

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

Diseño y construcción de un bio-reactor

Proyecto de investigación

Mauricio Alfredo León Ruiz

Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación de pregrado presentado como requisito
para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, 14 de diciembre de 2018

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

Diseño y construcción de un bio-reactor.

Mauricio Alfredo León Ruiz

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

David Escudero, PhD

Firma del profesor

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

Juan Sebastián Proaño, PhD

Firma del profesor

Quito, 14 de diciembre de 2018

© Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante:

Nombres y Apellidos: Mauricio Alfredo León Ruiz

Código de estudiante: 00116205

C. I.: 1716486277

Lugar, Fecha: Quito, 14 de diciembre de 2018

Resumen

El presente trabajo consistió en hacer el diseño de un reactor y en construirlo basándose en el mismo. Para ello se consideraron los sistemas del recipiente a presión, agitación, calentamiento y la estructura para sostener al reactor y al sistema de calentamiento. Para el sistema de recipiente de presión se considera el espesor del tanque, la junta entre la tapa y el tanque del reactor. Para el sistema de agitación se consideran los equipos necesarios, así como la potencia necesaria del motor. Para el sistema de calentamiento se consideró el método de calentamiento, y la entrada energética necesaria para mantener el reactor a una temperatura estable. Por último la estructura se basó en que esta pueda resistir una carga de diseño determinada. Finalmente, se obtuvo un reactor funcional el cual puede ser utilizado como un reactor continuo, semicontinuo y por lotes dependiendo la alimentación que se le administre al mismo.

Abstract

The present work consisted in designing and building a reactor. In order to do it, the pressure vessel, agitation, heating and the structure systems were considered. For the pressure vessel system, the thickness of the tank as the connection between the lid and the reactor tank are taken into account. For the agitation system, the necessary equipment is defined, as well as the necessary power for the motor. For the heating system, the heating method was chosen, and the necessary energy input to keep the reactor at a stable temperature was calculated. Lastly, the structure was based on its ability to withstand a certain design load. Finally, a functional reactor was obtained, it can be used as a continuous, semi-continuous and batch reactor depending on the feed that is administered to it.

Contents

1. INTRODUCCIÓN	7
2. METODOLOGÍA	9
2.1. Determinación de variables y diseño de recipiente de presión.	9
2.1.1 Espesor de la pared	9
2.1.2 Diseño de la junta bridada.....	9
2.1.3 Verificación de la resistencia de los pernos.....	13
2.1.4 Manufactura de la brida.....	14
2.2 Determinación de variables y diseño del sistema de agitación.	15
2.2.1 Determinación del equipo de agitación.....	15
2.2.2 Cálculo de la potencia del agitador	15
2.2.3 Esfuerzos sobre el agitador	16
2.3 Diseño del Sistema de Calentamiento	17
2.3.1 Determinación de variables, tipo y geometría del sistema de calentamiento local del reactor.....	17
2.3.2 Cálculo de requerimientos energéticos y dimensiones del tanque de calentamiento.	17
2.4 Diseño de la estructura.	20
3. RESULTADOS Y DISCUSIONES	21
3.1. Recipiente de presión	21
3.2. Junta bridada	22
3.2.1. Diseño de la brida.	22
3.2.3. Diseño de la tapa.....	24
3.2.4. Verificación de la resistencia de los pernos.....	25
3.3. Diseño del sistema de agitación	27
3.3.1. Geometría	27
3.3.2. Potencia del agitador	27
3.3.3. Resistencia mecánica del agitador.....	28
3.3.4. Determinación y montaje del sello	28
3.4. Diseño del sistema de calentamiento	29
3.4.1. Determinación y dimensionamiento del sistema.....	29
3.4.2. Cálculo de pérdidas de calor	29
3.5. Diseño y construcción de la estructura	31
3.6. Presupuesto	33
4. CONCLUSIONES	34
5. REFERENCIAS	36

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente, se tiene una nueva tendencia de buscar e implementar nuevas fuentes de energía, especialmente aquellas que generen el menor impacto ambiental posible. A raíz de esta premisa se ha observado un gran potencial en el aprovechamiento energético de la biomasa, que es material orgánico de residuo animal o vegetal, de la cual se tiene una muy buena disponibilidad ya que entre estos se encuentra desechos orgánicos urbanos y agrícolas. Por lo que se puede considerar a la energía generada a partir de biomasa como renovable. Es importante recalcar que la generación energética a partir de biomasa se da a través de la descomposición mediante microorganismos para la posterior generación de gases combustibles, entre los cuales está el metano (CH_4). Para poder implementar un proceso seguro, limpio, eficiente y efectivo de formación de biogás a partir de biomasa es necesario conocer a profundidad las reacciones biológicas que ocurren para que se pueda dar la transformación química deseada.

Los biorreactores son aquellos que dan lugar a las reacciones que involucran material biológico y pueden ser de escala industrial hasta de laboratorio. A escala de laboratorio, estos son una herramienta que sirve para estudiar los efectos que tienen algunas variables en el proceso de descomposición de biomasa, en el cual se somete a un volumen de control reactivo a condiciones controladas como presión, temperatura, concentración y se evalúa su comportamiento en el tiempo. Así se puede optimizar este proceso para una generación a mayor escala.

El objetivo de este proyecto es de diseñar y construir un reactor capaz de llevar a cabo el proceso biológico antes mencionado. Un reactor es un equipo diseñado para que dentro de él se lleve a cabo una reacción química con una conversión de reactantes conocida. Por otro lado, un proceso biológico es un conjunto de reacciones químicas espontáneas ejecutadas por un ser vivo. Para poder describir el funcionamiento de un reactor es necesario primero definir su tipo según la alimentación y como esta alimentación interactúa con el volumen del reactor.

Según estos criterios, existen los reactores batch. Estos se definen como un reactor discontinuo que no posee entrada ni salida, es decir tiene un volumen fijo el cual es agitado. Los reactivos de un reactor batch se encuentran en estado no estacionario debido a que su composición neta va variando con el tiempo hasta que la reacción deja de darse.

Entre los reactores continuos está el CSTR por sus siglas en inglés que significan reactor continuo de tanque con agitación. En este tipo de reactor se tiene un tanque el cual es normalmente operado con una entrada y una salida las cuales tienen el mismo flujo másico; esto con el fin de mantener el nivel del reactor estable. Además, en este modelo se considera que el reactor está en estado estacionario ya que se asume que la concentración de la masa dentro del reactor es homogénea (producto de la agitación), es importante mencionar que la concentración de sustancias de un CSTR se asume que es igual a la concentración de la masa que sale del reactor.[1]

Un tercer modelo que se maneja para reactores es el de reactores de flujo de pistón (PFTR) este tipo de reactores consisten en un tanque por el cual materia fluye de un extremo a otro. Los reactantes se pueden agregar en cualquier parte de la trayectoria de

la masa principal. La aproximación realizada en este tipo de reactor es que la concentración del flujo dentro del reactor es constante en cada posición de este, sin embargo, esta cambia a lo largo de la trayectoria del flujo másico.

Finalmente se tienen los reactores catalíticos, los cuales tienen modelos completamente diferentes a los tres mencionados antes ya que su cinética es distinta.

En cuanto al estado del arte de la ingeniería de la reacción y el diseño de reactores el principal enfoque del desarrollo es el de la intensificación de los procesos, estos se subdividen en integración y mejoramiento de los procesos. En cuanto a la integración, esto se refiere a alcanzar una optimización espacial, energética o temporal global de un proceso mediante la fusión de ciertas etapas que son típicamente llevadas a cabo de manera independiente. Por ejemplo, el desarrollo de un reactor-intercambiador de calor.

En este ejemplo se propone mejorar la eficiencia energética global del proceso al reutilizar el calor generado o liberado de un proceso en otro. La otra perspectiva para intensificar un proceso es el del mejoramiento. Este enfoque consiste en elaborar nuevos modelos que permitan superar el desempeño de los modelos predecesores. Para lograr tal propósito es importante definir la región alcanzable. Este concepto consiste en reconocer cuales son los límites teóricos óptimos de funcionamiento de los modelos que se tienen. Para poder decidir si un nuevo modelo superó o no a un modelo predecesor es necesario comparar las regiones alcanzables respectivas de cada modelo. Un ejemplo de un nuevo modelo es el de un reactor de flujo lateral diferencial el cual es utilizado en casos de distribución o remoción dosificada.

El tipo de reactor que se desarrollará en este proyecto es un CSTR semicontinuo el cual comprende una serie de requerimientos como son la presencia de agitación, un sistema de calentamiento, la existencia de un compartimiento hermético, así como sistemas de control de temperatura.

2. METODOLOGÍA

2.1. Determinación de variables y diseño de recipiente de presión.

La premisa para el diseño del recipiente de presión fue que la presión de diseño sería de 1 Atm de presión manométrica (101325 Pa), mientras que la operación normal del reactor se daría a 0 atm manométrica. Esto con el propósito de que, si se formasen gases producto de la reacción, estos puedan ser contenidos de manera segura.

2.1.1 Espesor de la pared

Se calculó el espesor de la pared tomando en cuenta que esta pueda resistir la presión de diseño. Para ello se determinó cual sería el mínimo valor que debería tener para que el esfuerzo circunferencial producido por la presión manométrica sea el mismo que el esfuerzo de fluencia, para así poder evitar la deformación plástica. Un punto importante es que se toma en cuenta el esfuerzo circunferencial debido a que dicho esfuerzo es siempre el mayor si se tiene en consideración la presencia de un esfuerzo longitudinal. El espesor mínimo (e_1) del tanque para que este resista la fluencia por el esfuerzo circunferencial (σ_{y_circun}) se calcula por medio de la ecuación (1).

$$e_1 = \frac{P * D_i}{2 * \sigma_{circun}} \quad (1)$$

Donde P es la presión manométrica y D_i es el diámetro interior del recipiente. Paralelamente, se calculó cual sería el factor de seguridad, respecto al esfuerzo de cedencia (ecuación (2)), para el caso que se use un espesor arbitrario (e_2). El factor de seguridad (FS_1) se calculó a partir del esfuerzo circunferencial correspondiente.

$$\sigma_{circun} = \frac{P * D_i}{2 * e_2} \xrightarrow{\text{Factor de seguridad}} FS_1 = \frac{\sigma_{y_circun}}{\sigma_{circun}} \quad (2)$$

2.1.2 Diseño de la junta bridada

La unión entre la tapa plana y el cuerpo del reactor se hizo mediante una junta bridada y se selló con la ayuda de un o-ring. Se dimensionó el espesor de la brida y el número de pernos necesarios en la junta calculando el esfuerzo y deflexión máximos de la tapa y la brida respectivamente. Además, se determinó el esfuerzo al que se sometería el o-ring una vez cerrada la junta. Para el cálculo de la brida se utilizó un modelo teórico y una simulación, y para la tapa se empleó una simulación.

2.1.2.1 Brida

El primer modelo teórico empleado en el dimensionamiento de la brida es una viga recta continua de acero inoxidable (módulo de elasticidad E) con el mismo número (n_1) de apoyos que, de pernos, sin embargo, solo se toman en cuenta tres apoyos consecutivos para el análisis teórico. Además, se introdujo una carga distribuida

(W) (Ecuación(3), siendo ésta, el producto de la presión manométrica dentro del tanque y el área (A_1) sellada por la tapa dividido para la circunferencia media de la brida (L_m). En la Figura 1 se muestra un esquema del modelo y las ecuaciones (4) y(5) sirven para calcular el esfuerzo (σ_{1_max}) y la deflexión (y_{1_max}) máximas. [2]

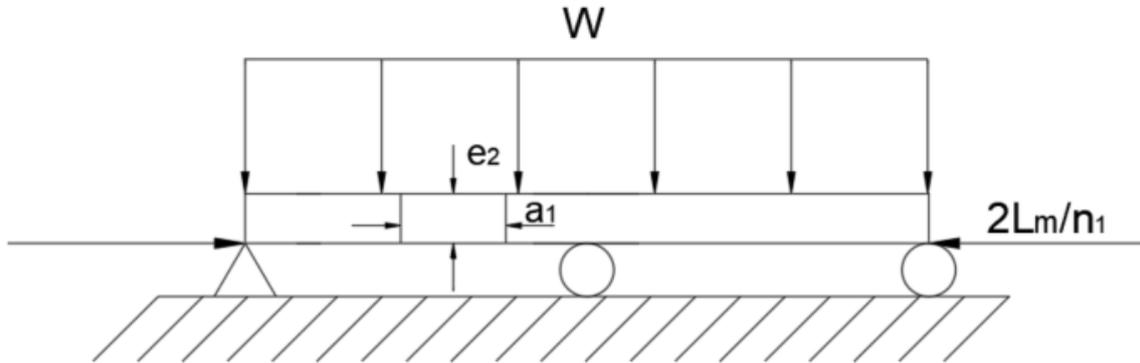


Figura 1. Modelo de viga continua con apoyos simples.

$$\sigma = \frac{M}{I} \quad (3)$$

$$M_{max} = \frac{L_m^2}{4 * n_1} \left(\frac{3W * L_m}{2 * n_1} - F \right) \xrightarrow{\text{esfuerzo}} \sigma_{1_max} = \frac{M_{1_max} * \frac{e_2}{2}}{\frac{a_1 * e_2^3}{12}} \quad (4)$$

$$y_{1_max} = \frac{L_m^3}{48 * E * \frac{a_1 * e_2^3}{12} * n_1^3} \left(\frac{7W * L_m}{n_1} - \frac{23F}{2} \right) \quad (5)$$

La simulación de la brida se hizo en el software *Solidworks* creando un caso estático. Primero, se eligió el material de la pieza como *wrough stainless Steel*, y se impusieron como superficies fijas al área de interfase de la brida con el tanque y a la superficie de los agujeros de los pernos (Figura 2). En la región cargada, se aplicó una presión de 101325 Pa. Finalmente se malló el modelo y se verificaron los resultados con tres mallados diferentes, uno grueso, uno medio y uno fino para constatar que las tres respuestas se mantuviesen dentro del mismo orden de magnitud.

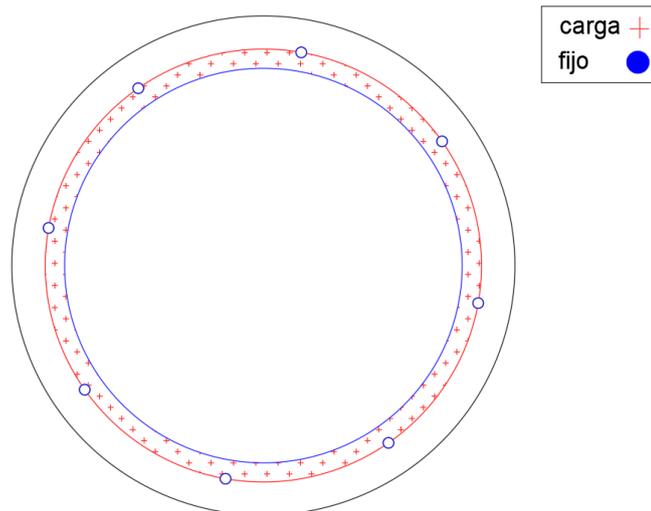


Figura 2. Esquema de las condiciones de borde de la brida (vista superior).

2.1.2.2 Tapa

La simulación de la tapa empernada a la brida se realizó en el mismo software que la simulación anterior. Se aplicó *wrough stainless Steel* como material para ambas piezas. Posteriormente se crearon las conexiones con pernos M6, pasantes y sin precarga, y se estableció el contacto entre los componentes como global. Seguidamente, se estableció a la superficie interna de la brida como fija, y se aplicó una carga de 101325 Pa (Figura 3). Finalmente se aplicaron 3 mallados, desde uno grueso pasando por un medio hasta un fino para constatar que las respuestas no varíen en más de un orden de magnitud.

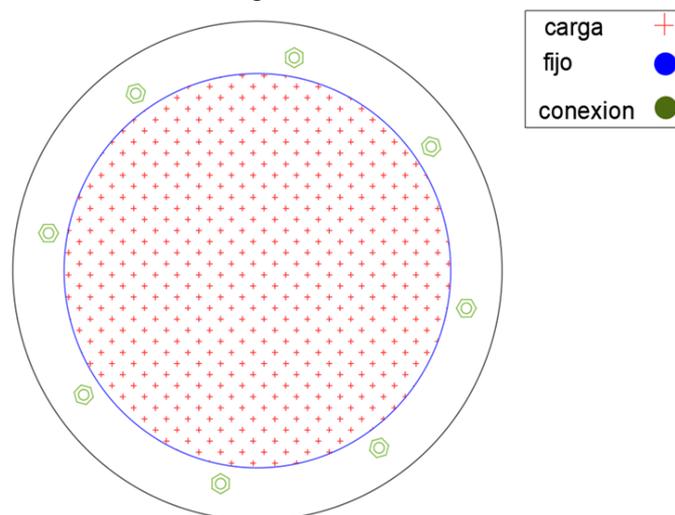


Figura 3. Esquema de las condiciones de borde de la tapa (vista inferior)

2.1.2.3 O-ring.

Después de comprobar que los esfuerzos de la tapa y la brida estaban por debajo del límite de cedencia, fue necesario comprobar que el o-ring sellaba la junta de manera segura. Para conseguirlo, se consideró que la fuerza del sello resulta de cuan

comprimido esté el o-ring, por lo cual se calcula su deformación (ε) con la ecuación (6). En la Figura 4 se presenta un esquema del o-ring en la ranura de la brida en un corte transversal.

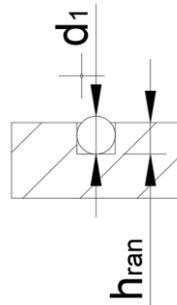


Figura 4. Corte transversal del o-ring en la ranura de la brida.

$$\varepsilon = \frac{d_1 - d_2}{d_1} \quad (6)$$

Donde d_1 es el diámetro del o-ring sin comprimir, y d_2 es el diámetro del o-ring deformado, es decir cuando la junta está empernada y sometida a carga. En la Figura 5 se muestra una representación de la tapa y la brida siendo deformadas por la presión de diseño, d_2 se calculó con la ecuación (7).

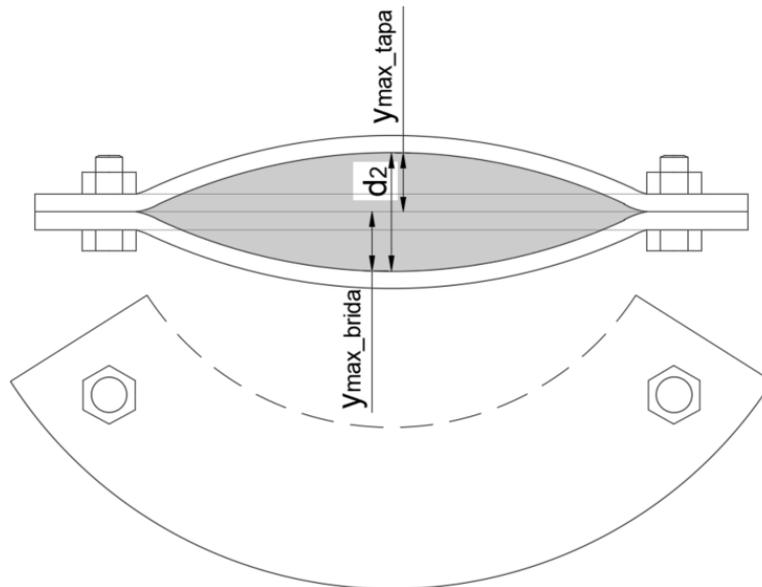


Figura 5. Esquema de la tapa y la brida deformadas.

$$d_2 = h_{ran} + y_{max_tapa} + y_{max_brida} \quad (7)$$

Después de establecer la deformación del o-ring, se calculó cual es el esfuerzo que este experimenta basándose en la Figura 6, para así poder compararlo con la presión de diseño y constatar que el esfuerzo de compresión del o-ring sea mayor a P . La Figura 6 presenta las curvas de esfuerzo deformación experimentales.

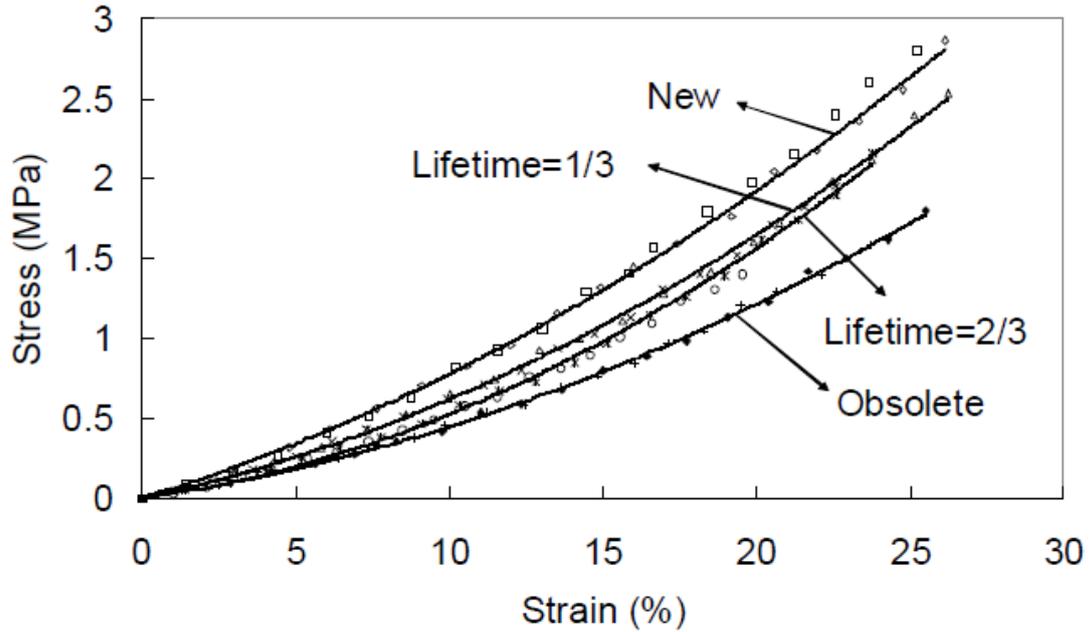


Figura 6. Curva esfuerzo-deformación o-ring. [3]

2.1.3 Verificación de la resistencia de los pernos

Una situación paralela que también depende del número de pernos que se utilizarían en la junta bridada, es en si la resistencia de cada perno. Esta magnitud se puede encontrar al calcular cual sería la carga a la cual estaría sometido cada sujetador. Para ello se necesita determinar la fracción de carga que el perno absorbe respecto a la absorbida por el material comprendido en la unión. Dicha correspondencia se encuentra al relacionar las rigideces del perno y la del material comprimido por el perno y la tuerca, variables que pueden ser calculadas a partir de las propiedades de los materiales de la junta, y de la geometría del sujetador. Las ecuaciones (8, (9, (10, (11, (12, y (13 son necesarias para el cálculo del perno. [4]

$$k_b = \frac{A_t * E}{l_t} \quad (8)$$

$$k_1 = \frac{0.5774 * \pi * E * d_p}{\ln \left(\frac{\left((1.55 * t_1) + D_p - d_p \right) * (D_p + d_p)}{\left((1.55 * t_1) + D_p + d_p \right) * (D_p - d_p)} \right)} \quad (9)$$

$$k_2 = \frac{0.5774 * \pi * E * d_p}{\ln \left(\frac{\left((1.55 * t_2) + D_p - d_p \right) * (D_p + d_p)}{\left((1.55 * t_2) + D_p + d_p \right) * (D_p - d_p)} \right)} \quad (10)$$

$$k_m = k_1 + k_2 \quad (11)$$

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (12)$$

$$F_{su} = c * \frac{P * A_1}{n_1} \xrightarrow{\text{esfuerzo}} \sigma_{su} = \frac{F_{su}}{A_t} \quad (13)$$

2.1.4 Manufactura de la brida.

Para la construcción de la brida se partió de una platina, la cual fue moldeada por una matriz y un punzón montados en una prensa hidráulica como se muestra en la figura 7. El sistema fue modelado como una viga con dos apoyos simples y una carga puntual en la mitad de la luz (Figura 8). Para determinar la factibilidad del método, se estableció el máximo ancho de platina con el que se podía trabajar, usando la ecuación (14, para lo cual se debe conocer el esfuerzo de cedencia (σ_y) del material y la fuerza máxima de la prensa F_p .

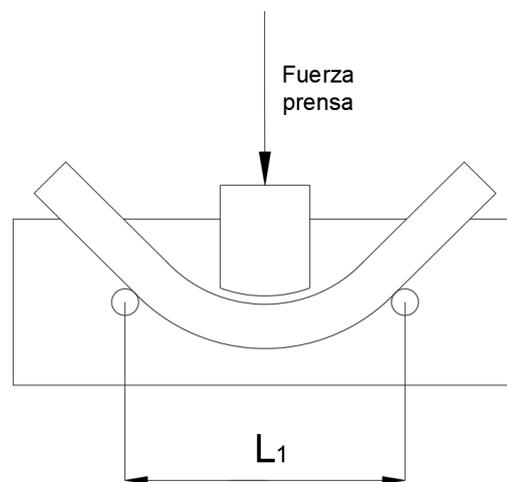


Figura 7. Esquema del método de construcción de la brida.

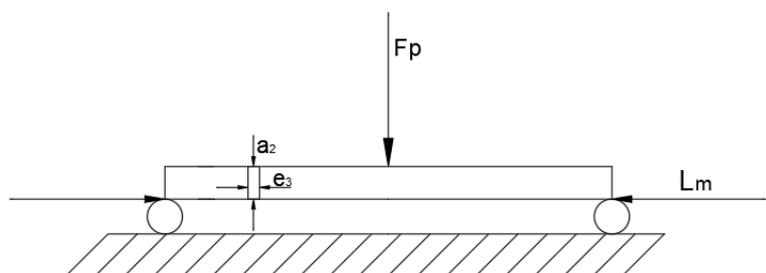


Figura 8. Esquema de manufactura de la brida a partir de matriz y punzón.

$$a_2 = \left(\frac{3 * F_p * L_1}{e_3 * \sigma_y} \right)^{1/2} \quad (14)$$

2.2 Determinación de variables y diseño del sistema de agitación.

Las premisas bajo las cuales se dimensionó y construyó el sistema de agitación fueron la velocidad de giro del agitador ($50 < n_2 < 150$ rpm) y que las propiedades físicas e hidráulicas de la masa reactivas son las mismas que las del agua.

2.2.1 Determinación del equipo de agitación

Se decidió emplear los agitadores de vigas cruzadas y de marco cuya geometría se muestra en el Anexo A [5]. De donde también se obtuvo la longitud del eje del agitador (L_a). Considerando el tipo de agitadores, se encontró necesario utilizar deflectores. Estos están dimensionados según el diámetro interior D_i y se muestra un esquema de ellos y sus proporciones en la Figura 9.

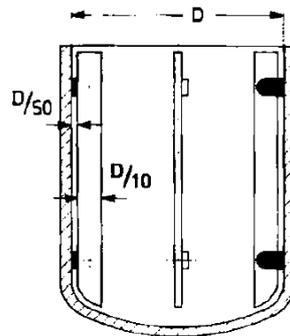


Figura 9. Esquema para dimensionamiento de deflectores. [5]

2.2.2 Cálculo de la potencia del agitador

Otra parte del dimensionamiento fue calcular la potencia necesaria del motor del agitador para que este pueda vencer las fuerzas viscosas del fluido al igual que las pérdidas inherentes a la operación de agitación. En esta etapa del diseño se debe tener definido el diámetro (d) de los agitadores, la velocidad de giro (n_2) del eje, y las características hidráulicas y físicas como son la viscosidad dinámica (μ) y la densidad (ρ) del reactante. Para esto se empleó la ecuación (7) y se calculó el número de Reynolds (R_e) del sistema, y se utilizó la Figura 10 para calcular el número de Newton (N_e), de donde se aplica la ecuación para obtener la potencia requerida (P_o) ecuación (16). Es importante mencionar que esto se debe hacer para ambos agitadores y de esos dos considerar el requerimiento energético mayor.

$$R_e = \frac{n_2 * d^2 * \rho}{\mu} \quad (15)$$

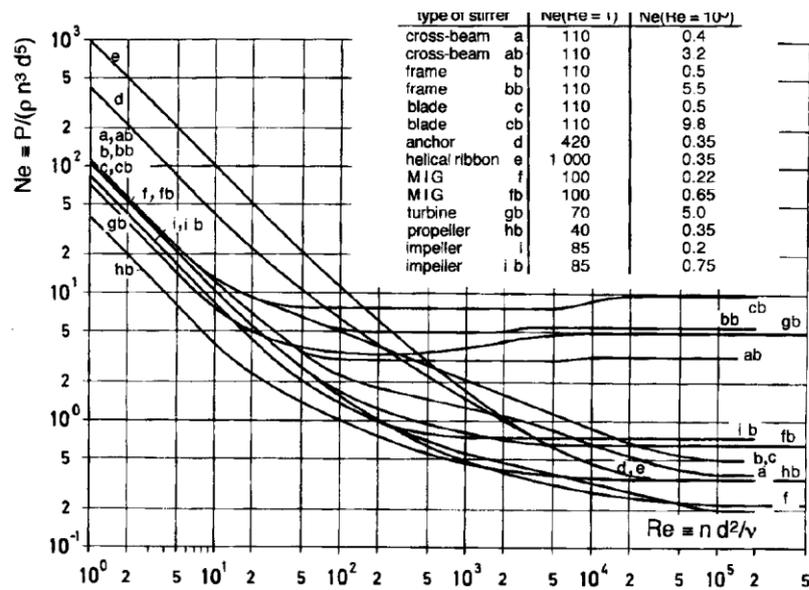


Figura 10. Ne vs. Re para varios tipos de agitadores. [5]

$$Po = N_e * \rho * n^3 d^5 \quad (16)$$

2.2.3 Esfuerzos sobre el agitador

Adicionalmente se debe tomar en cuenta que la rotación del agitador no solamente tiene efectos sobre el fluido bajo el cual se encuentra sumergido, también, dicho movimiento genera fuerzas sobre el eje. Tales fuerzas son de torsión y otra de flexión (F_h) producto del torque del motor (T) y de fenómenos hidráulicos respectivamente. Para comprobar que dichas fuerzas no comprometen la integridad del eje, se calculan los esfuerzos (τ y σ_h) causados por esas fuerzas. Tomando en cuenta que la geometría de los ejes (diámetro d_a) es conocida, los esfuerzos se calculan con las ecuaciones (17) y (18). [6]

$$\tau = \frac{T * \frac{d_a}{2}}{\frac{\Pi * d_a^4}{32}} \quad (17)$$

$$\sigma_h = \frac{F_h * L_a * \frac{d_a}{2}}{\frac{\Pi * d_a^4}{64}} \quad (18)$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_h}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_h}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (19)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_h}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (20)$$

Una vez que se establecieron que las dimensiones de los agitadores estuvieran dentro de parámetros seguros, se escogió la clase de sello que se utilizaría y se diseñó el montaje del sello en el eje. Plano Anexo C.

2.3 Diseño del Sistema de Calentamiento

2.3.1 Determinación de variables, tipo y geometría del sistema de calentamiento local del reactor.

Para diseñar y dimensionar el sistema de calentamiento, se partió del requerimiento que el cuerpo central del reactor no debe exceder los 70°C, y que idealmente se debe mantener constante a 60°C. Paralelamente, se tuvo presente que la masa reactiva en el interior del tanque tiene las mismas propiedades térmicas que las del agua.

Primero, se decidió utilizar una chaqueta para la cual se fijaron los valores del diámetro interno (D) y su altura (H). La altura H , debe ser igual al diámetro interno del reactor D_i [5], mientras que el diámetro interno de la chaqueta D debe tener una magnitud tal que no cause interferencias con la estructura.

2.3.2 Cálculo de requerimientos energéticos y dimensiones del tanque de calentamiento.

Se calcularon las pérdidas de calor del sistema en estado estable con el fin de encontrar su requerimiento energético. Para ello se asumieron las temperaturas de las paredes externas de la chaqueta, paredes externas e internas del reactor, y de los alrededores, como se muestra en la Figura 11. También se asumió que la transferencia de calor llevada a cabo entre las paredes del reactor con los alrededores se da por convección natural y en estado estacionario. Para el cálculo de Q_1 y Q_2 se utilizaron las ecuaciones (21)-(22).[7]

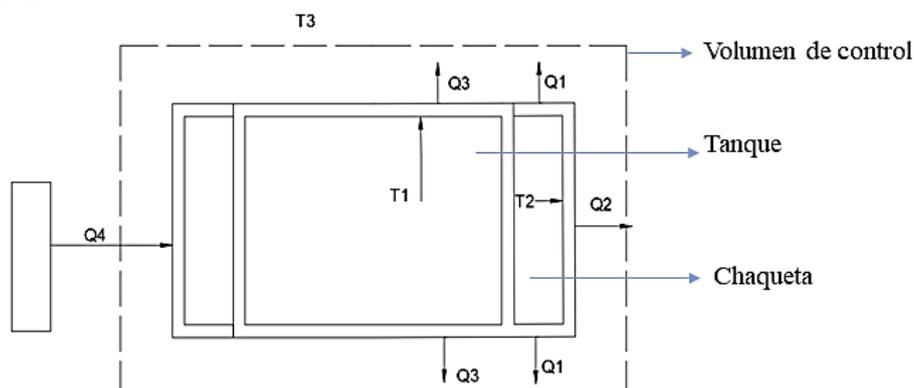


Figura 11. Esquema de las paredes del reactor y la chaqueta.

$$Q_1 = 2 \left(\frac{\pi * [(D + e_2)^2 - (D_i + e_2)^2]}{4} \right) * \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{e_2}{k} + \frac{1}{h_{aire}} \right)} \quad (21)$$

$$Q_2 = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{\ln \left(\frac{D/2}{\frac{D}{2} - e_2} \right)}{2\pi * k_{inox} * H} + \frac{1}{2\pi * h_{aire} * H} \right)} \quad (22)$$

Q_3 representa las pérdidas de calor del tanque interior y se calcula con la ecuación (23).

$$Q_3 = 2 \left(\frac{\pi * (D_i + e_2)^2}{4} \right) * \frac{T_1 - T_3}{\left(\frac{e_2}{k} + \frac{1}{h_{aire}} \right)} \quad (23)$$

$$Q_4 = Q_1 + Q_3 + Q_2 \quad (24)$$

Por otra parte, se quiso calcular cual sería la temperatura que debería tener la pared interna del reactor, que está en contacto con el fluido de servicio, para un funcionamiento estable del sistema. Para encontrar esa magnitud se utilizó la ecuación 22. En la figura se puede observar un esquema para este cálculo.

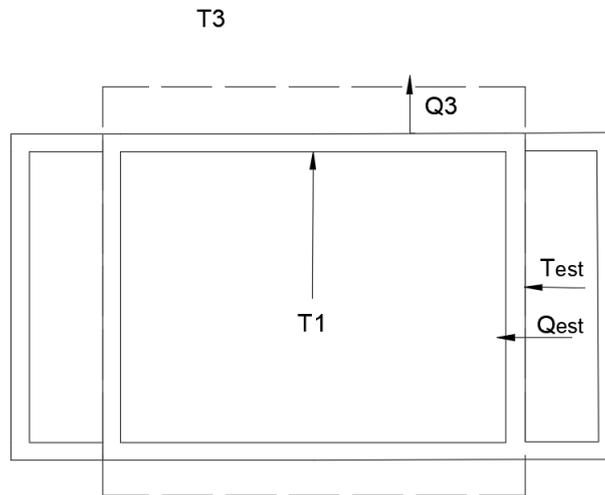


Figura 12. Esquema de transferencia de calor dentro del reactor.

$$\xrightarrow{\text{Estado estable}} Q_{est} = Q_3 \xrightarrow{\text{condición}} T_{est} = T_1 + Q_3 * \frac{\ln \left(\frac{\frac{D_i}{2} + e_2}{\frac{D_i}{2}} \right)}{2\pi * k_{inox} * H} \quad (25)$$

Además, se hizo una valoración de si colocar o no aislante térmico en el exterior de la chaqueta y del tanque de calentamiento, teniendo en cuenta el gasto monetario que significarían las pérdidas de calor frente a las complicaciones operativas que implicaría la presencia de este material al momento de limpiar el reactor.

Después de definir la demanda energética del sistema, se buscó resistencias eléctricas disponibles comercialmente y según esto se dimensionó el diámetro del tanque de calentamiento. De manera seguida, se estimó una temperatura promedio de trabajo para el fluido de servicio para así poder determinar su volumen de expansión (Δ_V) utilizando la ecuación (26. Al establecer cuál sería la altura necesaria para que el tanque de calentamiento permitiera la expansión térmica del agua, se obtuvieron todas las dimensiones necesarias para construirlo. Otro punto relevante es que conociendo las dimensiones geométricas del calentador se pudieron calcular, de manera similar al reactor y la chaqueta, las nuevas pérdidas provocadas por la superficie de contacto entre las paredes del tanque de calentamiento y el aire de los alrededores como muestra la Figura 13. Para la determinación de las pérdidas provocadas en las paredes del tanque de calentamiento se utilizó la ecuación (24, para calcular la expansión térmica del agua, así como el cambio en la altura del nivel se utilizó la ecuación (27.

$$\Delta_V = V_o * \alpha(T_1 - T_3) \xrightarrow{\text{Area transversal constante}} \Delta_h = h_o * \alpha(T_1 - T_3) \quad (26)$$

Donde V_o es el volumen de fluido de servicio a la temperatura T_1 , α es el coeficiente de expansión térmica a T_3 , h_o es la altura inicial de fluido de trabajo en el tanque de calentamiento, y Δ_h es el cambio de altura de fluido de trabajo en el tanque de calentamiento.

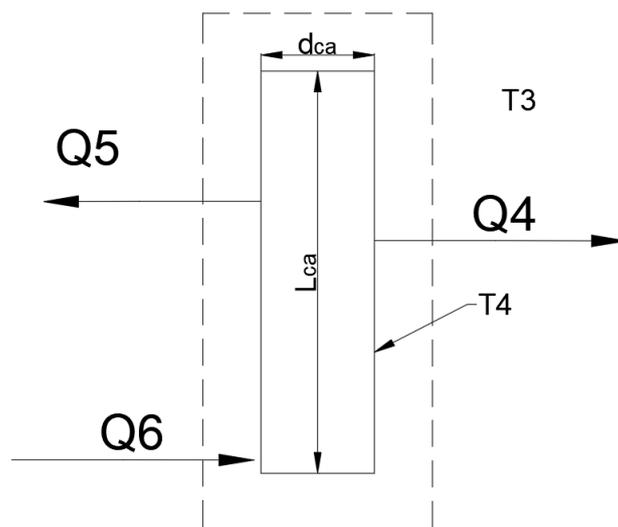


Figura 13. Esquema del tanque de calentamiento

$$Q_5 = \frac{T_4 - T_3}{\left(\frac{\ln\left(\frac{d_{ca}/2}{\frac{d_{ca}}{2} - e_4}\right)}{2\pi * k_{inox} * L_{ca}} + \frac{1}{2\pi * h_{aire} * L_{ca}} \right)} \quad (27)$$

$$Q_6 = Q_4 + Q_5$$

Otro punto relevante fue el posicionamiento de las tomas tanto del tanque de calentamiento como de la chaqueta del reactor. En ambos casos se decidió que las tomas deberían ser tangenciales. Posteriormente, se decidió conectar el tanque de calentamiento con el reactor mediante mangueras. Los planos de tanque de calentamiento y de su instalación respecto al reactor se muestran en el Anexo F.

Por otra parte, se quiso analizar el fluido de servicio en lo que se refiere a su flujo másico y las temperaturas de entrada y salida, considerando a la temperatura de entrada como la temperatura del fluido de servicio en estado estable. Además, se consideran los balances de energía para el reactor con su chaqueta, y para el tanque de calentamiento. Se usan las ecuaciones (30) (28) (30).

$$Q_4 = \dot{m} * c_p * (T_{est} - T_{out}) \xrightarrow{\text{despejando } \dot{m}} \dot{m} = \frac{Q_4}{c_p * (T_{est} - T_{out})} \quad (28)$$

$$Q_6 = Q_5 + \dot{m} * c_p * (T_{est} - T_{out}) \xrightarrow{\text{para } T_{out}} T_{out}^2 - (2 * T_{est} * T_{out}) + \left(T_{est}^2 - \frac{Q_6 - Q_5}{Q_4} \right) = 0 \quad (29)$$

$$T_{out} = \frac{(2 * T_{est} * T_{out}) \pm \sqrt{(2 * T_{est} * T_{out})^2 - 4 \left(T_{est}^2 - \frac{Q_6 - Q_5}{Q_4} \right)}}{2} \quad (30)$$

2.4 Diseño de la estructura.

Para diseñar la estructura de soporte para el reactor y el sistema de calentamiento se tomó en cuenta que esta sea constructivamente simple por lo que se basó en el uso de tubos cuadrados de acero inoxidable. Como criterio de diseño se impuso una fuerza externa para reproducir el caso de que una persona se apoye contra la estructura generando una fuerza en la dirección más crítica para su integridad estructural.

Una vez se determinó la geometría de la estructura para que esta supla las necesidades de soporte del reactor y sistema de calentamiento respectivamente, se evaluó la posibilidad de agregarle rigidez al sistema mediante nervios en zonas críticas. Para lograr este objetivo se utilizó el modelo de una viga en voladizo descrito por las

ecuaciones del Anexo G y considerando al momento de inercia como la variable que se manipularía.

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

3.1. Recipiente de presión

Como se mencionó en la sección 2.1, el diseño del recipiente de presión se basó en encontrar y escoger el espesor de pared adecuado, tomando en cuenta que el esfuerzo máximo del recipiente debe estar por debajo del límite elástico, y que el espesor de la plancha sea suficientemente grueso como para que los trabajos de soldadura no sean tan complicados.

Utilizando la ecuación (1 se calculó el espesor mínimo que deberían tener las paredes del reactor para soportar 101325 Pa de presión manométrica, ya que esta es la presión de diseño. Los resultados de los cálculos realizados, así como las constantes necesarias para el cálculo son presentadas en la Tabla 1.

Tabla 1. Variables de diseño del recipiente de presión.

Variable	Valor
Di [mm]	226.00
Presión [Kpa]	101.33
σ_y [Mpa]	215.00
e_1 [mm]	0.053
e_2 [mm]	2.000
F_{s1}	75.11

Como es posible observar, la magnitud de e_1 es sumamente baja y esto resultaría en una plancha excesivamente delgada como para ser sometida a procesos de soldadura sin que sufra perforaciones o que el tanque finalizado sufra abolladuras durante el proceso de manufactura. Por esta razón, se estableció que se utilizaría un espesor de tanque e_2 , para el cual se calculó el factor de seguridad con la ecuación (2).

Otro punto importante fue la decisión de emplear una tapa plana en lugar de una toriesférica debido a las facilidades constructivas que eso trae, esto pese a que las tapas planas no son eficientes para resistir esfuerzos con respecto a la magnitud de su espesor

cuando se tienen presiones manométricas altas según ASME 8 [8], situación no presente en el caso de este proyecto.

3.2. Junta bridada

Para realizar la unión entre el tanque del reactor y su tapa, se decidió utilizar una junta bridada y sellarla con o-ring. Para esta parte de la construcción se tuvieron que resolver varios problemas debido a que una brida, con las medidas requeridas según D_i , no se pudo encontrar en el mercado. Por otra parte, el espesor de la tapa no fue previamente calculado, porque el punto de partida del diseño se dio una vez fue adquirida la placa circular que sería utilizada con este fin. Esta situación se dio porque hubiese resultado excesivamente costoso comprar una plancha completa de acero inoxidable para la tapa, por lo que en su lugar se compró el único retazo de placa que se pudo conseguir.

El diseño de la junta bridada se basó en calcular cual sería el esfuerzo y la deflexión máximos de la tapa y la brida en la región de junta bajo la presión de diseño. Se escogieron a dichas propiedades como criterios de falla porque, por un lado, interesaba que ningún componente estructural del reactor se deforme plásticamente y por otro, que la deflexión ocasionada por la presión no provoque una gran separación de la unión entre la brida y la tapa, tal que esta supere la deformación mínima por compresión necesaria del o-ring instalado en la brida. Es importante mencionar que el o-ring al ser un material elástico genera una mayor fuerza de sello mientras mayor sea su deformación, y por tanto la suma de la deflexión de la tapa con la correspondiente a la brida, le restarán compresión al o-ring disminuyendo su eficacia como elemento sellante.

3.2.1. Diseño de la brida.

Para el cálculo de los criterios de falla en la brida se utilizaron un modelo teórico y una simulación, que fueron descritos en la sección 2.1.2.1. las variables manejadas y los resultados según el modelo se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Valores de variables importantes para el diseño de la brida a partir del modelo teórico.

Variable	Valor
n_1	8
L_m [m]	0.762
a_1 [m]	0.033
W [N/m]	5335
E [Gpa]	1.8
$\sigma_{1 \max}$ [Mpa]	21
$y_{1 \max}$ [mm]	0.2

Es importante mencionar que, para el modelo teórico, solo se considera un segmento de la longitud total de la viga debido a que el problema a resolver es simétrico. La simetría se da cada tres pernos consecutivos, donde los pernos se representan como apoyos simples.

Luego de utilizar el modelo teórico, se realizó la simulación de la brida cargada variando las mallas de más gruesa a más fina. Los resultados correspondientes a cada malla se muestran en la Tabla 3. Las representaciones gráficas de la simulación de esfuerzos y deflexiones para la malla más fina se muestran en la Figura 14. Donde el gráfico A muestra la deflexión y el B los esfuerzos.

Tabla 3. Valores de deflexión y esfuerzo máximo de la brida obtenidos por simulación.

Tipo de malla	$y_{\max} 10^{-4} [\text{mm}]$	$\sigma_{\max} [\text{Mpa}]$
gruesa	2.121	0.8409
media	2.228	0.8675
fin	2.2257	1.053

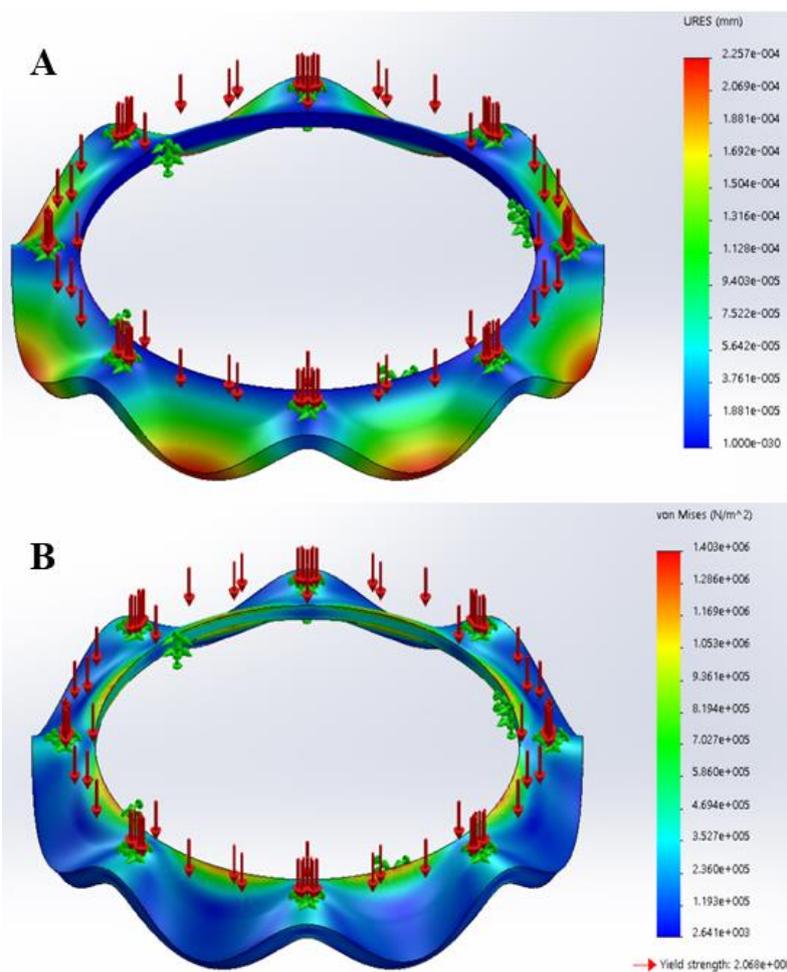


Figura 14. Gráfico de la superficie de deflexiones (A) y esfuerzos (B) de la brida con mallado fino.

Lo primero que se puede apreciar es la diferencia que existe entre el modelo teórico y la simulación. Por una parte, el modelo de la viga continua resulta mucho más conservativo, sin embargo, ambos modelos muestran que la pieza está en un rango de esfuerzos seguro.

Por otra parte, se puede observar como varían los resultados de la simulación si se hace variar el tamaño de la malla, si bien el cambio no es significativo, se puede observar que la respuesta converge en un mismo orden de magnitud para la deflexión. Es importante mencionar que el hecho de usar una malla fina no significó un costo de procesamiento significativo, por lo que decidió utilizarla como herramienta de simulación.

3.2.3. Diseño de la tapa.

Una vez que fueron determinados las variables para la brida, se procedió a hacer la simulación de la tapa empernada a la brida manteniendo la brida como un elemento fijo. La simulación se llevó a cabo para tres diferentes mallas: gruesa, mediana y fina. Los resultados para las tres mallas se muestran en la Tabla 4, y los resultados gráficos para la malla más fina se muestran en la Figura 15.

Tabla 4. Valores de la deflexión y esfuerzos para la tapa de los tres mallados.

Tipo de malla	y_{\max} [mm]	σ_{\max} [Mpa]
gruesa	0.153	43.56
media	0.1567	45.64
fina	0.1582	46.86

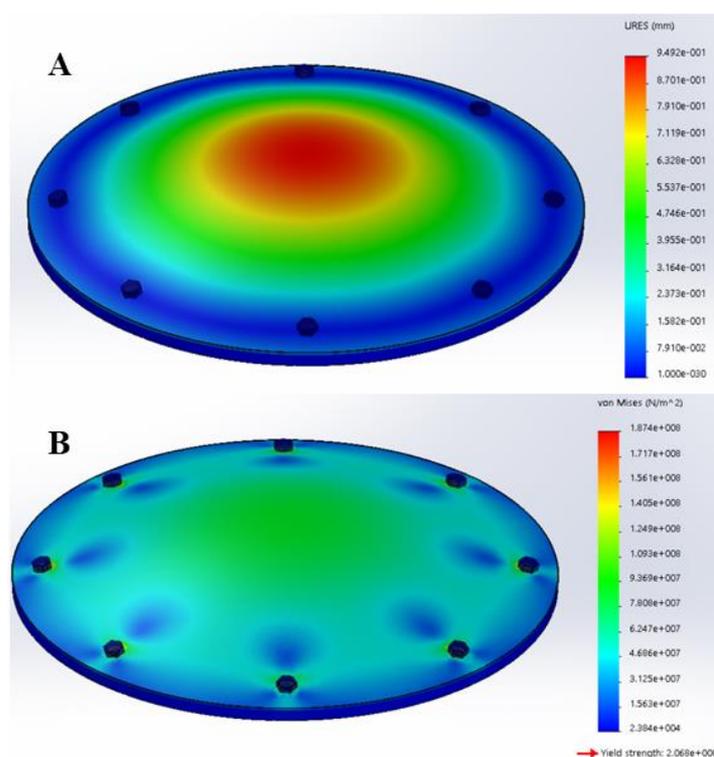


Figura 15. Gráfico de la superficie de deflexiones (A) y esfuerzos (B) de la tapa con mallado fino.

Lo primero que se puede apreciar es que la deflexión de la tapa resulta ser bastante más grande que la correspondiente a la brida (comparando los valores de las dos simulaciones), lo cual tiene bastante sentido considerando la diferencia del espesor de la tapa respecto a la brida; además, el hecho de que la brida tenga una superficie completa de fijación (superficie interior) mientras que la tapa simplemente está sujeta por uniones empernadas podría explicar la magnitud de estas diferencias.

Al comparar los resultados obtenidos para las tres mallas, se observa que, si bien las respuestas no son las mismas, los resultados convergen en un mismo orden de magnitud. También, debido a que el tiempo de computo fue mínimo se decidió utilizar el mallado más fino para calcular los valores requeridos.

Después de tener los valores numéricos de las deflexiones, se procedió a calcular cual sería la presión que pueda aguantar el o-ring antes de ceder a la presión manométrica del reactor. Para lograr esto, se consideró el caso más conservativo, es decir, se tomó el valor de deflexión máxima del modelo que arrojó la cifra de mayor magnitud para la brida; y se tomó el valor de la deflexión máxima de la tapa de la simulación. Con estos números se pudo calcular cual sería la deformación del o-ring cuando la junta está emperrada y sometida a la carga de diseño. Luego de calcular la deformación con la ecuación (6), se utilizó la Figura 6 con lo que se pudo finalmente calcular el esfuerzo al cual el o-ring se somete al estar cerrada y cargada la junta. Para que la junta permanezca sellada, su esfuerzo tiene que ser igual o mayor a la presión de diseño. Los resultados de deformación y esfuerzo del o-ring se encuentran en la Tabla 5.

Tabla 5. Variables importantes para el diseño del o-ring.

Variable	Valor
d_1 [mm]	2.5
y_{\max_brida} [mm]	0.028
y_{\max_tapa} [mm]	0.1582
d_2 [mm]	1.9862
h_{ran} [mm]	1.8
ϵ	0.1367
σ_{o-ring}	0.7 MPa

3.2.4. Verificación de la resistencia de los pernos.

Al conocer el número de pernos, así como la carga de diseño, se pudo calcular cual sería la fuerza y el esfuerzo al cual cada perno estaría sometido utilizando las ecuaciones (8) y (13). Los valores numéricos se encuentran en la Tabla 6. Valores de las variables del cálculo de perno.

Tabla 6. Valores de las variables del cálculo de perno.

Variable	Valor
----------	-------

A_t [mm ²]	20.1
L_t [mm]	30
D_p [mm]	10
d_p [mm]	6
t_1 [mm]	8
t_2 [mm]	4
k_b [kN/mm]	120.6
k_m [kN/mm]	5559
c	0.02
F_{su} [N]	10.83
σ_{su} [Mpa]	0.54

3.2.5. Fabricación brida

Posterior a la selección de modelos representativos, se propusieron dimensiones geométricas para la brida (tanto el ancho como el espesor) y se verificó que dichas dimensiones cumplieran con las condiciones de falla establecidas anteriormente. Seguidamente, considerando que se dispuso de una prensa hidráulica de 15 toneladas, se planteó un posible método para la manufactura de la brida. El procedimiento se basaría en deformar una platina de acero inoxidable utilizando un punzón y una matriz, siendo el punzón la pieza encargada de darle el radio de curvatura interior a la brida, y actuando la matriz como dos apoyos simples. Tal configuración se puede modelar como una viga con dos apoyos simples y una carga puntual en la mitad de su luz. Para decidir si este procedimiento podía ser ejecutado, se calculó cual era el ancho máximo que la plantina podía tener para que esta llegue al punto de fluencia (σ_y) al ser aplicada sobre ella 15 toneladas (F en SI) en el centro de la separación de los dos apoyos, tal y como se muestra en la Figura 7. La separación (L_1) mencionada se consideró como un valor geométrico conocido. El valor del ancho máximo admisible para la prensa se calcula según la ecuación (14). Los datos numéricos de las propiedades geométrica de la barra, y el ancho máximo admisible se muestran en la Tabla 7

Tabla 7. Valores de la barra y el ancho máximo admisible.

Variable	Valor
F_p [N]	147000
L_1 [m]	0.25
e_3 [m]	0.009
$\sigma_y * 10^6$ [pa]	215
a_2 [m]	0.238698019

Una vez establecido que era posible deformar plásticamente una barra de 40 mm de ancho de acero inoxidable con la prensa de 15 ton, se diseñó una matriz y un punzón tal que este sistema pueda generar la curvatura necesaria para que la barra se cierre y forme

un círculo de las dimensiones adecuadas. La Figura 8 muestra un esquema de la matriz y el punzón utilizados.

3.3. Diseño del sistema de agitación

3.3.1. Geometría

Para poder crear el sistema de agitación del reactor se tomaron en cuenta los siguientes parámetros: viscosidad, velocidad de agitación, potencia de entrada necesaria y tipo de sello. Entre los requerimientos del reactor están: que esté diseñado para un fluido con las mismas características físicas e hidráulicas que las del agua y que la velocidad de agitación esté entre 50 y 150 rpm. Por esta razón, se decidió emplear un agitador de vigas cruzadas y otro de marco los cuales son intercambiables entre sí. El dimensionamiento de estos dispositivos se realizó según el Anexo A el cual muestra los planos de los agitadores disponibles para distintos tipos de trabajos de agitación.

Una vez definido el tipo de agitador, y su longitud (L_a), se tomó en cuenta que el patrón de flujo producido por estos agitadores es radial, esto implicó la tendencia natural del sistema a desarrollar un vórtice al generar una creciente acumulación de fluido en las cercanías de la pared del reactor. La presencia de un vórtice ascendente puede llegar a ser problemática debido a que este puede alcanzar a entrar en contacto con el sello y la cabeza del reactor, lo que disminuirá la vida útil del sello, así como podría causar una avería del sistema. Por esta razón se decidió utilizar deflectores dentro del reactor. Dichos deflectores, funcionan al interrumpir la trayectoria angular del vórtice limitando así su desarrollo, lo cual trunca su altura. Los deflectores están dimensionados de acuerdo con el diámetro interno del tanque principal. Según se muestra en la Figura 9.

3.3.2. Potencia del agitador

La potencia mínima necesaria para que el agitador pueda rotar y funcionar de manera adecuada, se calculó utilizando la ecuación (16. Su resultado, así como el valor numérico de las variables involucradas, se muestra en la Tabla 8.

Tabla 8. Valores de variables involucradas en el cálculo de la potencia del agitador.

Tipo de agitador	d [m]	Re	Ne	P [w]	T [Nm]	n_2 [rpm]	ρ [kg/m ³]	$\mu \times 10^{-4}$ [pa s]
Vigas cruzadas	0.150	51975	0.434	0.033	0.0053	60	1000	4.329
Marco	0.113	29496	6.000	0.111	0.0176			

Al obtener el valor de la potencia necesaria y notar que esta era bastante baja, la potencia del motor que se adquiriría dejó de ser un factor tan urgente, en su lugar se consideró como muy necesario que el motor que se empleara en la construcción del reactor, debiera ser capaz de sostener ciclos de trabajo de entre 14 y 28 horas (tiempo de residencia de la reacción). Por esta razón se decidió utilizar un motorreductor industrial el cual tiene incorporado un motor eléctrico monofásico con una potencia de 1/16 hp (46.6 w) ,1780 rpm de velocidad, y una caja reductora sin fin corona de 1:28 de relación. Los planos del motorreductor se encuentran en el Anexo B. Es importante mencionar que, si bien la potencia mínima de operación podía resultar mucho menor a la potencia entregada por el motorreductor, aún podría existir fatiga mecánica si es que la carga sobre los elementos mecánicos es suficientemente grande. Para constatar si el

sistema del motorreductor puede ser fatigado, se calcula la relación entre la potencia entregada por este dispositivo y la potencia de agitación calculada. Si se reconoce que para el motorreductor existe una correspondencia directa entre la potencia máxima del fabricante, con los esfuerzos bajo los cuales fue diseñado; entonces se puede estimar si bajo las condiciones normales de operación del reactor, este estará bajo una condición de vida infinita. Considerando que la relación de la potencia $\frac{46.6}{P_0} = 421.7$ entonces se puede estimar que el motorreductor podría generar un torque 421 veces más intenso que el que generará al agitar la mezcla reactiva. Esto implicaría, que los esfuerzos presentes en el motorreductor durante la operación estable del reactor son lo suficientemente bajos como para mantenerlo en vida infinita.

3.3.3. Resistencia mecánica del agitador.

Como se mencionó en la parte de metodología, los agitadores están expuestos principalmente a dos esfuerzos los cuales están producidos por una fuerza flectora y el torque del motorreductor. Los datos de esfuerzo, torque y fuerza hidráulica se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Esfuerzos máximos, torque y fuerza hidráulica del agitador.

Variable	Valor
Fh *10 ⁻³ [N]	39.1
σ_h [kPa]	308
T*10 ⁻³ [Nm]	17.6
τ [kPa]	519
σ_{max} [kPa]	695
τ_{max} [kPa]	541

De la Tabla 9 se puede apreciar que los esfuerzos que sufre el eje del agitador son prácticamente despreciables. Por lo que se puede afirmar que la exigencia mecánica de los agitadores está muy por debajo de lo que podrían resistir.

3.3.4. Determinación y montaje del sello

Considerando el tipo de aplicación se decidió emplear un sello mecánico el cual consta de dos partes, una fija a la cabeza del reactor y otra fija al eje motriz. El sello trabaja al estar sus dos segmentos en contacto y deslizándose uno respecto del otro. Es importante mencionar que el sello adquirido es el mismo utilizado en bombas centrífuga que trabajan con presiones mayores a 3 atm, con lo cual dicho sello sirve para mantener la parte interna del reactor a la presión de diseño que es de 1 atm manométrica. El montaje del sello se muestra en el plano del Anexo C.

Por otra parte, se consideró que uno de los enfoques que se le daría al diseño del reactor es que este pueda ser limpiado fácilmente, es por esto que se decidió que los agitadores

fueran desmontables del eje de transmisión para que después de cada uso, estos puedan ser retirados y limpiados de manera individual, facilitando esta operación. Con el mismo criterio, los deflectores, en lugar de ser soldados en el tanque interior, fueron acoplados con una unión empernada a la cabeza del reactor, de tal manera que luego de cada uso, estos puedan ser desacoplados y limpiados cómodamente. El ensamble de la tapa con la cabeza, el eje de transmisión, el agitador y los deflectores se muestran en el *Anexo D*.

3.4. Diseño del sistema de calentamiento

3.4.1. Determinación y dimensionamiento del sistema

Lo primero que se decidió acerca del sistema de calentamiento es que este sea por medio de una chaqueta y no un serpentín en el interior del reactor. La razón principal fue la facilidad de limpieza que tiene un reactor con chaqueta, en el cual el sistema de calentamiento nunca entra en contacto directo con los reactivos. Por el contrario, con un serpentín, el dispositivo de calentamiento estaría inmerso dentro de la masa reactiva.

Una vez se estableció el sistema por el cual se calentaría el reactor, se dimensionó el diámetro (D) y la altura (H) de la chaqueta para que geoméricamente no produjera interferencias con el resto de sistema, y para que esta pueda contener un volumen suficientemente grande para poder mantener el interior del reactor a una temperatura relativamente constante durante la operación estable del reactor. El plano del tanque central con la chaqueta se ilustra en el Anexo E.

El concepto del sistema de calentamiento se basó en utilizar la convección natural como fuente de movimiento para la circulación del fluido de trabajo alrededor de la chaqueta. Como muestra la Figura 16.

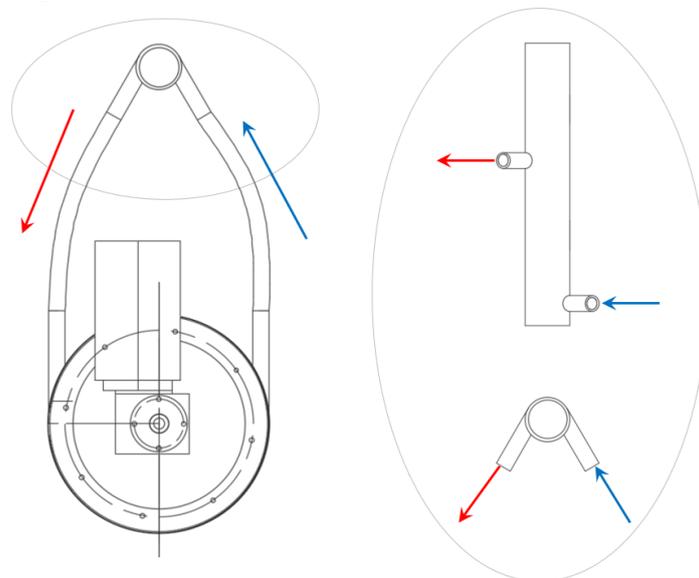


Figura 16. Esquema de la circulación del fluido de servicio

3.4.2. Cálculo de pérdidas de calor

Luego de establecer el tipo de calentamiento que debiera tener el reactor se buscó el requerimiento energético de este según las pérdidas de calor; porque para que el reactor pudiera llegar a la temperatura deseada, la potencia de entrada tiene que ser mayor a las fugas de calor. Para calcular las pérdidas siguiendo la metodología, es necesario asumir el valor de la temperatura de las paredes de cada superficie, y además asumir una temperatura del ambiente. Además, se asume que la transferencia de calor con el ambiente se da por convección natural ($h_{aire} = 25 \frac{w}{m^2k}$) si se supone que el reactor trabajará en un laboratorio cerrado sin corrientes de aire. Los resultados de las pérdidas de calor y del flujo másico del fluido de servicio se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10. Variables para la determinación de las pérdidas de calor.

Variable	Valor
T_1 [C]	60.0
T_2 [C]	70.0
T_3 [C]	20.0
T_{est} [C]	60.4
T_{out} [C]	59.4
\dot{m} [kg/s]	0.1
Q_1 [W]	2.20
Q_2 [W]	238.4
Q_3 [W]	39.3
Q_4 [W]	321.5
Q_5 [W]	55.8
Q_6 [W]	377.4

Donde Q_6 es el requerimiento energético. Un detalle que es importante resaltar, es que la temperatura T_2 , fue escogida arbitrariamente, se puede comprobar que dicho valor es válido ya que implican un enfoque conservativo en cuanto a la demanda energética. Esto se puede observar si se hace un balance de energía en la parte interna del reactor, el cual está a 60°C, se puede encontrar que la temperatura teórica que el flujo de servicio necesita tener para mantener el sistema estable, es $T_{est} = 60.37 \text{ } ^\circ\text{C} > T_2$.

Para decidir si las ventajas de la adición de aislante térmico en las paredes del reactor y del tanque de calentamiento, serían mayores que sus desventajas, se hizo una estimación del costo de las pérdidas en un periodo de 14 días de operación estable. Considerando un precio de 0.04 USD/kWh, el costo de las pérdidas no supera los 5USD, por lo que se decidió que no se agregaría aislante, al no ser lo suficientemente beneficioso económicamente.

Otro aspecto importante calculado para el sistema de calentamiento fue la magnitud de la expansión térmica, considerando que se partió de un diámetro conocido del tanque de calentamiento. Dicha expansión se calcula con la ecuación (26. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Valores de las variables para determinación de expansión térmica.

Variable	Valor
V_o [l]	5.61
$\alpha \times 10^{-4}$	5.82
ΔV [l]	0.16
h_o [mm]	215
Δh [mm]	83.14

Una vez se determinó el requerimiento energético, y el incremento de la altura de fluido de trabajo se pudo comprar una resistencia eléctrica que pueda suplir estas necesidades y se establecieron las medidas del tanque de calentamiento.

Considerando, que las resistencias comerciales para calentadores de agua tienen una potencia mínima de 1500 W a 120 V, o 2000 W de potencia a 240 V, se decidió adquirir una resistencia para 240 V, debido a que al tener una resistencia que está diseñada para un mayor voltaje, al someterla a menor voltaje, la potencia disipada por la resistencia será más baja. Para el caso de la resistencia de 2000 W, si se la conecta a 110 V, esta disipará 917 W. Interesa que la resistencia no tenga una potencia excesivamente alta porque de ser así, esta podría llegar a evaporar parte del fluido de servicio del reactor.

Otra parte relevante del sistema de calentamiento fue la posición de las tomas en la chaqueta y el tanque de calentamiento, para lo que se decidió que estas sean en lo posible lo más tangenciales a las paredes de sus contenedores para así facilitar la circulación angular alrededor la pared externa del tanque central del reactor. Este sistema de circulación no incluye una bomba porque experimentalmente se determinó que la circulación por la convección natural, desde el tanque de calentamiento hacia la chaqueta, es suficiente, sin embargo, el hecho de tener mangueras da la posibilidad de que si se desea se puede instalar una bomba para el sistema de calentamiento. Un plano del tanque de calentamiento se muestra en el Anexo E.

3.5. Diseño y construcción de la estructura

Para realizar la estructura se utilizaron tubos cuadrados de 50x50x1.5 mm, siendo estos los tubos de mayor espesor que se pudieron conseguir. Esta situación hizo que sea necesario utilizar el método de soldadura TIC frente al SMAW porque con la primera

técnica se puede controlar la intensidad y dirección del arco con mucha mayor precisión que con un electrodo consumible en un proceso SMAW.

El cálculo de la estructura se basó en encontrar cual sería el valor numérico del máximo esfuerzo en la estructura al introducir una fuerza externa de magnitud arbitraria. la magnitud de la fuerza se asumió como 80 kg, (784 N) ya que esto simula la carga que generaría que una persona al apoyase completamente sobre la estructura generando una fuerza en la dirección más crítica. El primer cálculo se realizó asumiendo que la soldadura se comporta como una continuación del tubo, y se consideraron dos cordones paralelos a la dirección de la fuerza de diseño. Luego de esto, se evaluó la posibilidad de agregarle un nervio a la unión entre el parante y la base tal como muestra la Figura 17.

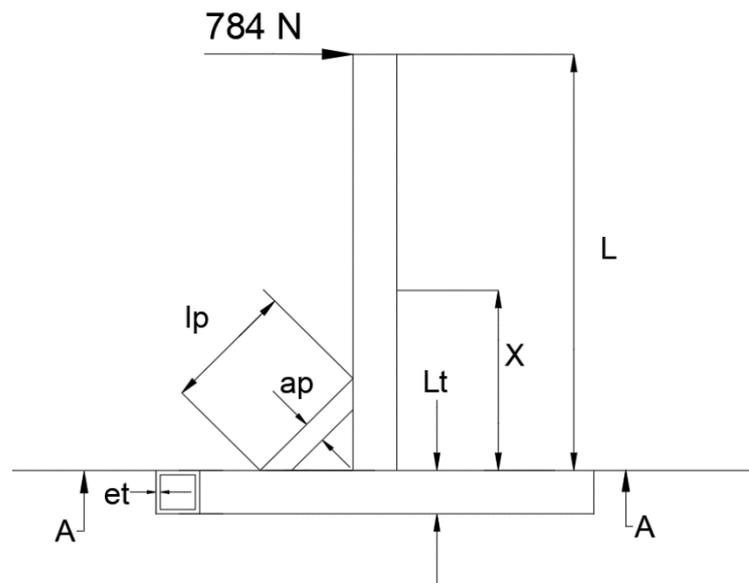


Figura 17. Esquema de la estructura.

El corte A:A representa a los cordones de soldadura, siendo estos una continuación de dos lados tubo que son paralelos a la fuerza de diseño, y a la sección del nervio. La Figura 18 Muestra la sección A:A

Seccion A:A

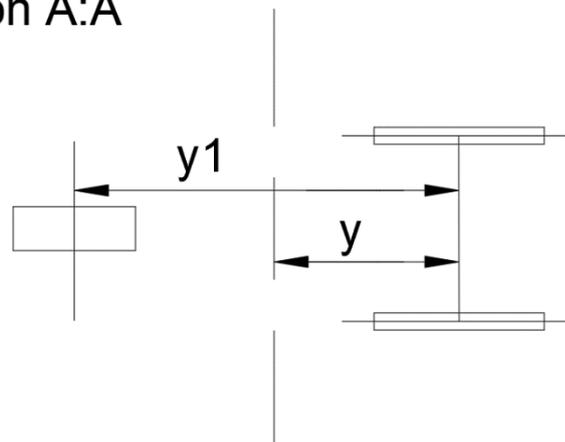


Figura 18. Sección transversal del punto crítico de la estructura.

Si se definen todos los parámetros geométricos, entonces se puede calcular cual sería el esfuerzo en la unión del parante con la base para el caso de que no se tenga el nervio, y para el caso de que se lo tenga. Las cifras numéricas se muestran en la Tabla 12.

Tabla 12. Valores de los parámetros para el cálculo del nervio de la estructura.

Parámetros	Valor
Largo platina, lp [m]	0.15
Ancho platina, ap [m]	0.025
Espesor platina, tp [m]	0.004
Largo seccion tubo, lt [m]	0.05
Espesor tubo, et [m]	0.002
Longitud tubo cuadrado, L [m]	0.58
Posicion centroide platina, y1 [m]	0.122
Posicion plano neutro, y [m]	0.049
Esfuerzo soldadura sin nervio, σ_w2 [Mpa]	363.8
Esfuerzo soldadura con nervio, σ_w1 [Mpa]	57.6

Al observar la significativa reducción de esfuerzo que implica el uso de un nervio en la región de máximo esfuerzo de la estructura, se decidió utilizarlos en la construcción. Es importante mencionar que se decidió solamente utilizar un nervio por cada parante porque cada cordón de soldadura que se realizaba sobre la estructura tendía a hacer que el material se distorsione fruto de las dilataciones y contracciones térmicas irregulares en la geometría de los tubos. Imágenes del reactor construido se presenta en el Anexo H.

3.6. Presupuesto

El presupuesto manejado para la realización de este proyecto se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Presupuesto utilizado

Artículo	Precio USD
Pernos	10
Tubos cuadrados inox	110
Platinas	40
Tubo calentador	14
Manzana	25
Placa inox	17
Tablero	20
Termocupla	47
Acople termocupla	21
Neplos Inox	10
Bushing	5
Válvula mariposa inox	30
Motorreductor	300
Eje inox	8
Sello	2
Orings	4
Tanque + chaqueta	740
Total	1403

4. CONCLUSIONES

El proyecto del diseño y construcción del reactor implicó la unión integral de varias actividades y conocimientos que balancean la creatividad conceptual, con los métodos constructivos disponibles, y a su vez estos con estimaciones ingenieriles respaldadas por cálculos numéricos basados en modelos teóricos. En general, el diseño de reactor involucró la identificación y modelado de los distintos sistemas que lo conforman, considerando que en su mayoría estos sistemas funcionan en conjunto, sucedió que los mismos parámetros afectaban diferentes partes del reactor de maneras dispares. Dicha circunstancia hizo necesario que se realicen muchos cálculos de manera independiente y que al final se comparen los distintos efectos que estas variables pudieran tener en el diseño. Otro punto relevante es que al momento de dimensionar distintas partes del reactor fue necesario hacer estimaciones y suposiciones debido a que es imposible

conocer todas las variables que afectarán al reactor una vez esté construido, sin embargo, se pueden hacer aproximaciones conservativas que aseguren su correcto funcionamiento.

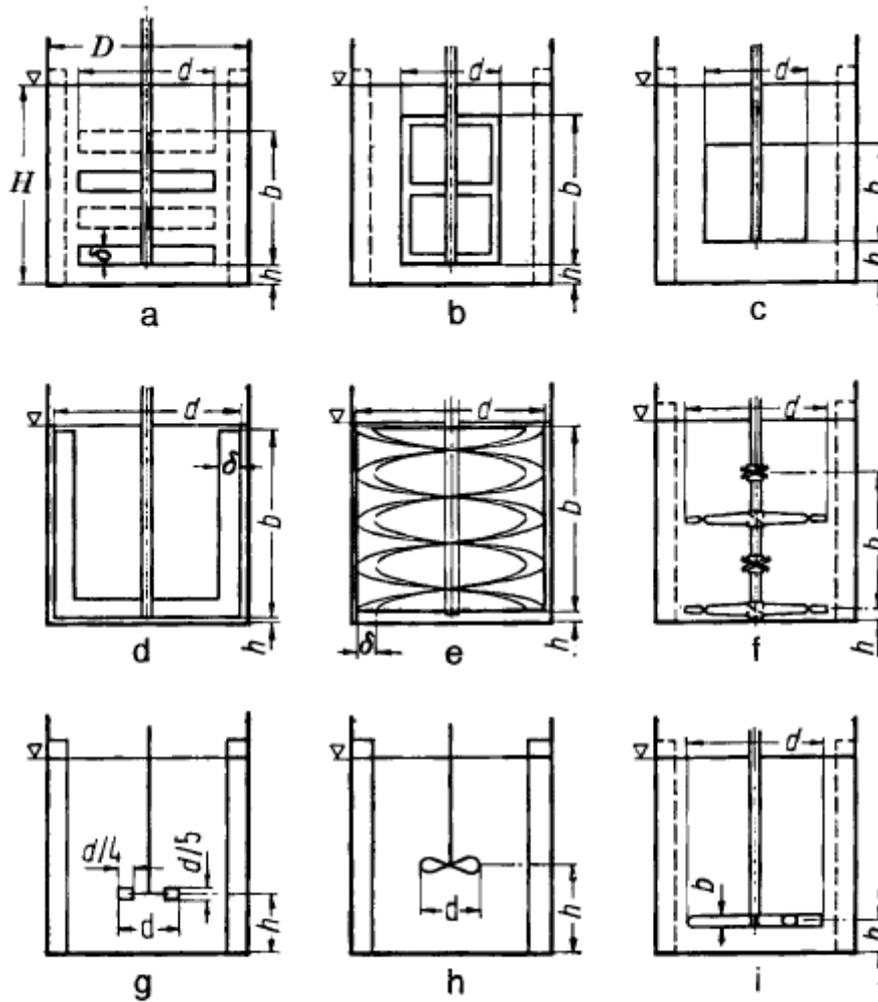
Además de los aspectos netamente técnicos que involucraron el diseño y construcción del reactor, es importante mencionar lo necesario que es conocer la realidad industrial nacional ya que de esto dependieron las partes y piezas que se pudieron adquirir. Si bien es cierto que esto sale de cualquier control, es sumamente necesario poder adaptar, y en muchos casos diseñar partes del proyecto en función de la poca variedad de partes y piezas que se pueden conseguir en el mercado. Finalmente, se puede decir que se obtuvo un reactor de tanque agitado con sistema de calentamiento integrado, el cual es capaz de ser usado como un reactor continuo, semi continuo o por lotes.

5. REFERENCIAS

- [1] O. Levenspiel, *Ingeniería de las reacciones químicas*, 3rd ed., vol. 21, no. 5. 2009.
- [2] F. P. Beer and E. R. Johnson, “Mechanics of materials,” *Mech. Mater.*, pp. 41–42, 1981.
- [3] K. S. Chen, H. Y. Y. , T. Y. Chen, I. T. Huang, and J. K. Chen, “Mechanical Properties Characteristics of Rubber O-Rings by Digital Image Correlation and Nanoindentation,” *Eng. Natl. Cheng-Kung Univ.*, vol. 1, no. 1, pp. 1–8, 2007.
- [4] R. Bundenas and K. Nisbett, *Mechanical Engineering Design*, vol. 91. 2017.
- [5] M. Zlokarnik, *Stirring: Theory and Practice @ WILEY-VCH*. .
- [6] E. L. Paul and S. M. K. Victor A. Atiemo-Obeng, *Introduction. In: Paul EL, Atiemo-Obeng VA, Kresta. SM, eds. Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice*. 2004.
- [7] T. Bergman, A. Lavine, F. Incropera, and D. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed. John Wiley & Sons, 2011.
- [8] A. VIII, “Construction of Pressure Vessels Pressure Vessel Committee,” *Am. Soc. Mech. Eng.*, 2004.

Anexo A. [5]

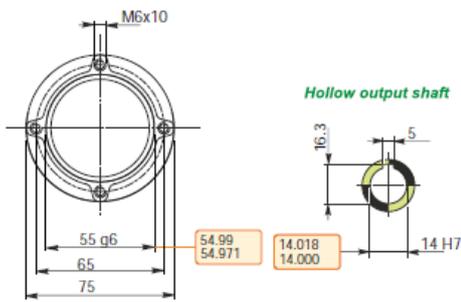
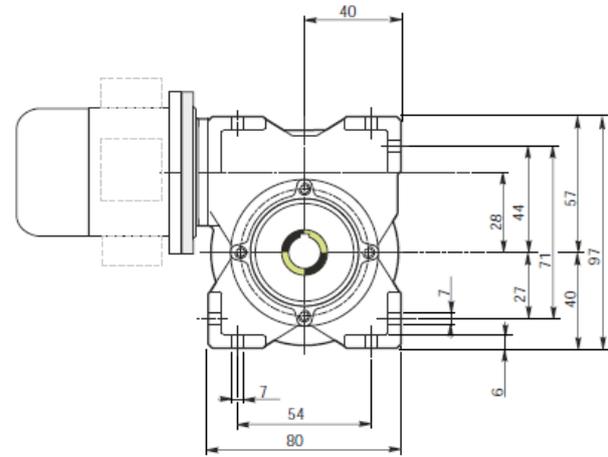
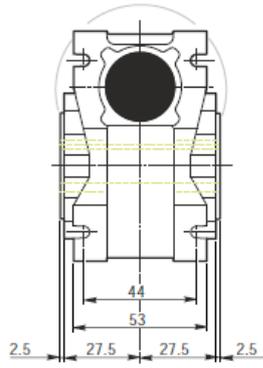
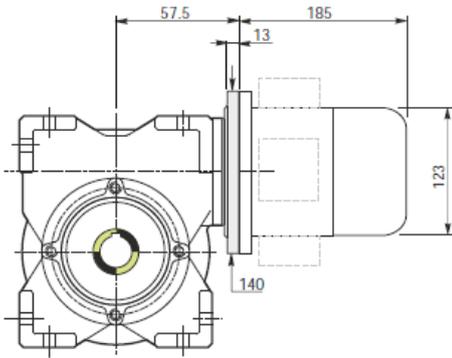
2.1 Stirrer Power in a Homogeneous Liquid



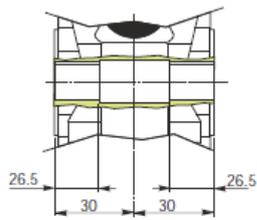
	type of stirrer	D/d	h/d	b/d	δ/d	
a	cross-beam	1.5	0.15	1.0	0.15	
b	frame	2	0.2	1.5	0.1	
c	blade	2	0.4	1.0		
d	anchor	1.02	0.01	1.0	0.1	
e	helical ribbon	1.02	0.01	1.0	0.1	double helix, pitch 0.5
f	MIG [®]	1.43	0.15	1.0		4 beams
g	turbine	3.33	1.0			6 paddles
h	propeller	3.33	1.5			3 vanes, $\alpha = 25^\circ$
i	impeller	1.5	0.25	0.15		

Fig. 2.1 Dimensions and installation conditions of the generally used stirrer types; from [611]. Vessels with $H/D = 1$. (Baffles indicated by dashed lines mean that the stirrer concerned is utilized in both baffled and unbaffled tanks.)

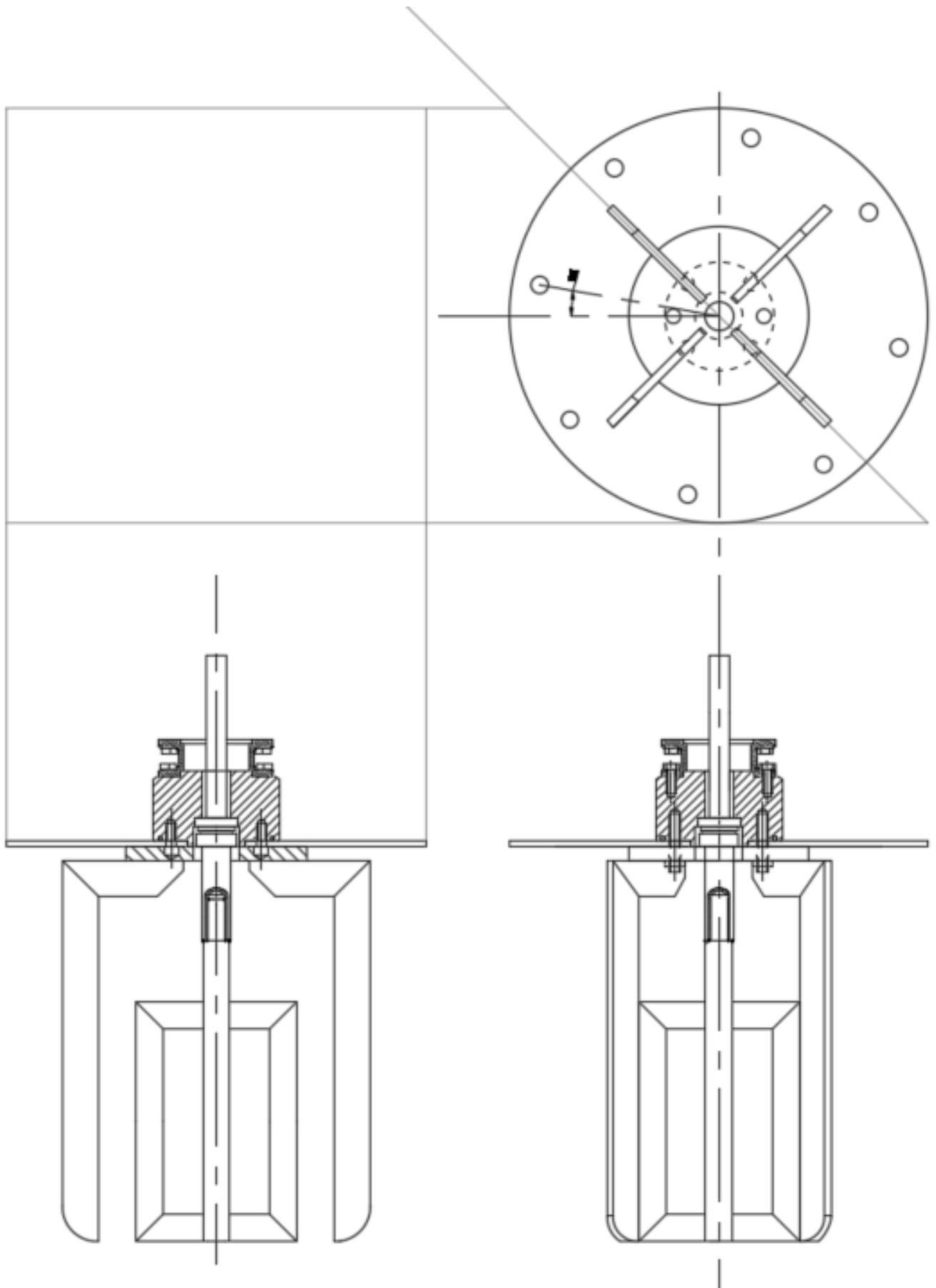
Anexo B. Planos del motorreductor



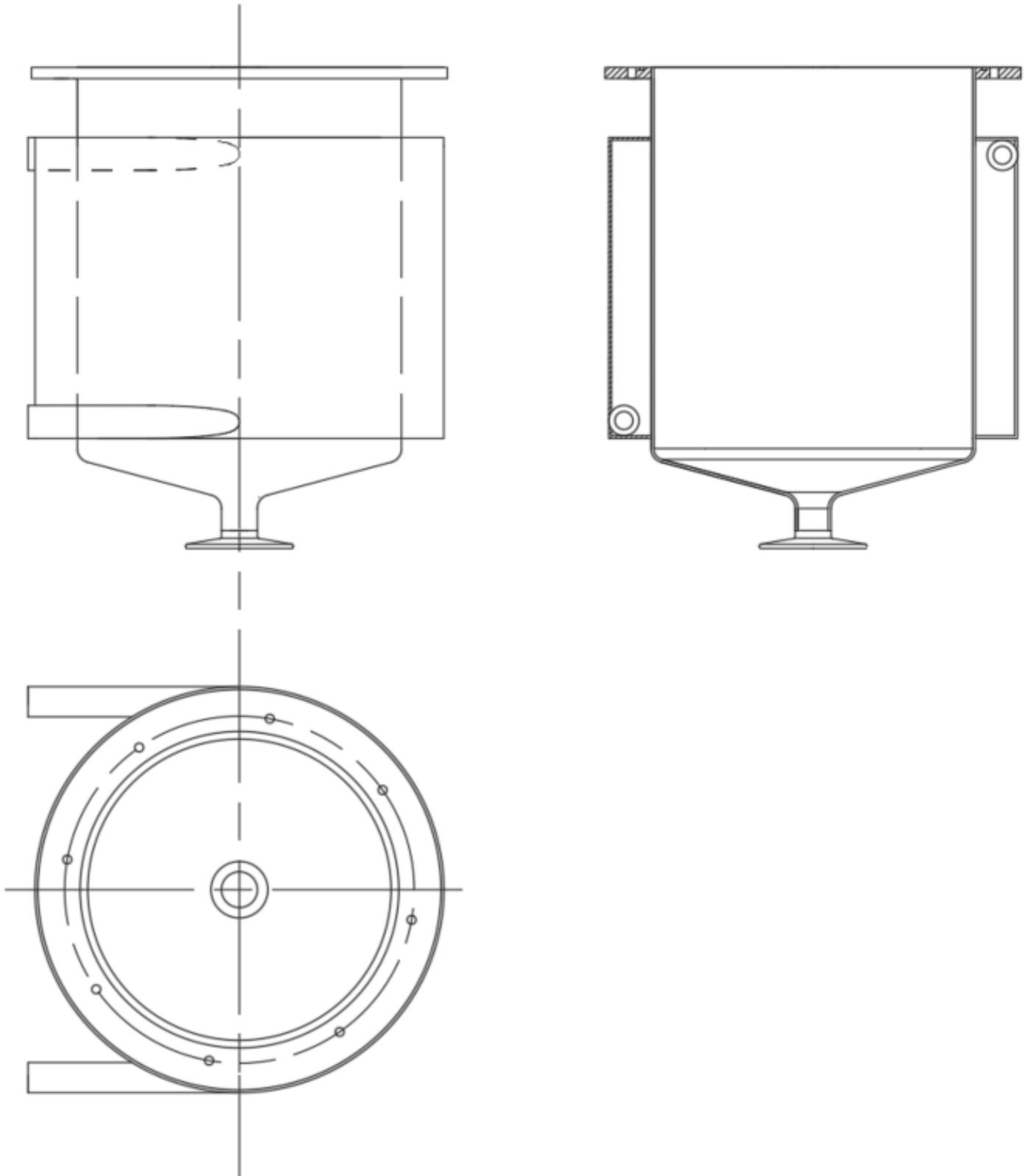
Hollow output shaft



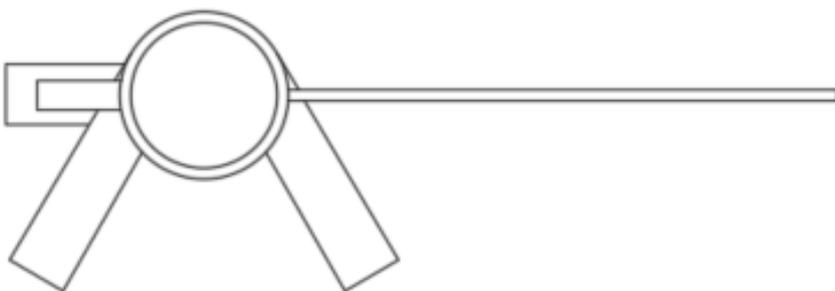
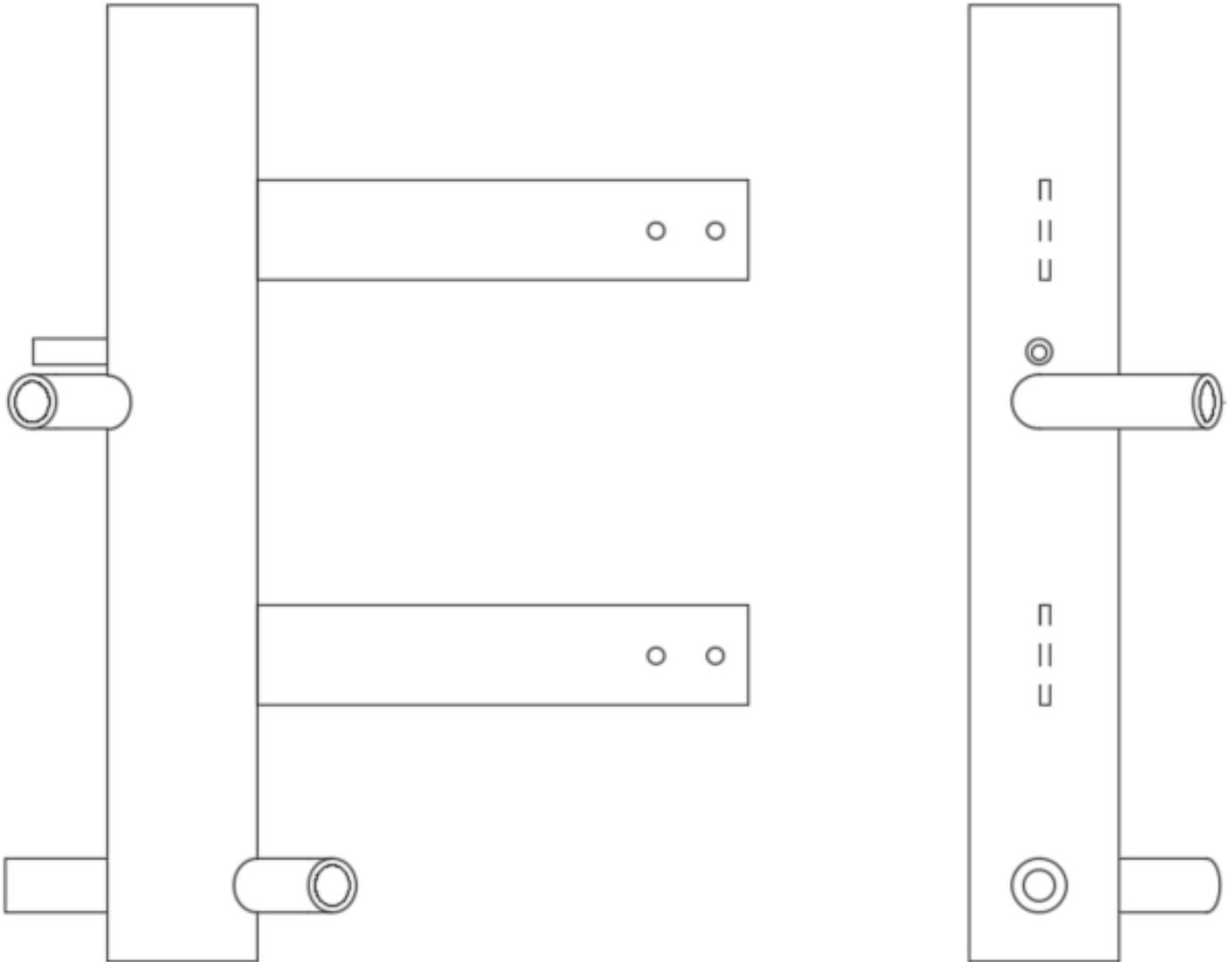
Anexo C. Plano de montaje del sello y deflectores .



Anexo D. Plano del tanque central y chaqueta

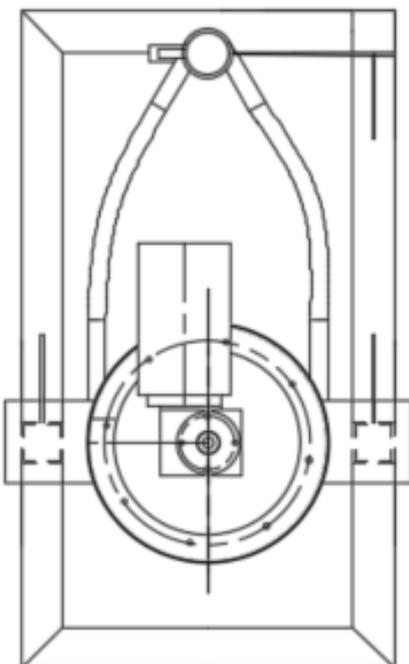
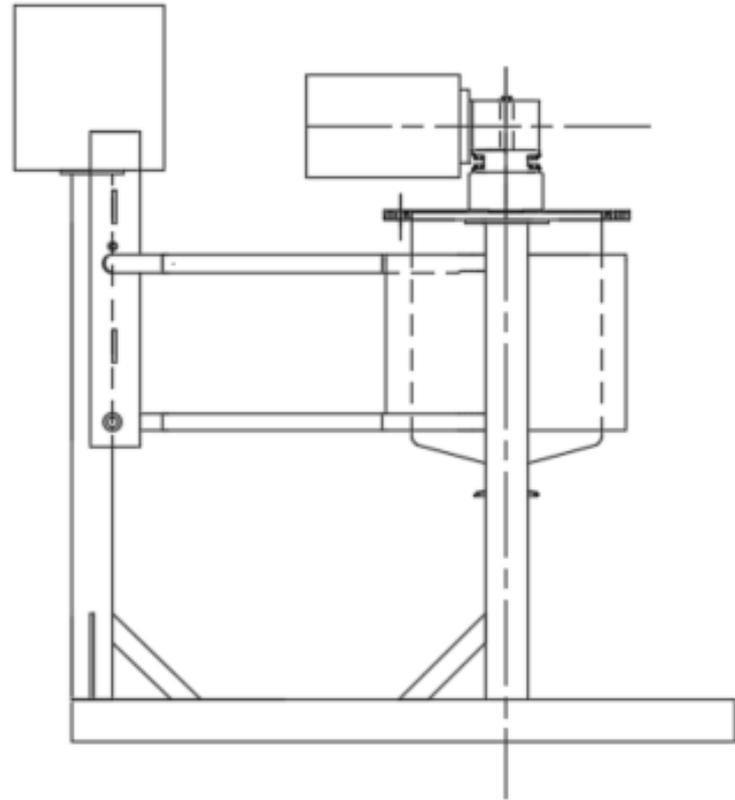
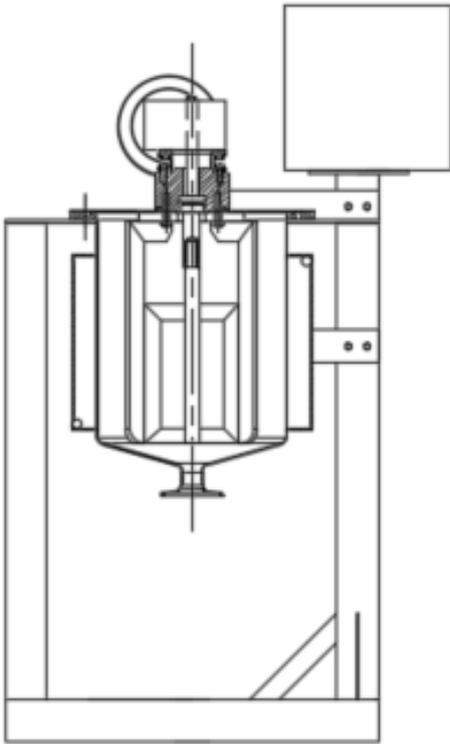


Anexo E. Plano del tanque de calentamiento

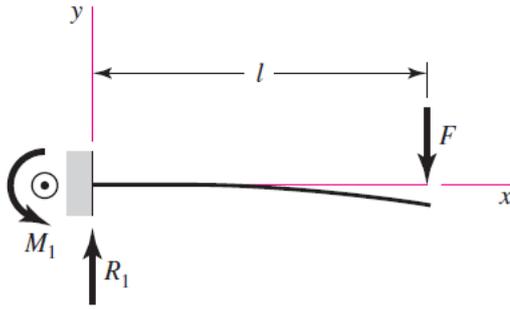


Anexo F. Plano del conjunto

Anexo G. Modelo de viga empotrada con una carga puntual en el extremo.



1 Cantilever—end load

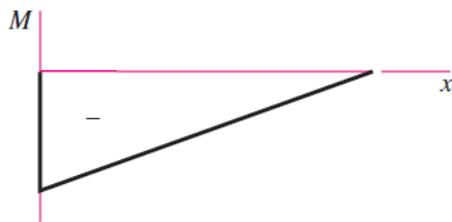
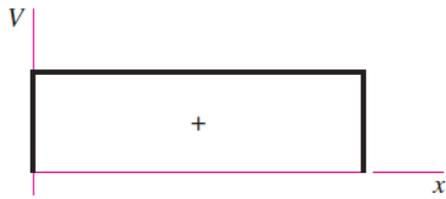


$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$



Anexo H. Imágenes del reactor construido





