se pretende comparar los resultados y sus respectivos errores para valorar la efectividad de los dos códigos estudiados, valorar posibles mejoras, teniendo en cuenta la necesidad de transparencia de los modelos utilizados para comprender su funcionamiento, y su facilidad de aplicación para obtener resultados de forma rápida y repetible.

## 2. Modelo por elementos finitos paramétrico:

Para la elaboración del modelo paramétrico se usó el programa ANSYS, apropiado para la simulación paramétrica. ANSYS trabaja con código APDL, lenguaje propio, pero presenta una serie de herramientas gráficas para facilitar el modelado y ensamblaje. Concretamente, las herramientas usadas son:

- ANSYS Workbench, para organizar componentes y dependencias, además del manejo de parámetros.
- ANSYS SpaceClaim, para el modelado de la geometría.
- ANSYS Mechanical, para establecer condiciones de contorno, cargas, y resultados a anotar.

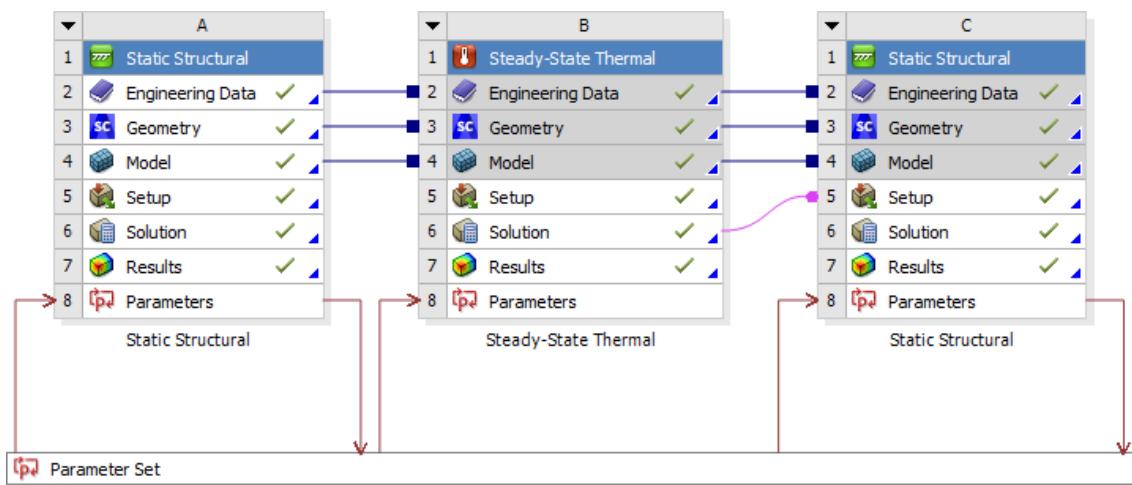
### 2.1. Estructura de la simulación, ANSYS Workbench:

Para el cálculo de bridas, hay 2 casos concretos que son de interés: Durante el ensamblaje, donde se ajustan los tornillos hasta obtenerse la carga especificada, y en funcionamiento, donde el ajuste de los tornillos se mantiene, pero no su carga debido a la rotación de la sección de la brida.

ANSYS Mechanical permite configurar resultados paramétricos, pero únicamente en simulaciones de una etapa. Debida esta limitación, la etapa de ensamblaje y la de carga tendrán que ir en simulaciones distintas.

Esto conlleva a la necesidad de dos simulaciones estructurales estacionarias, la primera independiente para el caso de ensamblaje, y la segunda heredando los componentes de datos ingenieriles (propiedades materiales), geometría, y modelo (ensamblaje y mallado), pero intercambiando la carga de los tornillos por el ajuste resultante y añadiendo las cargas de temperatura y presión.

Para la carga térmica se optó por una simulación estacionaria, para tener un gradiente térmico, en lugar de una temperatura homogénea en todo el ensamblaje. El resultante gradiente térmico es heredado por la segunda simulación estacionaria como una carga térmica.



[2.1] Esquema de las simulaciones realizadas y sus dependencias.

Además, desde la herramienta Workbench se pueden editar parámetros y sus relaciones, además de configurar materiales y sus propiedades. Esto se trata mas adelante en el apartado “2.6. Propiedades materiales: ANSYS Workbench”.

## 2.2. Geometría paramétrica, ANSYS SpaceClaim:

La herramienta SpaceClaim permite el modelado 3D con herramientas habituales de extrusión, pero presenta la posibilidad de ejecutar scripts en Python para la generación de geometría, con posibilidad de “publicar” dichos scripts, estableciéndolos como fuente de la geometría, que se actualiza al variar los parámetros geométricos pertinentes.

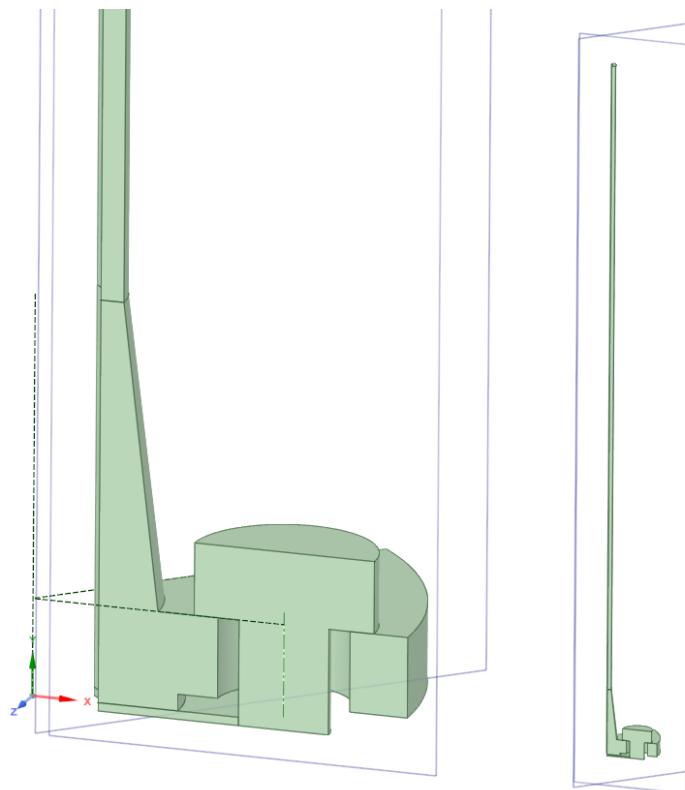
Además, el editor de scripts permite “grabar” las acciones tomadas en el editor como sus correspondientes comandos. Aprovechando esta funcionalidad, se modelo una brida genérica con la función de “grabar”, posteriormente optimizando el código resultante.

La geometría modelada aprovecha la simetría radial de la pieza, estableciendo un plano de simetría en el radio de un tornillo, y otro en el radio entre tornillos. También se asume que la brida va conectada a otra con las mismas características, estableciendo otro plano de simetría a mitad de la junta. Para la condición de contorno de la soldadura con la tubería conectada, se modelo un segmento de tubería 10 veces la altura de la brida, para tener en cuenta los esfuerzos debidos a la tubería, reduciendo los efectos de la condición de contorno del extremo de la tubería.

Para los tornillos, se usó el diámetro equivalente resistente del tamaño de tornillo correspondiente a la brida, con la cabeza cuyo diámetro corresponde al doble del diámetro del cuello, y cuya altura corresponde al 80% del diámetro del cuello, asemejando el cilindro inscrito en la cabeza hexagonal.

Esta simplificación fue debida a que el objeto de estudio es la brida, y no los tornillos, además de desconocerse la orientación de la cabeza/tuerca, considerándose esta aproximación geométrica como apta, presentando comportamiento elástico y térmico parecido, y aproximando las cargas transmitidas a escala de pieza, perdiendo precisión puntual en cuanto al total de área de contacto entre el tornillo y la brida.

A recomendación de la empresa Red-Bag, se extendió la junta hasta el tornillo. Es habitual que se extienda la junta por fuera de la zona de contacto, y de esta forma se observa el efecto del concentrador de esfuerzos resultante.



[2.2] Vista isométrica de la geometría modelada

Las optimizaciones realizadas sobre el código generado al “grabar” el modelado de la pieza fueron las siguientes:

-Incorporación al inicio de comandos para eliminar geometría residual, y lectura de parámetros actualizados.

-Reemplazo de dimensiones por parámetros, quitando conversiones de unidades innecesarias (los parámetros ya tienen unidades propias definidas de conversión implícita).

-Reemplazo de referencias espaciales vectoriales por referencias a geometría y a los ejes principales del sistema de coordenadas.

-Agrupación de operaciones, quitando cambios de referencia redundantes (transición de vista de boceto a vista 3D para extrusiones, innecesarias para los comandos).

-Recortar un sector de la pieza, con dos planos de simetría orientados paramétricamente en función del número de tornillos. Se tomo como eje de simetría radial un eje pasando por el origen, paralelo al eje y. El primer plano de simetría se alineo con el primer tornillo, perpendicular al eje z, con el segundo plano de simetría girando el ángulo correspondiente para que quedase entre el primer y segundo tornillo.

-Generación de “selecciones nombradas”, referencias geométricas que se actualizarían junto a la geometría, usadas para la aplicación de cargas y condiciones de contorno, sin tener que reconfigurarlas cada vez que cambia la geometría.

Para una vista detallada de las dimensiones paramétricas, ver el apartado de planos, el anexo “E”.

### 2.3. Ensamblaje, ANSYS Mechanical:

Las 4 piezas importadas desde la herramienta SpaceClaim fueron los correspondientes segmentos de la tubería, brida, junta, y tornillo. Estas se encontraban en la misma posición y orientación en la que se importaron, quedando solo por configurar las condiciones de contacto:

-El contacto entre la tubería y la brida, que en práctica irían soldadas, se configuro como “unión”, que transmite tensiones en todas direcciones, sin permitir separación ni deslizamiento.

-Para el contacto entre la brida y la junta, se configuro como “rugosa”, que transmite tensiones en todas direcciones, pero permite separación, desconectándose en el caso de tensiones positivas normales a la superficie. Es una simplificación de contacto con coeficiente de deslizamiento infinito, valido en el caso de este contacto al ser despreciables las tensiones horizontales resultantes.

-Para el contacto de la cabeza del tornillo con la brida, también se usó la configuración “rugosa”. Esto fue debido en parte a que el diámetro del cuello del tornillo fue el equivalente resistente, y no el máximo de la rosca, por lo que contacto horizontal sería complicado de evaluar, trasmitiendo esfuerzos horizontales en su totalidad a través de la cabeza del tornillo. Aun así, estos esfuerzos serían despreciables respecto a la carga vertical transmitida.

-Un caso posible considerado fue el contacto entre bridas. Para esto se creó un único elemento rígido, alineado con el plano de simetría, configurando un contacto con el borde de la brida como “deslizante”, que solo transmite tensiones normales a la superficie de contacto y permite separación. Mientras que inicialmente empiezan separadas ambas superficies, en el caso de aproximarse la brida deformada al plano de simetría, no lo sobrepondrá.

Otro aspecto de la configuración de contactos es la necesidad de establecerlos como “simétricos”, permitiendo la toma de datos en ambas superficies de contacto. En el caso contrario, se establece una cara dominante de la cual se pueden tomar resultados, que se selecciona automáticamente por defecto, llevando a resultados nulos cuando cambia la cara dominante. Esto se debe a como ANSYS trabaja con contactos variables.

#### 2.4. Mallado, ANSYS Mechanical:

Procediendo al mallado, aparecen una serie de consideraciones: con la licencia de estudiante el número de nodos estaba limitado a 30.000, y para el contacto entre la brida y la junta, donde se produce separación, es necesaria una malla más fina, para que la zona de contacto tenga un contorno útil. Debido a esto, fue necesario distribuir la densidad de nodos.

Debida a la necesidad de mayor densidad de nodos en la superficie de contacto entre la brida y la junta, se optó por un mallado grueso para el segmento de tubería, puesto que este solo servía como condición de contorno para la parte superior de la brida, y se trata de una pieza de gran tamaño.

En ANSYS, el tamaño de elemento viene definido por la longitud de arista, pudiéndose asignar de forma paramétrica tamaños distintos a diferentes partes de la pieza. Esto permite mantener un total de elementos próximo pero inferior al límite de 30.000, a pesar de la geometría cambiante de la pieza.

-Para la junta, se utilizó una malla fina para la pieza entera, y con el método de “barrido” para el mallado. Este método proporciona uniformidad radial para piezas cilíndricas, como es el caso. También se estableció un límite inferior de 1mm, el espesor de la mitad de la junta simulada, para evitar saltos abruptos en el número de elementos debido a un tamaño de elemento suficientemente pequeño para saltar a dos capas de elementos.

$$L_{arista\ junta} = \text{Maximo}(1\ mm, \frac{\emptyset dRF - \emptyset d0}{32})$$

-Para el tornillo se usó una malla intermedia, proporcional a sus dimensiones, también usando el método de “barrido” para obtener uniformidad radial, además de crear planos horizontales, facilitando la sección posterior de la malla (esto es necesario debido a la forma en que ANSYS aplica el ajuste de tornillos, ver el siguiente apartado “2.5. Condiciones de contorno y cargas, ANSYS Mechanical”).

$$L_{arista\ tornillo} = \frac{\emptyset dBh}{8}$$

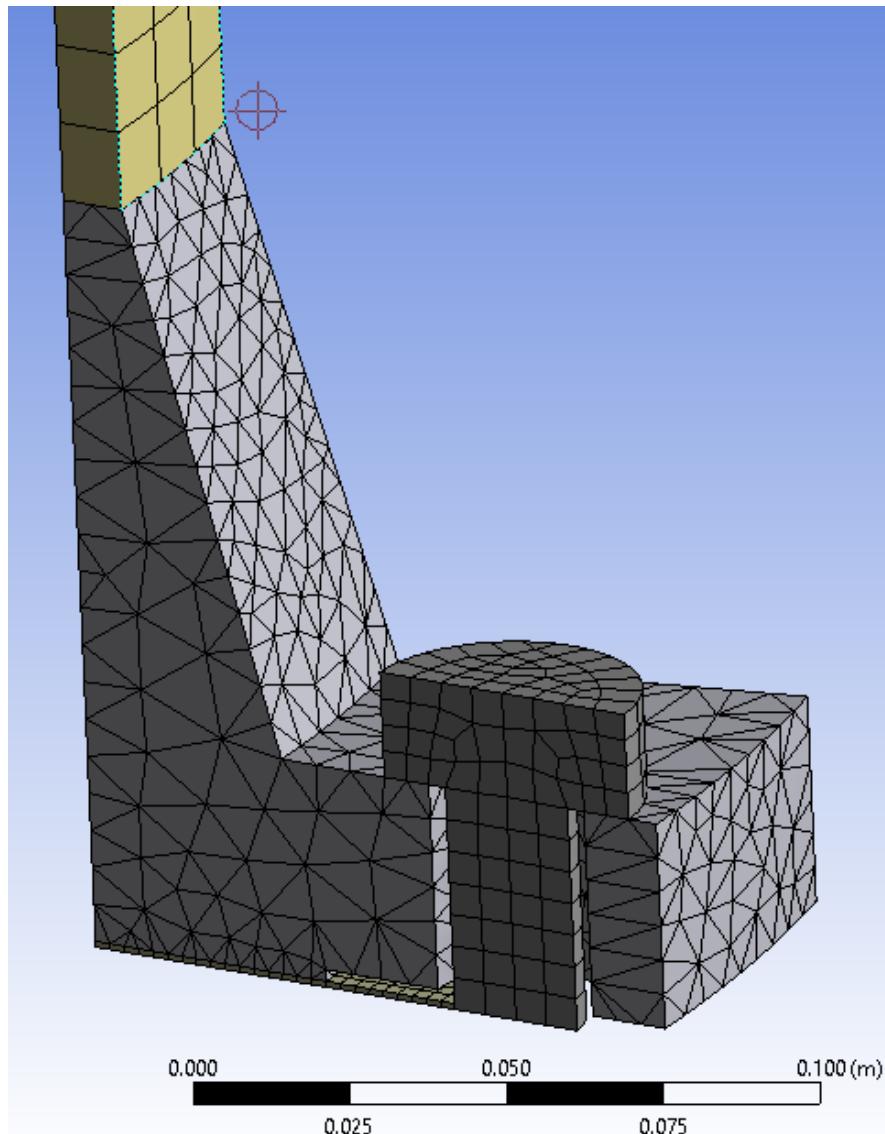
-Para la tubería se usó una malla gruesa, también con el método de “barrido”, por las mismas razones previamente listadas.

$$L_{arista\ tubería} = \frac{\emptyset D01 * \pi}{6 * N_{tornillos}}$$

-Para la brida se usó una malla intermedia, proporcional a sus dimensiones, pero mallada con tetraedros, debido a su complejidad geométrica. En las caras de contacto, se ajustó el tamaño de malla al de la pieza contactada, asegurando además que las mallas resultantes coincidieran.

$$L_{\text{arista brida}} = \frac{\varnothing d_4 - \varnothing d_0}{32}$$

-Se usaron elementos cuadráticos (al no contar los nodos intermedios hacia el límite de nodos, permite mayor precisión) y con integración completa evitándose así defectos como “hourglass” y “shear locking”.



[2.3] Vista isométrica del mallado de la brida CL150 CS NPS16

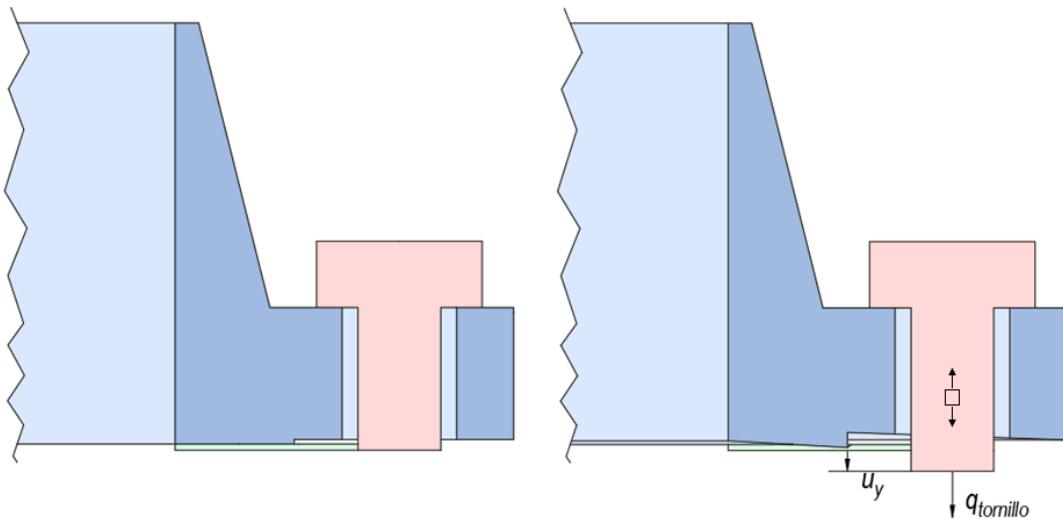
## 2.5. Condiciones de contorno y cargas, ANSYS Mechanical:

Con 3 planos de simetría cuyas normales son linealmente independientes la pieza queda sujetada solo con condiciones de contorno de deslizamiento. Esto permite a la pieza expandirse (carga térmica, presión interna) sin las tensiones resultantes de una condición de contorno no deslizante.

Para la parte superior del segmento de tubería, se restringió la rotación, dejando el desplazamiento libre en todas direcciones, para que el único desplazamiento vertical restringido quedara en el plano de simetría entre bridas, dejando libre la expansión de la pieza además de no fijar la altura total de la pieza como lo haría otra condición de contorno deslizante como las anteriores.

Para la carga de los tonillos, ANSYS Mechanical presenta una configuración de carga específica, que corta la malla seleccionada, aplicando la tensión o ajuste especificado, obteniéndose de forma paramétrica directa las tensiones, cargas y ajustes resultantes.

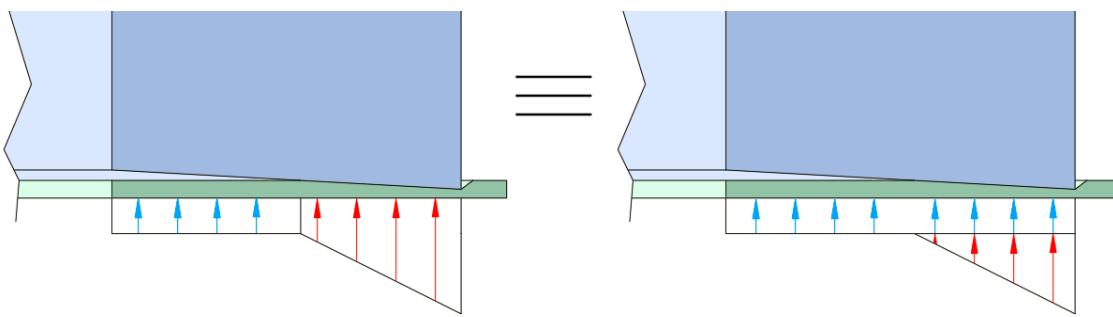
Esto equivale a permitir el movimiento libre y fijando la rotación donde el tornillo corta el plano de simetría, imponiendo la carga del tornillo, y medir el desplazamiento vertical resultante. Mientras que no modela exactamente el ajuste del tornillo (su longitud no se acorta), dicho ajuste solo llega al 1,3% de la longitud del tornillo en el peor de los casos, en promedio 0,48%, considerándose la reducción en rigidez resultante del tornillo despreciable.



[2.4] Esquema del ajuste del tornillo. A la izquierda el estado inicial, a la derecha con la carga, con su desplazamiento resultante.

Para el cálculo del gradiente térmico, se fijó flujo de calor nulo en los planos de simetría, se fijó la temperatura en la superficie interna a la del fluido, y se usó un valor de convección genérico para el aire ambiente sin convección forzada de  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ , un valor bajo. Se desconoce la orientación y condiciones ambientales, así que no se pueden realizar cálculos del factor de convección más detallados

Para la presión interna en el estado de carga, concretamente en el contacto entre la brida y la junta, donde se produce levantamiento, en lugar de aplicar la carga de presión interna únicamente donde se produce levantamiento (área complicada de delimitar), se optó por aplicar la presión a la totalidad de ambos lados del contacto, sumándose la presión interna a la presión de contacto resultante para la obtención de la presión de contacto real:



[2.5] Esquema de presiones. En azul la presión hidrostática, en rojo la presión de contacto. A la izquierda la distribución real, a la derecha la distribución equivalente usada.

Otro efecto de la presión interna es la tensión longitudinal de la tubería. Para esto se aplica una fuerza vertical de magnitud:

$$F_{tensión\ tubería} = P_{interna} * \text{Area segmento radial} = P_{interna} * \left( \frac{\pi * \emptyset d^2}{8 * N_{tornillos}} \right)$$

## 2.6. Propiedades materiales, ANSYS Workbench:

Para las propiedades de los materiales, la empresa Red-Bag proporciona una serie de tablas para 2 aceros, un acero al carbono (S)A-105 y un acero inoxidable SA-182 F316L, además de las propiedades de dos materiales para tornillos, de los cuales se usó el acero de baja aleación (S)A-193 B7. Para ver sus propiedades materiales, ver anexo “F”.

En el caso del material la junta, hubo una serie de complicaciones:

-Las juntas presentan propiedades no lineales, generalmente definidas según su grosor bajo carga. ANSYS tiene una configuración de material no lineal para juntas, que permite introducir estas tablas.

-Esta configuración de material requiere un mallado especial, además de ser más caro computacionalmente.

-Sin carga, el modelo es resuelto sin complicaciones, pero al juntarse la presión interna sobre la junta con el levantamiento, aparecen complicaciones de convergencia. Probando el solucionador directo en lugar del iterativo, a recomendación del mensaje de error resultante, se obtenían resultados inconsistentes, con zonas de contacto esporádicas.

-Debido a esto, se abandonó el modelo de material no lineal, optando por uno lineal, usando la pendiente final como módulo de Young, y completando otras propiedades como el coeficiente de Poisson y conductividad térmica con valores genéricos de goma (0.499 y 0.15 W/mK respectivamente).

La elección de la pendiente final para el módulo de Young queda justificada en el anexo “A”, donde se comparan los casos de la pendiente media y pendiente final.

Para la selección de material de junta, a recomendación de la empresa Red-Bag, se tomó de la página web “gasketdata.org”, dentro de la categoría de juntas no metálicas, de fibra, de la primera marca listada, ya que presentaba juntas de 2mm de espesor como el recomendado. Para ver su ficha técnica, ver el anexo “G”

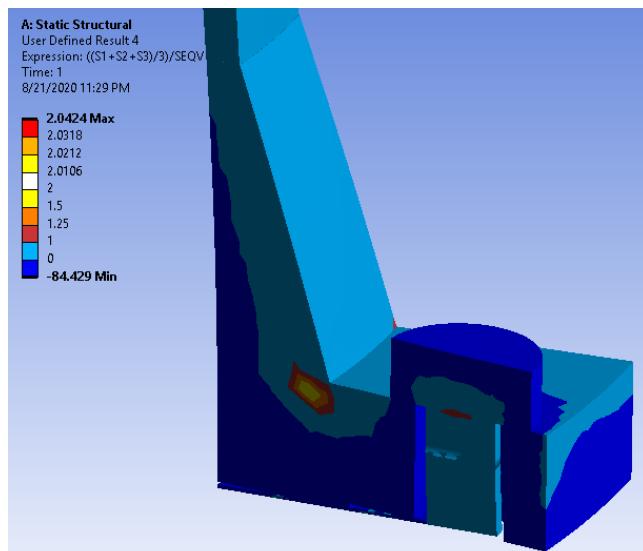
## 2.7. Comprobación tensiones principales:

A recomendación del profesor José Antonio Bea Cascarosa, se comprobó la presencia de tensiones triplanares. Un problema con la tensión equivalente de Von Mises, es que en el caso de tensiones elevadas y muy parecidas da resultados reducidos, incluso nulos en el caso de que sean iguales. Mientras que para tensiones negativas de compresión esto es válido, para tensiones positivas se puede producir rotura a pesar de que la tensión equivalente de Von Mises sea menor a la tensión límite.

Sin un criterio de rotura para este caso, se optó por usar la media de las tres tensiones principales. Se buscaron elementos donde esta media era mayor a la tensión equivalente de Von Mises, midiendo el siguiente coeficiente:

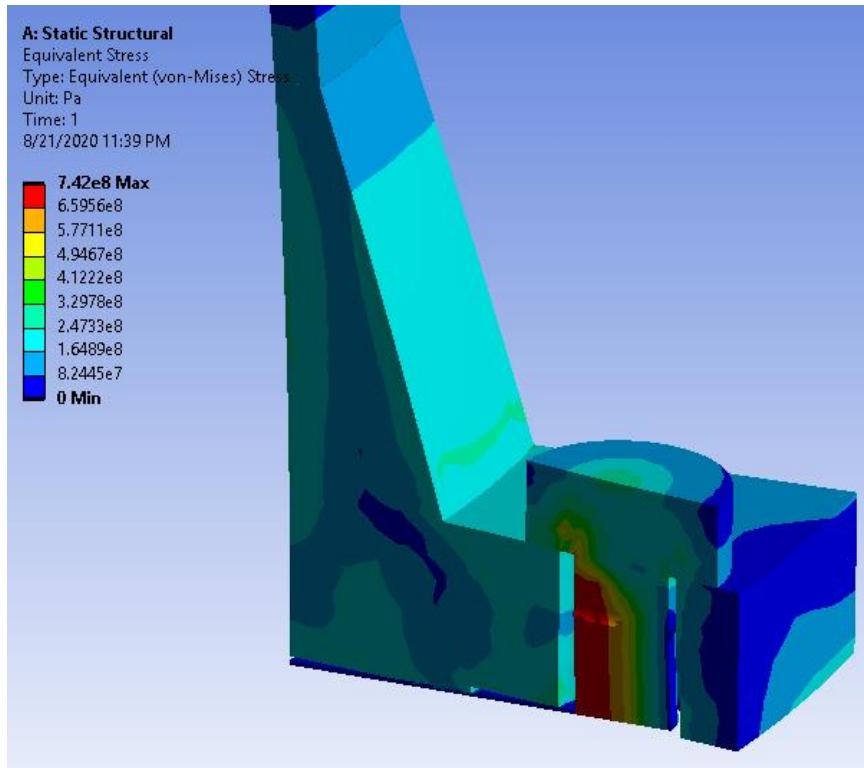
$$\frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3}{\sigma_{Von\ Mises}}$$

Se obtuvo la imagen siguiente, donde se observan 2 puntos donde la media de las 3 tensiones principales supera a la de Von Mises: en la base del cuello de la brida, y en la parte inferior de la cabeza del tornillo. En estos puntos se puede asumir que el criterio de Von Mises subestima el resultado.



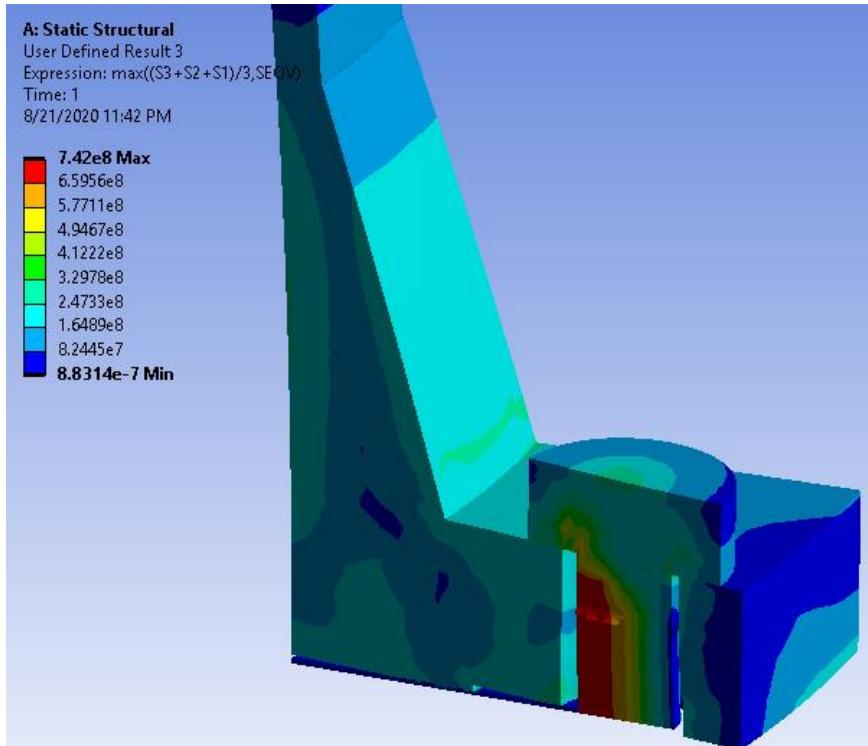
[2.6]En azul, zonas donde la tensión equivalente de Von Mises es mayor y en rojo/amarillo donde la media de tensiones principales es mayor y habrá que considerar tensiones triplanares.

En estas dos zonas, no se producen grandes tensiones equivalentes de Von Mises en un principio, incluso quedando una en torno a un mínimo (cuello de la brida). Esto nos indica que a pesar de que la media de las tensiones principales sea mayor a la tensión equivalente de Von Mises, es poco probable que supere a los máximos de tensión equivalente de Von Mises, sin empeorar el coeficiente de seguridad.



[2.7] Tensión equivalente de Von Mises en la brida CL150 CS NPS16

Tomando el máximo de los dos criterios, no varían los máximos de tensiones:



[2.8] Máximo entre tensión equivalente Von Mises y media de tensiones principales.

De esto podemos concluir que las tensiones triplanares no serán problemáticas para este estilo de bridas tratado en este trabajo.

### 3. Parámetros geométricos:

Los parámetros geométricos del lote de piezas provienen de los códigos ASME B16.5, ASME B16.47A y EN 1092-1, proporcionados por la empresa Red-Bag ya tabulados, con su correspondiente número de tornillos, pretensión de los tornillos (calculados mediante el código europeo EN 1591-1), diámetro resistente equivalente de los mismos, y la carga de presión correspondiente, a varias temperaturas, según el estado de carga que su correspondiente clase debe resistir a distintas temperaturas, además de sus resultados según EN 1591-1.

El código americano ASME B16.5 proporciona dimensiones hasta bridas para tuberías de NPS  $\frac{1}{2}$  hasta NPS 24, y el código ASME B16.47 de NPS 26 a NPS 60, mientras que el código PCC-1 proporciona cargas de tornillos y resultados correspondientes tabulados para NPS de 2 a 48, mostrando el principal problema del formato tabulado: la limitación de cálculos a bridas tabuladas. Se estudió la intersección de los grupos de geometrías dados: los resultados PCC-1, las geometrías calculadas según el método del código EN 1591-1 con las cargas de tornillo recomendadas por la PCC-1, y las dimensiones disponibles.

### 4. Resultados código europeo EN 1591-1:

El método de cálculo propuesto por EN 1591-1 se basa en la simplificación geométrica de la sección a un rectángulo <sup>[1]</sup>, cálculo de las palancas de las cargas <sup>[2]</sup> asumiendo un área de contacto con la junta inicial, e iterar hasta determinar el área de contacto <sup>[3]</sup> (y por lo tanto, la palanca y presión correspondientes), ajustando las propiedades materiales de la junta según su compresión, interpolando entre los valores proporcionados por la ficha técnica de la propia junta.

Con el área de contacto determinada, se comprueba la presión resultante sobre la junta, ajustando las tensiones de los tornillos en los casos desfavorables, volviendo a determinar el área de contacto con la junta, hasta cumplir requisitos.

La empresa Red-Bag ya disponía de un programa propio para realizar estos cálculos, además de los resultados de las piezas propuestas, así que no se reconstruyó dicho modelo iterativo en su totalidad, usando un modelo parcial para comprender su funcionamiento.

Una cuestión de los resultados del código EN 1591-1 es que presentaban dos resultados, según la variación de la carga de los tornillos debido al método de apriete <sup>[4]</sup>, resultando en un Ángulo de rotación mínimo y máximo. A recomendación de la empresa Red-Bag, se tomó la media de estos resultados, al tomar la carga exacta de los tornillos el modelo por elementos finitos.

Ya que el modelo por elementos finitos también resulta en dos ángulos (alineado con el tornillo, y entre tornillos), se tomará la media de estos al comparar, debido a que el modelo matemático de EN 1591-1 asume homogeneidad radial.

## 5. Comparación de resultados de EN 1591-1 con modelo paramétrico:

La comparación y búsqueda de correlaciones completa se encuentran en el anexo “C”, debido al elevado número de graficas.

Para una comparación inicial, se creó una dispersión de puntos, cuyas coordenadas correspondían a ambos resultados, realizando una regresión lineal, comparando las medias, pendientes, y los coeficientes de determinación  $R^2$ , para una comparación general.

Para una comparación más detallada, se estudió el efecto de varios factores sobre la proporción entre resultados. Para ello, asumiremos que el resultado por elementos finitos es proporcional al resultado de EN 1591-1:

$$\theta_{EF} = \theta_{EN} * f(\emptyset d0, N_{tornillos}, Material, Estado de carga)$$

Para la determinar los factores de “f” se tuvo que aplicar metodologías distintas, según si la variable era cuantitativa ( $\emptyset d0, N_{tornillos}$ , ) o cualitativa (Clase, Material, Estado de carga):

-Para variables cuantitativas, se creó una dispersión de puntos cuyas coordenadas eran Log(F) en el eje “y” y dicha variable en el eje “x”, probando una serie de regresiones (lineal, cuadrática, y logarítmica) hasta encontrar la de mayor coeficiente de determinación. Al ser “f” la fracción entre resultados, se usó su logaritmo que representa la diferencia entre logaritmos de resultados, resultando en una distribución que mejor asemeja una distribución normal ( $2^1$  y  $2^{-1}$  equidistan de 1 en escala logarítmica, en lineal no).

-Para variables cualitativas, se calculará la media de Log(F) de cada categoría, obteniéndose factores condicionales, indicados a con flechas.

Estos cálculos vienen reflejados en el anexo “C”, y resultan en las siguientes ecuaciones

:

$$\theta_{EF} \sim \theta_{EN} * \frac{Ens. \rightarrow AC \rightarrow 1.840083}{AI \rightarrow 1.883672} * N_{tornillos}^{-0.102} * \emptyset d0^{-0.032}$$

$$Crg. \rightarrow AC \rightarrow 2.078825 * e^{(2*10^{-3} MPa^{-1} * P_{interna})} * N_{tornillos}^{-0.097} * \emptyset d0^{-0.032}$$

$$AI \rightarrow 2.101880$$

$$P_{EF} \sim P_{EN} * \frac{Ens. \rightarrow AC \rightarrow 1.188767 * e^{-0.0032 * N_{tornillos}} * e^{-0.00005 * \emptyset d0}}{AI \rightarrow 1.145878}$$

$$Crg. \rightarrow AC \rightarrow 1.346481 * e^{(-9*10^{-3} MPa^{-1} * P_{interna})} * N_{tornillos}^{0.0681} * \emptyset d0^{0.0272}$$

$$AI \rightarrow 1.273937$$

Se puede observar la diferente sensibilidad a las propiedades materiales del modelo por elementos finitos, al tener en cuenta plastificación a diferencia del modelo europeo EN 1591-1. Además, se puede comprobar que, para la presión de sellado durante el ensamblaje (estado para el cual se llevan a cabo las iteraciones en el modelo europeo), tienen menor dependencia de factores geométricos, apuntando a que la metodología es adecuada, teniendo mayor peso la proporción entre resultados (al calcular el promedio de presión, en lugar del mínimo en el borde exterior).

En cuanto al número de tornillos, se ve que tiene un efecto constante en el ángulo rotado, indicando una posible mejora en cuanto a los cálculos de rigidez.

Finalmente, cabe destacar el mayor peso de la presión interna sobre la presión de sellado que sobre el ángulo rotado. Esto se puede deber a que se asume la misma área de contacto que durante el ensamblaje, o la falta de consideración del momento transmitido por la tubería al cuello de la brida.

### 5.1. Linealización mediante IA:

También se probó el uso de IA en la regresión lineal de una función para predecir el resultado de ángulo de EN 1591-1 a partir del resultado por elementos finitos y los factores geométricos, clase de brida, material, y cargas. Esta prueba no tuvo éxito, observándose:

- Predicciones de ángulo negativo para valores reducidos: dispersión excesiva.
- pesos muy reducidos, del orden de  $10^{-3}$ , corrigiendo por orden de magnitud, y en el caso del ángulo por elementos finitos, un peso de 0,12.
- Los principales pesos eran los de la clase de brida y material. Con lo anterior, esto apunta a que es más favorable reconstruir los resultados a grosso modo en lugar de ajustarlos en función de otros resultados.
- Esto en parte indica que expresar uno de los resultados (EN 1591-1) como la suma de otro (elementos finitos) más una función de los parámetros geométricos no representa adecuadamente la diferencia entre resultados, pero principalmente indica que un modelo lineal entrenado de esta forma no es apropiado.

En conjunto, esto conllevo a descartar dicho modelo, y optar por asumir la relación proporcional evaluada, frente a una aditiva.

### 6. Resultados código americano PCC-1:

El código americano PCC-1 recomienda una serie de valores tabulados para tensiones de tornillos <sup>[5]</sup>, eligiendo el máximo contenido entre una serie de límites <sup>[6]</sup> (mínimos para sellado, máximos resistentes, máximo según rotación permisible). Multiplicando estos por el área resistente de los tornillos, podemos obtener sus tensiones, comparando así los resultados de los dos códigos y el modelo por elementos finitos.

Para la presión de sellado, asume contacto total a presión homogénea <sup>[7]</sup>, y para el ángulo de rotación asume una relación lineal con la carga de los tornillos <sup>[8]</sup>. Esto se estudia en el anexo “B”, donde se observa que es un modelo suficientemente preciso para la totalidad del rango de cargas de tornillo, pero con cargas próximas a la recomendada (en el caso de que los resultados sean próximos), el carácter exponencial del ángulo respecto la carga conduce a que una pendiente distinta a la de la recta que pasa por el origen sería recomendable, dando lugar a un error menor.

Aun así, debido al número limitado de casos que se pueden estudiar debido al carácter tabulado, la comparación posible es más bien cualitativa.

## 7. Comparación de resultados PCC-1:

La comparación mediante graficas más detallada se encuentran en el anexo “D”, debido al elevado número de graficas.

Debido al número reducido de piezas, la cantidad de inferencias posibles es reducida. Principalmente, cabe destacar que el ángulo de rotación según PCC-1 sirve para establecer un límite de rotación permitida por la junta, por lo se puede entender en parte la tendencia a sobreestimar el ángulo de rotación. Aun así, su error relativo medio acaba siendo mayor que el del código europeo EN 1591-1, por lo que su aptitud parece más apropiada para valores orientativos.

También hay que tener en cuenta que la presión de contacto con la junta, mientras que no es muy representativa de la realidad, es válida para una geometría de brida dada con una junta específicamente para esa geometría, que el fabricante garantiza resiste una carga calculada de tal forma. Al igual que los resultados de ángulo tabulados, esto impide la aplicación a geometrías distintas de las predeterminadas.

Se puede concluir que fuera de la clase 150 sus resultados de ángulo son una buena referencia, pero que su presión no es comparable por su definición.

## 8. Modelo de red neuronal, IA:

El último aspecto a tratar es la posibilidad de usar un modelo de red neuronal. Debido al tiempo de cálculo del conjunto de piezas, se simplificará la cantidad de casos a las 97 piezas, del mismo material, con 2 estados de carga (alta temperatura, baja presión, baja temperatura, alta presión), y 2 cargas de tornillo (máximo recomendado, y reducido), dejando 388 casos. De estos, reservamos 20 para evaluar, dejando finalmente 368.

Adimensionalizando las variables geométricas de entrada dividiéndolas por el diámetro interno de la brida, conseguimos reducirlas a 18 (15 geométricas, carga de tornillos, temperatura y presión). Mientras que la carga de tornillos y presión permitirían reducir por una variable más, ninguna de las dos es realmente representativa, así que se adimensionalizaron con la rigidez a temperatura ambiente de la brida.

Variables de salida son 16(ajuste de tornillos, carga de los tornillos en estado de carga, y tanto del estado de montaje como carga: presión de contacto mínima/máxima, coeficientes de seguridad de 3 piezas, ángulo mínimo/máximo) Con estas variables de

entrada y salida, y el número de casos de entrenamiento, se comprueban 4 modelos con una cantidad progresiva de capas ocultas, manteniendo el número de pesos a ajustar por debajo de los casos disponibles para entrenamiento:

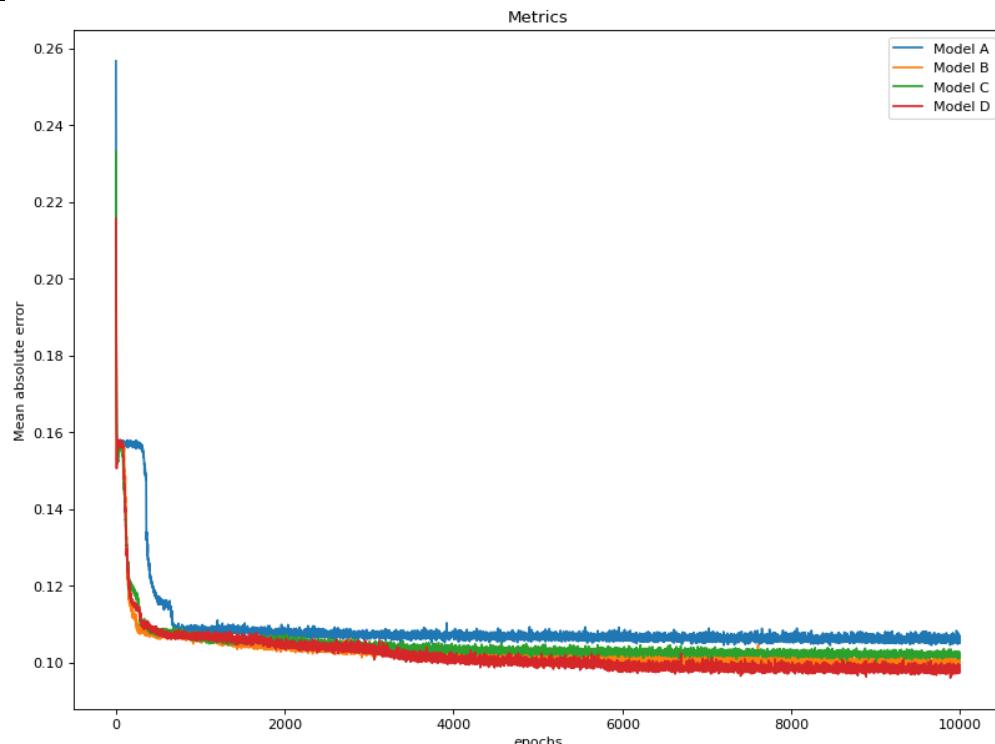
| Modelo | Arquitectura  | Pesos a ajustar   |
|--------|---------------|---|
| A      | 18x10x16      | $19 \times 10 + 11 \times 16 = 366$                     |
| B      | 18x8x8x16     | $19 \times 8 + 9 \times 8 + 9 \times 16 = 368$          |
| C      | 18x6x6x6x16   | $19 \times 6 + 7 \times 6 \times 2 + 7 \times 16 = 310$ |
| D      | 18x6x6x6x6x16 | $19 \times 6 + 7 \times 6 \times 3 + 7 \times 16 = 352$ |

Estos modelos presentan un numero de capas ocultas crecientes, reduciendo su tamaño consecuentemente para mantener el número de factores a ajustar menor a la cantidad de casos de entrenamiento.

Las funciones de activación de estas capas ocultas son tangentes hiperbólicas, cuya salida se encuentra en el rango (-1, 1), permitiendo relaciones negativas, y la última capa, de variables de salida, presenta una función de activación sigmoide, cuya salida se encuentra en el rango positivo (0 , 1), con los resultados ajustados para que se encuentren en este rango, evitándose resultados negativos. Se uso el optimizador Adadelta, basado en el optimizador Adam (“Adaptive Moment Estimation”), pero que ajusta el ritmo de optimización, reduciéndolo al aproximarse al mínimo de perdida.

Los resultados de error relativo medio son los siguientes:

| Modelo | Arquitectura  | Casos mínimos | ERM entrenamiento | ERM evaluación |
|--------|---------------|---------------|-------------------|----------------|
| A      | 18x10x16      | 366           | 0.1063            | 0.1077         |
| B      | 18x8x8x16     | 368           | 0.0990            | 0.0953         |
| C      | 18x6x6x6x16   | 310           | 0.1018            | 0.1001         |
| D      | 18x6x6x6x6x16 | 352           | 0.0994            | 0.0886         |



[8.1]Error Relativo Medio de los 4 modelos propuestos durante entrenamiento, 16 variables de salida.

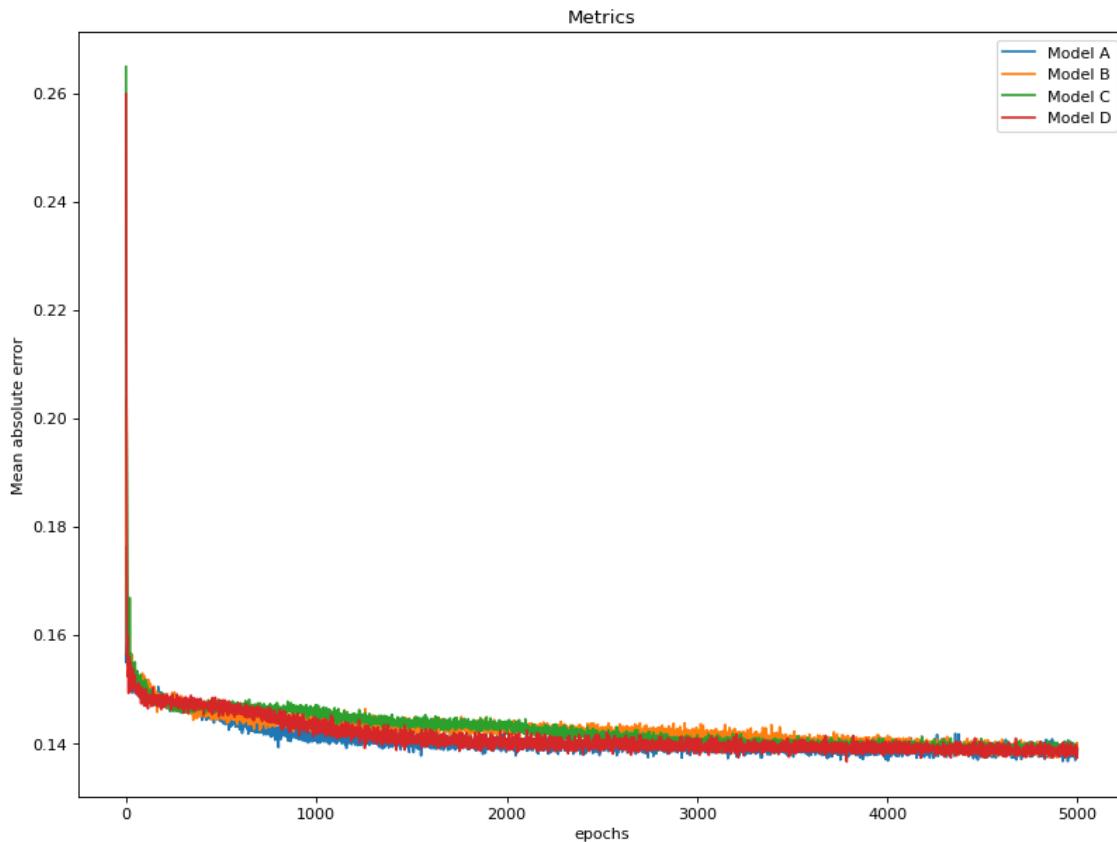
Dados los casos limitados, la complejidad de la red neuronal que se puede entrenar es limitada. Aun así, podemos observar que la red neuronal con 4 capas ocultas (Modelo D) es el que consigue mayor precisión, pero por un margen reducido, rondando un error relativo medio  $\sim 10\%$ .

Mientras que este nivel de precisión no es suficiente para reemplazar cálculos, con una base de datos mayor, un modelo más complejo, y teniendo en cuenta propiedades materiales, sería posible generar una red neuronal capaz de reemplazar cálculos tradicionales.

Reduciendo el número de variables a predecir a dos (ángulos mínimo y máximo en estado de montaje) para ver si se puede obtener mayor precisión, se puede observar el efecto contrario:

| Modelo | Arquitectura | Casos mínimos | ERM entrenamiento | ERM evaluación |
|--------|--------------|---------------|-------------------|----------------|
| A      | 16x18x2      | 344           | 0.1394            | 0.1164         |
| B      | 16x11x11x2   | 356           | 0.1384            | 0.1104         |
| C      | 16x9x9x9x2   | 353           | 0.1386            | 0.1107         |
| D      | 16x7x7x7x7x2 | 303           | 0.1395            | 0.1124         |

Podemos observar que los 4 modelos tienen un error relativo medio mayor que en el modelo anterior. Esto apunta a mayor precisión en las predicciones de unas variables que en otras, y el caso de los ángulos de rotación, esta es menor.



[8.1]Error Relativo Medio de los 4 modelos propuestos durante entrenamiento, 2 variables de salida.

## 9. Conclusiones:

A partir de estos resultados y sus comparaciones, podemos concluir que el código americano ASME PCC-1 es notablemente menos preciso que el europeo EN 1591-1, con mayor error relativo con los resultados de rigidez, además de inconsistente para bridas de clase 150, limitado a las modelos de bridas tabulados, y sin consideración a las cargas aplicadas. Mientras que es de fácil aplicación, sus resultados son de uso orientativo.

Los resultados del código europeo EN 1591-1 presentan menor error relativo, pudiéndose observar mayor parentesco en las gráficas del anexo “D”. Al buscar correlaciones y consecuentemente corregirlas, se redujo a la mitad el error relativo medio, una pequeña mejora. Esto conduce a la conclusión de que la mejora posible es reducida, pero relevante, debido respectivamente al solo compensar la mitad del error relativo medio, pero esa mitad supone ~10% de error para el caso de ensamblaje, y ~15% de error bajo carga.

En cuanto a la presión de sellado, no se pudieron comparar efectivamente los resultados, al ser datos distintos los calculados: presiones promedias sobre áreas distintas, y los límites de presión en el borde externo.

Mientras que se encontró un efecto de la presión interna sobre las diferencias de resultados de presión, esto no permite sacar conclusiones definitivas al ser presiones con definiciones distintas. Aun así, debería considerarse, al ser el factor de la presión máxima ( $\sim 120 \text{ MPa} \rightarrow \times 0.24$ ) ~3,5 veces menor que el de la mínima ( $\sim 20 \text{ MPa} \rightarrow \times 0.84$ ).

El modelo basado en inteligencia artificial mediante red neuronal es prometedor en cuanto a precisión posible y extensión de resultados que se pueden obtener en tiempo reducido, pero su ausencia de transparencia y dificultad en reproducibilidad conlleva una valoración desfavorable para su uso en normativa y códigos, siendo más recomendable como herramienta de cálculo privada o para obtener valores orientativos de los resultados.

Su gran necesidad de datos para su entrenamiento también es problemática, en cuanto a su obtención. Resultados reales requieren mucho tiempo además de costes del equipamiento requerido, y su obtención mediante elementos finitos tiene su coste computacional (los resultados usados en este trabajo en su totalidad llegaban a tardar ~20 horas). Mientras que como herramienta presentaría gran utilidad, no es funcional en cuanto a requerimientos.

### 9.1. Futuras mejoras:

Posibles mejoras que se podrían considerar para estudios posteriores son:

-Cálculo de la presión de sellado de forma comparable con el código europeo, promediando la presión únicamente en el área donde se produce contacto. La principal dificultad estaría en la delimitación del área, posteriormente cuantificando la carga total de los elementos correspondientes, y la división por el área de contacto cuantificada.

-Aplicar el ajuste del tornillo por acortamiento de geometría y fijando desplazamiento, y no solo fijar el desplazamiento correspondiente. Mejoraría la precisión de la rigidez del tornillo, pero la perdería con el cálculo del ajuste, calculado con la longitud inicial, requiriendo iteración para precisión.

-Mejora de malla, en este caso limitada por licencia y retrospectivamente por tiempo, pero una malla más fina permitiría mejor precisión de los resultados, una mejora teóricamente simple.

-Comparación de resultados del código europeo EN 1591-1 a diferentes cargas de tornillos, progresando de forma gradual, para comprobar el comportamiento de sus resultados con carga progresiva.

-Probar otros modelos por elementos finitos, donde no se tiene en cuenta el momento resultante de la presión sobre la pared de la tubería, comprobando su efecto sobre los resultados propios del modelo por elementos finitos. Esto duplicaría la cantidad de modelos a calcular, y por lo tanto el tiempo de simulación.

## Bibliografía:

- EN 1591-1 “Flanges and their joints - Design rules for gasketed circular flange connections, Part 1”
- EN 1092-1 “Flanges and their joints - Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated - Part 1: Steel flanges”
- ASME PCC-1 “Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly”
- ASME B16.5 “Pipe Flanges and Flanged Fittings, NPS ½ Through NPS 24 Metric/Inch Standard”
- ASME B16.47<sup>a</sup> “Large Diameter Steel Flanges, NPS 26 Through NPS 60, Metric/Inch Standard”

## Referencias:

- [1] EN 1591-1, apartado 6.2.4 “Flexibility-related flange parameters”, pagina 27.
- [2] EN 1591-1, apartado 6.4.5 “Lever arms”, pagina 32.
- [3] EN 1591-1, apartado 6.4.4 “Axial flexibility modulus of gasket”, tabla 1, página 31.
- [4] EN 1591-1, anexo B “Tightening”, tabla B.1, página 44.
- [5] ASME PCC-1, Apendice O “Assembly bolt stress determination”, tabla O-8, página 67.
- [6] ASME PCC-1, Apendice O “Assembly bolt stress determination”, apartado O-4.2 “Determining the Apropriate Bolt Stress”, página 59.
- [7] ASME PCC-1, Apendice O “Assembly bolt stress determination”, apartado O-3.2 “Determining the Appropriate Bolt Stress”, página 58.
- [8] ASME PCC-1, Apendice O “Assembly bolt stress determination”, apartado O-4.2, ecuación (O-10), página 59.

## Imágenes:

- [1.1] Fuente: Cortesía de la empresa Red-Bag.
- [2.1] Fuente: ANSYS Workbench, elaboración propia.
- [2.2] Fuente: ANSYS SpaceClaim, elaboración propia.
- [2.3] Fuente: ANSYS Mechanical, elaboración propia.
- [2.4] Fuente: Elaboración propia.
- [2.5] Fuente: Elaboración propia.
- [2.6] Fuente: ANSYS Mechanical, elaboración propia.
- [2.7] Fuente: ANSYS Mechanical, elaboración propia.
- [2.8] Fuente: ANSYS Mechanical, elaboración propia.
- [8.1] Fuente: Google Collab, elaboración propia.
- [8.2] Fuente: Google Collab, elaboración propia.