

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**"MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH  
DE CAPACIDAD PARA HARINA DE PESCADO"**

**AUTOR:**

Bach. ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN

Bach. RONDÓN TERRONES MANUEL ERNESTO

**ASESOR:**

Ing. ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECÁNICO**

Nuevo Chimbote, Peru  
2019

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**“MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH  
DE CAPACIDAD PARA HARINA DE PESCADO”**

**AUTOR:** Bach: ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN  
Bach. RONDÓN TERRONES MANUEL ERNESTO

**ASESOR:** Ing. ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**Nuevo Chimbote – Perú**

**2019**



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**HOJA DE CONFORMIDAD DE ASESOR**

El presente informe de Tesis titulado **“MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH DE CAPACIDAD PARA HARINA DE PESCADO”**, elaborado por los bachilleres **ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN** y **RONDON TERRONES MANUEL ERNESTO** para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico. Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firma el presente trabajo en calidad de asesor.

---

**Ms. NELVER ESCALANTE ESPINOZA**  
**ASESOR**



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR**

El presente informe de Tesis titulado **“MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH DE CAPACIDAD PARA HARINA DE PESCADO”**, elaborado por los bachilleres **ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN** y **RONDON TERRONES MANUEL ERNESTO** para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue Revisado y Aprobado por el siguiente Jurado Evaluador

---

**Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ**  
**PRESIDENTE**

---

**M.Sc. ARQUÍMEDES IPARRAGUIRRE LOZANO**  
**SECRETARIO**

---

**Ms. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA**  
**INTEGRANTE**



**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS**

Siendo las 12:00 del mediodía, a los 27 días de Diciembre del dos mil diecinueve en el laboratorio de uso múltiple de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica, se instaló el Jurado de Evaluación del informe final de Tesis según T.R. N° 631-2019-UNS-CFI de fecha 20.12.2019, conformado por los siguientes docentes:

- ❖ **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz** **Presidente**
- ❖ **M. Sc. Arquímedes Iparraguirre Lozano** **Secretario**
- ❖ **Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza** **Integrante**

Para dar inicio a la Sustentación y Evaluación de la Tesis Titulada:

**“MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH DE CAPACIDAD DE HARINA DE PESCADO”**

Elaborada por los Tesistas Bachilleres en Ingeniería Mecánica:

**ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN**

**RONDON TERRONES MANUEL ERNESTO**

Teniendo como Asesor al: Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza, según T/R.D N° 787-2018-UNS-FI.

Terminada la sustentación, el Tesista respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes y en concordancia con el artículo 42° del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declaran:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN	20	SOBRESALIENTE

Siendo las 01:30 horas, se dio por terminado el Acto de Sustentación.

Nuevo Chimbote, 27 de Diciembre del 2019.

.....  
**Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz**  
Presidente

.....  
**M. Sc. Arquímedes Iparraguirre Lozano**  
Secretario

.....  
**Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza**  
Integrante



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS**

Siendo las 12:00 del mediodía, a los 27 días de Diciembre del dos mil diecinueve en el laboratorio de uso múltiple de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica, se instaló el Jurado de Evaluación del informe final de Tesis según T.R. N° 631-2019-UNS-CFI de fecha 20.12.2019, conformado por los siguientes docentes:

- ❖ **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz** **Presidente**
- ❖ **M. Sc. Arquímedes Iparraguirre Lozano** **Secretario**
- ❖ **Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza** **Integrante**

Para dar inicio a la Sustentación y Evaluación de la Tesis Titulada:

**“MODELACIÓN DE UN COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH DE CAPACIDAD DE HARINA DE PESCADO”**

Elaborada por los Tesistas Bachilleres en Ingeniería Mecánica:

**ABAL CÁCERES ANIBAL EINSTEIN**  
**RONDON TERRONES MANUEL ERNESTO**

Teniendo como Asesor al: Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza, según T/R.D N° 787-2018-UNS-FI.

Terminada la sustentación, el Tesista respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes y en concordancia con el artículo 42° del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declaran:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
<b>RONDON TERRONES MANUEL ERNESTO</b>	20	SOBRESALIENTE

Siendo las 01:30 horas, se dio por terminado el Acto de Sustentación.

Nuevo Chimbote, 27 de Diciembre del 2019.

  
.....  
**Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz**  
Presidente

  
.....  
**M. Sc. Arquímedes Iparraguirre Lozano**  
Secretario

  
.....  
**Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza**  
Integrante

## DEDICATORIA

*Este trabajo se lo dedicamos en primer lugar a Dios, quien cada día nos cuida y guía por el buen camino, por darnos fortaleza, paciencia y sabiduría para poder seguir adelante a pesar de las dificultades que se presentaron en el camino.*

*Así también, este trabajo va dedicado a nuestros padres por habernos formado con valores que han sido aspectos muy importantes en nuestro desarrollo como personas y profesionales.*

## AGRADECIMIENTOS

*Expresamos nuestro agradecimiento especial a nuestra Universidad Nacional del Santa (UNS) por habernos acogido estos años de estudio y formado como buenos profesionales para la sociedad.*

*Así mismo a los docentes que nos fueron inculcando y formando con valores, conocimientos y sus acertados consejos y enseñanzas oportunos, los cuales fortalecieron y reafirmaron nuestra vocación.*

*Un especial agradecimiento a nuestro asesor Ing. Nelver Escalante Espinoza por sus valiosos aportes, apoyo y tiempo incondicional sin los cuales no habríamos podido finalizar este proyecto de tesis.*

*A todas las personas que en forma indirectas nos apoyaron en la elaboración del presente trabajo de investigación de manera desinteresada.*

## ÍNDICE

DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
RESUMEN .....	13
ABSTRACT.....	14
I. INTRODUCCIÓN.....	15
1.1. ANTECEDENTES .....	15
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	16
1.3. OBJETIVOS .....	16
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	16
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	17
1.4. HIPÓTESIS.....	17
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL ESTUDIO .....	17
II. MARCO TEÓRICO.....	19
2.1. DEFINICIÓN DE COCEDOR .....	19
2.2. FACTORES QUE AFECTAN AL PROCESO DE COCCIÓN.....	19
2.3. TIPOS DE COCEDORES .....	19
2.4. CLASIFICACIÓN DE LOS COCEDORES .....	20
2.4.1. SEGÚN LA DIRECCIÓN QUE SIGUE LA MATERIA PRIMA.....	20
2.4.2. SEGÚN EL MECANISMO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	21
2.5. COMPONENTES DEL COCEDOR.....	22
2.6. PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL COCEDOR.....	24
2.7. CAPACIDAD EFECTIVA DE UN COCEDOR.....	25
2.8. ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN COCEDORES A VAPOR INDIRECTO.....	26
2.8.1. CONSERVACIÓN DE LA MASA PARA UN VOLUMEN DE CONTROL .....	27
2.8.2. ANÁLISIS DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE FLUJO ESTACIONARIO.....	28
2.8.3. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	29
2.8.4. ANÁLISIS DE EXERGÍA EN SISTEMA DE FLUJO ESTACIONARIO .....	30
2.9. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR .....	31
2.9.1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN .....	32

2.9.1.1. CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO EN CILINDROS HORIZONTALES .....	33
2.9.2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.....	34
2.9.3. CORRELACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE CONVECCIÓN .....	36
2.10. ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	37
2.10.1. ESFUERZOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN .....	38
2.10.1.1. TEORÍA GENERAL DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE MEMBRANA EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN.....	38
2.10.1.2. RECIPIENTES CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.....	40
2.10.2. DETERMINACIÓN DE ESPESORES EN EL DISEÑO DEL CUERPO.....	42
2.10.2.1. ESPESOR REQUERIDO PARA EL CASCO Y CHAQUETA .....	43
2.10.2.2. ESPESOR REQUERIDO PARA EL ROTOR.....	44
2.10.3. DETERMINACIÓN DE ESPESORES EN LOS CABEZALES O TAPAS .....	44
2.10.4. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN SILLETAS .....	46
2.10.4.1. ESFUERZO FLEXIONANTE LONGITUDINAL .....	48
2.10.4.2. ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL .....	49
2.10.4.3. ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL .....	50
2.10.5. DISEÑO DE SILLETAS .....	51
2.11. ANÁLISIS MECÁNICO.....	52
2.11.1. SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS .....	52
2.11.2. DISEÑO DE EJES.....	54
2.11.2.1. DISEÑO DE EJES PARA EL ESFUERZO.....	55
2.11.2.2. RESISTENCIA A LA FATIGA.....	58
2.11.2.3. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	58
2.11.2.4. PREDICCIONES DE FALLA .....	60
2.11.2.5. DEFLEXIÓN EN EL DISEÑO DE EJES.....	62
2.11.3. SELECCIÓN DE RODAMIENTO .....	62
2.11.4. SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO.....	63
2.12. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.....	64

2.12.1. SIMULACIÓN DE ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS MEDIANTE AUTODESK NASTRAN IN – CAD.....	65
III. MATERIALES Y MÉTODOS.....	68
3.1. MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN.....	68
3.2. METODOLOGÍA UTILIZADA .....	68
3.3. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN .....	68
3.4 MEDIOS Y MATERIALES.....	69
IV. CÁLCULOS .....	70
4.1 CAPACIDAD EFECTIVA DEL COCEDOR.....	70
4.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO.....	71
4.2.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA .....	71
4.2.3. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS DE CALOR .....	72
4.3 ANÁLISIS EXERGÉTICO .....	77
4.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	79
4.4.1. ESPESOR REQUERIDO PARA EL CILINDRO INTERIOR (CASCO).....	79
4.4.2. ESPESOR REQUERIDO PARA LA CHAQUETA .....	82
4.4.3. ESPESOR REQUERIDO PARA EL EJE DEL ROTOR.....	83
4.4.4. ESPESOR REQUERIDO DE LA TAPA .....	84
4.4.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN SILLETAS .....	85
4.4.5.1 DISEÑO DE LOS SOPORTES.....	85
4.5 ANÁLISIS MECÁNICO .....	88
4.5.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL MOTOR.....	88
4.5.2. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL REDUCTOR .....	90
4.5.3. CÁLCULO DE LA DE TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS.....	91
4.5.4 CÁLCULO DE EJE.....	94
4.5.5. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	109
4.5.6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO.....	110
V. RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	112
5.1. RESULTADOS.....	112
5.1.1. EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO.....	112

5.1.2. EVALUACIÓN TÉRMICA .....	112
5.1.3.EVALUACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES Y COMPLEMENTARIOS DEL EQUIPO.....	113
5.1.3.1. EVALUACIÓN ESTRUCTURAL .....	113
5.1.3.2. EVALUACIÓN MECÁNICA.....	114
5.1.4. EVALUACIÓN DE LOS ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DEL COCEDOR.....	116
5.2. DISCUSIÓN DE RESULTADOS .....	118
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	121
6.1 CONCLUSIONES .....	121
6.2 RECOMENDACIONES.....	123
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	124
VIII. ANEXOS .....	126
8.1. ANEXO A: TABLAS .....	126
8.2. ANEXO B: FIGURAS COMPLEMENTARIAS .....	133
8.3. ANEXO C: PLANOS .....	138

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Cocedor vertical de vapor .....	20
Figura 2.2. Cocedor horizontal a vapor indirecto .....	21
Figura 2.3. Rotor ensamblado .....	23
Figura 2.4. Partes principales del estator .....	24
Figura 2.5. Volumen de control mostrando la transferencia de masa y energía .....	27
Figura 2.6. Flujos de exergía asociado a un volumen de control.....	31
Figura 2.7. Mecanismos de transferencia de calor.....	32
Figura 2.8. Conducción radial de calor a través de una coraza cilíndrica .....	33
Figura 2.9.Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor de un cilindro compuesto	34
Figura 2.10. Vista de corte del cocedor dónde se muestra la transferencia de calor .....	35
Figura 2.11. Esfuerzos de membrana en recipientes.....	39
Figura 2.12. Esfuerzos radiales y circunferenciales en un anillo delgado .....	41
Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre de un cilindro sometido a presión interna que muestra el esfuerzo longitudinal.....	42
Figura 2.14. Tapas planas abulonadas .....	45
Figura 2.15. Recipiente de presión horizontal apoyado en dos soportes tipo montura .....	47
Figura 2.16. Ubicación óptima de los soportes en un recipiente de presión horizontal largo .....	48
Figura 2.17. Placa de apoyo sobre un soporte tipo montura para recipientes horizontales .....	50
Figura 2.18. Ubicación de la fuerza horizontal en el diseño de silletas.....	51
Figura 2.19. Representación de las cargas producidas en una sección transversal del árbol .....	55
Figura 2.20. Diagrama de máxima energía y distorsión de los criterios de fallas .....	61
Figura 2.21. Tipos de elementos que componen la malla.....	65
Figura 2.22. Interfaz del programa Autodesk Nastran In – CAD.....	66
Figura 4.1. Volumen de control del cocedor .....	71
Figura 4.2. Sistema de transmisión de cocedor.....	91
Figura B.1. Valores del factor B para un recipiente sujeto a presión externa.....	133
Figura B.2. Valores del factor A para un recipiente sujeto a presión externa .....	133
Figura B.3. Determinación del factor de concentración de esfuerzos por fatiga $K_t$ .....	134
Figura B.4. Diagrama de cargas del rotor en el plano vertical .....	134

Figura B.5. Diagrama de cargas del rotor en el plano horizontal .....	135
Figura B.6. Análisis de esfuerzos mediante el software Nastran In – CAD para la silleta.....	135
Figura B.7. Análisis de esfuerzos mediante Nastran In – CAD en el eje motriz del cocedor .....	136
Figura B.8. Análisis de esfuerzos mediante Nastran In – CAD el rotor del cocedor .....	136
Figura B.9. Diagrama de flujo del proceso de elaboración de harina de pescado .....	137

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Datos del cocedor .....	70
Tabla 4.2. Datos de área de transferencia .....	70
Tabla 4.3. Capacidad efectiva del cocedor .....	71
Tabla 4.4. Datos del fluido caliente .....	73
Tabla 4.5. Propiedades del aire a la temperatura de película.....	74
Tabla 4.6. Datos técnicos del cocedor de 60 TPH .....	75
Tabla 4.7. Datos de vapor y materia prima .....	76
Tabla 4.8. Datos técnicos de vapor en el punto muerto .....	77
Tabla 4.9. Datos de esfuerzos de material de acero ASTM A-36.....	79
Tabla 4.10. Propiedades físicas de ASTM A-36 y AISI 1045 .....	99
Tabla 4.11. Factor de arranque .....	110
Tabla 5.1. Resultados de la evaluación de la capacidad del equipo .....	112
Tabla 5.2. Resultados de la evaluación térmica.....	112
Tabla 5.3. Resultados de la evaluación estructural.....	113
Tabla 5.4. Resultados de le evaluación mecánica.....	114
Tabla A.1. Propiedades de metales sólidos .....	126
Tabla A.2. Propiedades de materiales aislantes .....	127
Tabla A.3. Propiedades del agua saturada .....	128
Tabla A.4. Propiedades del aire a la presión de 1 atm.....	129
Tabla A.5. Valores de la constante K .....	130
Tabla A.6. Factor de eficiencias de juntas soldadas (E) .....	130
Tabla A.7. Factores combinados de choque y fatiga para ejes estacionarios .....	131
Tabla A.8. Factores combinados de choque y fatiga para ejes en rotación .....	131
Tabla A.9. Valores para determinar el factor de acabado superficial.....	131
Tabla A.10. Valores de coeficientes de seguridad.....	132
Tabla A.11. Factor de servicio para transmisiones por cadena.....	132

## RESUMEN

El presente proyecto de tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico consiste en realizar el modelado de un cocedor a vapor indirecto de 60 TPH para analizar los esfuerzos y deformaciones que se producen en el diseño del equipo, para luego evaluarlo mediante el método de análisis de elementos finitos a través del software Autodesk Nastran In – CAD.

A través de la metodología de PRODUCE, se determinó que la capacidad efectiva promedio del cocedor es de 61.5 TPH; además, en el análisis térmico se determinó que el consumo requerido de vapor saturado de 8596. 663 kg/h. Asimismo, mediante la metodología de la norma ASME para recipientes a presión se determinó que los espesores requeridos que tiene el cocedor es de 3/8, 1/2/ y 3/4 pulgadas. Igualmente se evaluó el modelo del cocedor mediante el método de análisis de elementos finitos para las componentes fundamentales del prototipo obteniendo como resultados un esfuerzo máximo de 6443 psi para la zona crítica en la silleta, un esfuerzo máximo de 94.7 MPa en el área crítica del rotor y una deflexión de 2 mm.

En consecuencia, el prototipo presentado en este proyecto sirve como un desarrollo teórico – práctico para el diseño de cocedores que a través del software Autodesk Nastran In – CAD se puede obtener un modelo mejorado y eficiente.

**Palabras clave:** cocedor a vapor indirecto, modelado, balance, resistencia, esfuerzos, deformaciones, elemento finito, Autodesk Nastran.

## ABSTRACT

This dissertation to earn the degree of Mechanical Engineer is based on carrying out the modeling of an indirect steam cooker of 60 TPH to analyze the stresses and deformations that occur in the design of equipment and then evaluate through the method of analysis of finite elements throughout Autodesk Nastran In – CAD software.

By means of PRODUCE's methodology, it was determined that the average capacity of cooker is 61.5 TPH; besides, in the thermal analysis it was found out that the required saturated steam consumption is 8596.663 kg/h. Likewise, using the methodology of ASME standard for pressure vessels it was determined that the required thickness of cooker is 3/8, 1/2, 3/4 inches. Furthermore, the prototype of cooker was looked over through of the finite element analysis method for the aim components of model, getting as a result a maximum stress of 6443 psi for the critical area in the saddle, a maximum stress of 94.7 MPa in the particular area of shaft, and a deflection of 2 mm.

Thus, the illustration of the model in this project serves as theoretical – practical development for the cooker's design that through the Autodesk Nastran In – CAD software we can reach an improved, reliable and efficient prototype.

**Key words:** indirect steam cooker, modeling, balance, strength, stress, deflection, finite element, Autodesk Nastran.

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. ANTECEDENTES

- **Estrada Almanza, Ferdinan (2012)** en su tesis para obtener el Grado Académico de Maestro en Ciencias con mención en Energética de la Universidad Nacional de Ingeniería, resume lo siguiente: En la presente tesis el autor redujo costos de producción y emisiones del medio ambiente a través de un ahorro energético realizando un análisis exergético de la planta, en la cual por medio de la teoría de sustancia pura basada en calores específicos, obtiene las entalpías, entropías y exergías de la sustancia del proceso, que a su vez estos valores calculados permite modelar las pérdidas y consumos energéticos en los equipos de la planta de harina de pescado. Asimismo, el tesista en el marco de su investigación establece parámetros de operación muestreados por distintos laboratorios de plantas de harina, y a su vez toma como referencia modelos matemáticos de diversos autores para calcular el calor específico de la materia prima, obteniendo así una variación en los resultados, trayendo consigo pérdidas de energía y una deficiencia en el costo de generación de vapor.
- **Manrique Zorrilla, Lauro (2008)** en su tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de Ingeniería recapitula lo siguiente: realizó un diseño de Secador Rotadisk con la finalidad de evaluar cada uno de los componentes principales y complementarios del equipo; asimismo, en el alcance teórico-práctico lleva a cabo el cálculo térmico y estructural del prototipo con el objetivo principal de una mejora para el desarrollo de Secadores Rotadisk, evaluando así la parte económica que existe entre fabricar e importar este equipo.

- **Aceijas Pajares, Winston (2011)** en su tesis para obtener el Grado de Maestría en Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería sintetiza lo siguiente: En la presente tesis optimiza el diseño existente de un secador rotatubos a vapor indirecto de capacidad de 20 TPH para posteriormente incrementar la capacidad de éste equipo a 40 TPH en materia prima, que demanda el sector pesquero nacional. Para llevar a cabo la optimización del secador rotatubos se innovó los componentes del sistema de suministro de vapor, adoptando chaqueta tipo media caña, la cual ayudó a obtener mayor rigidez en el casco y a su vez formar parte del área de calentamiento. A su vez, mediante el uso del software CAD, se analizó los componentes del secador y se verificó la resistencia mecánica de la estructura del secador optimizado aplicando el método de elementos finitos para el análisis de esfuerzos y deformaciones.

## **1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

Existe una limitación en el estudio del diseño mecánico y transferencia de calor a través de un análisis por elementos finitos para el diseño de cocedores industriales, lo cual surge la siguiente interrogante:

¿De qué manera el análisis por elementos finitos permitirá mejorar el modelado del cocedor a vapor indirecto de 60 TPH?

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL**

- Realizar el modelamiento de un cocedor a vapor indirecto de 60 TPH para analizar los esfuerzos y deformaciones que se produce en el diseño del equipo mediante el método de análisis por elementos finitos.

### **1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Evaluar y definir los parámetros críticos del diseño para determinar la capacidad efectiva del cocedor.
- Realizar el análisis térmico y de transferencia de calor en el cocedor para determinar el consumo de vapor requerido.
- Calcular y diseñar los elementos mecánicos principales, complementarios y de accionamiento del equipo.
- Analizar los esfuerzos y deformaciones de los elementos mecánicos principales del cocedor a través de un análisis por elementos finitos mediante el software Autodesk Nastran In-CAD.

### **1.4. HIPÓTESIS**

Si el análisis por elementos finitos permite optimizar los componentes críticos del prototipo, entonces se obtendrá un diseño adecuado en el modelado del cocedor a vapor indirecto de 60 TPH para harina de pescado.

### **1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL ESTUDIO**

El presente estudio lleva a cabo el modelamiento de un cocedor a vapor indirecto donde se realiza el análisis térmico y estructural, así como, el diseño de sus componentes primarios y complementarios las cuales serán evaluadas posteriormente mediante un análisis por elementos finitos. La elaboración de este informe de tesis surge con la finalidad de establecer un modelo teórico – práctico para el desarrollo de diseño de cocedores industriales. Debido a que existe una insuficiencia de datos y una limitación bibliográfica para llevar a cabo el modelamiento de cocedores industriales, la importancia de este presente estudio es establecer criterios y parámetros

que sirvan como base para la realización de próximas investigaciones, de la misma manera, la fabricación de cocedores con tecnología nacional.

## **II. MARCO TEÓRICO**

### **2.1. DEFINICIÓN DE COCEDOR**

Los cocedores para harina de pescado presentan forma cilíndrica, en su interior contiene un gusano transportador la cual permite el movimiento de la materia prima a través de él. Estos cocedores suelen tener grandes longitudes para lograr la cocción del pescado. El objetivo principal de un cocedor es cocinar el pescado de tal manera que el consumo de combustible sea menor, por tal motivo los diseños de estos cocedores requieren el uso de gusanos transportadores con un diámetro relativamente grande.

### **2.2. FACTORES QUE AFECTAN AL PROCESO DE COCCIÓN**

1. La caída de presión de los calderos, motivo por el cual en el tiempo de residencia dado se limita a cocinarse y a eliminar la grasa del pescado por lo que genera que al momento de ingresar al proceso de drenado y prensado el queque salga grasoso y una mala calidad de harina.
2. La velocidad del equipo en el sistema de transmisión por lo que actualmente las velocidades de los cocedores no deben variar entre 2-8 RPM, de esta manera respetar el tiempo de residencia dado para la cocción.
3. La acumulación de condensados almacenados en el interior del rotor y las chaquetas, para ello es necesario mantener abierta las válvulas del bypass de las trampas de vapor.

### **2.3. TIPOS DE COCEDORES**

Existen dos tipos de cocedores; los cocedores a vapor directo e indirecto. En los cocedores a vapor directo, el pescado se cose al ser expuesto de forma directa al fuego, mientras que, en los cocedores a vapor indirecto, la materia prima se cose mediante la inyección de vapor.

## 2.4. CLASIFICACIÓN DE LOS COCEDORES

Los cocedores para harina de pescado se clasifican de acuerdo a la dirección en el que se transporta la materia prima y el mecanismo de transferencia de calor.

### 2.4.1. SEGÚN LA DIRECCIÓN QUE SIGUE LA MATERIA PRIMA

#### Cocedores Verticales

En este tipo de cocedores, la materia prima se transporta verticalmente (figura 2.1), es decir el eje se sitúa de forma vertical. Estos cocedores no son usados para la cocción en el proceso de la harina de pescado, pero tienen uso en la cocción de atún. También tienen uso frecuente en el calentamiento y cocción de semillas, pastas, etc.

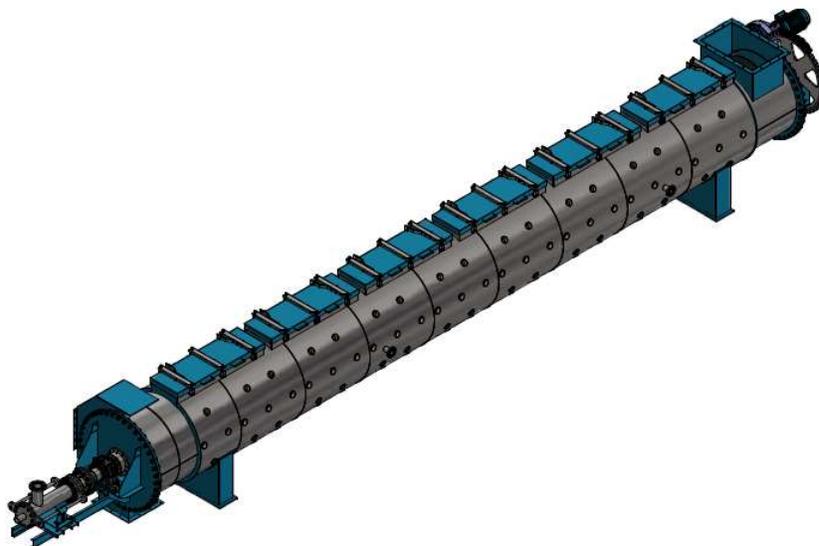


*Figura 2.1. Cocedor vertical de vapor  
Fuente: Catálogo ECIRTEC*

#### Cocedores Horizontales

En este tipo de cocedores, el flujo de la materia prima es llevado mediante unos tornillos helicoidales de gran diámetro en una dirección horizontal. Estos tipos de cocedores (figura 2.2)

son los más usados en la producción de harina de pescado debido a que permite ingresar grandes cantidades de materia prima y a su vez permite un fácil mantenimiento.



*Figura 2.2. Cocedor horizontal a vapor indirecto  
Fuente: Elaboración Propia*

#### **2.4.2. SEGÚN EL MECANISMO DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

De acuerdo a la forma como se suministra el vapor para el proceso de cocción del pescado, los cocedores pueden clasificarse en tres tipos.

##### **Cocedores Directos**

Este tipo de cocedores presenta un sistema de inyección de vapor mediante válvulas. El vapor inyectado está en contacto directo con la materia prima, lo cual trae como consecuencia que el vapor se condense en la masa y tenga que ser removido de ella en procesos subsiguientes. En estos tipos de cocedores la transferencia de calor entre el vapor y la materia prima se por conducción.

##### **Cocedores Indirectos**

En cocedores indirectos el vapor que se inyecta no entra en contacto directo con la materia prima, por el contrario, el vapor es inyectado a un sistema de chaquetas circundantes y al interior del eje hueco del gusano transportador. En estos cocedores la transferencia de calor se da mediante

convección (del vapor proveniente de las calderas a la chaqueta) y conducción (desde la chaqueta a la materia prima)

### **Cocedores Mixtos**

Es una combinación de los tipos de cocedores mencionados anteriormente, presentan un sistema de cocción indirecto, mediante chaquetas circundantes y circulación de vapor por el interior del eje del gusano transportador, además presenta un sistema de tuberías que inyectan vapor de forma directa al interior de la cocina y por ende al producto. Actualmente estos tipos de cocedores son también llamados cocedores a vapor indirecto. En este tipo de equipos, cada uno de los sistemas de inyección aporta su propio mecanismo de transferencia de calor mediante convección y conducción, mientras que el sistema directo aporta la transferencia de calor únicamente por conducción.

## **2.5. COMPONENTES DEL COCEDOR**

### **1. ROTOR**

Un eje helicoidal formado por un tubo central y aletas de doble pared que se encuentran soldadas al tubo central tal como se muestra en la figura 2.3. El vapor fluye por el interior del rotor e ingresa a los helicoides por medio de tubos montados radialmente. El vapor, luego de ceder el calor y convertirse en condensado, se evacua a través de otra fila de tubos. El rotor es accionado mediante un sistema de transmisión de cadena, impulsada por un motoreductor. El motor suele ir acompañado de un variador de frecuencia para regular la velocidad de salida del rotor.



*Figura 2.3. Rotor ensamblado  
Fuente: Elaboración Propia.*

## **2. ESTATOR**

Conformado por dos cilindros concéntricos, siendo uno de ellos el casco y el otro la chaqueta tal como se muestra en la figura 2.4. La transferencia de calor se por contacto de la parte interna (casco) con el producto. Las partes principales del estator son:

- Boca o chute de carga: Por la cual ingresa el pescado.
- Boca o chute de descarga: A través de la cual se extrae el pescado ya cocido.
- Soporte fijo y deslizante.
- Tapas de escotilla: Sirven para realizar la limpieza del cocedor cuando está detenido.

Cuando el cocedor está en funcionamiento las tapas deben de estar completamente cerradas para evitar quemaduras o pérdidas de vapor.

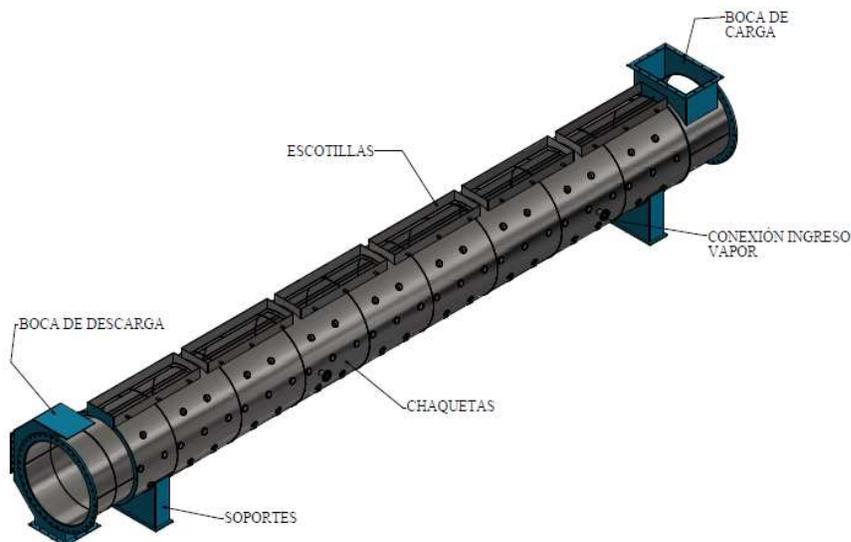


Figura 2.4. Partes principales del estator  
Fuente: Elaboración Propia.

### 3. SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión está conformado por una base, un motor eléctrico, acoplamiento, reductor, piñón motriz, catalina, cadenas de transmisión, variador de frecuencia y guarda.

### 4. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR

El vapor proveniente de los calderos se conecta al manifold de línea de vapor del cocedor y desde ahí se distribuye vapor al rotor y a las chaquetas de alimentación y descarga. El rotor es alimentado por vapor proveniente de las calderas, que llega al rotor mediante una derivación del manifold, primero pasando por una válvula y luego por la junta rotativa.

### 2.6. PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL COCEDOR

- TEMPERATURA (T1) DE LA MATERIA PRIMA AL INGRESO DEL COCEDOR

La temperatura (T1) promedio de la materia prima al ingreso del cocedor a vapor indirecto es de 15°C.

- TEMPERATURA (T2) DE LA MATERIA PRIMA A LA SALIDA DEL COCEDOR

Teóricamente la temperatura (T2) del pescado ya cocido a la salida del cocedor debería ser igual a la temperatura del vapor saturado dentro del cocedor, es decir, igual a 100°C ya que la presión en el interior del cocedor es aproximadamente 1 atmósfera, sin embargo, se considerará una temperatura promedio de 95°C debido a que el medio ambiente circula al chute de salida.

- TEMPERATURA (T3) DEL VAPOR DENTRO DE LAS CHAQUETAS Y EJE DEL COCEDOR

La presión manométrica máxima de trabajo en las chaquetas y el eje está en un promedio de 4 bares, por lo que la temperatura (T3) será igual a la temperatura de saturación de 152.4°C.

## 2.7. CAPACIDAD EFECTIVA DE UN COCEDOR

En respuesta a la introducción de nuevas tecnologías en el procesamiento destinado a la obtención de productos con mayor valor agregado, el 22 de Marzo del 2002, la Dirección General de Procesamiento Pesquero emitió la Resolución Directoral N° 091-2002-PE-DNPP, en la que modifica las fórmulas o factores publicadas por la RD N°033-2001 PE-DNPP en la determinación de las capacidades de operación instaladas de plantas de procesamiento pesquero, y así mismo establecer la metodología para el cálculo de la capacidad instalada de los diversos equipos del sector pesquero. En la parte 1.1 correspondiente a los cocedores, indica que se aplicará la siguiente fórmula:

$$PE = 45.027 * N * f * [P * (D_c^2 - D_e^2) - (D^2 - D_e^2) * E] \quad (2.1)$$

$$N = \frac{L}{P * T} \quad (2.2)$$

- f= 0.75..... Cocedores Directos.
- f= 0.85..... Cocedores Mixtos.
- f= 0.95..... Cocedores Indirectos.

Dónde:

PE: Capacidad efectiva del cocedor en T/h

N: R.P.M. del eje.

f: factor de llenado del cocedor, según tipo.

T: 11 min, promedio del mínimo y máximo tiempo de cocción fijado entre 10 – 12 min.

L: Longitud entre chutes de carga y descarga (m).

P: Paso de las paletas o helicoides (m).

Dc: Diámetro interno del cilindro (m).

De: Diámetro exterior del eje (m).

D: Diámetro exterior del helicoide (m).

E: Espesor del helicoide, según tipo de cocedor (m).

## **2.8. ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN COCEDORES A VAPOR INDIRECTO**

El objetivo de este equipo tal como habíamos mencionado en apartados anteriores es de cocinar el pescado a una temperatura determinada para así obtener un producto sólido (cake) que a su vez pasa por otros equipos para la obtención final del producto (harina de pescado). Para llevar a cabo este proceso donde la materia prima fluye a través de un sistema, se necesita de un análisis termodinámico. Este análisis nos permitirá determinar el comportamiento de la materia prima (pescado) que necesitamos controlar, y así aprovechar de forma útil y eficiente la energía necesaria en el requerimiento de esta fase.

Esto significa que para llevar a cabo el estudio de este proceso donde involucren cambios de temperatura, transformación de energía y las relaciones que existe entre el calor y trabajo, se fundamentará en conceptos de termodinámica. Howell y Buckius (1990) definen la termodinámica

como el estudio de la energía, sus formas y transformaciones, así como sus interacciones con la materia (p. 5).

Diversas aplicaciones de ingeniería en el sector industrial, se analizan de manera más adecuada como un volumen de control o sistema abierto (región del espacio a través de la cual puede fluir masa) (Shapiro, 2004). El análisis aplicado a un sistema abierto en el estudio de la energía en cocedores a vapor indirecto se desarrollará de acuerdo a los principios de conservación de la masa, la primera y segunda ley de la termodinámica; las cuales nos permitirán desarrollar los balances de energía y exergía en este equipo industrial.

### 2.8.1. CONSERVACIÓN DE LA MASA PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la termodinámica, al igual que la energía, es una propiedad conservada ya que ésta no se crea ni se destruye durante el proceso (Cengel y Boles, 2014). Para el análisis de conservación de la masa en los cocedores se requiere de un sistema abierto, debido a que la masa puede cruzar fronteras y a su vez se puede mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale, tal como se muestra en la figura 2.5.

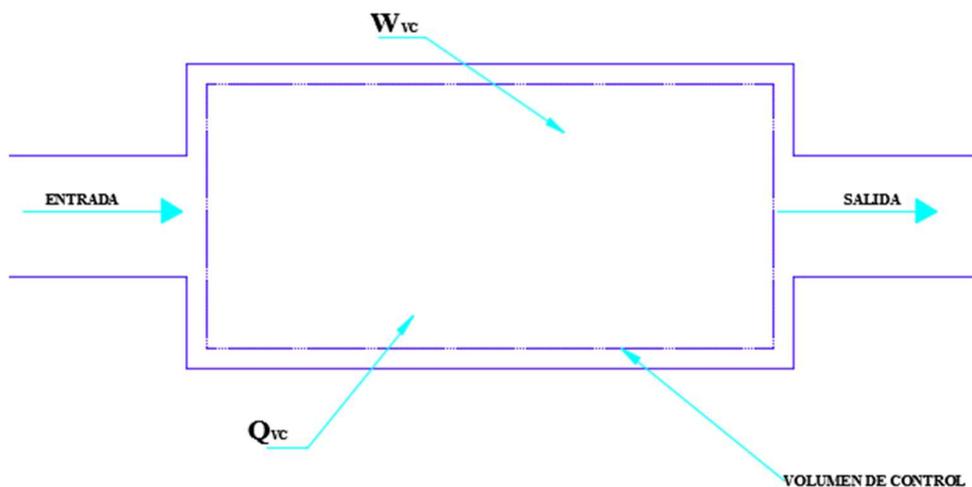


Figura 2.5. Volumen de control mostrando la transferencia de masa y energía  
Fuente: Elaboración propia

El principio de conservación de la masa para un volumen de control se expresa como la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo  $\Delta t$ , es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante  $\Delta t$  (Cengel y Boles, 2014, p.222). Este principio de conservación se puede expresar matemáticamente de la siguiente manera:

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{VC} \dots (kg) \text{ ó}$$

$$m_{entrada} - m_{salida} = dm_{VC}/dt \dots (kg/s) \quad (2.3)$$

En general, la ecuación anterior se puede expresar de la siguiente manera para diversas zonas de fronteras las cuales la materia ingresa y sale:

$$\sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s = \frac{dm_{VC}}{dt} \dots (kg/s) \quad (2.4)$$

Dónde  $\dot{m}_e, \dot{m}_s$  son los flujos máxicos a la entrada y salida del volumen de control respectivamente, y  $dm_{VC}/dt$  es la rapidez del cambio de masa con respecto al tiempo dentro del volumen de control.

El reconocimiento del calor y la energía interna como formas de energía sugiere una generalización de la ley de la conservación de la energía mecánica (Smith et al. 1997, p.22). Esta ley también conocida como la primera ley de la termodinámica se puede expresar matemáticamente como:

$$Q_{VC} - W_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} + g * z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{c_s^2}{2} + g * z_s \right) = \frac{dE_{VC}}{dt} \quad (2.5)$$

## 2.8.2. ANÁLISIS DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE FLUJO ESTACIONARIO

Para un sistema abierto en situación estacionaria, la condición de la masa contenida en el volumen de control y en la frontera no varía con el tiempo (Shapiro, 2004, p.157). Esto significa que las propiedades de la materia tales como volumen, masa, y el contenido total de energía transferidas mediante el calor y trabajo permanecen constantes durante el proceso de flujo

estacionario. Lo cual se establece que  $dm_{VC}/dt = 0$ , y el balance de masa queda expresado en la ecuación 2.4 de la siguiente manera:

$$\sum_e m_{entrada} = \sum_s m_{salida} \quad (2.6)$$

Además, en estado estacionario  $\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$ , la ecuación 2.5 se puede escribir de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} + g * z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{c_s^2}{2} + g * z_s \right) = 0 \quad (2.7)$$

Las ecuaciones 2.6 y 2.7 constituyen las ecuaciones de conservación y son las herramientas principales para analizar los sistemas abiertos, además de su uso característico en los procesos industriales.

### 2.8.3. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Este principio estudia la perfección de los procesos termodinámicos en la cual introduce una propiedad importante llamada entropía. La entropía es una propiedad extensiva del equilibrio en el cual se define como una medida de desorden. Ésta propiedad puede transferirse a un sistema por dos mecanismos principales; la transferencia de calor y flujo másico. La transferencia de calor hacia un sistema produce un aumento en su entropía debido a que la temperatura se incrementa generando un nivel de desorden molecular. La transferencia de entropía por transferencia de calor se expresa de la siguiente manera:

$$S_{calor} = \frac{Q}{T}; T = constante$$

La masa contiene tanto entropía como energía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. Tanto la entropía como la energía son llevadas hacia o desde un sistema por corrientes de materia, y las tasas de entropía y energía transportadas hacia o desde un sistema son proporcionales a la tasa de flujo másico. (Cengel y Boles, 2014, p.379). Cuando una masa

determinada entra o sale de un sistema, la acompaña entropía en una cantidad  $ms$ , expresada en la siguiente ecuación.

$$S_{masa} = ms \quad (2.8)$$

En el proceso de este análisis donde la mayoría de equipos industriales operan de forma estacionaria, la entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo de masa, así como la transferencia de calor. Por lo tanto no experimentan ningún cambio en su entropía ( $dS_{VC}/dt = 0$ )

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i * s_i - \sum \dot{m}_e * s_e + \dot{S}_{gen} = \frac{dS_{VC}}{dt} \quad (2.9)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} * (s_e - s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (2.10)$$

#### 2.8.4. ANÁLISIS DE EXERGÍA EN SISTEMA DE FLUJO ESTACIONARIO

La exergía es la cantidad de energía que podamos extraer como trabajo útil entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea, o entorno. Este sistema debe estar en estado muerto para maximizar la salida de trabajo. Un sistema está en su estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente, de tal manera que el sistema está a la temperatura y presión de su entorno.

En el análisis de exergía para un volumen de control, interfiere un mecanismo de transferencia de energía; el flujo másico a través de las fronteras. La mayoría de los sistemas abiertos desarrollados en la práctica operan de forma estacionaria, por lo tanto, no experimentan cambios en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes. Tal como se muestra en la figura 2.6.

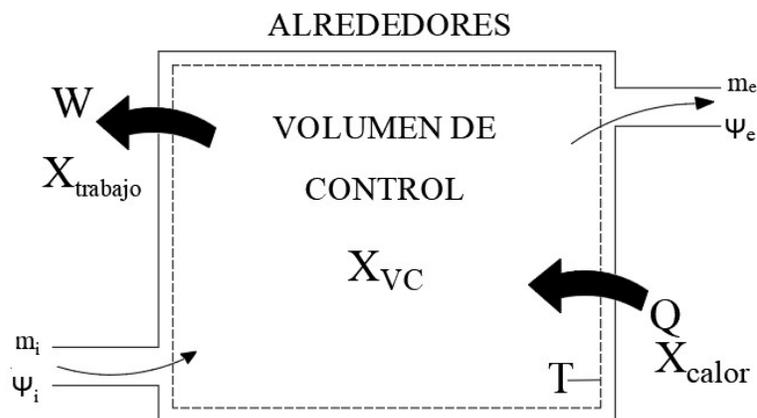


Figura 2.6. Flujos de exergía asociado a un volumen de control.  
Fuente: Termodinámica "Cengel & Boles" p. 460.

El balance de exergía para sistemas de flujo estacionario se expresa en la siguiente ecuación:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{dest} = 0 \quad (2.11)$$

Dónde:

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) + T_0(s_1 - s_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (2.12)$$

## 2.9. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de energía como calor es el proceso mediante el cual se transfiere energía de un medio que tiene la temperatura más elevada hacia otro de menor temperatura, y que ésta se desarrolla en casi cualquier proceso industrial y natural con la finalidad de aumentar su estabilidad, cocinarlos o calentarlos para su consumo.

Existen tres mecanismos diferentes de transferencia de calor que son conducción, convección y radiación tal como se muestra en la figura 2.7. Sin embargo, en los cocedores industriales intervienen dos de estos mecanismos que se definirán en los siguientes apartados.

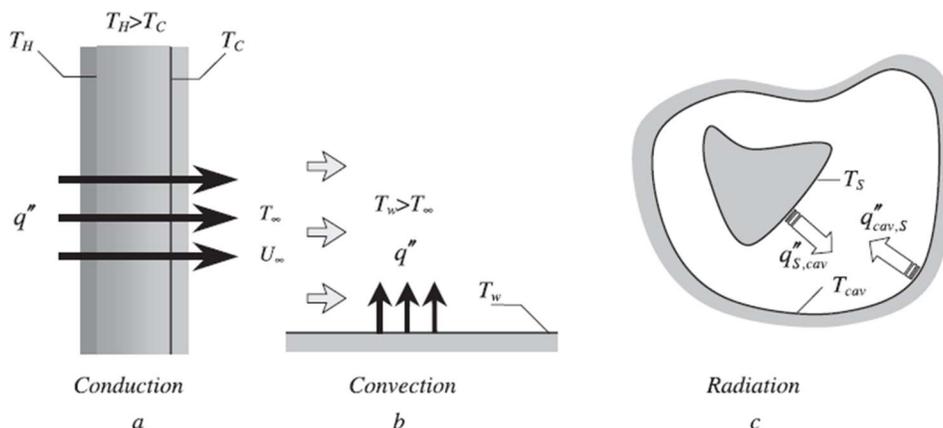


Figura 2.7. Mecanismos de transferencia de calor.  
Fuente: *Mechanical Engineer Handbook* p.451.

### 2.9.1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

La transferencia de calor por conducción se produce en sustancias no móviles, sólidos, líquidos o gases que experimentan gradientes de temperatura internos (Morega, 2007, p451). Entonces, la transferencia de calor por conducción se puede definir como la transferencia de energía de un estado más energético a otro menos energético debido a las interacciones entre esas partículas. El flujo de calor por conducción está definido mediante la ley de Fourier la cual se denota por la siguiente ecuación:

$$Q_{cond} = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad (2.13)$$

Dónde k es la conductividad térmica del material.

En los cocedores a vapor indirecto, la mayor parte de transferencia de calor se da por conducción en los gusanos helicoidales hacia la materia prima, pero también se da mediante el sistema de chaquetas circundantes hacia el pescado.

### 2.9.1.1. CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO EN CILINDROS HORIZONTALES

En los cocedores donde el vapor proveniente de las calderas alimenta a las chaquetas circundantes, el calor se pierde hacia el aire del exterior en la dirección radial, y como consecuencia la transferencia de calor por conducción desde un tubo largo se trata como un sistema unidimensional. En operación estacionaria, la temperatura del tubo permanece constante con el tiempo en cualquier punto, lo cual significa que la transferencia de calor hacia el tubo debe ser igual a la razón de transferencia hacia afuera del tubo.

Considerando un tubo cilíndrico largo a cierta temperatura en el interior y exterior tal como se muestra en la figura 2.8.

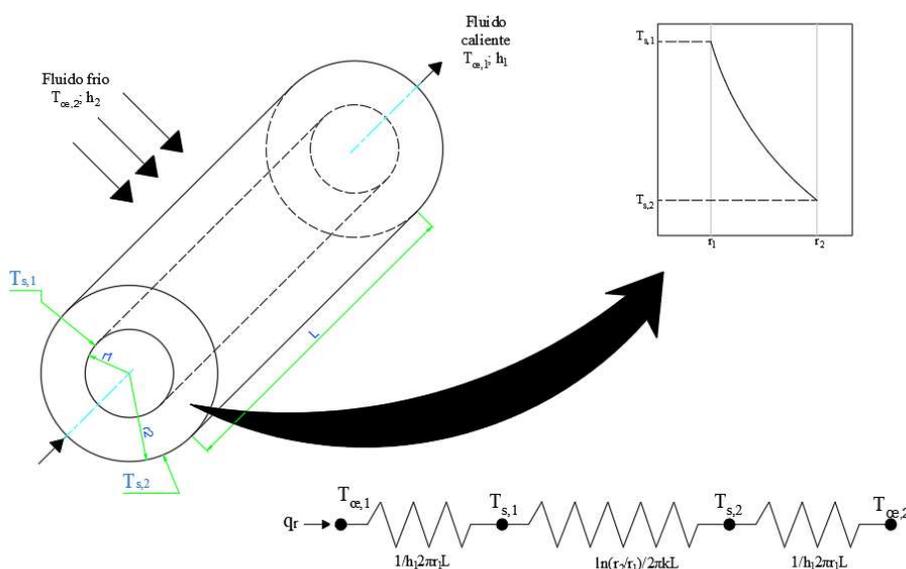


Figura 2.8. Conducción radial de calor a través de una coraza cilíndrica.  
Fuente: Fundamentos de transferencia de calor "Frank P. Incropera" p.91.

La ley de Fourier para la conducción de calor para la transferencia de calor en tubos horizontales se puede expresar como:

$$Q_{cond,cil} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \quad (W) \quad (2.14)$$

De acuerdo a la geometría del equipo, éstas están fabricados en un cilindro de doble pared con espacio anular o chaquetas dónde se inyecta el vapor, además que el equipo está cubierto por un material aislante, tal como se muestra en la figura 2.9.

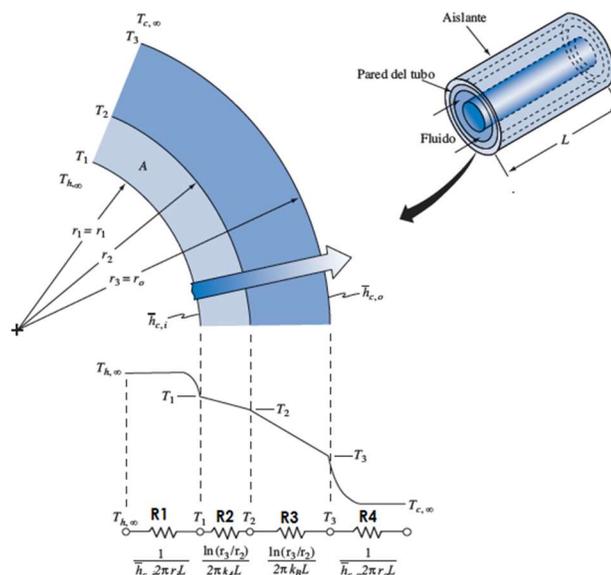


Figura 2.9. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor de un cilindro compuesto.

Fuente: Principios de Transferencia de Calor "Kreith, Manglik, Bohn" p.83.

Debido a que es un cilindro hueco, su superficie interna y externa se exponen a fluidos con diferentes temperaturas, se analizará como la transferencia de calor estacionaria en cilindros con capas múltiples, la cual se expresa como:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \quad (2.15)$$

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil,1} + R_{cil,2} + R_{cil,3} + R_{conv,2}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4} \quad (2.16)$$

## 2.9.2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La transferencia de calor por convección comprende dos mecanismos de ocurrencia simultánea, difusión o conducción, acompañada con transporte macroscópico del calor hacia (o desde) un

fluido en movimiento o circulando (Kreith, Manglik, Bohn, 2012, p.230). La rapidez de la transferencia de calor por convección se expresa por la ley de Newton de enfriamiento como:

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.17)$$

Dónde:  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/m^2\text{°C}$ )

En los cocedores a vapor indirecto la convección se da en la superficie interior del rotor y en la superficie exterior de la chaqueta. Según la geometría del equipo está formado por una pared cilíndrica compuesta (figura 2.10), dónde la superficie interna del tubo actúa como una cámara de vapor y se produce una transferencia de calor en la condensación debido a que el vapor entra en contacto con la materia prima que está a una temperatura por debajo de la temperatura de saturación, además en la superficie exterior el sistema pierde calor hacia el aire circundante a través del aislante con un coeficiente de transferencia de calor  $h_{c,0}$ .

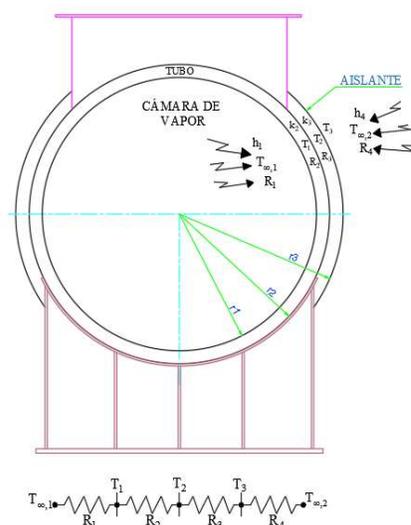


Figura 2.10. Vista de corte del cocedor dónde se muestra la transferencia de calor.

Fuente: Elaboración Propia

### 2.9.3. CORRELACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE CONVECCIÓN

Para determinar el coeficiente de calor por convección natural sobre una superficie que se ejerce en el aislante y los alrededores (medio ambiente), dependerá de la configuración geométrica y de la variación de temperatura que se ejercerá sobre la superficie y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene (Cengel y Boles, 2007, p.510). Para la configuración geométrica de los cocedores que actúa como cilindro horizontal, se determinará mediante la correlación empírica de Churchill y Chu (1975) para el número promedio de Nusselt.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 ; Ra_D \leq 10^{12} \quad (2.18)$$

Dónde  $Ra_D$  es el número de Rayleigh, el cual es el producto de los números de Grashof y de Prandtl.

$$Ra_D = Gr_D * Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} Pr \quad (2.19)$$

Dónde:

g: Aceleración gravitacional,  $m/s^2$ .

B: Coeficiente de expansión volumétrica,  $1/K$ .

$T_s$ : Temperatura de la superficie,  $^{\circ}C$ .

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie,  $^{\circ}C$ .

D: Diámetro del cilindro, m.

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido,  $m^2/s$ .

De acuerdo a la figura 2.10, se analiza el interior del cilindro como una cámara de vapor donde la materia prima entra en contacto con este para el proceso de cocción produciendo una

transferencia de calor en la condensación. Esto es debido a que el vapor proveniente de las calderas entra en contacto con el pescado cuya temperatura está por debajo de la temperatura de saturación de ese vapor generando una forma de condensación en película en la superficie del cilindro. Cengel y Boles (2007) menciona que, en la condensación en película, el condensado moja la superficie y forma una película de líquido sobre la superficie, la cual resbala hacia abajo debido a la influencia de la gravedad (p.98). Para tubos horizontales, el coeficiente de convección en la condensación se expresa mediante la siguiente relación.

$$h_{horiz} = 0.729 \left[ \frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}} (W/m^2 \cdot ^\circ C) \quad (2.20)$$

$h_{fg}^*$ , es el calor latente modificado de vaporización

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{sat} - T_s) \quad (2.21)$$

Dónde:

$g$ : Aceleración gravitacional,  $m/s^2$ .

$\rho_L, \rho_V$ : Densidades del líquido y del vapor, respectivamente,  $kg/m^3$ .

$\mu_L$ : Viscosidad del líquido,  $kg/m \cdot s$ .

$k_l$ : Conductividad térmica del líquido,  $W/m \cdot ^\circ C$ .

$D$ : Diámetro del tubo horizontal

$T_s$ : Temperatura superficial del cilindro,  $^\circ C$ .

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del fluido condensándose,  $^\circ C$ .

## 2.10. ANÁLISIS ESTRUCTURAL

En el análisis estructural para los cocedores a vapor indirecto, el diseño de este equipo se analizará como un recipiente sometido a presión debido al vapor inyectado en las chaquetas y a la presión ejercida por la materia prima en el cilindro interno, sin embargo, para consideraciones de diseño se analizará como un recipiente lleno de agua a una determinada presión de prueba. Para

este análisis estructural se realizará bajo la norma ASME Boiler And Pressure Vessel Code (BPVC) sección VIII – División 1, la cual establece las reglas básicas para el diseño de recipientes a presión.

### **2.10.1. ESFUERZOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN**

#### **2.10.1.1. TEORÍA GENERAL DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE MEMBRANA EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN**

Las ecuaciones empleadas en el diseño de recipientes se basan en la teoría de los esfuerzos de membrana que se producen en las paredes del recipiente. El principal propósito de estos recipientes es contener un fluido sometido a una presión y temperatura determinada; sin embargo, en el cumplimiento de su función están sujetos a la acción de cargas estáticas y dinámicas por soportería, conexiones de tuberías, expansión térmica y presión interna o externa.

Harvey (1980) menciona que el recipiente al estar sometido a presión, el material del cual están hecho soporta una carga desde todas las direcciones, por ende, cuando estos equipos se construyen de placas en la que el espesor es pequeño en comparación con otras dimensiones se puede considerar entonces como recipientes de pared delgada o membranas, y que como tal ofrecen poca resistencia a la flexión perpendicular a su superficie, por lo cual en este caso los esfuerzos que se calculan obviando dicha flexión se conocen como esfuerzos de membrana (p.33).

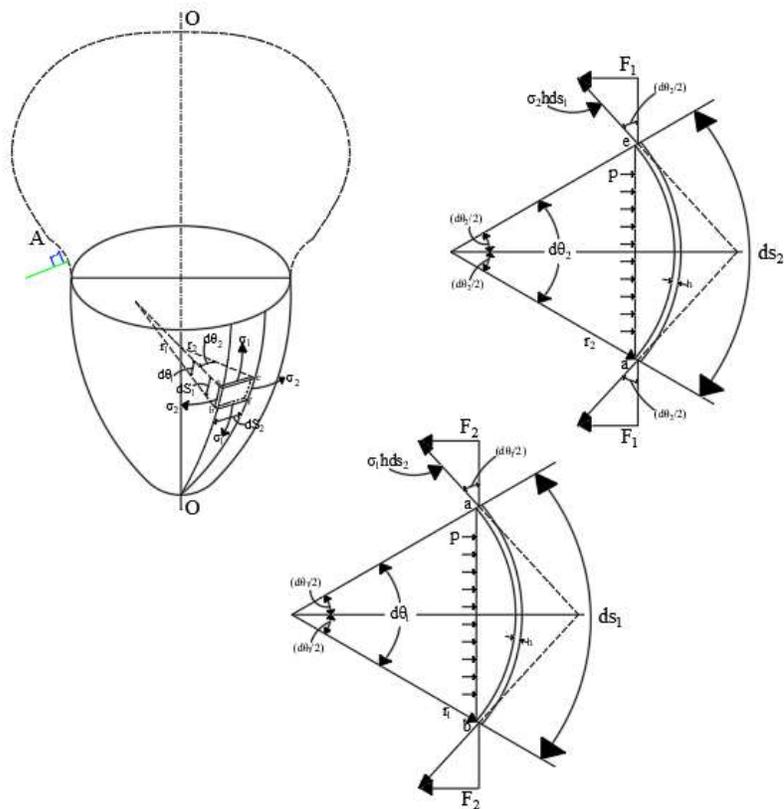


Figura 2.11. Esfuerzos de membrana en recipientes.

Fuente: *Theory and design of pressure vessels "John F. Harvey" p.24.*

Estas membranas son bastantes resistentes a las fuerzas que actúan en el plano formado por ellas (figura 2.11), pero no ofrecen mucha resistencia a la flexión que se puede generar en el plano perpendicular a la pared; esta condición es un hecho deseable en el sentido de que estas membranas permiten al recipiente deformarse tranquilamente en esta dirección, sin que se generen grandes esfuerzos en los puntos de discontinuidad como boquillas o cabezales (Harvey, 1980, p.33). De la figura 2.11, se tiene lo siguiente:

Considerando:  $sen d\theta_1 = d\theta_1$  ;  $sen d\theta_2 = d\theta_2$

Además de la figura se tiene lo siguiente:  $ds_2 = r_2 d\theta_2$  ;  $ds_1 = r_1 d\theta_1$

La presión total ejercida en el cilindro:  $P_{total} = p_i ds_1 ds_2$

$$2F_1 = 2\sigma_t * e * ds_1 \sin\left(\frac{d\theta_2}{2}\right)$$

$$2F_2 = 2\sigma_m * e * ds_2 \sin\left(\frac{d\theta_1}{2}\right)$$

De la condición de equilibrio, tenemos:

$$2\sigma_t * e * ds_1 \sin\left(\frac{d\theta_2}{2}\right) + 2\sigma_m * e * ds_2 \sin\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) = p_i ds_1 ds_2$$

$$2\sigma_t * e * ds_1 \left(\frac{d\theta_2}{2}\right) + 2\sigma_m * e * ds_2 \left(\frac{d\theta_1}{2}\right) = p_i * r_1 d\theta_1 * r_2 d\theta_2$$

$$\sigma_t * e * r_1 d\theta_1 d\theta_2 + \sigma_m * e * r_2 d\theta_1 d\theta_2 = p_i * r_1 r_2 * d\theta_1 d\theta_2$$

Dividiendo entre  $d\theta_1 d\theta_2$ , tenemos:

$$\sigma_t * e * r_1 + \sigma_m * e * r_2 = p_i * r_1 * r_2$$

Dividiendo entre  $e r_1 r_2$ , tenemos:

$$\frac{\sigma_t}{r_2} + \frac{\sigma_m}{r_1} = \frac{p_i}{e} \quad (2.22)$$

Esta es la solución general de la teoría de los esfuerzos a membrana en recipientes sometidos a presión interna.

### 2.10.1.2. RECIPIENTES CILÍNDRICOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA

Para el diseño de los cocedores donde la geometría del equipo está compuesta por cilindros circundantes (casco y chaqueta), el sistema de distribución de vapor deberá diseñarse teniendo en cuenta que van a estar sometidos a presión interna. Debido a que las dimensiones del diámetro del equipo son mayores con respecto al espesor de su pared, estas variables principales afectan el nivel de esfuerzo. Harvey (1980) señala que, si un anillo circular delgado está sujeto a la acción de fuerzas radiales distribuidas uniformemente a lo largo de su circunferencia, se producirán fuerzas de tensión tangencial a su circunferencia para resistir la tendencia de la presión de reventarlo

(p.34). La magnitud del esfuerzo se determina utilizando la mitad del anillo como cuerpo libre, tal como se muestra en la figura 2.12.

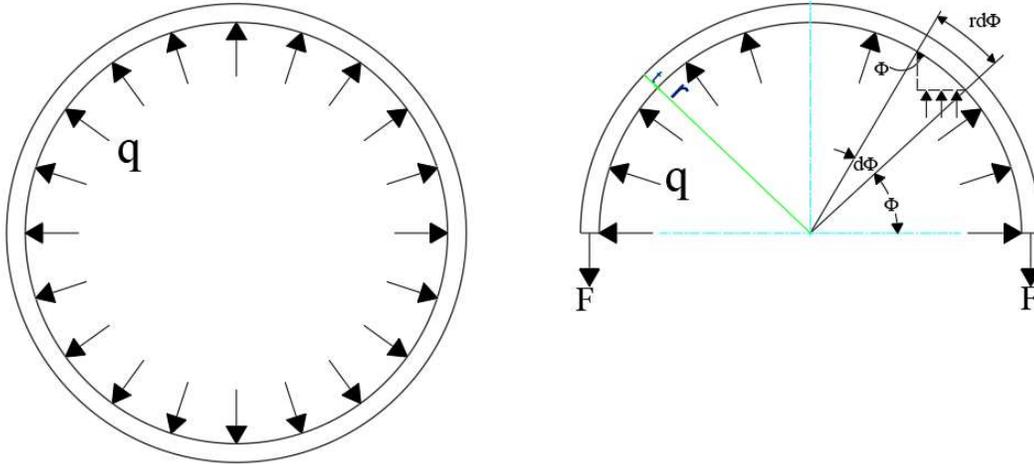


Figura 2.12. Esfuerzos radiales y circunferenciales en un anillo delgado.  
Fuente: *Theory and design of pressure vessels "John F. Harvey" p.34.*

Por lo tanto, el esfuerzo circunferencial en el recipiente cilíndrico se establece mediante la siguiente relación:

$$\sigma_2 = \sigma_t = \frac{P \cdot r}{t} \quad (2.23)$$

Por otro lado, la presión interna que se ejerce en el cilindro también actúa en una dirección paralela a su eje tendiendo a romper por tracción el cilindro, a esto se le denomina esfuerzo longitudinal (Mott, 2009, p.658). Debido a que el radio longitudinal es infinito, es decir no hay curvatura en esta dirección, el esfuerzo longitudinal puede ser calculado al igualar la presión total contra el extremo del cilindro (suponiendo que esté cerrado) con las fuerzas longitudinales que actúan sobre una sección transversal del cilindro tal como se muestra en la figura 2.13.

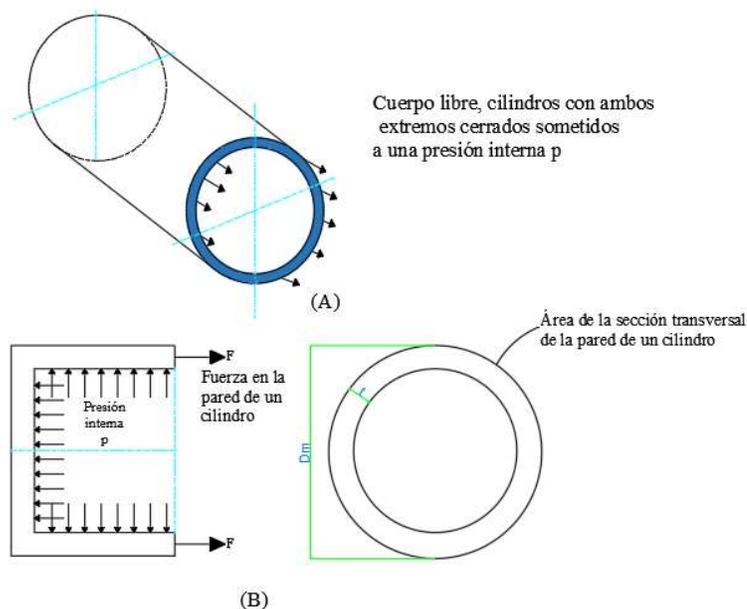


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre de un cilindro sometido a presión interna que muestra el esfuerzo longitudinal.

Fuente: Resistencia de Materiales "Robert L. Mott" p. 644.

Entonces el esfuerzo longitudinal queda expresado de la siguiente manera.

$$\sigma_1 = \sigma_m = \frac{P \cdot r}{2t} \quad (2.24)$$

Al comparar las ecuaciones anteriores se ve que el esfuerzo circunferencial es dos veces mayor que el esfuerzo longitudinal; por lo tanto, cuando se fabrican recipientes a partir de placas laminadas y/o roladas, las juntas longitudinales deben diseñarse para soportar dos veces más esfuerzo que las juntas circunferenciales.

### 2.10.2. DETERMINACIÓN DE ESPESORES EN EL DISEÑO DEL CUERPO

Para determinar el espesor requerido de un recipiente cilíndrico, el código ASME Diseño de Recipientes a Presión Sección VIII, División I establece parámetros generales en la parte UG con la finalidad de diseñar el equipo a una condición severa de presión y temperatura durante la operación normal. Los componentes del cocedor tales como casco, chaqueta deberán diseñarse teniendo en cuenta que van a estar sometidos a presión interna por el vapor y a una presión

hidrostática, mientras que el rotor se diseñará como un recipiente cilíndrico sometido a una presión externa.

### 2.10.2.1. ESPESOR REQUERIDO PARA EL CASCO Y CHAQUETA

Los espesores requeridos de las planchas de acero para el casco y la chaqueta se determinarán mediante las dos ecuaciones establecidas en el párrafo UG- 27 del código ASME SECCIÓN VIII, DIV. I. La presión de trabajo u operación de las cocinas en las chaquetas es de 70 libras, pero para el diseño, el código ASME menciona que cada elemento del recipiente deberá ser diseñado a una presión de diseño, el cual está establecido en el párrafo UG-21 del código ASME. Por otra parte, en el cilindro interno o casco se diseñará al requerimiento de prueba hidrostática (establecido en el párrafo UG-99 del código ASME), debido a que el casco tiene que soportar la carga de la materia prima, por esta razón se considerará para el cálculo de su espesor como un recipiente lleno de agua. Los espesores requeridos se calcularán mediante las siguientes ecuaciones, las cuales están definidas en el código ASME SECCIÓN VIII - DIV. I:

A) Esfuerzo Circunferencial (Junta Longitudinal)

$$\begin{cases} t_r = \frac{P \cdot R}{SE - 0.6P} \\ P_a = \frac{SEt}{R + 0.6t} \end{cases} ; t < 0.5R \text{ o } P < 0.385SE \quad (2.25)$$

B) Esfuerzo Longitudinal (Junta Circunferencial)

$$\begin{cases} t_r = \frac{P \cdot R}{2SE + 0.4P} \\ P_a = \frac{2SEt}{R - 0.4t} \end{cases} ; t < 0.5R \text{ o } P < 1.25SE \quad (2.26)$$

Dónde:

$t_r$ : Espesor mínimo requerido para el cuerpo.

$t$ : Espesor del cuerpo cilíndrico.

$R$ : Radio interior.

S: Esfuerzo permisible del material a la temperatura de diseño.

P: Presión interna de diseño.

$P_a$ : Presión admisible.

E: Factor de eficiencia de la junta en las soldaduras (Tabla A.6, Anexo A).

### 2.10.2.2. ESPESOR REQUERIDO PARA EL ROTOR

El rotor es el componente primordial en el diseño de cocedores ya que éste elemento tiene que soportar diversas cargas estáticas y dinámicas. En este sentido, el espesor requerido tiene que ser capaz de resistir los esfuerzos producidos por los accesorios y el fluido debido a la presión externa ejercida. El código ASME para diseño de recipientes sometidos a presión externa establece que el espesor mínimo requerido puede ser determinado bajo el procedimiento descrito en el párrafo UG-28 de la Sección VIII – División 1 donde el valor de la presión de trabajo externa máxima permisible “ $P_a$ ” tiene que ser mayor a la presión la cual está sometido el recipiente. Esta presión de trabajo externa permisible se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (2.27)$$

Dónde:

B: Factor determinado a partir de la gráfica (figura B.1. – Anexo B).

$D_o$ : Diámetro exterior del recipiente cilíndrico.

t: Espesor mínimo requerido del recipiente.

### 2.10.3. DETERMINACIÓN DE ESPESORES EN LOS CABEZALES O TAPAS

La norma ASME contempla diferentes tipos de cabezales como elipsoidales, torisféricos, hemisféricos, cónicos entre otros. Sin embargo, en el diseño del equipo se empleará cabezal plano o tapa plana. El código ASME admite distintos tipos de tapas planas que están indicados en la parte UG-34 de la norma (ASME, Div. I, 2019, p.34).

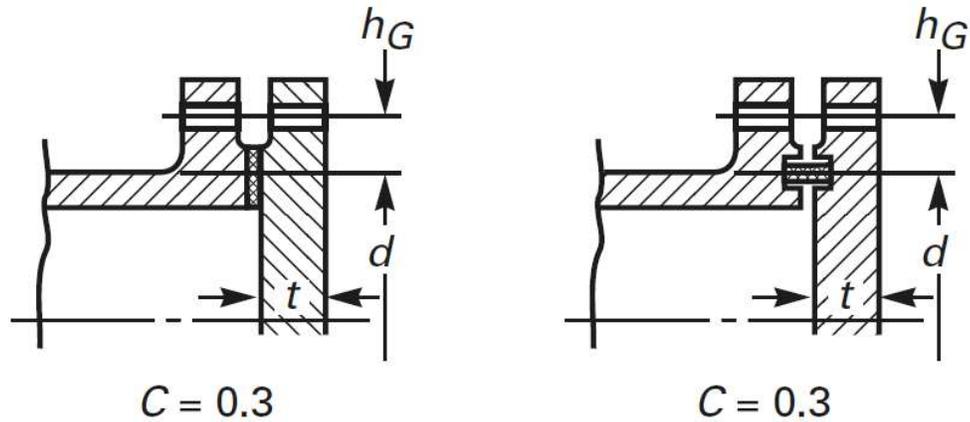


Figura 2.14. Tapas planas abulonadas  
Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII – DIV. I pg. 34.

El espesor requerido para cabezales circulares planos abulonados (figura 2.14) está determinado por la siguiente ecuación:

$$t_r = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1.9Wh_G}{SEd^3}} \quad (2.28)$$

Dónde:

d: Diámetro del cabezal.

C: Factor que considera el método de unión del cabezal con el cuerpo; se obtiene de la figura 2.14.

P: Presión interior de diseño.

S: Tensión máxima admisible.

E: Eficiencia de la junta soldada.

W: Carga total de los espárragos.

h<sub>G</sub>: Brazo de palanca indicado en el croquis de la figura 2.14.

#### **2.10.4. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN SILLETAS**

La metodología para determinar los esfuerzos producidos en la carcasa y los cabezales de un recipiente cilíndrico horizontal soportado por silletas, según lo indicado en la figura 2.15, se basa en el estudio realizado por L.P. Zick.

En el análisis de Zick, menciona que la presencia de apoyos tiene dos efectos distintos en el recipiente. En primer lugar, interfiere con la expansión normal del recipiente debido a la presión interna ejercida o al cambio de temperatura; en segundo lugar, la reacción de cargas concentradas induce esfuerzos altamente localizadas en la región del soporte.

Debido a que la estructura de la silleta está sometido a tensión, todas las fuerzas que actúan sobre el recipiente se transfieren finalmente al soporte. Por lo tanto, los soportes de las silletas y la determinación de los esfuerzos inducidos son puntos críticos al diseñar el recipiente a presión de tipo horizontal.

Para el cálculo de tensiones para el cocedor con soportes tipo montura, las chaquetas actuarán como una viga y se tendrá en cuenta las siguientes particularidades establecidas por ASME:

- Las condiciones de cargas por el peso propio y por el contenido varían según el porcentaje de llenado. Para el cálculo se considera el recipiente totalmente lleno, con el fluido de operación o con agua.
- Los esfuerzos sobre el recipiente varían según el ángulo formado por las silletas tal como se indica en la figura 2.15.
- Debido a la presión interna ejercida  $P$ , la tensión longitudinal sobre el recipiente es la mitad del esfuerzo circunferencial y teniendo en cuenta el criterio de falla adoptado en el sentido

longitudinal, la mitad de espesor de la placa que se usa es suficiente para resistir las cargas por peso propio y del contenido.

La ubicación y el tipo de las silletas generalmente dependen de la resistencia del recipiente a ser soportado. Megyesy (1992) señala que, desde el punto de vista estático y económico, se prefiere el uso de dos silletas únicamente a diferencia del sistema de varios soportes, aun cuando sea necesario usar anillos atiesadores. En recipientes de pared delgada y diámetro grande se soportan mejor cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesador de la misma tal como se muestra en la figura 2.15.

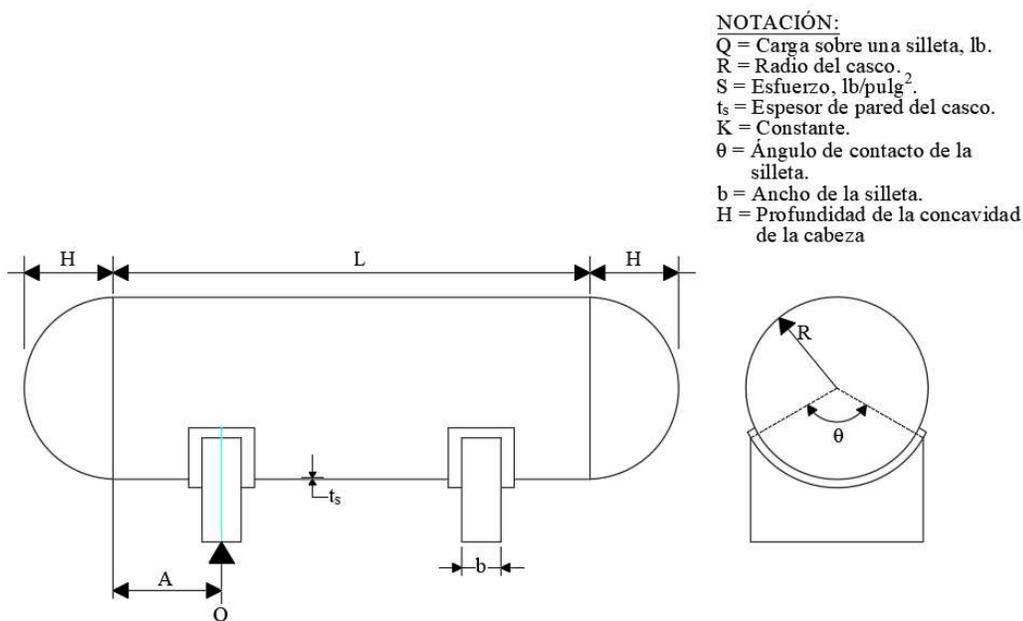


Figura 2.15 Recipiente de presión horizontal apoyado en dos soportes tipo montura.

Fuente: *Manual de Recipientes a Presión "Eugene F. Megyesy" p. 85.*

Note que, en la figura 2.16 es sólo una representación esquemática ya que en el diseño del cocedor se considera cabezales planos. En general se utilizan otros tipos de cabezales donde en lugar de "a" se tienen las distancias A y H (figura 2.15) dónde A es la distancia entre la unión

cabezal/cilindro y el centro del soporte y  $H$  es la altura del cabezal medida a partir de la soldadura de unión.

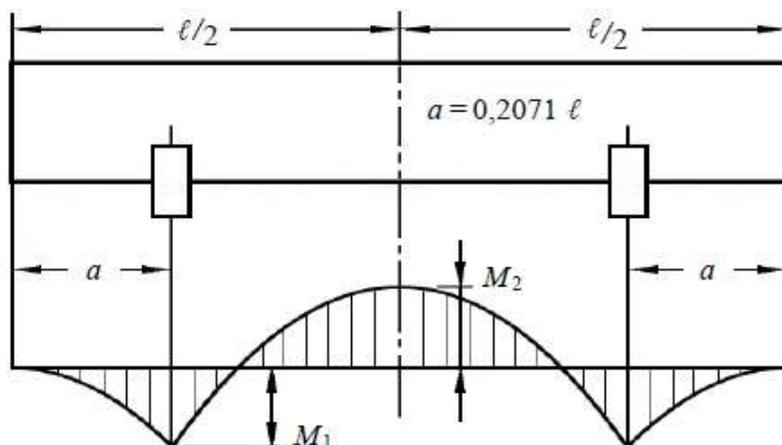


Figura 2.16 Ubicación óptima de los soportes en un recipiente de presión horizontal largo.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII – DIV. I.

El código ASME recomienda para recipientes grandes, que el ángulo de contacto  $\theta$  mínimo sea  $120^\circ$ . Es decir, los posibles ángulos de contacto varían de  $120^\circ$  a  $180^\circ$ . Según el método de diseño de Zick para recipientes a presión horizontales con soportes tipo montura, los recipientes soportados por silletas están sujetos a:

- Esfuerzo flexionante longitudinal.
- Esfuerzo cortante tangencial.
- Esfuerzo circunferencial.

#### 2.10.4.1. ESFUERZO FLEXIONANTE LONGITUDINAL

El esfuerzo máximo sometido a tensión se presenta en la parte superior de las silletas mientras que la parte inferior está a compresión ya sea que el casco este atiesados por cabezas o anillos o casco sin atiesar (Megyesy, 1992, p86). Al calcular el esfuerzo de tensión, el esfuerzo flexionante máximo  $S_1$  está descrito por la siguiente relación:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2A}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_S} ; S_1 + \frac{PR}{2t} < SE \quad (2.29)$$

Dónde:

$S_1$ : Esfuerzo sometido a tensión.

S: Esfuerzo permitido del material de la chaqueta.

E= Eficiencia de la costura o junta circunferencial.

$PR/2t$ : Esfuerzo debido a la presión interna.

K: Constante que varía con el ángulo de contacto  $\theta$ , tabla A.5 –Anexo A.

Para el esfuerzo de compresión la fórmula está definida de la siguiente manera:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_8 R^2 t_S} ; S_1 \leq \frac{Et}{29} \left[ 2 - \left( \frac{2}{3} \right) (100) \left( \frac{t}{R} \right) \right] \quad (2.30)$$

Asimismo, el esfuerzo flexionante longitudinal en la mitad del claro está establecido por la siguiente relación:

$$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left( \frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_S} \quad (2.31)$$

#### 2.10.4.2. ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL

La distribución y magnitud de los esfuerzos máximos de corte dependen de cómo esté reforzado el recipiente, con anillos atiesadores y/o placas en los apoyos tipo montura (figura

2.17).

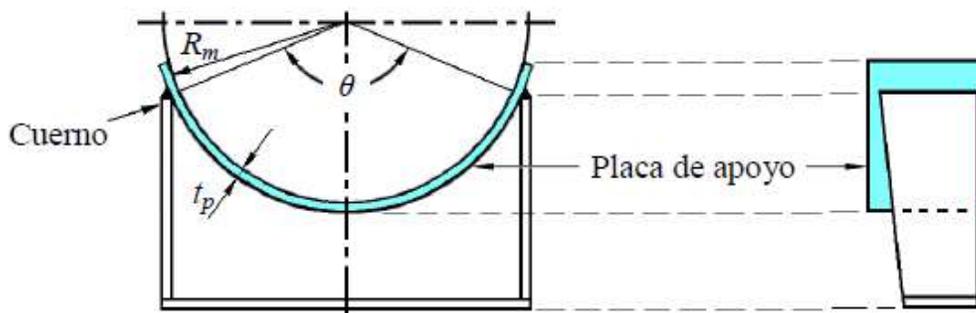


Figura 2.17. Placa de apoyo sobre un soporte tipo montura para recipientes horizontales.  
Fuente: Manual de Recipientes a Presión "Eugene F. Megyesy" p. 96.

Megyesy, 1992 señala que existen dos condiciones para calcular el esfuerzo máximo cortante  $S_2$  (p.86).

1. Cuando las silletas están a una distancia de la cabeza,  $A > R/2$ , en el cuerpo cilíndrico, las máximas tensiones de corte  $S_2$ , se calculan como:

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + \frac{4H}{3}} \right); S_2 < 0.8S \quad (2.32)$$

2. Cuando las silletas están próximas a la cabeza,  $A \leq R/2$ , las máximas tensiones en:

- En el casco

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}; S_2 < 0.8S \quad (2.33)$$

- En la cabeza

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}; S_2 < 0.8S \quad (2.34)$$

### 2.10.4.3. ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

En la zona de los apoyos, la transmisión de las cargas origina esfuerzos circunferenciales en el cuerpo cilíndrico, tanto en la zona de contacto con la punta de la sillita (cuerno) como en el fondo del apoyo tal como se muestra en la figura 2.18 (Megyesy, 1992, p87). Para las

chaquetas del cocedor que no tiene anillos atiesadores, los esfuerzos circunferenciales  $S_4$ , en el cuerpo cilíndrico en la zona del cuerno de la silleta se puede calcular por las siguientes expresiones:

$$\begin{cases} S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6Q}{2t_s^2} ; \text{cuando } L \geq 8R \\ S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6QR}{Lt_s^2} ; \text{cuando } L < 8R \end{cases} ; S_4 < 1.5S_y \quad (2.35)$$

De la misma manera los esfuerzos circunferenciales también se producen en la parte inferior de la silleta, ya sea si el recipiente cilíndrico esté atiesado o sin atiesar, la tensión circunferencial se calcula mediante la siguiente relación:

$$S_5 = -\frac{K_7Q}{t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} ; S_5 < 0.5S_y \quad (2.36)$$

Dónde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia del material de la chaqueta.

### 2.10.5. DISEÑO DE SILLETAS

En su sección más baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal (F) mostrada en la figura 2.18.

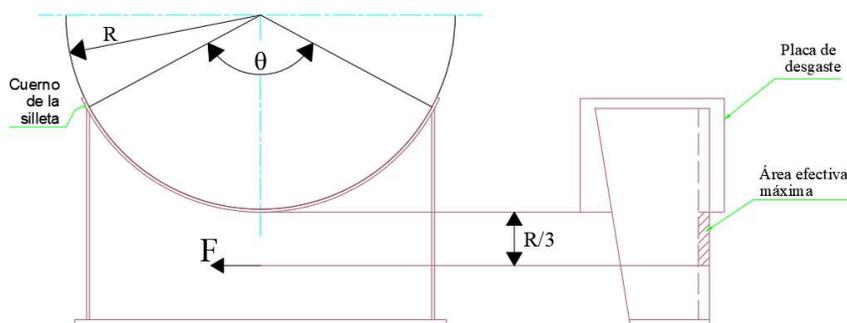


Figura 2.18. Ubicación de la fuerza horizontal en el diseño de silletas.  
Fuente: Fuente: Manual de Recipientes a Presión "Eugene F. Megyesy" p. 96.

La sección transversal eficaz de la silleta que resiste esta carga está determinada por la siguiente ecuación:

$$F = K_{11}Q \quad (2.37)$$

Dónde:

Q: Carga sobre una silleta, lb.

$K_{11}$ : Constante que varía con el ángulo de contacto.

## 2.11. ANÁLISIS MECÁNICO

### 2.11.1. SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos, la cual permite tener mayor flexibilidad y transmitir grandes fuerzas de tensión. De acuerdo a la norma ANSI existen diferentes tipos de cadenas para diversas aplicaciones industriales como cadena de rodillos estándar de una hilera, dos hileras, cadena de rodillos para transportador, entre otras.

Asimismo, la ANSI estandarizó las cadenas de rodillos de acuerdo a sus respectivos tamaños y parámetros establecidos las cuales se tienen en consideración al momento del seleccionar el tipo de cadena como la potencia transmitida, el número de revoluciones, factor de servicio a la cual trabajará el equipo entre otros factores. Sin embargo, se presentan fallas en la capacidad de transmisión de potencia de las cadenas debido a la fatiga de las placas, la abrasión entre los pernos de cada eslabón y su buje así también el tipo de aplicación repetida que se ejerce en lado tenso de la cadena. Con la finalidad de evitar las fallas mencionadas se describirá las siguientes relaciones que se tendrán en cuenta para un eficiente diseño de transmisión por cadena.

- Longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (2.38)$$

Dónde:

$Z_2$ : número de dientes de la catalina.

$Z_1$ : número de dientes del piñón.

- Distancia teórica entre centros

La distancia entre centros entre los ejes de las ruedas dentadas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena (30 a 50 pasos de la cadena)

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (2.39)$$

- Diámetro de paso

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (2.40)$$

Dónde P es el paso de la cadena.

- Arco de contacto de la cadena en el piñón:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1} \left[ \frac{(D_{p2} - D_{p1})}{2C} \right] \quad (2.41)$$

- Arco de contacto de la cadena en la catalina:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\sin^{-1} \left[ \frac{(D_{p2} - D_{p1})}{2C} \right] \quad (2.42)$$

- Velocidad de la cadena

$$V = \frac{Z * p * N}{12} \quad (2.43)$$

Dónde N es la velocidad de la catalina en rpm.

Para:

$$50 \text{ ppm} \leq V \leq 100 \text{ ppm} \rightarrow F_t = F_u/8 \quad (2.44)$$

$$V < 50 \text{ ppm} \rightarrow F_t = F_u/7 \quad (2.45)$$

Dónde:

$F_u$ : Carga de rotura de la cadena.

$F_t$ : Carga permisible de tracción.

- Potencia nominal limitada por placa de eslabón

$$H_1 = 0.004 * Z_1^{1.08} * N_1^{0.9} * p^{(3-0.07p)} \quad (2.46)$$

Debido a que este equipo industrial funciona por un periodo determinado de horas, la lubricación adecuada para el sistema de transmisión por rodillos es muy esencial, ya que en la cadena existen diversas partes móviles, además de que existe la interacción entre la cadena y los dientes de las ruedas dentadas. Por esa razón la importancia de la lubricación y el método de lubricación son muy fundamentales en el diseño para sistemas de transmisión por cadenas. La Asociación Estadounidense de Cadena recomienda tres tipos distintos de lubricación (goteo, salpicado y flujo de aceite) que va depender de la velocidad de la cadena y de la potencia transmitida.

### **2.11.2. DISEÑO DE EJES**

Dentro del análisis mecánico para los cocedores, uno de los componentes críticos que se tiene que tener en cuenta y que es de mayor relevancia para el diseño es el rotor, debido a que este elemento mecánico está sometido a grandes cargas de impacto y esfuerzos las cuales son producidas por la transmisión y la carga uniforme de los discos. Para el estudio del diseño del rotor se analizará los distintos esfuerzos producidos por los componentes ubicados en el eje.

Los árboles y ejes son elementos de máquina rotatorios, por lo general de sección transversal circular la cual se usan para sostener piezas que giran en torno a ellos, dentro de ese grupo de elementos que se montan en eje son poleas, sprockets, ruedas dentadas, etc.

Los ejes son piezas mecánicas no giratorias que no transmiten potencia y solo se usa para soportar ruedas giratorias, poleas o elementos parecidos y a su vez pueden ser giratorios o fijos. Por otro lado, los árboles o flechas son elementos que giran soportando pares de torsión y transmiten potencia o movimiento (Shigley, 2007, p.348). El diseño de una flecha completa conlleva a un análisis adecuado y crítico de los elementos montados en el eje, para así determinar

en forma tentativa el tamaño y espaciamiento de cada uno de ellos; además, el diseñador tiene que considerar ciertos factores de diseño para la obtención de buenos resultados.

### 2.11.2.1. DISEÑO DE EJES PARA EL ESFUERZO

Los elementos de transmisión de potencia como las ruedas dentadas, sprockets, poleas, transmiten al eje fuerzas radiales, axiales y tangenciales, debido a estos tipos de cargas, en el eje se producen momento flector, par de torsión, carga axial y cortante tal como se muestra en la figura 2.19.

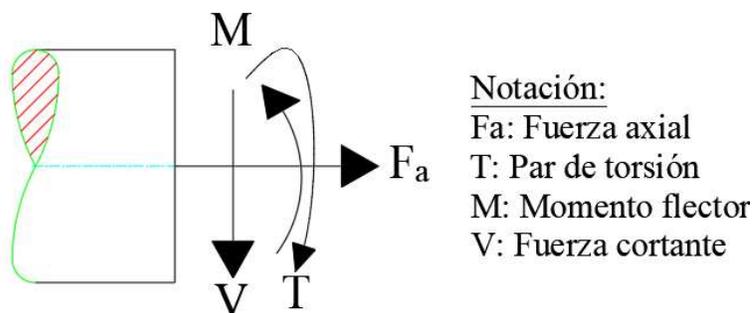


Figura 2.19. Representación de las cargas producidas en una sección transversal del árbol.  
 Fuente: Elaboración Propia

Para el análisis de estos esfuerzos no es necesario evaluarlo en todos los puntos del eje, sino realizarlo en ubicaciones más críticas. Por lo general estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es relativamente grande, dónde el par de torsión está presente y donde existan concentraciones de esfuerzos. (Shigley, 2007, p.354).

El diseño de ejes básicamente consiste en la determinación del diámetro correcto o también en determinar el esfuerzo permisible a partir de una configuración geométrica para luego obtener un factor de seguridad adecuado y asimismo asegurar rigidez y resistencia cuando el eje transmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación.

Para materiales dúctiles el diseño de eje se basa en su resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo (Holowenco, 1971, p.121). Generalmente los ejes están sometidos

a torsión, flexión y cargas axiales. Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión está expresado de la siguiente manera.

$$\tau_{xy} = \frac{T*r}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{para ejes macizos}) \quad (2.47)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{para ejes huecos}) \quad (2.48)$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_x = \frac{32}{\pi d^3} \quad (\text{para ejes macizos}) \quad (2.49)$$

$$\sigma_x = \frac{32Md_o^3}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{para ejes huecos}) \quad (2.50)$$

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina torsión, flexión y carga axial, aplicando la ecuación cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna está expresado de la siguiente manera:

$$S_{ad} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1-K^4)} \sqrt{\left[ K_m M + \frac{\alpha F_a d_o (1+K^2)}{8} \right]^2 + (K_t T)^2} \quad (2.51)$$

Para el análisis del diseño del rotor del cocedor, la carga axial es despreciable por lo tanto la ecuación anterior queda expresado:

$$S_{ad} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1-K^4)} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \quad (2.52)$$

Dónde:

$\tau_{xy}$ : esfuerzo cortante de torsión, psi.

$M_t$ : momento de torsión, lb – pulg.

$M_b$ : momento de flexión, lb – pulg.

$d_o$ : diámetro exterior del eje, pulg.

$d_i$ : diámetro interior del eje, pulg.

$F_a$ : carga axial, lb.

$$K = d_i/d_o$$

$K_m$ : factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector (tabla A.7, Anexo A).

$K_t$ : factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión (tabla A.8, Anexo A).

El código ASME define para ejes de acero comprados con especificaciones definidas, una tensión de corte o esfuerzo permisible a corte  $S_{ad}$  que es el menor resultado de las ecuaciones siguientes:

$$S_{ad} = 0.3S_y \quad \text{ó} \quad S_{ad} = 0.18S_u \quad (2.53)$$

Dónde:

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia.

$S_u$ : Esfuerzo de rotura.

Los momentos de torsión y de flexión son los factores principales que influyen en el diseño de ejes. Uno de los primeros pasos en el diseño del eje es la elaboración del diagrama de cargas y el diagrama de momentos flectores. El momento de torsión que actúa sobre el eje puede determinarse de la siguiente relación:

$$T = \frac{63000*HP}{N (rpm)} \quad (lb - pulg.) \quad (2.54)$$

$$T = \frac{71620*HP}{N (rpm)} \quad (kgf - cm.) \quad (2.55)$$

Para una transmisión por cadena, el par torsional queda expresado mediante la siguiente relación:

$$T = F_c \frac{d_p}{2} \quad (2.56)$$

### 2.11.2.2. RESISTENCIA A LA FATIGA

Como se había mencionado en la sección anterior, el rotor es uno de los componentes críticos del equipo ya que está sometido a diversas cargas de flexión, torsión y esfuerzos fluctuantes; asimismo, el cocedor opera una cantidad dada de ciclos de carga razón por la cual el eje tiende a fracturarse. Para evitar esas fallas mecánicas en el componente mecánico, se tendrán en cuenta ciertos factores para poder estimar el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica del rotor.

### 2.11.2.3. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga se considerará la ecuación de Marín, el cual considera factores como material, manufactura, diseño, confiabilidad, entre otras características para su respectivo cálculo. La ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (2.57)$$

Dónde:

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial.

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño.

$k_c$ : Factor de modificación de la carga.

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura.

$k_e$ : Factor de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios.

$S_e'$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

- **FACTOR DE SUPERFICIE  $k_a$**

Este factor dependerá del tipo de calidad en el acabado de la superficie de los elementos mecánicos como esmerilada, maquinada, forjada, entre otros procesos. La relación para determinar el factor de superficie está descrita de la siguiente manera:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.58)$$

Dónde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b dependen del tipo de acabado superficial el cual es proporcionada en la tabla, (Tabla A.9, Anexo A).

- **FACTOR DE TAMAÑO  $k_b$**

Para resultados de flexión y torsión el factor de tamaño puede expresarse de la siguiente manera:

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107}; 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157}; 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.24d^{-0.107}; 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157}; 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.59)$$

Para una sección hueca o sólida, donde el diámetro es mayor a los rangos establecidos, se calculará el diámetro efectivo la cual está expresada en la siguiente relación:

$$d_e = 0.370 d \quad (2.60)$$

- **FACTOR DE MODIFICACIÓN DE CARGA  $k_c$**

Para los diferentes tipos de carga, el factor de carga difiere en sus valores.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (2.61)$$

- **FACTOR DE TEMPERATURA  $k_d$**

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.59(10^{-12})T_F^4 \quad (2.62)$$

## - CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA

Debido a la presencia de irregularidades o discontinuidades que se pueden presentar en el eje como orificios, ranuras o muescas, esto hace que se incremente de manera significativa los esfuerzos teóricos. En ejes rotatorios donde existen cambios de sección se presentan discontinuidades en la distribución del esfuerzo haciendo que estas se localicen en una sola área o región generando una concentración de esfuerzos (Shigley, 2007, p. 287). Este factor teórico relaciona el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal el cual se define mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \sigma_0 \quad (2.63)$$

Dónde  $k_f$  se denomina comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga.

Entonces la sensibilidad a la muesca queda definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.64)$$

Dónde  $q$  se encuentra usualmente entre cero y la unidad.

### 2.11.2.4. PREDICCIONES DE FALLA

Los diseñadores deben comprender las diversas y eventuales fallas de los componentes bajo cargas, para terminar un diseño que garantice que esa falla no va a suceder (L. Mott, 2006, p. 186). Para ello existen diversos métodos el cual nos permitirá determinar las fallas teniendo en cuenta los factores que intervienen como la naturaleza de la carga, el tipo de material, el número de ciclos que opera, entre otros. El objetivo de este proceso es poder calcular el factor diseño o seguridad (tabla A.10, Anexo A) adecuada para garantizar que los componentes no fallen.

Dentro de los diferentes tipos de criterio de falla para determinar el factor de seguridad, se empleará el criterio de Soderberg – Máxima energía de distorsión por ser el más conservador para el diseño por fatiga tal como se muestra en la figura 2.20.

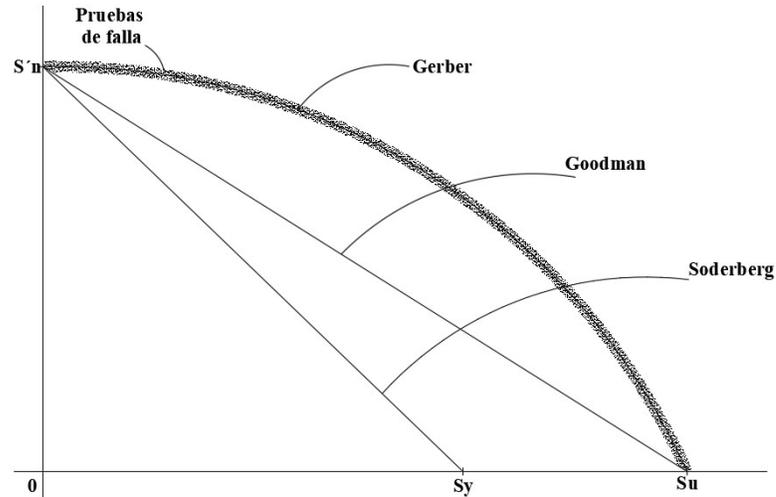


Figura 2.20. Diagrama de Máxima energía y distorsión de los criterios de fallas.  
Fuente: *Diseño de Elementos de Maquinas* "Robert L. Mott" p. 193.

Entonces la relación para determinar el factor de seguridad mediante este criterio está establecida mediante la siguiente ecuación.

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} \right)^2 - \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} * \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} + 3 \left( \frac{\tau'_{xay}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.65)$$

Dónde:

$$\sigma'_{xa} = \sigma_{xa} + \left( \frac{S_e}{S_y} \right) \sigma_{xm} \quad (2.66)$$

$$\sigma'_{ya} = \sigma_{ya} + \left( \frac{S_e}{S_y} \right) \sigma_{ym} \quad (2.67)$$

$$\tau'_{xay} = \tau_{xay} + \left( \frac{S_e}{S_y} \right) \tau_{xym} \quad (2.68)$$

Siendo:

$\sigma_{xa}, \sigma_{ya}$ : Amplitud del esfuerzo normal en los ejes x e y respectivamente.

$\sigma_{xm}, \sigma_{ym}$ : Esfuerzos normales medios en los ejes x e y respectivamente.

$\tau_{xay}, \tau_{xym}$ : Amplitud del esfuerzo cortante y esfuerzo cortante medio.

$S_e, S_y$ : Límite de resistencia a la fatiga y resistencia de fluencia.

Para el caso del acero, el límite de resistencia a la fatiga  $S_e'$  es igual a:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.69)$$

Dónde:  $S_{ut}$  es la resistencia a la tensión mínima.

### 2.11.2.5. DEFLEXIÓN EN EL DISEÑO DE EJES

El análisis de deflexión nos permitirá observar en qué punto el eje se flexionará debido a las cargas sometidas. Por esta razón es deseable diseñar las dimensiones de las ubicaciones críticas para manejar los esfuerzos y encontrar estimaciones razonables de las otras dimensiones (Shigley, 2007, p.367). Existen diversos métodos para calcular la deflexión en un eje, pero para nuestro caso se empleará el método de integración sucesiva ya que su análisis nos permitirá determinar las ecuaciones en cierto número de puntos diferentes. La ecuación de la deflexión está establecida mediante la siguiente relación.

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (2.70)$$

### 2.11.3. SELECCIÓN DE RODAMIENTO

El principal objetivo del rodamiento es soportar una carga y a su vez permitir el movimiento relativo entre dos elementos de máquinas, para poder determinar el tamaño de este elemento mecánico en una aplicación designada se tiene que tener en cuenta su capacidad de carga, duración y fiabilidad. Todos los rodamientos tienen una duración finita y terminan por fallar debido a la fatiga causada por altos esfuerzos de contacto (L. Mott, 2006, p. 598). La relación entre la carga y la duración se determina mediante la siguiente ecuación.

$$L_k^{\frac{1}{k}} = \frac{C}{P}; K = \begin{cases} 3.0 & \text{para los rodamientos de bolas.} \\ 3.33 & \text{para los rodamientos de rodillos} \end{cases} \quad (2.71)$$

Dónde:

L: Duración nominal en millones de revoluciones.

C: Capacidad de carga dinámica.

P: Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

La duración puede ser expresada también en horas de servicio mediante la expresión:

$$L_h = \frac{10^6 * L}{60 * N} = \frac{10^6}{60 * N} \left( \frac{C}{P} \right)^k \quad (2.72)$$

Dónde:

$L_h$ : Duración nominal en horas de servicio.

N: Velocidad de rotación, rpm.

La magnitud de la carga equivalente P para los rodamientos está expresado de la siguiente manera:

$$P = XVF_r + YF_a \rightarrow F_a/F_r \leq e \quad (2.73)$$

Dónde:

X: Factor radial

V: Factor de rotación

Y: Factor axial

$F_r$ : Carga radial

$F_a$ : Carga axial.

#### 2.11.4. SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO

Los acoplamientos se usan para conectar secciones de ejes o para conectar el eje de una máquina conductora con el de la máquina conducida con el objetivo de transmitir potencia. Dentro de su clasificación existen dos tipos de acoplamientos: rígidos y flexibles. Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir firmemente dos ejes entre sí, para que no pueda haber movimiento relativo entre

ellos; mientras que, los acoplamientos flexibles se diseñan para transmitir par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permitir cierto desalineamiento axial, radial, y angular. Dentro de las aplicaciones industriales, los acoplamientos que más se emplean son del tipo flexible ya que permite que no se produzca falla por fatiga en los ejes. Existen varios tipos de acoplamiento flexible que se observan en el comercio como acoplamientos de cadena, acoplamientos hidráulicos, acoplamientos de rejilla, entre otros.

Para la selección del acoplamiento nos basaremos en las fichas técnicas de los fabricantes; asimismo, se tendrá en cuenta el tipo de aplicación y los parámetros requeridos especificados en los catálogos tales como velocidad del equipo, diámetro del eje y potencia transmitida.

## 2.12. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos se basa en subdividir el sólido de estudio en partes más pequeñas llamadas elementos, estos elementos están unidos entre sí mediante puntos el cual se le denomina nodos, y a todo este conjunto se le denomina malla. La malla está definida por el tipo de elementos que la componen tal como se observa en la figura 2.21.

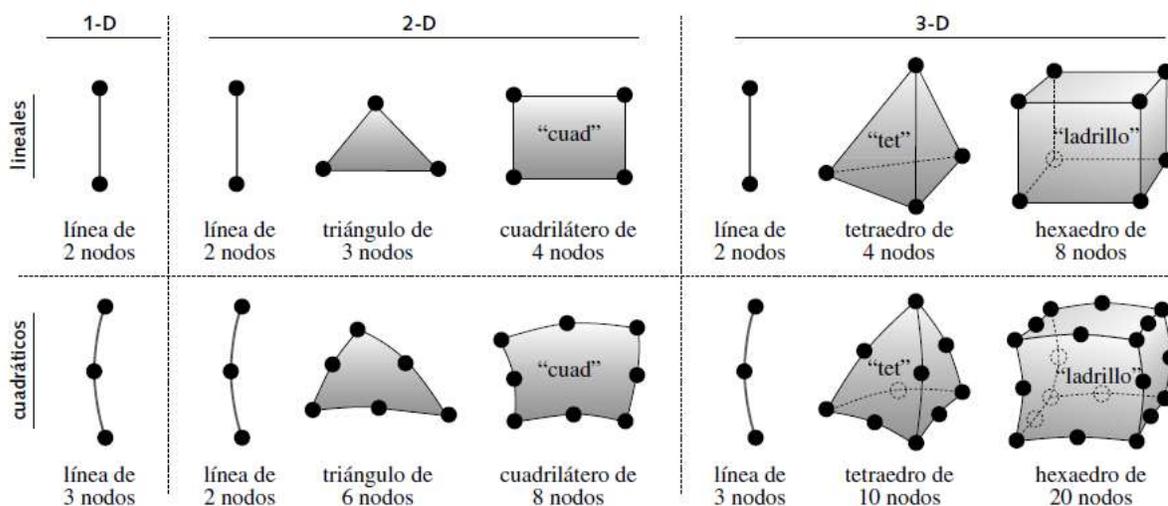


Figura 2.21. Tipos de elementos que componen la malla.

Fuente: *Diseño de Máquinas "Robert L. Norton"* p.1056.

Dentro del análisis de elementos finitos para elementos de máquinas, los elementos parabólicos o cuadráticos son los elementos fundamentales de este análisis ya que se adaptan mejor a una superficie curva en comparación del tipo lineal; además que nos ofrecen mayor información al contener una cantidad mayor de nodos obteniendo así un mejor resultado de desplazamiento y tensiones.

### 2.12.1. SIMULACIÓN DE ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS MEDIANTE AUTODESK NASTRAN IN – CAD

El software Autodesk Nastran In – CAD es una herramienta de análisis de elementos finitos el cual está integrado dentro del programa Inventor. Este software abarca múltiples tipos de análisis que incluyen estático lineal, estático no lineal, impacto, fatiga a vibración o térmico. En la figura se puede observar la interfaz del programa.

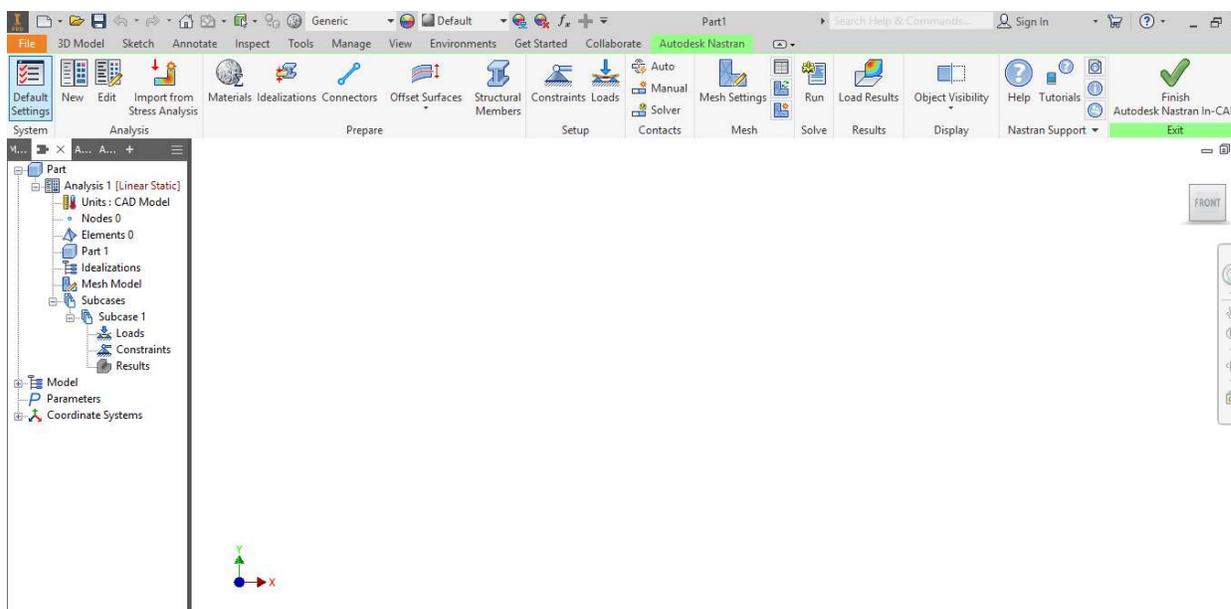


Figura 2.22. Interfaz del programa Autodesk Nastran In-CAD

FUENTE: Elaboración Propia.

En este proyecto se realizará el análisis de esfuerzos de los componentes principales de equipo. Para obtener los resultados requeridos se tendrá en cuenta el proceso que conlleva la simulación para el respectivo análisis.

### 1. ELECCIÓN DEL MATERIAL

Para definir adecuadamente un material, es necesario introducir sus propiedades mecánicas como densidad, módulo elástico, resistencia última a la tracción y otros factores; sin embargo, el software proporciona una lista amplia donde se puede elegir el material que corresponde para nuestro elemento mecánico e inmediatamente obtenemos sus características tal como se muestra en la figura.

### 2. CONDICIONES DE CONTORNO

Para definir las condiciones de contorno es necesario tener en cuenta que es lo que se va a simular, ya que el programa nos ofrece algunos tipos de condiciones de contorno. Cuando se analiza una pieza modelada utilizando simplificaciones de simetría se utilizará los planos de simetría para introducir restricciones de traslación y/o rotación en dichos planos. En el software de Nastran in CAD existen herramientas que complementan las condiciones de contorno que permitirán un mejor modelado en el análisis de las piezas mecánicas.

### 3. APLICACIÓN DE CARGAS

Las cargas o esfuerzos aplicados en la pieza pueden ser de diversos tipos: carga puntual, momento, carga distribuida, y otros. En nuestro análisis emplearemos sólo cargas puntuales y momentos. El software Nastran in CAD nos permite ingresar estos valores para así determinar un resultado en nuestro análisis.

#### 4. GENERACIÓN DEL MALLADO

Cuando ya se ha realizado la elaboración de la pieza 3D y empleado el tipo de material, las restricciones, cargas, ya se puede generar el mallado. Como se va analizar piezas sólidas, la malla que elaboraremos estará compuesto de tetraedros, además el tipo de malla dependerá de la geometría de la pieza, si se requiere que nuestros resultados tengan mayor información se puede emplear el tipo de malla parabólico para obtener mayor información de los esfuerzos de la pieza que se está analizando. Además, se tiene que tener en cuenta el tamaño de los elementos de la malla, ya que mientras más fina sea la malla, se obtendrá mejores resultados, pero el tiempo de análisis que elabora el software también aumentará.

### **III. MATERIALES Y MÉTODOS**

#### **3.1. MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN**

Para nuestro análisis y evaluación se realizó los estudios siguientes:

- Evaluación de los parámetros críticos de acuerdo al decreto supremo establecido por PRODUCE.
- Revisión de catálogos de cocedores y manuales técnicos de los componentes mecánicos del equipo.
- Revisión de la literatura e investigaciones nacionales para la realización del diseño de cocedores.

#### **3.2. METODOLOGÍA UTILIZADA**

En la metodología del diseño de cocedores se subdividió el estudio del equipo en 4 aspectos fundamentales para el desarrollo del modelado:

- Metodología para la determinación de la capacidad promedio del equipo y el análisis térmico.
- Diseño estructural del equipo mediante las normas ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII – DIV. 1
- Diseño mecánico de los componentes principales del equipo.
- Análisis por elementos finitos mediante el software Autodesk Nastran in CAD.

#### **3.3. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN**

El diseño de la investigación es del tipo académica tecnológica, ya que este tipo de investigación ayuda a ampliar los conceptos y teorías de investigación para solucionar un problema; además, proporciona conocimientos sobre los cocedores. Por otro lado, los conocimientos empleados en esta investigación nos ayudarán a definir estrategias de solución desde el punto de vista técnico e

ingenieril. Por esta razón se usará normas relacionadas al diseño de construcción de recipientes a presión como ASME y fundamentos teóricos de termodinámica, transferencia de calor y diseño mecánico.

### **3.4 MEDIOS Y MATERIALES**

- Computadora
- Catálogo de proveedores de materiales y equipos
- Software de diseño mecánico 2D y 3D (Autocad Mechanical, Inventor y Nastran In CAD).
- Normas Internacionales
- Tesis y bibliografía relacionadas al proyecto.

## IV. CÁLCULOS

### 4.1. CAPACIDAD EFECTIVA DEL COCEDOR

Tabla 4.1

*Datos del Cocedor*

PARÁMETROS	SIMB.	DATOS	UNID.	VALOR	UNID.
Longitud entre chutes de carga y descarga	L			13.97	m
Paso de las paletas o helicoides	P	10	pulg	0.254	m
Tiempo de cocción	T	11	min	11	min
R.P.M del eje	N	5	rpm	5	rpm
Factor de llenado del cocedor según tipo	f	0.95		0.95	
Luz entre diámetro interno del cilindro y helicoides	b	1	pulg	0.0254	m
Longitud de ala del helicoides	a	11	pulg	0.2794	m
Diámetro interno del cilindro	Dc	1.53	m	1.53	m
Diámetro exterior del eje	De	36.2	pulg	0.92	m
Diámetro exterior del helicoides	D	1.48	m	1.48	m
Espesor de helicoides, según tipo de cocedor	E	0.07	m	0.07	m
Número de helicoides	NH		pzas	55	pzas

Elaboración Propia

De acuerdo a los valores establecidos en la tabla 4.1, la capacidad efectiva según la ecuación 2.1 establecida por PRODUCE en la sección 2.9 es:

$$PE = 45.027 * 5 * 0.95 * [0.254 * (1.53^2 - 0.92^2) - (1.48^2 - 0.92^2) * 0.07]$$

$$PE = 61 \text{ TPH}$$

La capacidad efectiva según área de transferencia, tenemos:

Tabla 4.2

*Datos de área de transferencia*

PARÁMETROS	SIMB.	VALOR	UNID.	DATOS	UNID.
Ancho de la boca de carga	A	1.2	m	1.2	m
Ángulo	$\alpha$	103.52	°	104	°
Desarrollo exterior del helicoides	LH	4.65	m	5	m
Desarrollo interior del helicoides	IH	2.90	m	3	m
Área de la chaqueta	Ach			47.68	m <sup>2</sup>
Área del helicoides	AH			142.19	m <sup>2</sup>
Área del eje	Ae			28.75	m <sup>2</sup>
Área total de transferencia	AT			218.62	m <sup>2</sup>
Factor de calentamiento				3.5	m <sup>2</sup> /TPH
<b>Capacidad efectiva</b>	<b>PE</b>	<b>62</b>	<b>TPH</b>		

Elaboración propia

Entonces la capacidad efectiva real del cocedor, se obtiene mediante la semisuma de las capacidades según PRODUCE y el área de transferencia.

Tabla 4.3

*Capacidad efectiva del cocedor*

<b>CAPACIDAD EFECTIVA SEGÚN DIMENSIONES</b>	<b>61</b>	<b>TPH</b>
CAPACIDAD EFECTIVA SEGÚN ÁREA DE TRANSFERENCIA	62	TPH
<b>CAPACIDAD EFECTIVA PROMEDIO DEL COCEDOR</b>	<b>61.5</b>	<b>TPH</b>

Elaboración propia

## 4.2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO

### 4.2.2 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

Tal cómo se definió en el apartado 2.10.2 para un sistema abierto en situación estacionaria, el volumen de control de acuerdo a la figura 4.1 nos permitirá determinar el flujo másico de vapor que se usará en el proceso cocción.

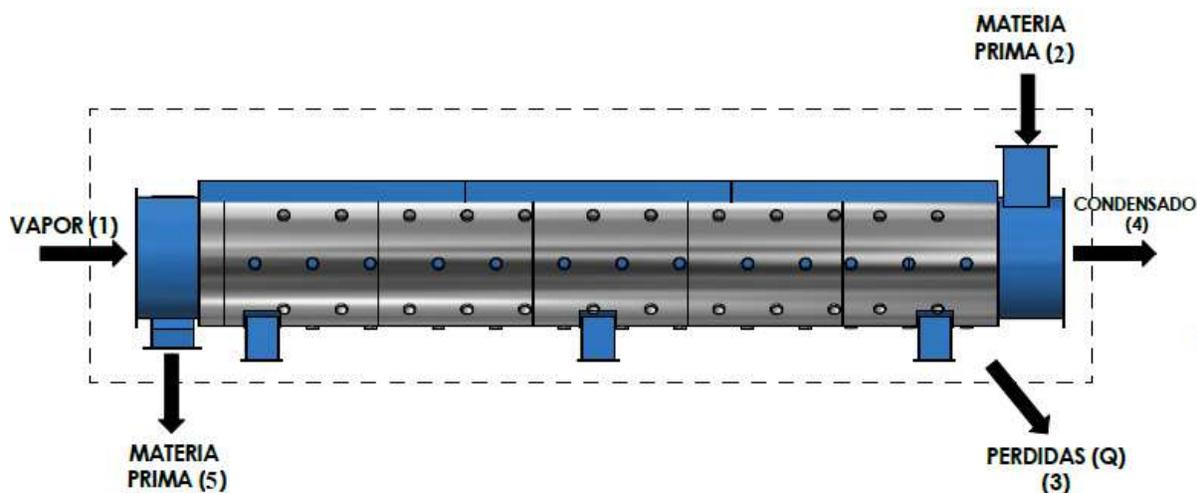


Figura 4.1. Volumen de control del cocedor

Fuente: Elaboración Propia.

Entonces partiendo de la ecuación 2.5, tenemos:

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{C_e^2}{2} + g * z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{C_s^2}{2} + g * z_s \right) = \frac{dE_{VC}}{dt}$$

Para el cocedor industrial consideramos que las velocidades en la entrada y salida son similares, por lo tanto la variación de la energía cinética es despreciable. Además, el cocedor está ubicado de forma horizontal de tal modo que la variación de cotas es nula o mínima y por ende la energía potencial es nula o despreciable. Dado que al vapor no se le entrega trabajo ni él entrega trabajo entonces es nulo, por lo tanto, el balance de energía para la ecuación anterior se reduce de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e * h_e - \sum_e \dot{m}_s * h_s = 0$$

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 - (\dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_4 * h_4) = 0$$

Considerando:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{MP}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{cond}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{vapor\_ent}$$

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_{vapor\_ent} * h_1 + \dot{m}_{MP} * h_2 - \dot{m}_{MP} * h_5 - \dot{m}_{cond} * h_4 = 0$$

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_{vapor\_ent} * h_1 - \dot{m}_{cond} * h_4 + \dot{m}_{MP} * (h_2 - h_5) = 0$$

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_{vapor\_ent} * (h_1 - h_4) + \dot{m}_{MP} * (h_2 - h_5) = 0$$

$$\dot{m}_{vapor\_ent} = \frac{\dot{m}_{MP} * (h_5 - h_2) - \dot{Q}}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m}_{vapor\_ent} = \frac{\dot{m}_{MP} * c_{pMP} * (T_5 - T_2) - \dot{Q}}{(h_{fg})} \quad (4.1)$$

#### 4.2.3. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS DE CALOR

Para determinar el calor cedido al medio ambiente se analizará como cilindros concéntricos tal como se muestra en la figura 2.10.

- Determinación del coeficiente convectivo en la condensación  $h_1$ : para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación se calculará los siguientes valores obtenidos de la tabla A.3 (Anexo A).

Tabla 4.4  
*Datos de Fluido Caliente*

<b>Datos del fluido caliente</b>			
Presión de trabajo	Bar	P	4.8
Temperatura de saturación	°C	$T_{sat}$	157.62
Densidad de líquido	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_L$	909.97
Densidad de vapor	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_s$	3.05
Entalpía de vaporización	kJ/kg	$h_{fg}$	2090.2
Conductividad térmica	W/m°K	$k_l$	0.68
Viscosidad Dinámica	kg/m.s	$\mu$	$1.74 \times 10^{-4}$
Calor específico del condensado	KJ/kg°K	$C_{PL}$	4.33

Elaboración propia

Para calcular el valor  $h_1$ , se determinará  $h_{fg}^*$  a partir de la ecuación 2.21:

$$h_{fg}^* = 2090.2 + 0.68 * 4.332 * (430.77 - 423.15)$$

$$h_{fg}^* = 2112.645 \text{ KJ/kg}$$

Reemplazando valores en la ecuación 2.20, tenemos:

$$h_1 = 0.729 * \left[ \frac{9.81 * 909.976 * (909.976 - 3.057) * 2112.645 * 10^3 * 0.681^3}{1.74 * 10^{-4} * (157.62 - 150) * 1.656} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_1 = 5134.170 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- Determinación del coeficiente convectivo natural  $h_4$ : De la tabla A.4 (Anexo A), tenemos lo siguiente:

Tabla 4.5  
*Propiedades del aire a la temperatura de película*

Temperatura de la pared aislante	°C	$T_s$	35
Temperatura del aire	°C	$T_\infty$	25
Temperatura de película $(T_s + T_\infty)/2$	°C	$T_f$	30
Densidad	$kg/m^3$	$\rho$	1.164
Calor específico	$J/kg^\circ K$	$C_p$	1007
Conductividad térmica	$W/m.K$	$k$	0.02588
Difusividad térmica	$m^2/s^2$	$\alpha$	$2.208 \times 10^{-5}$
Viscosidad dinámica	$kg/m.s$	$\mu$	$1.872 \times 10^{-5}$
Viscosidad cinemática	$m^2/s$	$\nu$	$1.608 \times 10^{-5}$
Número de Prandtl		Pr	0.7282
Diámetro exterior del aislante	m	D	1.827

Elaboración propia

Reemplazando valores de la tabla en la ecuación 2.19, tenemos:

$$Ra_D = \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) * \frac{1}{30^\circ C} * (35 - 25^\circ C) * (1.827 m)^3}{(1.608 \times 10^{-5} m^2/s)^2} * (0.7282)$$

$$Ra_D = 2.808 \times 10^{10}$$

Por lo tanto, el número de Rayleigh obtenido es menor que  $10^{12}$ , reemplazando en la ecuación 2.18:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387(2.808 \times 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0.559/0.7282)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 336.621$$

Entonces,

$$Nu = \frac{h_4 x D}{k}$$

$$h_4 = \frac{k}{D} Nu = \frac{0.02588 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}}{1.827 \text{ m}} (336.621)$$

$$h_4 = 4.768 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Determinación de los valores de las resistencias térmicas

Tabla 4.6

*Datos técnicos del cocedor 60 tph*

Longitud de la chaqueta	m	L	12.985
Radio exterior del tubo	m	R <sub>2</sub>	0.828
Radio exterior del aislante	m	R <sub>3</sub>	0.914
Coeficiente de conductividad del Acero	W/m°C	K <sub>2</sub>	64
Coef. de conductividad del Aislante (fibra de vidrio)	W/m°C	K <sub>3</sub>	0.04
Temperatura exterior del aislante	°C	T <sub>3</sub>	35

Elaboración propia

Reemplazando los valores de la tabla, en la ecuación 2.16:

$$A_1 = 2\pi r_1 L = 2\pi(0.765 \text{ m})(12.985 \text{ m}) = 62.414 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 L = 2\pi(0.914 \text{ m})(12.985 \text{ m}) = 74.571 \text{ m}^2$$

$$R_1 = R_{conv,1} = \frac{1}{h_1 A_1} = \frac{1}{(5134.170 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(62.414 \text{ m}^2)} = 3.121 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = R_{Tubo} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_2 L} = \frac{\ln(0.828/0.765)}{2\pi(64 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(12.985 \text{ m})} = 15.156 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_3 = R_{Aislamiento} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_3 L} = \frac{\ln(0.914/0.828)}{2\pi(0.04 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(12.985 \text{ m})} = 30279.708 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_4 = R_{conv,2} = \frac{1}{h_4 A_3} = \frac{1}{(4.768 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(74.571 \text{ m}^2)} = 2812.508 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Dado que todas las resistencias están en serie (figura 10), se determina que la resistencia total:

$$R_{total} = 33110.493 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\mathbf{R_{total} = 0.033 \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

Para determinar la razón estacionaria de pérdida de calor usaremos la ecuación 2.15:

$$\dot{Q} = \frac{(152 - 25 \text{ } ^\circ\text{C})}{0.033 \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

$$\dot{Q} = 3848.485 \text{ W}$$

$$\mathbf{\dot{Q} = 13854.546 \text{ KJ/h}}$$

- Cálculo de consumo de vapor

Tabla 4.7

*Datos de vapor y materia prima*

Presión de ingreso de vapor al cocedor	Bar	P	4.8
Calor específico de la materia prima	KJ/Kg°K	Cp	3.44
Flujo de materia prima	Ton/h	$m_{MP}$	61.5
Temperatura de ingreso de materia prima	°C	T <sub>2</sub>	15
Temperatura de salida de materia prima	°C	T <sub>5</sub>	100

Elaboración Propia

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.1.

$$m_{vapor\_ent} = \frac{61500 \frac{kg}{h} * 3.44 \frac{kJ}{kg^\circ K} * (100 - 15)^\circ\text{C} - 13854.546 \frac{kJ}{h}}{(2090.2 \frac{kJ}{kg})}$$

$$\mathbf{m_{vapor\_ent} = 8596.663 \frac{kg}{h}}$$

- Cálculo del calor total requerido

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_s - \dot{Q}_p$$

Dónde:

$\dot{Q}_s$ : Calor sensible de la materia prima

$\dot{Q}_p$ : Perdida de flujo hacia los alrededores.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_s - \dot{Q}_p$$

$$\dot{Q}_t = [m_{MP} * CP_{pescado} * (T_2 - T_5)] - \dot{Q}$$

$$\dot{Q}_t = [17982600 \text{ KJ/h}] - 13854.546 \text{ KJ/h}$$

$$\dot{Q}_t = 17.986 \times 10^6 \text{ KJ/h}$$

### 4.3. ANÁLISIS EXERGÉTICO

Para un sistema abierto estacionario tal como se muestra en la figura 2.6 tenemos los siguientes datos establecidos:

Tabla 4.8.

*Datos técnicos de vapor en el punto muerto*

<b>Temperatura en el estado muerto.</b>	°C	<b>T<sub>0</sub></b>	<b>25</b>
Presión en el estado muerto	KPa	P <sub>0</sub>	100
Entalpía en el estado muerto	kJ/kg	h <sub>0</sub> = h <sub>f</sub>	104.83
Entropía en el estado muerto	kJ/kg°K	s <sub>0</sub> = s <sub>f</sub>	0.3672

Elaboración propia

Debido a que no hay interacción de trabajo se considera lo siguiente:

- $\Delta S_{VC}=0$
- $\Delta m_{VC}=0$
- $\Delta E_{VC}=0$
- $E_c=E_p=0$

- $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{MP} = 61500 \text{ kg/h}$
- $\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{vapor} = 8596.663 \text{ kg/h}$

De acuerdo a la ecuación 2.11 tenemos:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} \overset{0}{=} = \frac{dX_{sist}}{dt} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_2\varphi_2 + \dot{m}_1\varphi_1 = \dot{W}_{rev,sal} + \dot{X}_{calor} + \dot{m}_4\varphi_4 + \dot{m}_5\varphi_5$$

$$\dot{W}_{rev,sal} = \dot{m}_2\varphi_2 - \dot{m}_5\varphi_5 + \dot{m}_1\varphi_1 - \dot{m}_4\varphi_4$$

$$\dot{W}_{rev,sal} = \dot{m}_{MP}(\varphi_2 - \varphi_5) + \dot{m}_{vapor}(\varphi_1 - \varphi_4) \dots (4.2)$$

Para determinar el trabajo reversible en la salida, primero calcularemos la variación de exergía establecida en la ecuación 2.12.

$$\varphi_2 - \varphi_5 = (h_2 - h_5) - T_0(S_2 - S_5)$$

$$\varphi_2 - \varphi_5 = Cp(T_2 - T_5) - T_0 * Cp * \ln\left(\frac{T_2}{T_5}\right)$$

$$\varphi_2 - \varphi_5 = 3.44(373 - 288) - 298 * 3.44 * \ln\left(\frac{373}{288}\right)$$

$$\varphi_2 - \varphi_5 = 27.285 \text{ kJ/kg}$$

$$\varphi_1 - \varphi_4 = (h_1 - h_4) - T_0(S_1 - S_4)$$

$$\varphi_1 - \varphi_4 = h_{fg} - T_0 * S_{fg}$$

$$\varphi_1 - \varphi_4 = 2089.616 - 298 * 4.851$$

$$\varphi_1 - \varphi_4 = 644.018 \text{ kJ/kg}$$

Reemplazando valores en la ecuación 4.2, tenemos:

$$\dot{W}_{rev,sal} = 61500 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 27.285 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + 8596.663 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 644.018 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{rev,sal} = 7214433.212 \text{ KJ/h}$$

$$X_{dest} = W_{rev,sal} - W_{VC} = S_{gen} * T_0$$

$$X_{dest} = W_{rev,sal} = 7214433.212 \text{ KJ/h}$$

$$S_{gen} * T_0 = 7214433.212 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$$

$$S_{gen} = 24209.507 \frac{\text{kJ}}{\text{h}^\circ\text{K}}$$

#### 4.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

##### 4.4.1 ESPESOR REQUERIDO PARA EL CILINDRO INTERIOR (CASCO)

Para determinar el espesor requerido del casco se trabajará con la presión hidrostática ( $P_H$ ) debido a que se considerará el recipiente lleno de agua.

Tabla 4.9

*Datos de esfuerzos de material de acero ASTM A-36*

Esfuerzo de cedencia	Sy	36 Kpsi	250 MPa
Esfuerzo último	Su	58 Kpsi	400 MPa
Esfuerzo de diseño (-29 a 343°C)	Sd	12.7 Kpsi	87.56 MPa
Diámetro del casco	$\emptyset_{int. \text{ casco}}$	60.24 pulg	1530 mm

Elaboración propia

$$P_H = 1.3 P_d * \frac{S_P}{S} \dots (4.3)$$

Dónde:

$S_P$ : Tensión máxima admisible a la temperatura de prueba

$S$ : Tensión máxima admisible a la temperatura de diseño

$P_d = P_o + 30 \text{ lbs}$

$P_o$ : Presión de trabajo (70 lbs)

Por lo tanto, la  $P_d = 100 \text{ lbs}$

De la ecuación 4.3, reemplazando los valores tenemos que la  $P_H = 130 \text{ psi}$ .

Para determinar los espesores requeridos para el cilindro interior, se aplicará las relaciones establecidas por el código ASME tal como se expresa en las ecuaciones 2.25 y 2.26:

### A) ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL (JUNTA LONGITUDINAL)

De acuerdo a la tabla A.6 (Anexo A), determinaremos el espesor requerido para los tres tipos de eficiencia de juntas en la soldadura.

- Para  $E = 0.70$

$$130 \text{ psi} < 1.25(12700 \text{ psi})(0.70)$$

$$130 \text{ psi} < 11112.5 \text{ psi} \dots \text{ok}$$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(12700 \text{ psi} * 0.70) - 0.6(130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.444'' + 0.125'' = 0.569'' \cong 0.6''$$

$$\mathbf{t_r = 0.6''}$$

- Para  $E = 0.85$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(12700 \text{ psi} * 0.85) - 0.6(130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.365'' + 0.125'' = 0.49'' \cong 0.5''$$

$$\mathbf{t_r = 0.5''}$$

- Para  $E = 1$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(12700 \text{ psi} * 1) - 0.6(130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.310'' + 0.125'' = 0.435'' \cong 0.4''$$

$$\mathbf{t_r = 0.4''}$$

Para distintos valores de la eficiencia de la junta obtenemos diversos valores de espesores requeridos; tal como se muestra en el cálculo realizado, para el primer valor obtenido con  $E=0.70$  no gastamos en radiografías, pero el espesor resultante es muy alto, y consecuente es caro. Para el segundo caso donde  $E=0.85$ , nos indica que es el punto óptimo de eficiencia de soldaduras, en base a la experiencia para los cuerpos cilíndricos, se tiene cuando el factor de eficiencia de la junta de soldadura es de 0.85, esto quiere decir que el espesor no es muy grande y el costo de radiografiado es relativamente bajo. Sin embargo, para el último caso  $E=1$ , usaríamos un espesor pequeño pero el costo de radiografiado sería muy elevado debido a que se tendría que radiografiar al 100%.

### **B) ESFUERZO LONGITUDINAL (JUNTA CIRCUNFERENCIAL)**

$$130 \text{ psi} < 11112.5 \text{ psi} \dots \text{ok}$$

- Para  $E = 0.70$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.70) + (0.4 * 130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.219'' + 0.125'' = 0.344'' \cong 0.34''$$

$$t_r = 0.34''$$

- Para  $E = 0.85$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.85) + (0.4 * 130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.181'' + 0.125'' = 0.306'' \cong 0.31''$$

$$t_r = 0.31''$$

- Para  $E = 1$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 30.12''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.85) + (0.4 * 130 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.154'' + 0.125'' = 0.279'' \cong 0.28''$$

$$t_r = 0.28''$$

Por lo tanto, se tomará el espesor requerido del esfuerzo circunferencial debido a que es mayor que el esfuerzo longitudinal. El espesor requerido para el cilindro interior o casco del cocedor será de ½”.

#### 4.4.2 ESPESOR REQUERIDO PARA LA CHAQUETA

Para el espesor requerido en la chaqueta se considerará la presión de diseño  $P_d = 100$  psi y un  $D_{chaqueta} = 65.2$  pulg.

##### A) ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL (JUNTA LONGITUDINAL)

- Para  $E = 0.70$

$$t_r = \frac{100 \text{ psi} * 32.6''}{(12700 \text{ psi} * 0.70) - 0.6(100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.369'' + 0.125'' = 0.494'' \cong 0.5''$$

$$t_r = 0.5''$$

- Para  $E = 0.85$

$$t_r = \frac{100 \text{ psi} * 32.6''}{(12700 \text{ psi} * 0.85) - 0.6(100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.304'' + 0.125'' = 0.429'' \cong 0.4''$$

$$t_r = 3/8''$$

- Para  $E = 1$

$$t_r = \frac{100 \text{ psi} * 32.6''}{(12700 \text{ psi} * 1) - 0.6(100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.258'' + 0.125'' = 0.383'' \cong 0.3''$$

$$t_r = 0.3''$$

**B) ESFUERZO LONGITUDINAL (JUNTA CIRCUNFERENCIAL)**

- Para  $E = 0.70$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 32.6''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.70) + (0.4 * 100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.183'' + 0.125'' = 0.308''$$

$$t_r = \mathbf{0.308''}$$

- Para  $E = 0.85$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 32.6''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.85) + (0.4 * 100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.151'' + 0.125'' = 0.276''$$

$$t_r = \mathbf{0.276''}$$

- Para  $E = 1$

$$t_r = \frac{130 \text{ psi} * 32.6''}{(2 * 12700 \text{ psi} * 0.85) + (0.4 * 100 \text{ psi})}$$

$$t_r = 0.128'' + 0.125'' = 0.253''$$

$$t_r = \mathbf{0.253''}$$

Por lo tanto, se tomará el espesor requerido del esfuerzo circunferencial debido a que es mayor que el esfuerzo longitudinal. El espesor requerido para las chaquetas del cocedor será de 3/8".

**4.4.3 ESPESOR REQUERIDO PARA EL EJE DEL ROTOR**

Para determinar el espesor requerido del eje del rotor, se analizará mediante las gráficas que se encuentran en la figura B.1 y B.2 (Anexo B) y por la ecuación 2.27. Asumiendo un espesor de  $t = 3/4''$ .

Datos:  $\phi_{rotor} = 36.2''$ ;  $L = 14573.5 \text{ mm}$

- Para  $D_o/t \geq 10$

$$\frac{36.2''}{0.75''} \geq 10 \rightarrow 48 \geq 10 \dots \text{ok}$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{14573.5 \text{ mm}}{919.48 \text{ mm}} = 15.849 \cong 16$$

De la gráfica, Anexo. Tenemos los siguientes valores:

- A=0.00048
- B= 6900
- E= 29 x 10<sup>6</sup>
- P<sub>H</sub>=130 lbs
- D<sub>o</sub>=36.2 pulg.

De la ecuación 2.27 tenemos:

$$P_a = \frac{4 * 6900}{3 * \frac{36.2''}{0.75''}}$$

$$P_a = 190.61 \text{ psi} > 130 \text{ psi} \dots \text{ok}$$

Por lo tanto, el espesor requerido del rotor es:  $t_r = t = 3/4''$

#### 4.4.4 ESPESOR REQUERIDO DE LA TAPA

Dentro de los diferentes tipos de cabezales que la norma ASME sugiere, se considerará para el diseño del equipo, de tipo plano. Obteniendo los datos de la figura 2.14, el espesor requerido se determinará mediante la ecuación 2.28.

Datos:

- d = 1555.40 mm = 61.24 pulg.
- P = 130 psi
- S = 12700 psi
- E = 0.85

- $W = 54.4 \text{ kg}$
- $h_G = 102.3 \text{ mm}$

$$t_r = 61.24 \text{ pulg} * \sqrt{\frac{0.3 * 130 \text{ psi}}{12700 \text{ psi} * 0.85} + \frac{1.9 * 143.812 * 4.027 \text{ pulg}}{12700 * 0.85 * 61.24^3 \text{ pulg}^3}}$$

$$t_r = 0.5 \text{ pulg.}$$

#### 4.4.5 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN SILLETAS

##### 4.4.5.1 DISEÑO DE LOS SOPORTES

El diseño de las silleas o soportes de la estructura del cocedor, es uno de los componentes principales del equipo debido a que soporta grandes fuerzas de tensión, por lo tanto, de acuerdo al análisis de Zick, se dimensionará el cocedor con dos soportes, ya que es la forma adecuada y es lo suficiente para soportar los esfuerzos producidos por los diversos componentes. De acuerdo a la figura 2.15 se tiene los siguientes datos de diseño.

- $A = 27 \text{ pulg.}$
- $b = 13 \text{ pulg.}$
- $H = 0.75 \text{ pulg.}$
- $L = 511.22 \text{ pulg.}$
- $P = 130 \text{ lb/pulg}^2$
- $Q = 44093 \text{ lb.}$
- $R = 33 \text{ pulg.}$
- $t_s = 0.5 \text{ pulg.}$
- $\theta = 120^\circ$
- Material del casco: SA-36

- Esfuerzo permitido:  $S = 12700 \text{ lb/pulg}^2$
- Esfuerzo de cedencia:  $S_y = 36000 \text{ psi}$
- Eficiencia de la junta:  $E = 0.85$ .

Para determinar los valores de los esfuerzos producidos en el soporte se emplearán las ecuaciones 2.29 al 2.37.

### A) ESFUERZO FLEXIONANTE LONGITUDINAL ( $S_1$ )

- Esfuerzo en las silletas

$$S_1 = \pm \frac{QA \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$$

Dónde:  $K_1 = 0.335$  de la tabla para valores de K (Anexo)

$$S_1 = \frac{44093 * 27 * \left( 1 - \frac{1 - \frac{27}{511.22} + \frac{33^2 - 0.75^2}{2 * 27 * 511.22}}{1 + \frac{4 * 0.75}{3 * 511.22}} \right)}{0.335 * 33^2 * 0.5}$$

$$S_1 = 99.94 \text{ lb/pulg}^2$$

- Esfuerzo a la mitad del claro:

$$S_1 = \frac{\frac{44093 * 511.22}{4} * \left( \frac{1 + 2 \frac{33^2 - 0.75^2}{511.22^2}}{1 + \frac{4 * 0.75}{3 * 511.22}} - \frac{4 * 27}{511.22} \right)}{\pi * 33^2 * 0.5}$$

$$S_1 = 2619.343 \text{ lb/pulg}^2$$

- Esfuerzo debido a la presión interna:

$$\frac{P * R}{2 * t_s} = \frac{130 * 33}{2 * 0.5} = 4290 \text{ lb/pulg}^2$$

Sumando las fuerzas de tensión tenemos:  $2619.343 + 4290 = 6909.343 \text{ lb/pulg}^2$

$$S_1 + \frac{PR}{2t} < SE \rightarrow 6909.343 \frac{lb}{pulg^2} < 12700 * 0.85$$

$$S_1 + \frac{PR}{2t} < SE \rightarrow 6909.343 \text{ lb/pulg}^2 < 10795 \text{ lb/pulg}^2$$

Por lo tanto, la suma no es mayor que el valor del esfuerzo en la costura circunferencial. El esfuerzo de compresión no es factor, en vista de que  $t/R > 0.005$ ;  $0.5/33 = 0.015$ .

### B) ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL ( $S_2$ )

Como  $A > R/2 \rightarrow 27 > 15.5$ , la fórmula aplicable es la ecuación 2.32.

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + \frac{4H}{3}} \right); \text{ dónde } K_2 = 1.171 \text{ (Tabla para valores de } K, \text{ Anexo)}$$

$$S_2 = \frac{1.171 * 44093}{33 * 0.5} * \left( \frac{511.22 - 54}{511.22 + \frac{4.075}{3}} \right)$$

$$S_2 = 2793.259 \text{ lb/pulg}^2$$

De la condición de la ecuación 2.32. Tenemos que  $S_2 < 0.8S \rightarrow 2793.26 \text{ psi} < 10160 \text{ psi}$

Por lo tanto,  $S_2$  no es mayor que el valor del esfuerzo del material del casco.

### C) ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

- Esfuerzo en el cuerno de la silleta ( $S_4$ )

Como  $L(511.22") > 8R(8 * 33")$  y  $A(27) > R/2 (33/2)$ , la fórmula aplicable la ecuación 2.35.

$$S_4 = - \frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6 Q}{2t_s^2}$$

Dónde  $K_6$  se obtiene de la tabla A.5 (Anexo A).

$$S_4 = - \frac{44093}{4 * 0.5(13 + 1.56\sqrt{33 * 0.5})} - \frac{3 * 0.036 * 44093}{2 * 0.5^2}$$

$$S_4 = -10664.22 \text{ lb/pulg}^2$$

$$S_4 < 1.5S \rightarrow -10664.22 \text{ psi} < 1.5 * 12700 \text{ psi}$$

$$\mathbf{S_4 < 1.5S \rightarrow -10664.22 \text{ psi} < 19050 \text{ psi} \dots ok}$$

Por lo tanto,  $S_4$  no es mayor que el valor del esfuerzo del material del casco.

- Esfuerzo en la parte inferior del casco ( $S_5$ )

Para determinar el esfuerzo en la parte inferior del casco se calculará mediante la ecuación 2.36.

$$S_5 = -\frac{K_7 Q}{t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})}; S_5 < 0.5S_y$$

Dónde  $K_7$  lo obtenemos de la tabla A.5, Anexo A.

$$S_5 = -\frac{0.760 * 44093}{0.5 * (13 + 1.56\sqrt{33 * 0.5})}$$

$$\mathbf{S_5 = -3466.01 \text{ lb/pulg}^2}$$

$$\rightarrow \mathbf{0.5 * S_y = 0.5 * 36000 = 18000 \text{ lb/pulg}^2 \dots ok}$$

Por lo tanto,  $S_5$  no es mayor que el punto de cedencia por compresión.

- Fuerza horizontal que se ejerce en la sección más baja del soporte

De la ecuación 2.37 obtenemos la fuerza ejercida horizontalmente.

$$F = 0.204 * 44093$$

$$\mathbf{F = 8994.972 \text{ lb.}}$$

## 4.5 ANÁLISIS MECÁNICO

### 4.5.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL MOTOR

$$Pot = \frac{\pi^2 * N * \frac{f}{\eta} * n * (D^3 - d^3)}{135000}$$

Dónde:

Pot: Potencia del motor en HP

N: rpm del rotor del cocedor

$f$ : Fuerza de fricción por unidad de área debido al rozamiento entre la materia y los discos en  $205.12 \text{ N/m}^2$ .

$\eta$ : Eficiencia mecánica del secador, está alrededor del 67%.

$n$ : número de discos.

$D$ : diámetro de los discos en (m).

$d$ : diámetro exterior del eje (m).

Como datos tenemos:

- $N = 2-8 \text{ rpm}$ , tomaremos el máximo valor.
- $n = 55$  discos
- $D = 1.496 \text{ m}$
- $d = 0.92 \text{ m}$

Reemplazando valores en la ecuación, tenemos:

$$Pot = \frac{\pi^2 * 8 * \frac{205.12}{0.67} * 55 * (1.496^3 - 0.92^3)}{135000}$$

$$Pot = 25.31 \text{ HP}$$

Por lo tanto, seleccionaremos del catálogo WEG un motor de 30 HP ya que se aproxima más al valor calculado. Además, el motor tendrá las siguientes características:

- Motor trifásico, 60 Hz.
- Tensión nominal: 220/440 V
- Número de polos: 4
- Con rotor de jaula.
- Grado de protección: IP55
- Velocidad nominal: 1750 rpm.

#### 4.5.2. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL REDUCTOR

Para llevar a cabo la selección del reductor se tendrá en cuenta los parámetros mencionados en el catálogo de Sumitomo, los cuales son los siguientes:

- El tipo de aplicación: el cocedor se considerará como un mezclador ya que tiene características similares a ello.
- Horas diarias de operación: considerando un promedio de hasta 10 horas al día.
- Factor de servicio según la clasificación de la carga: de la tabla de factores de servicio del catálogo de Sumitomo se tiene para una carga moderada según AGMA es de 1.25.
- Potencia del motor: 30 HP
- Velocidad de entrada: 1750 rpm
- Velocidad de salida deseada: 20.1 rpm
- Ratio del reductor: 87
- Posición y estilo de montaje: del catálogo se seleccionará el tipo de posición horizontal (H) y un estilo de carcasa de pie (H), con conexión de entrada con adaptación (J).

Determinamos la potencia de selección:

$$\text{Potencia de selección (HP)} = \text{Potencia del motor (HP)} * \text{factor de servicio (fs)}$$

$$\text{Potencia de selección (HP)} = 30 \text{ HP} * 1.25$$

$$\text{Potencia de selección (HP)} = 37.5 \text{ HP}$$

Con los valores hallados se seleccionará del catálogo de reductores Sumitomo Cyclo 6000 el reductor CHHJ-6255-87.

### 4.5.3. CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS

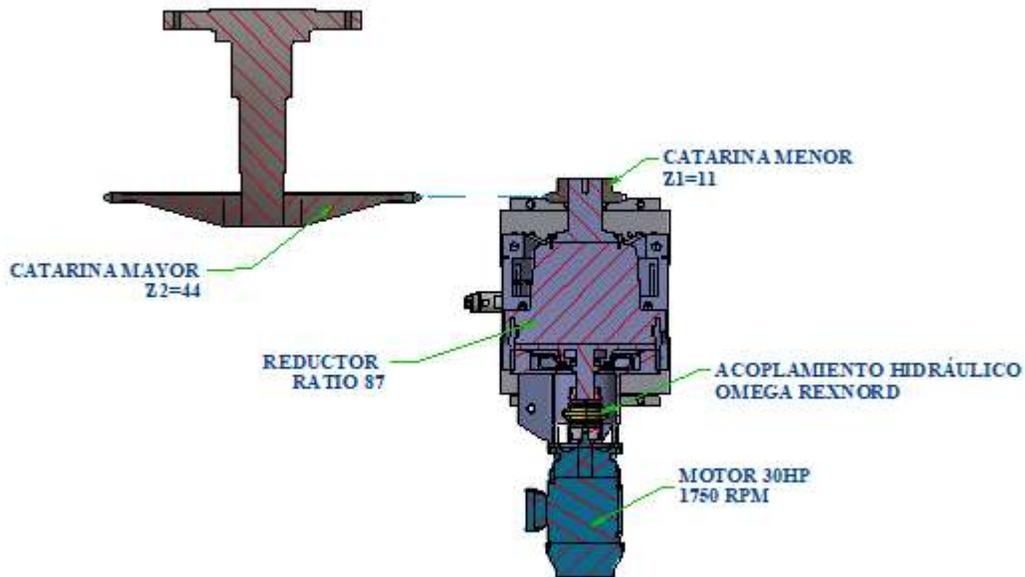


Figura 4.2 Sistema de transmisión de cocedor.

Fuente: Elaboración propia

En la figura tenemos el sistema de transmisión por cadenas para el cocedor, de la cual los siguientes datos de diseño son:

- Potencia transmitida: 30HP
- Velocidad de entrada del motor ( $n_1$ ): 1750 rpm
- Velocidad del eje del cocedor ( $n_3$ ): 5 rpm

Entonces:

$$n_2 = \frac{n_1}{87} = \frac{1750}{87}$$

$$n_2 = 20.1 \text{ rpm}$$

Se considerará una catarina menor de 11 dientes ( $Z_1=11$ ) debido a que este equipo gira a bajas velocidades. Tenemos:

$$\frac{n_3}{n_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$Z_2 = Z_1 \frac{n_2}{n_3} = \frac{11 * 20.1 \text{ rpm}}{5 \text{ rpm}}$$

$$Z_2 = 44.22 \cong 44$$

- De la tabla A.11 (Anexo A). Para choque moderado y un impulsor motor eléctrico tenemos que el FS = 1.3.

Potencia del motor: 30HP

*Potencia de diseño (HP<sub>d</sub> = FS \* HP)*

$$HP_d = 1.3 * 30$$

$$HP_d = 39 \text{ HP}$$

- Cálculo del nuevo ratio

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{20.1}{5} = 4.02$$

Para seleccionar el paso de la cadena se tendrá en cuenta el tipo de aplicación, debido a que este equipo gira a bajas velocidades y la cadena tiene que soportar grandes cargas de impacto. Por la cual el tipo de cadena que se empleará para el sistema de transmisión es del tipo acodada ya que éstas están diseñadas para una mayor resistencia a la rotura y fatiga. Entonces el paso seleccionado es de  $p = 4.073''$

- La velocidad de salida esperada

$$n_3 = n_2 * \frac{Z_1}{Z_2} \rightarrow 20.1 * \frac{11}{44} = 5.025$$

$$n_3 = 5 \dots \text{ok}$$

- Diámetro de paso de las ruedas dentadas

De la ecuación 2.40, para el piñón con  $Z_1 = 11$

$$D_{p1} = \frac{4.073''}{\sin\left(\frac{180}{11}\right)}$$

$$D_{p1} = 14.457 \text{ pulg.}$$

$$D_{p1} = 367.208 \text{ mm}$$

Para la catalina con  $Z_2 = 44$

$$D_{p2} = \frac{4.073''}{\sin\left(\frac{180}{44}\right)}$$

$$D_{p2} = 57.093 \text{ pulg.}$$

$$D_{p2} = 1450.162 \text{ mm}$$

Para seleccionar la cantidad de pasos se considerará el promedio de  $30 < p < 50$ . Dónde  $p = 40$  pasos.

- Longitud de la cadena necesaria

De la ecuación 2.38 tenemos:

$$L_C = (2 * 40) + \frac{44 + 11}{2} + \frac{(44 - 11)^2}{4 * \pi^2 * 40}$$

$$L_C = 108.189 \cong 108$$

$$L_C = 108 \text{ pasos}$$

- Distancia teórica entre centros

De la ecuación 2.39:

$$C = \frac{1}{4} * \left[ 108 - \frac{44 + 11}{2} + \sqrt{\left[ 108 - \frac{44 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8 * (44 - 11)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 39.904 \text{ pasos} = 39.904 * 4.073'' = 162.530 \text{ pulg.}$$

$$C = 162.53 \text{ pulg.}$$

- Ángulo de contacto en el piñón

De la ecuación 2.41:

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} \left( \frac{57.093'' - 14.457''}{2 * 162.530''} \right)$$

$$\theta_1 = 164.926^\circ > 120^\circ \dots ok$$

- Ángulo de contacto en la catalina

De la ecuación 2.42:

$$\theta_1 = 180 + 2 \sin^{-1} \left( \frac{57.093'' - 14.457''}{2 * 162.530''} \right)$$

$$\theta_1 = 195.074^\circ$$

- Velocidad de la cadena

De la ecuación 2.43:

$$V = \frac{\pi * 14.457'' * 20.1 \text{ rpm}}{12}$$

$$V = 76.075 \text{ pies/min}$$

$$V = 76.075 \text{ ppm} \rightarrow 50 \leq V \leq 100 \text{ ppm} \dots ok$$

- La carga permisible a tracción de la cadena

Como se observa en el resultado anterior la velocidad de la cadena está en el rango de 50 a 100 por lo tanto se empleará la ecuación 2.44 donde la carga de rotura de la cadena de acuerdo al catálogo para cadenas acodadas es  $F_u = 170000 \text{ lb}$

$$F_t = \frac{170000}{8} = 21250 \text{ lb}$$

$$F_t = 9638.84 \text{ kgf}$$

#### 4.5.4 CÁLCULO DE EJE

- Cálculo de la carga uniformemente distribuida a lo largo del eje hueco "w"

Consideraremos el peso total del rotor cuando está lleno de agua, es decir se tomará en cuenta a los discos y al eje completamente llenos de agua.

- Peso de la catalina Z44: 364.792 kg = 3.578 N
- Peso del rotor vacío: 16008.259 kg
- Peso agua en los discos: 37.538 kg\*55 = 2064.59 kg
- Peso agua en el eje: 8886.966 kg
- Peso total rotor lleno de agua: 26959.815 kg = 264475.7852 N = 264.476 KN
- Longitud total del eje sin muñones: 14573.5 mm
- $w = \text{Peso total} / \text{longitud} = 264475.7852 \text{ N} / 14573.5 \text{ mm} = 18.148 \text{ N/mm}$

Para determinar las fuerzas ejercidas de la cadena y las reacciones de los rodamientos de determinará el par torsional que se ejerce debido al sistema de transmisión por cadena.

- Torque (Par Torsional)

Considerando la potencia de diseño:  $HP_d = 39 \text{ HP}$

$$T = \frac{71620 (HP)}{N(rpm)}$$

$$T = \frac{71620 * 39}{5}$$

$$T = 558636 \text{ kgf.cm}$$

$$T = 5586360 \text{ kgf.mm}$$

- Tensión en la cadena

Para determinar la fuerza ejercida en la cadena se empleará la ecuación:

$$T = F_c * \frac{d_p}{2}$$

$$F_c = \frac{2 * 5586360 \text{ kgf.mm}}{1450.1622 \text{ mm}}$$

$$F_c = 7704.462 \text{ kgf}$$

Tenemos:  $F_{cx} = F_c * \cos\theta$

$$F_{cx} = 7704.462 * \cos 37$$

$$F_{cx} = 6153.057 \text{ kgf} = 60.361 \text{ KN}$$

$$\mathbf{F_{cx} = 60.361KN}$$

$$F_{cy} = F_c * \sin\theta$$

$$F_{cy} = 7704.462 * \sin 37$$

$$F_{cy} = 4636.661 \text{ kgf} = 45.486 \text{ KN}$$

$$\mathbf{F_{cy} = 45.486KN}$$

- Determinación de las cargas de los rodamientos

Del diagrama de carga para el plano vertical (figura B.4, Anexo B). Tenemos:

$$\sum F_V = 0$$

$$W_{cat} + F_{cy} + 264.476 + R_{cy} + R_{By} = 0$$

$$3.578 + 45.486 + 264.476 + R_{cy} + R_{By} = 0$$

$$R_{cy} + R_{By} = 313.54 \dots I$$

$$\sum M_{VC} = 0$$

$$(W_{cat} + F_{cy}) * 16174.08 \text{ mm} - R_{By} * 15831.5 \text{ mm} + 264.476 \text{ KN} * 7915.75 \text{ mm} = 0$$

$$\mathbf{R_{By} = 182.364 KN}$$

De I:

$$\mathbf{R_{cy} = 131.176 KN}$$

Del diagrama de carga en el plano horizontal figura B.5 (Anexo B), tenemos:

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{Cx} + F_{Cx} - R_{Bx} = 0$$

$$R_{Bx} - R_{Cx} = 60.361 \text{ KN} \dots II$$

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{Cx} * 16174.08 \text{ mm} + R_{Bx} * 15831.5 \text{ mm} = 0$$

$$R_{Bx} = 61.667 \text{ KN}$$

De II:

$$R_{Cx} = 1.306 \text{ KN}$$

- Ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante plano vertical

Corte A-A

$$V = -49.064 \text{ KN}$$

$$M = -49.064x \text{ (KN.m)}$$

Corte B-B

$$V = 133.3 \text{ KN}$$

$$M = 133.3x - 62.474 \text{ (KN.m)}$$

Corte C-C

$$V = -18.148x + 150.932 \text{ (KN)}$$

$$M = -9.074x^2 + 150.932x - 71.04 \text{ (KN.m)}$$

Corte D-D

$$V = -131.176 \text{ KN}$$

$$M = -131.176x + 2121.656 \text{ (KN.m)}$$

- Ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante plano horizontal

Corte A-A

$$V = 60.361 \text{ KN}$$

$$M = 60.361x \text{ (KN.m)}$$

Corte B-B

$$V = -1.306 \text{ KN}$$

$$M = -1.306x + 21.126 \text{ (KN.m)}$$

- **DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD EN EL PUNTO MÁXIMO**
- Cálculo del momento resultante máximo

El momento flexionante en un punto es la resultante del momento en los planos x e y.

$$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$$

Para determinar el momento máximo se derivará la ecuación del momento hallado en el corte C, ya que de acuerdo al diagrama de momento flexionante de la figura B.4 y B.5 (Anexo B), se observa que en ese corte se produce el momento máximo.

$$M_x = -9.074x^2 + 150.932x - 71.04$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} = -18.148x + 150.932 = 0$$

$$x = 8.25833 \text{ m}$$

Se puede observar que el momento máximo se da cuando x toma ese valor calculado, entonces el momento en ese punto será:

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 556.559 \text{ KN.m}}$$

- Momento torsor máximo

$$T_{m\acute{a}x} = 5586360 \text{ kgf.mm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 54.802 \text{ KN.m}$$

- Cálculo del factor seguridad

El eje hueco del cocedor será fabricado de planchas estructurales ASTM A-36 roladas, soldadas y rectificadas. Los muñones (eje motriz y de cola) serán fabricados de acero fundido AISI 1045.

Aplicaremos la fórmula ASME (ecuación 2.52)

$$S_{ad} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

De la tabla – Anexo, tenemos:

$$K_m = 1.5; K_t = 1.0$$

$$d_i = 881.4 \text{ mm}$$

$$d_o = 920 \text{ mm}$$

$$K = 0.958$$

Tabla 4.10

*Propiedades físicas de ASTM A-36 y AISI 1045*

Material	Temperatura			
	20°C		185.46°C	
	Sy (MPa)	Su (MPa)	Sy (MPa)	Su (MPa)
ASTM A-36	248.1	400	240	408
AISI 1045	310	570	300	582

Elaboración propia

Para el eje (ASTM A-36):

$$S_{ad} = 0.3S_y = 0.3 * 240 = 72 \text{ MPa} \dots \mathbf{OK}$$

$$S_{ad} = 0.18S_y = 0.18 * 408 = 73.44 \text{ MPa}$$

Para los muñones (AISI 1045)

$$S_{ad} = 0.3S_y = 0.3 * 300 = 90 \text{ MPa} \dots \mathbf{OK}$$

$$S_{ad} = 0.18S_y = 0.18 * 582 = 104.76 \text{ MPa}$$

Reemplazando valores en la ecuación 2.52 tenemos:

$$S_{ad} = \frac{16}{\pi * 0.92^3(1 - 0.958^4)} * \sqrt{(1.5 * 556.559)^2 + (54.802)^2}$$

$$S_{ad} = 34.696 \text{ MPa}$$

Por lo que el factor de seguridad “N” será igual a:

$$N = \frac{S_{ad \text{ mat}}}{S_{ad}} = \frac{72 \text{ MPa}}{34.696 \text{ MPa}}$$

$$N = 2.075 \dots \text{ok}$$

- Determinación del factor de seguridad para el diseño por fatiga

Para calcular el factor de seguridad por fatiga se aplicará el criterio de Soderberg – Máxima energía de distorsión por ser el más conservativo. De acuerdo a la ecuación 2.64

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} \right)^2 - \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} * \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} + 3 \left( \frac{\tau'_{xay}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para el punto de momento máximo, el esfuerzo de flexión para un eje hueco se tiene de la ecuación 2.50:

$$\sigma_{xa} = \frac{32 * 556.559 * 0.92}{\pi(0.92^4 - 0.8819^4)}$$

$$\sigma_{xa} = 46.775 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = 0; \sigma_{xm} = 0; \sigma_{ym} = 0; \tau_{xay} = 0$$

Debido a que es un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, se tiene:

$$M_m = 0; T_a = 0; T = 54.802 \text{ kN.m}$$

De la ecuación 2.48, tenemos:

$$\tau_{xym} = \frac{16 * 54.802 * 0.92}{\pi * (0.92^4 - 0.8819^4)}$$

$$\tau_{xym} = 2.303 \text{ MPa}$$

Para el rotor que es de material ASTM A-36 se tiene que  $S_e' = 200 \text{ MPa}$

Se determinará el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  para poder calcular el factor de seguridad, la cual está relacionado por los siguientes factores:

- Acabado Superficial  $k_a$

De la tabla A.9, anexo A. Tenemos que las planchas serán fabricadas en ASTM A-36 cuyo proceso de fabricación será laminado en caliente, por lo tanto,  $a = 57.7$  y  $b = -0.718$ . Reemplazando en la ecuación 2.58.

$$k_a = 57.7 * 400^{-0.718}$$

$$k_a = 0.781$$

- Factor de tamaño  $k_b$

Como el eje del cocedor es hueco, hallaremos el diámetro efectivo para  $d_o = 0.92\text{m}$

$$d_e = 0.37 * 0.92$$

$$d_e = 0.3404 \text{ m}$$

De la ecuación 2.59, tenemos:

$$k_b = 1.51 * 340^{-0.157}$$

$$k_b = 0.607$$

- Factor de carga  $k_c$

Para flexión  $k_c = 1$

- Factor de temperatura  $k_d$

A una temperatura de  $185.46^\circ\text{C}$  y reemplazando en la ecuación 2.62

$$k_d = 1.019$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

$$k_e = 1$$

- Factores varios  $k_f$

$$k_f = 1$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.57,

$$S_e = 0.781 * 0.607 * 1 * 1.019 * 1 * 1 * 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 124.487 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 2.65, 2.66, 2.67 tenemos que:

$$\sigma'_{xa} = 46.775 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{ya} = 0$$

$$\tau'_{xay} = 1.195 \text{ MPa}$$

Luego, reemplazaremos todos los valores en la ecuación del criterio de Soderberg para determinar el factor de seguridad:

$$N = \left[ \left( \frac{46.775}{124.487} \right)^2 + (0)^2 - \frac{46.775}{124.487} * 0 + 3 \left( \frac{1.195}{124.487} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 2.66 \dots \text{ok}$$

- **DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD EN EL PUNTO B (EJE MOTRIZ)**

Datos:

$$d_o = 220\text{mm}; d_i = 64\text{mm}; K = 0.29$$

Para el punto B, tenemos que el momento será la resultante de los momentos hallados en el plano vertical y horizontal tal como se muestra en la figura B.4 y B.5, Anexo B.

$$M_B = \sqrt{M_{VB}^2 + M_{HB}^2}$$

$$M_B = 26.717 \text{ kN} - m$$

$$T = 54.802 \text{ kN} - m$$

Entonces el esfuerzo permisible será:

$$S_{ad} = \frac{16}{\pi * 0.22^3 * (1 - 0.29^4)} * \sqrt{(1.5 * 26.717)^2 + 54.802^2}$$

$$S_{ad} = 32.704 \text{ MPa}$$

Luego el factor de diseño será:

$$N = \frac{S_{ad \text{ mat}}}{S_{ad}} = \frac{90 \text{ MPa}}{32.704 \text{ MPa}}$$

$$N = 2.75 \dots \text{ok}$$

- Cálculo por fatiga

Para calcular el factor de seguridad por fatiga se aplicará el criterio de Soderberg – Máxima energía de distorsión por ser el más conservativo. De acuerdo a la ecuación 2.64

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} \right)^2 - \frac{\sigma'_{xa}}{S_e} * \frac{\sigma'_{ya}}{S_e} + 3 \left( \frac{\tau'_{xay}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para el punto B, el esfuerzo de flexión para un eje hueco se tiene de la ecuación 2.50:

$$\sigma_{xa} = \frac{32 * 26.717 * 0.22}{\pi(0.22^4 - 0.064^4)}$$

$$\sigma_{xa} = 25.742 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = 0; \sigma_{xm} = 0; \sigma_{ym} = 0; \tau_{xay} = 0$$

De la ecuación 2.48, tenemos:

$$\tau_{xym} = \frac{16 * 54.802 * 0.22}{\pi * (0.22^4 - 0.064^4)}$$

$$\tau_{xym} = 26.401 \text{ MPa}$$

Para el eje motriz que es de material AISI 1045 se tiene que  $S_e' = 0.5 * 570 \text{ MPa} = 285 \text{ MPa}$

Se determinará el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  para poder calcular el factor de seguridad, la cual está relacionado por los siguientes factores:

- Acabado Superficial  $k_a$

De la tabla, anexo. Tenemos que los muñones tanto el eje motriz como el de cola serán maquinados, por lo tanto,  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$ . Reemplazando en la ecuación 2.58.

$$k_a = 4.51 * 570^{-0.265}$$

$$k_a = 0.839$$

- Factor de tamaño  $k_b$

Como el eje del cocedor es hueco, hallaremos el diámetro efectivo para  $d_o = 0.22m$

$$d_e = 0.37 * 0.22$$

$$d_e = 0.0814 \text{ m}$$

De la ecuación 2.59, tenemos:

$$k_b = 1.51 * 81.4^{-0.157}$$

$$k_b = 0.757$$

- Factor de carga  $k_c$

Para flexión  $k_c = 1$

- Factor de temperatura  $k_d$

A una temperatura de  $185.46^\circ\text{C}$  y reemplazando en la ecuación 2.62

$$k_d = 1.019$$

- Factores varios  $k_f$

De la figura, Anexo. Se determinará el valor de  $k_t$  con los siguientes valores:

$$\begin{cases} D = 280\text{mm} \\ d = 220\text{mm} \\ r = 10\text{mm} \end{cases} \begin{cases} D/d = 1.27 \\ r/d = 0.05 \end{cases}$$

Se considerará conservadoramente una sensibilidad total a la muesca, por lo tanto,  $q=1$ , entonces de la figura. Tenemos:

$$k_t = 2.16$$

$$k_t = k_f = 2.16$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

$$k_e = 1/k_f$$

$$k_e = 0.463$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.57,

$$S_e = 0.839 * 0.757 * 1 * 1.019 * 0.463 * 1 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_e = 85.4 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 2.65, 2.66, 2.67 tenemos que:

$$\sigma'_{xa} = 25.742 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{ya} = 0$$

$$\tau'_{xay} = 7.515 \text{ MPa}$$

Luego, reemplazaremos todos los valores en la ecuación del criterio de Soderberg para determinar el factor de seguridad:

$$N = \left[ \left( \frac{25.742}{85.4} \right)^2 + 3 \left( \frac{7.515}{85.4} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 2.96 \dots \text{ok}$$

### - CÁLCULO DE DEFLEXIÓN

De la figura, Anexo. Analizaremos la deflexión en el plano vertical debido a que el punto crítico observado en el diagrama de momento flexionante (figura B.4, Anexo B) se encuentra en el

punto E. Se determinará las ecuaciones para cada corte mediante el método de integraciones sucesivas.

- Tramo I: Corte A-A  $\rightarrow 0 \leq x \leq 0.3425$

De la ecuación 2.69

$$M_x = EI \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$-49.064x = EI \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$\int -49.064x = \int EI \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$\rightarrow EI \frac{dy}{dx} = -24.532x^2 + C_1$$

$$\int EI \frac{dy}{dx} = \int -24.532x^2 + C_1$$

$$\rightarrow EIy = -8.177x^3 + C_1x + C_2$$

- Tramo II: Corte B-B  $\rightarrow 0.34258 \leq x \leq 0.97158$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = 133.3x - 62.474$$

$$\rightarrow EI \frac{dy}{dx} = 66.5x^2 - 62.474x + C_3$$

$$\rightarrow EIy = 22.167x^3 - 31.237x^2 + C_3x + C_4$$

- Tramo III: Corte C-C  $\rightarrow 0.97158 \leq x \leq 15.54508$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = -9.074x^2 + 150.932x - 71.04$$

$$\rightarrow EI \frac{dy}{dx} = -3.025x^3 + 75.466x^2 - 71.04x + C_5$$

$$\rightarrow EIy = -0.756x^4 + 25.155x^3 - 35.52x^2 + C_5x + C_6$$

- Tramo IV: Corte D-D → **15.54508 ≤ x ≤ 16.17408**

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = -131.176x + 2121.656$$

$$\rightarrow EI \frac{dy}{dx} = -65.588x^2 + 2121.656x + C_7$$

$$\rightarrow EIy = -21.863x^3 + 1060.828x^2 + C_7x + C_8$$

Ordenando:

1.  $EI \frac{dy}{dx} = EI\theta_{AB} = -24.532x^2 + C_1$
2.  $EI \frac{dy}{dx} = EI\theta_{BC} = 66.5x^2 - 62.474x + C_3$
3.  $EI \frac{dy}{dx} = EI\theta_{CD} = -3.025x^3 + 75.466x^2 - 71.04x + C_5$
4.  $EI \frac{dy}{dx} = EI\theta_{DE} = -65.588x^2 + 2121.656x + C_7$
5.  $EIy_{AB} = -8.177x^3 + C_1x + C_2$
6.  $EIy_{BC} = 22.167x^3 - 31.237x^2 + C_3x + C_4$
7.  $EIy_{CD} = -0.756x^4 + 25.155x^3 - 35.52x^2 + C_5x + C_6$
8.  $EIy_{DE} = -21.863x^3 + 1060.828x^2 + C_7x + C_8$

Primero se identificará las condiciones limitantes. Se requieren ocho puesto que hay ocho constantes de integración desconocidas.

- Flexión cero en los apoyos
  - En  $x = 0.34258$ ;  $y_{AB}EI = 0$
  - En  $x = 16.17408$ ;  $y_{DE}EI = 0$
  - En  $x = 0.34258$ ;  $y_{BC}EI = 0$
- Curva de flexión continua en C y D
  - En  $x = 0.97158$ ;  $y_{BC}EI = y_{CD}EI$

- En  $x = 15.54508$ ;  $y_{CD}EI = y_{DE}EI$
- Curva de pendiente continua en B, C y D
  - En  $x = 0.97158$ ;  $\theta_{BC}EI = \theta_{CD}EI$
  - En  $x = 15.54508$ ;  $\theta_{CD}EI = \theta_{DE}EI$
  - En  $x = 0.34258$ ;  $\theta_{AB}EI = \theta_{BC}EI$

Reemplazando las condiciones de contorno en las ecuaciones se tiene:

- $0.343C_1 + C_2 = 0.328$
- $16.174C_7 + C_8 = -185007.816$
- $0.343C_3 + C_4 = 2.773$
- $0.972C_3 - 0.972C_5 + C_4 - C_6 = -2.022$
- $15.545C_5 - 15.545C_7 + C_6 - C_8 = 132456.908$
- $C_3 - C_5 = 119.114$
- $C_5 - C_7 = 11363.299$
- $C_1 - C_3 = -10.701$

Por lo tanto, habiendo desarrollado las constantes tenemos que las siguientes ecuaciones:

1.  $EI\theta_{AB} = -24.532x^2 - 2764.628$
2.  $EI\theta_{BC} = 66.5x^2 - 62.474x - 2753.927$
3.  $EI\theta_{CD} = -3.025x^3 + 75.466x^2 - 71.04x - 2873.041$
4.  $EI\theta_{DE} = -65.588x^2 + 2121.656x - 14236.339$
5.  $EIy_{AB} = -8.177x^3 - 2764.628x + 948.595$
6.  $EIy_{BC} = 22.167x^3 - 31.237x^2 - 2753.927x + 947.369$
7.  **$EIy_{CD} = -0.756x^4 + 25.155x^3 - 35.52x^2 - 2873.041x + 1065.171$**
8.  $EIy_{DE} = -21.863x^3 + 1060.828x^2 - 14236.339x + 45250.746$

Habiendo determinado las ecuaciones para la deflexión, se observa de la figura B.4 (Anexo B) que la deflexión se dará en el punto E, ya que es el punto máximo dónde ocurre el momento flexionante y es donde más se podría deformar el eje del rotor. Entonces el punto donde ocurre ese momento máximo se ubica en  $x = 8.25833$  m, reemplazando en la ecuación 7, tenemos:

$$EIy_{CD} = -0.756x^4 + 25.155x^3 - 35.52x^2 - 2873.041x + 1065.171$$

$$EIy = -227971.0848$$

$$y = \frac{-227971.0848}{21 * 10^9 * 5 * 728 * 10^{-3}}$$

$$y = 2.98 \text{ mm}$$

#### 4.5.5. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

En la sección 4.2 del cálculo de ejes se había determinado las fuerzas de acuerdo al diagrama de cargas. Por lo tanto, las fuerzas calculadas en los puntos donde se ubican los rodamientos son:

- Rodamiento motriz:  $R_{Bx} = 182.364 \text{ kN}$ ;  $R_{By} = 61.667 \text{ kN} \rightarrow R_B = 192.51 \text{ kN}$
- Rodamiento eje de cola:  $R_{Cx} = 1.306 \text{ kN}$ ;  $R_{Cy} = 131.176 \text{ kN} \rightarrow R_C = 131.183 \text{ kN}$

Como se puede observar el rodamiento en la parte motriz está sometido a un mayor esfuerzo, por lo tanto, la fuerza radial será igual 192.51 kN.

$$F_r = 192.51 \text{ kN}$$

$$F_a = 0$$

Para seleccionar el rodamiento dónde solo se aplica carga radial se tiene:

$$P = VF_r$$

Dónde:  $V = 1.0$

$$P = 192.51 \text{ kN}$$

Considerando una vida de 10 años operando a un promedio de 22 horas al día. Tenemos que la duración nominal es:

$$L = \frac{22 \text{ hr}}{\text{día}} * \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} * 10 \text{ años}$$

$$L = 79200 \text{ hr}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 * 79200}{60 * 5}$$

$$L_{10h} = 264 * 10^6$$

Reemplazando los valores calculados en la ecuación 2.71, tenemos:

$$C = P * (L_{10h} * 60 * 5 * 10^{-6})^{\frac{1}{k}}$$

Para rodamientos de rodillos,  $k=3.33$

Entonces la carga dinámica equivalente es:

$$C = 1665.56 \text{ kN}$$

Del catálogo de rodamientos de SKF, seleccionaremos de acuerdo al diámetro y al valor de la carga próxima, el rodamiento de rodillos esféricos 23048 CCK/W33.

#### 4.5.6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO

Como se había mencionado en la sección 2.13.4. existen varios tipos de acoplamientos, para nuestra aplicación se seleccionará un acoplamiento del tipo hidráulico omega de Rexnord ya que esta proporciona protección contra daños de arranque, amortigua los golpes y vibraciones de la carga maximizando la vida de los equipos, además ofrece una instalación sencilla.

Tabla 4.11  
*Factor de arranque*

<b>Aplicaciones</b>	<b>Factor de servicio</b>
Transportadores helicoidales	120% a 140%
<b>Servicio general</b>	
Ventiladores	140%
Mezcladores	170% a 200%
Trituradores	250%

Fuente: Catálogo de acoplamientos REXNORD.

El procedimiento de selección de acoplamiento requiere los siguientes datos:

- Torque de operación el cual se calculará mediante la siguiente expresión:

$$T = \frac{63000 * HP}{RPM \text{ DEL MOTOR}}$$

$$T = \frac{63000 * 30HP}{1750 RPM}$$

$$T = 1080 \text{ lb} - \text{in.}$$

- Multiplicamos por el factor de servicio. Considerando al cocedor como un mezclador ya que tiene un funcionamiento similar, entonces de la tabla se tomará el mayor valor para el factor de servicio que es de 2.0.

$$T.C. = f.s * T$$

$$T.C. = 2 * 1080 \text{ lb} - \text{in.}$$

$$T.C. = 2160 \text{ lb} - \text{in.}$$

Del catálogo de acoplamientos omega – Rexnord, seleccionaremos el acoplamiento de tamaño ES 30.

## V. RESULTADOS Y DISCUSIONES

### 5.1. RESULTADOS

#### 5.1.1. EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO

Del desarrollo de los procedimientos del cálculo según PRODUCE, se obtuvo los siguientes resultados.

Tabla 5.1.  
*Resultados de la evaluación de la capacidad del equipo*

Longitud entre chutes de carga y descarga	13.97 m
Tiempo de cocción	11 min
RPM del rotor	5 rpm
Capacidad efectiva promedio del cocedor	61.5 TPH

Fuente: Elaboración Propia

#### 5.1.2. EVALUACIÓN TÉRMICA

Dentro del análisis térmico se desarrolló los cálculos en base a los fundamentos teóricos de termodinámica y transferencia de calor, obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 5.2.  
*Resultados de la evaluación térmica*

Coefficiente de convección en la condensación ( $h_1$ )	5134.170 W/m <sup>2</sup> °C
Coefficiente de convección natural ( $h_4$ )	4.768 W/m <sup>2</sup> °C
Resistencia de convección 1 ( $R_1$ )	3.121 x 10 <sup>-6</sup> °C/W
Resistencia del tubo ( $R_2$ )	15.156 x 10 <sup>-6</sup> °C/W
Resistencia del aislante ( $R_3$ )	30279.708 x 10 <sup>-6</sup> °C/W
Resistencia de convección 2 ( $R_4$ )	2812.506 x 10 <sup>-6</sup> °C/W

Resistencia total ( $R_t$ )	0.033 °C/W
Pérdida de calor cedido al medio ambiente	13854.546 kJ/h
Consumo de vapor	8596.663 kg/h
Calor total requerido	17.986 x 10 <sup>6</sup> kJ/h
Trabajo reversible en la salida	7214433.212 kJ/h
Entropía generada	24209.507 kJ/h°K

Fuente: Elaboración Propia

### 5.1.3. EVALUACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES Y COMPLEMENTARIOS DEL EQUIPO.

#### 5.1.3.1. EVALUACIÓN ESTRUCTURAL

Tabla 5.3.

*Resultados de la evaluación estructural*

<b>ESPEORES REQUERIDOS PARA EL CUERPO Y ROTOR</b>	
Esesor requerido para el casco de acuerdo al esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).	$t_r=1/2''$
Esesor requerido para el casco de acuerdo al esfuerzo longitudinal (junta circunferencial).	$t_r=0.31''$
Esesor requerido para la chaqueta de acuerdo al esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).	$t_r=3/8''$
Esesor requerido para la chaqueta de acuerdo al esfuerzo longitudinal (junta circunferencial).	$t_r=0.276''$
Esesor requerido para el rotor	$t_r=3/4''$
Esesor requerido para la tapa	$t_r=1/2''$

---

**ESFUERZOS PRODUCIDOS EN EL DISEÑO DE SILLETAS TIPO HORIZONTAL**


---

Esfuerzo flexionante longitudinal S1	6909.343 psi
Esfuerzo cortante tangencial S2	2793.259 psi
Esfuerzo circunferencial en el cuerno de la silleta S4	10664.22 psi
Esfuerzo circunferencial en la parte inferior del casco	-3466.01 psi
Fuerza horizontal en la parte más baja del soporte	8994.972 lb

---

Fuente: Elaboración Propia

**5.1.3.2. EVALUACIÓN MECÁNICA**

Tabla 5.4

*Resultados de la evaluación mecánica*

---

**SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA**


---

Potencia de diseño	39 HP
Diámetro de paso de la catarina mayor	57.093 pulg.
Número de dientes de la catarina mayor	44
Número de dientes de la catarina menor	11
Diámetro de paso de la catarina menor	14.457 pulg.
Longitud de la cadena	108 pasos
Distancia teórica entre centros	162.530 pulg.
Velocidad de la cadena	76.075 pies/min
Carga permisible a tracción de la cadena	9638.84 kgf

---



---

**VALORES OBTENIDOS DEL CÁLCULO DEL ROTOR**


---

Par torsional	5586360 kgf.mm
Tensión en la cadena	7700.462 kgf

---

Reacción en el rodamiento eje motriz	192.508 KN
Reacción en el rodamiento eje de cola	131.183 KN
Momento máximo	556.559 KN-m
Par de torsión máximo	54.802 KN-m

---

### COEFICIENTES DE SEGURIDAD Y DEFLEXIÓN EN LOS PUNTOS CRÍTICOS

Por flexión en el punto máximo	2.075
Por fatiga en el punto máximo	2.66
Por flexión en el punto B	2.75
Por fatiga en el punto B	2.66
Deflexión en el punto máximo	2.98 mm

---

### VALORES DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO Y COMPLEMENTARIO

Carga radial del rodamiento (P)	192.51 KN
Carga dinámica equivalente del rodamiento (C)	1665.56 KN
Rodamiento del tipo rodillos esféricos	23048CCK/W33
Par continuo del acoplamiento (T.C.)	2160 Lb-in
Acople hidráulico Omega	ES30
Potencia del motor eléctrico	30 HP
Velocidad nominal del motor	1750 rpm
Potencia de selección del reductor	37.5 HP
Ratio del reductor	87

Fuente: Elaboración Propia

#### **5.1.4. EVALUACIÓN DE LOS ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DEL COCEDOR**

Para el análisis de los esfuerzos y deformaciones se tomará en cuenta los componentes críticos del cocedor dentro de ellos está la silleta, rotor y el eje motriz ya que son las que sufren mayor daño y son las que soportan grandes cargas de impacto. Para la realización de este análisis se modeló cada pieza y/o componente con la finalidad de evaluarlo mediante un análisis de elementos finitos a través del software Autodesk Nastran In CAD. Los respectivos análisis se muestran en las figuras B.6 al B.8 en el Anexo B.

Para el análisis de elementos finitos para la silleta que se muestra en la figura B.6, Anexo B se observa que el esfuerzo máximo se produce en la parte superior del soporte con un esfuerzo máximo de 6443 psi, la parte crítica se muestra de color rojo y es ahí donde se producirá el mayor esfuerzo.

Asimismo, se ejecutó el análisis de elementos finitos para el rotor, ya que esta pieza está sometido a flexión y fatiga debido a la carga distribuida de los discos y los esfuerzos producidos por los componentes ubicados en el eje. Como se puede observar en la figura B.8 (Anexo B), el rotor sufre un mayor esfuerzo en el punto medio del eje, y tal como se había analizado teóricamente de acuerdo al diagrama de momentos flexionante en el plano vertical (figura B.4, Anexo B) se puede apreciar de que efectivamente en esa zona se va producir mayor esfuerzo y la deflexión también se producirá en esa zona siendo la sección donde va ubicada los discos la más crítica. Además del análisis de elementos finitos se puede apreciar en la paleta de colores que el esfuerzo máximo producido en esa zona es de 94.7 MPa y una deflexión de 2 mm.

Como un último análisis se consideró el eje motriz debido al esfuerzo producido por la tensión que se ejerce en el sistema de transmisión por cadena y al peso producido por la catalina. De la

figura B.7 se puede observar que el esfuerzo máximo producido se da en el cambio de sección donde va ubicada el rodamiento con un valor de 57.64 Mpa y es ahí donde se produce una mayor concentración de esfuerzos.

## 5.2. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

- Los resultados en la evaluación de la capacidad del equipo se obtuvo que la capacidad efectiva promedio del cocedor es de 61.5 TPH con una longitud entre chutes de 13.97 m, estos resultados en comparación a los datos ya establecidos de los fabricantes de cocedores (Harslev, Fima, Goalco), se tiene que la máxima capacidad que ellos fabrican es de 50/55 TPH con una longitud entre chutes que varían entre los 14 y 14.5 m, lo cual existe una gran diferencia con nuestros resultados obtenidos, esto debido a que se consideró una mayor área de transferencia de calor reduciendo así la longitud y permaneciendo 11 minutos de residencia según lo establecido por PRODUCE. Lo cual significa que en el proyecto elaborado por nosotros aumentaría la capacidad en 0.09% toneladas de harina de pescado.
- Los resultados obtenidos en la evaluación térmica para el proceso de cocción en el volumen de control, tal como se muestra en la figura 4.1, nos dio lo siguiente: una pérdida de calor cedida al medio ambiente de 13854.54 kJ/h, un consumo de vapor requerido de 8596.66 kg/h y una exergía destruida de 7214433.21 kJ/h lo cual no guarda relación con lo que sostiene Estrada (2012) en su análisis térmico de los diversos equipos para una planta pesquera, obteniendo así para una capacidad del cocedor de 35 TPH (lo cual es menor a lo realizado por nosotros) los siguientes resultados: una pérdida de calor cedido al medio ambiente de 11856 KJ/h, un consumo de vapor de 12731 kg/h, una exergía destruida de 5516218 kJ/h. Como se puede observar en los datos calculados, existe una diferencia notoria en el consumo de vapor para el cocedor, siendo la de menor capacidad la que consume más, pero en la investigación de Estrada (2012) no se consideró la capacidad de diseño como tal (35 TPH), sino consideró toda la capacidad de la planta lo cual fue 91.5

TPH, esa es la razón por la cual el consumo que él determina llega a ser mucho mayor que se calculó en este proyecto.

- Para la evaluación estructural del equipo se consideró las secciones específicas de la norma ASME Boiler and Pressure Vessels con la finalidad de obtener un diseño más adecuado y confiable en comparación a los diseños de secadores que se muestra en los antecedentes que se realizó para esta tesis. En comparación a lo realizado por Manrique (2008) muestra en su metodología de cálculo un desarrollo teórico para el diseño de silletas obteniendo como resultado para una carga crítica de 447.75 kN un esfuerzo máximo de 94.68 MPa, mientras que para nuestro diseño con una carga crítica de 196.13 kN se obtuvo un esfuerzo máximo de 44.42 MPa, lo cual significa que si se incrementa la carga crítica en nuestro prototipo se obtendrá un margen de diferencia del 6.64 % con respecto al diseño teórico elaborado por Manrique (2008). Por otra parte, en la evaluación del diseño mecánico se consideró el cálculo para el sistema de transmisión de potencia por cadena de rodillos, diseño del rotor y los cálculos para el sistema de accionamiento principal y complementario. Dentro de ellos el más crítico es el rotor ya que está sometido a vibraciones y cargas del tipo moderado. Para el análisis del rotor se determinó los siguientes resultados mediante cálculo de deflexión y fatiga. A partir del diagrama de fuerza y momento flexionante se calculó los esfuerzos flexionante y el límite de resistencia a la fatiga en los puntos críticos observando así que el momento máximo flexionante se da en el punto medio de la carga distribuida, generando así un momento máximo de 556.55 kN, un momento torsor de 54.80 kN-m y una deflexión de 2.98 mm. Estos resultados comparados con el diseño elaborado por Manrique (2008) concuerdan significativamente con las dimensiones estimadas a lo nuestro, obteniendo así para su diseño un momento

máximo de 544.35 kN-m, un momento torsor de 31.34 kN-m y una deflexión de 4.04 mm reflejando así que los valores determinados para cada diseño van de acuerdo al criterio establecido para la metodología del cálculo.

- Los resultados del análisis de elementos finitos muestran que los componentes del cocedor que están sometidos a mayor esfuerzo son las silletas tipo montura, el eje motriz y rotor obteniendo así resultados de un esfuerzo máximo de 6993 psi, 57.64 y 94.7 MPa respectivamente. Este análisis con respecto a lo desarrollado por Aceijas (2011) evalúa que los componentes principales que están sometido a mayor esfuerzo son los soportes de haz de tubos y la estructura del cuerpo del secador rotatubos alcanzando así valores de 114.8 y 187.04 MPa. Estos valores mostrados reflejan una gran diferencia ya que cada equipo tienen diferentes dimensiones y distintas capacidades; sin embargo, en la metodología para elaborar el análisis estructural es la misma.

## VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 6.1 CONCLUSIONES

- De acuerdo al decreto supremo establecido por produce se determinó los parámetros críticos del cocedor que son el tiempo de retención de la materia prima, la velocidad del rotor, longitud entre chutes y la capacidad efectiva del equipo con un valor de 11 minutos, 5 rpm, 13.97 m y 61.5 TPH respectivamente. Asimismo la capacidad efectiva del equipo aumentó en un 0.09% en comparación al diseño realizado por los fabricantes de cocedores (Fima, Goalco, entre otros).
- Según el dimensionamiento del cocedor, se determinó que el consumo de vapor requerido para calentar la materia prima de una temperatura inicial de 15°C a 100°C, con la finalidad de romper las células adiposas y así permitir la separación de sólidos y líquidos es de 8596.663 kg/h; asimismo, se determinó el calor transferido al medio ambiente considerando al cocedor como un tubo de pared compuesta, la cual está expuesta a dos coeficientes convectivos que se calculó en la superficie interna y externa. Habiendo obtenido estos valores, se calculó que el calor perdido es de 13854.54 kJ/h. Además, se calculó el calor requerido para el proceso de cocción con una capacidad de procesamiento total de 61.5 TPH requeridas que es de  $17.98 \times 10^6$  kJ/h.
- Dentro de los elementos mecánicos principales se determinó los espesores requeridos de la estructura del cocedor del cual se obtuvo espesores de 3/8", 1/2" y 3/4"; para la chaqueta, el cilindro interior y rotor respectivamente; por otro lado, dentro del sistema complementario y accionamiento del equipo se obtuvo la selección de rodamientos del tipo rodillos esféricos, modelo 23048 CCK/W33, con una carga dinámica equivalente de 1665.56 KN, acoplamiento hidráulico omega ES30, motor eléctrico WEG de 30 HP, reductor

SUMITOMO con un ratio de 87, piñones de 44 y 11 dientes, cadena acodada y los coeficientes de diseño para el cálculo de ejes.

- Se analizó mediante el software Autodesk Nastran In-CAD las deformaciones y esfuerzos producidos en los componentes principales que son el soporte o silleta, el eje motriz y el rotor, obteniendo como resultados los esfuerzos máximos en las zonas más críticas de cada componente tal como se puede observar en las figuras B.6 al B.8 (Anexo B), generando así un diseño más adecuado en el modelo de cada pieza mecánica del cocedor.

## 6.2 RECOMENDACIONES

- Los cocedores deben trabajar con un factor máximo de llenado de 90% para aprovechar su máxima capacidad de 60 tph y la capacidad calorífica del vapor.
- El equipo debe estar completamente aislado durante la instalación, ya que, si no lo estuviere se anularía la  $R_3$  la cual representa el 91.76 % de los tres restantes, además de generar pérdidas económicas en la empresa.
- La presión del vapor y la velocidad del gusano transportador deben sincronizarse de acuerdo a la materia prima: tamaño, estado de conservación, contenido de grasas, etc.
- Emplear las normas respectivas de diseño para seleccionar adecuadamente los espesores requeridos para la parte estructural y los complementos para el sistema mecánico.
- Emplear el análisis de elementos finitos para obtener un diseño adecuado del equipo, ya que este nos permite visualizar detalladamente las deformaciones y esfuerzos producidos en cada elemento y/o componente mecánico.

## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Çengel, Y., Hernán Pérez, J. y Hernández Fernández, Á. (2004). *Transferencia de Calor*. 3ra ed. México: McGraw Hill.
- Kreith, F., Manglik, R. y Bohn, M. (2012). *Principios de Transferencia de Calor*. 7ta ed. México, D.F.: CENGAGE Learning.
- Incropera, F. y Witt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 4ta ed. México: Prentice Hall.
- Marghitu, D. (2001). *Mechanical Engineer's Handbook*. Estados Unidos: Academic Press.
- Budynas, R. y Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8va ed. México D.F.: McGraw Hill – Interamericana.
- Mott, Robert L. (2004). *Diseño de Elementos de Máquinas*. 4ta ed. México: Pearson Education.
- Hall, A., Holowenco A., y Laughlin H. (1971). *Diseño de Máquinas*. 1ra ed. México: McGraw Hill.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado*. 4ta ed. México: Pearson Educación.
- Megyesy Eugene F. (1992). *Manual de Recipientes a Presión*. 1ra ed. México: Editorial Limusa.
- Harvey John F. (1985). *Theory and Design of Pressure Vessels*. EE.UU: Van Nostrand Reinhold Company Inc.
- Estrada, A.F. (2012). *Análisis Exergético para la Optimización del Recurso Energético de una Planta de Harina de Pescado* (Tesis de Maestría). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.

- Manrique, L.F. (2008). *Diseño de un Secador Rotadisk de 14 TM/HR de Capacidad para Harina de Pescado Prime* (Tesis de Pregrado). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- Aceijas, W.N. (2011). *Optimización de un Secador Rotatubos a Vapor de 40 Ton/h para la Industria Pesquera* (Tesis de Maestría). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII - Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels.

### **Manuales y Catálogos**

- FIMA, Manual de Operación, Mantenimiento e Instalación Cocinador (2011)
- GOALCO, Manual de Operación, Mantenimiento e Instalación Cocinador (2010)
- HAARSLEV, Fish Processing Solutions
- REXNORD Omega Couplings
- Rodamientos SKF.
- Sumitomo Drive Technologies: Cyclo 6000 reductores de velocidad.
- TSUBAKI: Cadenas de Transmisión Acodadas.
- WEG motors and drives. Catálogo de motores trifásicos

### **Páginas Web**

- Ministerio de Producción (2008). Decreto Supremo RD N°033-2001 PE-DNPP. Recuperado de <http://faolex.fao.org/docs/texts/per50238.doc>.
- User's guide of Autodesk Nastran In-CAD 2019 software, Autodesk Help. Recuperado de <https://help.autodesk.com/view/NINCAD/2019/ENU/?guid=GUID-C117BC73-CF85-4D12-A8FC-C6345CF21DA6>

## VIII. ANEXOS

## 8.1. ANEXO A: TABLAS

Tabla A.1  
Propiedades de metales sólidos.

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k$ (W/m · K)/ $\rho$ (kg · K)					
		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/kg · K	$k$ W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% (0.1% < Si < 0.6%))	8 131	434	41.0	11.6				42.7 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo): 1/2 Cr-1/2 Mo-Si (0.18% C, 0.66% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7 822	444	37.7	10.9				38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969
1Cr-1/2 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7 858	442	42.3	12.2				42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7 836	443	48.9	14.1				46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969
Aceros inoxidables:											
AISI 302	8 055	480	15.1	3.91				17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611
AISI 316	8 238	468	13.4	3.48				15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602
AISI 347	7 978	480	14.2	3.71				15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0 118	31.4 125		
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	169	159	153 649	149 934	146 1 074	
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179	143	134 141	126 224	118 261	112 295
Níquel: Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164	107	80.2 232	65.6 383	67.6 485	71.8 592
Níquel (90% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4			14 480	16 525	21 545	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 5.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2 188	58.2 249	51.3 274	54.4 283
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6 168	79.7 227	86.9 251	94.2 261
Platino: Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8 100	73.2 125	75.6 136	78.7 141
Alación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4			52 52	59 59	65 65	69 69
Ranio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1 97	44.2 127	44.1 139	44.6 145
Ranio	2 236	12 450	243	150	49.6	186	154	146 147	136 220	127 253	121 274

Fuente: Cengel Y., Hernán Pérez, J. y Hernández Fernández, Á. (2004). Transferencia de Calor. P.485

Tabla A.2.  
Propiedades de materiales aislantes.

Material	Espesor, L mm	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Conductividad térmica, $k$ W/m · K	Calor específico, $c_p$ kJ/kg · K	Valor $R$ (para los espesores de la lista, $L/k$ ), K · m <sup>2</sup> /W
<b>Colcha y lámina</b>					
Fibra mineral (forma fibrosa procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
<b>Tablero y losa</b>					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliuretano expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
<b>Rociado o formado en el sitio</b>					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
<b>Relleno flojo</b>					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
<b>Aislamiento para techo</b>					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
<b>Aislamiento reflector</b>					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

Fuente: Cengel Y., Hernán Pérez, J. y Hernández Fernández, Á. (2004). Transferencia de Calor. P.850

Tabla A.3  
Propiedades del agua saturada

Temp., $T$ °C	Presión de saturación, $P_{sat}$ , kPa	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, $h_{fg}$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	$1.792 \times 10^{-3}$	$0.922 \times 10^{-5}$	13.5	1.00	$-0.068 \times 10^{-3}$
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	$1.519 \times 10^{-3}$	$0.934 \times 10^{-5}$	11.2	1.00	$0.015 \times 10^{-3}$
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	$1.307 \times 10^{-3}$	$0.946 \times 10^{-5}$	9.45	1.00	$0.733 \times 10^{-3}$
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	$1.138 \times 10^{-3}$	$0.959 \times 10^{-5}$	8.09	1.00	$0.138 \times 10^{-3}$
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	$1.002 \times 10^{-3}$	$0.973 \times 10^{-5}$	7.01	1.00	$0.195 \times 10^{-3}$
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	$0.891 \times 10^{-3}$	$0.987 \times 10^{-5}$	6.14	1.00	$0.247 \times 10^{-3}$
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	$0.798 \times 10^{-3}$	$1.001 \times 10^{-5}$	5.42	1.00	$0.294 \times 10^{-3}$
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	$0.720 \times 10^{-3}$	$1.016 \times 10^{-5}$	4.83	1.00	$0.337 \times 10^{-3}$
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	$0.653 \times 10^{-3}$	$1.031 \times 10^{-5}$	4.32	1.00	$0.377 \times 10^{-3}$
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	$0.596 \times 10^{-3}$	$1.046 \times 10^{-5}$	3.91	1.00	$0.415 \times 10^{-3}$
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	$0.547 \times 10^{-3}$	$1.062 \times 10^{-5}$	3.55	1.00	$0.451 \times 10^{-3}$
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	$0.504 \times 10^{-3}$	$1.077 \times 10^{-5}$	3.25	1.00	$0.484 \times 10^{-3}$
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	$0.467 \times 10^{-3}$	$1.093 \times 10^{-5}$	2.99	1.00	$0.517 \times 10^{-3}$
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	$0.433 \times 10^{-3}$	$1.110 \times 10^{-5}$	2.75	1.00	$0.548 \times 10^{-3}$
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	$0.404 \times 10^{-3}$	$1.126 \times 10^{-5}$	2.55	1.00	$0.578 \times 10^{-3}$
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	$0.378 \times 10^{-3}$	$1.142 \times 10^{-5}$	2.38	1.00	$0.607 \times 10^{-3}$
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	$0.355 \times 10^{-3}$	$1.159 \times 10^{-5}$	2.22	1.00	$0.653 \times 10^{-3}$
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	$0.333 \times 10^{-3}$	$1.176 \times 10^{-5}$	2.08	1.00	$0.670 \times 10^{-3}$
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	$0.315 \times 10^{-3}$	$1.193 \times 10^{-5}$	1.96	1.00	$0.702 \times 10^{-3}$
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	$0.297 \times 10^{-3}$	$1.210 \times 10^{-5}$	1.85	1.00	$0.716 \times 10^{-3}$
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	$0.282 \times 10^{-3}$	$1.227 \times 10^{-5}$	1.75	1.00	$0.750 \times 10^{-3}$
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	$0.255 \times 10^{-3}$	$1.261 \times 10^{-5}$	1.58	1.00	$0.798 \times 10^{-3}$
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	$0.232 \times 10^{-3}$	$1.296 \times 10^{-5}$	1.44	1.00	$0.858 \times 10^{-3}$
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	$0.213 \times 10^{-3}$	$1.330 \times 10^{-5}$	1.33	1.01	$0.913 \times 10^{-3}$
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	$0.197 \times 10^{-3}$	$1.365 \times 10^{-5}$	1.24	1.02	$0.970 \times 10^{-3}$
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	$0.183 \times 10^{-3}$	$1.399 \times 10^{-5}$	1.16	1.02	$1.025 \times 10^{-3}$
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	$0.170 \times 10^{-3}$	$1.434 \times 10^{-5}$	1.09	1.05	$1.145 \times 10^{-3}$
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	$0.160 \times 10^{-3}$	$1.468 \times 10^{-5}$	1.03	1.05	$1.178 \times 10^{-3}$
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	$0.150 \times 10^{-3}$	$1.502 \times 10^{-5}$	0.983	1.07	$1.210 \times 10^{-3}$
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	$0.142 \times 10^{-3}$	$1.537 \times 10^{-5}$	0.947	1.09	$1.280 \times 10^{-3}$
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	$0.134 \times 10^{-3}$	$1.571 \times 10^{-5}$	0.910	1.11	$1.350 \times 10^{-3}$
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	$0.122 \times 10^{-3}$	$1.641 \times 10^{-5}$	0.865	1.15	$1.520 \times 10^{-3}$
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	$0.111 \times 10^{-3}$	$1.712 \times 10^{-5}$	0.836	1.24	$1.720 \times 10^{-3}$
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	$0.102 \times 10^{-3}$	$1.788 \times 10^{-5}$	0.832	1.35	$2.000 \times 10^{-3}$
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	$0.094 \times 10^{-3}$	$1.870 \times 10^{-5}$	0.854	1.49	$2.380 \times 10^{-3}$
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	$0.086 \times 10^{-3}$	$1.965 \times 10^{-5}$	0.902	1.69	$2.950 \times 10^{-3}$
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	$0.078 \times 10^{-3}$	$2.084 \times 10^{-5}$	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	$0.070 \times 10^{-3}$	$2.255 \times 10^{-5}$	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	$0.060 \times 10^{-3}$	$2.571 \times 10^{-5}$	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$0.043 \times 10^{-3}$	$4.313 \times 10^{-5}$	—	—	—

Fuente: Cengel Y., Hernán Pérez, J. y Hernández Fernández, Á. (2004). Transferencia de Calor. P.854

Tabla A.4  
Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-6}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Fuente: Cengel Y., Hernán Pérez, J. y Hernández Fernández, Á. (2004). Transferencia de Calor. P.860

Tabla A.5  
Valores de la constante  $K$

ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES APOYADOS EN DOS SILLETAS								
VALORES DE LA CONSTANTE $K$								
* $K_1 = 3.14$ si el casco está atiesado por anillo o cabecera ( $A < R/2$ )								
ÁNGULO DE CONTACTO	$K_1^*$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	$K_6$	$K_7$	$K_8$
120	0.335	1.171	0.319 Para cualquier ángulo de contacto	0.88	0.401	0.053	0.76	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.05		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689

Fuente: Eugene F. Megyesy (1992). Manual de Recipientes a Presión. P88

Tabla A.6  
Factor de eficiencias de juntas soldadas ( $E$ )

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1), Note (2), Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (j)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{3}{8}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE:  $E = 1.00$  for butt joints in compression.

NOTES:

(1) Some welding processes require ultrasonic examination in addition to radiographic examination, and other processes require ultrasonic examination in lieu of radiographic examination. See UW-11 for some additional requirements and limitations that may apply.

(2) Joint efficiency assignment rules of UW-12(d) and UW-12(e) shall be considered and may further reduce the joint efficiencies to be used in the required thickness calculations.

(3) The rules of UW-12(f) may be used in lieu of the rules of this Table at the Manufacturer's option.

(4) See UW-12(a) and UW-5.1.

(5) See UW-12(b) and UW-5.2.

(6) For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.

(7) Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.

(8) There is no joint efficiency  $E$  in the design equations of this Division for Category C and D corner joints. When needed, a value of  $E$  not greater than 1.00 may be used.

Fuente: ASME Bolier and Pressure Vessels Section VIII – DIV.1 P.121

Tabla A.7

*Factores combinados de choque y fatiga para ejes estacionarios*

<b>Paras ejes estacionarios</b>	<b>K<sub>m</sub></b>	<b>K<sub>t</sub></b>
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0

Fuente: Hall, A., Holowenco A., y Laughlin H. (1971). Diseño de Máquinas. P.114

Tabla A.8

*Factores combinados de choque y fatiga para ejes en rotación*

<b>Paras ejes en rotación</b>	<b>K<sub>m</sub></b>	<b>K<sub>t</sub></b>
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente (choque menor)	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0
Carga aplicada repentinamente (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Fuente: Hall, A., Holowenco A., y Laughlin H. (1971). Diseño de Máquinas. P.114

Tabla A.9

*Valores para determinar el factor de acabado superficial*

<b>Acabado superficial</b>	<b>Factor a</b>		<b>Exponente b</b>
	S <sub>ut</sub> , kpsi	S <sub>ut</sub> , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Fuente: Budynas, R. y Nisbett J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. P.280

Tabla A.10

*Valores de coeficientes de seguridad*

N = 1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
N = 2.0 a 2.5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
N = 2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzo o el ambiente.
N = 4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Fuente: Mott, Robert L. (2004). Diseño de Elementos de Máquinas. P.185

Tabla A.11

*Factor de servicio para transmisiones por cadena*

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme).	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos).	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamiento de molino de rodillos).	1.4	1.5	1.7

Fuente: Mott, Robert L. (2004). Diseño de Elementos de Máquinas. P.290

## 8.2. ANEXO B: FIGURAS COMPLEMENTARIAS

Chart for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure Developed for Carbon or Low Alloy Steels With Specified Minimum Yield Strength 30,000 psi and Higher

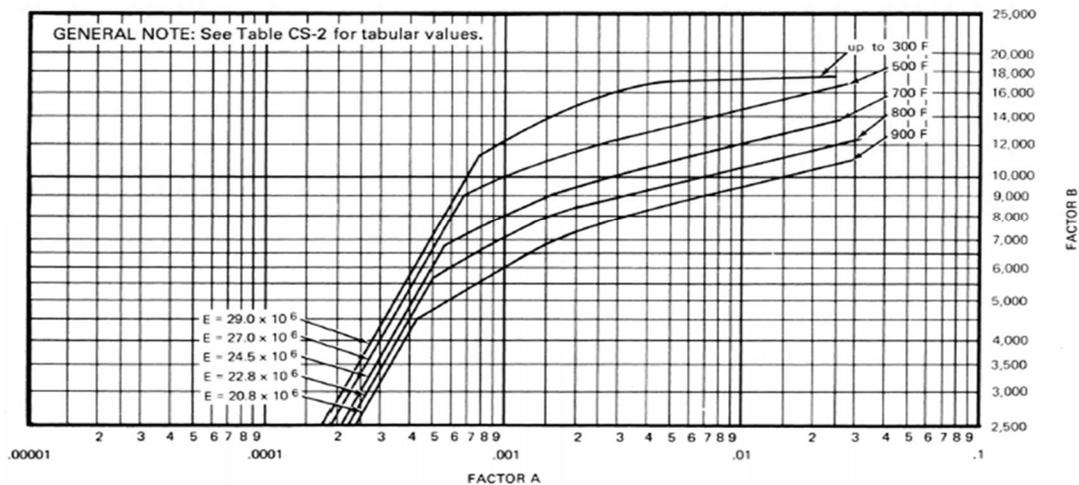


Figura B.1. Valores del factor B para un recipiente sujeto a presión externa

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessels Section II Part D. 1 P.903

Geometric Chart for Components Under External or Compressive Loadings (for All Materials)

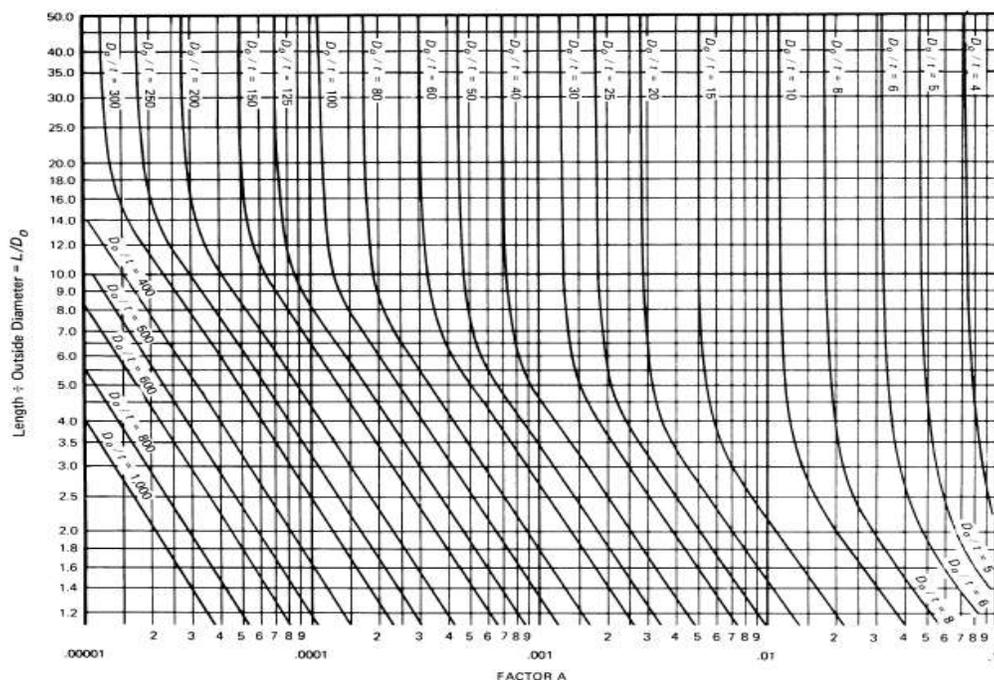


Figura B.2. Valores del factor A para un recipiente sujeto a presión externa.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessels Section II Part D P.900

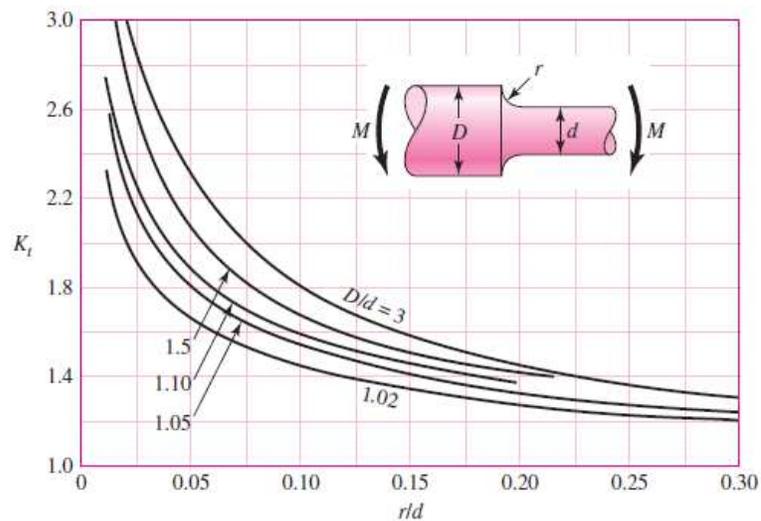


Figura B.3. Determinación del factor de concentración de esfuerzo por fatiga  $K_t$ .

Fuente: Budynas, R. y Nisbett J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. P.1038.

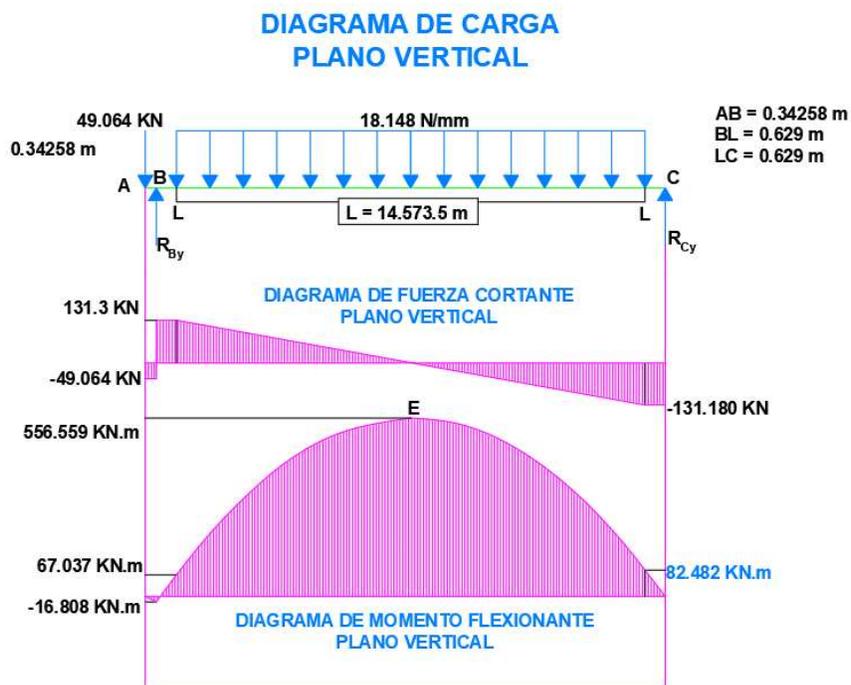


Figura B.4. Diagrama de cargas del rotor en el plano vertical.

Fuente: Elaboración Propia

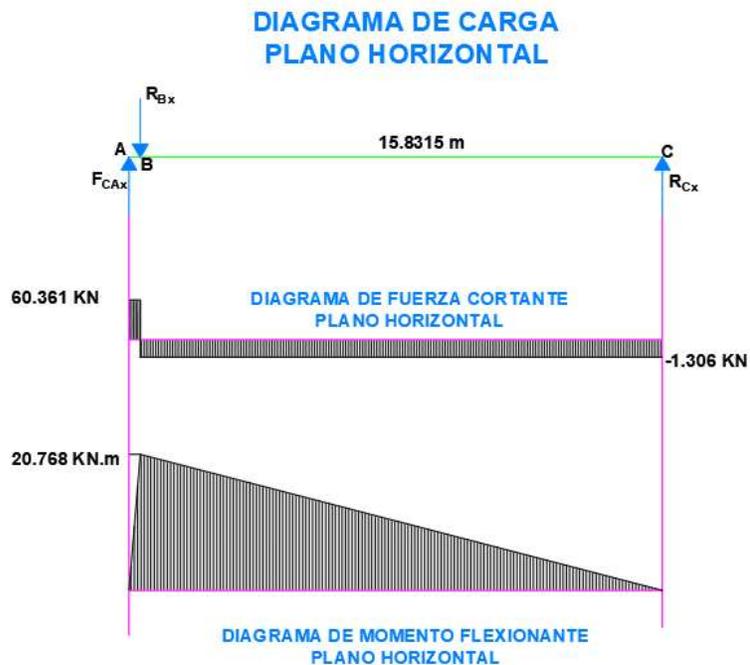


Figura B.5. Diagrama de cargas del rotor en el plano horizontal.

Fuente: Elaboración Propia

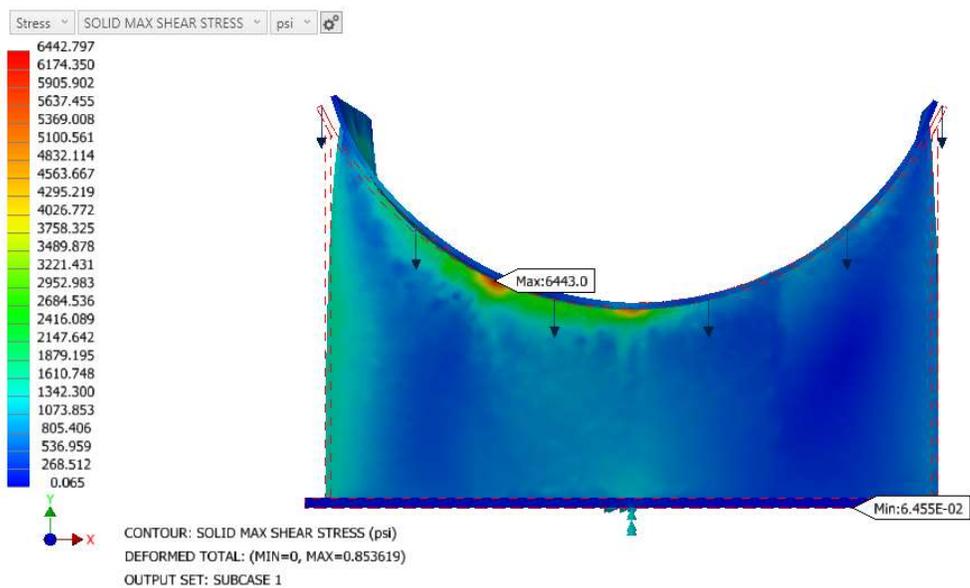


Figura B.6. Análisis de esfuerzos mediante el software Nastran In CAD para la silleta.

Fuente: Elaboración Propia

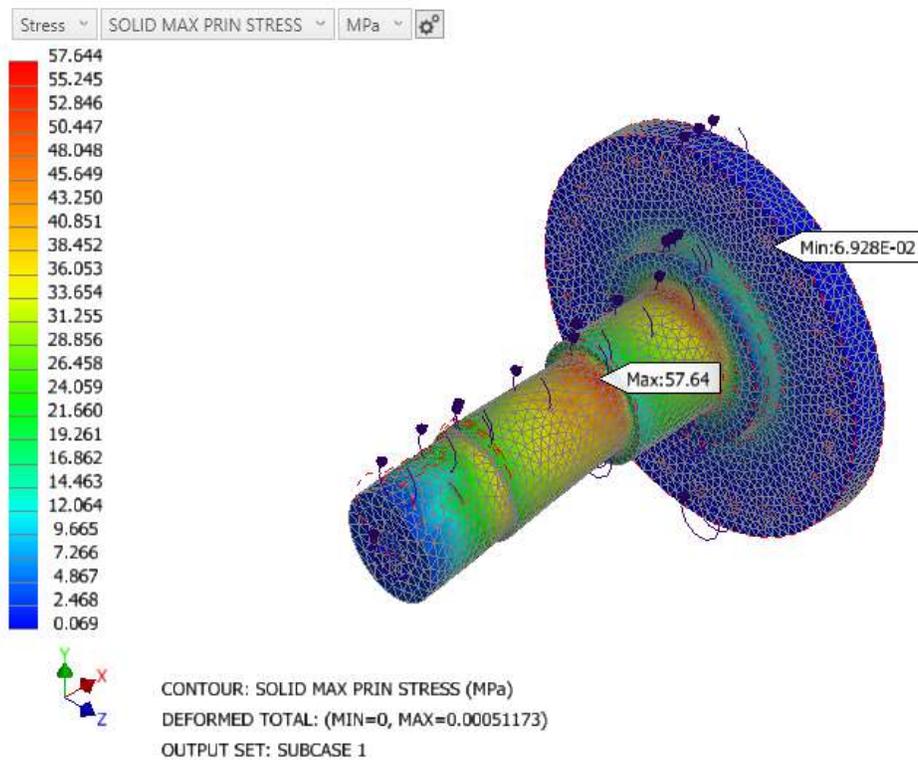


Figura B.7. Análisis de esfuerzo mediante Nastran In CAD en el eje motriz del cocedor.

*Fuente: Elaboración Propia*

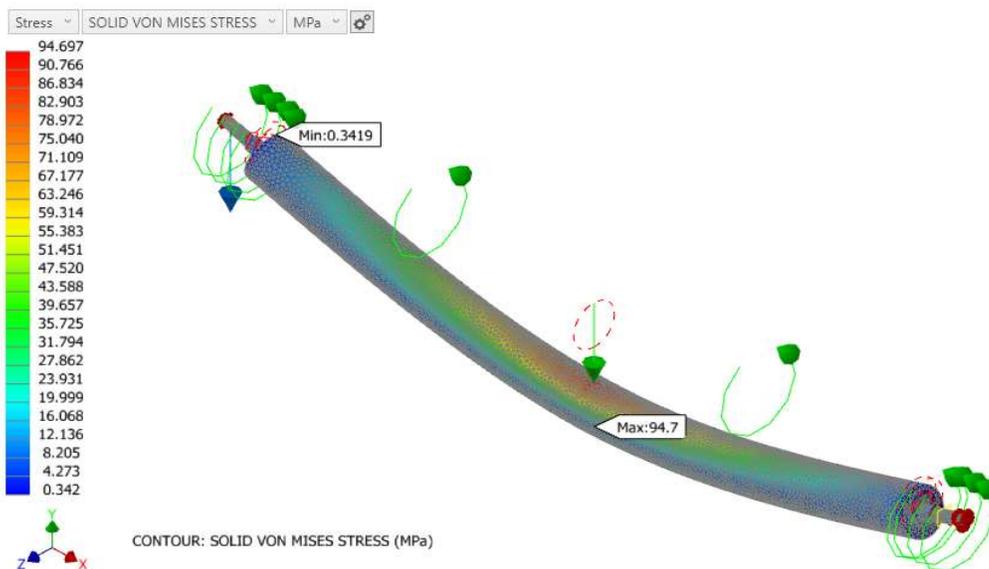


Figura B.8. Análisis de esfuerzos mediante Nastran In CAD para el rotor del cocedor

*Fuente: Elaboración Propia*

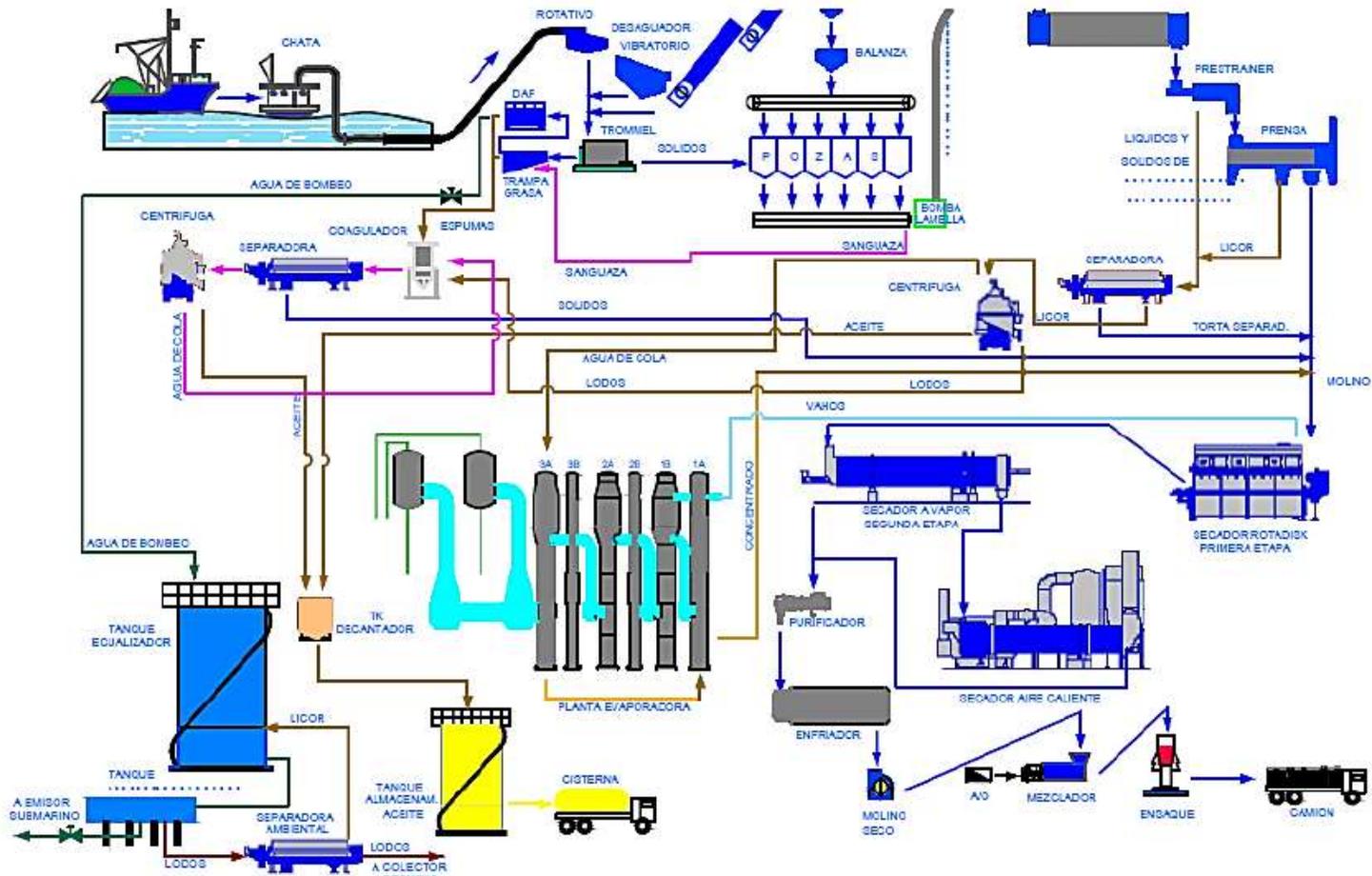
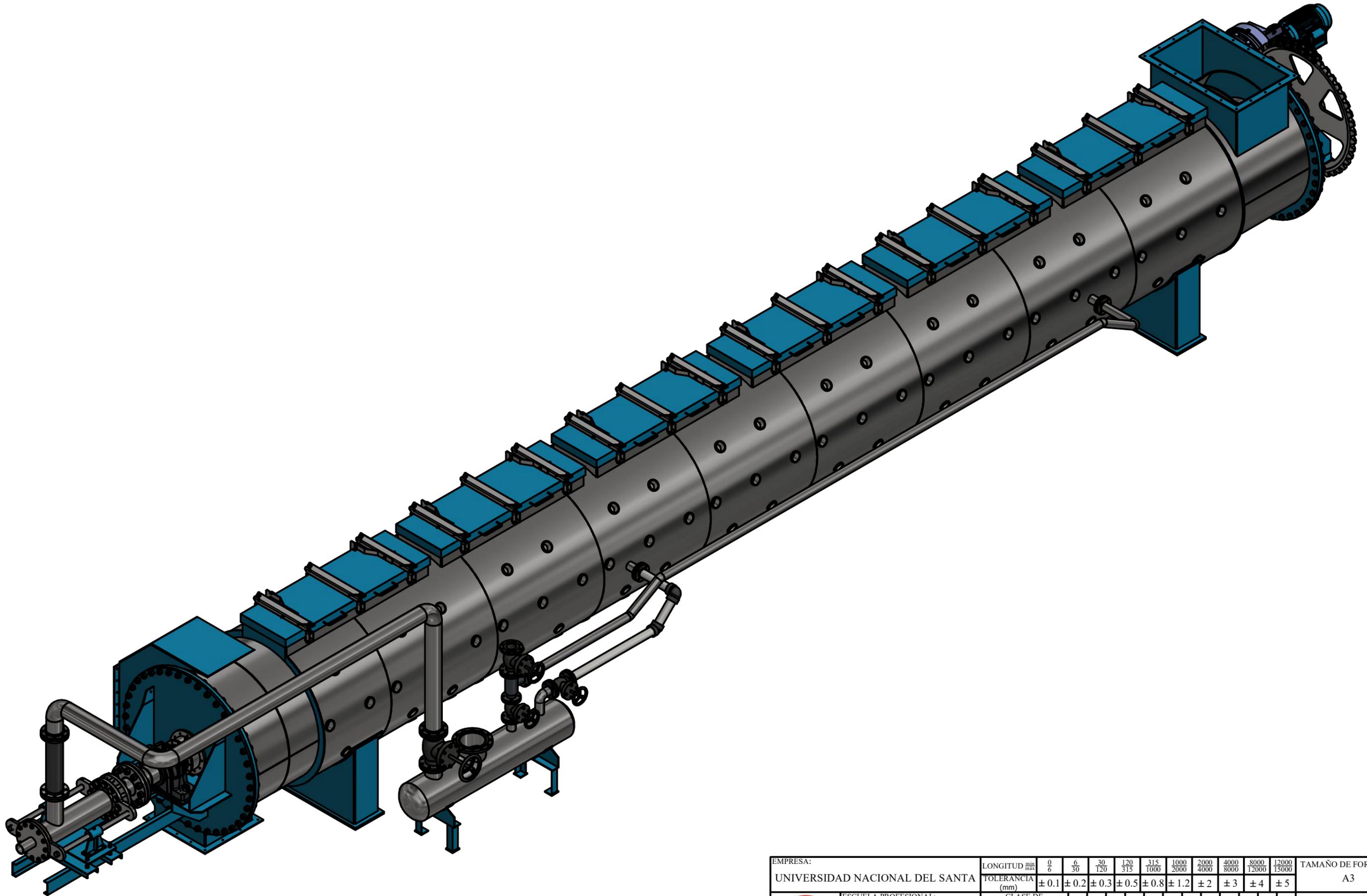
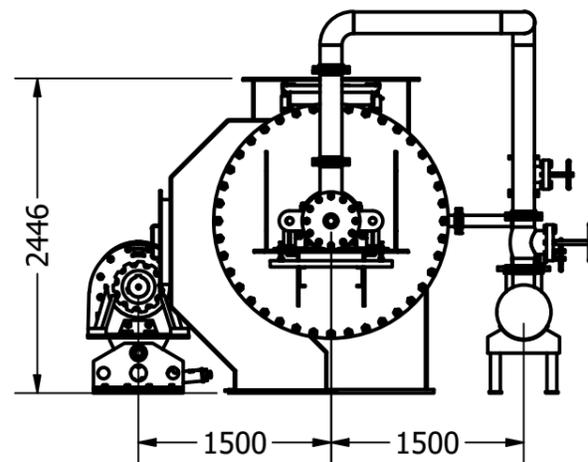
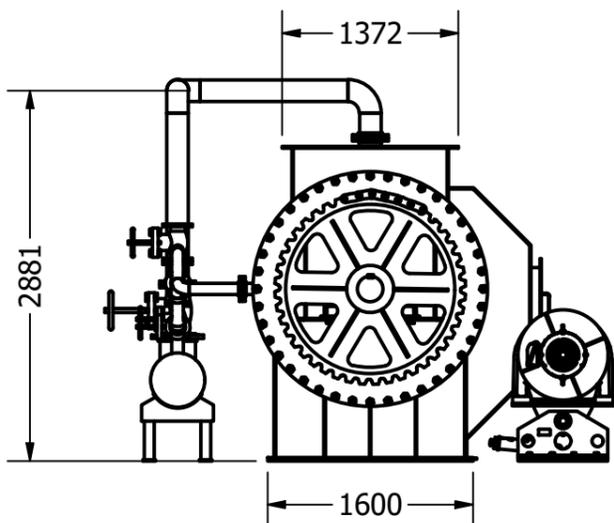
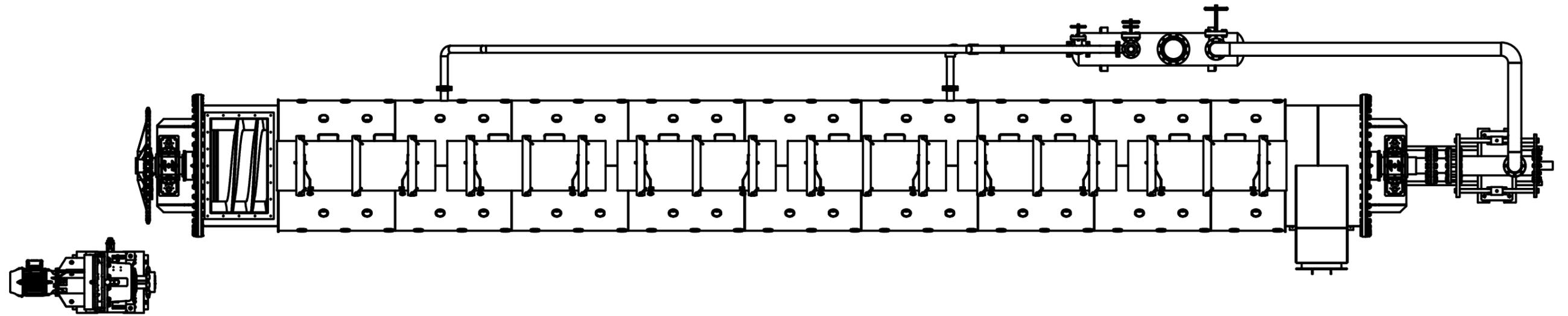
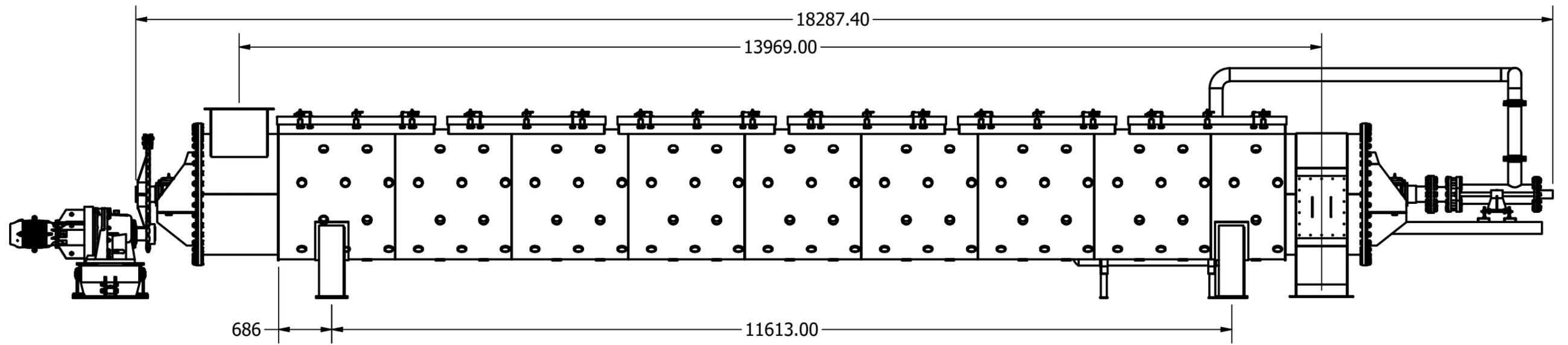


Figura B.9. Diagrama de flujo del proceso de elaboración de harina de pescado

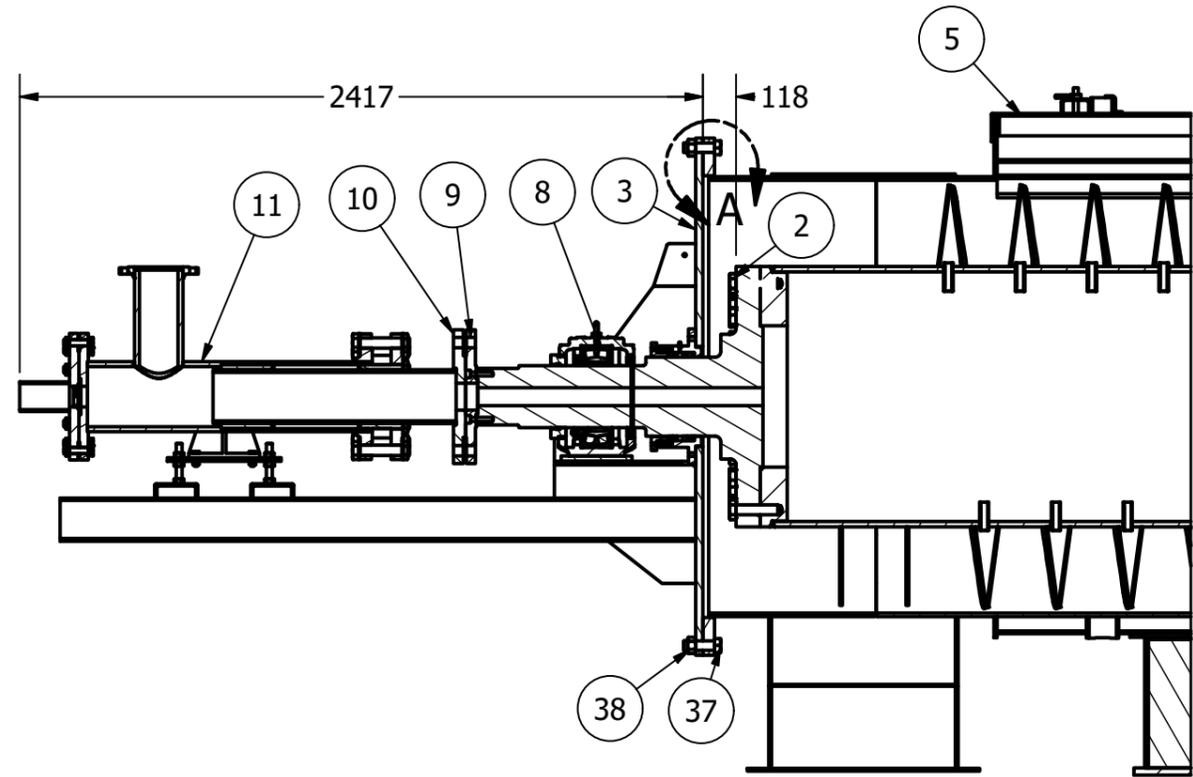
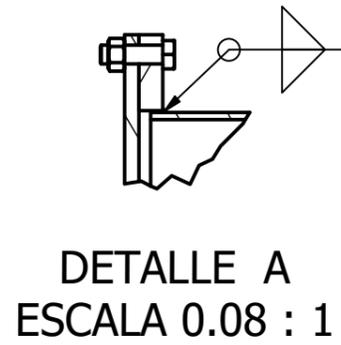
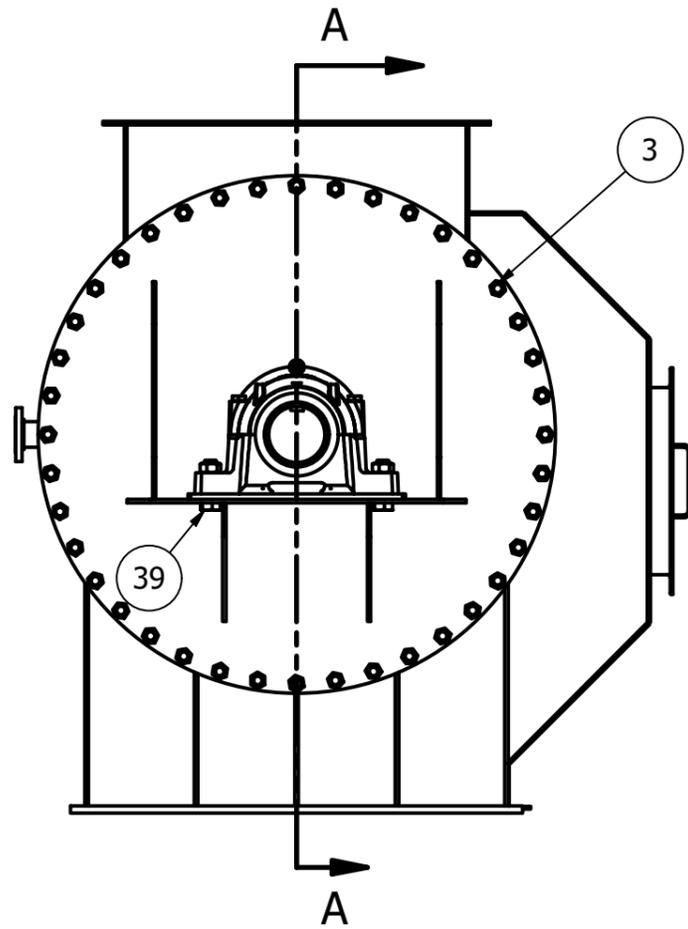
Fuente: Tecnología de Alimentos S.A.



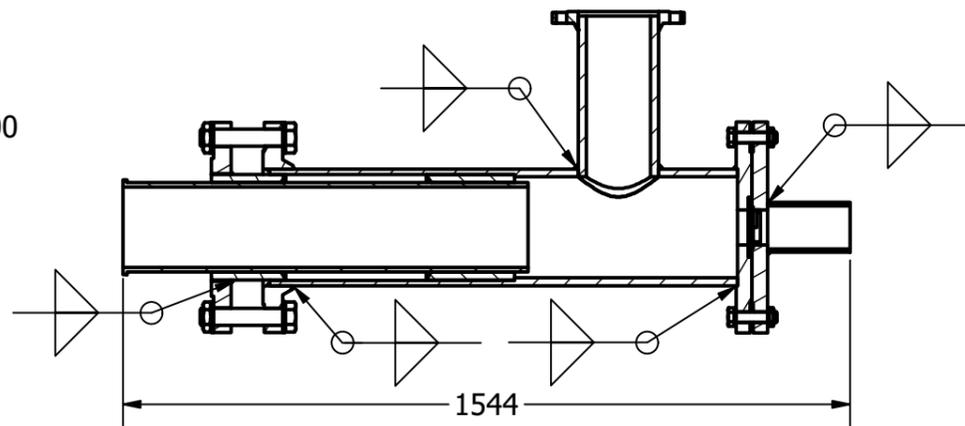
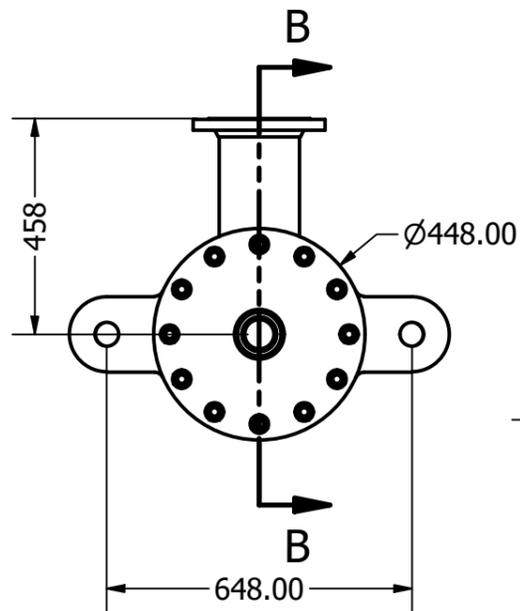
EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA										TAMAÑO DE FORMATO		
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3
		(mm)	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5		
ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1
INGENIERÍA MECÁNICA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025
DIBUJADO POR:	REVISADO POR:	NOMBRE:												
BACH. RONDON TERRONES MANUEL	ING. ESCALANTE ESPINOZA NELVER	MODELO 3D DE COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60 TPH												
BACH. ABAL CÁCERES ANIBAL		NÚMERO DE PLANO												
		UNS-001												
		FECHA DE REALIZACIÓN												
		01/12/2019												



EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA											TAMAÑO DE FORMATO	
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3
		TOLERANCIA (mm)	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5		
ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1
INGENIERÍA MECÁNICA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025
DIBUJADO POR:	REVISADO POR:	NOMBRE:												
BACH. RONDON TERRONES MANUEL	ING. ESCALANTE ESPINOZA NELVER	DIMENSIONES GENERALES DEL COCEDOR DE 60 TPH												
BACH. ABAL CÁCERES ANIBAL		NÚMERO DE PLANO												
		UNS-002												



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 / 25



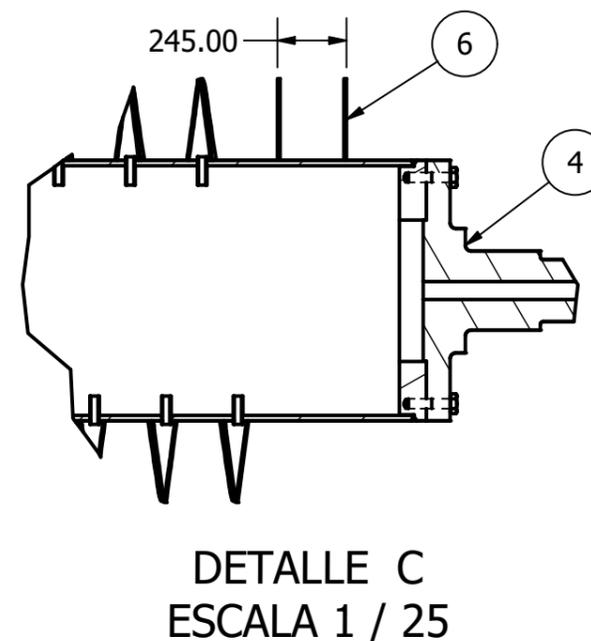
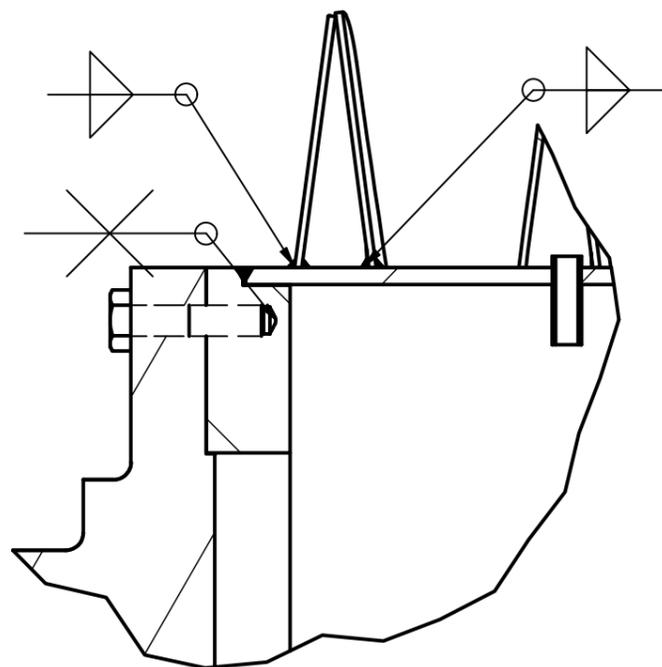
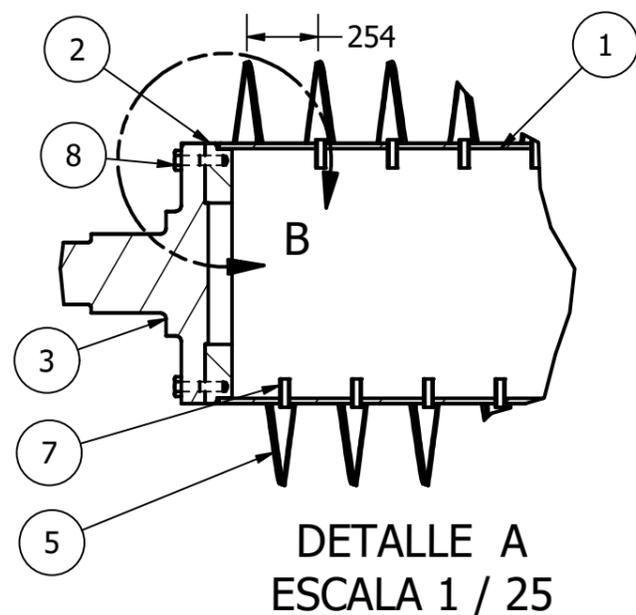
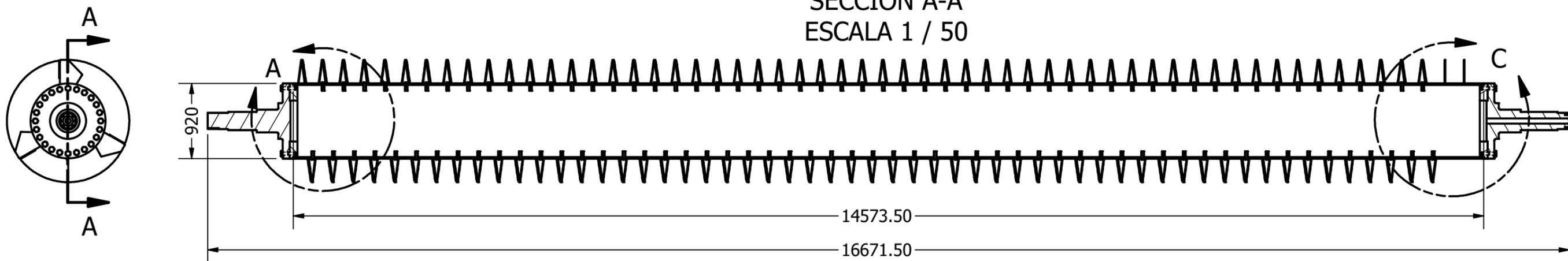
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 / 15

# JUNTA ROTATIVA

PARTS LIST				
ITEM	QTY	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO
2	1	Rotor	ASTM A-36	16011.792 kg
3	2	Tapa de Estator	ASTM A-36	673.204 kg
5	6	Tapa de escotillas	ASTM A-36	191.942 kg
8	2	SNLN 3048 + 23048		117.000 kg
9	1	Brida móvil 1	ASTM A-36	39.619 kg
10	1	Brida móvil 2	ASTM A-36	43.583 kg
11	1	Junta Rotativa 8pulg	ASTM A-36	370.837 kg
37	80	ISO 4018 - M33 x 110	ASTM A-36	1.093 kg
38	80	ISO 4034 - M33	ASTM A-36	0.337 kg
39	4	ISO 4018 - M42 x 150	ASTM A-36	2.374 kg

EMPRESA:		LONGITUD $\frac{min}{max}$										TAMAÑO DE FORMATO
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		TOLERANCIA (mm)										
ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD										FECHA DE REALIZACIÓN
INGENIERÍA MECÁNICA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)										
DIBUJADO POR:		NOMBRE:										NÚMERO DE PLANO
BACH. RONDON TERRONES MANUEL BACH. ABAL CÁCERES ANIBAL		MECANISMO SOPORTE LADO DESCARGA										
REVISADO POR:												
ING. ESCALANTE ESPINOZA NELVER												

SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 / 50



PARTS LIST														
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO										
1	1	Tubo_rotor	ASTM A-36	6151.718 kg										
2	2	Brida_rotor	ASTM A-36	313.390 kg										
3	1	Eje motriz	AISI 1050	793.568 kg										
4	1	Eje de cola	AISI 1050	773.166 kg										
5	1	Discos helicoidales	ASTM A-36	7498.741 kg										
6	3	Paleta descargadora	ASTM A-36	15.018 kg										
7	109	Tobera_rotor	ASTM A-36	0.246 kg										
8	48	ANSI B18.2.3.6M - M36 x 4 x 150	ASTM A-36	1.771 kg										
EMPRESA:			LONGITUD $\frac{mm}{max}$										TAMAÑO DE FORMATO	
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			0 6 30 120 315 1000 2000 4000 8000 12000 15000										A3	
ESCUELA PROFESIONAL:			TOLERANCIA (mm)										FECHA DE REALIZACIÓN	
INGENIERÍA MECÁNICA			± 0.1 ± 0.2 ± 0.3 ± 0.5 ± 0.8 ± 1.2 ± 2 ± 3 ± 4 ± 5										01/12/2019	
DIBUJADO POR:			CLASE DE RUGOSIDAD										NÚMERO DE PLANO	
BACH. RONDON TERRONES MANUEL			N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1										UNS-004	
REVISADO POR:			VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)											
BACH. ABAL CÁCERES ANIBAL			50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025											
NOMBRE:			ROTOR DE COCEDOR A VAPOR INDIRECTO DE 60TPH											