



**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL
DEL ECUADOR**

FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**DISEÑO DE UN REACTOR DE METIL-METACRILATO
SEMIAUTOMÁTICO DE 200 L DE CAPACIDAD**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA**

ÁNGEL EDUARDO ENRÍQUEZ MONTÚFAR

DIRECTOR: ING. GABRIELA ANDALUZ, MSc.

**D. M. Quito,
2020**

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo Ángel Eduardo Enríquez Montúfar declaro ser autor del presente trabajo de titulación de la carrera de Ingeniería Mecatrónica y eximo expresamente a la Universidad Internacional del Ecuador y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

“La responsabilidad del contenido de esta tesis de grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR”.

Ángel Eduardo Enríquez Montúfar
C.C: 1715928014

CERTIFICACIÓN

La docente de la Facultad de Ciencias Técnicas Ing. Gabriela Andaluz, MSc.

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación denominado “Diseño de un reactor de metilmetacrilato semiautomático de 200 lt de capacidad”, fue desarrollado por el Sr. Ángel Eduardo Enríquez Montúfar y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Facultad de Ciencias Técnicas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

Ing. Gabriela Andaluz, Msc.

Director del Proyecto

CC: 1803920386

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. TEMA.....	1
2. OBJETIVOS.....	1
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
3. PROBLEMA	1
4. HIPÓTESIS.....	2
5. ESTUDIO TEÓRICO	2
5.1 REACTOR QUÍMICO	2
5.1.1 SEGÚN EL TIPO DE OPERACIÓN.....	2
5.1.1.1 Reactor intermitente o de tipo batch (lote)	3
5.1.1.2 Reactor continuo	3
5.1.1.3 Reactor semicontinuo	3
5.1.2 SEGÚN EL TIPO DE DISEÑO	4
5.1.2.1 Reactor tanque	4
5.1.2.2 Reactor tubular	4
5.1.2.3 Reactor en torre.....	5
5.2 EL METIL METACRILATO Y POLI METIL METACRILATO.....	6
5.3 AGITADORES MECÁNICOS.....	7
5.4 CILINDROS DE PARED DELGADA	12
5.5 TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUIDOS AGITADOS.....	13
6. DIMENSIONAMIENTO DEL REACTOR DE METILMETACRILATO SEMIAUTOMÁTICO DE 200 L DE CAPACIDAD	15
6.1 DISEÑO MECÁNICO.....	15
6.1.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	15
6.1.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL TANQUE DE REACCIÓN.....	17
6.1.3 DISEÑO DEL AGITADOR	19
6.1.3.1 Diseño de la turbina.....	19

6.1.3.1.1	Requerimientos de potencia y torque de la turbina.....	21
6.1.3.1.2	Selección del motor para la turbina	22
6.1.3.1.3	Dimensionamiento del eje de la turbina.....	22
6.1.3.1.4	Dimensionamiento acople eje – motor	23
6.1.3.1.5	Dimensionamiento del aspa y disco de la turbina.....	26
6.1.3.1.6	Soldadura aspa – disco.....	31
6.1.3.1.7	Soldadura eje – disco.....	35
6.1.3.1.8	Selección del perno de ensamble acople eje – motor.....	38
6.1.3.1.9	Verificación del η_s del eje y acople eje – motor	40
6.1.3.1.10	Simulación del η_s de la turbina.....	41
6.1.3.1.11	Verificación de la frecuencia natural de la turbina	43
6.1.3.2	Diseño de la sujeción del agitador	44
6.1.3.2.1	Dimensionamiento disco superior e inferior	44
6.1.3.2.2	Dimensionamiento columna	46
6.1.3.2.3	Soldadura disco – columna	49
6.1.3.2.4	Selección del rodamiento del agitador.....	50
6.1.3.2.5	Soldadura bocín – disco.....	52
6.1.4	DISEÑO DEL TANQUE DE REACCIÓN	52
6.1.4.1	Dimensionamiento de la tapa	53
6.1.4.2	Dimensionamiento del cuerpo cilíndrico.....	57
6.1.4.3	Dimensionamiento del deflector.....	58
6.1.4.4	Dimensionamiento del perfil de apoyo inferior	60
6.1.4.5	Soldaduras en el tanque del reactor	61
6.1.4.6	Simulación del factor de seguridad del tanque del reactor	63
6.1.5	DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN.....	65
6.1.5.1	Pérdidas de calor del sistema	66
6.1.5.2	Calor requerido.....	71

6.1.5.3 Selección de tubería para el serpentín y condiciones iniciales de vapor	72
6.1.5.4 Dimensionamiento del serpentín de vapor	75
6.1.5.5 Simulación y resultados	80
6.1.6 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL SISTEMA	82
6.1.7 TIEMPO DE ENFRIAMIENTO DEL SISTEMA	83
6.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	89
6.2.1 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE PLC	89
6.2.2 SENSORES	91
6.2.2.1 Sensor de viscosidad.....	92
6.2.2.2 Sensor de nivel.....	93
6.2.2.3 Sensor de temperatura	93
6.2.3 VÁLVULAS	94
6.2.4 VARIADOR DE FRECUENCIA	97
6.2.5 HMI	98
6.2.6 PROTECCIONES ELÉCTRICAS	99
6.3 DISEÑO INFORMÁTICO	99
6.3.1 INTERFAZ GRÁFICA.....	102
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	105

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Reactor intermitente	3
Figura 2. Batería de reactores continuos de tanque agitado	3
Figura 3. Reactor tipo tanque	4
Figura 4. Reactores tubulares, a) reactor multi-tubular, b) reactor tubular de serpentín simple.....	5
Figura 5. Conjunto de reactores industriales de acero inoxidable	6
Figura 6. Tipos de agitadores generalizados.....	8
Figura 7. Tipos de agitadores a diferentes viscosidades	8
Figura 8. Esquemático de dimensiones para turbina Rushton.....	9
Figura 9. Curvas de comportamiento para diferentes configuraciones de turbina Rushton en función del número de Reynolds	11
Figura 10. Cilindro sometido a presión externa e interna	12
Figura 11. Diseño preliminar tanque reactor	18
Figura 12. Agitador del reactor	19
Figura 13. Subconjunto turbina y sus elementos mecánicos	20
Figura 14. Soldaduras en el subconjunto turbina	20
Figura 15. Motor WEG W22 IE2 2HP	22
Figura 16. Eje con chaveta motor WEG W22 IE2 2HP	24
Figura 17. Esfuerzo cortante por torsión	24
Figura 18. Sección transversal acople eje-motor.....	25
Figura 19. Diagrama de la turbina Rushton de aspa plana.....	26
Figura 20. Diagrama y dimensiones en el plano XY del aspa de la turbina	27
Figura 21. Diagrama cuerpo libre aspa turbina.....	28
Figura 22. Diagramas de cortantes y momentos aspa turbina Rushton	29
Figura 23. Área transversal aspa turbina.....	30
Figura 24. Dimensiones requeridas en el aspa de la turbina para soportar las cargas durante la operación del reactor.	31
Figura 25. Dimensiones disco turbina	31
Figura 26. Ubicación de la soldadura en el aspa.....	32
Figura 27. Vista superior de la soldadura aspa – disco	33
Figura 28. Diagrama del cuerpo libre de la soldadura aspa – disco	34
Figura 29. Cargas en la soldadura eje-disco	36

Figura 30. Diagrama del cuerpo libre soldadura eje - disco turbina.....	36
Figura 31. Pernos de ensamble acople eje – motor	38
Figura 32. Cargas sobre el perno de ensamble acople eje – motor.....	38
Figura 33. Gráfica de Kts para ejes sometidos a torsión con agujero transversal	40
Figura 34. Resultados simulación factor de seguridad turbina	42
Figura 35. Resultados del análisis de deformación del agitador	42
Figura 47. Primera velocidad crítica del agitador.....	43
Figura 48. Velocidades críticas del agitador en función del modo	43
Figura 36. Elementos en el subconjunto sujeción del agitador	44
Figura 37. Diagrama del cuerpo libre disco superior	44
Figura 38. Diagrama de cortantes y momentos para el disco superior de la sujeción.....	45
Figura 39. Simulación factor de seguridad del disco superior de la sujeción ...	46
Figura 40. Diagrama del cuerpo libre columna de la sujeción	47
Figura 41. Factor de seguridad simulado para la columna de la sujeción del agitador.....	48
Figura 42. Deformación en la columna de la sujeción del agitador.....	48
Figura 43. Cargas en la soldadura disco – columna.....	49
Figura 44. Diagrama del cuerpo libre soldadura disco - columna del subconjunto sujeción.....	49
Figura 45. Diagrama del cuerpo libre para el rodamiento del agitador	50
Figura 46. Rodamiento RLS 8 2Z.....	51
Figura 49. Elementos en el tanque de reacción	53
Figura 50. Geometría y dimensiones de la tapa del reactor	54
Figura 51. Diagrama del cuerpo libre tapa reactor	54
Figura 52. Corte de la elipse en función del ángulo θ	55
Figura 53. Esfuerzos y cargas para el cilindro del tanque de reacción	58
Figura 54. Dimensiones en el plano XY del deflector	59
Figura 55. Diagrama del cuerpo libre del deflector	59
Figura 56. Diagrama de cortantes y momentos en el deflector.....	60
Figura 57. Apoyo inferior del tanque de reacción	61
Figura 58. Diagrama del cuerpo libre del perfil del apoyo inferior	61

Figura 59. Esfuerzos de un elemento infinitesimal de la soldadura cilindro-fondo cónico.	62
Figura 60. Circulo de Mohr para la soldadura del tanque	63
Figura 61. Deformación máxima en el tanque de reacción	65
Figura 62. Temperaturas de superficie y ambiente para convección natural ...	68
Figura 63. Gráfico de temperatura vs entalpía para vapor a 0,1[MPa]	74
Figura 64. Serpentín helicoidal sumergible para calentamiento del fluido de trabajo MMA.....	79
Figura 65. Volumen cerrado para MMA.....	80
Figura 66. Volumen cerrado cuerpo de agitación	81
Figura 67. Gráfico de temperatura vs tiempo para el fluido de trabajo MMA ...	81
Figura 68. Gráfico de temperaturas vs entalpía para agua comprimida a 0,1[MPa]	85
Figura 69. Gráfica de calor vs tiempo.....	88
Figura 70. Diagrama de componentes eléctricos y electrónicos	90
Figura 71. PLC Siemens S7-1212 AC/DC/Relay.....	90
Figura 72. Módulo de expansión AI/AQ SM-1234	91
Figura 73. Viscosímetro PAC SENSOR 321.	92
Figura 74. Sensor de nivel inductivos LFP05500-N1NMB.....	93
Figura 75. Termopar Instrumatic tipo T fabricado en acero inoxidable	94
Figura 76. Válvula Parker serie 221G	95
Figura 77. Válvula QL63M DN15 PN25.....	96
Figura 78. Actuador eléctrico AEL51_EL5970.....	96
Figura 79. Válvula KE63 DN15 PN25.....	97
Figura 80. Variado Siemens Sinamics G110	98
Figura 81. HMI Simatic KTP600 basic color PN	98
Figura 82. Diagrama de bloques de la operación del reactor desde la HMI.....	99
Figura 83. Diagrama de flujo para la rutina de "Condiciones iniciales para las válvulas".....	100
Figura 84. Diagrama de flujo para la rutina de "Carga del reactor"	101
Figura 85. Diagrama de flujo de un ciclo de operación del reactor para MMA	101
Figura 86. Imagen inicial de la interfaz gráfica	102
Figura 87. Imagen de operación de la interfaz gráfica del reactor	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades físicas del metil metacrilato y poli metil metacrilato.....	7
Tabla 2. Número de Reynolds para delimitación de régimen en diferentes agitadores	10
Tabla 3. Aceros inoxidable disponibles en el mercado nacional	16
Tabla 4. Propiedades mecánicas relevantes acero AISI 304.....	16
Tabla 5. Tabla de dimensiones preliminares del tanque reacción	18
Tabla 6. Características mecánicas electrodo E308L-16 y cortantes permisibles del material base.....	35
Tabla 7. Análisis de resultados teóricos y de simulación del FDS	42
Tabla 8. Criterios de selección para el rodamiento del eje	51
Tabla 9. Comparación del factor de seguridad calculado y simulado	64
Tabla 10. Condiciones ambientales consideradas para el cálculo del coeficiente de convección natural cilindro-aire.....	68
Tabla 11. Valores para las variables involucradas en el cálculo del coeficiente de convección natural cilindro-aire.....	68
Tabla 12. Valores para las variables involucradas en el cálculo del coeficiente de convección forzada al interior del tanque de reacción.....	69
Tabla 13. Calor requerido para el fluido y los elementos mecánicos	72
Tabla 14. Condiciones iniciales del vapor sobrecalentado	73
Tabla 15. Características de la tubería para el serpentín del tanque de reacción	73
Tabla 16. Entalpía a diferentes temperaturas para vapor a 0,1[MPa].....	74
Tabla 17. Cálculo del calor que se debe extraer del reactor para su enfriamiento desde 80[°C] a 30[°C]	83
Tabla 18. Condiciones iniciales del agua para el enfriamiento	84
Tabla 19. Entalpías para líquido comprimido a diferentes temperaturas y 0,1[MPa]	85
Tabla 20. Tasa de transferencia de energía, entalpía y temperatura de salida del agua para diferentes tiempos de enfriamiento.....	86
Tabla 21. Calor máximo de extracción por el serpentín en función del tiempo	87
Tabla 22. Tabla comparativa entre el calor que se requiere extraer y el calor máximo extraíble mediante el serpentín al interior del tanque de reacción.....	87

Tabla 23. Análisis de entradas y salidas del reactor de MMA.....	91
Tabla 24. Características mínimas para el PLC del reactor de MMA.....	91
Tabla 25. Características mínimas para el sensor de viscosidad del reactor de MMA	92
Tabla 26. Características mínimas para el sensor de nivel de reactor de MMA	93
Tabla 27. Características mínimas para la selección de válvula de carga y descarga del fluido de trabajo	94
Tabla 28. Características mínimas para la selección de válvula bypass	95
Tabla 29. Requerimientos mínimos para la válvula de entrada del serpentín..	96
Tabla 30. Requisitos mínimos para la selección del variador de frecuencia. ...	97
Tabla 31. Protecciones para dispositivos eléctricos y electrónicos del reactor para MMA	99
Tabla 32. Condiciones de inicio y fin para los procesos del ciclo de trabajo del reactor de MMA	100

REACTOR DE METIL METACRILATO SEMIAUTOMÁTICO

1. TEMA

“Diseño de un reactor de metil metacrilato semiautomático de 200[l] de capacidad”.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un reactor de metil metacrilato semiautomático de 200[l] de capacidad.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar y documentar los procesos que involucran el manejo y tratamiento de metil metacrilato.
- Dimensionar y calcular los mecanismos y sistemas mecánicos del reactor.
- Modelar matemáticamente el comportamiento de la planta y diseñar un controlador digital para cada una de las variables relevantes en el proceso.
- Simular el controlador diseñado.
- Seleccionar una HMI que permita el establecimiento de puntos de operación de las variables implícitas en el reactor (temperatura, agitación, viscosidad).

3. PROBLEMA

Acrilux S.A. es una empresa dedicada a la fabricación y producción de láminas de acrílico (poli-metil-metacrilato PMMA) de distintas características (espesor, color, tamaño). La fabricación de este material sintético requiere de varios procesos, entre ellos la reacción y producción de jarabe de metil-metacrilato. Esta fase de producción, actualmente, es realizada por operadores que manejan actuadores manuales para el calentamiento y mantenimiento de la temperatura de reacción y requiere la verificación paulatina de la viscosidad dinámica de la mezcla ejecutando ensayos con un viscosímetro tipo Ford, la viscosidad se define como la relación existente entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad. El proceso de reacción es susceptible a errores los cuales

comúnmente son baja viscosidad o sobre viscosidad de la necesaria en la mezcla, dando como resultado desperdicio de materia prima o de reactivos en cada una de las correcciones necesarias. Además del tiempo empleado en la producción, se requiere disminuir la cantidad de errores que pueden ser cometidos por los operadores durante este proceso de producción.

4. HIPÓTESIS

La implementación del reactor semi-automático de metil-metacrilato en la empresa Acrilux S.A disminuirá el porcentaje de error diario del 42% al 10%, tendrá también un impacto en el tiempo de producción reduciendo el mismo en al menos un 10%, mejorando de esta manera la producción de la empresa, la estabilidad y fiabilidad del proceso.

5. ESTUDIO TEÓRICO

5.1 REACTOR QUÍMICO

Un reactor químico es el corazón de cualquier proceso de transformación de materia. El diseño de biorreactores/reactores es una operación compleja, que depende de principios de ingeniería [1]. Los reactores deben ser diseñados para cubrir los diferentes requerimientos de los sistemas reaccionantes específicos [2], tomando en cuenta factores como necesidad de agitación, temperaturas de trabajo, presión, transferencia de calor y el fluido de trabajo o de reacción en las peores condiciones representativas para un sistema de ingeniería (temperatura máx., viscosidad máx., densidad máx.). Considerando que para cada aplicación de transformación de materia se debe diseñar un tipo de reactor, existe una gran clasificación de los mismos según diferentes parámetros, tales como: tipo de operación y tipo de diseño [3].

5.1.1 SEGÚN EL TIPO DE OPERACIÓN

Según el tipo de operación los reactores químicos se clasifican en: intermitentes, continuos, semicontinuos.

5.1.1.1 Reactor intermitente o de tipo batch (lote)

Admite todos los reactivos al principio y los procesa según un curso predeterminado de reacción durante el cual no se alimenta o se extrae algún material (ver Figura 1). Por lo general puede ser un tanque con o sin agitación y se utiliza primordialmente en la producción a pequeña escala [2].

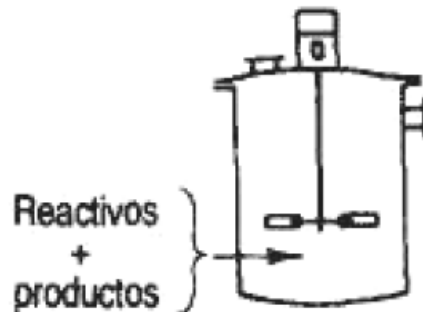


Figura 1. Reactor intermitente, [2]

5.1.1.2 Reactor continuo

Se introducen los reactivos y los productos se extraen simultáneamente y en forma continua (ver Figura 2). El reactor puede ser tubular o una batería de tanques agitados y tiene multitud de aplicaciones en plantas industriales a gran escala [2].

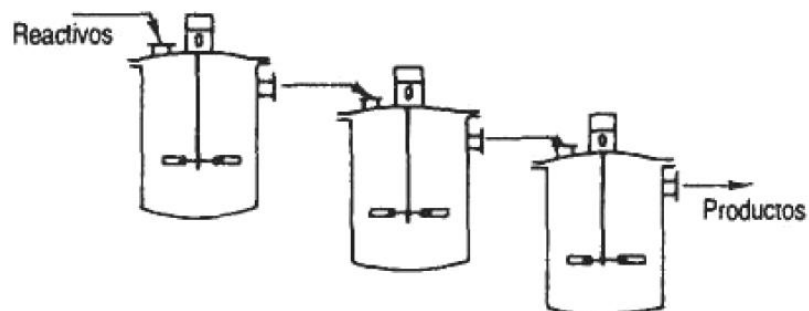


Figura 2. Batería de reactores continuos de tanque agitado, [2]

5.1.1.3 Reactor semicontinuo

Dada la gran cantidad de variantes en el diseño de reactores se los agrupa también en una clase de tipo semicontinuo, estos son reactores que no se ajustan por completo a una de las dos clases antes mencionadas, pueden existir diferentes posibilidades de configuración, uno o más reactivos se cargan

inicialmente, mientras que durante el desarrollo de la reacción se dosifican otros compuestos necesarios.

5.1.2 SEGÚN EL TIPO DE DISEÑO

5.1.2.1 Reactor tanque

Es el reactor de mayor empleo en la industria química. En la mayoría de los diseños incorpora un sistema de agitación (centrifugación, oscilación, sacudidas), y demás elementos necesarios para la transferencia de calor (intercambiadores de calor) [2].

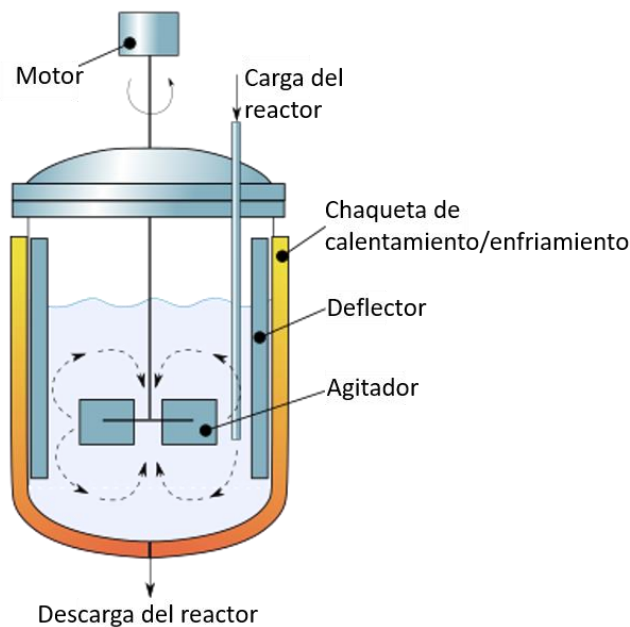


Figura 3. Reactor tipo tanque, [3]

5.1.2.2 Reactor tubular

Se construye únicamente con un tubo continuo o varios tubos en paralelo, como se muestra en la Figura 4 los reactivos ingresan por un extremo del reactor y el producto es evacuado por el otro, con una variación continua en la composición de la mezcla de reacción entre estos dos puntos. La transferencia de calor se logra a través de una camisa o por medio de tubos de carcasa. Estos reactores presentan su principal ventaja en la prevención del retomezclado, una aplicación común para este dispositivo es la conversión de aire en óxido nítrico [2].

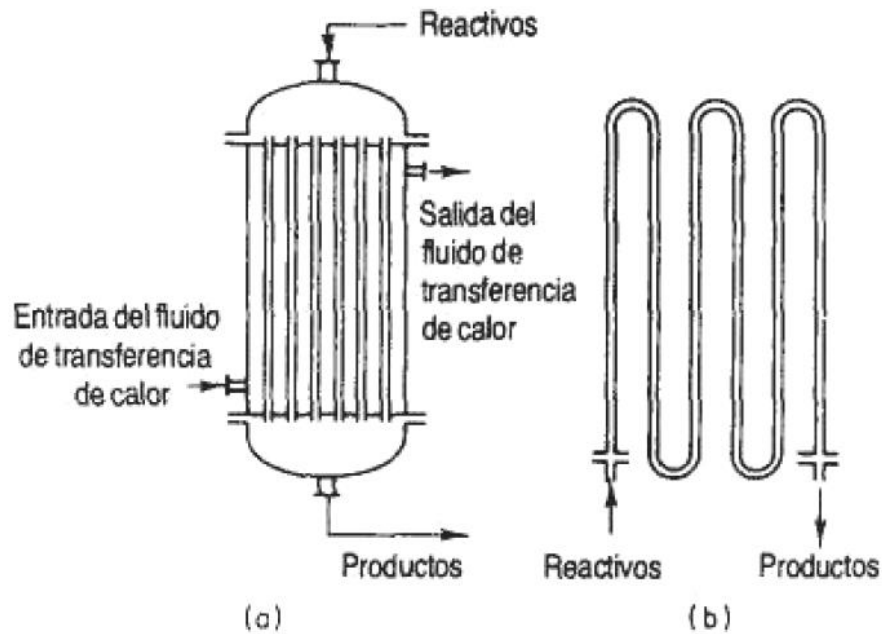


Figura 4. Reactores tubulares, a) reactor multi-tubular, b) reactor tubular de serpentín simple, [2]

5.1.2.3 Reactor en torre

Su principal característica es la gran relación existente entre la altura y el diámetro.

Existen otros reactores que se clasifican en función del tipo de subsistema que presentan; en el sistema de transferencia de calor es posible encontrar reactores encamisados o reactores con elementos de calefacción tubulares internos; el sistema de agitación determina también una clase de reactor, entre los cuales se encuentran, reactores agitados mecánicamente, por aire o por ultrasonido.

El diseño de reactores involucra conceptos de mecánica de sólidos, teoría de agitación y mezcla, transferencia de calor, termodinámica y para reactores automáticos, teoría de control.

Actualmente existen reactores de todos los tipos mencionados anteriormente con un volumen de trabajo elevado e incorporan sensores de nivel, temperatura, presión, viscosidad, entre otros, con el fin de realizar el proceso de reacción en un ambiente de absoluto control de las variables relevantes [4].



Figura 5. Conjunto de reactores industriales de acero inoxidable

Fuente: Made in China, [5]

5.2 EL METIL METACRILATO Y POLI METIL METACRILATO

El metil metacrilato o monómero de metil metacrilato, con sus siglas MMA y su composición química $C_5O_2H_8$, es un compuesto sintetizado a partir de la hidrólisis del sulfato de metacrilamida y la adición de metanol en la última etapa de reacción, es un líquido incoloro, corrosivo, volátil que posee un olor altamente ácido. La Tabla 1 muestra las propiedades más importantes de este fluido [6].

Al someter a un proceso de polimerización se obtiene PMMA, poli metil metacrilato cuya representación simbólica $(C_5O_2H_8)_n$, siendo “n” la cantidad de moléculas de MMA que constituyen la cadena lineal de PMMA. La presencia de un catalizador permite incrementar la velocidad de reacción y por tanto el proceso de producción es más eficiente. La Tabla 1 indica las propiedades de esta sustancia, que conforma la materia prima para la producción de acrílico.

El fluido MMA se convertirá en PMMA cuando se cumplan los tiempos de reacción y las condiciones adecuadas para la polimerización, de manera específica para el MMA la temperatura debe mantenerse en $80[^\circ C]$ durante todas las fases de reacción, endotérmica y exotérmica.

Es importante aclarar que las condiciones mecánicas de diseño de un reactor de polimerización parten de las propiedades físicas del monómero fundamental, teniendo en cuenta que el reactor termina su ciclo de funcionamiento cuando el fluido pasa de monómero a polímero, por lo tanto, las propiedades físicas del polímero pueden ser excluidas.

Tabla 1. Propiedades físicas del metil metacrilato y poli metil metacrilato, [6]

Propiedad	Metil metacrilato MMA	Poli metil metacrilato PMMA
Punto de fusión [°C]	- 48	160
Punto de ebullición [°C] a 101,3[kPa]	101	200
Densidad $\left[\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}\right]$	0,94	1,19
Viscosidad [Pa. s]	$0,53 \times 10^{-3}$	0,512
Calor específico $\left[\frac{\text{J}}{\text{gK}}\right]$	1,9	1,466
Temperatura de auto ignición [°C]	435	421

5.3 AGITADORES MECÁNICOS

La agitación y mezcla como proceso industrial es fundamental para la conversión de reactivos o compuestos en productos elaborados con un valor comercial. Los sistemas mecánicos involucrados en la agitación y mezcla son denominados agitadores, los cuales deben ser diseñados tomando en cuenta tanto datos del fluido como la geometría del agitador.

La versatilidad de diseño de un agitador, así como las posibilidades infinitas de configuración geométrica obligan a establecer relaciones de diseño generalizadas para asegurar constantes necesarias que permitan obtener el diseño final de un sistema de agitación. Tanto relaciones de diseño como constantes de diseño, están respaldadas por trabajos experimentales los cuales indican curvas de comportamiento del fluido al ser agitado y predicen el comportamiento del sistema; por lo tanto, es fundamental regirse a los modelos probados y cuantificados con el fin de usar parámetros generalizados y no entrar en un mundo tan incierto como es el comportamiento de fluidos.

Experimentos realizados por Bates y Corpstein en [7], dieron la pauta para la generalización de geometrías de agitadores, ya que de estas configuraciones se obtuvo curvas de comportamiento experimental acerca del número de potencia, constante fundamental para el diseño de un agitador.

El diseño de un agitador parte de la selección del mismo en función de la viscosidad del fluido que se desea agitar, en la Figura 7 se muestra el rango de viscosidad permisible para cada tipo de agitador de la Figura 6.

El fluido de trabajo para este proyecto considera una viscosidad de 600 [cP], valor que se encuentra dentro del rango de agitadores tipo ancla, propelas, y turbinas de aspa plana. Cada uno de ellos presenta relaciones geométricas en función de las medidas del tanque contenedor, dichas relaciones definirán la geometría del agitador, así como su posición con respecto al fondo de tanque agitado.

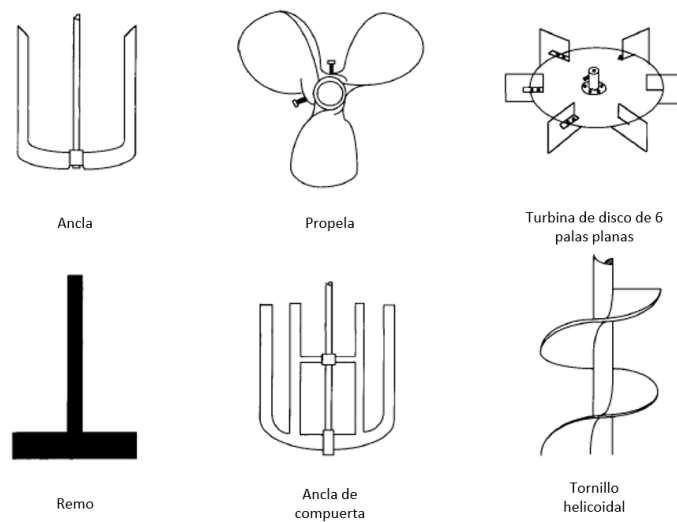


Figura 6. Tipos de agitadores generalizados, [1]

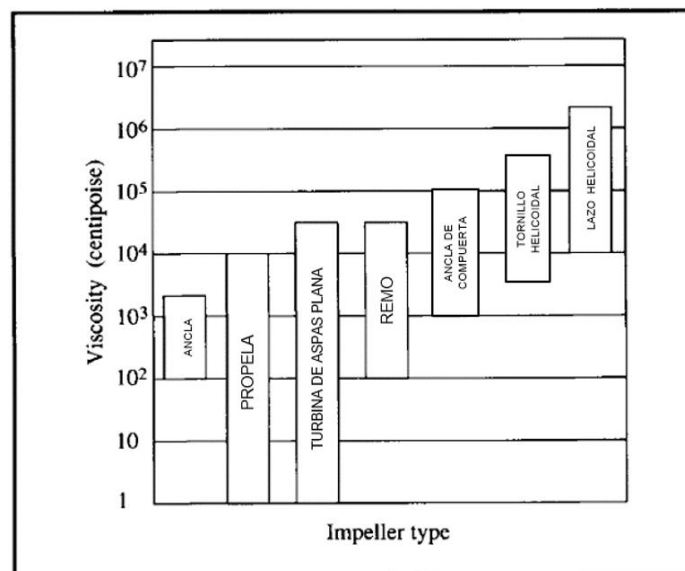


Figura 7. Tipos de agitadores a diferentes viscosidades, [1]

Para un agitador tipo turbina de 6 espas planas, también conocido como turbina Rushton las relaciones geométricas que definen sus dimensiones se especifican en (1) - (6).

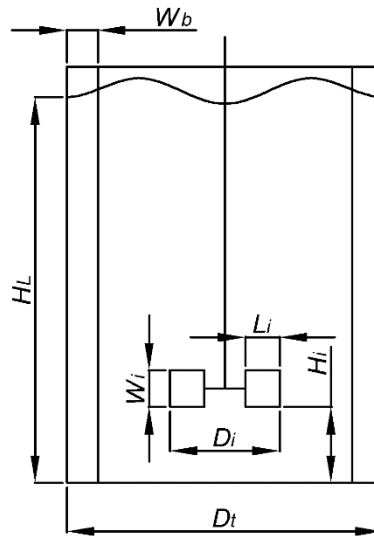


Figura 8. Esquemático de dimensiones para turbina Rushton, [1]

$$\frac{W_i}{D_i} = 0,2 \quad (1)$$

$$\frac{L_i}{D_i} = 0,25 \quad (2)$$

$$\frac{D_t}{D_i} = 3 \quad (3)$$

$$\frac{H_L}{D_i} = 3 \quad (4)$$

$$\frac{H_i}{D_i} = 1 \quad (5)$$

$$\frac{W_b}{D_t} = 0,1 \quad (6)$$

Donde:

- W_i : altura del aspa, en [m]
- D_t : diámetro total del tanque, en [m]
- L_i : longitud total del aspa, en [m]
- D_i : diámetro total de la turbina, en [m]

- H_L : altura del fluido en el tanque, en [m]
- H_i : altura del agitador con respecto al fondo del tanque, en [m]
- W_b : ancho del deflector, en [m]

En la Figura 8 se observa la necesidad de placas verticales unidas a la pared del tanque con una medida W_b , estas placas se conocen como deflectoras y se las usa para evitar la formación de vórtices (flujo turbulento en rotación espiral) durante la operación de agitación. Para un agitador tipo turbina Rushton es necesario 4 placas deflectoras equidistantes instaladas en el tanque de agitación [7].

Cumpliendo (1) - (6) es posible calcular el número de Reynolds, factor adimensional que determina el régimen de un fluido, laminar, transitorio, turbulento. Por experimentación se ha determinado un rango del número de Reynolds para cada tipo de agitador, estos se especifican en la Tabla 2.

Cualquier valor fuera de los rangos especificados por la Tabla 2, se considera flujo en régimen transitorio. El número de Reynolds N_{Re} se define según (7)

$$N_{Re} = \frac{N_i D_i^2 \rho}{\mu} \quad (7)$$

Siendo:

- N_i : velocidad del agitador, en [Hz]
- D_i : diámetro del agitador, en [m]
- ρ : densidad del fluido agitado, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
- μ : viscosidad dinámica del fluido, en [Pa. s]

Tabla 2. Número de Reynolds para delimitación de régimen en diferentes agitadores, [1]

TIPO AGITADOR	N_{Re} laminar	N_{Re} Turbulento
Turbina Rushton	<10	>=10000
Agitador tipo remo	<10	>=10000
Propela	<10	>=10000
Ancla	<=100	>=10000

Ancla de compuerta	≤ 100	≥ 10000
Tornillo helicoidal	≤ 100	≥ 10000

La operación de agitación se puede cumplir en cualquiera de estas condiciones, pero es necesario tomar en cuenta el factor de potencia consecuente al número de Reynolds [1] calculado con (7). El factor de potencia del agitador se obtiene mediante las curvas de comportamiento del agitador seleccionado en función de N_{Re} que se muestran en la Figura 9, es por esta constante que se debe regir el diseño del agitador a las relaciones geométricas descritas en (1) - (6).

Conocido el factor de potencia N_p es simple determinar la potencia requerida al eje que transmitirá el movimiento al agitador aplicando (8).

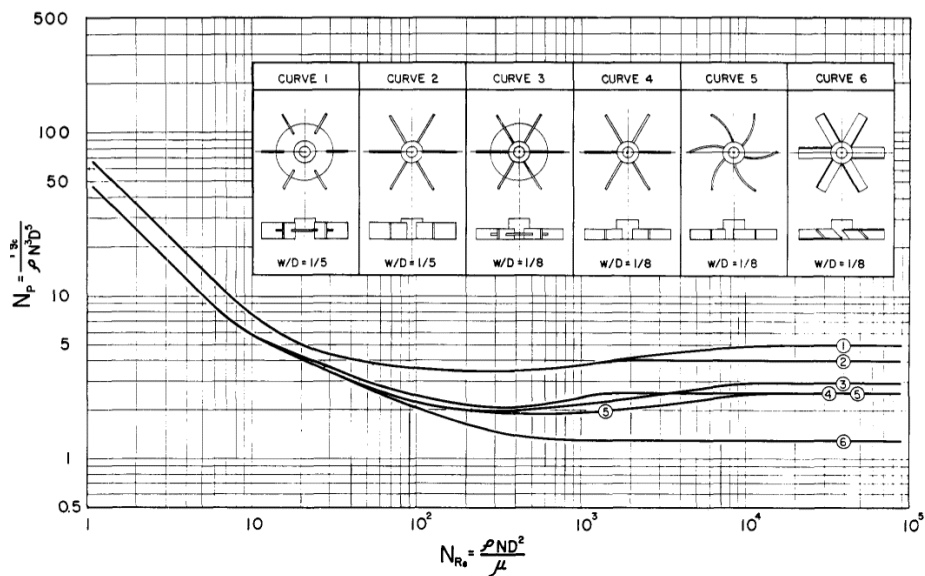


Figura 9. Curvas de comportamiento para diferentes configuraciones de turbina Rushton en función del número de Reynolds, [3]

$$P_{eje} = N_p N_i^3 D_i^5 \rho \quad (8)$$

Siendo:

- P_{eje} : Potencia requerida en el eje del agitador, en [W]
- N_p : Número de potencia del agitador, adimensional.

Con la potencia requerida al eje y la geometría bidimensional del agitador es posible realizar el diseño del agitador mecánico.

5.4 CILINDROS DE PARED DELGADA

Los cilindros se utilizan con frecuencia como recipientes o tuberías de presión y pueden estar sometidos a presiones internas y/o externas, como se ilustra en la Figura 10. Algunos ejemplos son los cilindros de aire o los cilindros hidráulicos, los tanques de almacenamiento de fluidos y las tuberías, así como los cañones de armas de fuego [8].

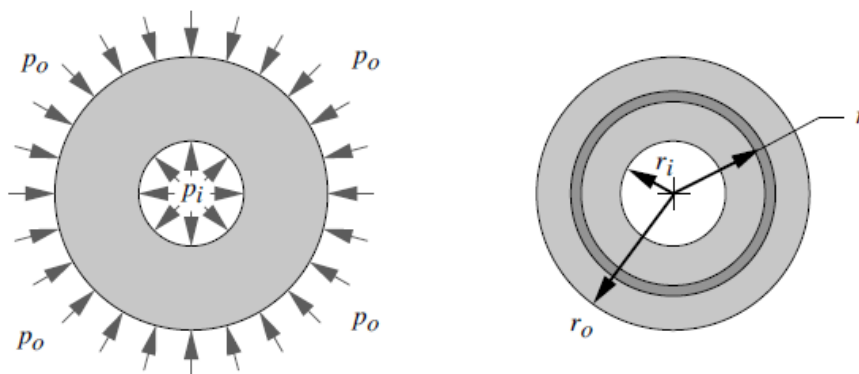


Figura 10. Cilindro sometido a presión externa e interna, [8]

Donde:

- P_o : presión externa aplicada al cilindro, en [Pa]
- P_i : presión interna aplicada al cilindro, en [Pa]
- r_o : radio externo del cilindro, en [m]
- r_i : radio interno del cilindro, en [m]

Cuando el espesor de la pared es menor que $\frac{1}{10}$ aproximadamente del radio, se puede considerar un cilindro de pared delgada. La distribución de esfuerzos a través de la pared delgada es casi uniforme, (9) y (10) determinan su magnitud en función de la presión a que se encuentra sometido [8].

$$\sigma_t = \frac{P_H r_C}{e} \quad (9)$$

$$\sigma_a = \frac{P_H r_c}{2e} \quad (10)$$

Donde:

- σ_t : esfuerzo tangencial en el cilindro, en [Pa]
- σ_a : esfuerzo axial en el cilindro, en [Pa]
- P_H : presión hidrostática a la que se encuentra sometido el cilindro, en [Pa]
- r_c : radio del cilindro de pared delgada, en [Pa]
- e : espesor del cilindro de pared delgada, en [m]

Para aplicar un diseño mecánico por resistencia se combinan los esfuerzos aplicando (11) y se obtiene una relación entre el esfuerzo permisible y la resistencia de pérdida de función, este valor se conoce como factor de diseño que toma el nombre de factor de seguridad al estandarizar las soluciones, es decir llevar los resultados a valores generalizados de medidas disponibles en el mercado para cada material. Este método de diseño asegura el funcionamiento y la superación de las incertidumbres de diseño siempre y cuando el factor de diseño sea mayor o igual a la unidad [9].

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2 - (\sigma_t \sigma_a)} \quad (11)$$

$$\eta_d = \frac{\text{Resistencia de pérdida de función}}{\text{esfuerzo permisible}} = \frac{S_y}{\sigma} \quad (12)$$

Donde:

- η_d : factor de diseño, adimensional
- S_y : límite a la fluencia, en [Pa]
- σ : esfuerzo permisible, en [Pa]

5.5 TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUIDOS AGITADOS

Los tanques de reacción agitados con un serpentín interno para el manejo de temperaturas de fluidos son usados en procesos químicos y biotecnológicos, la

condensación de vapor en el serpentín puede servir para el calentamiento, mientras que la evaporación de refrigerantes sirve para el enfriamiento [4].

Considérese un fluido agitado en un tanque de reacción, la transferencia de calor ocurre principalmente por convección forzada, conducción a través de la pared del reactor y convección natural hacia el ambiente. El objetivo del análisis de transferencia de calor es conocer la variación de energía calórica en el fluido agitado para ello es necesario determinar $h_{conv_{agit}}$ el coeficiente de convección del fluido agitado [4].

Este coeficiente se lo obtiene a partir de (14) para obtener un valor de \dot{Q}_{conv} , que se define como la tasa de energía calórica transferida por convección [10].

El número de Nusselt Nu_{agit} en (13) está en función de parámetros geométricos del agitador, es muy complejo obtener soluciones analíticas para este tipo de sistemas pero se usan correlaciones basadas en experimentos realizados por Bates, Fondy y Corpstein, aplicados a diferentes geometrías de agitadores [4], de manera general para un fluido agitado por un agitador centrado en el tanque de reacción se rige por (14).

$$Nu_{agit(D_t, D_i)} = C \cdot N_{Re}^a \cdot N_{Pr}^b \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^c \quad (13)$$

$$\frac{h_{conv_{agit}} \cdot D_t}{k} = Cp \cdot \left(\frac{\rho \cdot N_i \cdot D_i^2}{\mu_b}\right)^a \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^b \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^c \quad (14)$$

Donde:

- Nu_{agit} : número de Nusselt para transferencia de calor por convección en fluidos agitados, adimensional
- $h_{conv_{agit}}$: coeficiente de convección fluido – serpentín, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
- D_t : diámetro del tanque, en [m]
- D_i : diámetro del agitador, en [m]
- N_i : velocidad del agitador, en $\left[\frac{1}{s}\right]$

- ρ : densidad del fluido agitado, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
- k : coeficiente de conductividad térmica del fluido, en $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}\right]$
- C_p : calor específico del fluido, en $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right]$
- μ_b : viscosidad dinámica a temperatura ambiente, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}\right]$
- μ_w : viscosidad dinámica a la temperatura de trabajo, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}\right]$

6. DIMENSIONAMIENTO DEL REACTOR DE METILMETACRILATO SEMIAUTOMÁTICO DE 200 L DE CAPACIDAD

En esta sección se desarrollan todos los cálculos que conlleva el diseño mecánico, electrónico y de programación para el funcionamiento del reactor.

6.1 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico del reactor consiste en el cálculo y simulación de todos los elementos de máquina que este posee. Se aplicó el diseño mecánico por resistencia asegurando un factor de diseño en un rango de 3 a 4, recomendado en situaciones en que no se conoce las propiedades mecánicas del material con exactitud y las cargas son permanentes durante el funcionamiento de la máquina [11].

La masa, de los diferentes elementos diseñados, considerada para todos los análisis a continuación se obtienen mediante simulación en el software SolidWorks versión 2018 (ver Anexo D-1).

6.1.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Tomando en cuenta que las condiciones de polimerización establecidas en la sección 5.2 consideran un material capaz de soportar un fluido corrosivo y una temperatura de trabajo de 80 [°C]. El material para la construcción del reactor debe ser acero inoxidable.

Tabla 3. Aceros inoxidables disponibles en el mercado nacional, [12]

ACEROS INOXIDABLES AISI	CARACTERÍSTICAS
304	<ul style="list-style-type: none"> • Procedimiento de soldadura compatible: SMAW, TIG, GMAW • Sut: 540 [MPa] • Sy: 210 [MPa] • Disponible en mercado nacional
316-L	<ul style="list-style-type: none"> • Procedimiento de soldadura compatible: TIG, GMAW, requiere tratamiento térmico • Sut: 515 [MPa] • Sy: 205 [MPa] • Disponible en mercado nacional
430	<ul style="list-style-type: none"> • Procedimiento de soldadura compatible: GMAW • Sut: 505 [MPa] • Sy: 196 [MPa] • No disponible en mercado nacional

Actualmente en la industria se ofrece una amplia gama de los mismos como muestra la

Tabla 3. Los parámetros principales a considerar para la selección son la disponibilidad y la manufacturabilidad, específicamente la soldabilidad y el proceso requerido para la misma.

Bajo estas condiciones el acero AISI 304, es la mejor opción, se encuentra disponible en el mercado nacional en diferentes presentaciones (planchas, barras, perfiles), el proceso de suelda requerido es SMAW (soldadura por arco sumergido con electrodo) y existe una amplia gama de electrodos con revestimiento para este acero. La Tabla 4 muestra las propiedades mecánicas usadas en el diseño de los elementos de máquina del reactor.

Tabla 4. Propiedades mecánicas relevantes acero AISI 304, [12]

AISI	Sut [MPa]	Sy [MPa]
304	540	210

6.1.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL TANQUE DE REACCIÓN

Haciendo referencia a la sección 5.3 se establece un prototipo preliminar del tanque del reactor para diseñar el sistema de agitación, considerando que las relaciones establecidas en (1) a (6) requieren de estas dimensiones.

Para obtener las medidas del tanque se parte de (15) a (17) de modo que las dimensiones del tanque de reacción dependen únicamente de la altura del cilindro [13].

$$r_{cil} = \frac{1}{3} h_{cil} = r_{transición} \quad (15)$$

$$r_{transición} = \frac{1}{9} h_{transición} \quad (16)$$

$$h_{transición} = \frac{h_{transición}}{10} \quad (17)$$

El parámetro de mayor relevancia para el diseño del tanque, es que sea capaz de almacenar el volumen de trabajo V_{TR} y el volumen de seguridad V_{EM} respectivo. Por lo tanto:

$$V_{TOTAL} = V_{TR} + V_{SEG} + V_{EM} \quad (18)$$

Donde:

- V_{TR} : volumen de trabajo, en $[m^3]$
- V_{SEG} : volumen de seguridad, en $[m^3]$
- V_{EM} : volumen de los elemento mecánicos, en $[m^3]$

En (18) se incluye el término V_{EM} que representa un volumen ocupado por los elementos mecánicos del reactor como el agitador, los deflectores entre otros, con el fin de no reducir el volumen de trabajo que debe ocupar el fluido, 200 [l].

$$V_{TOTAL} = 200[l] + 0,2 \cdot 200[l] + 0,15 \cdot 200[l] = 270[l]$$

$$V_{TOTAL} = V_{cil} + V_{transición} \quad (19)$$

$$V_{cil} = \pi \cdot r_{cil}^2 \cdot h_{cil} \quad (20)$$

$$V_{transición} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot h_{transición} [r_{cil}^2 + r_{transición}^2 + (r_{cil} \cdot r_{transición})] \quad (21)$$

Aplicando las relaciones (15) - (17), y reemplazando en (19), (20) y (21)

$$V_{TOTAL} = \pi \cdot \frac{1}{9} \cdot h_{cil}^3 + \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot \frac{h_{cil}}{10} \left(\frac{1}{3} \cdot h_{cil} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot h_{cil} \right)^2 + \left[\left(\frac{1}{3} \cdot h_{cil} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot h_{cil} \right)^2 \right]$$

Conocido $V_{TOTAL} = 0.270[m^3]$ se determina el valor de $h_{cil} = 0.903[m]$, normalizando se tiene:

$$h_{cil} = 0,9 [m]$$

$$r_{cil} = 0,3[m]$$

$$r_{transición} = 0,1[m]$$

Reemplazando los valores obtenidos en (19), se determina un volumen real de $V_{real} = 268.08 [l]$ (ver Figura 11).

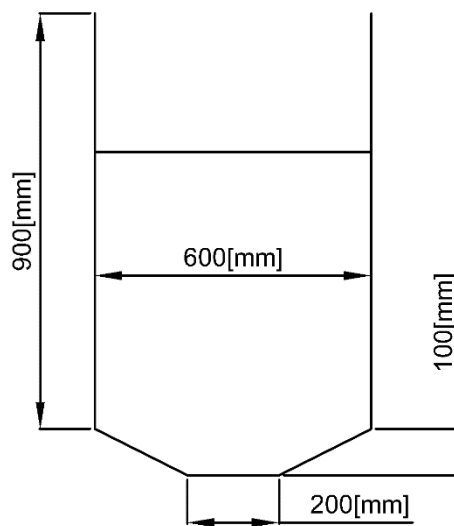


Figura 11. Diseño preliminar tanque reactor

Tabla 5. Tabla de dimensiones preliminares del tanque reacción

VARIABLE	VALOR	UNIDAD
H_L	0,9	[m]

D_t	0,6	[m]
$\phi_{transición}$	0,2	[m]
$h_{transición}$	0,1	[m]

Estas dimensiones son necesarias posteriormente al aplicar las relaciones basada en las ecuaciones de la (1) a la (6).

6.1.3 DISEÑO DEL AGITADOR

El agitador se define como el conjunto compuesto por subconjuntos denominados como turbina y sujeción mostrados en la Figura 12, cada uno de ellos con elementos de máquina y soldaduras descritas en las secciones a continuación.

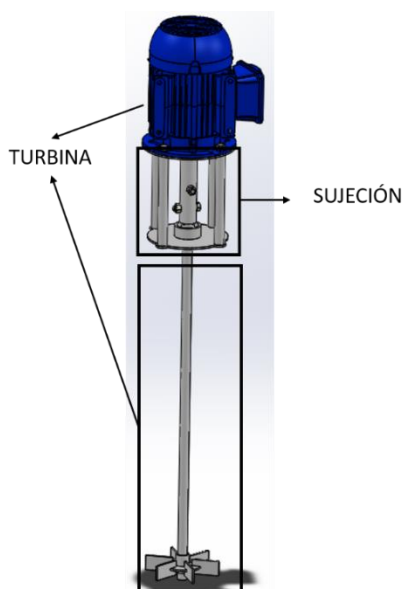


Figura 12. Agitador del reactor

6.1.3.1 Diseño de la turbina

La turbina a diseñar es una turbina Rushton de 6 aspas planas este subconjunto, de la Figura 13, se compone de:

- Motor
- Eje

- Acople eje-motor
- Disco
- Aspas
- Perno acople eje-motor

El diseño de este subconjunto del agitador parte de los requerimientos de potencia, seguido de la selección del motor que impulsa la turbina. Posterior el dimensionamiento del eje y el acople de transmisión de potencia eje-motor, el dimensionamiento del aspa y disco de la turbina y la selección del tornillo para el ensamble del acople al eje

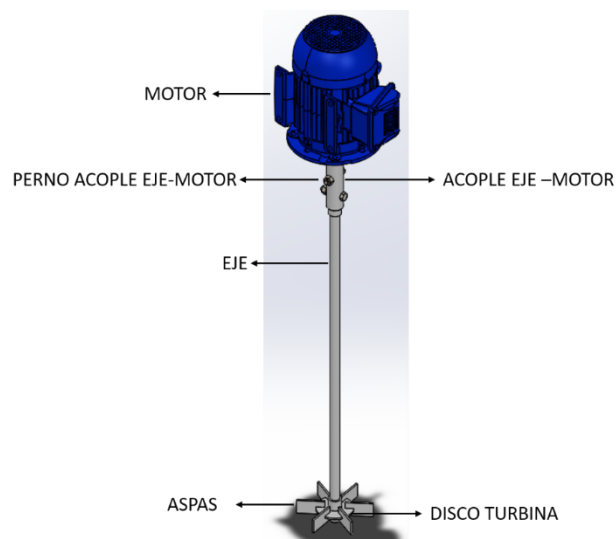


Figura 13. Subconjunto turbina y sus elementos mecánicos

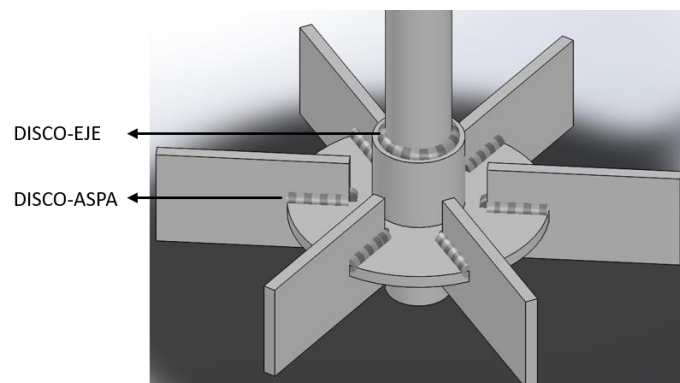


Figura 14. Soldaduras en el subconjunto turbina

Se presenta también un análisis de las soldaduras mostradas en Figura 14:

- Soldadura Disco – Eje
- Soldadura Disco – Aspa

6.1.3.1.1 Requerimientos de potencia y torque de la turbina

En función del cálculo del número de Reynolds N_{Re} (7) y posterior obtención del número de potencia N_p de la Figura 9, se obtiene la potencia requerida al eje con la expresión (8).

$$N_{Re} = \frac{\left(\frac{550}{60}\right) \cdot 0,2^2 \cdot 940}{0,5123} = 672,73$$

Para el N_{Re} obtenido el valor de N_p es aproximadamente 4, por lo tanto se incrementa $N_p = 5$ para llevar el resultado a la región lineal de la curva 1, de la Figura 9, correspondiente a la turbina Rushton. Esta aproximación sobredimensiona la potencia requerida al eje, entregando mayor fiabilidad en el diseño, aplicando (8) se obtiene la potencia requerida en el eje.

$$P_{eje} = 5 \cdot \left(\frac{550}{60}\right)^3 \cdot 0,2^2 \cdot 940 = 1158,46 \text{ [W]} = 1,5528 \text{ [HP]}$$

Se define la potencia del motor con (22) y el torque requerido al eje con (23) [13], considerando un 80% de eficiencia de un motor trifásico [14] se obtiene los siguientes resultados:

$$P_{motor} = \frac{P_{eje}}{\eta} \quad (22)$$

Donde:

- η : eficiencia del motor, adimensional.
- P_{motor} : potencia del motor, en [HP]
- P_{eje} : potencia requerida en el eje, en [HP]

$$P_{motor} = \frac{1,5528[\text{HP}]}{0,8} = 1,941[\text{HP}] \approx 2[\text{HP}]$$

$$T_{eje} = \frac{P_{eje} [W]}{N_i \left[\frac{\text{rad}}{s} \right]} \quad (23)$$

$$T_{eje} = \frac{1491,4 [W]}{\left(\frac{550 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \right)} = 25,89 \text{ [N.m]}$$

6.1.3.1.2 Selección del motor para la turbina

Se selecciona el motor trifásico de inducción WEG W22 IE2 2HP (ver Figura 15), el cual cumple con los requerimientos de potencia y torque al eje. La sobre potencia máxima de este actuador es 250% de la nominal según [14], siendo la nominal 16,8 [N.m], el torque máximo es 42 [N.m]; este dato es de relevancia pues representa el torque para el cual el eje de transmisión debe ser dimensionado.



Figura 15. Motor WEG W22 IE2 2HP, [14]

6.1.3.1.3 Dimensionamiento del eje de la turbina

Es necesario establecer un diámetro capaz de soportar las cargas que ejercen esfuerzo tanto de flexión como torsión [8], teniendo en cuenta la resistencia a la fluencia del acero inoxidable AISI 304, seleccionado para su fabricación (ver Tabla 4). El eje se encuentra sometido únicamente a torsión causado por el movimiento circular generado por el motor, esta torsión tiene un valor $T_{eje} = 42 \text{ [N.m]}$ que representa el torque máximo entregado por el motor en caso de falla [14], se dimensiona a este torque para garantizar el funcionamiento del eje

incluso en casos donde el motor no se encuentre en los rangos nominales de operación.

Con (24) se puede determinar el diámetro adecuado del eje según el criterio de diseño ASME para ejes de acero macizos [8].

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32\eta_{d_{eje}}}{\pi} \left[\left(\frac{K_f \cdot M_{eje}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_{eje}}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (24)$$

- $\eta_{d_{eje}} = 4$: factor de diseño del eje macizo, adimensional
- $T_{eje} = 42$: torque en el eje, en [N. m]
- $K_{fs} = 1$: factor de concentración de esfuerzos, adimensional
- $S_y = 210$: límite elástico del material AISI 304, en [MPa]
- $M_{eje} = 0$: momento en el eje, en [N. m]

$$\phi_{eje} = 19,19 \times 10^{-3} [\text{m}] \cong 25,4 \times 10^{-3} [\text{m}]$$

Según [12] el diámetro comercial disponible más cercano es 1 [in] $\approx 25,4$ [mm] se estandariza el ϕ_{eje} a este valor. Esta aproximación incrementa el factor de seguridad a $\eta_s = 9,28$. Es posible concluir que el eje con un diámetro de 1[in] está sobredimensionado para las cargas a las que se encuentra sometido durante la operación del reactor. Se mantiene esta dimensión, pues posteriormente es necesario considerar concentradores de esfuerzo causados por las perforaciones en el eje para su ensamble con el acople eje – motor, lo cual reducirá el η_s a un valor cercano al factor de diseño $\eta_d = 4$.

6.1.3.1.4 Dimensionamiento acople eje – motor

El diámetro de este elemento de máquina antes que depender de un factor de diseño se relaciona a los elementos con los cuales debe acoplarse. Por un lado se tiene un eje de $\phi_{eje} = 25,4$ [mm], mientras que el motor presenta un eje con una chaveta que suman un diámetro mínimo de $\phi_{int1} = 35$ [mm] (ver Figura 16), por esta razón se diseña un acople a partir de un diámetro interior igual a este valor, asegurando un $\eta_d = 4$ con (12) y resolviendo el diámetro externo ϕ_{ext1} .

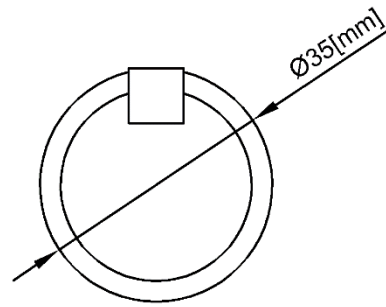


Figura 16. Eje con chaveta motor WEG W22 IE2 2HP, [14]

Las cargas aplicadas al acople de transmisión de potencia eje – motor son las mismas aplicadas al eje, por lo tanto, se tiene únicamente torsión con valor de $T_{eje} = 42$ [N. m].

El esfuerzo generado por esta carga corresponde a un esfuerzo cortante por torsión mostrado en la Figura 17, el cual se calcula con (25) [9].

$$\tau_T = \frac{T \cdot r}{J} \quad (25)$$

Donde:

- τ_T : esfuerzo cortante por torsión, en [Pa]
- T : momento torsor en el sólido, en [N. m]
- r : distancia máxima entre el centroide y el punto de análisis, en [m²]
- J : segundo momento de inercia de la sección transversal, en [m⁴]

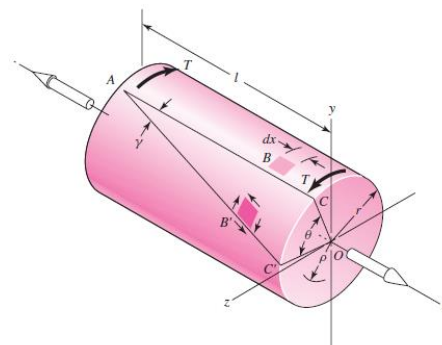


Figura 17. Esfuerzo cortante por torsión, [9]

Para una barra de acero hueca, como la de la Figura 18, el segundo momento de inercia de la sección transversal se determina con (26) y éste se reemplaza

en (25) [9]. El material de fabricación del acople eje – motor es acero inoxidable AISI 304 el cual tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 210$ [MPa] indicado en la Tabla 4.

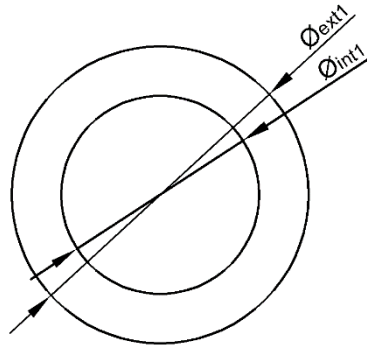


Figura 18. Sección transversal acople eje-motor.

$$J_{acople\ eje-motor} = \frac{\pi \cdot (\phi_{ext1}^4 - \phi_{int1}^4)}{32} \quad (26)$$

$$\tau_{T_{acople\ eje-motor}} = \frac{16 \cdot T \cdot \phi_{ext1}}{\pi \cdot (\phi_{ext1}^4 - \phi_{int1}^4)}$$

Para asegurar el factor de diseño en casos donde solo existen esfuerzos cortantes (12) se reescribe reemplazando el término S_y por S_{sy} descrito en (27) [9].

$$S_{sy} = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (27)$$

$$\eta_{d_{acople\ eje-motor}} = \frac{0,5 \cdot 210 \times 10^6 [\text{Pa}]}{\frac{16 \cdot 42 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot \phi_{ext1}}{\pi \cdot (\phi_{ext1}^4 - (35 \times 10^{-3} [\text{m}])^4)}} = 4$$

$$\phi_{ext1} = 36,623 \times 10^{-3} [\text{m}] \cong 38,1 \times 10^{-3} [\text{m}] = 1 \frac{1}{2} [\text{in}]$$

El factor de seguridad consecuente con la estandarización del ϕ_{ext1} es $\eta_s = 7,81$, con lo cual se concluye que el acople eje – motor está sobredimensionado, a pesar de este criterio se mantiene la medida estandarizada, pues es necesario verificar el factor de seguridad posterior a la creación de concentradores de esfuerzo, mismos que son fabricados en el eje para su ensamble con este acople.

6.1.3.1.5 Dimensionamiento del aspa y disco de la turbina

El diseño del aspa y disco de la turbina parte del cálculo de las dimensiones del aspa en el plano XY, para ello se aplica las relaciones geométricas (1) a la (6) reemplazando en estas las dimensiones preliminares del cilindro en la

Tabla 5. Despejando se obtienen las dimensiones mostradas en la Figura 19:

$$D_i = \frac{D_t}{3} = \frac{0,6[\text{m}]}{3} = 0,2[\text{m}]$$

$$W_i = 0,2 \cdot D_i = 0,2 \cdot 0,2[\text{m}] = 0,04[\text{m}]$$

$$L_i = 0,25 \cdot D_i = 0,25 \cdot 0,2[\text{m}] = 0,05[\text{m}]$$

$$H_i = D_i = 0,2[\text{m}]$$

$$W_b = 0,1 D_t = 0,1 \cdot 0,6[\text{m}] = 0,06[\text{m}]$$

Las dimensiones en el plano XY para el aspa son $L_i = 50[\text{mm}]$ y $W_i = 40[\text{mm}]$, estas dimensiones corresponden al área efectiva del aspa es necesario incrementar L_i ya que el aspa debe ser insertada en el disco de la turbina (ver Figura 20).

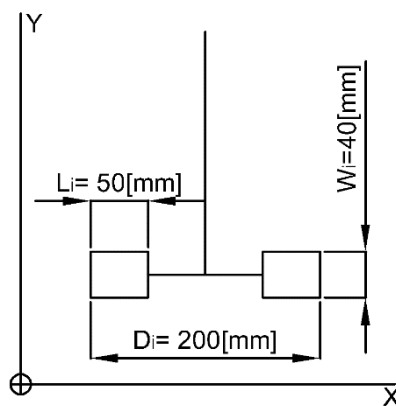


Figura 19. Diagrama de la turbina Rushton de aspa plana

La medida que resta por obtener del aspa es el espesor, para lo cual se aplica (12) con el criterio de diseño por resistencia. El material de fabricación del aspa es acero inoxidable AISI 304 (ver propiedades en Tabla 4). La carga sobre este

elemento es la fuerza causada por la presión hidrostática que se genera al estar inmersa un fluido.

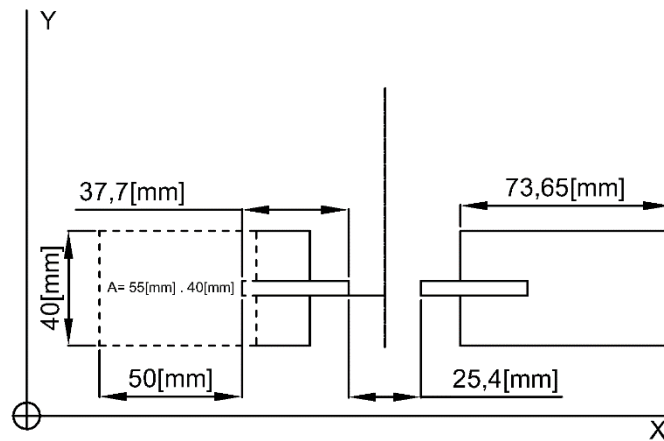


Figura 20. Diagrama y dimensiones en el plano XY del aspa de la turbina

La presión hidrostática se define como la fuerza que ejerce una columna de fluido en un sólido, se obtiene con (28) y despejando de (29) es posible calcular la fuerza ejercida sobre el sólido [13].

$$P_{aspa} = (\rho \cdot g \cdot H_L) + P_{atm} \quad (28)$$

$$P_{aspa} = \frac{F_{aspa}}{A_{aspa}} \quad (29)$$

Donde:

- P_{aspa} , presión hidrostática en el aspa, en [Pa].
- ρ , densidad del fluido sumergido, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$.
- $g = 9,8$, gravedad, en $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$.
- H_L , profundidad a la que se encuentra sumergido el aspa, en [m].
- F_{aspa} , fuerza que se ejerce sobre el aspa, en [N].
- A_{aspa} , área del aspa, en [m²].

$$P_{aspa} = \left(940 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] \cdot 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] \cdot 1[\text{m}]\right) + 101325[\text{Pa}] = 110546[\text{Pa}]$$

$$F_{aspa} = 110546[\text{Pa}] \cdot (0,04 \cdot 0,055)[\text{m}^2] = 243,203[\text{N}]$$

La fuerza sobre el aspa, las dimensiones de la misma y la ubicación de los apoyos son datos suficientes que permiten realizar un análisis estático de este elemento.

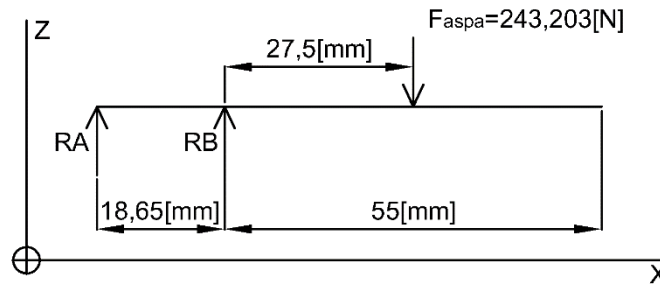


Figura 21. Diagrama cuerpo libre aspa turbina

En función del diagrama del cuerpo libre de la Figura 21, se realiza la sumatoria de fuerzas y momentos en el punto B con (30) y (31).

$$\Sigma_{F_y} = 0 \quad (30)$$

$$R_A + R_B - 243,203[\text{N}] = 0$$

$$\Sigma_M = 0 \quad (31)$$

$$= -(R_A \cdot 0,01865[\text{m}]) - (243,203[\text{N}] \cdot 0,0275[\text{m}]) = 0$$

$$R_A = \frac{-243,203[\text{N}] \cdot 0,0275[\text{m}]}{0,01865[\text{m}]} = -358,61[\text{N}]$$

$$R_B = 243,203[\text{N}] + 358,61[\text{N}] = 601,82[\text{N}]$$

El esfuerzo de mayor relevancia según [9] es el esfuerzo normal por flexión el cual se determina con (32), también es necesario determinar la inercia de la sección transversal del sólido mostrada en la Figura 23 aplicando (33) [9].

$$\sigma_f = \frac{M \cdot c}{I} \quad (32)$$

Donde:

- σ_f : esfuerzo normal por flexión, en [Pa].

- M : momento flector en el sólido, en [N. m]
- c : distancia perpendicular desde el centroide al punto de análisis, en [m]
- I : inercia de la sección transversal del sólido analizado, en [m⁴]

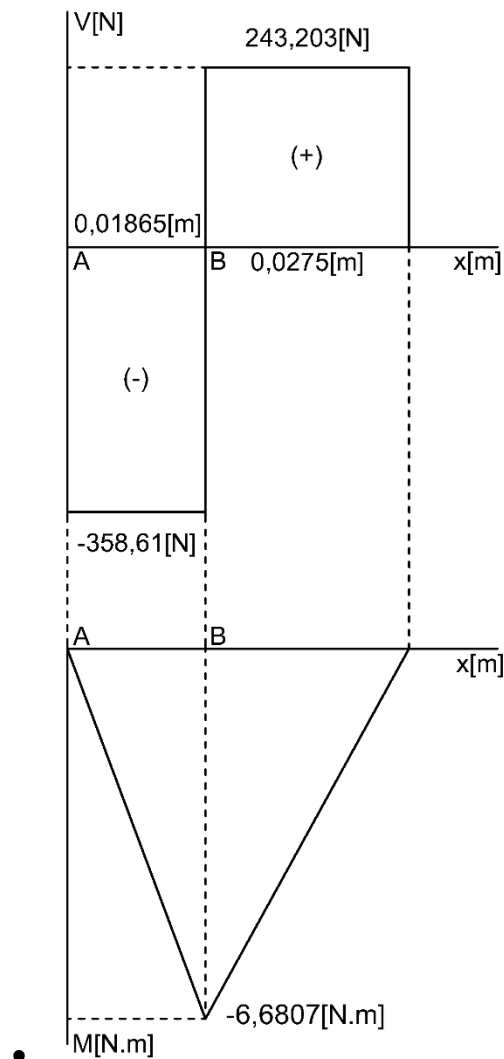


Figura 22. Diagramas de cortantes y momentos aspa turbina Rushton

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (33)$$

Donde:

- b : base de la sección transversal dimensión paralela al eje Y, en [m].
- h : altura de la sección transversal dimensión perpendicular al eje Y, en [m].

El valor del momento para (32) corresponde al máximo momento obtenido en el diagrama de momentos de la Figura 22, la distancia perpendicular se define

como la mitad del espesor [9]. Una vez calculado el esfuerzo flector se reemplaza en (12) para obtener la dimensión del espesor aplicando el criterio de diseño por resistencia con un $\eta_d = 4$

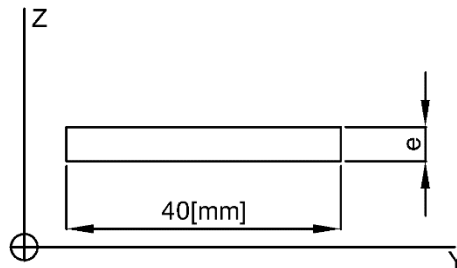


Figura 23. Área transversal aspa turbina

$$\sigma_{f_{aspa}} = \frac{6,68807 \text{ [N.m]} \cdot \frac{e_{aspa}}{2}}{\frac{0,04 \cdot e_{aspa}^3}{12}} = \frac{6,68807 \text{ [N.m]} \cdot 12}{0,08 \cdot e_{aspa}^2}$$

$$\eta_{d_{aspa}} = \frac{210 \times 10^6 \text{ [Pa]}}{\frac{6,68807 \text{ [N.m]} \cdot 12}{0,08 \cdot e_{aspa}^2}} = 4$$

$$e_{aspa} = 4,37 \times 10^{-3} \text{ [m]} \cong 5 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

El valor calculado de e_{aspa} no existe comercialmente, utilizando un espesor normalizado de plancha de $e_{aspa} = 5 \text{ [mm]}$, se verifica el factor de seguridad.

$$\eta_{s_{aspa}} = \frac{210 \times 10^6 \text{ [Pa]}}{\frac{6,68807 \text{ [N.m]} \cdot 12}{0,08 \cdot 0,005^2}} = 5,23$$

La normalización del espesor de la plancha, a partir de la cual se fabrica el aspa, genera un factor de seguridad superior al factor de diseño por lo tanto se acepta este valor y se concluye el dimensionamiento del aspa de la turbina con los valores mostrados en la Figura 24

La dimensión $D_i = 0,2 \text{ [m]}$ restringe el diámetro de la turbina y por lo tanto limita la dimensión del disco de la misma, este tiene un diámetro de $\phi_{disco} = 0,1 \text{ [m]}$ para cumplir con la restricción calculada con las relaciones (1) a la (6). Teniendo en cuenta que el eje de la turbina debe acoplarse al mismo el disco presenta un agujero de $\phi_{eje} = 25,4 \text{ [mm]} = 1 \text{ [in]}$ en la parte central del mismo (ver Figura 25), además soporta la misma carga que el aspa de la turbina pues se encuentra

sumergido a la misma profundidad. Bajo estas consideraciones el espesor del disco será el mismo que el espesor del aspa $e_{aspa} = 5[\text{mm}] = e_{disco}$.

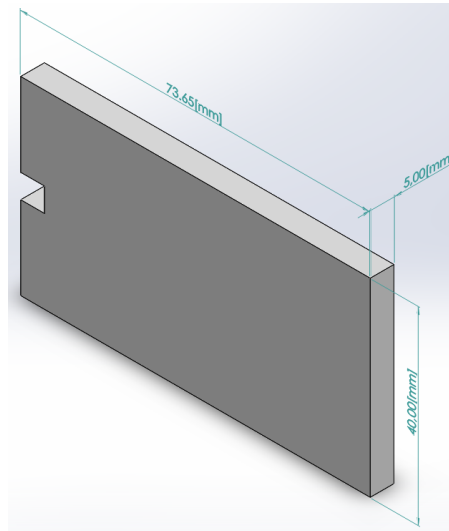


Figura 24. Dimensiones requeridas en el aspa de la turbina para soportar las cargas durante la operación del reactor.

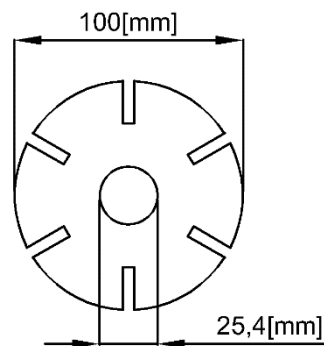


Figura 25. Dimensiones disco turbina

6.1.3.1.6 Soldadura aspa – disco

Se establece que la soldadura que sujeta el aspa al disco de la turbina está sometida a flexión como muestra la Figura 26. El alto del cateto del cordón de soldadura tiene un valor de $h_s = 4,8[\text{mm}]$, valor mínimo permitido por la normativa ASME sección VIII para construcción de tanques sometidos a presión [15]. Teniendo en cuenta que este elemento de máquina, así como los consecuentes, pertenecen a un tanque a presión se toma como constante este valor del cateto para la verificación de todas las soldaduras del reactor.

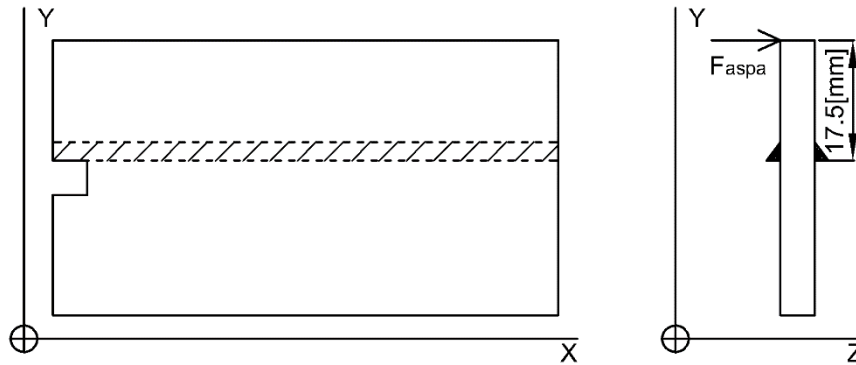


Figura 26. Ubicación de la soldadura en el aspa

En una soldadura se requiere calcular el esfuerzo cortante total τ que se compone por el esfuerzo primario τ' y el esfuerzo secundario τ'' . El esfuerzo cortante primario τ' se obtiene con (34), en caso de flexión en la soldadura el esfuerzo cortante secundario τ'' se define con (35) [9].

$$\tau' = \frac{F_s}{A_s} \quad (34)$$

Donde:

- F_s : fuerza aplicada a la soldadura, en [N]
- A_s : área de la soldadura, en [m²]

$$\tau'' = \frac{M \cdot c_s}{I_s} \quad (35)$$

Donde:

- M : momento flector en la soldadura, en [N.m]
- c_s : radio desde el centroide de la soldadura hasta el punto de análisis, [m]
- I_s : segundo momento de área de la soldadura, en [m⁴]

La soldadura se aplica a todas las caras que tiene contacto con el disco como describe la Figura 27.

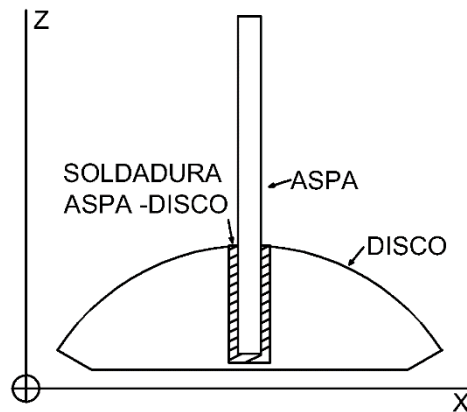


Figura 27. Vista superior de la soldadura aspa – disco

En la Figura 28 se detallan las dimensiones de la soldadura, la ubicación de los esfuerzos cortantes y a continuación los cálculos para su dimensionamiento.

El área para esta soldadura se define con (36) [9].

$$A_s = 0,707 \cdot h_s \cdot (b + 2d) \quad (36)$$

Donde:

- h_s : altura del cateto de la soldadura, en [m]
- b : ancho del cordón de soldadura, en [m]
- d : alto del cordón de soldadura, en [m]

$$\tau'_{aspa-disco} = \frac{F_s}{A_s} = \frac{243,203[\text{N}]}{0,707 \cdot 4,8 \times 10^{-3}[\text{m}] \cdot (5 \times 10^{-3}[\text{m}] + (2 \cdot 23,59 \times 10^{-3}[\text{m}])))}$$

$$M = 243,203 \cdot 17,5 \times 10^{-3}[\text{m}] = 4,25[\text{N} \cdot \text{m}]$$

El término I_s de (35) se calcula con (37), en esta ecuación se presenta I_u que es el segundo momento de área unitario y para una soldadura como la de la Figura 28 se expresa con (38) [9].

$$I_s = 0.707 h_s I_u \quad (37)$$

$$I_u = \frac{2}{3} \cdot d^3 - 2d^2 \cdot \left(\frac{d^2}{b + 2d} \right) + (b + 2 \cdot d) \cdot \left(\frac{d^2}{b + 2d} \right)^2 \quad (38)$$

$$\tau''_{aspa-disco} = \frac{4,25[\text{N.m}] \cdot 13,16 \times 10^{-3}[\text{m}]}{0,707 \cdot 4,8 \times 10^{-3} \cdot (I_u)}$$

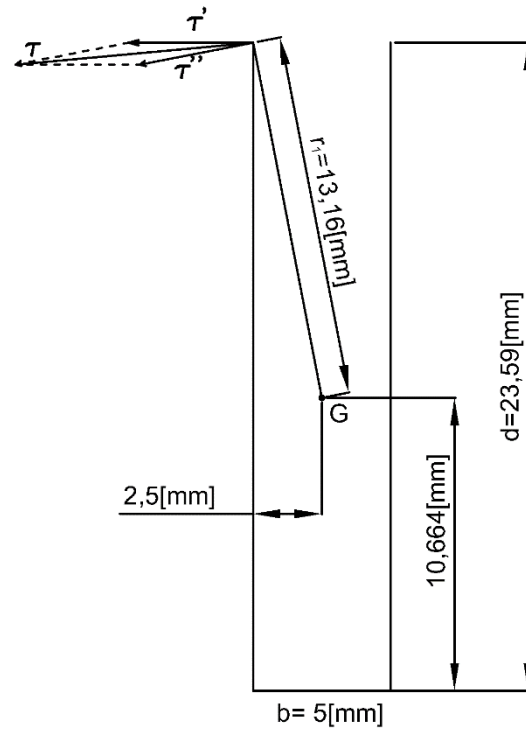


Figura 28. Diagrama del cuerpo libre de la soldadura aspa – disco

El cortante total τ en caso de flexión se determina mediante (39), este valor se compara con el τ_{perm} el cual se define como el menor valor entre los siguientes [9]:

- $\tau_{electrodo} = 0,3 \cdot S_{ut_{electrodo}}$
- $\tau_{S_{ut\ base}} = 0,5 \cdot S_{ut_{base}}$
- $\tau_{S_{y\ base}} = 0,4 \cdot S_{y_{base}}$

$$\tau = \sqrt{\tau' + \tau''} \quad (39)$$

$$\tau_{soldadura\ aspa-disco} = \sqrt{\tau'_{aspa-disco}{}^2 + \tau''_{aspa-disco}{}^2}$$

$$\tau_{soldadura\ aspa-disco} = 6,01[\text{MPa}]$$

Dado que el material de fabricación tanto del aspa como del disco es acero inoxidable AISI 304, el electrodo seleccionado debe ser compatible con este material. Se selecciona el electrodo E308L-16, que es el electrodo comercial más utilizado para soldar acero inoxidable.

Tabla 6. Características mecánicas electrodo E308L-16 y cortantes permisibles del material base, [16]

CARACTERÍSTICA	VALOR
$\phi_{E308L-16}$	$\frac{3}{16}$ [in]
σ_{perm}	560 [MPa]
$\tau_{electrodo}$	$0,3 \cdot 560$ [MPa] = 168 [MPa]
$\tau_{Sut\ base}$	$0,5 \cdot 540$ [MPa] = 270 [MPa]
$\tau_{Sy\ base}$	$0,4 \cdot 210$ [MPa] = 84 [MPa]

Dado que el menor valor de esfuerzo cortante total τ de la Tabla 6 es el $\tau_{Sy\ base} = 84$ [MPa] se selecciona éste como el esfuerzo permisible $\tau_{perm} = 84$ [MPa] para la verificación de la soldadura.

Al comparar el $\tau_{soldadura\ aspa-disco}$ éste es menor al τ_{perm} lo cual permite concluir que el electrodo y la dimensión del cateto $h_s = 4,8$ [mm] de la soldadura son adecuadas.

6.1.3.1.7 Soldadura eje – disco

Como se muestra en la Figura 29 la soldadura está sometida a carga axial causada por el peso de las aspas y el disco (F_1), además está sometida a carga de torsión (T_{eje}) por la rotación que ejerce el motor sobre todo el elemento de máquina.

El diagrama del cuerpo libre de la soldadura en la Figura 30 muestra que el ángulo α tiene un valor de 90° por lo tanto, el cortante total se calcula con (39) se reescribe para obtener el $\tau_{soldadura\ eje-disco}$ como:

$$\tau_{soldadura\ eje-disco} = \sqrt{\tau'_{eje-disco}{}^2 + \tau''_{eje-disco}{}^2}$$

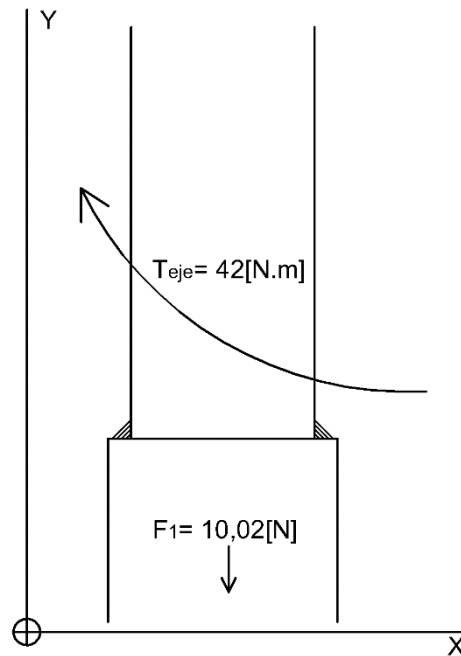


Figura 29. Cargas en la soldadura eje-disco

El valor de la altura para el cateto es $h_s = 4,8$ [mm].

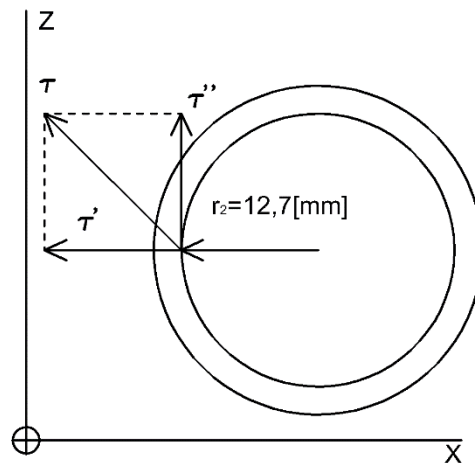


Figura 30. Diagrama del cuerpo libre soldadura eje - disco turbina

Se aplica (34) reemplazando el término A_s por $A_{s\text{circ}}$ expresado en (40) para un cordón de soldadura con geometría circular [9].

$$A_{s\text{circ.}} = 1,414 \cdot \pi \cdot h_s \cdot r_s \quad (40)$$

Donde:

r_s : radio de la soldadura, en [m]

El esfuerzo cortante por torsión se calcula con (41), el segundo momento polar de área J_s se determina con (42) y para una geometría circular el segundo momento polar de área unitario J_u se obtiene mediante (43) [9].

$$\tau'' = \frac{T \cdot r_s}{J_s} \quad (41)$$

$$J_s = 0,707 \cdot h_s \cdot J_u \quad (42)$$

$$J_u = 2 \cdot \pi \cdot r_s^3 \quad (43)$$

Donde:

- T : momento torsor en la soldadura, en [N.m]
- r_s : radio desde el centroide de la soldadura hasta el punto de análisis, [m]
- J_s : segundo momento polar de área de la soldadura, en [m⁴]
- J_u : segundo momento polar de área unitario, en [m³]

$$\tau'_{eje-disco} = \frac{F_s}{A_{scirc}} = \frac{F_1}{1,414 \cdot \pi \cdot h_s \cdot r_2} = \frac{10,02[\text{N}]}{1,414 \cdot \pi \cdot 0,0048[\text{m}] \cdot 0,0127} = 37[\text{KPa}]$$

$$\begin{aligned} \tau''_{eje-disco} &= \frac{T \cdot r_s}{0,707 \cdot h_s \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_s^3)} = \frac{T_{eje} \cdot r_2}{0,707 \cdot h_s \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2^3)} \\ &= \frac{42[\text{N.m}] \cdot 0,0127[\text{m}]}{0,707 \cdot 0,0048[\text{m}] \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0,0127^3[\text{m}^3])} = 12,212[\text{MPa}] \end{aligned}$$

$$\tau_{soldadura\ eje-disco} = 12,212[\text{MPa}]$$

$$\tau_{soldadura\ eje-disco} < \tau_{perm}$$

La soldadura resulta satisfactoria al tener un esfuerzo cortante total $\tau_{soldadura\ eje-disco}$ menor al esfuerzo cortante permisible $\tau_{perm} = 84[\text{MPa}]$

6.1.3.1.8 Selección del perno de ensamble acople eje – motor

En el subconjunto turbina del agitador se requiere un perno que haga posible ensamblar, de forma no permanente, el acople eje – motor con el eje de la turbina como se muestra en la Figura 31.

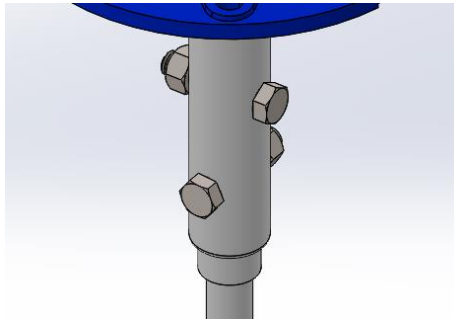


Figura 31. Pernos de ensamble acople eje – motor

El perno detallado en la Figura 32, al igual que el eje y el acople, está sometido a cargas de torsión debido al movimiento transmitido por el motor $T_{eje} = 42[\text{N.m}]$ que genera un esfuerzo cortante por torsión $\tau_{T_{perno}}$. Además, existe carga directa $F_2 = 50,06[\text{N}]$ sobre el mismo debido al peso de las aspas, disco y eje de la turbina, lo cual da origen a un esfuerzo cortante por carga directa $\tau_{CD_{perno}}$.

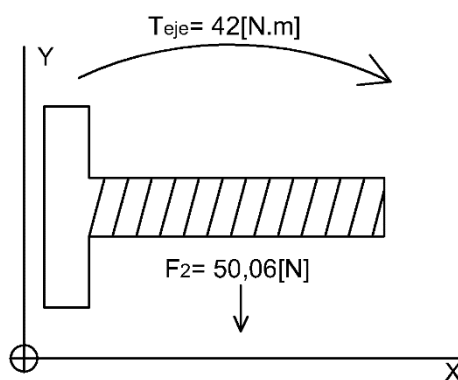


Figura 32. Cargas sobre el perno de ensamble acople eje – motor

Para determinar el esfuerzo cortante por torsión se aplica (44) que toma en cuenta la cantidad de pernos que se someten al mismo esfuerzo. El esfuerzo cortante por carga directa se calcula con (45). Es importante destacar que en (45) en el término A_{perno} se considera la suma de todas las áreas transversales de los pernos que estén sometidos al mismo esfuerzo [9].

$$\tau_{T_{perno}} = \frac{16 \cdot \frac{T}{\# \text{ de pernos}}}{\pi \cdot \phi_{perno}^3} \quad (44)$$

$$\tau_{CD_{perno}} = \frac{F_2}{A_{perno}} \quad (45)$$

El material del perno es acero inoxidable AISI 304, se diseña este elemento con un factor de diseño $\eta_{d_{perno}} = 1,5$, para en caso de un fallo mecánico en la turbina este elemento actúe como fusible al romperse y los elementos como aspas, disco, eje no se vean afectados pues su factor de diseño o seguridad es mayor al $\eta_{d_{perno}}$. Se consideran 2 pernos de ensamble para este acople como se ve en la Figura 31

El objetivo del diseño por resistencia para esta pieza de la turbina es encontrar el diámetro del perno que permita asegurar el factor de diseño $\eta_{d_{perno}} = 1,5$ o seleccionar un perno comercial que dé como resultado un factor de seguridad $\eta_{s_{perno}}$ cercano al de diseño.

$$\tau_{T_{perno}} = \frac{16 \cdot \frac{42}{2}}{\pi \cdot \phi_{perno}^3} = \frac{106,9521}{\phi_{perno}^3}$$

$$\tau_{CD_{perno}} = \frac{2 \cdot \left(5,109[\text{kg}] \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\right)}{\pi \cdot \phi_{perno}^2} = \frac{31,8744}{\phi_{perno}^2}$$

$$\tau_{perno} = \tau_{T_{perno}} + \tau_{CD_{perno}}$$

$$\eta_{d_{perno}} = \frac{210 \times 10^6 [\text{Pa}] \cdot 0,5}{\sqrt{3} \cdot \left(\frac{31,8744}{\phi_{perno}^2} + \frac{106,9521}{\phi_{perno}^3}\right)} = 1,5$$

$$\phi_{perno} = 13,85 \times 10^{-3} [\text{m}] \cong 14,28 \times 10^{-3} [\text{m}] = \frac{9}{16} [\text{in}]$$

Teniendo en cuenta que no existe un perno comercial de acero inoxidable con $\phi_{perno} = 13,85 [\text{mm}]$ se selecciona la medida comercial más cercana de $\phi_{perno} = \frac{9}{16} [\text{in}]$ lo que da como resultado un $\eta_{s_{perno}} = 1,65$ concluyendo que este elemento es capaz de soportar las cargas a las que se encuentra sometido.

6.1.3.1.9 Verificación del η_s del eje y acople eje – motor

Con los concentradores de esfuerzo generados por los agujeros para consolidar el eje al acople de transmisión, se debe calcular el factor de seguridad y comparar este con el factor de diseño. Se aplica (24), cambiando el término $K_{fs} = 2.9$, este valor es obtenido mediante la Figura 33, donde

- $d = 14,28 \times 10^{-3} [\text{m}]$
- $D = 25,4 \times 10^{-3} [\text{m}]$

$$\frac{d}{D} = 0,562$$

La relación de diámetros genera dos resultados aproximados, $K_{ts} = 2,7$ o $K_{ts} = 2,9$ tomados de la curvas de la Figura 33, dado que esta constante es directamente proporcional en (24) se toma el mayor valor para emular condiciones críticas en el elemento.

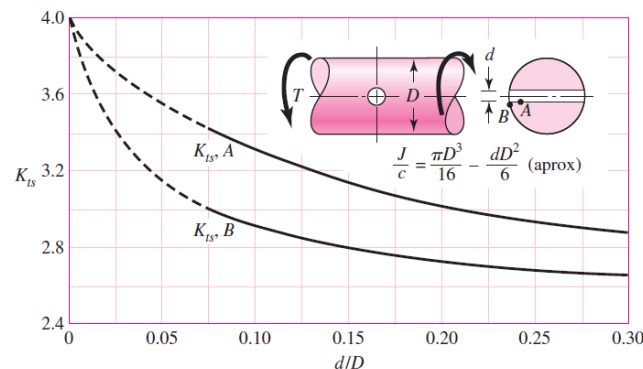


Figura 33. Gráfica de K_{ts} para ejes sometidos a torsión con agujero transversal, [9]

$$25,4 \times 10^{-3} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_{seje}}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{2,9 \cdot 42}{210 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$\eta_{seje} = 3,2$$

El factor de seguridad no es mayor al factor de diseño del eje, pero al ser mayor a la unidad garantiza el correcto funcionamiento del mismo, por otra parte se encuentra dentro del rango aconsejado para el diseño de piezas a resistencia con carga permanente [11].

Para verificar el $\eta_{s_{acople\ eje-motor}}$ se aplica nuevamente (25) y (26) pero tomando en cuenta el factor de concentración de esfuerzos $K_{fs} = 2,9$

$$\eta_{s_{acople\ eje-motor}} = \frac{0,5 \cdot 210 \times 10^6 [\text{Pa}]}{\frac{16,42 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 2,9 \cdot 0,0381 [\text{m}]}{\pi \cdot (0,0381 [\text{m}]^4 - 0,035 [\text{m}]^4)}} = 2,69$$

Dado que el factor de seguridad se reduce hasta ser menor del límite inferior del rango aconsejado para diseño por resistencia [11] se calcula nuevamente el diámetro para asegurar un factor de diseño $\eta_{d_{acople\ eje-motor}} = 4$

$$\eta_{d_{acople\ eje-motor}} = \frac{0,5 \cdot 210 \times 10^6 [\text{Pa}]}{\frac{16,42 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 2,9 \cdot \phi_{ext1}}{\pi \cdot (\phi_{ext1}^4 - (35 \times 10^{-3} [\text{m}])^4)}} = 4$$

$$\phi_{ext1} = 39,50 \times 10^{-3} [\text{m}] \cong 44,45 \times 10^{-3} [\text{m}] = 1 \frac{3}{4} [\text{in}]$$

El diámetro externo del acople eje – motor ϕ_{ext1} se estandariza al valor comercial de $1 \frac{3}{4} [\text{in}]$, el $\eta_{s_{acople\ eje-motor}} = 9,15$

6.1.3.1.10 Simulación del η_s de la turbina

La simulación se realiza en el software de diseño mecánico SolidWorks versión 2018 los resultados se muestran de forma general en la Figura 34, mientras que en la Tabla 7 se analizan cada uno de ellos comparándolos con el cálculo teórico.

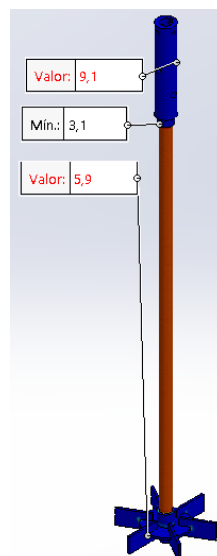


Figura 34. Resultados simulación factor de seguridad turbina

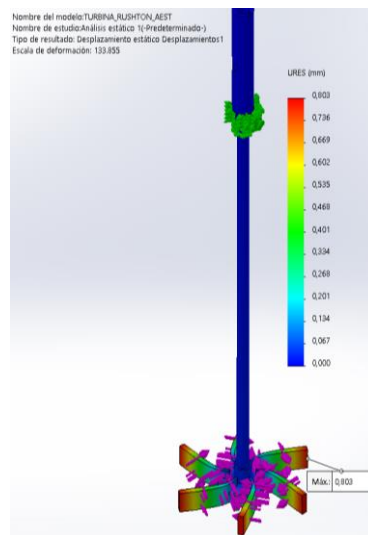
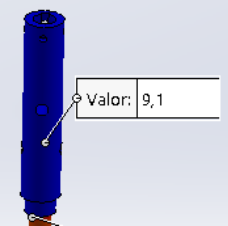
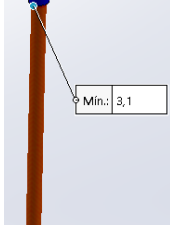
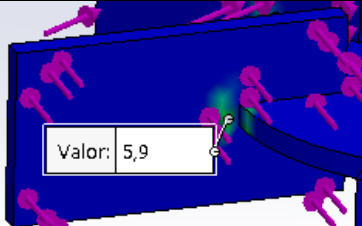


Figura 35. Resultados del análisis de deformación del agitador

Tabla 7. Análisis de resultados teóricos y de simulación del FDS

Imagen	Elemento	η_s calculado	η_s simulación	Error %
	Acople eje – motor	9,15	9,1	0,546
	Eje turbina	3,2	3,1	3,125
	Aspa turbina	5,23	5,9	11,35

Teniendo en cuenta que los elementos analizados son diseñados por el criterio de diseño por resistencia es necesario verificar la deformación de los mismos. Una deformación menor a $\epsilon_{perm} = 1[\text{mm}]$ se considera aceptable [11].

En la Figura 35 se especifica que la deformación máxima en la turbina tiene un valor $\epsilon_{max_{agit}} = 0,803[\text{mm}]$.

6.1.3.1.11 Verificación de la frecuencia natural de la turbina

Como parte final del diseño del agitador se verifica la frecuencia natural (ver Figura 36) del mismo para evitar velocidades de trabajo cercanas a ésta y con ello la presencia de cargas y esfuerzos para los cuales no fue diseñado.

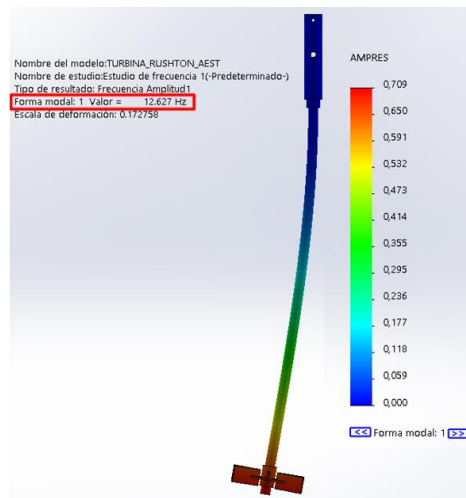


Figura 36. Primera velocidad crítica del agitador

En la Figura 36 se presenta la deformación a causa de la primera velocidad crítica con un valor de 757.62 RPM , este valor se encuentra un 37.75% sobre el valor definido de trabajo 550 RPM , concluyendo, que la velocidad de trabajo es segura y no genera oscilación o perturbaciones durante su operación. La Figura 37 muestra un análisis de cinco velocidades críticas del agitador.

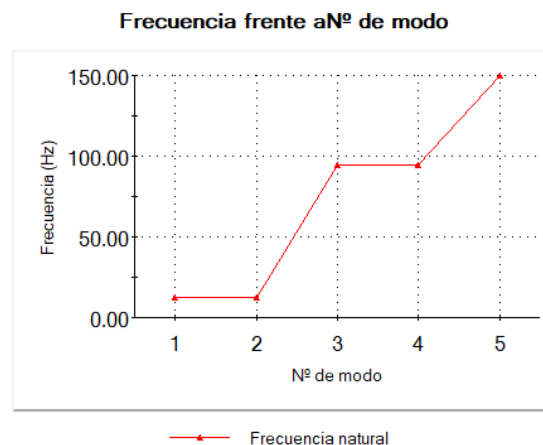


Figura 37. Velocidades críticas del agitador en función del modo

6.1.3.2 Diseño de la sujeción del agitador

El segundo subconjunto del agitador comprende una sujeción para el montaje del agitador como se observa en la Figura 12. Este subconjunto se compone de los elementos descritos en la Figura 38

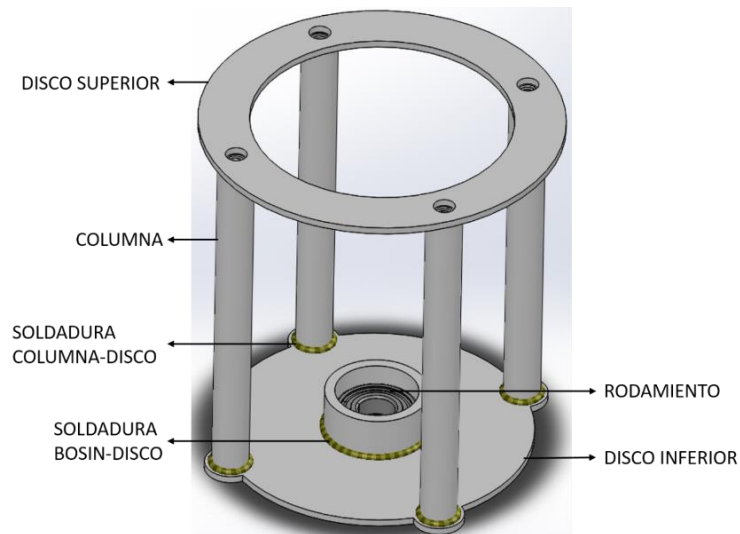


Figura 38. Elementos en el subconjunto sujeción del agitador

6.1.3.2.1 Dimensionamiento disco superior e inferior

Dado que es un anillo sujetado por 4 columnas, para la resolución como viga iso-estática se toma $\frac{1}{4}$ del perímetro del disco como distancia de viga resultando que la carga ejercida sobre el elemento es igualmente dividida para cuatro. F_3 representa $\frac{1}{4}$ de la carga ejercida por el peso del motor sobre el disco

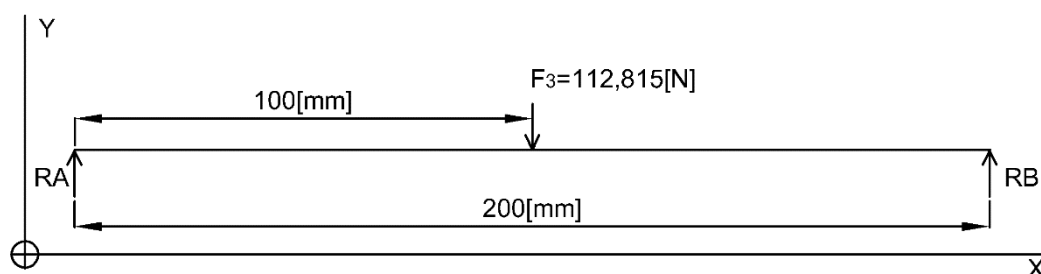


Figura 39. Diagrama del cuerpo libre disco superior

A partir del diagrama del cuerpo libre de la Figura 39 se realiza la sumatoria de fuerzas con (30) y momentos aplicando (31) en el punto A.

$$\Sigma_{F_y} = 0 = R_A - 112,815 \text{ [N]} + R_B$$

$$\Sigma_{MA} = 0 = (-112,815 \cdot 0,1) + (R_B \cdot 0,2)$$

$$R_B = 56,4[\text{N}]$$

$$R_A = 56,4[\text{N}]$$

En el diagrama de momentos de la Figura 40 el momento máximo tiene un valor de $M_{max\ disco\ suj.} = 5,6[\text{N} \cdot \text{m}]$ este valor se aplica en (32) para obtener el esfuerzo normal por flexión y posterior se aplica en (12) asegurando un factor de diseño $\eta_{disco\ suj.} = 4$

$$\eta_{disco\ suj.} = 4 = \frac{S_y}{\sigma_f} = \frac{210 \times 10^6 [\text{Pa}]}{\frac{M_{max\ disco\ suj.} \cdot c_{disco\ suj.}}{I_{disco\ suj.}}} = \frac{210 \times 10^6 [\text{Pa}]}{\frac{5,6 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot e_{disco\ suj.}}{2 \cdot \left(\frac{0,035 [\text{m}] \cdot e_{disco\ suj.}^3}{12} \right)}}$$

$$e_{disco\ suj.} = 4,27 \times 10^{-3} [\text{m}] \cong 5 \times 10^{-3} [\text{m}]$$

La estandarización del espesor del disco genera un $\eta_{s\ disco\ suj.} = 5,46$.

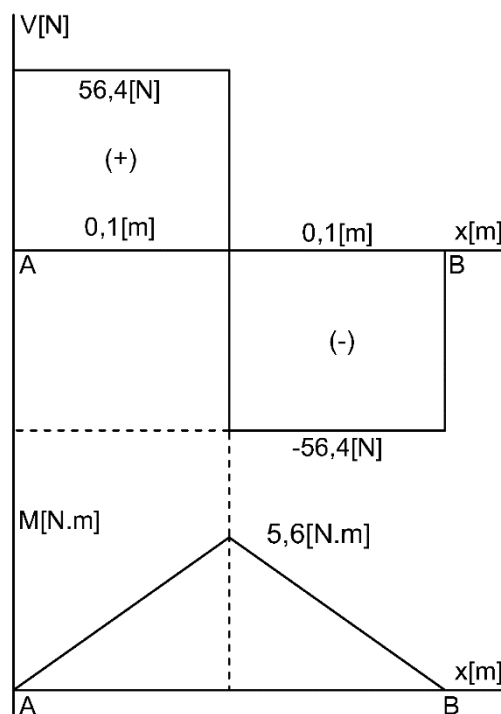


Figura 40. Diagrama de cortantes y momentos para el disco superior de la sujeción

Se contrasta el factor de seguridad calculado con el resultado de la simulación realizada en SolidWorks mostrado en la Figura 41. El factor de seguridad simulado supera al calculado en un 2,014% validando el dimensionamiento del

disco. Tanto el disco superior e inferior se dimensionan con el mismo espesor $e_{disco\ suj.} = 5[\text{mm}]$.

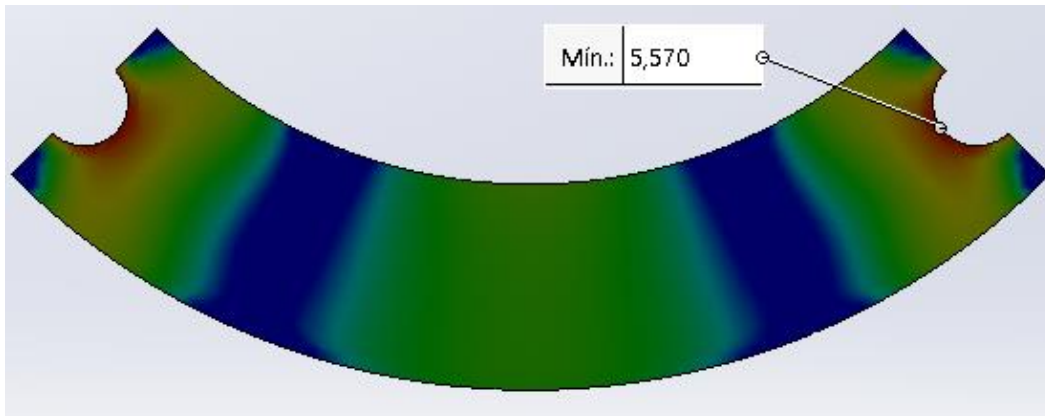


Figura 41. Simulación factor de seguridad del disco superior de la sujeción

6.1.3.2.2 Dimensionamiento columna

Se inicia el análisis del diagrama del cuerpo libre de la Figura 42 para una barra de acero inoxidable AISI 304 con un $\phi_{int2} = 15[\text{mm}]$ pues los tornillos de sujeción del motor tienen esta dimensión; se asegura un $\eta_d = 4$, con estas condiciones se calcula un ϕ_{ext2} que satisfaga el diseño.

La fuerza F_4 representa el peso del motor [14] y el agitador, valor que se obtiene por simulación, y el torque al que se encuentra sometido corresponde al $T_{eje} = 42[\text{N.m}]$.

$$F_4 = (7,6[\text{kg}] + 46[\text{kg}]) \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 525,28[\text{N}]$$

Se calcula el esfuerzo normal axial por compresión σ_{Ax} con (46) [9], aplicando (25) y (27) se determina el esfuerzo cortante por torsión. Calculados los esfuerzos se aplica el criterio de diseño por resistencia con un $\eta_{d\ columna} = 4$ para dimensionar el diámetro exterior ϕ_{ext2}

$$\sigma_{Ax} = \frac{F}{A} \quad (46)$$

Donde:

- F : fuerza perpendicular aplicada en el área transversal, en [N]

- A : área transversal del sólido, en $[m^2]$

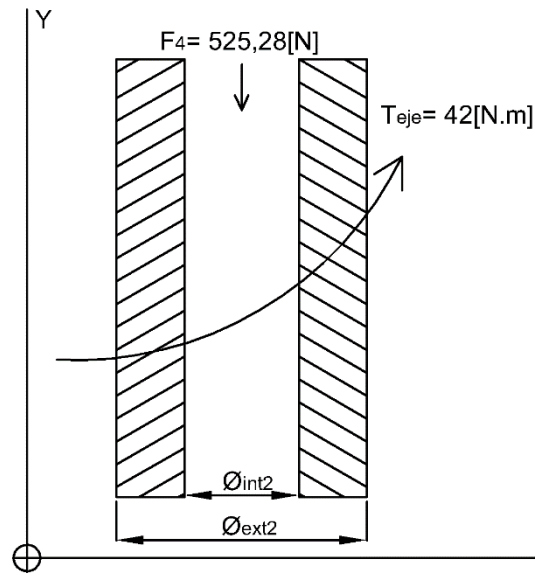


Figura 42. Diagrama del cuerpo libre columna de la sujeción

$$\sigma_{Ax_{columna}} = \frac{F_4}{A_{columna}} = \frac{525,28[N]}{\left(\frac{\pi \cdot \phi_{ext2}^2}{4}\right) - \left(\frac{\pi \cdot \phi_{int2}^2}{4}\right)} = \frac{525,28[N]}{\left(\frac{\pi \cdot \phi_{ext2}^2}{4}\right) - \left(\frac{\pi \cdot (15 \times 10^{-3})^2}{4}\right)}$$

$$\tau_{T_{columna}} = \frac{16 \cdot T_{eje} \cdot \phi_{ext2}}{\pi \cdot (\phi_{ext2}^4 - \phi_{int2}^4)} = \frac{16 \cdot 42[N.m] \cdot \phi_{ext2}}{\pi \cdot (\phi_{ext2}^4 - (15 \times 10^{-3})^4)}$$

$$\sigma'_{columna} = \sqrt{\left(\frac{525,28[N]}{\left(\frac{\pi \cdot \phi_{ext2}^2}{4}\right) - \left(\frac{\pi \cdot (15 \times 10^{-3})^2}{4}\right)}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 42[N.m] \cdot \phi_{ext2}}{\pi \cdot (\phi_{ext2}^4 - (15 \times 10^{-3})^4)}\right)^2}$$

$$\eta_d = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{210 \times 10^6 [Pa]}{\sigma'} = 4$$

$$\phi_{ext2} = 21,15 \times 10^{-3} [m] \cong 25,4 [mm] = 1 [in]$$

El valor exacto $\phi_{ext2} = 21,15 \times 10^{-3} [m]$ no es un valor comercial para barras de acero inoxidable, se aproxima a un valor comercial más cercano 1[in] lo cual produce un factor de seguridad $\eta_{s_{columna}} = 8,16$.

Se contrasta este factor de seguridad $\eta_{s_{columna}}$ con el factor de seguridad simulado en SolidWorks mostrado en la Figura 43. El factor de seguridad

simulado se encuentra un 6,38% sobre el factor de seguridad calculado, lo cual valida el dimensionamiento del diámetro exterior de la columna ϕ_{ext2}

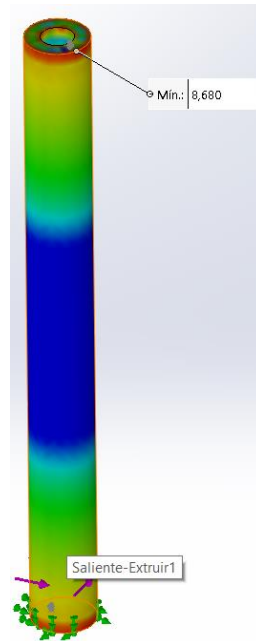


Figura 43. Factor de seguridad simulado para la columna de la sujeción del agitador

La deformación de este elemento se muestra en la Figura 44, con un valor $\epsilon_{columna} = 0,006[\text{mm}]$, el cual es mucho menor al valor de deformación permisible de $\epsilon_{perm} = 1[\text{mm}]$.

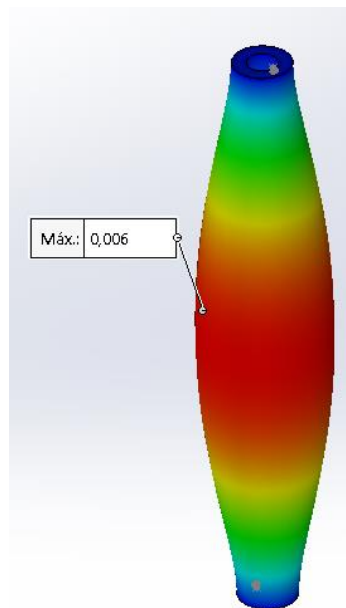


Figura 44. Deformación en la columna de la sujeción del agitador

6.1.3.2.3 Soldadura disco – columna

Se ejerce un cortante primario debido a la carga de compresión F_5 por el peso total del motor que recae sobre la columna, sumado a un torque $T_{eje} = 42[\text{N.m}]$, en la Figura 45 se observan las cargas en la soldadura.

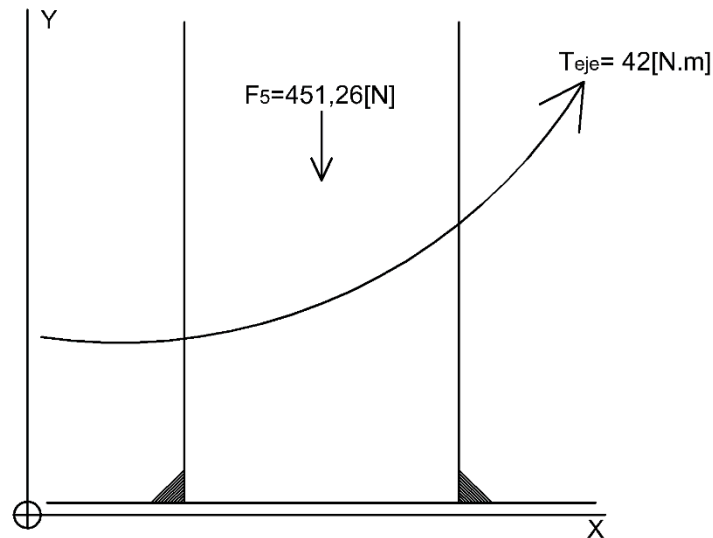


Figura 45. Cargas en la soldadura disco – columna

Se aplica (34), (40), (41), (42) y (43) para determinar los esfuerzos cortantes primario $\tau'_{disco-columna}$ y secundario $\tau''_{disco-columna}$ en la soldadura, teniendo en cuenta que es una soldadura con geometría circunferencial el cortante total $\tau_{soldadura\ disco-columna}$ se determina con (39). El diagrama del cuerpo libre de la soldadura se muestra en Figura 46.

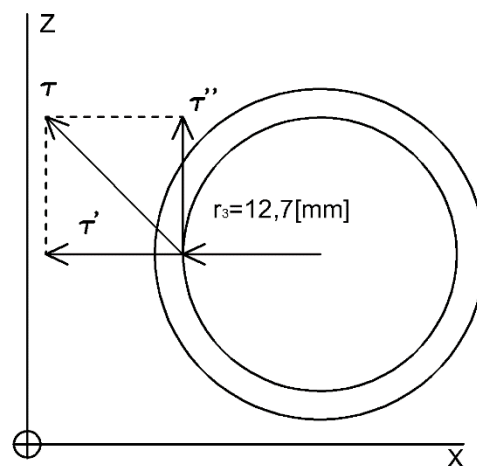


Figura 46. Diagrama del cuerpo libre soldadura disco - columna del subconjunto sujeción

$$\tau'_{disco-columna} = \frac{F_5}{1,414 \cdot \pi \cdot h_s \cdot r_3} = \frac{451,26 \text{ [N]}}{1,414 \cdot \pi \cdot 0,0048 \text{ [m]} \cdot 0,0127} = 1,67 \text{ [MPa]}$$

$$\tau''_{disco-columna} = \frac{T_{eje} \cdot r_3}{0,707 \cdot h_s \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_3^3)} = \frac{42[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 0,0127[\text{m}]}{0,707 \cdot 0,0048[\text{m}] \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0,0127^3[\text{m}^3])}$$

$$= 12,212[\text{MPa}]$$

$$\tau_{soldadura\ disco-columna} = 12,32[\text{MPa}]$$

$$\tau_{soldadura\ disco-columna} < \tau_{perm}$$

Comparando $\tau_{soldadura\ columna-disco}$ con el valor del $\tau_{perm} = 84[\text{MPa}]$ se concluye que la soldadura de filete con un cateto de $h_s = \frac{3}{16}[\text{in}]$ es satisfactoria.

6.1.3.2.4 Selección del rodamiento del agitador

Para limitar el movimiento vertical del eje entre este elemento y un acople de sujeción total del agitador es necesario instalar un rodamiento. La selección del rodamiento parte de la Figura 47, que muestra que la carga del rodamiento es el peso del eje, turbina y acople eje – motor, con un valor de $F_6 = 53,21[\text{N}]$.

$$F_{din} = V \cdot x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (47)$$

$$C_{req} = F_{din} \cdot f_L \cdot \frac{f_Z}{f_n} \quad (48)$$

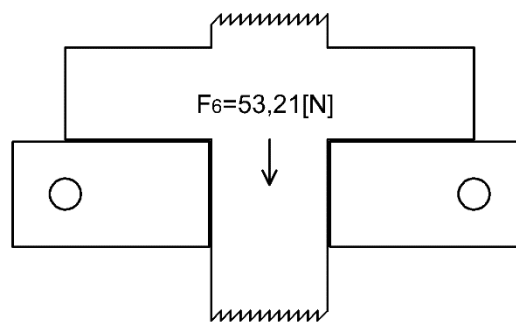


Figura 47. Diagrama del cuerpo libre para el rodamiento del agitador

Donde los términos de (47) y (48) son:

- F_{din} : carga dinámica equivalente, en [N]
- V : factor de pista de rotación, 1 si gira en la pista interna, 1.2 si gira sobre pista externa, adimensional
- x : factor de carga radial, adimensional

- F_r : carga radial, en [N]
- y : factor de carga axial, adimensional
- F_a : carga axial, en [N]
- C_{req} : capacidad de carga requerida, en [N]
- f_L : factor de esfuerzos dinámicos, adimensional
- f_z : factor de tiempo, adimensional
- f_n : factor de velocidad, adimensional

Dado que no existe carga radial

$$F_{din} = 1 \cdot 53,21[\text{N}]$$

$$C_{req} = 53,21[\text{N}] \cdot 3 \cdot \frac{1}{0,382} = 417,87[\text{N}] = 93,94[\text{lbf}]$$

Tabla 8. Criterios de selección para el rodamiento del eje

Característica	Valor
$\phi_{int\ rod.}$	1[in] = 25,4[mm]
C_{req}	93,94 [lbf]

Según la Tabla 8 el rodamiento adecuado para la selección es el RLS 8 2Z del catálogo de SKF [17], cumpliendo con las especificaciones de diámetro y capacidad de carga requerida para el diseño (ver Figura 48).

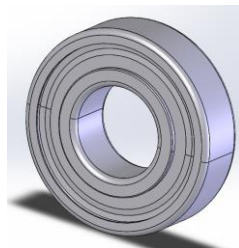


Figura 48. Rodamiento RLS 8 2Z, [17]

Donde:

- $\phi_{int\ rod.} = 25,4[\text{mm}]$
- $C = 4002[\text{lbf}]$

El cálculo de vida útil en ciclos se lo realiza con (49)

$$L_2 = L_1 \cdot \left(\frac{C}{C_{req}} \right)^K \quad (49)$$

$$L_2 = 1 \times 10^6 \left(\frac{4002 [\text{lbf}]}{93,94 [\text{lbf}]} \right)^3 = 77,31 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

Esta cantidad de ciclos equivale a $2,34 \times 10^6$ horas, lo que permite concluir que el rodamiento seleccionado está sobredimensionado para el agitador, pero este cumple con el requisito que el diámetro interno sea igual a $\phi_{int \text{ rod}} = 25,4 [\text{mm}]$.

6.1.3.2.5 Soldadura bocín – disco

La soldadura bocín – disco está sometida a cargas aproximadamente iguales que la soldadura disco – columna, dado que el cateto mínimo especificado por la normativa [15] es $h_s = 4,8 [\text{mm}]$ y este genera una soldadura satisfactoria en disco – columna, se concluye que de igual forma la soldadura bocín – disco será satisfactoria con un este valor de cateto.

6.1.4 DISEÑO DEL TANQUE DE REACCIÓN

El diseño del tanque de reacción comprende el dimensionamiento del espesor en los elementos de la Figura 49, considerando las cargas a las que se encuentra sometido cada uno de ellos. Se aplica el criterio de diseño por resistencia teniendo en cuenta que el material de fabricación de todos los componentes es acero inoxidable AISI 304.

Se considera también el cálculo de la soldadura más crítica en el tanque de reacción ubicada en el fondo del mismo como se detalla en la Figura 49, ya que soporta las siguientes cargas:

- Peso del fluido
- Peso de agitador
- Peso de la tapa
- Peso del cilindro

- Fuerzas por presión hidrostática

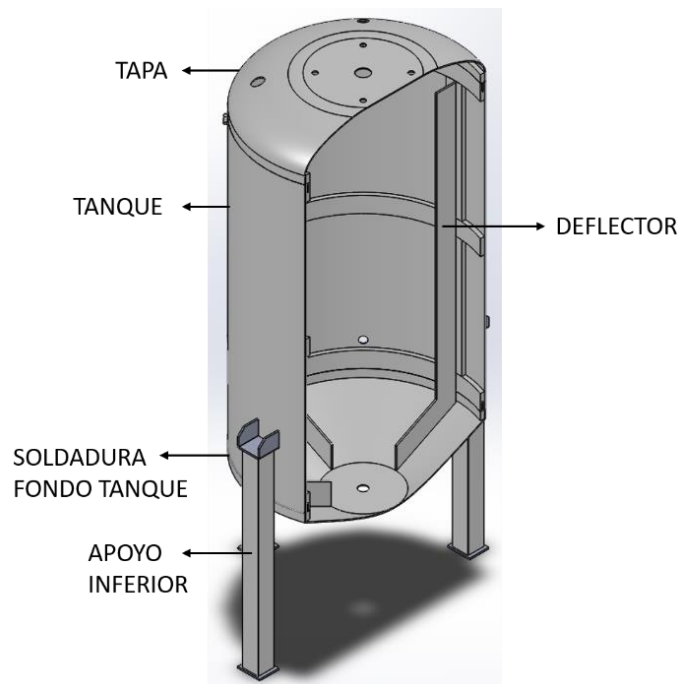


Figura 49. Elementos en el tanque de reacción

6.1.4.1 Dimensionamiento de la tapa

Según [15] una geometría adecuada para la tapa de un tanque sometido a presión es de forma elíptica, se debe tomar en cuenta que sobre la tapa se monta el agitador diseñado en la sección anterior. Se considera que aparte de la forma elíptica, debe tener una sección plana en donde se acopla el agitador, como se muestra en la Figura 50, la tapa parte de un elipse de dimensiones $D_{elipse} = 600[\text{mm}]$, $d_{elipse} = 100[\text{mm}]$, la sección plana de la misma tiene una longitud de $L_{elipse} = 300[\text{mm}]$, sus límites se establecen a los 30° sobre el diámetro mayor D_{elipse} a cada extremo.

La tapa del tanque de reacción estará sometida a cargas, debido a la presencia del agitador sobre la misma, para el análisis estático de este elemento de máquina se asume por facilidad una geometría completamente elíptica y una carga distribuida que representa el peso del agitador, como se ve en el diagrama del cuerpo libre de la Figura 51.

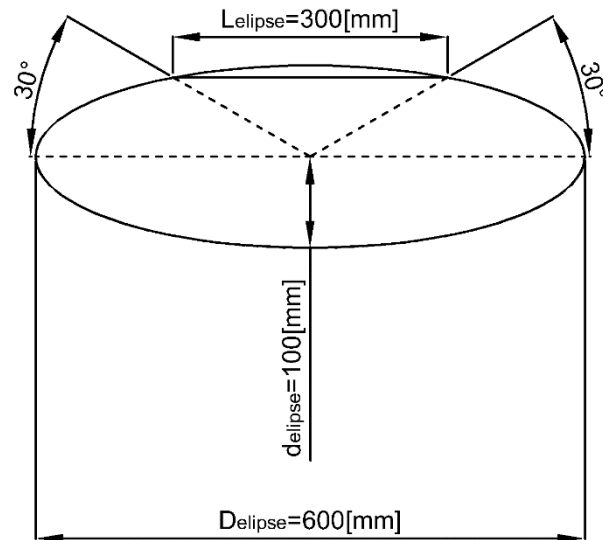


Figura 50. Geometría y dimensiones de la tapa del reactor

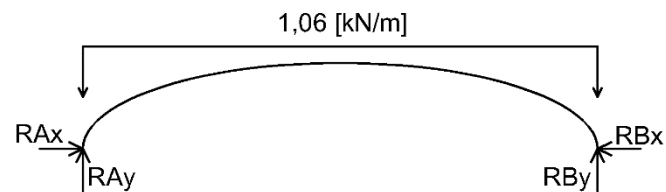


Figura 51. Diagrama del cuerpo libre tapa reactor

El primer paso para obtener los esfuerzos en la elipse consiste en calcular el valor de las reacciones aplicando (30), (31) y (50) en el punto A.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 1,06 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right] \cdot 0,6 \text{ [m]} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$1,06 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right] \cdot 0,6 \text{ [m]} \cdot 0,3 \text{ [m]} - R_{By} \cdot 0,6 \text{ [m]} = 0$$

$$R_{By} = 318 \text{ [N]} = R_{Ay}$$

$$\Sigma F_x = 0 \tag{50}$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} = 0$$

$$R_{Ax} = R_{Bx}$$

$$\Sigma M_c = 0$$

$$1,06 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right] \cdot 0,3[\text{m}] \cdot 0,15[\text{m}] - R_{By} \cdot 0,6[\text{m}] + R_{Bx} \cdot 0,3[\text{m}] = 0$$

$$R_{Bx} = 477[\text{N}] = R_{Ax}$$

Conocidas las reacciones en los puntos A y B se determinan las ecuaciones de singularidad para el momento y el cortante que se ejerce debido a la carga, para ello se realiza un corte de sección como se muestra en la Figura 52, se aplica las ecuaciones de la (51) a la (56).

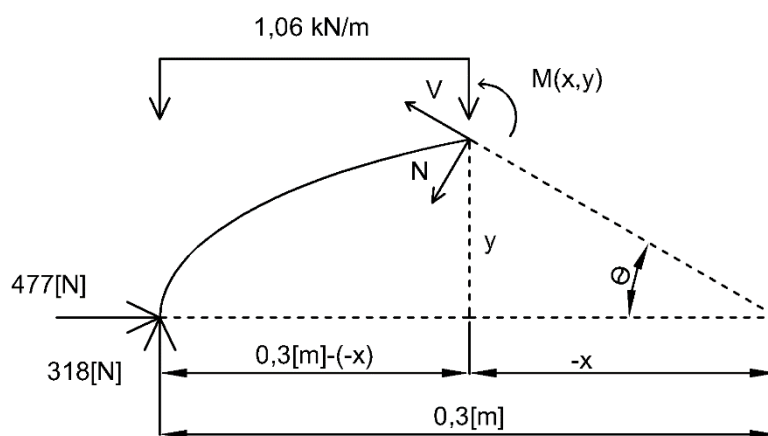


Figura 52. Corte de la elipse en función del ángulo θ

Aplicando los cálculos, se tiene:

$$\frac{x^2}{\left(\frac{D}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\left(\frac{d}{2}\right)^2} = 1 \quad (51)$$

$$\mu_V = [\text{Cos}\theta, \text{Sen}\theta] \quad (52)$$

$$\bar{R} = [\Sigma F_x, \Sigma F_y] \quad (53)$$

$$x = \frac{D}{2} \text{Cos}\theta \quad (54)$$

$$y = \frac{d}{2} \text{Sen}\theta \quad (55)$$

$$V = \mu_V \cdot \bar{R} \quad (56)$$

Donde:

- μ_V : vector unitario del vector de esfuerzos cortantes, adimensional
- \bar{R} : vector de reacciones, en [N]

$$\bar{R} = [477[\text{N}], 318[\text{N}] - 1060[\text{N}] \cdot (0,3 + x)]$$

$$V_{tapa(\theta)} = 477[\text{N}] \cdot \text{Cos}\theta - 318[\text{N}] \cdot \text{Cos}\theta \cdot \text{Sen}\theta$$

$$-(318 \cdot (0,3 + (0,3 \cdot \text{Cos}\theta))) + (477 \cdot (0,1 \cdot \text{Sen}\theta)) + \left(1060 \cdot (0,3 + (0,3 \cdot \text{Cos}\theta)) \cdot \frac{(0,3 + (0,3 \cdot \text{Cos}\theta))}{2} \right) + M_{(\theta)} = 0$$

$$M_{tapa(\theta)} = -530 \cdot (0,09 \cdot \text{Cos}^2\theta) - 477 \cdot (0,1 \cdot \text{Sen}\theta) + 47,7$$

$$\frac{dM_{tapa(\theta)}}{d\theta} = 95,4 \cdot \text{Sen}\theta \cdot \text{Cos}\theta - 47,7 \cdot \text{Cos}\theta = 0$$

$$\theta = 30^\circ$$

$$M_{tapa(30^\circ)} = -11,925 [\text{Nm}]$$

Con el valor del momento máximo se aplica (32) para conocer el esfuerzo normal por flexión y (12) para aplicar el criterio de diseño por resistencia asegurando un $\eta_{d_{tapa}} = 4$.

$$\sigma_{f_{tapa}} = \frac{11,925 \cdot 12}{2 \cdot 0,3 \cdot e_{tapa}^2}$$

$$\eta_{d_{tapa}} = \frac{210 \times 10^6}{\frac{11,925 \cdot 12}{2 \cdot 0,3 \cdot e_{tapa}^2}} = 4$$

$$e_{tapa} = 2,13 \times 10^{-3} [\text{m}] \approx 3 \times 10^{-3} [\text{m}]$$

Se estandariza el espesor de la tapa a un valor comercial de $e_{tapa} = 3 [\text{mm}]$, lo cual genera un factor de seguridad de $\eta_{s_{tapa}} = 7,92$

6.1.4.2 Dimensionamiento del cuerpo cilíndrico

El cilindro del tanque de reacción deberá soportar los esfuerzos generados por la presión hidrostática a causa del fluido, la carga de la tapa y el agitador montados sobre él, como se muestra en la Figura 53.

Donde:

- σ_a : esfuerzo axial causado por presión hidrostática, en [Pa]
- σ_t : esfuerzo tangencia causado por presión hidrostática, en [Pa]

El peso del agitador y la tapa sobre el cilindro se representa como una fuerza F_7 , esta genera un esfuerzo normal axial de compresión $\sigma_{Ax_{cilindro}}$, el cual se suma al esfuerzo axial debido a la presión hidrostática $\sigma_{a_{cilindro}}$ como describe (57).

Se aplica (46) para determinar el esfuerzo normal axial por compresión, con (28) y (29) se calcula la presión hidrostática, usando (9) y (10) se obtienen los esfuerzos por presión hidrostática tanto tangencial $\sigma_{t_{cilindro}}$ como axial $\sigma_{a_{cilindro}}$, con (11) se combinan estos esfuerzos y por último se aplica el criterio de diseño por resistencia con (12) para determinar el factor de seguridad $\eta_{s_{cilindro}}$ que se genera con un espesor de $e_{cilindro} = 3[\text{mm}]$.

$$\sigma_{Ax_{cilindro}} = \frac{794,76[\text{N}]}{\frac{\pi(0,6[\text{m}] + 2.0.003[\text{m}])^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,6[\text{m}]^2}{4}} = 139,84[\text{kPa}]$$

$$\sigma_{t_{cilindro}} = \frac{110,5[\text{kPa}] \cdot 0,3[\text{m}]}{0.003[\text{m}]} = 11,05[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{a_{cilindro}} = 5,52[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{vert_{cilindro}} = \sigma_{a_{cilindro}} + \sigma_{Ax_{cilindro}} = 5,6[\text{MPa}] \quad (57)$$

$$\sigma'_{cilindro} = \sqrt{\sigma_{t_{cilindro}}^2 + \sigma_{vert_{cilindro}}^2 - (\sigma_{t_{cilindro}} \cdot \sigma_{vert_{cilindro}})}$$

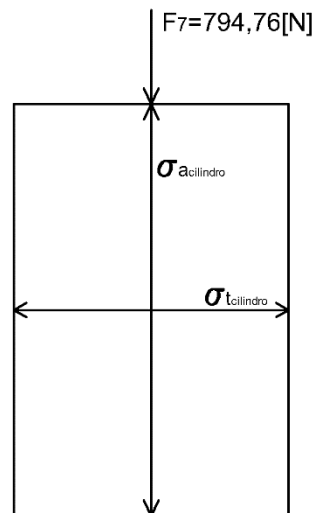


Figura 53. Esfuerzos y cargas para el cilindro del tanque de reacción

$$\sigma'_{cilindro} = \sqrt{(11,05 \times 10^6)^2 + (5,6 \times 10^6)^2 - (11,05 \times 10^6 \cdot 5,6 \times 10^6)} = 9,57 [MPa]$$

$$\eta_{s\text{ cilindro}} = 21,93$$

El factor de seguridad obtenido para este elemento de máquina es elevado, debido a la normalización del espesor $e_{cilindro} = 3 [mm]$ de la plancha de acero AISI 304, no obstante se toma esta dimensión para evitar diferencias entre el espesor del cilindro y la tapa; además, con el fin de reducir costos, se evita la compra de planchas de acero inoxidable de diferente espesor. Este espesor se lo aplica también para la transición del tanque de reacción $e_{transición} = 3 [mm]$.

6.1.4.3 Dimensionamiento del deflector

La presencia de deflectores en interior del tanque es importante para evitar la generación de vórtices. La dimensión en el eje X del deflector se obtiene con (6), mientras que la dimensión en el eje Y es igual a la altura del cilindro. En la Figura 54 se muestran las dimensiones en el plano XY.

Se verifica si un espesor de $e_{deflector} = 5 [mm]$ satisface para un factor de seguridad próximo a $\eta_{s\text{ deflector}} = 4$.

La carga en el deflector se representa con F_8 y es la fuerza a causa de la presión hidrostática debido a la sumersión en el fluido de trabajo, se calcula con (28) y (29).

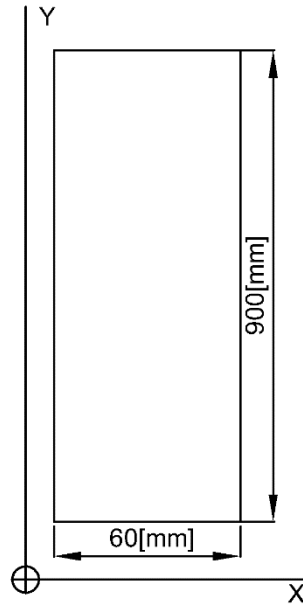


Figura 54. Dimensiones en el plano XY del deflector

$$F_8 = 110537[\text{Pa}] \cdot 0,06[\text{m}] \cdot 0,9[\text{m}] = 5969[\text{N}]$$

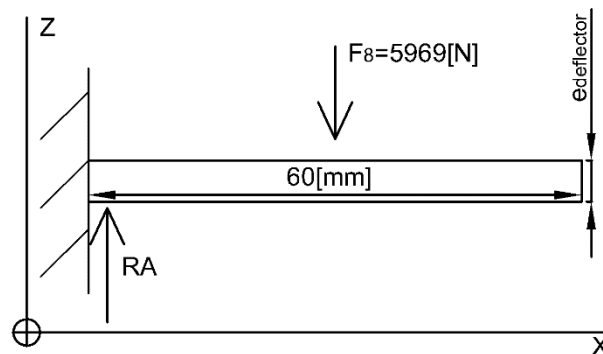


Figura 55. Diagrama del cuerpo libre del deflector

$$R_A = 5969[\text{N}]$$

A partir del momento máximo en el diagrama de momentos de la Figura 56 se determina el esfuerzo flector en el deflector y con este el factor de seguridad

$\eta_{s_{deflector}}$

$$\sigma_{f_{deflector}} = \frac{179,07[\text{Nm}] \cdot 2,5 \times 10^{-3}[\text{m}]}{\frac{0,9[\text{m}] \cdot (5 \times 10^{-3}[\text{m}])^3}{12}} = 47,75[\text{MPa}]$$

$$\eta_{s_{deflector}} = \frac{210 \times 10^6[\text{Pa}]}{47,75[\text{MPa}]} = 4,39$$

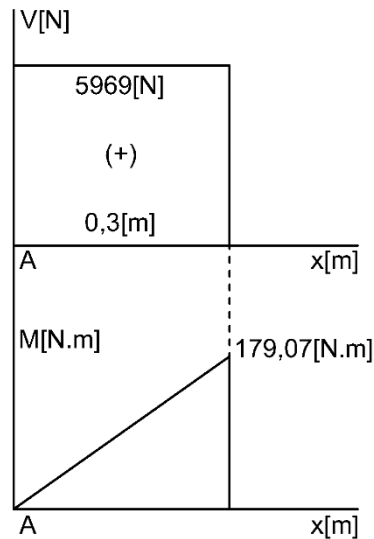


Figura 56. Diagrama de cortantes y momentos en el deflector

El $\eta_{s_{deflector}} = 4,39$ asegura el correcto funcionamiento del deflector con un espesor $e_{deflector} = 5[\text{mm}]$ durante la operación del reactor.

6.1.4.4 Dimensionamiento del perfil de apoyo inferior

El reactor necesita soportes que le permitan mantenerse elevado del piso a una distancia óptima para realizar la operación de descarga del mismo. El apoyo inferior se compone de un perfil cuadrado soldado a una platina por un extremo y por el otro a un acople que se sujeta mediante suelda al cilindro del tanque de reacción como se muestra en la Figura 57. Para lo cual se dimensiona el perfil que soportará la carga. Dado que el reactor consta de 4 apoyos inferiores, la carga total se divide para 4, se representa con F_9 esta se compone del peso del agitador, de la tapa, del cilindro, de los deflectores y del fluido al interior del reactor.

La carga no cae directamente sobre el apoyo inferior, considerando que todo el peso del reactor caerá de forma colineal al eje vertical del centro de masa del tanque de reacción, por lo tanto, presenta una separación que se muestra en la Figura 58, lo cual genera esfuerzos normales de compresión $\sigma_{Ax_{apoyo}}$ y flexión

$\sigma_{f_{apoyo}}$.



Figura 57. Apoyo inferior del tanque de reacción

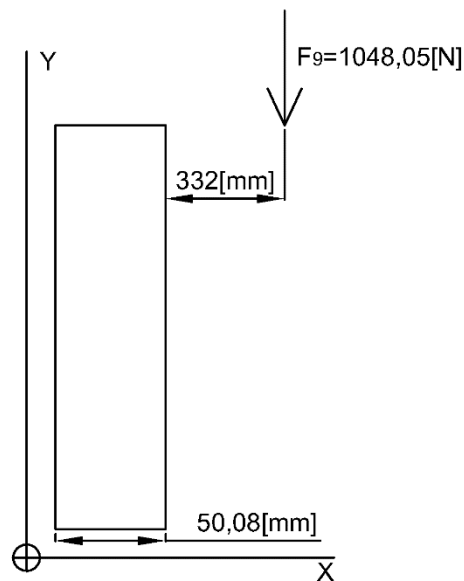


Figura 58. Diagrama del cuerpo libre del perfil del apoyo inferior

Dado que el valor máximo de espesor comercial para perfiles cuadrados de acero inoxidable AISI 304 es $e = 2$ [mm] se verifica el factor de seguridad $\eta_{s_{apoyo}} = 3,52$, este valor permite concluir que el espesor comercial de $e_{apoyo} = 2$ [mm] es adecuado para este elemento del tanque de reacción.

6.1.4.5 Soldaduras en el tanque del reactor

Considerando que este conjunto presenta una gran cantidad de soldaduras para su ensamble, se analiza aquella que está sometida a la mayor cantidad de esfuerzos. La soldadura seleccionada para el análisis se encuentra en la parte inferior del tanque y conecta el cuerpo cilíndrico del mismo con el fondo cónico,

este cordón, de geometría circular, está sometido a esfuerzos normales tangenciales y longitudinales, debido a la presión hidrostática y esfuerzo axial por el peso de los elementos que soportará como: agitador, tapa, cilindro. Con el fin de simular condiciones máximas se asume que todo el peso del reactor genera esfuerzo de compresión en la soldadura.

Dado que esta soldadura no presenta torque o momento en su análisis, pero si esfuerzos inherentes debido a la presión generada por la columna de MMA en el interior, es necesario desarrollar el círculo de Mohr y determinar el esfuerzo cortante máximo al que se encuentra sometida.

Como se muestra en la Figura 59 un elemento infinitesimal perteneciente a la soldadura tiene:

- σ_t : esfuerzo normal en sentido tangencial debido a la presión, en [Pa].
- σ_a : esfuerzo en sentido axial debido a la presión, en [Pa].
- σ_{Ax} : esfuerzo normal axial de compresión debido a la carga, en [Pa]

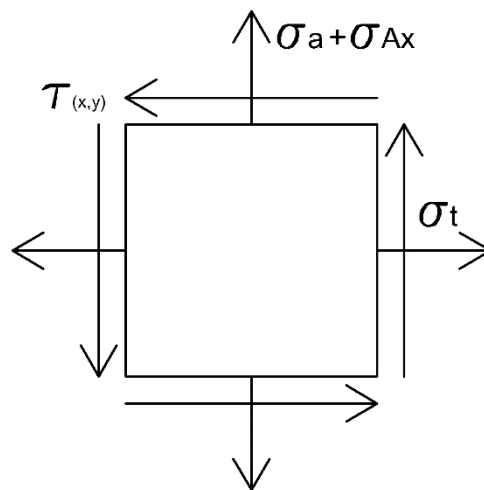


Figura 59. Esfuerzos de un elemento infinitesimal de la soldadura cilindro-fondo cónico.

$$\sigma_t = \frac{110537[\text{Pa}] \cdot 0,3[\text{m}]}{0,003[\text{m}]} = 11,05[\text{MPa}]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_t}{2} = 5,53[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Ax} = \frac{1048,05[\text{N}]}{1,414 \cdot \pi \cdot 4,8 \times 10^{-3} [\text{m}] \cdot 0,3[\text{m}]} = 163,84[\text{KPa}]$$

$$\sigma_{Ax} + \sigma_a = 5,7[\text{MPa}]$$

Con los valores de los esfuerzos conocidos se procede a trazar el círculo de Mohr, para determinar el esfuerzo cortante en la soldadura.

En la Figura 60 se muestra un cortante máximo con valor de $\tau_{max} = 2,275[\text{MPa}]$ esto comparado con el valor de $\tau_{perm} = 84[\text{MPa}]$ es mucho menor, por lo tanto la soldadura es satisfactoria. Al existir gran diferencia entre el τ_{max} y el τ_{perm} se afirma que el cateto de la soldadura podría ser menor, pero se mantiene un tamaño de $h_s = 4,8[\text{mm}]$ para cumplir los lineamientos de la normativa ASME para tanques a presión [15].

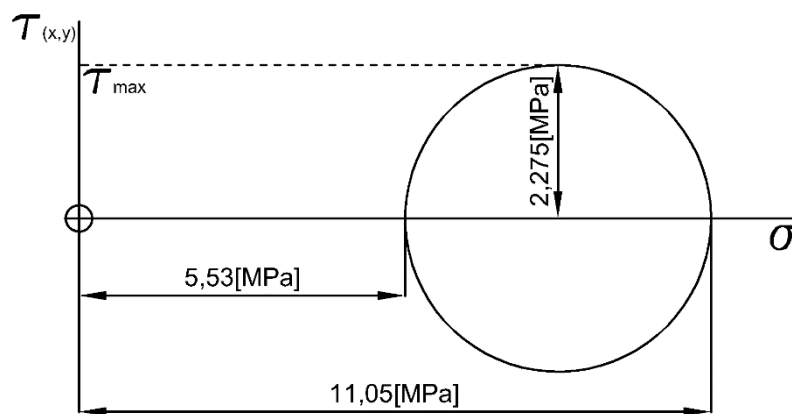


Figura 60. Círculo de Mohr para la soldadura del tanque

Con esta verificación, en las peores condiciones posibles, se concluye que todas las soldaduras del tanque de reacción son satisfactorias siempre que se mantenga un cateto de $h_s = 4,8[\text{mm}]$ en el cordón.

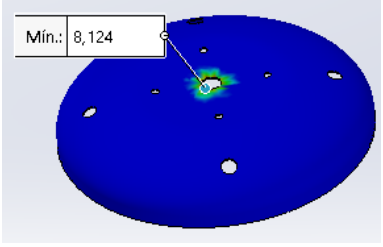
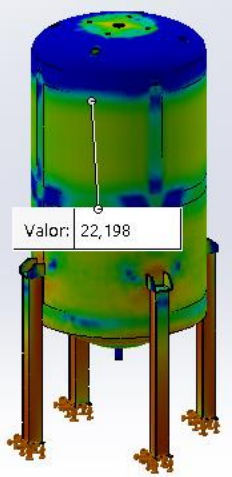
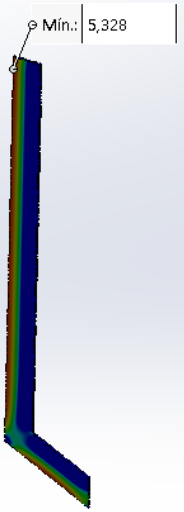
6.1.4.6 Simulación del factor de seguridad del tanque del reactor

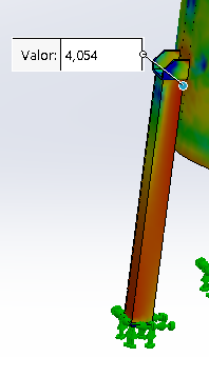
La simulación se realiza en SolidWorks 2018, se compara el factor de seguridad obtenido mediante cálculos con el valor obtenido por simulación en la Tabla 9 se muestran los factores η_s para diferentes elementos dimensionados en el tanque.

Se requiere verificar la deformación del tanque de reacción ϵ_{tanque} , ésta debe ser menor a $\epsilon_{perm} = 1[\text{mm}]$ para que se acepte el diseño de los elementos, en la Figura 61 se muestra el resultado de la simulación realizada en SolidWorks 2018, teniendo la deformación máxima en el tanque de reacción un valor de

$\epsilon_{tanque} = 0,450[\text{mm}]$ se concluye que las piezas diseñadas soportan las cargas para las cuales fueron dimensionadas.

Tabla 9. Comparación del factor de seguridad calculado y simulado

Imagen	Elemento	η_s calculado	η_s simulación	Error %
	Tapa tanque	7,92	8,124	2,52
	Cilindro tanque	21,93	22,198	1,21
	Deflector	4,39	5,328	17,60

	Apoyo inferior	3,52	4,054	13,17
---	----------------	------	-------	-------

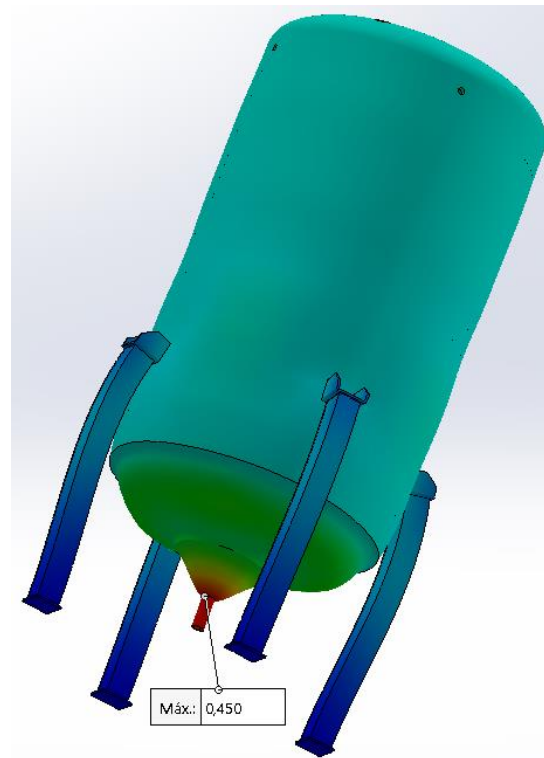


Figura 61. Deformación máxima en el tanque de reacción

6.1.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El diseño del sistema de calefacción consiste en determinar la cantidad de energía calórica necesaria para elevar la temperatura del fluido de trabajo MMA desde 20[°C] que se considera temperatura ambiental, hasta 80[°C] temperatura necesaria para ejecutar el proceso de polimerización.

Para ello se debe cuantificar las pérdidas que se generan en el proceso de calentamiento, el calor almacenado en los elementos mecánicos como: tanque, agitador y deflectores y, por último, el calor almacenado en el MMA.

6.1.5.1 Pérdidas de calor del sistema

Para determinar las pérdidas de calor se debe conocer los coeficientes de convección, tanto para el MMA $h_{conv_{agit}}$ como para el aire circundante h_{conv} .

Para obtener el coeficiente de convección natural cilindro – aire h_{conv} se sigue el proceso descrito a continuación según [10]:

1. Verificar si se puede tratar el cilindro como una placa vertical plana con (58) para el análisis.

$$D \geq \frac{35 \cdot L}{Gr_L^{\frac{1}{4}}} \quad (58)$$

2. Determinar el número de Grashof con (59)

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (59)$$

3. Calcular el incremento la temperatura de película entre la superficie del cilindro y el ambiente con (60).

$$T_{película} = \frac{(T_s - T_\infty)}{2} \quad (60)$$

4. Obtener el número de Rayleigh con (61).

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \quad (61)$$

5. Aplicar la ecuación de Nusselt (62).

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (62)$$

6. Despejar el coeficiente de convección natural con (63).

$$Nu = \frac{h_{conv} \cdot L}{k} \quad (63)$$

Donde los términos para las ecuaciones anteriores son:

- D : diámetro del cilindro, en [m]
- L : longitud del cilindro, en [m]
- g : aceleración gravitacional, en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$
- $\beta = \frac{1}{T_f}$: coeficiente de expansión volumétrica, $\left[\frac{1}{K}\right]$
- $T_{película}$: temperatura de película, en [K]
- T_s : temperatura de la superficie, en [K]
- T_∞ : temperatura ambiental, en [K]
- ν : viscosidad cinemática del fluido, en $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
- Gr_L : número de Grashof, adimensional
- Pr : número de Prandtl, adimensional
- Ra_L : número de Rayleigh, adimensional

La temperatura que el fluido al interior del tanque de reacción debe alcanzar en el proceso de polimerización es $T = 80[^\circ\text{C}]$, considerando que la pared del reactor es de un material altamente conductor, acero inoxidable AISI 304, se determina que la temperatura al exterior de la superficie es igualmente $T_s = 80[^\circ\text{C}]$, la temperatura ambiente $T_\infty = 20[^\circ\text{C}]$ (ver Figura 62).

Con estos datos se obtiene el incremento de la temperatura de película $T_{película} = 30[\text{K}]$, con esta temperatura y una presión de $0,746[\text{atm}]$, valor de presión atmosférica correspondiente a $2500[\text{msn}]$ altura a la cual se ubica el reactor, se determinan de los valores para k , Pr y ν de la tabla de propiedades del aire en [10] a las condiciones ambientales descritas en la Tabla 10.

Tabla 10. Condiciones ambientales consideradas para el cálculo del coeficiente de convección natural cilindro-aire

Variable	Valor	Unidad
P a 2500[m. s. n]	75,68	[kPa]
	0,746	[atm]
g	9,8	[m/s ²]

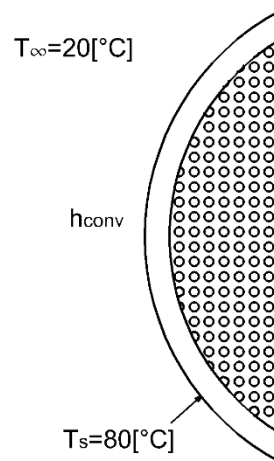


Figura 62. Temperaturas de superficie y ambiente para convección natural

Tabla 11. Valores para las variables involucradas en el cálculo del coeficiente de convección natural cilindro-aire

Variable	Valor	Unidad	Descripción
T_s	353,15	[K]	Temperatura de la superficie del cilindro
T_∞	293,15	[K]	Temperatura ambiente
$T_{\text{película}}$	30	[K]	Temperatura de película
k	0,02588	$\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$	Factor de conductividad térmica del aire
Pr	0,7282	Adimensional	Número de Prandtl
ν	$2,16 \times 10^{-5}$	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	Viscosidad cinemática
β	0,0032987	$\left[\frac{1}{\text{K}}\right]$	Coefficiente de expansión volumétrica

L	0,9	[m]	Altura del cilindro
D_t	0,6	[m]	Diámetro externo del cilindro
Gr_L	3043356634	Adimensional	Número de Grashof
$\frac{35 \cdot L}{Gr_L^{\frac{1}{4}}}$	$0,6 > 0,13$	Adimensional	Relación de comprobación de placa vertical plana

Se reemplazan los valores de la

Tabla 11 en las ecuaciones (58) - (63) y se obtienen los siguientes resultados:

$$Ra_L = 2216172301,15$$

$$Nu = 157,78346$$

$$h_{conv} = 4,537 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

El coeficiente de convección forzada $h_{conv_{agit}}$ que rige en todo el fluido, MMA, al interior del tanque se calcula con (14). Los valores para la constante C y los exponentes a, b, c dependen del tipo de agitador, si existen deflectores en el sistema y si la transferencia se realiza mediante chaqueta o serpentín. Para un tanque de reacción agitado por una turbina Rushton de 6 aspas planas y 4 deflectores, (14) se reescribe de la siguiente manera [4]:

$$\frac{h_{conv_{agit}} \cdot D_t}{k} = 0,87 \cdot \left(\frac{\rho \cdot N_i \cdot D_i^2}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (64)$$

En (64) se reemplazan los valores de la Tabla 12 y se despeja $h_{conv_{agit}}$.

$$h_{conv_{agit}} = 539,545 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Tabla 12. Valores para las variables involucradas en el cálculo del coeficiente de convección forzada al interior del tanque de reacción

Variable	Valor	Unidad
D_t	0,60	[m]

k	0,17	$\left[\frac{W}{mK}\right]$
N_i	9,16666667	$\left[\frac{1}{s}\right]$
Di	0,2	[m]
ρ	940	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
μ	0,5123	[Pa. s]
Cp	1500	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$

Con los coeficientes de convección $h_{conv_{agit}}$ y h_{conv} se calculan las resistencias térmicas para cada uno de ellos con (65). Es necesario determinar la resistencia por conducción en la pared del cilindro de tanque, para esto se aplica (66) [10].

$$R_{h_{conv}} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A_{S_{cit}}} \quad (65)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (66)$$

Donde:

- $R_{h_{conv}}$: resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor, en $\left[\frac{K}{W}\right]$
- h_{conv} : coeficiente de convección, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
- $A_{S_{cit}}$: área de la superficie caliente en contacto con un fluido, en $[m^2]$
- R_{cond} : resistencia térmica de conducción, en $\left[\frac{K}{W}\right]$
- r_{ext} : radio externo del cilindro, en [m]
- r_{int} : radio interno del cilindro, en [m]
- L : longitud vertical del cilindro, en [m]

- k : coeficiente de conducción del material, en $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$

$$R_{cond} = 8,904 \times 10^{-5} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{h_{conv}} = 2,0950 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{h_{conv_{agit}}} = 251,08 \left[\frac{K}{W}\right]$$

Para determinar las pérdidas en [W] se aplica (67), donde el valor de la resistencia representa la suma de las resistencias por convección y conducción [10].

$$\dot{Q}_{pérdidas} = \frac{T_s - T_{\infty}}{R_{total}} \quad (67)$$

Donde:

- $\dot{Q}_{pérdidas}$: tasa de energía calorífica perdida al ambiente, en [W]
- T_s : temperatura de la superficie, en [°C]
- T_{∞} : temperatura del ambiente, en [°C]
- R_{total} : resistencia total del sistema, en $\left[\frac{K}{W}\right]$

$$\dot{Q}_{pérdidas} = \frac{T_s - T_{\infty}}{R_{cond} + R_{h_{conv}} + R_{h_{conv_{agit}}}$$

$$\dot{Q}_{pérdidas} = \frac{353,15[K] - 293,15[K]}{2,0950 \left[\frac{K}{W}\right] + 8,904 \times 10^{-5} \left[\frac{K}{W}\right] + 251,08 \left[\frac{K}{W}\right]} = 0,24[W]$$

6.1.5.2 Calor requerido

El calor requerido se calcula aplicando (68) según [18], con los valores de la Tabla 13 se obtiene la cantidad de energía calorífica que los elementos de máquina y el fluido de trabajo absorben durante el proceso de calentamiento,

con el fin de conocer la tasa de calor \dot{Q} expresada en [W], el usuario establece un tiempo de calentamiento de $t = 900$ [s].

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (68)$$

Donde:

- Q : cantidad de energía calorífica, en [J]
- m : masa del cuerpo o líquido a calentar, en [kg]
- ΔT : diferencia de temperaturas, en [°C] o [K]

Tabla 13. Calor requerido para el fluido y los elementos mecánicos

Variable	MMA	Tanque + Agitador
$C \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	1500	500
m [kg]	251,9388	175
T_f [K]	353,15	353,15
T_i [K]	293,15	293,15
Q [J]	22674492	5250000
t [s]	900	
\dot{Q} [W]	25193,88	5833,3333

La energía calorífica requerida en el sistema se define en (69), dado que aún no es posible conocer el calor requerido para la tubería este término se excluye del cálculo inicial

$$\dot{Q}_{requerido} = \dot{Q}_{MMA} + \dot{Q}_{elementos \text{ máq.}} + \dot{Q}_{tubería} + \dot{Q}_{pérdidas} \quad (69)$$

$$\dot{Q}_{requerido} = 25193,88[W] + 5833,33[W] + 0,24[W] = 31,03[kW]$$

6.1.5.3 Selección de tubería para el serpentín y condiciones iniciales de vapor

El calor requerido $\dot{Q}_{requerido} = 31,03$ [kW] es suministrado por un serpentín en el cual fluye vapor en las condiciones especificadas en la Tabla 14. Según [15], la cédula mínima de una tubería de acero inoxidable AISI 304 usada al interior de un tanque sometido a presión es SCH10, por lo tanto, la tubería seleccionada es

de $\frac{3}{4}$ [in] $\approx 19,05$ [mm], SCH10 las características de la misma se muestran en la Tabla 15.

Tabla 14. Condiciones iniciales del vapor sobrecalentado

Variable	Valor	Unidad
T_{vapor}	180	[°C]
P_{vapor}	0,1	[MPa]
h_{vapor}	2836,03	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$
Pr_{vapor}	1,07	Adimensional
k_{vapor}	0,0401	$\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$
$v_{específico\ vapor}$	2,07812	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$
ρ_{vapor}	0,4812	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
μ_{vapor}	$1,571E - 05$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$
ν_{vapor}	$3,265E - 05$	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$
\dot{m}_{vapor}	0,24	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

Tabla 15. Características de la tubería para el serpentín del tanque de reacción

Variable	Valor
$\phi_{ext\ tub}$ [m]	0,02130
$\phi_{int\ tub}$ [m]	0,01708
e_{tub} [m]	0,00211
$A_{cir.\ interna\ tub}$ [m ²]	0,000229121
$A_{cir.\ transversal\ tub}$ [m ²]	0,000127206
Cp_{tub} $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	500
$\phi_{serpentín}$ [m]	0,4
$\rho_{AISI304}$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	7959
$P_{max.\ tub}$ [MPa]	17,8

Como se muestra en la Tabla 14 el vapor al estar a $T_{vapor} = 180[^\circ\text{C}]$ y a presión atmosférica $P_{vapor} = 101,325[\text{kPa}] \approx 0,1[\text{MPa}]$ se considera vapor sobrecalentado, debido a la temperatura de saturación para esta presión es $T_{sat_{a\ 0,1[\text{MPa}]}} = 99,61[^\circ\text{C}]$, cualquier valor de temperatura sobre este sobrecalentará el vapor.

Tabla 16. Entalpía a diferentes temperaturas para vapor a 0,1[MPa], [18]

Variable	Valor
$h_{vapor} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$T_{vapor}[^\circ\text{C}]$
2675,8	100
2776,6	150
2875,5	200

Con el fin de conocer con exactitud el valor de entalpía para el vapor a la temperatura $T_{vapor} = 180[^\circ\text{C}]$ se obtiene una ecuación a partir de los datos de la Tabla 16, que describe el comportamiento del mismo

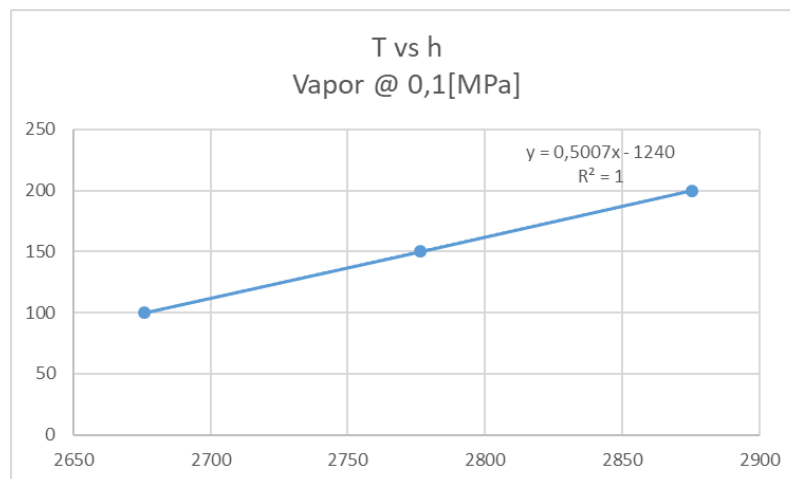


Figura 63. Gráfico de temperatura vs entalpía para vapor a 0,1[MPa]

A partir de la recta en la Figura 63 se obtiene (70) y (71). La ecuación (70) rige el comportamiento de la temperatura en función de la entalpía, (71) permite obtener un valor de entalpía en función de una temperatura conocida.

Las expresiones (70) y (71) determinan el comportamiento de temperatura y entalpía únicamente en la región de vapor sobrecalentado, es decir para temperaturas $T_{sat_{a 0,1[MPa]}} > 99,61[°C]$ y entalpías $h_{sat_{a 0,1[MPa]}} > 2675 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$.

$$T_{vapor} = 0,5007 \cdot h_{vapor} - 1240 \quad (70)$$

$$h_{vapor} = \frac{T_{vapor} + 1240}{0,5007} \quad (71)$$

$$h_{vapor_{a T=180[°C]}} = 2836,03$$

6.1.5.4 Dimensionamiento del serpentín de vapor

Conocida la cantidad de energía calórica requerida se debe dimensionar el tamaño del elemento mecánico capaz de entregar dicha cantidad de energía a partir de un flujo másico de vapor constante, como se observa en la Tabla 14 el flujo másico disponible es $\dot{m}_{vapor} = 0,24 \left[\frac{kg}{s} \right]$.

Se aplica (72) ya que un tanque de reacción es posible analizarlo como un intercambiador de calor de flujo cruzado, pero es necesario determinar la media logarítmica de temperatura ΔT_{ln} entre los fluidos que intervienen en el intercambio de calor, este término se define en (73). U de (72) es el coeficiente de transferencia de calor global del sistema y se calcula con (74) [18].

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ln} \quad (72)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{c_{ent}} - T_{f_{sal}}) - (T_{c_{sal}} - T_{f_{ent}})}{\ln \left(\frac{T_{c_{ent}} - T_{f_{sal}}}{T_{c_{sal}} - T_{f_{ent}}} \right)} \quad (73)$$

$$U = \left(\frac{1}{h_{frío}} + \frac{1}{h_{caliente}} \right)^{-1} \quad (74)$$

Donde:

- \dot{Q} : tasa de transferencia de calor en el intercambiador, en [W]

- U : coeficiente de transferencia de calor global del sistema, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
- A : área del intercambiador de calor, en $[m^2]$
- ΔT_{ln} : media logarítmica de temperatura entre el fluido frío y caliente, en $[^\circ C]$ o $[K]$
- $T_{c_{ent}}$: temperatura de entrada del fluido caliente, en $[^\circ C]$ o $[K]$
- $T_{c_{sal}}$: temperatura de salida del fluido caliente, en $[^\circ C]$ o $[K]$
- $T_{f_{ent}}$: temperatura de entrada del fluido frío, en $[^\circ C]$ o $[K]$
- $T_{f_{sal}}$: temperatura de salida del fluido frío, en $[^\circ C]$ o $[K]$
- $h_{frío}$: coeficiente de convección del fluido frío, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
- $h_{caliente}$: coeficiente de convección del fluido caliente, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

Para determinar el coeficiente de convección $h_{caliente}$ se aplican relaciones de convección en función de la velocidad del fluido V , el número de N_{Re} y el número de Nu como se muestra de (75) a (77).

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_{vapor} \cdot A_{cir. transversal_{tub}}} \quad (75)$$

$$N_{Re} = \frac{V \cdot \phi_{int tub}}{\nu} \quad (76)$$

$$Nu = \frac{h \cdot \phi_{int tub}}{k} = 0,023 \cdot N_{Re}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (77)$$

- V : velocidad del fluido, en $\left[\frac{m}{s}\right]$
- \dot{m} : flujo másico, en $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- A_c : área interna transversal de la tubería, en $[m^2]$
- D_{tub} : diámetro interno de la tubería, en $[m]$
- ν : viscosidad cinemática del fluido, en $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

- k : coeficiente de conductividad térmica del fluido, en $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

Para el caso del reactor se conocen las temperaturas de entrada y salida del fluido frío, fluido de trabajo MMA, $T_{f_{ent}} = 20[^\circ C]$, $T_{f_{sal}} = 80[^\circ C]$, mientras que para el fluido caliente únicamente se conocen las condiciones iniciales descritas en la Tabla 14, por lo tanto, se calcula la entalpía final con (78) en función de la entalpía del fluido, y el flujo másico [18].

Es relevante aclarar que para el vapor el calor requerido $\dot{Q}_{requerido} = 31,03[kW]$ es negativo en (78) porque este fluido es aquel que entregará la energía calórica, mas no el que la recibe.

$$\dot{Q}_{requerido} = \dot{m}_{vapor}(h_{f_{vapor}} - h_{i_{vapor}}) \quad (78)$$

$$-31,03[kW] = 0,24 \left[\frac{kg}{s}\right] \left(h_f - 2836,03 \left[\frac{KJ}{kg}\right]\right)$$

$$h_f = 2706,75 \left[\frac{KJ}{kg}\right]$$

$$T = 0,5007 \cdot 2706,75 \left[\frac{KJ}{kg}\right] - 1240 = 115,27[^\circ C]$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(180[^\circ C] - 80[^\circ C]) - (115,27[^\circ C] - 20[^\circ C])}{\ln\left(\frac{180[^\circ C] - 80[^\circ C]}{115,27[^\circ C] - 20[^\circ C]}\right)} = 97,61[^\circ C]$$

$$V_{vapor} = \frac{0,24 \left[\frac{kg}{s}\right]}{0,4812 \left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot 2,29 \times 10^{-4} [m^2]} = 2176,79 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$N_{Re_{vapor}} = \frac{2176,76 \left[\frac{m}{s}\right] \cdot 0,01708[m]}{3,265 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]} = 1,139 \times 10^6$$

$$Nu = 0,023 \cdot (1,39 \times 10^6)^{0,8} \cdot 1,07^{0,4} = 1654,43$$

$$h_{vapor} = 3884,219 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

$$U_{\text{reactor en calentamiento}} = \left(\frac{1}{539,54 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]} + \frac{1}{3884,219 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]} \right)^{-1} = 473,74 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$$31,03[\text{kW}] = 473,74 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \cdot A \cdot 97,61[^\circ\text{C}]$$

$$A_{\text{tubería}} = 0,67094[\text{m}^2]$$

Se obtiene $h_{\text{vapor}} = 3884,219 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$ y $A_{\text{tubería}} = 0,67094[\text{m}^2]$, posteriormente se determina la longitud requerida y el número de vueltas dado un diámetro de $D_{\text{serpentin}} = 0,4[\text{m}]$.

$$L_{\text{tubería}} = \frac{0,67094[\text{m}^2]}{\pi \cdot 0,02130[\text{m}]} = 10,027[\text{m}]$$

$$\#vueltas = \frac{10,027[\text{m}]}{\pi \cdot 0,4[\text{m}]} = 7,98 \text{ vueltas} \approx 8 \text{ vueltas}$$

$$L_{\text{tubería}} = \#vueltas \cdot 0,4[\text{m}] \cdot \pi = 10,05[\text{m}]$$

Conocida la longitud, el área transversal y la densidad de la tubería (ver Tabla 15) es posible determinar la masa con (79), con el fin de obtener la cantidad de energía que ésta requiere, y agregar al valor de calor $\dot{Q}_{\text{requerido}} = 31,03[\text{kW}]$, esta cantidad de energía se excluyó del cálculo anterior pues no se conocía la masa de la misma.

$$m_{\text{tubería}} = L_{\text{tubería}} \cdot A_{\text{cir. transversal}} \cdot \rho_{\text{AISI304}} \quad (79)$$

$$m_{\text{tubería}} = 10,05[\text{m}] \cdot 1,272 \times 10^{-4}[\text{m}^2] \cdot 7959 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 10,178[\text{kg}]$$

$$\dot{Q}_{\text{tubería}} = \frac{10,178[\text{kg}] \cdot 500 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \cdot (353,15[\text{K}] - 293,15[\text{K}])}{900[\text{s}]} = 339,27[\text{W}]$$

$$\dot{Q}_{\text{requerido}} = 31,37[\text{kW}]$$

$$-31,37[\text{kW}] = 0,24 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \left(h_f - 2836,03 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \right)$$

$$h_f = 2705,34 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T = 0,5007 \cdot 2705,34 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] - 1240 = 114,56[^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(180[^\circ\text{C}] - 80[^\circ\text{C}]) - (114,56[^\circ\text{C}] - 20[^\circ\text{C}])}{\ln\left(\frac{180[^\circ\text{C}] - 80[^\circ\text{C}]}{114,56[^\circ\text{C}] - 20[^\circ\text{C}]}\right)} = 97,26[^\circ\text{C}]$$

$$31,37[\text{kW}] = 473,74 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right] \cdot A \cdot 97,26[^\circ\text{C}]$$

$$A = 0,6808[\text{m}^2]$$

$$L = 10,18[\text{m}]$$

$$\#vueltas = 8,11 vueltas \approx 9 vueltas$$

$$L_{tubería} = 11,31[\text{m}]$$

Los datos obtenidos determinan que el serpentín de calentamiento debería tener 9 vueltas o una longitud de $L_{tubería} = 11,31[\text{m}]$ para transmitir la cantidad de energía requerida por el sistema para elevar la temperatura $\Delta T = 60[^\circ\text{C}]$, como se muestra en Figura 64 el serpentín consta de las 9 vueltas calculadas y una extensión en la longitud, tanto al inicio como al final, para acoplar al interior de tanque de reacción, resultando en una longitud total $L_{tubería} = 11,59[\text{m}]$ suficiente para la cumplir con los requerimientos de energía calórica.

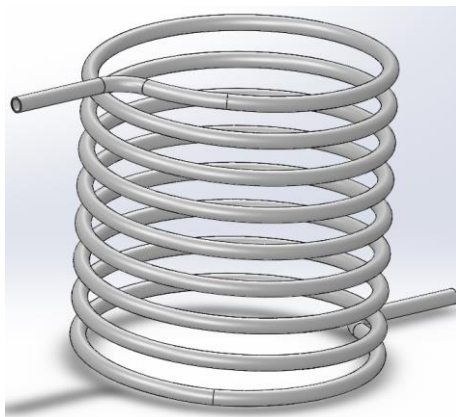


Figura 64. Serpentín helicoidal sumergible para calentamiento del fluido de trabajo MMA

6.1.5.5 Simulación y resultados

Para verificar el funcionamiento del diseño del serpentín de calentamiento, se realiza una simulación con ayuda del software Flow Simulation, complemento de SolidWorks 2018, esta simulación incluye el serpentín de calentamiento y el movimiento rotatorio del agitador con el fin de simular la homogenización de la temperatura. La simulación permite verificar el tiempo de calentamiento dado el flujo másico de vapor, la geometría del elemento de calefacción y la agitación durante este proceso, se espera que el tiempo de calentamiento sea cercano a $t = 900[s]$ siendo esto la condición inicial de diseño del sistema de calefacción.

Las condiciones de simulación son las siguientes:

- Volumen cerrado para análisis CFD del fluido frío: Tanque de reacción (ver Figura 65).



Figura 65. Volumen cerrado para MMA

- Volumen cerrado para análisis CFD del fluido caliente: Serpentín (ver Figura 64).
- Condiciones iniciales de fluido frío (MMA):
 - $P_{MMA} = 101,325[kPa]$
 - $T_{i_{MMA}} = 20[°C]$
- Condiciones iniciales del fluido caliente (vapor):
 - $P_{vapor} = 101,325[kPa]$
 - $T_{i_{vapor}} = 80[°C]$

$$\circ \dot{m}_{vapor} = 0,24 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

- Volumen del cuerpo de agitación: Turbina Rushton de 6 aspas planas (ver Figura 66).

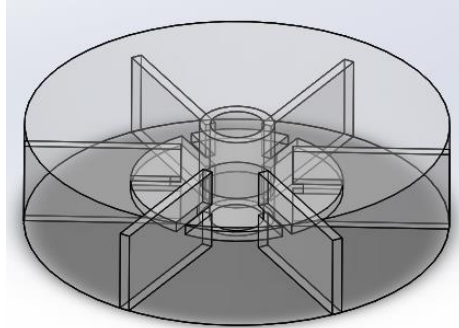


Figura 66. Volumen cerrado cuerpo de agitación

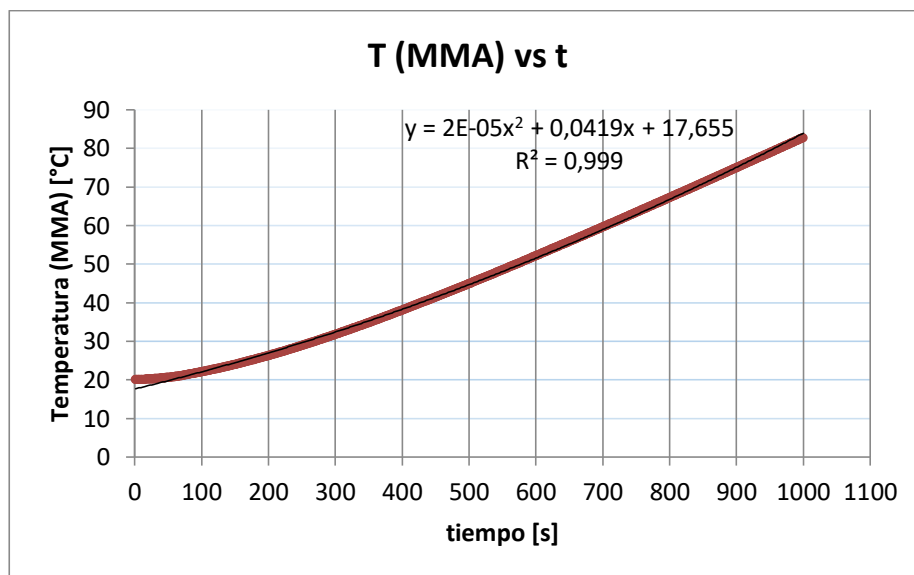


Figura 67. Gráfico de temperatura vs tiempo para el fluido de trabajo MMA

Los resultados obtenidos de la simulación CFD para el MMA, como se muestra en la Figura 67, indican que a un tiempo $t = 900[s]$ la temperatura del fluido es $T_{a\ 900[s]} = 74,91[°C]$, temperatura por bajo de la establecida $T = 80[°C]$. Mientras que a un tiempo $t = 966[s]$ la temperatura de es $T_{a\ 966[s]} = 80,06[°C]$.

Con este análisis es posible concluir que el tiempo de calentamiento real excede al teórico por $\Delta t = 66[s]$, representando un incremento del 7,34% del tiempo de calentamiento teórico para el diseño del serpentín de calefacción. Este

incremento se considera despreciable con respecto al tiempo total del proceso de calentamiento y se acepta el diseño del elemento de calefacción para el tanque de reacción.

6.1.6 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Para el modelo matemático del sistema se identifica la temperatura como la variable de interés a controlar durante el proceso de reacción. En la Figura 67 se muestra el resultado de una simulación térmica realizada en SolidWorks 2018 – Flow Simulation, teniendo en cuenta todas las siguientes condiciones:

- Geometría del tanque
- Presencia y dimensiones de los deflectores
- Geometría y dimensiones del agitador
- Velocidad de agitación
- Geometría del serpentín
- Flujo másico de vapor en el serpentín

Una línea de tendencia trazada sobre estos resultados determina el comportamiento del sistema con una expresión polinómica de segundo orden en función del tiempo como se muestra en (80) con un coeficiente de determinación $R^2 = 0,999$. Es importante resaltar el límite de esta función, cualquier resultado de temperatura mayor a $T_{MMA} = 180[^\circ\text{C}]$ no es admisible y por lo tanto se descarta y se toma este valor, ya que el fluido frío MMA no puede superar la temperatura del fluido caliente (vapor) sin importar el tiempo de calentamiento, esto se debe al principio de conservación de energía. El modelo obtenido queda expresado:

$$T_{MMA} = 0,00002t^2 + 0,0419t + 17,655 \quad (80)$$

Se puede representar el comportamiento del sistema como una función de transferencia considerando la entrada del sistema un escalón unitario que permite el paso total del flujo másico de vapor $\dot{m}_{vapor} = 0,24 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$, cuya salida y

los resultados se presentan en la Figura 67. Con ayuda del software de identificación de sistema System Ident de Matlab 2016 se determina la función de transferencia (81), en el dominio de Laplace.

$$FT = \frac{25,57s^2 + 0,1218s + 0,0004504}{s^2 + 0,00475s + 3,234 \times 10^{-15}} \quad (81)$$

El modelo obtenido representa a una consideración específica dentro del sistema, y se lo puede implementar en un controlador cuando se requiera mantener una temperatura deseada (setpoint) por un determinado tiempo, no obstante, el requerimiento del presente proyecto no exige alta precisión en el control de dicha variable por cuanto no necesariamente se requiere de un modelo matemático para implementar un controlador. El controlador que satisface las necesidades del sistema es un control por histéresis, en un rango de 75[°C] y 85[°C].

6.1.7 TIEMPO DE ENFRIAMIENTO DEL SISTEMA

Para el cálculo del tiempo de enfriamiento del fluido y en general de todo el sistema, se obtiene el calor que se debe absorber tanto del fluido de trabajo como de los elementos mecánicos, mostrados en la Tabla 17.

Tabla 17. Cálculo del calor que se debe extraer del reactor para su enfriamiento desde 80[°C] a 30[°C]

Variable	MMA	Tanque/Agitador	Tubería
$C_p \left[\frac{J}{K \cdot kg} \right]$	1500	500	500
m [kg]	251,9388	175	11,45
T_f [K]	303,15	303,15	303,15
T_i [K]	353,15	353,15	353,15
Q [J]	-18895410	-4375000	-286258,37
Q_{total} [J]			-23556668,37
$Q_{gen.exot.} [J] = Q_{reqMMA@CALENT} \cdot 0,25$			-6298,47
$Q_{absorber}$ [J]			-23562966,84

Analizando los resultados del calor que debe ser extraído, se muestran negativos, esto se debe a que la temperatura inicial $T_i = 80[^\circ\text{C}]$ es mayor que la temperatura final $T_f = 30[^\circ\text{C}]$, se debe entender el resultado negativo como una energía calórica que el elemento en cuestión pierde, con el fin de decrementar su temperatura. Este valor de calor está expresado en [J] y no es posible forzar un tiempo de enfriamiento pues las condiciones geométricas del intercambiador están definidas con anterioridad y éstas rigen la tasa de transferencia de energía, ya sea durante el proceso de entrega o absorción de energía calórica.

Conocida la energía por extraer del sistema, es posible calcular el impacto que está tendrá en el fluido frío del intercambiador de calor, se señala que para esta etapa del proceso el fluido caliente es MMA con temperaturas $T_{c_{ent}} = 80[^\circ\text{C}]$ y $T_{c_{sal}} = 30[^\circ\text{C}]$, mientras que el fluido frío es agua con una temperatura de entrada $T_{f_{ent}} = 6[^\circ\text{C}]$, en la Tabla 18 se muestran las condiciones iniciales del agua.

Tabla 18. Condiciones iniciales del agua para el enfriamiento

CONDICIONES INICIALES DE H ₂ O	
Parámetro	Valor
P_{H_2O} [MPa]	0,1
Cp_{H_2O} $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	4198,4
$T_{i_{H_2O}}$ [$^\circ\text{C}$]	6
\dot{m}_{H_2O} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	6,31
$v_{\text{especifico}_{H_2O}}$ $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$	$1,000 \times 10^{-3}$
ρ_{H_2O} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	1000,000
μ_{H_2O} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$	0,0013918
Pr_{H_2O}	1
ν_{H_2O} $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	$1,392 \times 10^{-6}$
k_{H_2O} $\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$	0,5764

$h_{i_{H_2O}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$	25,30
---	-------

Con los datos de la Tabla 19 y la Figura 68 se obtiene (82). Al despejar el término $h_{f_{H_2O}}$ aplicando (78) se calcula la entalpía final en el agua producida por la ganancia de energía calórica, con (82) se determina la temperatura de salida del fluido frío (agua) $T_{f_{sal_{H_2O}}}$

$$T_{f_{sal_{H_2O}}} = 0.239 \cdot h_{f_{H_2O}} - 0.0461 \quad (82)$$

Tabla 19. Entalpías para líquido comprimido a diferentes temperaturas y 0,1[MPa], [18]

$h \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$	$T [^{\circ}\text{C}]$
0,06	0
42,09	10
83,95	20
125,75	30
167,53	40
209,33	50
251,16	60

En (78) se requiere una tasa de transferencia de calor expresada en [W], que se consigue al dividir $Q_{absorber}$ para un tiempo específico, teniendo en cuenta que no se puede forzar el tiempo de enfriamiento, la prueba se hace para diferentes tiempos, como se muestra en la Tabla 20.

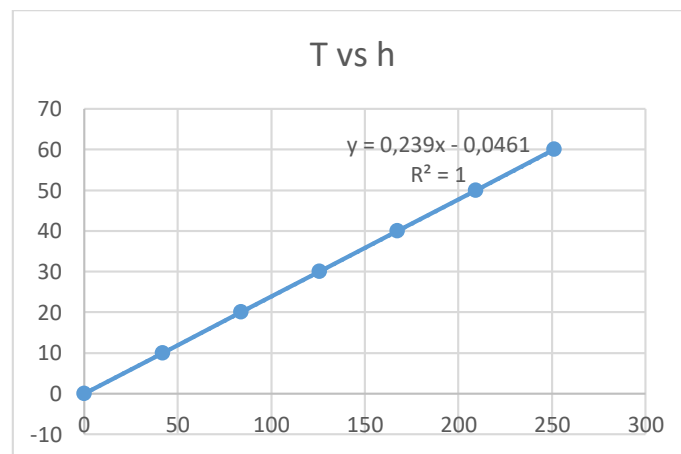


Figura 68. Gráfico de temperaturas vs entalpía para agua comprimida a 0,1[MPa]

Tabla 20. Tasa de transferencia de energía, entalpía y temperatura de salida del agua para diferentes tiempos de enfriamiento

$t[s]$	$Q_{absorber}[W]$	$h \left[\frac{KJ}{kg} \right]$	$T_{f\,sat}[^{\circ}C]$
1400,000	16826,192	27,967	6,63802
1450,000	16245,978	27,875	6,61604
1475,000	15970,623	27,831	6,60561
1480,000	15916,668	27,823	6,60356
1485,000	15863,076	27,814	6,60153
1486,000	15852,401	27,813	6,60113
1487,000	15841,741	27,811	6,60072
1488,000	15831,094	27,809	6,60032
1489,000	15820,462	27,808	6,59992
1489,200	15818,338	27,807	6,59984
1489,250	15817,807	27,807	6,59982
1489,270	15817,594	27,807	6,59981
1489,290	15817,382	27,807	6,59980
1489,294	15817,339	27,807	6,59980

Se determina el coeficiente global de convección U para este ciclo de funcionamiento del reactor. El coeficiente de convección para el fluido de trabajo MMA se mantiene constante $h_{conv\,agit} = 534.54 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$, pues este no depende de la temperatura del fluido, si no de la geométrica del reactor y el agitador así como las propiedades térmicas del MMA, las cuales no cambian durante el proceso de polimerización.

$$V_{H_2O} = \frac{6,31 \left[\frac{kg}{s} \right]}{1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 2,29 \times 10^{-4} [m^2]} = 27,55 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$N_{Re_{H_2O}} = \frac{27,55 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 0,01708 [m]}{1,392 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 3,380 \times 10^5$$

$$Nu_{H_2O} = 0,023 \cdot (3,380 \times 10^5)^{0,8} \cdot 1^{0,4} = 608,22$$

$$h_{f\,H_2O} = 20559,3178 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$U_{\text{reactor}_{\text{enfriamiento}}} = \left(\frac{1}{539,54 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]} + \frac{1}{20559,3178 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]} \right)^{-1} = 525,75 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

Conocido el coeficiente de convección global, se aplica (72) para las diferentes temperaturas de salida del agua $T_{f_{\text{salH}_2\text{O}}}$ de la Tabla 20, para obtener valores de la tasa de transferencia de energía en [W], los resultados se detallan en la Tabla 21

Tabla 21. Calor máximo de extracción por el serpentín en función del tiempo

$t[\text{s}]$	$T_{f_{\text{salH}_2\text{O}}} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{\text{In}} [^{\circ}\text{C}]$	$U \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$	$A[\text{m}^2]$	$Q_{\text{maxextracción}} [\text{W}]$
1400	6,63801636	44,1776468	525,75	0,6808	15812,46418
1450	6,616036485	44,18547201	525,75	0,6808	15815,26505
1475	6,605605358	44,18918544	525,75	0,6808	15816,5942
1480	6,603561421	44,18991305	525,75	0,6808	15816,85463
1485	6,601531248	44,19063576	525,75	0,6808	15817,11331
1486	6,601126853	44,19077972	525,75	0,6808	15817,16484
1487	6,600723002	44,19092348	525,75	0,6808	15817,21629
1488	6,600319693	44,19106706	525,75	0,6808	15817,26768
1489	6,599916927	44,19121043	525,75	0,6808	15817,319
1489,2	6,599836438	44,19123908	525,75	0,6808	15817,32926
1489,25	6,599816319	44,19124625	525,75	0,6808	15817,33182
1489,27	6,599808272	44,19124911	525,75	0,6808	15817,33284
1489,29	6,599800225	44,19125198	525,75	0,6808	15817,33387
1489,294	6,599798616	44,19125255	525,75	0,6808	15817,33407

El objetivo de este análisis es encontrar un punto de convergencia entre la tasa de extracción de calor necesaria Q_{absorber} de la Tabla 20 y la tasa de extracción posible por el serpentín $Q_{\text{maxextracción}}$ de la Tabla 21, dado que su área A y el coeficiente global $U_{\text{reactor}_{\text{enfriamiento}}}$ son constantes. El punto de convergencia más cercano de las tasas de calor está en función de un tiempo de enfriamiento (ver Tabla 22).

Tabla 22. Tabla comparativa entre el calor que se requiere extraer y el calor máximo extraíble mediante el serpentín al interior del tanque de reacción

$t[\text{s}]$	$Q_{\text{absorber}} [\text{W}]$	$Q_{\text{maxextracción}} [\text{W}]$	ΔQ
1400,000	16826,192	15812,4642	1013,7275
1450,000	16245,978	15815,2651	430,7131
1475,000	15970,623	15816,5942	154,0284
1480,000	15916,668	15816,8546	99,8132
1485,000	15863,076	15817,1133	45,9630

1486,000	15852,401	15817,1648	35,2365
1487,000	15841,741	15817,2163	24,5244
1488,000	15831,094	15817,2677	13,8267
1489,000	15820,462	15817,3190	3,1433
1489,200	15818,338	15817,3293	1,0084
1489,250	15817,807	15817,3318	0,4747
1489,270	15817,594	15817,3328	0,2613
1489,290	15817,382	15817,3339	0,0478
1489,294	15817,339	15817,3341	0,0051

En la Figura 69 se muestra el comportamiento del calor que se debe extraer (azul) y el comportamiento del calor que es posible extraer (naranja), el punto que convergen estas dos funciones es el tiempo de extracción de calor o enfriamiento.

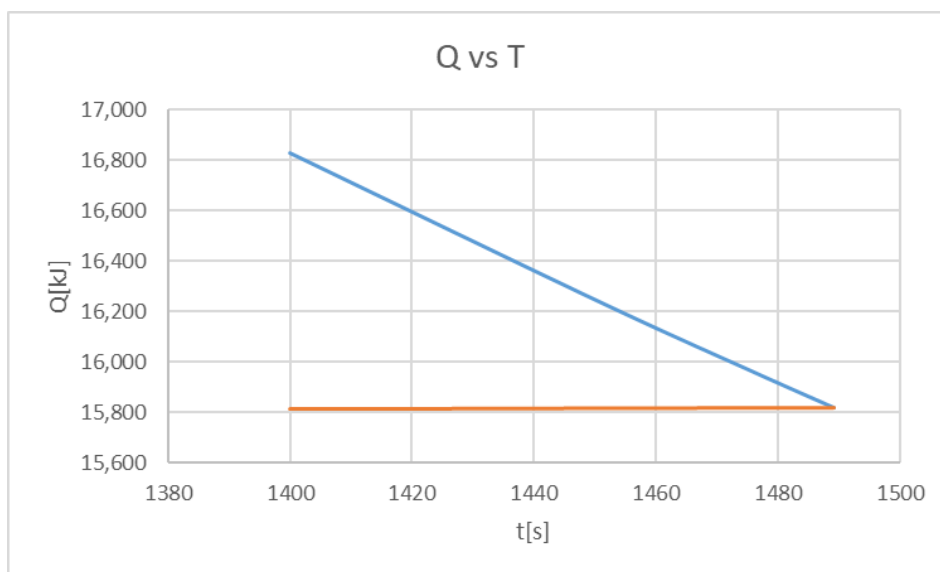


Figura 69. Gráfica de calor vs tiempo

Se puede concluir que el tiempo de enfriamiento del sistema es aproximadamente $t \approx 24[\text{min}]$ y $48[\text{s}]$, esta cantidad de tiempo es muy superior al tiempo de calentamiento; la razón de este incremento temporal se debe a que el diseño del serpentín se lo realizó para temperaturas más elevadas en el fluido caliente, como por ejemplo $T_{\text{vapor}} = 180[^\circ\text{C}]$, lo cual influye directamente en la media logarítmica ΔT_{ln} término directamente proporcional en (72) que determina la tasa de transferencia de energía calórica para el serpentín.

6.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

La selección de componentes eléctricos y electrónicos se fundamenta en los criterios principales y el cumplimiento de las características mínimas. Los elementos necesarios para el funcionamiento semiautomático del reactor son los siguientes:

- Controlador lógico programable, PLC.
- Interfaz hombre-máquina, HMI.
- Sensor de viscosidad.
- Sensor de temperatura.
- Sensor de nivel.
- Válvula de carga.
- Válvula de descarga.
- Válvula de entrada.
- Válvula bypass.
- Variador de frecuencia.
- Motor trifásico.

En la Figura 70 se muestra la interacción que presentan cada uno de los elementos mencionados con el controlador lógico programable, además, se detalla el voltaje requerido para su funcionamiento y el tipo de señal que emite o recibe dependiendo del dispositivo.

6.2.1 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE PLC

El controlador lógico programable seleccionado para el reactor es un S7-1212C AC/DC/Relay (ver Figura 71), el cual cumple con los requerimientos mínimos especificados en la Tabla 24 al ser combinado con un módulo de expansión de entradas y salidas analógicas SM-1234 AI/AQ (ver Figura 72). Se requiere esta expansión ya que los sensores de temperatura, nivel y viscosidad trabajan con

una señal analógica la cual debe ser monitoreada cada 100[ms] velocidad de muestreo que no permite el PLC en las entradas analógicas integradas.

El PLC seleccionado especifica un voltaje de trabajo de 120[V_{AC}] o 240[V_{AC}], permite programación en lenguaje LADDER o por bloques funcionales, incorpora un puerto PROFINET para conexiones de red. Con respecto a entradas y salidas digitales presenta 8 y 6 respectivamente, 2 entradas analógicas y una memoria de trabajo de 25KB [19].

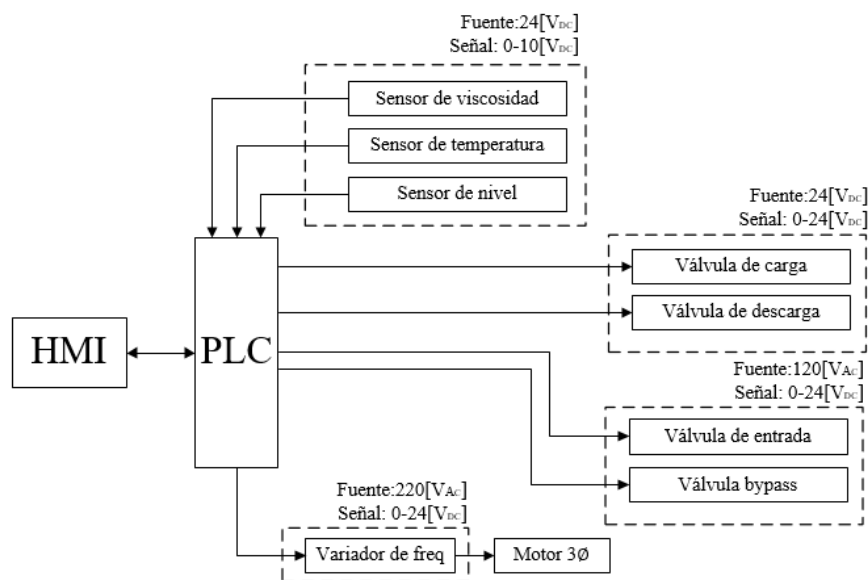


Figura 70. Diagrama de componentes eléctricos y electrónicos

El módulo de expansión AI/AQ SM-1234 funciona con un voltaje de entrada de 24[V_{DC}], consta de 4 entradas analógicas configurables para señales de corriente 0 – 20[mA] y 4 – 20[mA] o señales de voltaje 0 – 10[V]. Incluye también 2 salidas analógicas de 0 – 10[V] [20].



Figura 71. PLC Siemens S7-1212 AC/DC/Relay, [19].



Figura 72. Módulo de expansión AI/AQ SM-1234, [20].

A partir de la Figura 70 se realiza el análisis de entradas y salidas del sistema resumido en la Tabla 23.

Tabla 23. Análisis de entradas y salidas del reactor de MMA

DISPOSITIVO	ENTRADA/SALIDA	TIPO	CARACTERÍSTICAS
Sensor de viscosidad	E	Analógica 0-10[V _{DC}]	Muestreo 50[ms]
Sensor de temperatura	E	Analógica 0-10[V _{DC}]	Muestreo 50[ms]
Sensor de nivel	E	Analógica 0-10[V _{DC}]	Muestreo 50[ms]
Paro de emergencia	E	Digital	-
Válvula de carga	S	Digital	Activado por relé
Válvula de descarga	S	Digital	Activado por relé
Válvula de entrada	S	Digital	Activado por relé
Válvula bypass	S	Digital	Activado por relé
Variador de frecuencia	S	Digital	Activado por relé
HMI	S	Profibus	-

En la Tabla 24 se muestran las características mínimas de un PLC para el funcionamiento del sistema.

Tabla 24. Características mínimas para el PLC del reactor de MMA

# entradas digitales	1
# entrada analógicas	3
# salidas digitales	5

6.2.2 SENSORES

Los sensores involucrados en el funcionamiento del sistema, como se muestra en la Figura 70, son de viscosidad, temperatura y nivel. Cada uno de los

sensores cumple distintas funciones esenciales para garantizar la operación adecuada del reactor, es así como el sensor de nivel evita que se supere el límite máximo de volumen al interior del reactor cerrando la válvula de carga, el sensor de viscosidad permite la detección de la reacción de polimerización para finalizar el proceso de calentamiento y dar inicio al proceso de enfriamiento. Por último, el sensor de temperatura evita la elevación de la misma a valores superiores a los de operación dentro del proceso.

6.2.2.1 Sensor de viscosidad

El sensor de viscosidad seleccionado es un PAC SENSOR 321, fabricado por Cambridge Viscosity, cumple con características mínimas requeridas especificadas en la Tabla 25, se emplea para mediciones en tanques de procesos. Dispone de conexión roscada $\frac{3}{4}$ NPT, es configurable el tipo de señal analógica para la transmisión y posee un circuito integrado capaz de compensar la medición de viscosidad en función de la temperatura, evitando errores incrementales al variar la temperatura durante el proceso de obtención de datos [21].



Figura 73. Viscosímetro PAC SENSOR 321, [21].

Tabla 25. Características mínimas para el sensor de viscosidad del reactor de MMA

Descripción	Valor
Rango de medición de viscosidad [cP]	0 – 800
Material de fabricación	Acero inoxidable, en partes de contacto con el fluido.
Máxima temperatura de operación [°C]	115
Máx. presión de operación [psi]	1000

Voltaje de operación [V]	12 ó 24
Tipo de transmisión de datos	4 – 20[mA] 0 – 10[V]

6.2.2.2 Sensor de nivel

El sensor de nivel seleccionado es un LFP0500-N1NMB que cumple con las características mínimas de funcionamiento detalladas en la Tabla 26, este sensor inductivo determina el nivel a partir de la sumersión de una probeta de acero inoxidable [22]. Considerando que el sensor se ubica en la parte superior es necesario una longitud mínima en la probeta de 50[mm].



Figura 74. Sensor de nivel inductivos LFP0500-N1NMB, [23].

Tabla 26. Características mínimas para el sensor de nivel de reactor de MMA

Característica	Valor
Largo de la probeta [m]	0,50
Material de fabricación	Acero inoxidable, en partes de contacto con el fluido.
Máx. temperatura de operación [°C]	115
Máx. presión de operación [psi]	1000
Voltaje de operación [V]	12 ó 24
Tipo de transmisión de datos	4 – 20[mA] 0 – 10[V]

6.2.2.3 Sensor de temperatura

La selección del sensor de temperatura está determinada por 2 criterios: la temperatura de trabajo, el material de la parte sumergible. Dado que la temperatura de polimerización es de 80[°C] con una tolerancia de ± 5 [°C] un termopar tipo T con un rango de medición de -250 [°C] a 350[°C] es suficiente

para esta aplicación, la parte sumergible del termopar debe ser fabricada en acero inoxidable teniendo en cuenta que el fluido de trabajo, MMA, es altamente corrosivo.

Se selecciona un termopar tipo T compuesto por una aleación entre cobre y constantan, con cabezote y probeta en acero inoxidable fabricado por Instrumatic, dispone de una conexión roscada $\frac{3}{4}$ NPT [23].



Figura 75. Termopar Instrumatic tipo T fabricado en acero inoxidable
Fuente: www.instrumatic.com

6.2.3 VÁLVULAS

Las válvulas seleccionadas para el reactor se clasifican en 2 grupos:

- Válvulas para el fluido de trabajo.
- Válvulas para el proceso de cambio de temperatura.

Las válvula seleccionada se muestra en la Figura 76 para el fluido de trabajo es una Parker 221G6606 de dos vías normalmente cerrada de $\frac{3}{4}$ " en acero inoxidable 316l, controlada por un solenoide Parker 481000 con voltaje de operación de 24[V_{DC}], este representa también la señal de control para la apertura, [24]. Se implementan dos válvulas de este tipo ubicadas en la carga del reactor, parte superior, y la descarga del mismo. Los requerimientos mínimos para la selección se detallan en la Tabla 27.

Tabla 27. Características mínimas para la selección de válvula de carga y descarga del fluido de trabajo

Características	Valor
Tamaño del puerto [in]	$\frac{3}{4}$
# de vías	2

Material de fabricación	Acero inoxidable
Temperatura máxima de trabajo[°C]	115
Actuador	Eléctrico 24[V _{DC}] ON/OFF



Figura 76. Válvula Parker serie 221G, [24].

La selección de válvulas para el proceso de cambio de temperatura en el reactor parte del requerimiento fijo que estén adecuadas especialmente para uso con vapor sobrecalentado. Existen dos válvulas que cumple distintas funciones durante el proceso.

La válvula bypass que intercambiará el fluido al interior del serpentín entre vapor y agua para los ciclos de calentamiento y enfriamiento respectivamente, las características mínimas de selección se especifican en la Tabla 28. La válvula bypass seleccionada es QL63M DIN15 PN25 (ver Figura 77) fabricada por Spirax Sarco en acero inoxidable 316l y temperatura máxima de trabajo de 400[°C] [25], con un actuador eléctrico AEL51_EL5970 (ver Figura 78) con voltaje de alimentación de 120[V_{AC}] y señal de control de 0 – 24[V_{DC}].

Tabla 28. Características mínimas para la selección de válvula bypass

Características	Valor
Material de fabricación	Acero inoxidable
# de vías	3
Dimensión de los puertos	DN15
Temperatura máx. de operación [°C]	250
Actuador	Eléctrico 24[V _{DC}] ON/OFF
Presión de trabajo [MPa]	> 0,8

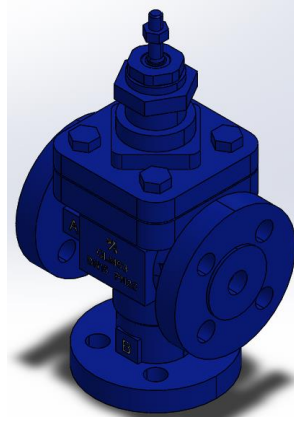


Figura 77. Válvula QL63M DN15 PN25
Fuente: Base de datos CAD de Spirax Sarco

Finalmente, se determina la válvula de entrada para el serpentín, las especificaciones mínimas se detallan en la Tabla 29. La válvula seleccionada para esta entrada del circuito de calentamiento/enfriamiento es una KE63 DN15 PN25 (ver Figura 79) fabricada por Spirax Sarco en acero inoxidable 316l y temperatura máxima de trabajo de 400[°C] [26], con el mismo actuador eléctrico para la válvula bypass AEL51_EL5970 (ver Figura 78).

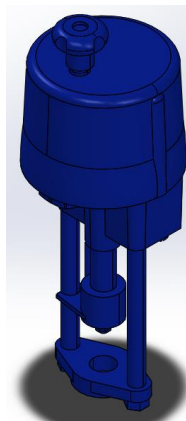


Figura 78. Actuador eléctrico AEL51_EL5970

Tabla 29. Requerimientos mínimos para la válvula de entrada del serpentín

Características	Valor
Material de fabricación	Acero inoxidable
# de vías	2
Dimensión de los puertos	DN15
Temperatura máx. de operación [°C]	250
Actuador	Eléctrico 24[V _{DC}] ON/OFF

Presión de trabajo [MPa]	> 0,8
--------------------------	-------

Fuente: Base de datos CAD de Spirax Sarco

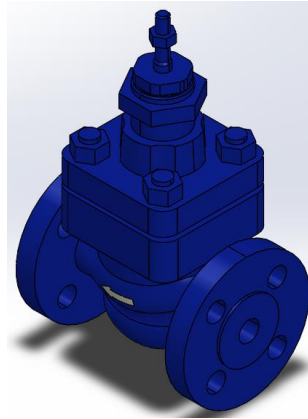


Figura 79. Válvula KE63 DN15 PN25

Fuente: Base de datos CAD de Spirax Sarco

6.2.4 VARIADOR DE FRECUENCIA

La selección del variador de frecuencia (VF) depende directamente de la potencia nominal del motor, se considera un ambiente industrial donde se dispone de $220[V_{AC}] 2\phi$, el variador seleccionado deber tener un potencia nominal de 2[HP]. Por otra parte, se analiza el tipo de interfaz que comparte con la unidad lógica de control PLC, se ha diseñado el circuito eléctrico para que el variador de frecuencia interactúe con el PLC a través de una salida digital de este último conectado a una entrada digital configurable del VF, a partir de estas necesidades se desarrolla la Tabla 30 de requisitos mínimos del variador

Tabla 30. Requisitos mínimos para la selección del variador de frecuencia.

Características	Valor
Voltaje de alimentación [V_{AC}]	220[V] 2ϕ
Potencia del variador [hp]	2
Frecuencia máxima [Hz]	60
# de entradas digitales configurables para control	1



Figura 80. Variado Siemens Sinamics G110, [27]

Se selecciona el variador de frecuencia Siemens Sinamics G110 6SL3211-0AB17-5UA1, de la Figura 80, con potencia nominal de 2 [hp].

El VF G110 6SL3211-0AB17-5UA1 funciona con un voltaje de alimentación de 220[V_{AC}] 2 ϕ , una frecuencia máxima de salida establecida de 50[Hz] o 60[Hz], posee 4 entradas digitales programables para el control del variador [27].

6.2.5 HMI

La interfaz hombre máquina, por sus siglas en inglés (Human Machine Interface) seleccionada para este proyecto es una Simatic KTP600 basic color PN de 6[in] que se muestra en la Figura 81, posee interfaz Profinet y se alimenta con 24[V_{DC}]. Es táctil y cuenta con 6 botones de función programables. En este dispositivo se muestran las variables del sistema que requieren monitoreo, se establece el punto de operación para la temperatura del reactor, y recepta comandos del usuario para el inicio o fin del ciclo de trabajo.



Figura 81. HMI Simatic KTP600 basic color PN

Fuente: www.siemens.com

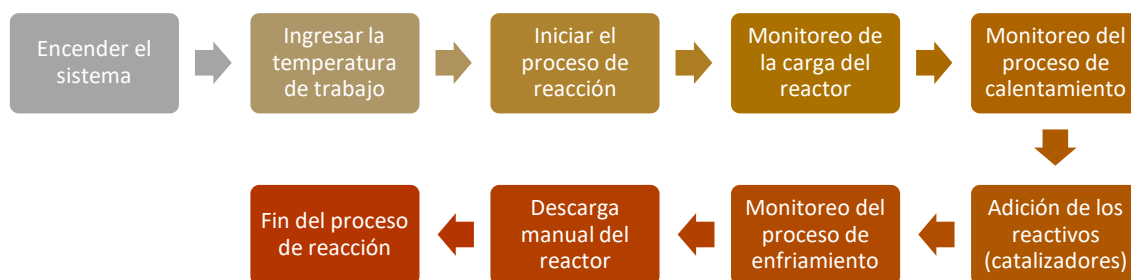


Figura 82. Diagrama de bloques de la operación del reactor desde la HMI

En la Figura 82 se presenta un diagrama de bloques de la operación del reactor y las acciones que se pueden realizar desde la interfaz gráfica en la HMI del sistema.

6.2.6 PROTECCIONES ELÉCTRICAS

La selección de protecciones eléctricas depende de las especificaciones del fabricante de cada uno de los dispositivos, en la Tabla 31 se muestra las protecciones necesarias para un funcionamiento correcto de todo el sistema tanto eléctrico como electrónico, para más detalles revisar el plano eléctrico D02-001 y D02-002 anexo al documento.

Tabla 31. Protecciones para dispositivos eléctricos y electrónicos del reactor para MMA

Dispositivo	Protección	Ubicación
PLC S7-1212C AC/DC/Relay	Fusible $I_n=1$ [A]	L. alimentación
	Fusible $I_n = 300$ [mA]	+ Fuente 24[V]
VF G110 6SL3211-0AB17-5UA1	Interruptor diferencial $2 * 30$ [A] * 500 [mA]	L1. alimentación L2. alimentación
	Fusible $I_n = 35$ [A]	L1. alimentación
	Interruptor térmico 3ϕ $I_n = 15$ [A]	R, S, T
Solenoides Parker 481000	Fusible $I_n = 500$ [mA]	+ alimentación/señal

6.3 DISEÑO INFORMÁTICO

El programa que rige el comportamiento del reactor está fundamentado en el cumplimiento de condiciones de operación que establecen inicios o finales del

proceso de funcionamiento, a continuación, se detallan los procesos que componen un ciclo normal de operación.

- Carga del reactor.
- Calentamiento de MMA.
- Tiempo de espera de reacción del MMA.
- Enfriamiento.
- Descarga del reactor.

Las condiciones de operación se expresan en la Tabla 32.

Tabla 32. Condiciones de inicio y fin para los procesos del ciclo de trabajo del reactor de MMA

Proceso	Cond. de inicio	Cond. de final
Carga del reactor	Comando de inicio dado por el operador	$Nivel_{MMA} = 40[\text{mm}]$
Calentamiento de fluido	$Nivel_{MMA} = 40[\text{mm}]$	$T_{MMA} = 80[^\circ\text{C}]$
Reacción del fluido	$T_{MMA} = 80[^\circ\text{C}]$	$\mu_{MMA} > 600[\text{cP}]$
Enfriamiento	$\mu_{MMA} > 600[\text{cP}]$	$T_{MMA} = 30[^\circ\text{C}]$
Descarga del reactor	$T_{MMA} \leq 30[^\circ\text{C}]$ Comando de descarga dado por el operador	$Nivel_{MMA} = 0[\text{mm}]$ $\mu_{MMA} < 10[\text{cP}]$

A partir de estos procesos y sus condiciones de ejecución se presenta el diagrama de flujo para un ciclo de operación del reactor para MMA (ver Figura 85). En la zona marcada por una línea segmentada de la Figura 85 se evidencia el controlador por histéresis para la temperatura.

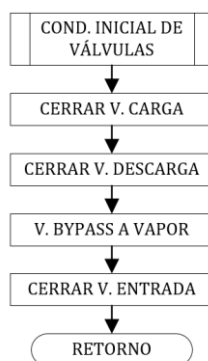


Figura 83. Diagrama de flujo para la rutina de "Condiciones iniciales para las válvulas"

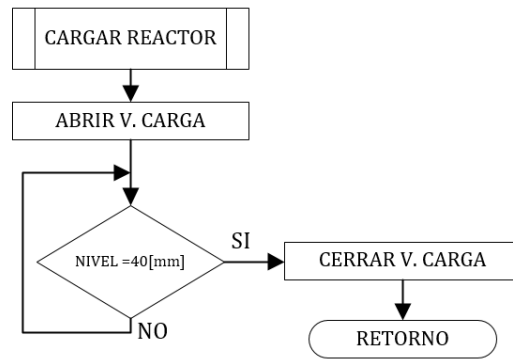


Figura 84. Diagrama de flujo para la rutina de "Carga del reactor"

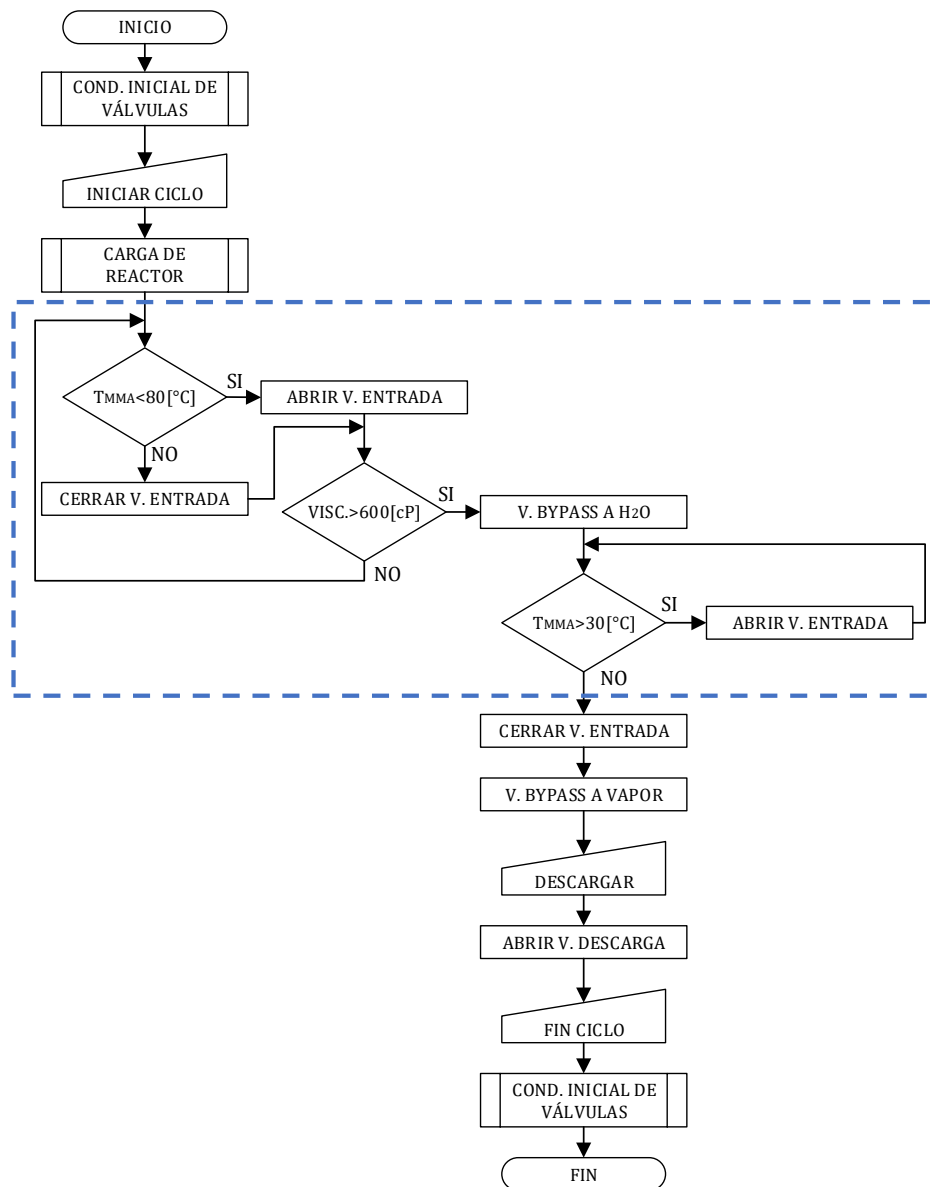


Figura 85. Diagrama de flujo de un ciclo de operación del reactor para MMA

6.3.1 INTERFAZ GRÁFICA

La interfaz gráfica permite una alternativa para la operación, donde el operador pueda interactuar y conocer valores de variables relevantes del reactor, así como estados de los actuadores.

La interfaz gráfica se realiza en una HMI Simatic KTP600 basic color PN y se compone de una imagen inicial en donde se indica el nombre de la máquina y consta de dos botones, uno que permite el paso a la imagen de operación del reactor y otro botón del sistema que finaliza la ejecución del runtime.exe

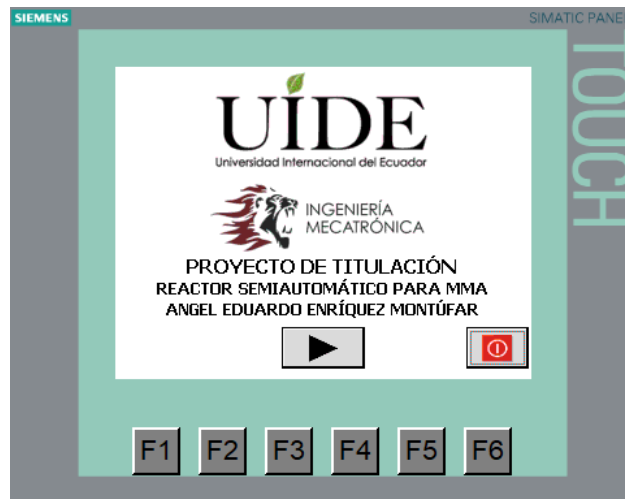


Figura 86. Imagen inicial de la interfaz gráfica

La imagen de operación que se muestra en la Figura 87 indica el estado de las válvulas, el color rojo representa una válvula cerrada mientras que el color verde representa una válvula abierta, al igual existe un motor que simboliza el agitador, barras de nivel indican el estado de las variables obtenidas por los sensores de nivel, temperatura y viscosidad al igual en cuadros de texto se indica el valor exacto de los sensores. El operador cuenta con 3 botones en la interfaz, numerados que indican el orden de comandos.

1. Iniciar
2. Descargar
3. Fin

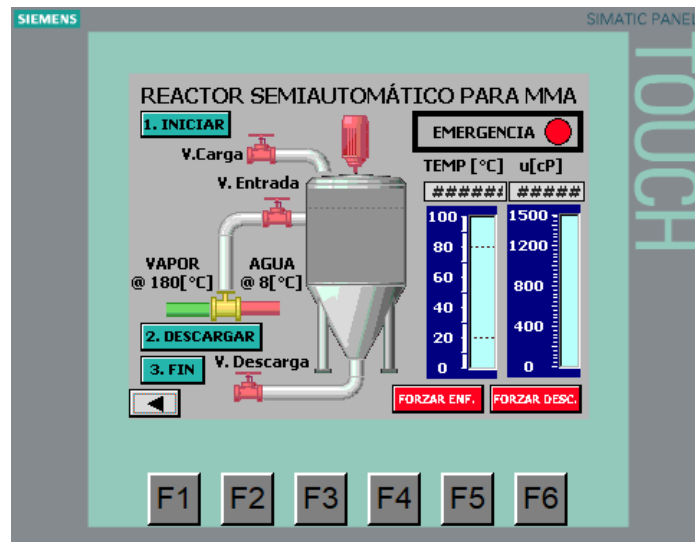


Figura 87. Imagen de operación de la interfaz gráfica del reactor

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] P. Doran, Principios de ingeniería de los bioprocesos, San Diego, CA: ACADEMIC PRESS INC., 1995.
- [2] R. Perry, Manual del ingeniero químico, tomo II, Kansas: MCGRAW-HILL, 1992.
- [3] J. Couper, R. Penny, J. Fair y S. Walas, Chemical process equipment - Selection and design, Oxford: Elsevier, 2012.
- [4] K. Coker, Chemical kinetics and reactor desing, Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 2001.
- [5] F. Technology, «Made in China,» [En línea]. Available: <https://image.made-in-china.com/202f0j10rAdtheZafvcD/Stainless-Steel-Fermenters-Chemical-Reactors-5000liter-Jacketed-Reactor-Fermenter.jpg>. [Último acceso: 22 01 2020].
- [6] W. Bauer, «Methacrylic acid and derivatives,» *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*, vol. 21, nº 6, pp. 585-597, 2000.

- [7] R. Bates, P. Fondy y R. Corpstein, «Examination of some geometric parameters of impeller power,» *I&EC PROCESS DESIGN AND DEVELOPMENT*, vol. 2, nº 4, pp. 310-314, 1963.
- [8] R. L. Norton, *Diseño de máquinas - Un enfoque integrado*, México D.F.: Pearson Education, 2011.
- [9] R. Budybas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México D.F.: McGraw-Hill, 2008.
- [10] Y. A. Çengel, *Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico*, Mexico D.F: McGraw-Hill, 2007.
- [11] V. Faires, *Diseño de elementos de maquinas*, Barcelona: Montaner y Simon S.A., 1965.
- [12] IVAN BOHMAN C.A, *Catálogo de productos*, Quito, 2018.
- [13] R. Fitzgerald, *Mecánica de materiales*, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company Inc., 1996.
- [14] WEG, *Hoja de datos - Motor trifásico de inducción W22 IE2 2HP*, Rio de Janeiro: WEG, 2019.
- [15] The American Society of mechanical engineers, *Rules for construction of pressure vessels*, New York: ASME, 2004.
- [16] SKF, *Hoja de datos - RLS 8*, Gotemburg: SKF, 2010.
- [17] Indura S.A., *Hoja de datos electrodo E308L-16*, Quito: Indura, 2005.
- [18] Y. Cengel y M. Boles, *Termodinámica*, México D.F.: McGraw-Hill, 2011.
- [19] Siemens, *S7 Controlador programable S7-1200, manual del sistema*, 2009.
- [20] PAC - Cambridge Viscosity, *In-Tank Sensors viscosity sensors*.
- [21] Siemens, *Easy book A5302486774-AG*, 2015.
- [22] Instrumatic, *Termopar de acero inoxidable, hoja de datos*.

- [23] Parker, *Stainless Steel Valves Brochure*.
- [24] Spirax Sarco, *QLM and QLD Series DN15 to DN100, installation and maintenance instructions*.
- [25] Spirax Sarco, *Actuadores eléctricos lineales serie AEL5 para valvulas DN15 a DN100*.
- [26] Spirax Sarco, *Spira-Trol DN to DN100, KE, KF and KL two port control valves*.
- [27] Sick sensor intelligence, *LFP05000-N1NMB, hoja de datos*.
- [28] Siemens, *Sinamics G110, características e instrucciones de servicio (resumen)*, 2011.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- W_i : altura del aspa
- D_t : diámetro total del tanque
- L_i : longitud del aspa
- D_i : diámetro de la turbina
- H_L : altura del fluido en el tanque
- H_i : altura del agitador con respecto al fondo del tanque
- W_b : ancho del deflector
- N_{Re} : número de Reynolds
- N_i : velocidad del agitador
- $Peje$: potencia al eje
- N_p : número de potencia
- P_o : presión externa en un cilindro de pared delgada

- P_i : presión interna en un cilindro de pared delgada
- r_o : radio externo del cilindro
- r_i : radio interno del cilindro
- σ_t : esfuerzo tangencial por presión hidrostática
- σ_a : esfuerzo axial por presión hidrostática
- P_h : presión hidrostática
- r_e : radio de cilindro de pared delgada
- e : espesor del cilindro
- σ' : esfuerzo combinado
- η_d : factor de diseño
- S_y : límite a la fluencia
- σ : esfuerzo permisible
- $h_{conv_{agit}}$: coeficiente de convección de un fluido en agitación
- Nu_{agit} : número de Nusselt en agitación
- ρ : densidad de un fluido
- k : coeficiente de conductividad térmica
- C_p : calor específico
- μ_b : viscosidad dinámica de un fluido a temperatura ambiente
- μ_w : viscosidad dinámica de un fluido a temperatura de trabajo
- \dot{Q}_{conv} : tasa de energía transferida por convección
- r_{cil} : radio del cilindro del tanque de reacción
- h_{cil} : altura del cilindro del tanque de reacción
- $r_{transicion}$: radio de la transición

- V_{total} : volumen total del tanque de reacción
- V_{cil} : volumen del cilindro del tanque de reacción
- $V_{transicion}$: volumen de la transición del tanque de reacción
- V_{real} : volumen real del tanque
- P_{motor} : potencia del motor
- η : eficiencia
- T_{eje} : torque en el eje
- ϕ_{eje} : diámetro del eje de la turbina
- $\eta_{d_{eje}}$: factor de diseño del eje de la turbina
- $\eta_{s_{eje}}$: factor de seguridad del eje de la turbina
- k_f : factor de concentración de esfuerzos para el cálculo de los esfuerzos normales
- k_{fs} : factor de concentración de esfuerzos para el cálculo de los esfuerzos cortantes
- M_{eje} : momento en el eje
- τ_T : esfuerzo cortante por torsión
- T : momento torsor
- J : segundo momento de área polar
- ϕ_{ext1} : diámetro externo acople eje – motor
- ϕ_{int1} : diámetro interno acople eje – motor
- S_{sy} : resistencia de fluencia al cortante
- S_{ut} : límite de resistencia a la tracción
- $\eta_{d_{acople\ eje-motor}}$: factor de diseño del acople eje - motor

- $\eta_{s\text{acople eje-motor}}$: factor de seguridad del acople eje – motor
- P_{aspa} : presión en el aspa
- F_{aspa} : fuerza en el aspa
- A_{aspa} : área en el aspa
- σ_f : esfuerzo flector
- $\sigma_{f\text{aspa}}$: esfuerzo flector del aspa
- $\eta_{d\text{aspa}}$: factor de diseño del aspa
- $\eta_{s\text{aspa}}$: factor de seguridad del aspa
- e_{aspa} : espesor del aspa
- ϕ_{disco} : diámetro del disco
- e_{disco} : espesor del disco
- τ' : cortante primario en la soldadura
- F_s : fuerza en la soldadura
- A_s : área del cordón de soldadura
- τ'' : cortante secundario en la soldadura
- $\tau_{\text{soldadura aspa-disco}}$: cortante total en la soldadura aspa – disco
- F_1 : peso de las aspas y el disco de la turbina
- $A_{s\text{circ}}$: área de soldadura circular
- $\tau'_{\text{eje-disco}}$: cortante primario en la soldadura eje – disco
- $\tau''_{\text{eje-disco}}$: cortante secundario en la soldadura eje – disco
- $Sut_{\text{electrodo}}$: límite de resistencia a la tracción del electrodo
- $\tau_{\text{soldadura aspa-disco}}$: cortante total en la soldadura aspa – disco
- σ_{perm} : esfuerzo normal permisible

- τ_{perm} : esfuerzo cortante permisible
- $\tau'_{aspa-disco}$: cortante primario en la soldadura aspa – disco
- $\tau''_{aspa-disco}$: cortante secundario en la soldadura aspa – disco
- r_2 : radio de la soldadura eje – disco
- $\tau_{soldadura\ eje-disco}$: cortante total en la soldadura eje – disco
- τ_{Tperno} : esfuerzo cortante por torsión en el perno
- $\tau_{CDperno}$: esfuerzo cortante por carga directa en el perno
- ϕ_{perno} : diámetro del perno de ensamble acople eje – motor
- F_2 : peso de aspas, disco y eje de turbina
- A_{perno} : área del perno de ensamble acople eje – motor
- η_{dperno} : factor de diseño del perno de ensamble acople eje – motor
- η_{sperno} : factor de seguridad del perno de ensamble acople eje – motor
- ϵ_{perm} : deformación permisible
- $\epsilon_{maxagit}$: deformación máxima en el agitador a causa de las cargas
- F_3 : ¼ del peso del motor
- $M_{maxdisco\ suj}$: momento máximo en el disco de la sujeción del agitador
- $\eta_{d\ disco\ suj}$: factor de seguridad en el disco de la sujeción del agitador
- $e_{disco\ suj}$: espesor del disco de la sujeción del agitador
- $\eta_{s\ disco\ suj}$: factor de seguridad del disco de la sujeción
- ϕ_{int2} : diámetro interno columna de sujeción del agitador
- ϕ_{ext2} : diámetro externo columna de sujeción del agitador
- F_4 : peso del motor y la turbina

- $\sigma_{Ax\ columna}$: esfuerzo normal axial en la columna
- $\tau_{T\ columna}$: esfuerzo cortante por torsión en la columna
- $\tau'_{\ columna}$: esfuerzo combinado en la columna
- $\eta_{S\ columna}$: factor de seguridad en la columna
- $\epsilon_{\ columna}$: deformación en la columna de la sujeción
- F_5 : peso total del motor del agitador
- $\tau'_{\ disco-columna}$: cortante primario en la soldadura disco – eje
- $\tau''_{\ disco-columna}$: cortante secundario en la soldadura disco – eje
- $\tau_{\ disco-columna}$: cortante total en la soldadura disco – eje
- r_3 : radio de la soldadura disco – columna
- F_6 : peso eje, aspas, disco y acople eje – motor
- F_{din} : carga dinámica equivalente en el rodamiento
- V : factor de pista de rotación del rodamiento
- X : factor de carga radial del rodamiento
- F_r : carga radial en el rodamiento
- Y : factor de carga axial del rodamiento
- F_a : carga axial en el rodamiento
- C_{req} : capacidad de carga requerida en el rodamiento
- F_L : factor de esfuerzo dinámico del rodamiento
- f_z : factor de tiempo del rodamiento
- f_n : factor de velocidad del rodamiento
- $\phi_{int\ rod}$: diámetro interno del rodamiento
- C : capacidad de carga del rodamiento

- D_{elipse} : diámetro mayor de la elipse de la tapa
- d_{elipse} : diámetro menor de la elipse de la tapa
- L_{elipse} : longitud de la elipse de la tapa
- $V_{tapa(\theta)}$: ecuación de singularidad para los cortantes en la tapa del reactor en función de θ
- $M_{tapa(\theta)}$: ecuación de singularidad para el momento en la tapa del reactor en función de θ
- $\eta_{d_{tapa}}$: factor de diseño de la tapa del reactor
- $\sigma_{f_{tapa}}$: esfuerzo normal flector en la tapa del reactor
- e_{tapa} : espesor de la tapa del reactor
- $\eta_{s_{tapa}}$: factor de seguridad de la tapa del reactor
- $\sigma_{Ax_{cilindro}}$: esfuerzo normal axial en el cilindro del tanque del reactor
- $\sigma_{a_{cilindro}}$: esfuerzo normal axial a causa de la presión hidrostática en el cilindro del tanque del reactor
- $\sigma_{t_{cilindro}}$: esfuerzo normal tangencial a causa de la presión hidrostática en el cilindro del tanque del reactor
- F_7 : peso del conjunto del agitador y tapa del reactor
- $e_{cilindro}$: espesor del cilindro del tanque de reacción
- $\sigma_{vert_{cilindro}}$: sumatorio de esfuerzos verticales en el cilindro del tanque de reacción
- $\sigma'_{cilindro}$: esfuerzos combinados en el cilindro del tanque de reacción
- $\eta_{s_{cilindro}}$: factor de seguridad del cilindro del tanque de reacción
- $e_{transicion}$: espesor de la transición del tanque de reacción
- $e_{deflector}$: espesor del deflector del tanque de reacción

- $\eta_{s_{deflector}}$: factor de seguridad del deflector del tanque de reacción
- F_8 : fuerza causada por la presión hidrostática en el deflector
- $\sigma_{f_{deflector}}$: esfuerzo normal flexor en el deflector del tanque de reacción
- $\eta_{s_{deflector}}$: factor de seguridad del deflector del tanque de reacción
- F_9 : peso del agitador, tapa, cilindro, deflectores y MMA
- $\sigma_{Ax_{apoyo}}$: esfuerzo normal axial en el apoyo inferior del tanque
- $\sigma_{f_{apoyo}}$: esfuerzo normal flexor en el apoyo inferior del tanque
- $\eta_{s_{apoyo}}$: factor de seguridad en el apoyo inferior del tanque
- e_{apoyo} : espesor del apoyo inferior del tanque
- ϵ_{tanque} : deformación en el tanque
- h_{conv} : coeficiente de convección natural
- Gr_L : número de Grashof
- $T_{pelicula}$: temperatura de película
- T_{∞} : temperatura ambiente
- T_s : temperatura de superficie
- Ra_L : número de Rayleigh
- Nu : número de Nusselt
- Pr : número de Prandtl
- ν : viscosidad cinemática
- β : coeficiente de expansión volumétrica
- $R_{h_{conv}}$: resistencia térmica por convección
- R_{cond} : resistencia térmica por conducción

- $R_{h_{conv_{agit}}}$: resistencia térmica por convección en agitación
- $\dot{Q}_{pérdidas}$: tasa de transferencia de calor perdido en el sistema
- R_{total} : resistencia térmica total
- Q : cantidad de energía calórica requerida en el sistema
- m : masa
- ΔT : variación de temperatura
- $\dot{Q}_{requerido}$: tasa de calor requerido para el calentamiento del sistema
- \dot{Q}_{MMA} : tasa de calor requerido para el calentamiento del fluido de trabajo, MMA
- $\dot{Q}_{tubería}$: tasa de calor requerido para el calentamiento de la tubería del serpentín
- P_{vapor} : presión del vapor
- h_{vapor} : entalpía del vapor
- Pr_{vapor} : número de Prandtl para el vapor
- k_{vapor} : factor de conductividad térmica del vapor
- $v_{específico_{vapor}}$: volumen específico del vapor
- ρ_{vapor} : densidad del vapor
- μ_{vapor} : viscosidad cinemática del vapor
- ν_{vapor} : viscosidad dinámica del vapor
- \dot{m}_{vapor} : flujo másico de vapor
- $\phi_{ext_{tub}}$: diámetro externo tubería del serpentín
- $\phi_{int_{tub}}$: diámetro interno tubería del serpentín
- $A_{circ_{interna_{tub}}}$: área circular interna de la tubería del serpentín
- $A_{circ_{transversal_{tub}}}$: área transversal de la tubería del serpentín

- Cp_{tub} : calor específico tubería del serpentín
- $\phi_{serpentín}$: diámetro del serpentín
- $P_{max\ tub}$: presión máxima en la tubería del serpentín
- T_{vapor} : temperatura del vapor
- P_{vapor} : presión del vapor
- $T_{sat\ a\ 0,1[MPa]}$: temperatura de saturación del vapor a 0,1[MPa]
- $h_{sat\ a\ 0,1[MPa]}$: entalpía de saturación del vapor a 0,1[MPa]
- $h_{vapor\ a\ T=180[°C]}$: entalpía del vapor a $T_{vapor} = 180[°C]$
- ΔT_{ln} : media logarítmica de temperatura
- $h_{frío}$: coeficiente de convección del fluido frío
- h_{cal} : coeficiente de convección del fluido caliente
- V_{vapor} : velocidad del vapor
- $h_{i\ vapor}$: entalpía inicial del vapor
- $h_{f\ vapor}$: entalpía final del vapor
- $U_{reactor\ calentamiento}$: coeficiente global de transferencia de calor durante el calentamiento
- $L_{tubería}$: longitud de la tubería del serpentín
- $m_{tubería}$: masa de la tubería del serpentín
- $Q_{gen\ exot}$: calor generado por la reacción exotérmica
- $Q_{absorver}$: cantidad de energía calórica que se puede absorber del sistema.
- T_{cent} : temperatura de entrada del fluido caliente
- $T_{c\ sal}$: temperatura de salida del fluido caliente
- $T_{f\ sal}$: temperatura de salida del fluido frío

- $T_{f_{ent}}$: temperatura de entrada de fluido frío
- P_{H_2O} : presión del agua de enfriamiento
- Cp_{H_2O} : calor específico del agua de enfriamiento
- $T_{i_{H_2O}}$: temperatura inicial del agua de enfriamiento
- $v_{específico_{H_2O}}$: volumen específico del agua de enfriamiento
- ρ_{H_2O} : densidad del agua de enfriamiento
- Pr_{H_2O} : número de Prandtl del agua de enfriamiento
- μ_{H_2O} : viscosidad cinemática del agua de enfriamiento
- ν_{H_2O} : viscosidad dinámica del agua de enfriamiento
- k_{H_2O} : coeficiente de conductividad del agua de enfriamiento
- $h_{i_{H_2O}}$: entalpía inicial del agua de enfriamiento
- $h_{f_{H_2O}}$: entalpía final del agua de enfriamiento
- V_{H_2O} : velocidad del agua de enfriamiento en el serpentín
- $N_{Re_{H_2O}}$: número de Reynolds del agua de enfriamiento
- Nu_{H_2O} : número de Nusselt del agua de enfriamiento
- $U_{reactor_{enfriamiento}}$: coeficiente global de transferencia de calor durante el enfriamiento
- $\dot{Q}_{max_{extracción}}$: tasa de calor máxima extraíble del sistema