

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y
MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO DE UN CONGELADOR, UN AGITADOR CON UN SISTEMA DE
RECIRCULACION DE AGUA Y UNA SECADORA PARA LA PRODUCCION DE 350 KG DE
MORAYA AL MES**

PRESENTADO POR:

BR. MIGUEL ANGEL ALVAREZ ROMAJA

BR. YOSHEP RAMIRO GUTIERREZ SINCHI

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

ING. PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES

CUSCO – PERÚ

2024

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro. CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, **Asesor** del trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO DE UN CONGELADOR, UN AGITADOR CON UN SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DE AGUA Y UNA SECADORA PARA LA PRODUCCIÓN DE 350 KG DE MORAYA AL MES.

presentado por: MIGUEL ANGEL ALVAREZ ROMAJA con DNI Nro.: 42129658 presentado por: YOSHEP RAMIRO GUTIERREZ SINCHI con DNI Nro.: 73895769 para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO


Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto** la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 04 de NOVIEMBRE de 2024



Firma

Post firma: PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES

Nro. de DNI: 23852830

ORCID del Asesor: 0000-0001-8141-4405

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: oid: 27259:401771417

NOMBRE DEL TRABAJO

DISEÑO DE UN CONGELADOR, UN AGITADOR CON UN SISTEMA DE RECIRCULACION DE AGUA Y UNA SECADORA PARA LA PRODUCCION DE 350 KG DE MORAYA AL MES

AUTOR

Miguel Angel Alvarez Romaja - Yoshep Ramiro Gutierrez Sinchi

RECUENTO DE PALABRAS

26489 Words

RECUENTO DE CARACTERES

144725 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

178 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

41.8MB

FECHA DE ENTREGA

Nov 4, 2024 10:29 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Nov 4, 2024 10:32 AM GMT-5

● **8% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 7% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 4% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● **Excluir del Reporte de Similitud**

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 10 palabras)

TABLA DE CONTENIDO

Aspectos Generales	13
Titulo	13
Ubicación	13
Planteamiento del Problema.....	14
<i>Descripción del problema</i>	14
<i>Formulación del problema</i>	15
Problema general.....	15
Problemas específicos.	16
Justificación de la Investigación	16
Alcances y Limitaciones	17
<i>Alcances del estudio</i>	17
<i>Limitaciones del estudio</i>	17
Objetivos de la Investigación	18
<i>Objetivo general</i>	18
<i>Objetivos específicos</i>	18
Hipótesis de la Investigación.....	18
<i>Hipótesis general</i>	18
<i>Hipótesis específicas</i>	18
Variables de Estudio.....	19
<i>Variables independientes</i>	19
<i>Variables dependientes</i>	19
Metodología	19
<i>Tipo, nivel y diseño de la investigación</i>	19
<i>Instrumentos de recolección de datos y procesamiento</i>	20

Marco Teórico	21
Antecedentes	21
<i>Antecedentes internacionales</i>	21
<i>Antecedentes nacionales</i>	22
<i>Antecedentes locales</i>	23
Procesamiento Tradicional de la Moraya.....	23
Materia Prima.....	26
<i>Características físicas de papas locales</i>	27
Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.....	28
<i>Procesos y funciones de los componentes</i>	28
Carga Térmica.....	31
<i>Componentes de la carga térmica</i>	31
Agitación y Mezclado.....	32
<i>Tanques agitados</i>	32
Estimación del recipiente.	33
Estimación del eje.	34
Torsión en el eje.	34
Sistema de transmisión de potencia.	35
Transmisión de tornillo sinfín.	35
Cojinetes de contacto rodante.	37
Rodamientos de rodillos cónicos.....	37
Forma.	38
Tratamiento del Agua.....	38
<i>Sistema de recirculación: componentes</i>	39
Mecanismo de Secado.....	39

<i>Tiempo de secado</i>	40
<i>Secado en bandejas</i>	41
Fases Propuestas del Procesamiento de Moraya	41
Cálculo de un Sistema de Congelación para Papa	43
Condiciones para el Congelamiento	43
Cálculo de la Carga Térmica	44
<i>Carga térmica por pérdidas de refrigeración de transmisión por paredes, techo y piso</i>	44
Dimensionamiento de la cámara de congelación.	45
<i>Carga térmica por pérdidas de refrigeración y congelación del producto</i> ...	46
<i>Carga térmica debida al calor desprendido por la maquinaria</i>	49
<i>Cargas térmicas calculadas</i>	49
Cálculo del Ciclo de Refrigeración	50
<i>Cálculo del refrigerante de trabajo</i>	50
<i>Cálculo de los componentes</i>	53
Cálculo de un Sistema de Agitación para Papa	55
Concepción del Sistema de Agitación	56
Diseño del Tanque de Agitación	57
<i>Dimensionamiento del cuerpo del tanque</i>	57
<i>Estimación del espesor de la pared cilíndrica</i>	58
<i>Estimación del espesor del fondo del tanque</i>	59
Configuración del Mecanismo de Agitación	60
Potencia de Agitación	62
<i>Cálculo de la fuerza de agitación</i>	62
<i>Cálculo del torque de agitación</i>	63

<i>Cálculo de la velocidad de rotación del agitador</i>	64
<i>Cálculo del espesor de las paletas</i>	65
<i>Cálculo del eje de transmisión</i>	68
<i>Cálculo de la unión por soldadura de la paleta</i>	69
Diseño del Sistema de Transmisión: Tornillo Sinfin	71
<i>Cálculo de la eficiencia del tornillo sinfin</i>	74
<i>Cálculo de potencias del sistema</i>	76
<i>Cálculo del esfuerzo de flexión del tornillo sinfin</i>	78
<i>Área lateral mínima y tasa de perdida de calor</i>	79
<i>Fuerzas y torques de los engranes del tornillo sinfin</i>	80
Cálculo de Cojinetes del Sistema	83
Cálculo del Sistema de Recirculación del Agua	89
<i>Condiciones del agua para el tanque de agitado</i>	90
<i>Condiciones del tanque de descarga provisional</i>	92
<i>Cálculo de la bomba centrífuga</i>	93
<i>Condiciones del biofiltro de arena y antracita</i>	98
<i>Condiciones del germicida UV</i>	99
Cálculo del Sistema de Secado para Papa	100
Análisis Energético del Secado	100
Análisis Termodinámico del Secado	101
Condiciones de Cálculo del Secado	102
Estimación de la Cantidad de Agua Eliminada	104
<i>Psicrometría del aire a la temperatura de secado del producto</i>	105
Cálculo de la Energía de Calentamiento del Producto	106
Estimación del Tiempo de Secado en Función al Aire	107

Determinación de la Razón del Flujo de Calor	111
Determinación del Espesor del Aislante Térmico	113
Selección de Equipos y del Sistema	116
Selección de Componentes: Congelación	117
<i>Cámara de frío</i>	117
<i>Selección del refrigerante</i>	119
<i>Selección del compresor</i>	120
<i>Selección del condensador</i>	121
<i>Selección del evaporador</i>	123
Selección de Componentes: Remojo de la Papa	125
<i>Tanque de agitación</i>	125
<i>Mecanismo de agitación</i>	127
Paleta de agitación	127
Eje de agitación	128
Motor del sistema de agitación	129
Cojinetes del sistema de transmisión	130
Selección de Componentes: Recirculación del Agua	131
<i>Filtro/tamiz mecánico</i>	131
<i>Bomba centrífuga</i>	133
<i>Biofiltro</i>	134
<i>Germicida UV</i>	135
<i>Tuberías y accesorios de agua</i>	136
Selección de Componentes: Secado de Papa	137
<i>Intercambiador de calor</i>	137
<i>Ventilador axial</i>	138

<i>Aislamiento térmico</i>	139
Análisis Económico.....	141
Estudio Técnico.....	141
<i>Proceso de preparación y evaluación</i>	142
Presupuesto General.....	143
Viabilidad Financiera	144
<i>Valor actual neto</i>	144
<i>Tasa interna de retorno (TIR)</i>	145
Análisis Económico del Proyecto	146
Cálculo del Valor Actual Neto (VAN) y Tasa Interna de Retorno (TIR)	147
Matriz de Consistencia	148
Conclusiones	149
Recomendaciones.....	151
Bibliografía.....	152
Bibliografía Páginas Web Consultadas	154
Anexos.....	157
Ensayo Experimental.....	157
Planos de Ingeniería Básica.....	166

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. <i>Fases del procesamiento artesanal de moraya.</i>	24
Tabla 2. <i>Tamaños de Moraya.</i>	25
Tabla 3. <i>Condiciones de temperatura de la cámara de congelación.</i>	43
Tabla 4. <i>Cálculo de las cargas térmicas por infiltración de paredes, techo y piso.</i>	46
Tabla 5. <i>Datos para la congelación de la papa.</i>	48
Tabla 6. <i>Resumen de cargas térmicas para la congelación de la papa.</i>	49
Tabla 7. <i>Refrigerante R404 Propiedades Físicas.</i>	51
Tabla 8. <i>R404 Características Temperatura – Presión.</i>	51
Tabla 9. <i>Datos de entrada para el cálculo de los componentes.</i>	53
Tabla 10. <i>Características geométricas de la base del tanque.</i>	60
Tabla 11. <i>Cuadro resumen de datos geométricos del tornillo sinfín.</i>	74
Tabla 12. <i>Catálogo de Cojinetes Cónicos – Engrane.</i>	86
Tabla 13. <i>Catálogo de Cojinetes Cónicos – Rueda.</i>	88
Tabla 14. <i>Datos de cálculo de sistema de secado.</i>	103
Tabla 15. <i>Cálculo del tiempo de secado a velocidad constante.</i>	110
Tabla 16. <i>Cálculo del tiempo de secado a diferentes velocidades del aire.</i>	111
Tabla 17. <i>Coeficientes aproximados de conductividad térmica.</i>	115
Tabla 18. <i>Características Panel Frigorífico HI-PIRM F.</i>	118
Tabla 19. <i>Resumen del cálculo de condiciones de operación del ciclo de refrigeración.</i> ..	120
Tabla 20. <i>Datos Técnicos Compresores para refrigeración media.</i>	121
Tabla 21. <i>Datos Técnicos del condensador seleccionado.</i>	122
Tabla 22. <i>Datos Técnicos del Evaporador seleccionado.</i>	123
Tabla 23. <i>Datos dimensionales del tanque de agitación.</i>	126
Tabla 24. <i>Datos Técnicos Planchas y Bobinas de Acero Inoxidables.</i>	126
Tabla 25. <i>Datos Técnicos Motores de Uso Severo - SIMOTICS.</i>	130
Tabla 26. <i>Datos Técnicos Tamices.</i>	132

Tabla 27. <i>Datos Técnicos Bomba Centrífuga de Agua</i>	134
Tabla 28. <i>Características Arena - Antracita</i>	135
Tabla 29. <i>Características Equipo Germicida</i>	135
Tabla 30. <i>Tubos y Conectores PPR Fusión</i>	136
Tabla 31. <i>Características de un Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas</i>	138
Tabla 32. <i>Características de un Ventilador Axial de Alta Eficiencia</i>	139
Tabla 33. <i>Costos Trabajo de Investigación</i>	142
Tabla 34. <i>Costos de Trabajos en la Ejecución</i>	142
Tabla 35. <i>Capital requerido para la inversión</i>	143
Tabla 36. <i>Costos Unitarios en el Desarrollo de Actividades</i>	146
Tabla 37. <i>Análisis VAN y TIR</i>	147
Tabla 37. <i>Matriz de consistencia</i>	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. <i>Estimación inicial del peso de Moraya a través de los procesos</i>	15
Figura 2. <i>Diversidad de formas y colores de papas nativas</i>	26
Figura 3. <i>Papa Canchan</i>	27
Figura 4. <i>Papa Cica</i>	27
Figura 5. <i>Gráfico del Ciclo ideal de refrigeración por compresión</i>	28
Figura 6. <i>Gráfico P-h del Ciclo del Refrigerante por compresión</i>	30
Figura 7. <i>Gráfico de componentes de la carga térmica</i>	31
Figura 8. <i>Gráfico tanque típico del proceso con agitación</i>	33
Figura 9. <i>Torsión en una barra circular sólida</i>	34
Figura 10. <i>Nomenclatura de un tornillo sinfín de envolvente sencilla</i>	36
Figura 11. <i>Fuerzas de un TSF (tornillo sinfín)</i>	36
Figura 12. <i>Partes de la velocidad en un sinfín</i>	37
Figura 13. <i>Nomenclatura de un cojinete de rodillos cónicos</i>	38
Figura 14. <i>Curva de velocidad de secado (etapas de secado)</i>	41

Figura 15. <i>Diagrama de flujo de proceso de obtención de Moraya.</i>	42
Figura 16. <i>Cargas térmicas en la cámara de congelación.</i>	44
Figura 17. <i>Gráfico del R404 Diagrama de Moody.</i>	52
Figura 18. <i>Agitador tipo ancla serie estándar.</i>	56
Figura 19. <i>Gráfico del desarrollo de la base del tanque.</i>	60
Figura 20. <i>Relación de dimensiones agitador tipo ancla.</i>	61
Figura 21. <i>Esquema de la fuerza producida por el peso del producto.</i>	63
Figura 22. <i>Esquema del torque generado del producto en el agitador.</i>	64
Figura 23. <i>Perfil de acero de la paleta del agitador.</i>	66
Figura 24. <i>Esquema de unión por soldadura del eje con platina de la paleta.</i>	70
Figura 25. <i>Diagrama de fuerzas confluyentes en el tornillo sinfín.</i>	81
Figura 26. <i>Diagrama de fuerzas confluyentes en el engranaje.</i>	82
Figura 27. <i>Esquema de componentes del sistema de recirculación cerrada.</i>	90
Figura 28. <i>Esquema de descarga de agua del tanque.</i>	91
Figura 29. <i>Esquema de recirculación del depósito, biofiltro y tanque de agitación.</i>	94
Figura 30. <i>Gráfico de Moody para cálculo del factor de fricción.</i>	95
Figura 31. <i>Análisis termodinámico del sistema control de la cámara de secado.</i>	101
Figura 32. <i>Gráfico de carta Psicométrica – Aire Caliente.</i>	105
Figura 33. <i>Pared tipo Sándwich grafico referencial.</i>	114
Figura 34. <i>Cadena de Procesamiento de la Papa en Moraya.</i>	117
Figura 35. <i>Gráfico primigenio de cámara de congelación.</i>	118
Figura 36. <i>Armado tentativo de la cámara de congelación.</i>	124
Figura 37. <i>Esquema tentativo del sistema de recirculación.</i>	125
Figura 38. <i>Partes del tanque de agitación.</i>	127
Figura 39. <i>Esquema de la paleta tipo ancla.</i>	128
Figura 40. <i>Esquema de agitador ensamblado: paleta y eje.</i>	128
Figura 41. <i>Ficha Técnica acero Inoxidable Redondo Liso.</i>	129
Figura 42. <i>Ficha Técnica de Motores para uso severo- SIMOTICS.</i>	129

Figura 43. <i>Ficha Técnica de Rodamientos Cónicos</i>	130
Figura 44. <i>Esquema del sistema de remojo de papa</i>	131
Figura 45. <i>Filtros Tipo Tamiz Mecánico</i>	132
Figura 46. <i>Características Tanque de Agua 750 Ltrs</i>	132
Figura 47. <i>Bomba de Agua</i>	133
Figura 48. <i>Material de Filtrado Antracita</i>	134
Figura 49. <i>Material de Filtrado Arena Cuarzosa/Silice</i>	134
Figura 50. <i>Curva Característica de operación de un Ventilador Axial</i>	139
Figura 51. <i>Ficha técnica Lana Mineral Technolite</i>	140
Figura 52. <i>Forma final de cámara de secado</i>	140

GLOSARIO DE SIGLAS

NTP:	Normas Técnicas Peruanas
ASME:	American Society of Mechanical Engineers
ASTM:	Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales
PPU:	Polímero de Poliuretano
UNE-EN:	Asociación Española de Normalización
ASHRAE:	Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado
AGMA:	American Gear Manufacturers Association

Resumen

El presente trabajo de tesis se forma a partir de la necesidad de sugerir una alternativa más controlable y confiable del procesamiento de las papas para la producción de moraya.

Para esta investigación que se diseñara para la ciudad del Cusco se tomara como referencia datos climáticos de la región de Puno (Santa Rosa) un sector donde se tiene una alta producción de moraya, se investigó las condiciones exteriores tanto de las heladas nocturnas como de las fuertes radiaciones diurnas, nuestros parámetros principales a controlar serán la temperatura y la humedad, para el diseño se utilizara nuestro aprendizaje en Termodinámica, Transferencia de Calor, Diseño de Elementos de Máquinas y Dinámica de Fluidos a partir de estos lineamientos idearemos un sistema de procesos para la producción de Moraya.

Nuestro sistema para la producción de moraya constará de 3 Etapas: 1° Diseño de la congelación, que se realizará a través de un congelador el cual trabajará con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, 2° Posterior al congelamiento el diseño del remojo, el cual se realizará mediante un proceso de agitación que además realizara el descascarado de la papa, esta fase estaría incompleta sin un sistema de reutilización del agua pues uno de nuestros objetivos es aprovechar al máximo el elemento líquido, para lo cual se diseñará un sistema de filtrado y recirculación del agua que se utilizara para el agitado, 3° Por último el diseño de la deshidratación en la cual se sometería a las papas a un flujo de aire caliente de tal forma que la humedad interior de la papa se reduzca hasta un porcentaje aceptable y la subsecuente obtención de la moraya.

Para complementar la investigación realizaremos un análisis económico de la implementación del sistema sometiendo a prueba su sostenibilidad en el tiempo.

Palabras Clave: Moraya, papa, deshidratación, congelado, remojo y secado.

Aspectos Generales

Titulo

DISEÑO DE UN CONGELADOR, UN AGITADOR CON UN SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DE AGUA Y UNA SECADORA PARA LA PRODUCCIÓN DE 350 KG DE MORAYA AL MES.

Ubicación

El Cusco se encuentra en la zona sur oriental del Perú, comprende zonas andinas y parte de la selva alta. limitando por el norte con Junín y de Ucayali, al este con Madre de Dios, al sureste con Puno, al sur con Arequipa y al oeste con Apurímac y Ayacucho.

Adicionalmente, para nuestros cálculos asumiremos una ubicación de Cusco ciudad, una locación que permita la fácil adquisición de materia prima en todos los meses del año precisando nuestros cálculos en base a los siguientes datos.

- ✓ **Altitud:** 3365 m.s.n.m.
- ✓ **Temperatura:** Su clima es templado seco y frio modernamente lluvioso. La temperatura media promedio en Cusco ciudad es de 13.5 °C siendo la máxima de 21.5 °C y la mínima alrededor de 5.5 °C aproximadamente, de acuerdo al observatorio meteorológico "LUIS OLAZO OLIVERA".
- ✓ **Índice de humedad relativa:** Registra valores entre un min. 25% y un máx. 89%, incrementándose en la temporada lluviosa, para nuestros cálculos tomamos una humedad común de 56.7%.
- ✓ **Presión Atmosférica:** Por la altitud a la que se encuentra la región Cusco tiene una presión atmosférica de 0.669 Bar (0.660252 Atm).

Planteamiento del Problema

Descripción del problema

En la actualidad nuestro país y el mundo están atravesando una crisis económica percibida en todos los estratos sociales, se exige el máximo aprovechamiento de los recursos especialmente alimenticios, así como proveer al mercado productos de calidad.

El procesamiento de moraya es realizado tradicionalmente solo en los meses de heladas con días donde existe fuerte radiación solar, las papas designadas para este proceso pueden ser papas nativas (amargas), papas en desuso o papas cosechadas que están cerca de su descomposición, son expuestas al frío nocturno, una o más noches hasta que la papa adquiera una congelación completa, posteriormente son remojadas en ríos o riachuelos varias semanas hasta perder su amargura y ser descascaradas, como paso final son expuestas al sol por varios días para su deshidratación, este proceso depende enteramente de las condiciones climáticas y geográficas del entorno de los productores de papa.

Teniendo las condiciones geográficas de la ciudad del Cusco, proyectamos como alternativa de procesamiento para la papa en Moraya mediante el diseño de máquinas que recrearan los procesos desarrollados casi enteramente de forma natural, mejorando los plazos de procesamiento y la calidad del producto procesado.

Ramos Inca Roca (2002) en su investigación evalúa el comportamiento de 10 variedades de papa procesadas de forma tradicional en el centro experimental “La Raya” usa como cantidad de estudio 1000 kg de papa, a partir de este estudio realizado en la región tomaremos una base real para poder comparar los resultados de nuestra investigación.

Ramos Inca Roca (2002) sostiene que la papa en sus diferentes variedades locales posee humedades que varían entre 61% - 74%. Por otro lado, en nuestras investigaciones hallamos que después del congelamiento y remojo según Quispe Condemayta (1967) por

cuyo efecto sale agua del protoplasma y de las vacuolas de las células ya exentas de solaninas y ácido acético con una humedad 60% de forma similar Ñaupá Choquemamani (2010) sostiene que la papa posteriormente al congelamiento y remojo posee una humedad de 59.5% justo antes de ser sometida al secado tradicional.

Según el comité técnico de normalización de Tunta Norma técnica peruana (NTP 011.400) se acepta como Tunta (Moraya) a la papa deshidratada que tenga como porcentaje máximo de humedad 15%, tomamos estos valores para realizar un balance y estimar un peso final aproximado del producto después de ser procesado, según el gráfico adjunto:

Figura 1.

Estimación inicial del peso de Moraya a través de los procesos.



Nota: Elaboración Propia.

Formulación del problema

Problema general. ¿Será viable diseñar un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora para producir 350 Kg de Moraya al mes?

Problemas específicos.

- ¿Cómo podemos replicar las condiciones medio ambientales requeridas para la congelación de la papa?
- ¿Qué se puede hacer para mejorar el remojo y descascarado de las papas sin utilizar grandes cantidades de agua?
- ¿Cómo podemos mejorar la deshidratación de las papas procesadas por secado solar?
- ¿Cómo aprovechar mejor la producción y uso de materiales en los procesos propuestos?
- ¿Cómo evaluar económicamente si el proyecto propuesto es redituable?

Justificación de la Investigación

La importancia de esta tesis es incentivar los conceptos de ingeniería mecánica en el diseño de máquinas que formaran un sistema para poder procesar la papa en Moraya sin limitaciones climáticas, reduciendo tiempos y llevando un control del procesamiento más adecuado.

Disponemos de los conocimientos tecnológicos requeridos para implementar el diseño; por consiguiente, el estudio es viable pues:

- Se modernizará el procesamiento tradicional, optimizando las fases del procesamiento resultando en un producto de mejor calidad.
- Se podrá demostrar que con los recursos locales se puede potenciar uno de los productos representativos en la región.
- Se podrá revalorar la innovación pre-inca de la deshidratación de papas tradicional.
- En el mercado actual de máquinas procesadoras, no hay máquinas que estén direccionadas a procesar moraya.

Alcances y Limitaciones***Alcances del estudio***

- Se estudiarán los diferentes procesos termodinámicos.
- Se analizará los mecanismos para los procesos que conlleven movimiento.
- La energía a emplearse para el funcionamiento será eléctrica.
- Se diseñará para la ciudad de Cusco y sus respectivos parámetros geográficos.
- Se realizarán esquemas, diagramas, planos, etc de los modelos propuestos.
- Se complementará la investigación con un estudio de un análisis económico para comprobar la rentabilidad del sistema.

Limitaciones del estudio

- Solo se desarrollará el diseño teórico de las partes principales, por la dimensión de la investigación y la variedad de los estudios, el cálculo se limitará a los elementos más importantes y a la selección de sus equipos correspondientes.
- Por la dimensión del estudio se evalúan solo los elementos principales del diseño mecánico incluyendo la selección de sus componentes, no se realizará un cálculo detallado de las partes complementarias.
- En esta investigación como primera fase del estudio de procesamiento del tubérculo el diseño de las maquinas no será automatizado, se limitará a que la interacción de cada proceso sea de forma manual complementando y/o conectando cada proceso.
- Se asumirán parámetros, valores, tiempos, etc de investigaciones experimentales previas, no se realizarán ensayos en laboratorio a nivel biológico.

Objetivos de la Investigación

Objetivo general

Diseñar un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora para la producción de 350 Kg de Moraya al mes.

Objetivos específicos

- Diseñar una máquina de congelación para papa.
- Diseñar una maquina agitadora con un sistema de reutilización de agua.
- Diseñar una máquina de secado para papa.
- Seleccionar materiales y equipos adecuados para el sistema calculado.
- Realizar un estudio económico, evaluando los costos directos y costos variables de procesamiento.

Hipótesis de la Investigación

Hipótesis general

Con el diseño de un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora se procesará Moraya a razón de 350 Kg al mes y optimizará el procesamiento.

Hipótesis específicas

- El diseño de una máquina de congelación mejorará el congelamiento de la papa sin depender de factores externos.
- El diseño de la máquina agitadora mejorará la extracción de los glico-alcaloides, reducirá los tiempos de remojo y se ahorrará en el consumo de agua.
- El diseño de una máquina de secado mejorará el proceso de deshidratación de la papa sin depender de la radiación solar.
- Una óptima selección de equipos y materiales optimizara el procesamiento en conjunto y la calidad del producto.

- Con un análisis económico se estudiará si es redituable en el tiempo nuestro procesamiento propuesto.

Variables de Estudio

Variables independientes

- Cantidad de papa al ingreso del sistema.
- Humedad final interna del producto deshidratado (moraya).

Variables dependientes

- Cantidad de moraya a la salida del sistema.
- Dimensionamiento de las máquinas.
- Parámetros de diseño de las máquinas.

Metodología

El saber científico debe ser racional, sistémico y verificable, esta disciplina es una peculiaridad del saber científico que es diferenciado del saber ordinario o común. La descripción de ciencia está ligada a la forma como el investigador obtuvo y sistematizó sus conocimientos para comprobarlo con su hipótesis.

La investigación como parte en un criterio epistemológico de trayectoria racionalista aplicada y de utilidad para un método de investigaciones aplicadas a sistemas mecánicos, en la presente investigación se aplicará la orientación HIPOTÉTICA DEDUCTIVA.

En el trabajo de investigación se efectuará una INVESTIGACION TECNOLÓGICA EJECUTANDO EL MÉTODO CUANTITATIVO.

Tipo, nivel y diseño de la investigación

- **Tipo:** La pesquisa de clase APLICADA, usando el método cuantitativo.
- **Nivel:** Exploratoria, descriptiva, correlacional y explicativa.
- **Diseño:** Cuasi experimental.

Instrumentos de recolección de datos y procesamiento

- **Recolección de datos:** Ejecutaremos inspección bibliográfica, también estudio de antecedentes e información de las investigaciones predecesoras relacionado con calcular, diseñar y evaluar el proceso.
- **Delimitación de Parámetros:** Secuencialmente, definir y analizar los parámetros de diseño que intervienen e influyen en el funcionamiento del sistema.
- **Cálculo, dimensionamiento:** Se analizará el método propuesto, con un cálculo y dimensionamiento, en base a los datos y parámetros obtenidos previamente.
- **Análisis de costos:** Posteriormente se realizará una evaluación de costos en respecto a los procesos y para finalizar se desarrollarán conclusiones y recomendaciones de la investigación.

Marco Teórico

Se realizará recolección de información en forma de marco teórico en los temas y/o tópicos que engloban nuestra investigación y/o estudios en sus enfoques prácticos, siguiendo la línea de la estructura del ciclo de procesamiento de la moraya. Comenzaremos por el proceso de la congelación de papa, seguida por el remojo y pelado de la papa, posteriormente se abordará el proceso de secado de la papa. Este marco teórico previo nos brindará las herramientas necesarias para desarrollar nuestra investigación, considerando las partes más importantes del sistema en global.

Antecedentes

Dentro de los antecedentes exploraremos investigaciones previas que poseen un objetivo parecido al nuestro que es el de preservar los tubérculos por un tiempo de vida útil más largo o un producto ya procesado como rodajas de papa o harina que pasan por métodos parecidos al procesamiento de moraya e investigaciones similares que tienen como objetivo el procesamiento industrial de moraya:

Antecedentes internacionales

Sun Xiangfeng, et al, (2020) evaluaron los efectos del pretratamiento con ácido cítrico, blanqueamiento con vapor y blanqueamiento con agua de la papa fresca pelada en cubitos para su posterior secado, concluyendo que 20 minutos de pretratamiento con ácido cítrico genera una mejor calidad y favorece las características dinámicas de adsorción de humedad de la papa además genera una mayor retención de la vitamina C y un mejor color, además reiterando que la temperatura de secado es el principal factor que influye en la proporción de humedad el pretratamiento con ácido cítrico mostraron curvas dinámicas de adsorción de humedad similares, es decir, isoterma de sorción tipo II. Las curvas de adsorción de humedad se pueden ajustar bien utilizando el modelo Guggenheim-Anderson-de Boer con R^2 superior a 0,97.

En el mismo razonamiento de procesamiento de la papa Della Roca & Mascheroni, (2011) estudiaron las variables que afectan al secado por deshidratación osmótica y luego a través de secado combinado (microondas y convección por aire caliente) comprobando que la deshidratación osmótica efectivamente contribuye a impedir el deterioro de la estructura y la pérdida de aromas y sabores (propiedades organolépticas del producto) en adición el secado posterior al pretratamiento con deshidratación osmótica requiere condiciones menos severas que tiene como ventaja superiores velocidades de secado, para lo cual aplicaron diferentes modelos matemáticos a los datos experimentales con el propósito de representar los datos cinéticos resultantes en el transcurso del proceso de secado.

Antecedentes nacionales

Aguilar T. (2012) plantea la transformación de la papa en papa seca; generando valor agregado y a la vez aumentando su tiempo de conservación. El objetivo principal del estudio, fue determinar la pre factibilidad de la instalación de una planta procesadora de papa para la producción de papa seca en la provincia de Santiago de Chuco, región La Libertad, el estudio requiere una inversión total de S/. 3'354,567 correspondiendo S/. 1'520,950 en activos fijos y S/.1'833,671 en capital de trabajo. La fuente de financiamiento será el Banco de Crédito del Perú, por un monto de S/ 3'000,000.

Romero Garavito (2019) evaluó la elaboración de la papa deshidratada a partir de papa fresca y su periodo de conservación, siendo el contenido de humedad un factor determinante, obteniéndose una humedad de la papa deshidratada de 12.20%, a 75 °C, mostrándose inocuo en el estándar al tener menos de 10 ufc/g de hongos apto para el consumidor haciéndolo un producto durable, cuyo objetivo específico de la investigación de la predicción de anaquel o vida útil de la papa deshidratada, se desarrolló dentro de la metodología experimental, realizando una aplicación de la curva de GAB y la ecuación matemática de Heiss y Eichner,

predecir el periodo de duración en stand, obteniéndose una predicción de 19 días, siendo un factor de deterioro la humedad.

Antecedentes locales

Quispe Condemayta (1967) planteaba dar un impulso al desarrollo de las industrias alimentarias de la región impulsando la deshidratación de papa para la producción de moraya obteniendo de esta forma un producto con propiedades nutritivas y valor calórico acrecentado en relación a la papa, para lo cual se producirá de manera industrial mediante una planta deshidratadora en la provincia del Cusco que se compone de la congelación de las papas en una cámara frigorífica, secuencialmente su remojo en pozas y como paso final el secado mediante vapor de agua que producirá 3.5 Ton de moraya diarias 1050 Ton de moraya anuales de 300 días para lo cual requerirá 1800 Ton de papas, según el análisis de mercado propuesto el 70% de dicho producto tendrá como fin su consumo en los departamentos Cusco, Puno, Apurímac y Arequipa y el restante 30% en Tacna, Moquegua y Lima.

Ramos Inca Roca (2002) en su tesis de grado evalúa el comportamiento de 12 variedades de papa en el procesamiento de moraya evalúa que que la conversión de papa en moraya tiene una relación en peso que va desde 3:1 a 5:1 en las diferentes variedades de papa, en su análisis económico de la elaboración de moraya para 1000 Kg de papa en un proceso que demoraría 28 días bajo las condiciones del centro experimental de “La Raya” concluyendo que las variedades de papa con mejores rendimientos de peso en moraya son la Ccompis, Cica y Costanera.

Procesamiento Tradicional de la Moraya

Según Cristina Fonseca, et al, (2011) se elabora bajo condiciones naturales del clima altiplánico, durante la época seca, cuando la temperatura ambiental está por debajo de 0° C. En esta época suceden las heladas, a la vez diariamente ocurre una alta radiación solar. El

proceso consiste en el congelamiento de los tubérculos de papa y en el remojo de las papas en agua corriente (ríos ó lagunillas) por aproximadamente un mes. El proceso es seguido por el pelado manual y el secado hasta obtener tubérculos deshidratados (14 % de humedad), de color blanco, de forma alargada ó redonda y de olor característico.

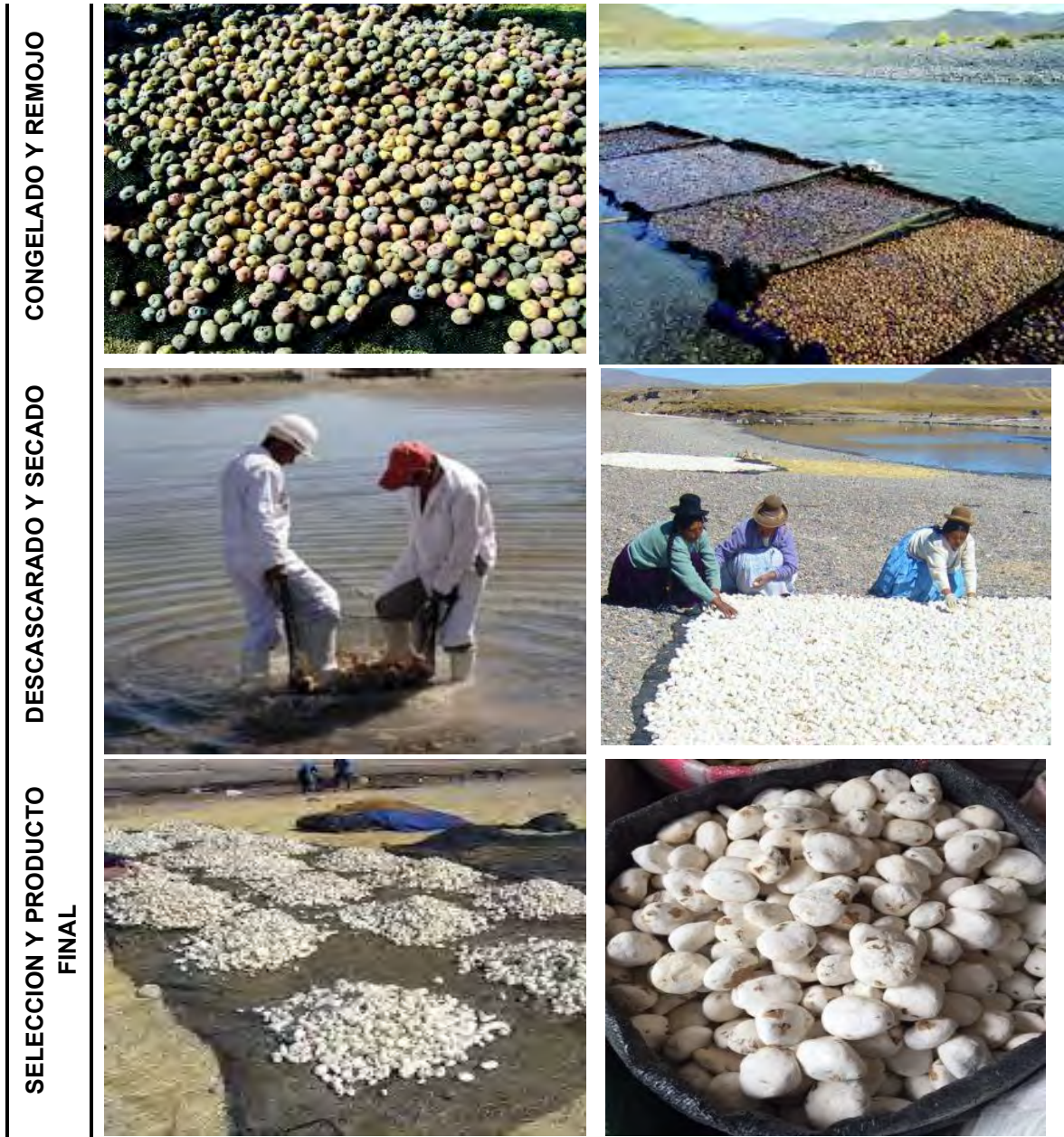
De forma similar según la revista Agroecológica Leisa (2004) describe el procesamiento:

El chuño blanco se obtiene mediante un proceso natural de deshidratación que aprovecha las condiciones del clima en el invierno del hemisferio sur presenta una fuerte diferencia de temperatura entre el día y la noche (pasando de 18 °C a -10°C), además de una intensa radiación solar. Los tubérculos se someten a congelación nocturna y de día a la fuerte insolación. Para evitar el quemado se cubren con abundante paja, durante 5 a 8 días, para luego someterlos a remojo en agua corriente de los ríos o arroyos por 20 a 30 días, donde los glico-alcaloides son eliminados. Luego los tubérculos son retirados del agua para su apisonamiento y eliminación del exceso de líquido, para finalmente exponerlos al sol por otros 5 a 8 días más. Después de esto, los tubérculos son pelados completamente frotándolos con las manos, de ahí su apariencia final blanca. La elaboración de chuño blanco dura aproximadamente 50 días (Teresa Gianella, 2011, vol. 20, N°3).

Para la elaboración de chuño y moraya son recomendadas zonas situadas entre los 3780 a 3900 m.s.n.m. papas entre 50 a 60 g en cuanto a variedades el chuño y moraya se elaboran de papas nativas amargas tipo Ruckii o waña y de acuerdo a estudios recientes morayas de mejor calidad resultan de papas dulces mejoradas según Pacheco del Castillo (1993).

Tabla 1.

Fases del procesamiento artesanal de moraya.



Nota: Extraído de “Guía de buenas prácticas para la producción artesanal de tunta”.

Según el comité técnico de normalización de Tunta Norma técnica peruana (NTP 011.400) define que los requisitos fisicoquímicos de la Tunta (Moraya) con una humedad: 15%, ceniza: 2.5%, fibra: 2% además proporciona un cuadro con las magnitudes de moraya por su forma:

Tabla 2.
Tamaños de Moraya.

Forma		
Tamaño	Redondos (cm)	Alargados (cm)
Grande	5.1 a mas	7.0 a mas
Mediana	3.9 – 5.0	5.5 -7.0
Pequeña	3.9 a menos	5.5 a menos

Nota: Extraído de “Papa deshidratada Tunta” Norma Técnica Peruana 011.400.

Materia Prima

La papa (*Solanum Tuberosum L.*) es un cultivo de alto valor nutricional y medicinal, constituye la principal fuente de ingreso para agricultores región andina, lugar donde existe gran diversidad genética de especies cultivadas y silvestres (INIA, 2013).

Las papas son el cuarto alimento más cultivado del mundo solo después del trigo, el maíz y el arroz, en nuestro país la siembra y producción en sierra es de 95 % y 90 %. En la costa la siembra y producción de papa solo alcanza el 5 % y 10 % respectivamente. Existen diversas variedades se clasifican en modernas (mejoradas o híbridas) y nativas. Entre las modernas tenemos: Canchán INIA, Perricholi, Yungay, Andina, Amarilis INIA, Tomasa Condemayta, Mariva, Cica, Serranita y Chucmarina entre otras según el Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego.

Figura 2.

Diversidades de formas y colores de papas nativas.



Nota: Extraído del Manual técnico manejo integrado del cultivo de papa – Ministerio de agricultura y riego.

Características físicas de papas locales

Papa Canchán. Según el INIA tiene un periodo vegetativo de 120 días, de forma redondeada, con un tamaño entre medianas y grandes, de color de piel rojo y color de carne blanca, la planta tiene resistencia a heladas y a la racha, cultivadas entre los 2000 a 3500 msnm esta variedad de papa posee un 25% - 30% de materia seca harinosa.

Figura 3.

Papa Canchán



Nota: Extraído del INIA Ministerio de Agricultura y Riego.

Papa Cica. Según el INIA tiene un periodo vegetativo de 160 días, de forma redondeada, con un tamaño entre medianas y grandes, de color de piel morada y carne crema, esta planta es tolerante a heladas, sequía y granizadas, cultivadas en Cusco, Apurímac, Ayacucho, Arequipa y Puno, esta variedad de papa posee entre un 20% a 23% de materia seca.

Figura 4.

Papa Cica



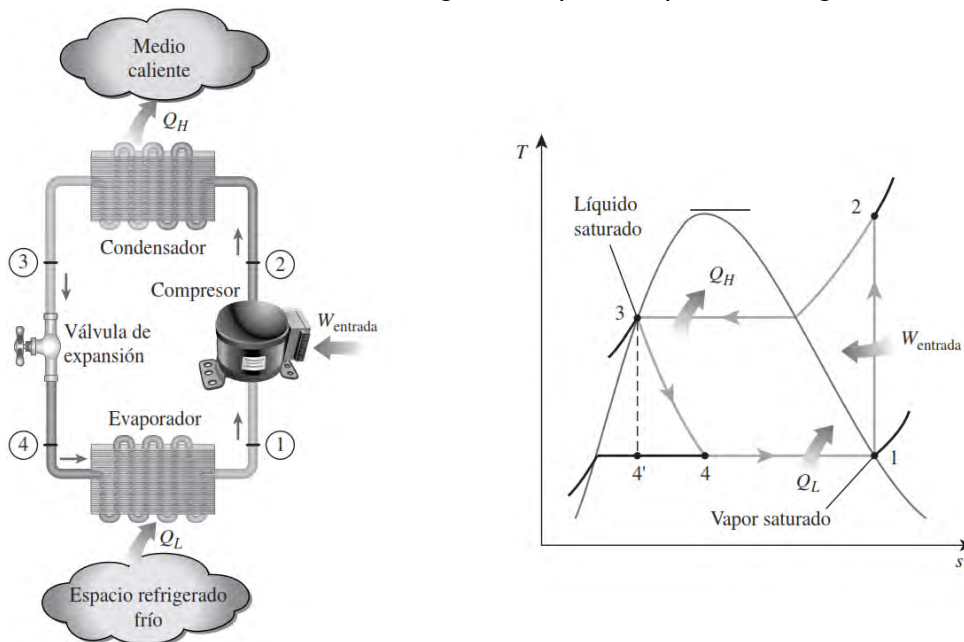
Nota: Extraído del INIA Ministerio de Agricultura y Riego.

Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

Refrigeración es el traspaso de calor de un área con temperatura inferior a una zona de mayor temperatura. Las máquinas que generan frío son llamados refrigeradores, de forma análoga el ciclo en que opera es un ciclo de refrigeración más puntualmente por compresión de vapor en este el refrigerante es evaporado y condensado externamente luego es comprimido en su etapa de vapor, en el condensador el calor circula de un nivel de mayor temperatura a otra de menor temperatura independientemente de otro equipo. La fase inversa no se produce de forma automática tomando como base al precepto de la 2^o ley de la termodinámica según A. Cengel & A. Boles (2015).

Figura 5.

Gráfico del Ciclo ideal de refrigeración por compresión, diag. T-s.



Nota: Extraído de Termodinámica 8^o edición. Yunus A. Cengel 2015.

Procesos y funciones de los componentes

En el evaporador se desarrollan fases representadas en la figura N^o6 por la línea 2' → 3', es isobara al ser horizontal o sea presión constante. En la posición 2' llega al evaporador como una combinación de refrigerante en forma líquida con refrigerante en forma de vapor

derivado de la válvula de expansión. Combinación que está a temperatura y presión menor. La fase $2' \rightarrow 3$ simboliza la ebullición del refrigerante en su forma líquida en el desarrollo del recorrido el líquido es evaporado, obteniendo calor latente originado en el recinto que necesitamos bajar su temperatura, mientras se desarrolla esta fase la presión, temperatura se mantienen al menos en teoría constantes.

En la posición **3**, todo el refrigerante está en estado vapor saturado que se encuentra a baja temperatura en este punto ya no posee una gran capacidad para bajar considerablemente la temperatura interna del recinto. La fase $3 \rightarrow 3'$ es conocido como recalentamiento, se trata de invertir una pequeña cantidad de calor al vapor del refrigerante con el fin de distanciarlo de la línea de saturación, el calor invertido puede venir del interior de la cámara y se origina en los últimos tramos del evaporador.

En la fase que se encuentra en la gráfica por las posiciones $3' \rightarrow 4$ desarrollada por esa línea es un proceso isoentrópico toma en cuenta el funcionamiento del compresor idealmente logrando un buen calculo, mientras en la fase de compresión se aumenta su presión del refrigerante análogamente su temperatura se mantiene constante la cual puede elevarse hasta 90°C para la desembocadura del compresor conservándose en forma de vapor.

La fase del condensador es simbolizada en la gráfica por la línea $4 \rightarrow 1'$ es una fase Isobara a presión constante. La posición **4** admite el refrigerante en su estado de vapor teniendo elevada temperatura y presión. En la primera parte del condensador $4 \rightarrow 5$, el vapor baja su temperatura entregando calor sensible al medio condensante aun manteniéndose su en estado de vapor.

La posición **5** supera la temperatura de rocío a una presión de condensación del refrigerante. Empezando de esta posición el vapor refrigerante transfiere calor latente al entorno condensante. Cambiando a su estado líquido en la fase $5 \rightarrow 1$. Continuando con el

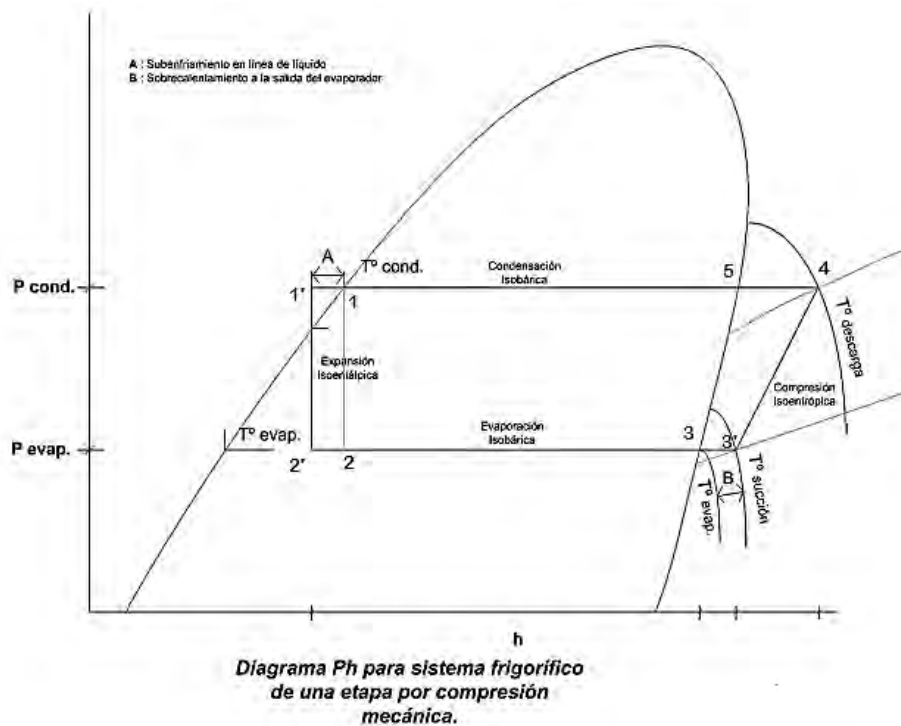
ciclo cerrado aumenta la parte de líquido por ende disminuye la cantidad de vapor en el condensador este proceso se desarrolla con la temperatura constante.

La posición **1** acaba el proceso condensación, el refrigerante completo cambio ha estado líquido. En este punto el refrigerante liquido está a mayor temperatura que el medio condensante y aún se puede reducir su temperatura. En la fase **1** → **1'** se produce el subenfriamiento en el desarrollo de esta baja su temperatura transfiriendo su calor sensible al medio condensante. Su subenfriamiento es provechoso, mejora el rendimiento frigorífico específico a su vez acrecienta la proporción del líquido en la desembocadura en la válvula de expansión.

En esta posición el refrigerante inicia a una presión del condensador hasta la presión del evaporador, por un proceso denominado laminación isoentálpica $h_2' = h_1'$, simbolizando en la gráfica de Mollier una línea recta vertical, desde la posición **1'** hacia la posición **2'**.

Figura 6.

Gráfico P-h del Ciclo del Refrigerante por compresión de vapor.



Nota: Origen desconocido.

Carga Térmica

Magnitud en unidades de energía requerida para refrigerar o bajar la temperatura de un producto desde una temperatura inicial hasta la temperatura deseada. La estimación de la carga térmica está orientada en el manual de la “*ASHRAE-Refrigeration Chapter 13: Refrigeration Load*” (ASHRAE, 2006).

La carga térmica a bajar la temperatura es el factor esencial para la elección de los elementos del sistema, donde en la selección de la máquina de refrigeración requerida es indispensable evaluar o determinar la carga térmica del ambiente a refrigerar.

Componentes de la carga térmica

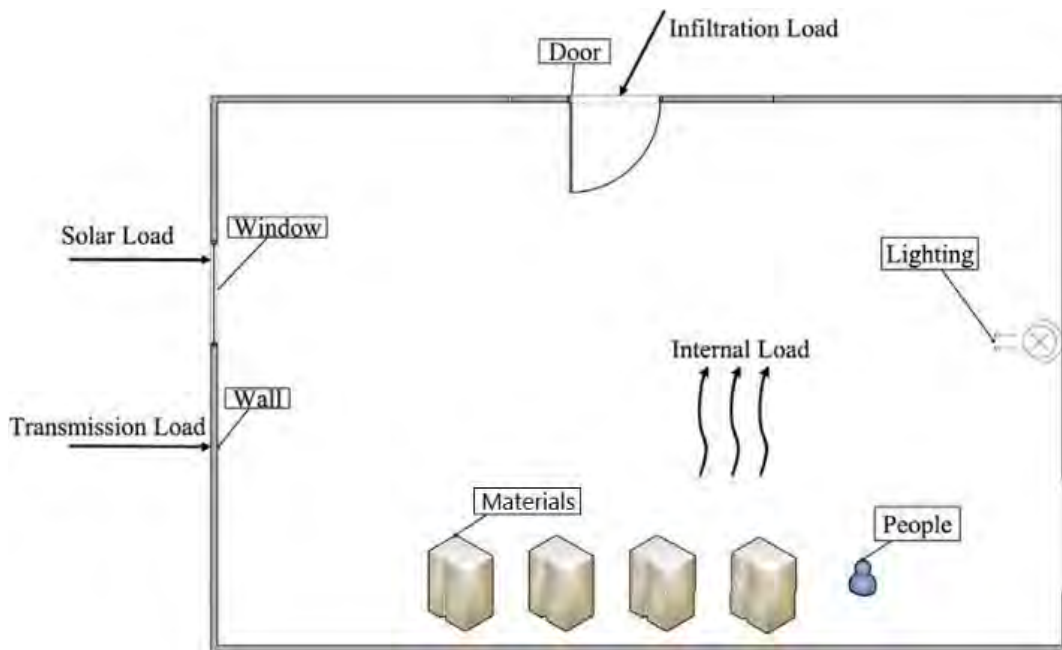
Según el manual de la ASHRAE los factores implicados para la estimación de la carga de térmica necesaria en un sistema de refrigeración que merecen estudio están nombrados a continuación:

- Carga Térmica por transmisión.
- Carga Térmica del producto.
- Carga Térmica Interna.
- Carga Térmica de infiltración del aire.
- Carga Térmica relativa a los equipos.

Las 4 primeras cargas componen la carga primordial de calor y es la base para el cálculo y diseño del equipo congelador. Para seleccionar los equipos se tendrá la carga total como la carga primordial sumada a la carga de calor derivada de las máquinas de refrigeración.

Figura 7.

Gráfico de componentes de la carga térmica.



Nota: Extraído de Energy and Buildings – N. Wang et al. - ELESEVIER.

Agitación y Mezclado

Según McCabe, Smith, & Harriot (2007) parte fundamental de los procesos industriales depende de la agitación y el mezclado de fluidos, ambas operaciones son distintas refiriéndose a la agitación como un movimiento direccionado hacia un material en una forma específica comúnmente en un patrón circulatorio dentro de un contenedor, por el contrario la mezcla forma patrones aleatorios de dos o más fases, generalmente el termino mezcla es denominada a una cantidad de operaciones cuyo fin es el homogenizar dos o más materiales hasta conseguir una sola composición.

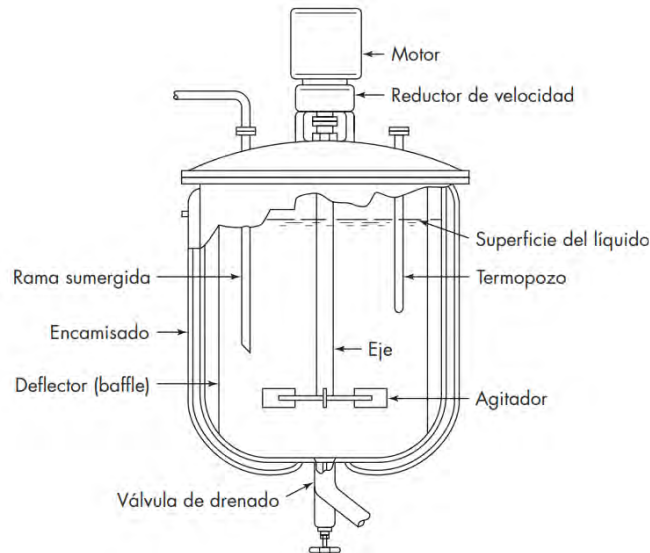
Tanques agitados

Para una adecuada agitación usualmente es usado un tanque o recipiente de forma cilíndrica que cuente con un eje vertical y un impulsor instalado a este, la zona superior del tanque puede estar abierta, el tamaño y las proporciones del tanque pueden variar según los requerimientos de la agitación, la base del tanque debe ser de forma redondeada para evitar las esquinas o regiones agudas, la profundidad del líquido debe ser aproximadamente igual al diámetro del tanque, el eje de agitación es normalmente accionado por un motor

(directamente conectado o a través de una caja de reducción de velocidad) en adición líneas de entrada y salida, serpentines, encamisados, termómetros u otros equipos según McCabe, Smith, & Harriot (2007).

Figura 8.

Gráfico tanque típico del proceso con agitación.



Nota: Extraído de Operaciones Unitarias en Ingeniería química – McGrawHill.

Existen impulsores de dos clases, los que generan corrientes paralelas al eje del impulsor propiciando un flujo axial y los que generan corrientes en dirección radial o tangencial al eje del impulsor propiciando un flujo radial, para fluidos con alta viscosidad son recomendables por ejemplo agitadores de cinta helicoidal que opera hasta con viscosidades de 25000 Pa.s, otro tipo de impulsor es el agitador de ancla eficiente para la agitación cerca del fondo del tanque debido a que no propician movimiento vertical no es un mezclador eficiente según McCabe, Smith, & Harriot (2007).

Estimación del recipiente. Los tanques de agitación se consideran de pared delgada debido a que en todo tipo de tanques el espesor de la pared del recipiente se acerca a un décimo de su radio o menos lo cual posibilita que el esfuerzo radial originado por la presurización del recipiente es bastante pequeño comparado con el esfuerzo tangencial, también podría entenderse que como sus paredes casi no tienen resistencia a la flexión, por lo

cual puede suponerse que las fuerzas internas son tangentes a la superficie del recipiente según P. Beer, Johnston Jr., DeWolf, & F. Mazurek (2017), para el análisis correcto de nuestro tanque de agitación (cuerpo y fondo) evaluaremos dos tipos:

- Recipientes cilíndricos.
- Recipientes esféricos.

Estimación del eje. Elemento por lo general de sección transversal circular utilizado para transmitir un movimiento o potencia es también conocida como flecha, dentro de sus muchas aplicaciones sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, el eje debe tener el tamaño correcto para resistir el esfuerzo y deflexión por torsión además de poseer un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y el engrane (cuñas, ejes estriados, tornillos de fijación, pasadores, etc.) según G. Budynas & Keith Nisbett (2012).

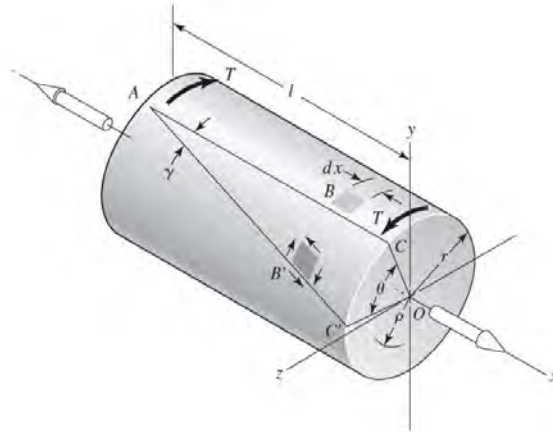
El diseño de la flecha adecuada se realizara tomando como criterio el código ASME el cual asegura la rigidez y la resistencia para lo cual el código en el cálculo del diámetro establece un valor de esfuerzo tangencial admisible.

Torsión en el eje. Un vector momento además de ser colineal con el eje de un aparato mecánico es conocido como vector de par de torsión, analizando el par torsor que provoca que el elemento se tuerza en función a ese eje, ello implica que una varilla este sujeta a torsión según G. Budynas & Keith Nisbett (2012)

Donde para una sección circular sólida como es el caso de ejes, el nivel de giro permisible se encuentra desde $0.026^\circ / \text{cm}$ en equipos de precisión y hasta $0.33^\circ / \text{cm}$ en ejes de transferencia de potencia.

Figura 9.

Torsión en una barra circular sólida.



Nota: Extraído de Diseño ingeniería mecánica de Shigley, 2012.

Sistema de transmisión de potencia.

Transmisión de tornillo sinfín. En el tornillo sinfín los engranajes son no envolventes lo que produce que los dientes pertenecientes a los engranes de tornillo sinfín (TSF) poseen un punto de contacto que varía a una línea de contacto según son usados, sabemos que los engranes del TSF “se desgastan hacia dentro” otros tipos de engranes, “se desgastan hacia fuera”. Una particularidad compartida con engranajes helicoidales cruzados y engranajes de tornillo sinfín es que ambos poseen 90° de ángulo de eje según G. Budynas & Keith Nisbett (2012).

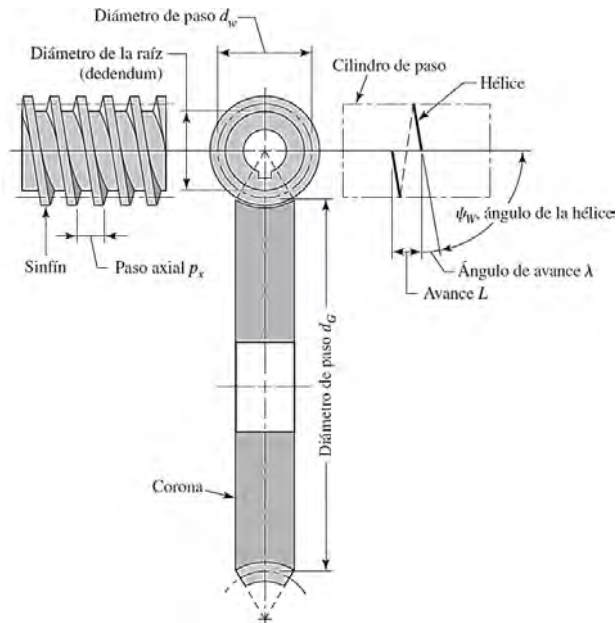
Valores más importantes a determinar en un árbol de transmisión de potencia de un tornillo sinfín (TSF) y un engrane (rueda) son:

- Materiales y Fabricación.
- Sistema de dientes.
- Potencia y Velocidad.
- Cantidad de hilos TSF: N_w .
- Relación: m_g .
- Factor de aplicación: K_a .
- Paso axial del tornillo sinfín: P_x .
- \emptyset de paso del tornillo sinfín: d_w .

- Ancho de cara del engranaje: F_g .
- Área lateral de la superficie: A .
- Factor de diseño: n_d .

Figura 10.

Nomenclatura de un tornillo sinfín de envolvente sencilla

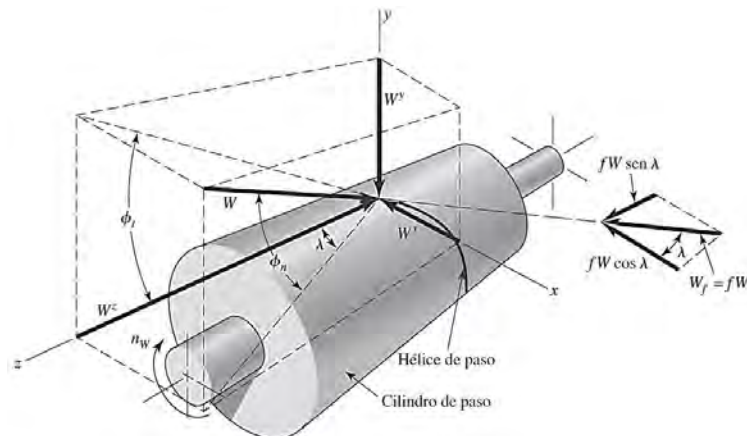


Nota: Extraído de Diseño ingeniería mecánica de Shigley, 2012.

La fuerza aplicada por el engranaje es conocida como W , posee 3 constituyentes ortogonales W_x , W_y y W_z por la geometría del esquema:

Figura 11.

Fuerzas de un TSF (tornillo sinfín).

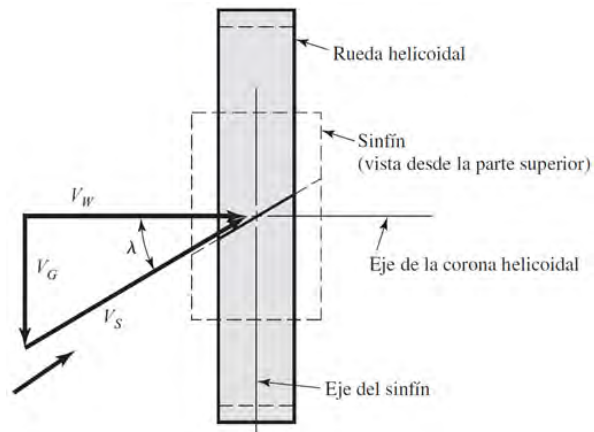


Nota: Extraído de Diseño ingeniería mecánica de Shigley, 2012.

El coeficiente de fricción está estrictamente relacionado con la velocidad relativa o de deslizamiento. Donde V_g y V_w constituyen la velocidad en la línea de paso de la rueda y del sinfín respectivamente, a modo vectorial, $V_w = V_g + V_s$; por ello se expresan las velocidades según:

Figura 12.

Partes de la velocidad en un sinfín.



Nota: Extraído de Diseño ingeniería mecánica de Shigley, 2012.

Cojinetes de contacto rodante. El diseño es determinar un conjunto de partes que integran un cojinete de rodamiento; cuyos elementos son calculados e implantarlos a un espacio con dimensiones a establecer, se debe calcular para una carga con naturaleza puntual, los componentes se idean para poseer vida aceptable cuando trabajen en condiciones definidas. El efecto confiabilidad-vida aplica la estadística de Weibull. El efecto carga-vida-confiabilidad mezcla relaciones estadísticas y determinísticas según G. Budynas & Keith Nisbett (2012).

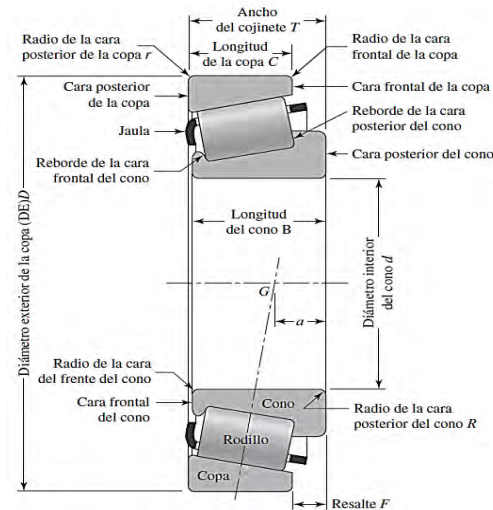
Rodamientos de rodillos cónicos. Trabajan con cargas radiales y de empuje (axiales) o mixturas de ambas, pero aun si no hubiera una carga de empuje exterior, la carga radial generara una reacción de empuje ocasionada por su forma cónica, se puede contrarrestar este efecto usando mínimamente 2 rodamientos de rodillos cónicos en sentido contrario según G. Budynas & Keith Nisbett (2012).

Forma. Las 4 partes principales de un rodamiento con rodillos cónicos son:

- ✓ Anillo interno.
- ✓ Anillo externo.
- ✓ Cilindros cónicos.
- ✓ Espaciador – Retén.

Figura 13.

Nomenclatura de un cojinete de rodillos cónicos.



Nota: Extraído de Diseño ingeniería mecánica de Shigley, 2012.

Tratamiento del Agua

La depuración o tratamiento de aguas se trata de la aplicación de procesos físicos, químicos y biológicos los cuales suprimen los contaminantes del agua de forma que se pueda disponer nuevamente del recurso, el tratamiento de agua residual por lo general pasa por fases que tienen un objetivo específico de acuerdo al proceso de depuración en el que se encuentre según ACCIONA (2020).

Basicamente la depuración de aguas residuales se inicia con un pretratamiento que consiste en evitar que fragmentos grandes ingresen al sistema o sea un filtrado mecánico, secuencialmente son eliminados los sólidos en suspensión y/o flotantes ya sean arenas y aceites, posteriormente el tratamiento biológico que suprime la materia orgánica, finalmente

se desarrolla la eliminación de agentes patógenos esta última fase es clave para la reutilización del agua sin perjuicio a la salud humana según ACCIONA (2020).

Sistema de recirculación: componentes

Tomamos en cuenta la biodegradabilidad del agua como un factor a considerar para definir el tratamiento a utilizar, componentes orgánicos biodegradables son fácilmente removibles al contrario los componentes orgánicos no biodegradables son difíciles de tratar, por ello el parámetro a utilizar es la relación entre DBO/DQO (demanda bioquímica de oxígeno y la demanda química de oxígeno) es recomendable que esta relación debe ser mayor a 0.3 para utilizar tratamientos por vía biológica según BIOPLAST DEPURACION (2024).

Según Galeano Vargas (2019) estima la relación para un proceso de lavado de papa en el cual indica que por la misma naturaleza del proceso es viable el tratamiento biológico, tomamos como referencia ese dato por ser casi similar al proceso de agitación propuesto en la presente investigación, determinamos que el método de tratamiento sería por medio de la filtración lenta con arena dado que el agua residual no presenta un alto nivel de complejidad de tratamiento los componentes básicos más importantes serían:

- ✓ Bomba.
- ✓ Filtro Mecánico.
- ✓ Filtro biológico.
- ✓ Equipo UV de desinfección.
- ✓ Tanque con agua a reutilizar.

Mecanismo de Secado

El secado o deshidratación de alimentos es usado como técnica de preservación sabiendo que los microorganismos no pueden expandirse por el alimento por la ausencia de agua, el secado es retirar agua de cierto material eliminándola en forma de vapor con el ayuda

del aire, en este caso calor el suministrado directamente con el aire caliente a presión atmosférica de esta forma el vapor generado es retirado por el mismo aire según J. Geankoplis (1998).

En el secado se genera consecutivamente traspaso de calor a el sólido y traslado de materia (H_2O) del sólido al flujo deshidratador. El proceso de deshidratación está limitado por estos 2 factores la resistencia al traspaso de calor y de materia.

Los regímenes del traslado de materia (H_2O) pueden ser:

Convección (Superficie del producto hacia el gas): El coeficiente de transmisión por convección cobrara una gran relevancia.

Diseminación del vapor del agua: Asimilada por varias capas en la superficie del alimento, originada por la gradiente de la concentración de solutos en las diferentes partes del producto, dan lugar a las correspondientes difusividades.

Traslado por capilaridad: Acorde a las características del producto, es el movimiento del agua por los intersticios celulares hacia la superficie del alimento generado por la cohesión molecular entre Solido – Liquido.

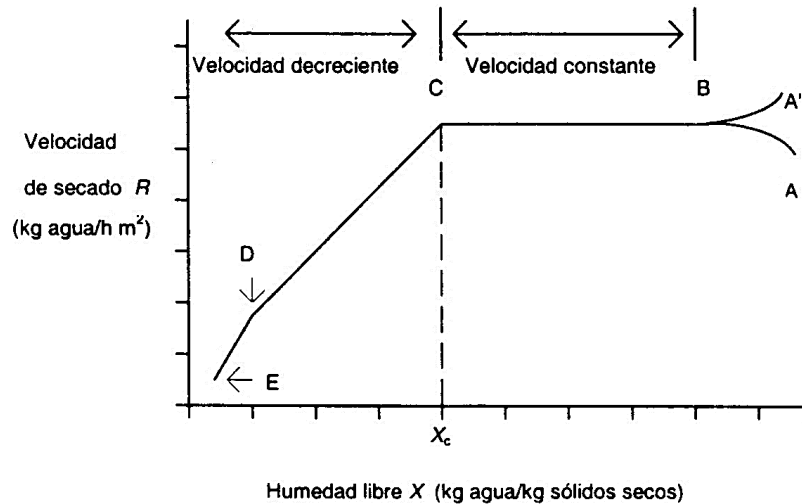
Tiempo de secado

El secado de una gran variedad de materiales siempre generan dos zonas básicas en la curva de velocidad de secado: periodo de velocidad constante y periodo de velocidad decreciente, en el primer periodo inicia con el punto B la superficie del solido esta mojada sobre ella existe una película de agua continua en este periodo la velocidad de evaporación es independiente al solido ósea igual a la velocidad de una superficie liquida pura, secuencialmente a partir del punto C la superficie ya no está totalmente mojada de forma que la humedad en la superficie baja hasta quedar seca completamente en el punto D, a partir de este punto el calor de evaporación es transferido a través del solido hasta la zona de

vaporización, el agua evaporada atraviesa el sólido hasta llegar a la corriente de aire hasta el punto E según J. Geankoplis (1998)

Figura 14.

Curva de velocidad de secado (etapas de secado).



Nota: Extraído de Geankoplis, 1983.

Secado en bandejas

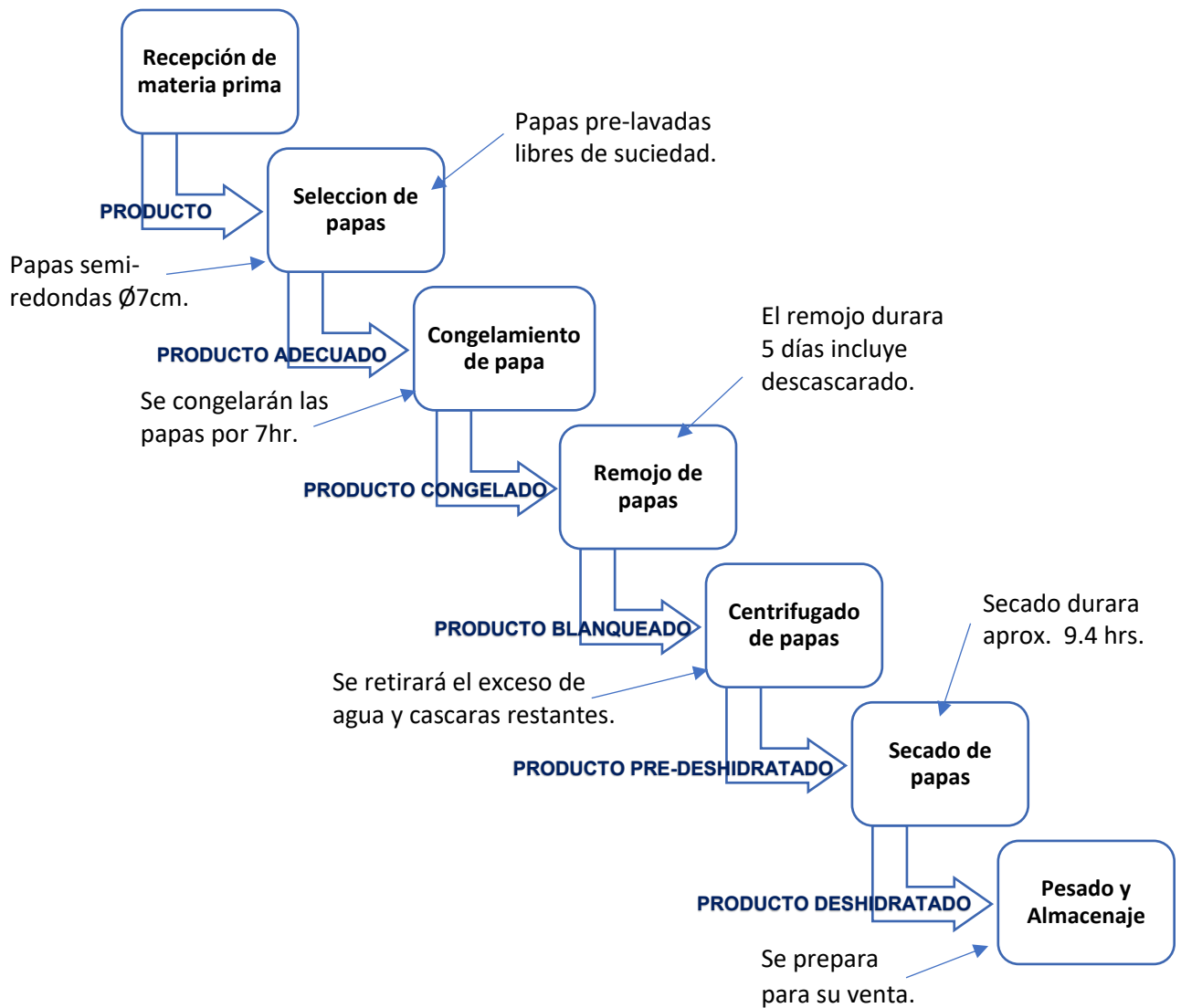
Según J. Geankoplis (1998) en este tipo de secador el material tiende a ser un material en forma de pasta o terrones, cuidadosamente expandidos en una bandeja con una profundidad aproximada entre 10 – 100 mm, un ventilador es el encargado de hacer circular el aire de forma paralela sobre la superficie de la bandeja, generalmente usa calor eléctrico, para materiales granulares es preferible colocar el material sobre bandejas con un tamiz a modo de fondo de forma que haya una mayor área superficial expuesta al aire, mejorando la eficiencia del secado.

Fases Propuestas del Procesamiento de Moraya

Buscando llegar a los objetivos que nos propusimos en el primer capítulo, centrándonos en tener el control de las condiciones de procesamiento y a la vez mejorar tiempos de producción y calidad del producto, además de utilizar tecnología local y al alcance de nuestra situación nacional, por lo cual se desarrollará en condiciones particulares considerando etapas de vital importancia, según el siguiente diagrama de flujo:

Figura 15.

Diagrama de flujo de proceso de obtención de Moraya.



Nota: Elaboración Propia.

Cálculo de un Sistema de Congelación para Papa

Condiciones para el Congelamiento

Tomamos valores aproximados a los reales, puesto que pueden variar por diversos factores, tomando como punto de estudio más preciso una zona altamente productora de moraya, como es el distrito de Santa Rosa, provincia del Collao, departamento de Puno.

Según los datos hidrometeorológicos del SENAMHI en Puno estación de MAZO CRUZ las temperaturas referenciales oscilan entre max. 18 °C y min. -19 °C, teniendo una temperatura promedio o regular de -10.7 °C casi en todas las noches y/o madrugadas en épocas de heladas, tomando una data por horas se tiene que de noche entre las horas de exposición de la papa a las heladas (22:00 – 06:00), la humedad relativa promedio es de 50%, suficiente para provocar una escarcha que afecte a la papa, se toma este valor para realizar nuestros cálculos, a una altitud de 3980 msnm en Mazo Cruz tiene una presión atmosférica promedio de 0.61 Bar.

En adición para definir el tiempo de congelación adecuado a nuestro producto consideraremos según lo indicado por Quispe Condemayta (1967) la cual se basa en ensayos realizados en laboratorios de la facultad de ciencias químicas de nuestra universidad, el tiempo definido sería entre 7 a 8 horas a una temperatura entre -10°C a -15°C, temperatura que coincide con los datos investigados en la región Puno.

Tabla 3.

Condiciones de temperatura de la cámara de congelación.

Condiciones de la Cámara Frigorífica	
Aplicación de Cámara	Congelamiento de Papas
Temperatura en el Medio Exterior (T_e)	13.5°C
Temperatura de Congelamiento (T_i)	-12.5°C
Diferencia de temperatura (ΔT)	24.2°C

Tiempo de congelación (t)	7 hrs
---------------------------	-------

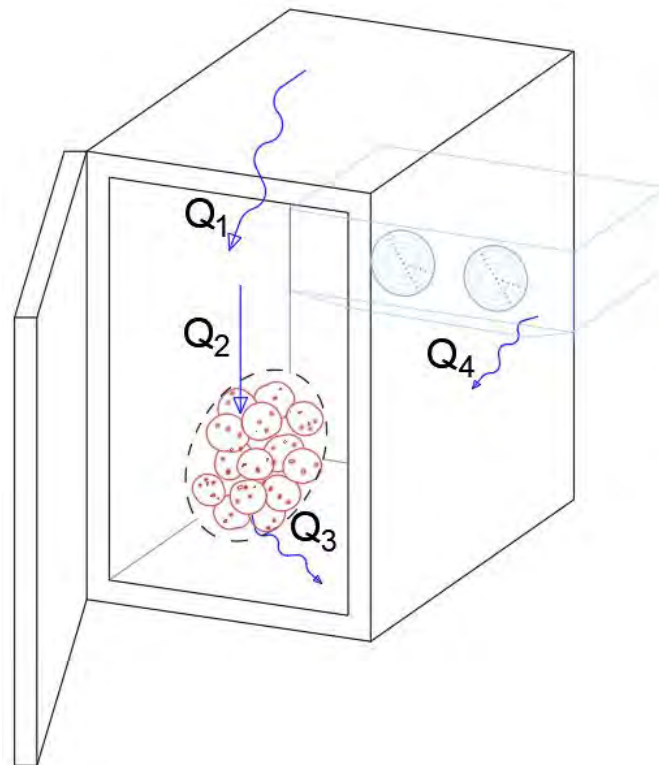
Nota: *Elaboración Propia.*

Cálculo de la Carga Térmica

Con el objetivo de calcular la carga térmica máxima, se va determinar la potencia nominal del equipo de enfriamiento capaz de mantener la cámara de congelado a una temperatura de -12.5°C . Este cálculo se realizará tomando en cuenta las siguientes cargas térmicas según ASHRAE (2006):

Figura 16.

Cargas Térmicas de la cámara de congelación.



Nota: *Elaboración Propia.*

Carga térmica por pérdidas de refrigeración de transmisión por paredes, techo y piso

La expresión que manda el flujo de calor que atraviesa un muro de superficie muy grande en relación a su espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas diferentes, T_e y T_i , viene dado por la expresión:

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T$$

Siendo:

U : Coeficiente global de transmisión de calor [W/(m² °C)].

A : Superficie exterior de la sección [m²].

ΔT : Diferencia de temperatura del aire entre la temperatura exterior y la temperatura del espacio refrigerado [°C].

En función al espesor del aislante calcularemos U , posteriormente hallamos la respectiva carga térmica Q_1 :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{E_c}{\lambda_p}}$$

Siendo:

h_e : Coeficiente convectivo de la superficie externa de pared [W/(m² °C)].

h_i : Coeficiente convectivo de la superficie interna de pared [W/(m² °C)].

λ_p : Conductividad térmica del panel aislante [W/(m °C)].

U : Coeficiente global de transmisión [W/(m² °C)].

E_c : Espesor de panel aislante [m].

Según el manual de la ASHRAE (2006) para aire quieto usamos una conductancia de 9.37 W/(m² °C) tanto para h_e y h_i según recomendaciones y nuestro uso genérico definimos nuestro panel aislante el poliuretano expandido definiendo en espesor en 80 mm con una conductividad térmica de 0.0231 W/(m² °C) y procedemos a calcular U .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{1}{9.37} + \frac{0.08}{0.0231}} = 0.272 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Dimensionamiento de la cámara de congelación. La cámara frigorífica se ideará, según nuestras exigencias de procesar 1000 Kg de papa por mes para el dimensionando

tomamos en consideración las máquinas y el área que deberíamos prever para toda la cadena de procesamiento definimos como capacidad de procesamiento de 250 kg cada semana.

Según esta consideración se dimensionará nuestra cámara de congelamiento, para albergar compartimientos rectangulares (bandejas o rejillas), nuestro propósito es procesar papas de primera calidad, escogiendo para este fin papas Canchán semiesféricas de un diámetro casi regular de 7cm y un peso promedio de 178g según INDECOPI (2010).

Para mejorar la transferencia de calor se tomará en cuenta una altura de 9.5 cm para cada piso de bandeja a bandeja, dimensionando para este uso nuestra cámara, deberá albergar 9 compartimientos (Pisos) realizando un cálculo simple, ocuparían no más de 169 papas por piso. Para este propósito ya habiendo definido el espesor del panel aislante tendremos las dimensiones de la cámara frigorífica que serían las siguientes:

- Dimensiones aprox. interior: 900 x 2000 x 600 mm.
- Dimensiones aprox. exterior: 1060 x 2160 x 760 mm.

Tabla 4.

Cálculo de las cargas térmicas por infiltración de paredes, techo y piso.

CAMARA	U(W/°Cm ²)	A(m ²)	Te(°C)	Ti(°C)	ΔT(°C)	Q(W)
Pared Derecha	0,272	2,29	13,5	-12,5	26	16,191
Pared Fondo	0,272	0,81	13,5	-12,5	26	5,697
Puerta	0,272	0,81	13,5	-12,5	26	5,697
Techo	0,272	1,64	13,5	-12,5	26	11,609
Piso	0,272	1,64	13,5	-12,5	26	11,609
Pared Izquierda	0,272	2,29	13,5	-12,5	26	16,191
					Q₁	67

Nota: Elaboración Propia.

Carga térmica por pérdidas de refrigeración y congelación del producto

La Papa previamente seleccionada a temperatura ambiente 13.5°C, se descargará a las rejillas en forma de bandeja manteniendo la misma temperatura. Posterior a ello pasara a la

cámara de congelación donde llegara hasta los -12.5°C , por lo tanto, como consecuencia las etapas de enfriamiento de nuestro producto serán según el manual de la ASHRAE (2006):

- Frío necesario para disminuir la temperatura desde la entrada hasta el inicio de la congelación:

$$Q_{2.1} = Cp \cdot m_{ent} \cdot (T_d - T_c) \quad [J]$$

- Frío invertido en la congelación:

$$Q_{2.2} = L \cdot m_{ent} \quad [J]$$

- Frío invertido para disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseable:

$$Q_{2.3} = Cp \cdot m_{ent} \cdot (T_d - T_c) \quad [J]$$

En las ecuaciones anteriores:

L: Calor de Congelación [J/kg].

$CP_{T>0}$: Calor específico del producto $T>0^{\circ}\text{C}$ [J/(kg $^{\circ}\text{C}$)].

$CP_{T<0}$: Calor específico del producto $T<0^{\circ}\text{C}$ [J/(kg $^{\circ}\text{C}$)].

m_{ent} : Masa del producto (Capacidad de Instalación) [kg].

$Q_{2.1}$, $Q_{2.2}$, $Q_{2.3}$: Calor extraído [J].

T_a : Temperatura final del producto [$^{\circ}\text{C}$].

T_c : Temperatura de congelamiento del producto [$^{\circ}\text{C}$].

T_d : Temperatura de ingreso/descarga del producto al congelador [$^{\circ}\text{C}$].

Según el manual de la ASHRAE (2006) la capacidad de un sistema para enfriar los productos sometidos al congelamiento viene dada por el tiempo disponible para la extracción de calor por lo cual asume que el calor es extraído en ese tiempo:

$$Q_2 = \frac{Q_{2.1} + Q_{2.2} + Q_{2.3}}{t}$$

Siendo:

Q_2 : Carga de enfriamiento del producto [W].

t : Periodo de tiempo disponible [s].

Según el manual de la ASHRAE (2006) para la papa se tienen las diferentes propiedades termo-físicas:

Tabla 5.

Datos para la congelación de la papa.

Propiedades del Producto	Valor
Calor de Congelación (latente) (L)	264000 J/Kg
Calor Especifico Papa ($T > 0^\circ\text{C}$) (sensible)	3670 J/Kg $^\circ\text{C}$
Calor Especifico Papa ($T < 0^\circ\text{C}$) (sensible)	1930 J/Kg $^\circ\text{C}$
Temperatura de Congelación (Papa) (T_c)	-0.6 $^\circ\text{C}$

Nota: Elaboración Propia

$$\checkmark Q_{2.1} = 3670 \times 250 \times (13.5 - (-0.6)) \quad Q_{2.1} = 12936.75 \text{ KJ}$$

$$\checkmark Q_{2.2} = 264000 \times 250 \quad Q_{2.2} = 66000 \text{ KJ}$$

$$\checkmark Q_{2.3} = 1930 \times 250 \times (-0.6 - (-12.5)) \quad Q_{2.3} = 5741.75 \text{ KJ}$$

$$Q_2 = \frac{Q_{2.1} + Q_{2.2} + Q_{2.3}}{t} = \frac{84678.5}{25200}$$

$$Q_2 = 3360.25 \text{ W}$$

Según el manual de la ASHRAE (2006) los tubérculos cuando son almacenados respiran, generando calor el cual varía de acuerdo a la temperatura, para nuestro calculo tomaremos la temperatura de entrada para estimar el calor por respiración generado:

$$Q_3 = Q_{Resp} \cdot m_{ent}$$

$$Q_3 = 35 \frac{\text{mW}}{\text{kg}} \cdot 250$$

$$Q_3 = 8.75 \text{ W}$$

Carga térmica debida al calor desprendido por la maquinaria

Es el calor generado por el trabajo de los equipos como el evaporador, condensador compresor y otros que forman parte del sistema de refrigeración, según el manual de la ASHRAE (2006) para equipos de refrigeración se consideraría 5% de la carga total, pero en nuestro caso estamos trabajando en congelamiento por ello se incrementaría este factor a un 15% de $Q_1+Q_2+Q_3$. Por lo tanto:

$$Q_4 = 0.15 \times (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

$$Q_4 = 0.15 \times (67 + 3360.258 + 8.75)$$

$$Q_4 = 515.4 \text{ W}$$

Cargas térmicas calculadas

Existen otras cargas, sin embargo, para nuestro propósito son despreciables, para luego calcular la carga total:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$Q_T = 67 + 3360.258 + 8.75 + 515.4 = 3951.4 \text{ W}$$

A continuación, le aplicaremos a Q_T un factor de seguridad del 10% para asegurar el correcto funcionamiento de nuestra instalación:

$$Q_F = 1.1 \times Q_T = 1.1 \times 3963.471 = 4346.5 \text{ W}$$

Se sabe además que este valor es equivalente a Q_e (carga térmica del evaporador), se presenta el resumen de cargas.

Tabla 6.

Resumen de cargas térmicas para la congelación de la papa.

Transferencia de calor	Símbolo	Carga térmica (w)
Transmisión Paredes	Q_1	67
Congelamiento del Producto	Q_2	3360.3
Respiración del Producto	Q_3	8.75

Relativa a la Maquinaria	Q_4	515.4
Carga Térmica	Q_T	3951.4
Carga Total (1.1xCTT [Factor Seguridad])	Q_F	4346.5

Nota: Elaboración Propia

Cálculo del Ciclo de Refrigeración

Con nuestra base previa en el marco teórico, se analizarán las diferentes variables y consideraciones de diseño según Ospino Martinez (2024):

- ✓ La Temperatura de Evaporación (T_{evap}) donde la dT_{evap} para nuestra cámara asumimos 10°C , considerándolo prudente para nuestros cálculos.

$$T_{evap} = T_{int} - dT_{evap}$$

- ✓ La Temperatura de Condensación (T_{cond}) donde la dT_{cond} asumimos 15°C , un valor razonable según las variaciones de temperatura durante el día y además usado según la experiencia local.

$$T_{cond} = T_{amb} + dT_{cond}$$

Cálculo del refrigerante de trabajo

El refrigerante elegido por experiencia previa y en casos similares, como refrigerante de trabajo es el R-404 al introducir en el diagrama P-h, las temperaturas de evaporación y condensación se obtienen las presiones de evaporación P_{evap} y condensación P_{cond} .

- ✓ Las presiones reales para evaporador y condensador son:

$$P_{aspiracion} = 0.9 \times P_{evap}$$

$$P_{descarga} = 1.05 \times P_{cond}$$

- ✓ Las pérdidas de carga en ambos componentes serán:

$$\Delta P_{evap} = P_{evap} - P_{aspiracion}$$

$$\Delta P_{cond} = P_{descarga} - P_{cond}$$

✓ La relación de compresión viene dada por la siguiente expresión:

$$r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

Tabla 7.

Refrigerante R404 Propiedades Físicas.

PROPIEDADES FISICAS	UNIDADES	R-404 A
Peso molecular	(g/mol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	(°C)	-46.45
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.7
Temperatura crítica	(°C)	72.07
Presión crítica	(bar abs)	37.31
Densidad crítica	(Kg/m³)	484
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1048
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m³)	1236
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m³)	5.41
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	12.42
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	2.49
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	(KJ/Kg)	200
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.64
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.88
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mk)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	(W/mk)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C)	(ppm)	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	(% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000

Nota: Extraído de GASSERVEI.

Tabla 8.

Refrigerante R404 Características Temperatura – Presión.

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0.85	0.82	1319.99	4.49	135.68	337.63	0.8120	1.7191
-45	1.09	1.05	1304.99	5.64	141.64	340.80	0.8384	1.7131
-40	1.36	1.32	1289.70	7.01	147.68	343.95	0.8644	1.7.079
-35	1.70	1.65	1274.09	8.62	153.79	347.07	0.8902	1.7034
-30	2.09	2.04	1258.12	10.52	159.97	350.15	0.9158	1.6993
-25	2.55	2.49	1241.76	12.73	166.24	353.18	0.9412	1.6958
-20	3.08	3.01	1224.97	15.30	172.60	356.16	0.9664	1.6926
-15	3.70	3.62	1207.70	18.25	179.04	359.07	0.9914	1.6898
-10	4.40	4.32	1189.90	21.66	185.57	361.90	1.0162	1.6873
-5	5.20	5.11	1171.52	25.55	192.20	364.65	1.0409	1.6849
0	6.11	6.01	1152.51	30.00	198.92	367.31	1.0655	1.6827
5	7.13	7.03	1132.78	35.07	205.76	369.86	1.0899	1.6806
10	8.28	8.16	1112.27	40.38	212.70	372.28	1.1143	1.6765
15	9.55	9.43	1090.89	47.38	219.77	374.57	1.1387	1.6743
20	10.97	10.84	1068.53	54.82	226.97	376.71	1.1630	1.6720
25	12.54	12.40	1045.08	63.28	234.32	378.68	1.1873	1.6695
30	14.25	14.12	1020.38	72.89	241.82	380.47	1.2117	1.6667
35	16.16	16.01	994.26	83.86	249.50	382.03	1.2362	1.6636

Nota: Adaptado de GASSERVEI.

$$T_{evap} = -12.5^{\circ}C - 10^{\circ}C \quad \rightarrow T_{evap} = -22.5^{\circ}C$$

$$T_{cond} = 13.5^{\circ}C + 15^{\circ}C \quad \rightarrow T_{cond} = 28.5^{\circ}C$$

Interpolando procedemos a hallar las presiones que corresponden a las temperaturas:

$$P_{evap} = 2.815 \text{ Bar}$$

$$\rightarrow P_{aspiracion} = 0.9 \times 2.815 = 2.533 \text{ Bar}$$

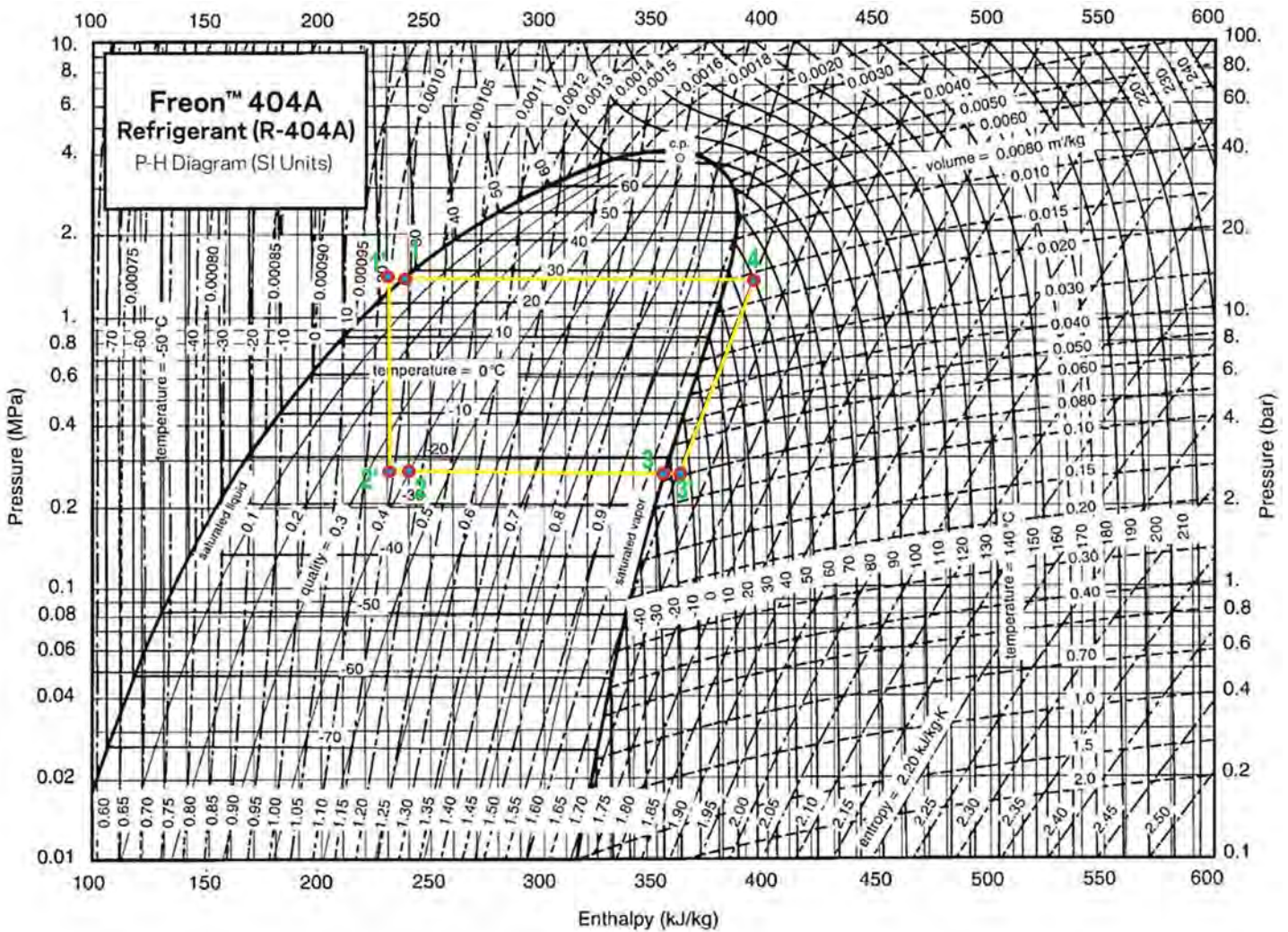
$$P_{cond} = 13.737 \text{ Bar}$$

$$\rightarrow P_{descarga} = 1.05 \times 13.737 = 14.424 \text{ Bar}$$

$$r_c = 14.424 / 2.533 = 5.7$$

Figura 17.

Gráfico del R404 propiedades del diagrama de Mollier.



Nota: Extraído del catálogo de CHEMOURS.

*Cálculo de los componentes***Tabla 9.***Datos de entrada para el cálculo de los componentes.*

Parámetros de Calculo	Datos
Temperatura Exterior (Te)	13.5°C
Temperatura Interior (Ti)	-12.5°C
Temperatura Condensación (Tc)	Te + 15°C
Temperatura Evaporación (Te)	Ti - 10°C
ΔTemperatura Recalentamiento (Tr)	7°C
ΔTemperatura Sub- enfriamiento (Ts)	6°C
Rendimiento Mecánico (η_{mec})	0.8
Rendimiento Eléctrico (η_{elec})	0.9

Nota: Elaboración Propia

- **EVAPORADOR**

Calor específico en el evaporador:

$$q_{evap} = h_{3'} - h_{2'} = 362 - 230 = 132 \text{ KJ/Kg}$$

Flujo másico del refrigerante:

$$m_r = \frac{Q_F}{q_{evap}} = \frac{4.347 \text{ KW}}{132 \text{ KJ/Kg}} = \left[\frac{\frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} \right] = 0.033 \text{ Kg/s}$$

- **COMPRESOR**

Trabajo específico de compresión:

$$w'_{comp} = h_4 - h_{3'} = 395 - 362 = 33 \text{ KJ/Kg}$$

Potencia isoentrópica de compresión:

$$W_{comp} = m_r \times w'_{comp} = 0.033 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 33 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 1.09 \text{ KW}$$

Trabajo mecánico específico del compresor:

$$w_{mec} = \frac{w_{comp}}{\eta_{mec}} = \frac{33KJ/Kg}{0.8} = 41.25 KJ/Kg$$

Trabajo eléctrico específico del compresor:

$$w_{elec} = \frac{w_{mec}}{\eta_{elec}} = \frac{41.25 KJ/Kg}{0.9} = 45.83 KJ/Kg$$

Potencia Mecánica del compresor:

$$W_{mec} = m_r \times w_{mec} = 0.033 \frac{Kg}{s} * 41.25 \frac{KJ}{Kg} = 1.36 KW$$

Potencia eléctrica del compresor:

$$W_{elec} = m_r \times w_{elec} = 0.033 \frac{Kg}{s} * 45.83 \frac{KJ}{Kg} = 1.51 KW$$

- **CONDENSADOR**

Calor específico en el condensador:

$$q_{cond} = h_4 - h_{1'} = 395 - 230 = 165 KJ/Kg$$

Potencia necesaria en el condensador:

$$Q_{cond} = m_r \times q_{cond} = 0.033 \frac{Kg}{s} * 165 \frac{KJ}{Kg} = 5.42 KW$$

- **CALCULO DE COEFICIENTES DE OPERACIÓN (COP)**

Coficiente de eficiencia energética indicado (COP_{ind}):

$$COP_{ind} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{4.347}{1.09} = 4$$

Coficiente de eficiencia energética mecánico (COP_{mec}):

$$COP_{mec} = \frac{Q_{evap}}{W_{mec}} = \frac{4.347}{1.36} = 3.2$$

Coficiente de eficiencia energética eléctrico (COP_{elec}):

$$COP_{elec} = \frac{Q_{evap}}{(W_{elec})} = \frac{4.347}{1.51} = 2.88$$

Cálculo de un Sistema de Agitación para Papa

Según Según Cristina Fonseca, et al, (2011) originalmente los tubérculos son sumergidos en un río o riachuelo entre 2 a 3 semanas hasta que la papa adquiriera un color blanco, buscando replicar este proceso centrando nuestra atención en el tubérculo papa, se analizó que este debe ser sumergido en agua de tal forma que mediante la característica química disolutiva del agua la papa perdería sus alcaloides (ácido acético y las solaninas que comunican el sabor amargo a la papa), se encontró un método para poder imitar este proceso, siendo mediante la agitación de fluidos, por lo cual se idea un tanque abierto con agua al cual le añadiríamos nuestros tubérculos y agitaremos la mezcla.

Según Quispe Condemayta (1967) para el procesamiento de moraya, solo se limitó a remojar las papas en pozas de agua, sugiriendo además que el tiempo de remojo mínimo recomendable para procesar una moraya de buena calidad es de promedio 10 días, pero con ayuda de nuestro sistema dejaremos remojar las papas por un lapso de 5 días, asegurando aun un producto de buena calidad, nuestro objetivo será agitar esta mezcla heterogénea 12 horas por día y replicando la velocidad de un río en época de sequias que según el Ministerio de Agricultura en Ilave - Puno es de 0.7 m/s, con la hipótesis de mejorar la eficiencia y acelerar el proceso de remojo definimos una velocidad de 1.4 m/s, adicionalmente a esta, aprovechar este mecanismo para generar un descascarado parcial de las papas y adicionalmente se diseñará un sistema de recirculación del agua el cual renovara esta agua que contiene los alcaloides, dividiéndose nuestro sistema en dos partes:

- ✓ Sistema de agitación.
- ✓ Sistema de recirculación del agua.

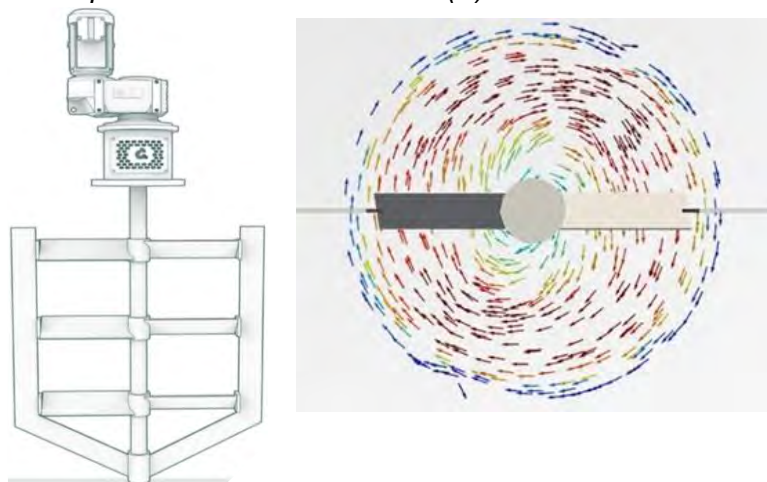
Concepción del Sistema de Agitación

Considerando nuestro uso particular, cambiaremos el enfoque del diseño de un sistema de agitación puesto que la mayoría de estos sistemas tiene como materia de estudio la agitación o mezclado, fluidos Newtonianos y No Newtonianos, después de analizar nuestra mezcla se llegó a la conclusión que no pertenecía a ningún grupo mencionado, pero que tendría un comportamiento similar a los fluidos No Newtonianos, destacando que se considera que al inicio de la agitación este generaría una gran oposición al movimiento sin embargo cuando este alcance su velocidad de trabajo la oposición se mantendría constante por efecto de la inercia, pudiendo aseverar el comportamiento de este similar a un fluido en régimen laminar, puesto que se formaría un vórtice al rededor del eje de agitación.

El mecanismo de agitación seleccionado según el marco teórico consiste en un recipiente para nuestro caso convenientemente abierto el cual será equipado de un impulsor mecánico montado en un eje suspendido en la parte superior del tanque y potenciado por un motor eléctrico. Sometiendo la mezcla a un movimiento circular que existirá mayormente por el tipo de agitador a utilizar, impulsor tipo ancla el cual generará un movimiento tangencial al eje de la mezcladora.

Figura 18.

Agitador tipo ancla serie estándar NC(S)



Nota: Extraído de AUTMIX FLOW. Innovation That Flows.

Además, como se investigó en el marco teórico previo, indica que dentro de las muchas ventajas de un agitador tipo paletas, más precisamente, un agitador tipo ancla el cual gira a velocidades bajas menores a **150 RPM** especialmente para fluidos de mediana y alta viscosidad.

Diseño del Tanque de Agitación

Dimensionamiento del cuerpo del tanque

Por recomendación de la norma API la mejor relación de diámetro / altura para tanques de almacenamiento y que puede aplicar recipientes de agitado es 1:1, lo cual se dimensionaría para un volumen de papa y agua total de 1.019 m^3 (250 Kg de papa más 767 litros de agua). Estimando inicialmente un diámetro de 1.40 m, con este dato inicial dimensionamos el nivel normal de llenado (n.n.l.) sería aproximadamente 0.8 m de altura, la relación diámetro altura subiría $r=1:1.5$ lo cual todavía no es aceptable, sin embargo, puede mejorarse.

Según norma API 650 se debe dejar una distancia de sobrellenado para evitar derrames aproximadamente un 25% del volumen nominal del tanque que equivale a 0.2 m de altura, por lo cual la altura de n.l.d. del tanque será 1.1 m, que cumple con la relación de $r=1:1.2$.

Adicionamos 0.4 m de distancia por encima del n.l.d. por criterio dado que se realizará un proceso de agitación y para cumplir con la norma (por Seguridad) entre la copa y el nivel de líquido de diseño n.l.d. en total esto daría una altura total de 1.40 m, con una relación final de $r=1:1$, si cumple con el criterio API.

Dimensiones finales del cuerpo del tanque:

- ✓ Diámetro (\emptyset): 1.40 m.
- ✓ Altura (H): 1.40 m.

Estimación del espesor de la pared cilíndrica

Para el cálculo de este espesor consideramos un recipiente a presión de pared delgada cilíndrica para el cual el esfuerzo más crítico y/o principal sería el esfuerzo tangencial según P. Beer, Johnston Jr., DeWolf, & F. Mazurek, (2017) disponemos de la siguiente ecuación para su cálculo:

$$\sigma_T = \frac{P \cdot r}{e_{cil}}$$

Siendo:

σ_T : Esfuerzo tangencial o de costilla [Pa].

P : Presión en el interior del cilindro [Pa].

r : Radio interior [m].

e_{cil} : Espesor de pared del cilindro [m].

- ✓ Para el cálculo de la presión emplearemos la presión hidrostática que generaría los 250kg de papas y los 767 ltrs de agua, tomamos en cuenta que la gran parte de nuestra mezcla es agua ya que la papa como tubérculo posee entre 70% - 80% de agua.

Reemplazamos los datos en las fórmulas y se obtuvieron los siguientes resultados:

$$P = \rho \cdot g \cdot h$$

Siendo:

ρ : Densidad equivalente de la mezcla [kg/m³].

g : Aceleración de la gravedad [m/s²].

h : Altura por encima de la superficie de presión [m].

$$P = 1057 \times 9.81 \times 0.8 = 8291 \text{ Pa}$$

$$\text{Para un espesor de } e_{cil} = 1.5 \text{ mm} \rightarrow \sigma_T = \frac{8291 \times 0.7}{0.0015} = 3.9 \text{ MPa}$$

Para el acero inoxidable AISI 304 el límite elástico es de 230 MPa por lo cual podemos estar seguros que el espesor de **1.5 mm** si cumple;

Estimación del espesor del fondo del tanque

Se proyecta el tanque para nuestro uso se decidió por un fondo compuesto por un segmento esférico, tenemos en cuenta que el espesor del fondo y del cuerpo deben coincidir por tal motivo se debe verificar que un fondo de tal espesor sea capaz de resistir la presión según P. wang, Johnston Jr., DeWolf, & F. Mazurek, (2017) disponemos de la siguiente ecuación para su cálculo:

$$\sigma_p = \frac{P \cdot r}{2 \times e_{esf}}$$

Donde:

σ_T : Esfuerzo principal [Pa].

P : Presión en el interior de la esfera [Pa].

r : Radio interior de la esfera[m].

e_{esf} : Espesor de pared esférico [m].

$$\text{Para un espesor de } e_{cil} = 1.5 \text{ mm} \rightarrow \sigma_p = \frac{8291 \times 1}{2 \times 0.0015} = 2.8 \text{ MPa}$$

Para el acero inoxidable AISI 304 el límite elástico es de 230 MPa por lo cual podemos estar seguros que el espesor de **1.5 mm** si cumple;

En adición, se calculó el diámetro del disco plano, el cual servirá como dato técnico para la construcción, a partir del cual se obtiene la geometría toriesférica se calcula mediante la ecuación:

$$\phi = 2 \left(\frac{\beta}{180} \right) \pi r + 2 \left(\frac{\alpha}{180} \right) \pi L + 2f$$

Donde:

f: Longitud de la Pestaña del Domo 10 [mm].

$$a = \frac{D - 2r}{2} \quad \sin(\alpha) = \left(\frac{a}{L - r}\right)$$

$$a = \frac{1400 - 2(50)}{2} \rightarrow a = 650 \text{ mm}$$

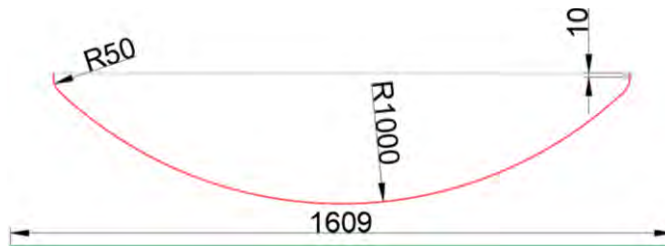
$$\sin(\alpha) = \left(\frac{650}{1000 - 50}\right) \rightarrow \alpha = 43.2^\circ \rightarrow \beta = 46.8$$

$$\phi = 2 \left(\frac{46.8}{180}\right) \pi \times 50 + 2 \left(\frac{43.2}{180}\right) \pi \times 1000 + 2 \times 10$$

$$\phi = 1609 \text{ mm}$$

Figura 19.

Gráfico del desarrollo de la base del tanque.



Nota: Elaboración Propia.

Con los datos anteriormente fijados se resolvieron las ecuaciones y se hallaron los siguientes resultados:

Tabla 10.

Características geométricas de la base del tanque.

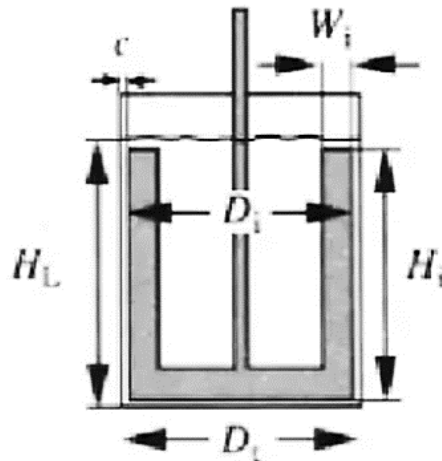
t	f	P	a	α	β	L	r	φ
1.5 mm	10 mm	33.427 PSI	650 mm	43.2°	46.8°	1000 mm	50 mm	1609 mm

Nota: Elaboración Propia

Configuración del Mecanismo de Agitación

Existen diversos tipos de recipientes y tanques tanto en formas y tamaños geométricos que se utilizan para la agitación de mezclas para los agitadores tipo ancla según Angeles Ch.

(2017) nos sugieren un dimensionamiento según las relaciones:

Figura 20.*Relación de dimensiones agitador tipo ancla.*

Nota: Extraído de LS Operaciones Unitarias II.

$$\frac{D_t}{D_i} = 1.02 \quad \frac{c}{D_i} = 0.01 \quad \frac{H_i}{D_i} = 1 \quad \frac{W_i}{D_i} = 0.1$$

Donde:

 D_t : Diámetro del Recipiente [m]. D_i : Diámetro del Agitador Tipo Ancla [m]. c : Distancia entre uno de los brazos y la pared [m]. H_i : Altura de uno de los Brazos [m]. H_L : Altura del Agitado [m]. W_i : Ancho de uno de los Brazos [m].

$$D_i = \frac{1.40}{1.02} \rightarrow D_i = 1.373 \text{ m}$$

$$c = 1.373 \times 0.01 \rightarrow c = 0.014 \text{ m}$$

$$H_i = \frac{1.373}{1} \rightarrow H_i = 1.373 \text{ m}$$

$$W_i = 1.373 \times 0.1 \rightarrow W_i = 0.14 \text{ m}$$

Desarrollando las relaciones mostradas se calculan las siguientes dimensiones estándar recomendadas, **$D_i=1.373 \text{ m}$** , así también, **$C=0.014 \text{ m}$** , **$H_i=1.373 \text{ m}$** y la distancia a la pared

$W_i=0.14 \text{ m}$, las cuales serán reflejadas en nuestros planos donde de ser necesario se ajustarán algunas medidas a nuestro uso particular.

Potencia de Agitación

La potencia consumida por un agitador varia con respecto al diámetro del agitador, la fuerza necesaria para mover el mezclador y la velocidad de rotación definida.

Cálculo de la fuerza de agitación

Definidas previamente las dimensiones del agitador en base a este dato y a las propiedades de la mezcla, usaremos para el cálculo de la fuerza que se requiere para mover el mezclador, según la fórmula de Newton:

$$F_p = p \times A$$

$$F_p = (\rho \times g \times H_L) \times A$$

Donde:

F_p : Fuerza Principal Requerida [N].

A : Área de la base del Cilindro (**1.54 m²**).

ρ : Peso Específico Promedio (Densidad Mezcla 1057 Kg/m³)

g : Gravedad (9.81 m/s²).

H_L : Altura del Agitado (**0.8 m**).

$$F_p = (1057 \times 9.81 \times 0.8) \times 1.54$$

$$F_p = 12764 \text{ N}$$

Sabemos que la paleta tipo ancla es de un gran tamaño para lo cual a la fuerza calculada anteriormente se le adicionara la fuerza necesaria por inercia para mover este tipo de paleta especial (peso de la paleta).

Donde:

F_s : Fuerza Secundaria Requerida [N].

P: Peso de la paleta (**166.2 Kg**).

$$F_S = P \times g$$

$$F_S = 135.8 \times 9.81$$

$$F_S = 1332.2 \text{ N}$$

$$F_{Total} = F_P + F_S$$

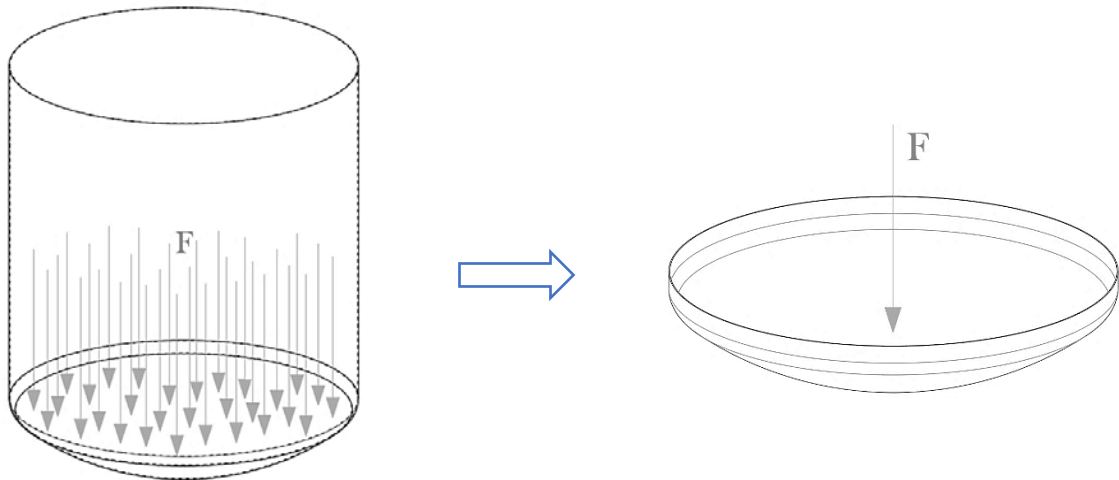
$$F_{Total} = 12764 + 1332.2$$

$$F_{Total} = 14096 \text{ N}$$

- ✓ Después de reemplazar los datos correspondientes queda como fuerza resultante necesaria para operar el agitador **14096 N**, en Lb-f equivaldría a **3168.9 Lb-f**.

Figura 21.

Esquema de la fuerza producida por el peso del producto.



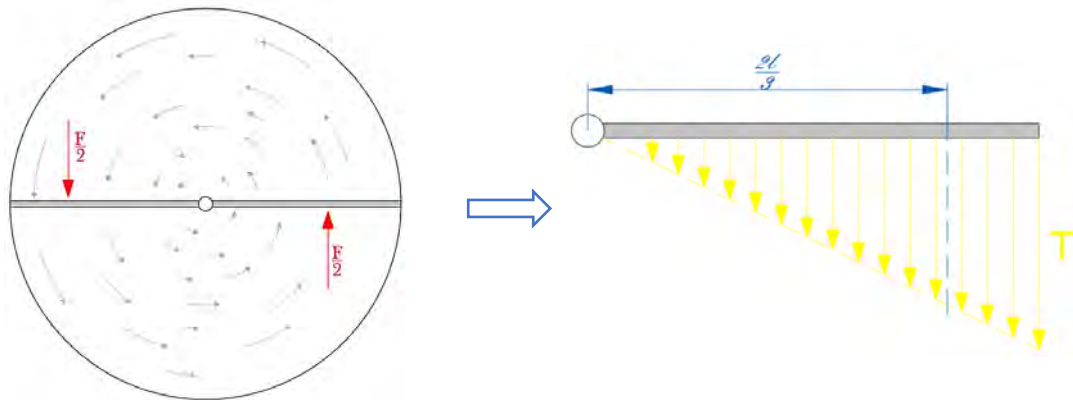
Nota: Elaboración Propia.

Cálculo del torque de agitación

El cálculo del torque requerido se realiza analizando la fuerza previamente calculada, observando que si requiriríamos mover la mezcla dentro del tanque esa fuerza estaría en oposición, bajo esta condición calculamos el torque en el punto más crítico de nuestra paleta tipo ancla, se tiene que la longitud donde se aplica el máximo efecto equivalente de cualquiera de los brazos de la paleta tipo ancla según las siguientes graficas:

Figura 22.

Esquema del torque generado por el peso del producto en el agitador.



Nota: Elaboración Propia.

$$T = (F/2) \times \frac{2l}{3}$$

Donde:

F: Fuerza Requerida (**14096 N**).

l: Longitud de un brazo de la paleta (**0.686 m**).

$$T = \frac{14096}{2} \times \frac{2 \times 0.686}{3}$$

$$T = 3223 \text{ N} - \text{m}$$

- ✓ Realizando los reemplazos correspondientes se tiene que el torque necesario sería **3223 N-m**.

Cálculo de la velocidad de rotación del agitador

Según definimos anteriormente la velocidad lineal de trabajo sería de 1.4 m/s transformando este dato en velocidad angular nos resulta 2.04 rad/s o 19.49 RPM, definimos una velocidad angular más manejable a nuestros cálculos que no afectara en gran medida el dato inicial que sería de 20 RPM.

Después de definir nuestras incógnitas necesarias aplicamos estas a la siguiente formula de potencia en función del momento par y las revoluciones requeridas:

$$P = \frac{T \times N}{7162}$$

$$P = \frac{3223 \times 20}{7162}$$

$$P = 9.00 \text{ HP}$$

Como resultado la potencia necesaria para nuestro agitador es **9.00 HP**, después de definir la potencia procedemos a definir la potencia del motor eléctrico el cual consideramos mediante la siguiente ecuación:

$$HP_{ele} = \frac{HP \left(1 + \frac{f}{100}\right)}{\eta}$$

Donde:

HP: Potencia calculada (9.00 HP).

f: Perdidas por Fricción (24%).

η : Eficiencia del motor eléctrico (0.95).

$$HP_{ele} = \frac{9.00 \left(1 + \frac{24}{100}\right)}{0.95} \rightarrow HP_{ele} = 11.75 \text{ HP}$$

- ✓ Después de reemplazar los valores la potencia que se requiere para el motor eléctrico es **11.75 HP**.
- ✓ Sin embargo, este valor no es comercial por lo cual consultaremos un catálogo comercial de motores definiendo la potencia en **15 HP** y **900 RPM**, para el cual se diseñará una caja reductora que disminuya su velocidad angular a **20 RPM**.

Cálculo del espesor de las paletas

Posterior a conocer la fuerza y torque actuante en el agitador calculamos el espesor de las paletas del agitador para nuestro uso tipo ancla, un espesor para el cual asegure la agitación efectiva.

Partiendo del momento previamente calculado se analizará el esfuerzo actuante que para este caso es un esfuerzo por flexión el cual también generaría una deflexión en las paletas por lo cual se destina como material de los brazos de las paletas, refuerzos y el eje un acero en forma de plancha de acero Inox. A 304 el cual será verificado mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_e = \frac{Mc}{I}$$

Donde:

M: Momento Máximo Crítico [N-m].

I: Momento de inercia [m⁴].

C: Longitud máxima del radio de giro E/2 [m].

$$c = 0.0127 \text{ m}$$

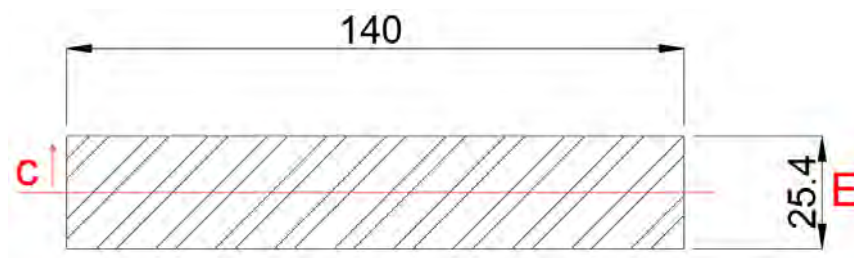
$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad I = 1.874 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma_e = \frac{3223 \times 0.0127}{1.874 \times 10^{-7}}$$

$$\sigma_e = 218,4 \text{ MPa}$$

Figura 23.

Perfil de acero de la paleta del agitador.



Nota: Elaboración Propia.

Se conoce en qué dirección actuara el momento flector crítico, partiendo de este detalle y además sabemos la dimensión del ancho estándar para nuestra paleta tipo ancla **0.14 m** previamente definida, se probó con valores de espesores que trabajarían bajo nuestro

requerimiento y se encontró que el espesor de **1 Pulg o 25.4 mm**, nos resultaría más satisfactorio:

- ✓ Nos resultó un esfuerzo generado por el momento flector de 218.4 MPa, el máximo esfuerzo de fluencia de la plancha de acero Inox. A304 es 230 MPa lo cual si cumple ¡.

Para asegurar la efectividad del espesor previamente calculado, estimamos bajo este espesor la deflexión que existiría mediante el método del teorema de Castigliano a través de la siguiente ecuación, considerando la deformación por flexión y por corte para una viga de sección transversal rectangular:

$$Y_{max} = \frac{FL^3}{3EI} + \frac{1.2FL}{AG}$$

Donde:

- F: Fuerza Máxima Aplicada (7048 N).
- L: Longitud del brazo del momento Flector (0.686 m).
- E, G: Módulos de elasticidad aceros (207 GPa-79.3 GPa).
- A: Área del corte de la sección (0.00348 m²).

$$Y_{max} = \frac{FL^3}{3EI} + \frac{1.2FL}{AG}$$

$$Y_{max} = \frac{7048 \times (0.686)^3}{3 \times 207 \times 10^9 \times 1.874 \times 10^{-7}} + \frac{1.2 \times 7048 \times 0.686}{0.00348 \times 79.3 \times 10^9}$$

$$Y_{max} = 0.0196 \text{ m}$$

- ✓ Posterior al reemplazo de todas las incógnitas se calculó que la máxima deformación Y_{max} es 19.6 mm.
- ✓ En los brazos de nuestra paleta tipo ancla para reducir esta deflexión se reforzará la configuración de la misma con rigidizadores según el plano de fabricación.

Cálculo del eje de transmisión

Se debe realizar un cálculo del diámetro que asegure la rigidez y resistencia satisfactoria, según la configuración de nuestro sistema consideramos que solo existiría momento torsor ó par torsor medio al realizar la agitación, no se considera momento flector porque el eje estará centrado por ello aplicamos el criterio ASME, se tiene la siguiente ecuación para la estimación del diámetro de un eje macizo:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

El cual después de reducir se tiene: $M_a = 0, T_a = 0, M_m = 0$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n \times \sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)}$$

Donde:

d: Diámetro del Eje [m].

T_m : Par de torsión medio [N-m].

n: Factor de seguridad [].

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de la torsión [].

S_y : Esfuerzo de Fluencia [Pa].

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Donde:

$q_{cortante}$: Sensibilidad a la muesca [].

K_{ts} : Factor teórico de concentración de esfuerzos [].

Para un $K_{ts}=1.3$ y $q_{cortante}=0.7$ acorde a nuestras condiciones y valores asumidos según G. Budynas & Keith Nisbett (2012).

$$K_{fs} = 1 + 0.7(1.3 - 1) = 1.21$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2.5 \times \sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{1.21 \times 3223}{667000000} \right)} = 0.0505$$

$$d = 50.5 \text{ mm}$$

Definimos el diámetro en 2.5 Pulg por ser el inmediato superior comercial y bajo la suposición de que cumplirá a nuestros requerimientos.

- ✓ Se realiza un cálculo adicional de la rigidez del eje seleccionado en cual el valor permisible máximo de giro es de $0.33^\circ/\text{cm}$ según la ecuación:

$$\theta = \frac{10.19TL}{Gd^4}$$

Donde:

L: Longitud del Eje (1.6 m).

G: Modulo de Rigidez del Acero (79.3 GPa).

d: Diámetro Seleccionado (0.0635 m).

- ✓ Se tiene que la longitud desde la punta de la paleta hasta el rodamiento es de **1.6 m o 63 Pulg** aproximadamente.

$$\theta = \frac{10.19 \times 3223 \times 1.6}{7.93 \times 10^{10} (0.0635)^4}$$

$$\theta = 0.0408 \text{ Rad}$$

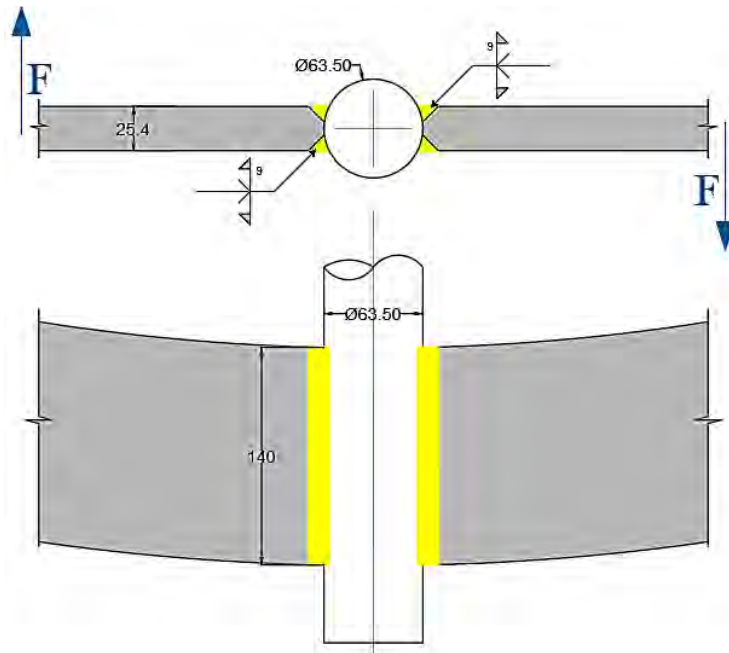
- ✓ Después de reemplazar los datos nos resulta un giro equivalente de **$0.117^\circ/\text{cm}$** el cual es mínimo y esta comprobadamente dentro del rango, si Cumple ¡.

Cálculo de la unión por soldadura de la paleta

Anteriormente se definió las dimensiones de nuestra paleta de agitación para lo cual realizaremos una comprobación de la unión por soldadura que se ejecutara para la fabricación de la paleta.

Figura 24.

Esquema de unión por soldadura del eje con platina de la paleta.



Nota: Elaboración Propia.

Calculamos parámetros básicos:

$$A = 1.414hd = 1.414(0.009)0.14 = 0.00174 \text{ m}^2$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2} = \frac{0.140(0.0254)^2}{2} = 4.4275 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$I = 0.707hI_u = 0.707(0.009)4.4275 \times 10^{-5} = 2.817 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Donde:

h: Garganta.

d: Longitud de cordón de soldadura.

I_u : Segundo momento del área unitaria.

I: Segundo momento con base en el área.

r: Distancia al extremo de soldadura.

Cortante primario:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{7048}{0.00174} = 4.035 \text{ MPa}$$

Cortante secundario por flexión:

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{3223(0.0254/2)}{2.817 \times 10^{-7}} = 145.3 \text{ MPa}$$

Magnitud resultante de las cortantes:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2} = (4.035^2 + 145.3^2)^{1/2} = 145.36 \text{ MPa}$$

Se utilizarán electrodos adecuadas a este acero particular el cual será unido por soldadura por arco manual **E308** (Sult=551.58 MPa y SY=365.42 MPa).

Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es:

$$n = \frac{0.6S_Y}{\tau} = \frac{0.6(365.42)}{145.36} = 1.508 \quad \text{Si Cumple;}$$

- ✓ Posterior a estos cálculos se define que nuestra soldadura a Tope para una carga a flexión y una garganta de 9mm (3/8”), si cumple según el código AISC.

Diseño del Sistema de Transmisión: Tornillo Sinfín

La *American Gear Manufactures Association* (AGMA) estableció normas para el diseño de tornillo sinfín, inclinando su estudio de este diseño hacia la resistencia y la durabilidad por lo cual comenzamos definiendo los siguientes datos:

- ✓ Como dato inicial la potencia se definió previamente en base al torque requerido y al número de revoluciones, reiterando que nuestra finalidad es la reducción de la velocidad inicial de motor de **900 RPM** a una velocidad de operación del agitador de **20 RPM**, resultando una relación de trasmisión de **m_g=45**, definimos nuestro factor de aplicación como **K_a=1**, puesto que nuestra finalidad no solicita una aplicación de precisión critica.
- ✓ Se considera el factor **n_d=1** puesto que la función de trabajo no solicita un alto requerimiento.

- ✓ El sistema de dientes se definió respecto a su uso standard el cual será de profundidad total.
- ✓ Los materiales se estimaron en base al requerimiento de carga, además por recomendación y experiencia local se decidió según tabla para el tornillo sin fin Fundición Gris y para la rueda fenólico laminado.
- ✓ Considerando que nuestra relación de transmisión es alta se decidió para nuestro tornillo sin fin de **1 entrada** (1 Hilo).

Posterior a definir los parámetros a priori, se procedió a realizar el cálculo de los parámetros geométricos del tornillo sin fin, según recomendaciones se sugiere los pasos axiales como números enteros para nuestra utilidad se decidió por un paso axial de $P_x=1.5$ Pulg, definido este dato se calculó los diámetros del tornillo sin fin y de la rueda:

$$N_g = m_g N_w \quad N_g = 45 \times 1 = 45 \text{ Dientes}$$

$$D_g = \frac{N_g P_x}{\pi}$$

$$D_g = \frac{45 \times 1.5}{\pi}$$

$$D_g = 21.486 \text{ Pulg}$$

Buscamos un valor de D_w para el cual se cumpla la condición:

$$\frac{C^{0.875}}{3} < D_w < \frac{C^{0.875}}{1.6}$$

$$C = \frac{D_g + D_w}{2}$$

Después de realizar varias iteraciones se calcula el $D_w=5.5$ Pulg el cual sería satisfactorio a la condición:

$$3.25 \text{ Pulg} < D_w < 6.09 \text{ Pulg}$$

$$C = \frac{21.486'' + 5.5''}{2} = 13.49 \text{ Pulg}$$

Además, calculamos las propiedades geométricas de nuestro sistema:

- ✓ Cabeza o addendum: $h_a = \frac{P_x}{\pi} = \frac{1.5}{\pi} = 0.48 \text{ Pulg}$
- ✓ Raíz o dedendum: $h_f = 1.157 \frac{P_x}{\pi} = 1.157 \times \frac{1.5}{\pi} = 0.55 \text{ Pulg}$
- ✓ Luz: $c = h_f - h_a = 0.55 - 0.48 = 0.07 \text{ Pulg}$
- ✓ Diámetro exterior del Sin Fin: $D_{0W} = D_w + 2h_a = 6.45 \text{ Pulg}$
- ✓ Diámetro raíz del Sin Fin: $D_{rW} = D_w - 2h_f = 4.40 \text{ Pulg}$
- ✓ Diámetro exterior de la Rueda: $D_{og} = D_g + 2h_a = 23.26 \text{ Pulg}$
- ✓ Diámetro raíz de la Rueda: $D_{rg} = D_g - 2h_f = 20.38 \text{ Pulg}$
- ✓ Profundidad completa: $h_t = 0.6866P_x = 0.6866 \times 1.5 = 1.03 \text{ Pulg}$
- ✓ Longitud de roscado tornillo sin fin: $L_R = \left(\left(\frac{Z_g}{50} \right) + 4.5 \right) P_x = 8.1 \text{ Pulg}$
- ✓ Distancia de extremo sin rosca del tornillo sin fin: $E_f = P_x = 1.5 \text{ Pulg}$
- ✓ Radio de redondeo de la rueda dentada: $r_e = 0.1F_g = 0.37 \text{ Pulg}$

Después del cálculo de las propiedades geométricas analizamos el ancho de cara max. del tornillo sin fin y de la rueda donde el cálculo se realiza mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_{w \max} = 2\sqrt{2D_g h_a}$$

$$F_{w \max} = 2\sqrt{2 \times 21.486 \times 0.48}$$

$$F_{w \max} = 9.06 \text{ Pulg}$$

Y el ancho Max de cara de la rueda:

$$F_g = 2 \frac{D_w}{3} \rightarrow F_g = 2 \frac{(5.5)}{3}$$

$$F_g = 3.67 \text{ Pulg}$$

El avance L y el ángulo de avance λ del Sin fin se calculan mediante las siguientes relaciones:

$$L = P_x N_w \rightarrow L = 1.5 \times 1 \rightarrow L = 1.5 \text{ Pulg}$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_w} \rightarrow \tan \lambda = \frac{1.5}{\pi \times 5.5} \rightarrow \lambda = 4.962^\circ$$

Con lo cual el ángulo normal de presión se reafirma en 14.5° siguiendo la recomendación en tablas estando dentro del rango.

Tabla 11.

Cuadro resumen de datos geométricos del tornillo sin fin.

Resumen Parámetros Geométricos	SI (Unidades)
Paso Axial: $P_x = 1.5$ Pulg	38.1 mm
Avance: $L = 1.5$ Pulg	38.1 mm
Diámetro Rueda: $D_g = 21.486$ Pulg	545.7 mm
Diámetro Sinfín: $D_w = 5.5$ Pulg	139.7 mm
Distancia Entre Centros: $C = 13.49$ Pulg	342.7 mm
Long. del Roscado TSF: $L_R = 8.1$ Pulg	205.7 mm
Long. Extremo Sin Rosca: $E_f = 1.5$ Pulg	38.1 mm
Radio Redondeo: $r_e = 0.37$ Pulg	9.3 mm
Addendum: $h_a = 0.48$ Pulg	12.1 mm
Dedendum: $h_f = 0.55$ Pulg	14.0 mm
Profundidad Completa: $h_t = 1.03$ Pulg	26.2 mm
Luz: $c = 0.07$ Pulg	1.9 mm
Diámetro Exterior TSF: $D_{ow} = 6.45$ Pulg	164 mm
Diámetro Raíz TSF: $D_{rw} = 4.4$ Pulg	111.6 mm
Diámetro Garganta: $D_t = 22.44$ Pulg	570 mm
Diámetro Raíz Rueda: $D_{rg} = 20.38$ Pulg	517.7 mm
Ancho Cara Max. TSF: $F_w = 9.06$ Pulg	230.1 mm
Ancho Cara Max Corona/Rueda: $F_g = 3.67$ Pulg	93.1 mm
Angulo de Avance: $\lambda = 0.087$ Rad	4.962 °
Angulo Presión Normal: $\Phi_n = 0.253$ Rad	14.5 °

Nota: Elaboración Propia.

Cálculo de la eficiencia del tornillo sin fin

Para el cálculo de la eficiencia en un sistema de tornillo sin fin previamente se calcula las velocidades del sistema:

- ✓ Velocidad del gusano Sin Fin:

$$V_w = \frac{\pi D_w N_w}{12}$$

$$V_w = \frac{\pi \times 5.5 \times 900}{12}$$

$$V_w = 1295.9 \text{ Pies}/\text{min}$$

✓ Velocidad de deslizamiento:

$$V_s = \frac{\pi D_w N_w}{12 \cos \lambda}$$

$$V_s = \frac{\pi \times 5.5 \times 900}{12 \times \cos(4.962^\circ)}$$

$$V_s = 1300.781 \text{ Pies}/\text{min}$$

✓ Velocidad de la Rueda/Corona:

$$V_g = \frac{\pi D_g N_g}{12}$$

$$V_g = \frac{\pi \times 21.486 \times 20}{12}$$

$$V_g = 112.5 \text{ Pies}/\text{min}$$

La AGMA proporciona el coeficiente de fricción f para $V_s > 10$ Pies/min como:

$$f = 0.103e^{-0.110V_s^{0.450}} + 0.012$$

$$f = 0.0184$$

Para nuestro caso el sin fin controla al engranaje, consecuentemente la eficiencia mecánica e_w está dada por:

$$e_w = \frac{\cos \Phi_n - f \tan \lambda}{\cos \Phi_n + f \cot \lambda}$$

$$e_w = \frac{\cos(14.5^\circ) - 0.0184 \times \tan(4.962^\circ)}{\cos(14.5^\circ) + 0.0184 \times \cot(4.962^\circ)}$$

$$e_w = 0.819$$

Cálculo de potencias del sistema

El valor de la fuerza del engrane W_g puede relacionarse a la potencia de salida H_o , el factor de aplicación K_a , la eficiencia e_w y el factor de diseño n_d por medio de:

$$W_g^t = \frac{33000n_dH_oK_a}{V_g e_w}$$

$$W_g^t = \frac{33000 \times 1 \times 15 \times 1}{112.5 \times 0.819}$$

$$W_g^t = 5374 \text{ Lbf}$$

Se relaciona la fuerza tangencial del engrane W_g con el componente tangencial del sin fin W_w , en lo cual influye la fricción, así como el ángulo normal de presión y el ángulo de avance:

$$W_w^t = W_g^t \frac{\text{Cos}\Phi_n \text{Sen}\lambda + f \text{Cos}\lambda}{\text{Cos}\Phi_n \text{Cos}\lambda - f \text{Sen}\lambda}$$

$$W_w^t = 5374 \frac{\text{Cos}(14.5^\circ) \text{Sen}(4.962^\circ) + 0.0184 \text{Cos}(4.962^\circ)}{\text{Cos}(14.5^\circ) \text{Cos}(4.962^\circ) - 0.0184 \text{Sen}(4.962^\circ)}$$

$$W_w^t = 570 \text{ Lbf}$$

Considerando que la fricción tiene un papel importante en el desempeño de nuestro sistema se calcula la fuerza de fricción y lógicamente tendrá será negativa:

$$W_f = \frac{f W_g^t}{f \text{Sen}\lambda - \text{Cos}\Phi_n \text{Cos}\lambda}$$

$$W_f = \frac{0.0184 \times 5374}{0.0184 \text{Sen}(4.962^\circ) - \text{Cos}(14.5^\circ) \text{Cos}(4.962^\circ)}$$

$$W_f = -102.93 \text{ Lbf}$$

Se considera que el engrane será enfriado en la fundición, razón por la cual se calcula sus respectivos factores para hallar la fuerza permisible en el diente del engrane del tornillo sin fin según AGMA:

$$C_s = 1412 - 456 \log D_g \quad \rightarrow \quad C_s = 804.54$$

$$C_m = 0.0107 \sqrt{-m_g^2 + 56m_g + 5145} \quad \rightarrow \quad C_m = 1.05$$

$$C_v = 13.31V_s^{-0.571} \quad \rightarrow \quad C_v = 0.221$$

Calculamos la fuerza permisible W_{perm}^T considerando el ancho de cara máximo estimado de la rueda:

$$W_{perm}^T = C_s D_g^{0.8} F_e C_m C_v$$

$$W_{perm}^T = 804.54 \times (21.486)^{0.8} \times 3.67 \times 1.05 \times 0.221$$

$$W_{perm}^T = 8018 \text{ Lbf}$$

Analizando esta fuerza permisible se concluye que $W_g < W_{t perm}$ por lo cual el acoplamiento sobrevivirá al menos 25000 horas.

Como dato adicional, recalculamos el ancho de cara min. de la rueda teniendo:

$$F_{e req} = \frac{w_g^t}{C_s D^{0.8} C_m C_v}$$

$$F_{e req} = \frac{5374}{804.54 \times (21.486)^{0.8} \times 1.05 \times 0.221}$$

$$F_e = 2.457 \text{ Pulg}$$

$$F_e \text{ min } (2.457) < F < F_e \text{ max } (3.67)$$

Se define completamente el ancho de cara de la rueda en 3” Pulg por ello si cumple ;

Teniendo las fuerzas se calcula su respectiva potencia:

$$H_w = \frac{W_w^t V_w}{33000}$$

$$H_w = \frac{570 \times 1295.9}{33000}$$

$$H_w = 22.38 \text{ hp} \dots \dots \dots \text{Potencia TSF}$$

$$H_g = \frac{W_g^t V_g}{33000}$$

$$H_g = \frac{5374 \times 112.5}{33000}$$

$$H_g = 18.32 \text{ hp} \dots \dots \dots \text{Potencia Rueda}$$

$$H_f = \frac{|W_f| V_s}{33000}$$

$$H_f = \frac{|-102.93| \times 1300.78}{33000}$$

$$H_f = 4.06 \text{ hp} \dots \dots \dots \text{Potencia Fricción}$$

Cálculo del esfuerzo de flexión del tornillo sinfín

Para el cálculo del esfuerzo de flexión en un diente del engrane está dado por la adaptación de BUCKINGHAM de la ecuación de LEWIS como:

$$\sigma_g = \frac{W_g^t}{p_n F_g y}$$

Se sabe que $\Phi_n = 14.5^\circ$, $Y = 0.1$:

$$P_t = \frac{\pi}{P_x} = 2.09 \text{ Pulg} , P_N = \frac{P_t}{\cos \lambda} = 2.102 \text{ Pulg} \text{ y } p_n = \frac{\pi}{P_N} = 1.494 \text{ Pulg}.$$

$$\sigma_g = \frac{5374}{1.494 \times 3 \times 0.1}$$

✓ Nos resulta el esfuerzo $\sigma_g = 11987.9 \text{ PSI}$.

Calculamos para una comprobación extra la carga de desgaste de BUCKINGHAM según la ecuación, para lo cual se recuerda que la Rueda/Corona será fabricada de fenólico laminado y el Sin Fin de fundición gris siendo $K_w = 70$, si cumpliría:

$$W_g^t = K_w D_g F_e$$

$$W_g^t = 70 \times 21.486 \times 3$$

$$W_g^t = 4512 \text{ Lbf}$$

Área lateral mínima y tasa de pérdida de calor

Calculamos el área lateral mínima según la ecuación:

$$A_{min} = 43.2C^{1.7}$$

$$A_{min} = 43.2(13.49)^{1.7}$$

$$A_{min} = 3603 \text{ Pulg}^2$$

Por lo cual decidimos como superficie del engrane un área lateral de **3700 Pulg²**, después procedemos al cálculo de la tasa de pérdida de calor según la ecuación:

$$H_{Perdida} = 33000(1 - e)H_{entrada}$$

$$H_{Perdida} = 33000(1 - 0.819)22.38$$

$$H_{Perdida} = 133886 \text{ Pie. Lbf} / \text{min}$$

Procedemos al cálculo del coeficiente global de la transferencia combinada de calor por convección y radiación mediante la ecuación, se considera un tornillo sin ventilador:

$$h_{CR} = \frac{n_w}{6494} + 0.13$$

$$h_{CR} = \frac{900}{6494} + 0.13$$

$$h_{CR} = 0.2685 \text{ Pie. Lbf} / \text{min. Pulg}^2. \text{ } ^\circ F$$

Por último, calculamos la temperatura del colector de aceite mediante la ecuación, teniendo en consideración que la temperatura ambiental en cusco es **60 °F**:

$$t_s = t_a + \frac{H_{perdida}}{h_{CR}A}$$

$$t_s = 60 + \frac{133886}{0.2685 \times 3700}$$

$$t_s = 198.5 \text{ } ^\circ F (90.38 \text{ } ^\circ C)$$

Recalcar que nuestro calculo está dentro del rango aceptable dado que no sobrepasa los 196 °F(91.11°C).

Fuerzas y torques de los engranes del tornillo sinfín

Definimos que nuestro tornillo sin fin será de hélice derecha de giro anti horario adicional a esto con los datos previamente calculados procedemos al cálculo de las tres componentes ortogonales W_x , W_y , W_z , empezando con la fórmula de la potencia en caballos de fuerza:

$$W_{wt} = \frac{33000H}{V_w}$$

$$W_{wt} = \frac{33000 \times 15}{1295.9}$$

$$W_{wt} = -W_y = 382 \text{ Lbf}$$

Esta fuerza actúa en la dirección negativa Y, después del cual calculamos la componente total equivalente mediante la ecuación:

$$W = \frac{W_y}{\text{Cos}\Phi_n \text{Sen}\lambda + f \text{Cos}\lambda}$$

$$W = \frac{382}{\text{Cos}(14.5^\circ) \text{Sen}(4.962^\circ) + 0.0184 \times \text{Cos}(4.962^\circ)}$$

$$W = 3741 \text{ Lbf}$$

Posterior a ello calculamos los demás componentes:

$$W_x = W \text{Sen}\Phi_n$$

$$W_x = 3741 \text{Sen}(14.5^\circ)$$

$$-W_x = W_{wr} = 937 \text{ Lbf}$$

$$W_z = W(\text{Cos}\Phi_n \text{Cos}\lambda - f \text{Sen}\lambda)$$

$$W_z = 3741(\text{Cos}(14.5^\circ) \text{Cos}(4.962^\circ) - 0.0184 \text{Sen}(4.962^\circ))$$

$$W_z = W_{wa} = 3602 \text{ Lbf}$$

Identificamos los diferentes componentes del sistema TSF - Rueda:

$$W_{gr} = +W_x = 937 \text{ Lbf}$$

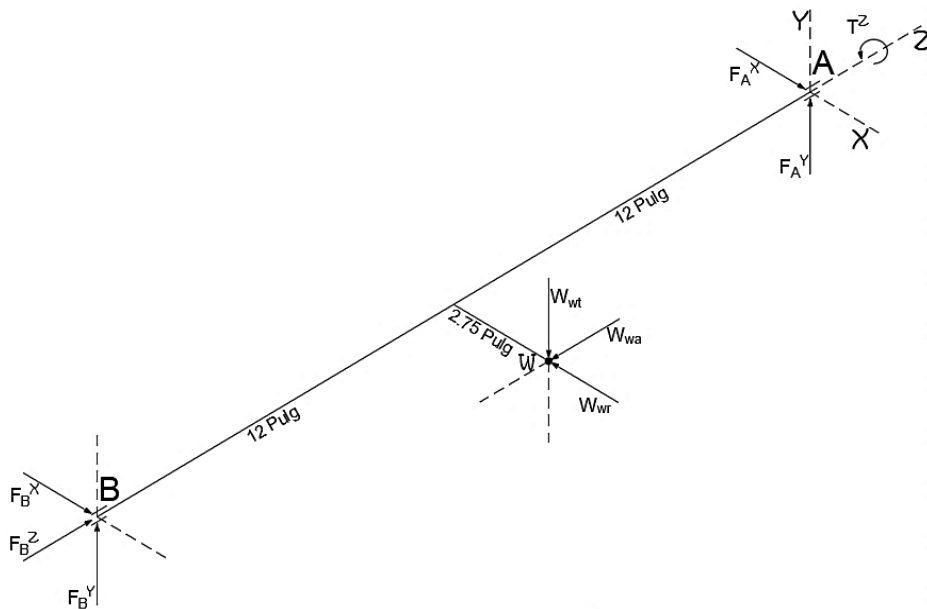
$$W_{ga} = +W_y = 382 \text{ Lbf}$$

$$W_{gt} = -W_z = -3602 \text{ Lbf}$$

- En este punto se debe trazar un bosquejo tridimensional con objeto de simplificar el trabajo que sigue, un esquema isométrico como se muestra ayudara a evitar errores:

Figura 25.

Diagrama de fuerzas confluyentes en el tornillo sinfín.



Nota: Elaboración Propia.

Tomando los momentos respecto al punto A y definiendo este como el punto que aliviara la carga de empuje axial, $\sum M_A = 0 \quad \overrightarrow{R_{AW}} \times \overrightarrow{W_w} + \overrightarrow{R_{AB}} \times \overrightarrow{B} + \overrightarrow{T_z} = 0$

$$\begin{bmatrix} 2.75 & 0 & 12 \\ -937 & -382 & 3602 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 24 \\ B_x & B_y & B_z \end{bmatrix} + T_z \hat{k} = 0$$

$$4584\hat{i} - 11240\hat{j} - 1066\hat{k} - 24B_y\hat{i} + 24B_x\hat{j} + T_z\hat{k} = 0$$

$$F_B^x = 468 \text{ Lbf} \quad F_B^y = 191 \text{ Lbf} \quad T_z = 1050 \text{ Lbf} - \text{Pulg}$$

Después de sumar las fuerzas para balancear el sistema se tiene:

$$\vec{A} + \vec{B} + \vec{W}_W = 0$$

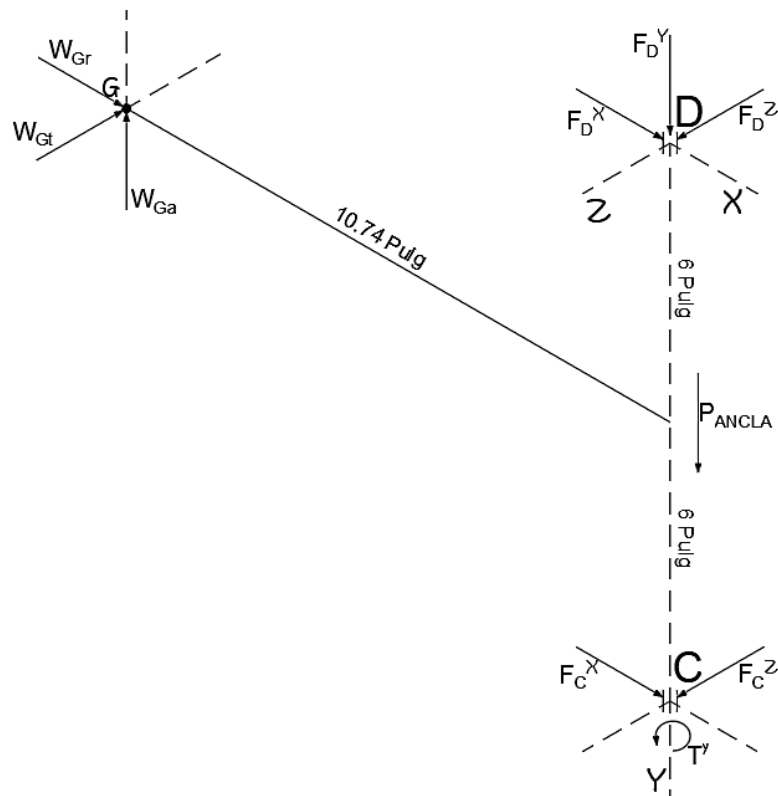
$$[A_x \ A_y \ 0] + [703 \ 194 \ B_z] + [-748 \ -387 \ 2869] = 0$$

$$F_A^x = 56 \text{ Lbf} \quad F_A^y = 191 \text{ Lbf} \quad F_B^z = -3602 \text{ Lbf}$$

- Procedemos a trazar el bosquejo tridimensional para el Engrane/Rueda:

Figura 26.

Diagrama de fuerzas confluente en el engranaje.



Nota: Elaboración Propia.

Tomando los momentos respecto al punto C y definiendo este como el punto que aliviara la carga de empuje axial, $\sum M_C = 0 \quad \vec{R}_{CG} \times \vec{W}_G + \vec{R}_{CD} \times \vec{D} + \vec{T}_y = 0$

$$\begin{bmatrix} -10.74 & 6 & 0 \\ 937 & 382 & -3602 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 12 & 0 \\ D_x & D_y & D_z \end{bmatrix} + T_y \hat{j} = 0$$

$$-21614\hat{i} - 38699\hat{j} - 9724\hat{k} + 12D_z\hat{i} - 12D_x\hat{k} + T_y\hat{j} = 0$$

$$F_D^x = -810 \text{ Lbf} \quad F_D^z = 1801 \text{ Lbf} \quad T_y = 38699 \text{ Lbf} - \text{Pulg}$$

Después de sumar las fuerzas para balancear el sistema se tiene, además adicionamos la fuerza que produce el peso del ancla por ser una masa no despreciable:

$$\vec{C} + \vec{D} + \vec{W}_G = 0$$

$$[C_x \quad 0 \quad C_z] + [-810 \quad D_y \quad 1801] + [937 \quad 382 \quad -3602] = 0$$

$$F_C^x = -126 \text{ Lbf} \qquad F_C^z = 1801 \text{ Lbf} \qquad F_D^y = -382 \text{ Lbf}$$

$$\vec{D} + \vec{P}_{Ancla} = \vec{D}_{Final}$$

$$[-810 \quad -382 \quad 1801] + [0 \quad -299 \quad 0] = \vec{D}_{Final}$$

$$\vec{D}_F = [-810 \quad -681 \quad 1801]$$

Cálculo de Cojinetes del Sistema

Para el cálculo de los cojinetes nos basamos en las reacciones previamente calculadas, la metodología para la selección de estos elementos será la recomendada por TIMKEN.

- ✓ Se utilizarán dada a la naturaleza de nuestras reacciones cojinetes de rodillos cónicos de una fila.
- ✓ Puntualizamos nuestros datos indicando que la vida útil tentativa del sistema será de 30000 horas.
- ✓ Designando un factor de confiabilidad de 0.9, y un factor de aplicación de 1.

Además, calculamos la velocidad real de cálculo de rotación de los cojinetes en eje del tornillo sin fin y en la rueda, el cual se calculará en base al torque y a la potencia:

$$N_W = \frac{63025HP}{T_W}$$

$$N_W = \frac{63025 \times 15}{1050}$$

$$N_W = 899.999RPM \dots\dots\dots \text{Tornillo Sinfin.}$$

$$N_G = \frac{63025HP}{T_G}$$

$$N_G = \frac{63025 \times 15}{24581}$$

$$N_W = 24.43 \text{ RPM} \dots\dots\dots \text{Rueda / Corona.}$$

Teniendo este dato calculamos el múltiplo de la vida nominal para el tornillo sin fin y para la rueda, sabiendo que la compañía TIMKEN establece una vida de $90(10^6)$ para sus cojinetes:

$$X_{DW} = \frac{L_D N_W 60}{L_R}$$

$$X_{DW} = \frac{30 \times 10^3 \times 899.999 \times 60}{90 \times 10^6}$$

$$X_{DW} = 18$$

$$X_{DG} = \frac{L_D N_G 60}{L_R}$$

$$X_{DG} = \frac{30 \times 10^3 \times 24.43 \times 60}{90 \times 10^6}$$

$$X_{DG} = 0.488$$

- ✓ Adicionalmente del factor de confiabilidad se estima $\sqrt{0.9} = 0.95 = R_D$ para cada cojinete.

Empezamos analizando los cojinetes del Tornillo Sin Fin para este caso se hace notar que el cojinete comprimido será el cojinete “B” como se observa previamente, para empezar con el cálculo usamos $K=1.5$ como valor inicial para cada cojinete, calculamos las cargas inducidas radial y axial según:

$$F_{rA} = \sqrt{(F_A^x)^2 + (F_A^y)^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(56)^2 + (191)^2}$$

$$F_{rA} = 199 \text{ Lbf} \quad \wedge \quad F_{aA} = 0 \text{ Lbf}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(F_B^x)^2 + (F_B^y)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(881)^2 + (191)^2}$$

$$F_{rB} = 902 \text{ Lbf} \quad \wedge \quad F_{aB} = F_{ae} = 3602 \text{ Lbf}$$

$$F_{iA} = \frac{0.47F_{rA}}{K_A}$$

$$F_{iA} = \frac{0.47 \times 199}{1.5}$$

$$F_{iA} = 62 \text{ Lbf}$$

$$F_{iB} = \frac{0.47F_r}{K_B}$$

$$F_{iB} = \frac{0.47 \times 902}{1.5}$$

$$F_{iB} = 282 \text{ Lbf}$$

Como F_{iB} es claramente inferior a $F_{iA} + F_{ae}$ el cojinete "B" soporta la carga de empuje neto, por lo tanto, las cargas dinámicas equivalentes de empuje radial F_{eB} y F_{eA} son:

$$F_{eB} = 0.4F_{rB} + K_B(F_{iA} + F_{ae})$$

$$F_{eB} = 0.4 \times 902 + 1.5(62 + 3602)$$

$$F_{eB} = 5858 \text{ Lbf}$$

$$F_{eA} = F_{rA} = 199 \text{ Lbf} \quad \text{Este dato permanecerá constante}$$

Calculando nuestros datos previos, calculamos la clasificación de catálogo C_{10} según la fórmula, considerando el modelo Weibull de dos parámetros $a_f=1$, $a=10/3$, $b=3/2$, $x_0=0$ y $\theta=4.48$:

$$C_{10} = a_f F_{er} \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

1° Iteración:

$$C_{10A} = 1 \times 199 \left[\frac{18}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{3/10}$$

$$C_{10A} = 1149 \text{ Lbf Constante}$$

$$C_{10B} = 1 \times 5858 \left[\frac{18}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{3/10}$$

$$C_{10B} = 33830 \text{ Lbf}$$

Se selecciona el cojinete HH421246C tentativamente que funcionara con $K=1.56$ y $C_{10}=36600$ Lbf, para facilitar el cálculo se selecciona el mismo cojinete para A y B.

Tabla 12.
Catálogo de Cojinetes Cónicos – Tornillo.

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽²⁾			Static	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	C ₁	e	Y	C ₉₀	C ₉₀	K	C ₀		
			N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
98.425 3.8750	184.150 7.2500	63.500 2.5000	628000 141000	0.37	1.60	163000 36600	104000 23500	1.56	772000 174000	HH421246C	HH421210

Nota: Extraído de TIMKEN TAPERED ROLLER BEARING CATALOG

Donde:

$$F_{iA} = \frac{0.47F_{rA}}{K_A}$$

$$F_{iA} = \frac{0.47 \times 199}{1.56}$$

$$F_{iA} = 60 \text{ Lbf}$$

$$F_{iB} = \frac{0.47F_{rB}}{K_B}$$

$$F_{iB} = \frac{0.47 \times 902}{1.56}$$

$$F_{iB} = 272 \text{ Lbf}$$

$$F_{eB} = 0.4F_{rB} + K_B(F_{iA} + F_{ae})$$

$$F_{eB} = 0.4 \times 902 + 1.56(60 + 3602)$$

$$F_{eB} = 6074 \text{ Lbf}$$

$$C_{10B} = 1 \times 6074 \left[\frac{18}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{10/3}$$

$$C_{10B} = 35078 \text{ Lbf} \dots \dots \dots \text{ El margen es cercano y cumple ;}$$

- ☞ Con este último valor se demuestra que está dentro del rango, para el cual el cojinete seleccionado sobrepasa la meta de confiabilidad tanto para el cojinete A y B.

Continuamos con el análisis de los cojinetes de la rueda/corona para este caso se hace notar que el cojinete comprimido será el **cojinete D** como se observa previamente, para empezar con el cálculo usamos **K=1.5** como valor inicial para cada cojinete, calculamos las cargas inducidas según:

$$F_{rC} = \sqrt{(F_C^x)^2 + (F_C^z)^2}$$

$$F_{rC} = \sqrt{(-126)^2 + (1801)^2}$$

$$F_{rC} = 1806 \text{ Lbf} \quad \wedge \quad F_{aC} = 0 \text{ Lbf}$$

$$F_{rD} = \sqrt{(F_D^x)^2 + (F_D^z)^2}$$

$$F_{rD} = \sqrt{(-810)^2 + (1801)^2}$$

$$F_{rD} = 1975 \text{ Lbf} \quad \wedge \quad F_{aD} = F_{ae} = 681 \text{ Lbf}$$

$$F_{iC} = \frac{0.47 F_{rC}}{K_C}$$

$$F_{iC} = \frac{0.47 \times 1806}{1.5}$$

$$F_{iC} = 566 \text{ Lbf}$$

$$F_{iD} = \frac{0.47 F_{rD}}{K_D}$$

$$F_{iD} = \frac{0.47 \times 1975}{1.5}$$

$$F_{iD} = 619 \text{ Lbf}$$

Como F_{iD} es claramente inferior a $F_{iC} + F_{ae}$ el cojinete D soporta la carga de empuje neto, por lo tanto, las cargas dinámicas equivalentes son:

$$F_{eD} = 0.4F_{rD} + K_D(F_{iC} + F_{ae})$$

$$F_{eD} = 0.4 \times 1975 + 1.5(566 + 681)$$

$$F_{eD} = 2661 \text{ Lbf}$$

$$F_{eC} = F_{rC} = 1806 \text{ Lbf} \quad \text{Este dato permanecera constante}$$

Calculando nuestros datos previos calculamos la clasificación de catálogo C_{10} según la formula, considerando el modelo Weibull de dos parámetros $a=10/3$, $b=3/2$, $x_0=0$ y $\theta=4.48$:

$$C_{10} = a_f F_{er} \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

1° Iteración:

$$C_{10C} = 1 \times 1806 \left[\frac{0.488}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10C} = 3534 \text{ Lbf} \quad \text{Constante}$$

$$C_{10D} = 1 \times 2661 \left[\frac{0.488}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10D} = 5208 \text{ Lbf}$$

Se selecciona el cojinete 39250 tentativamente que funcionara con $K=1.51$ y $C_{10}=6680$ Lbf, para facilitar el cálculo se selecciona de manera tentativa el mismo cojinete para C y D.

Tabla 13.

Catálogo de Cojinetes Cónicos – Rueda.

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C _r	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽²⁾ C ₉₀	C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
63.500 2.5000	104.775 4.1250	21.433 0.8438	115000 25800	0.39	1.55	29700 6680	19700 4440	1.51	120000 27000	39250	39412

Nota: Extraído de TIMKEN TAPERED ROLLER BEARING CATALOG

Donde:

$$F_{iC} = \frac{0.47F_{rC}}{K_C}$$

$$F_{iC} = \frac{0.47 \times 1806}{1.51}$$

$$F_{iC} = 562 \text{ Lbf}$$

$$F_{iD} = \frac{0.47F_{rD}}{K_D}$$

$$F_{iD} = \frac{0.47 \times 1975}{1.51}$$

$$F_{iD} = 615 \text{ Lbf}$$

$$F_{eD} = 0.4F_{rD} + K_D(F_{iC} + F_{ae})$$

$$F_{eD} = 0.4 \times 1975 + 1.51(562 + 681)$$

$$F_{eD} = 2668 \text{ Lbf}$$

$$C_{10D} = 1 \times 2668 \left[\frac{0.488}{0 + (4.48 - 0)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{10/3}$$

$$C_{10B} = 5222 \text{ Lbf} \dots \dots \dots \text{El margen de la diferencia es a favor, y cumple ;}$$

Cálculo del Sistema de Recirculación del Agua

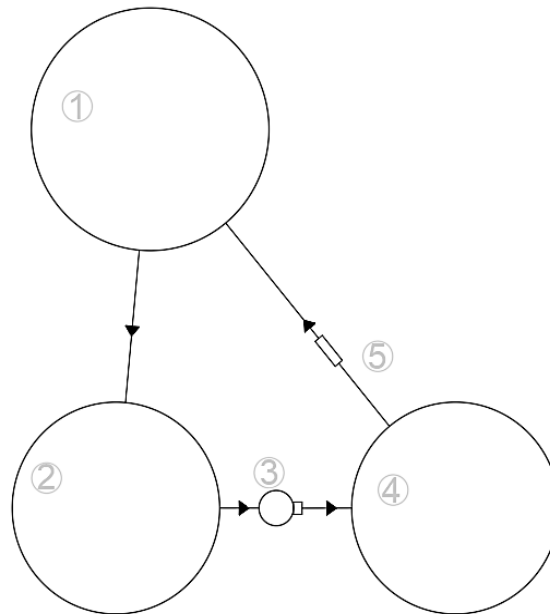
Para el cálculo de nuestro sistema requerimos estimar el flujo de descarga que se va a impulsar, además de la carga total en (m. c. a.) a impulsar, así como el punto de operación de la bomba. Comenzamos por una configuración estándar del sistema de recirculación cerrada, en el orden es el siguiente:

1. Tanque de Agitado.
2. Tanque de descarga provisional.
3. Bomba Centrifuga.
4. Bio-filtro de arena y antracita.
5. Germicida UV.

Dimensionamos cada uno de los equipos / sectores y su función en nuestro sistema.

Figura 27.

Esquema de componentes del sistema de recirculación cerrada.

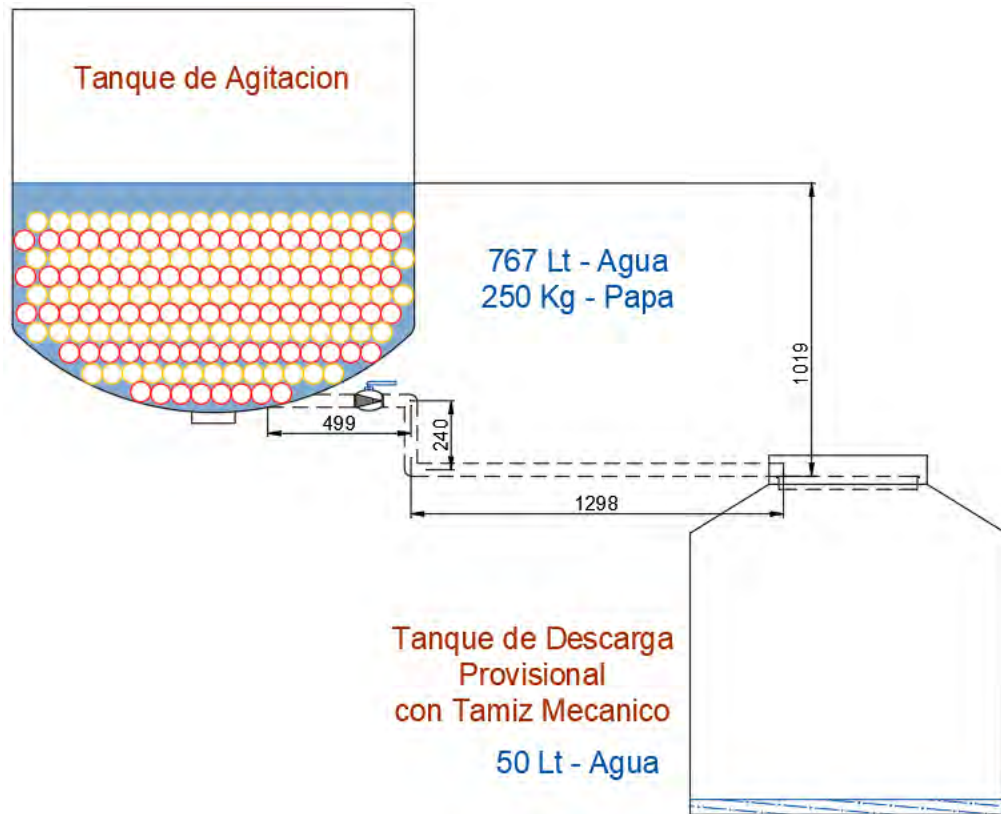


Nota: Elaboración Propia.

Condiciones del agua para el tanque de agitado

El contenido de este tanque está compuesto por 250 Kg de papa y 767 litros de agua la cual se desea recircular, se considera que el agua deberá recircularse en un régimen diario, para evitar que el agua afecte al proceso de extracción de los alcaloides de la papa por lo cual se define que el agua será evacuada por un tubo de \varnothing_e 63 mm ubicado en la base del tanque, aprovechando la fuerza de gravedad y el caudal de agua que este diámetro produce, y que es adecuado para vaciar 767 litros en no menos de 1.57 minutos.

Según gráfico con las siguientes dimensiones:

Figura 28.*Esquema de descarga de agua del tanque.*

Nota: Elaboración Propia.

Se tiene una tubería PPCR-3 PN 16 de descarga de \varnothing_e 63 mm con un diámetro interior de 45.8 mm aprox. Procedemos al cálculo del caudal por gravedad utilizando la fórmula de Hazen y Williams:

$$Q_g = 0.2785 \times C \times D^{2.65} \times S^{0.54}$$

Donde:

Q_g : Caudal por gravedad [m^3/s].

C : Coef. de Hazen-Williams [].

D : Diámetro de tubería [m].

S : Pérdida de carga por unidad de longitud de tubería [].

$$S = \frac{\Delta H}{L}$$

Donde:

ΔH : Diferencia de altura de nivel de agua entre tanque y filtro [m].

L: Longitud de tubería [m].

$$S = \frac{1.020}{2.04}$$

$$S = 0.5$$

$$Q_g = 0.2785 \times 150 \times (0.0458)^{2.65} \times (0.5)^{0.54}$$

$$Q_g = 0.00813 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para en PPCR el Coef. C es aprox. 150 similar al PVC, la diferencia de alturas como se dispuso es 1.02 m y la longitud de tubería estimada es 2.04 m, posterior a realizar las operaciones requeridas se calculó que el caudal por gravedad del agua del tanque mesclador seria $Q_g=0.00813 \text{ m}^3/\text{s}$ ó 8.13 Lt/s.

$$Q_g = v \times A$$

$$0.00813 = v \times \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$0.008955 = v \times 0.00164$$

$$v = 4.932 \text{ m/s}$$

Condiciones del tanque de descarga provisional

Estará compuesto por un filtro y un tanque de agua, este filtro/tamiz tendrá una utilidad de retener las partículas que se desprendan de las papas (cascaras, otros...) que han sido colocadas en el tanque de mesclado, para ello se acoplara un tamiz mecánico que sea lavable compuesto de acero inox. así como el tamiz es compuesto de malla cribas rectangulares o cuadradas de indicado como primer paso para un procesamiento de reutilización efectivo del agua.

Según nuestras especificaciones de nuestro sistema y las opciones disponibles del mercado la medida de esta malla será de 0.05 mm el cual consideramos adecuado para esta

utilidad, a la vez posterior a este filtro, el agua filtrada se acumulará en un depósito con capacidad suficiente para almacenar el agua del tanque de agitación, en el cual se tendrá por seguridad 50 Lts de agua, sumado a la cantidad de agua del tanque de agitación ocuparía el 90% capacidad aproximadamente.

Existirá pérdida de carga en el caudal que proviene del tanque de agitado sin embargo según el fabricante de este filtro para nuestras dimensiones de nuestro sistema el efecto es mínimo, esperando de esta forma desestimar esta pérdida de carga.

Seleccionamos un tanque de agua comercial Rotoplast de 850 litros de capacidad nominal.

- ✓ Diámetro (\emptyset): **1.1 m.**
- ✓ Altura Total (H_T): **1.25 m.**
- ✓ Altura Útil (H_U): **0.9 m.**

Cálculo de la bomba centrífuga

El agua que será filtrada en el proceso anterior, debe de ser conducida hacia el Biofiltro donde se realizará un penúltimo filtrado para ello se dimensionará nuestra bomba en base a los datos previamente definidos y asegurándonos que nuestro sistema sea sostenible referente al caudal de recirculación, según las siguientes condiciones.

Para el cálculo de la potencia de la bomba, tomaremos en cuenta el caudal de una bomba comercial de 0.5 HP considerando un caudal de $Q=0.0015 \text{ m}^3/\text{s}$ ó 1.5 Lt/s . La velocidad de este caudal es de 3.548 m/s para una tubería de aspiración de $\emptyset_e 32 \text{ mm}$ y $\emptyset_i 23.2 \text{ mm}$.

- Calculamos la altura manométrica de nuestro sistema de bombeo:

$$H_m = \Delta H_g + H_{perdidas}$$

Donde:

H_m: Altura manométrica [m].

ΔH_g: Diferencia de altura geométrica [m].

H_{per}: Perdidas de carga por singularidades [m].

$$\Delta H_g = H_I - H_s$$

Donde:

H_I: Altura de impulsión [m].

H_s: Altura de succión [m].

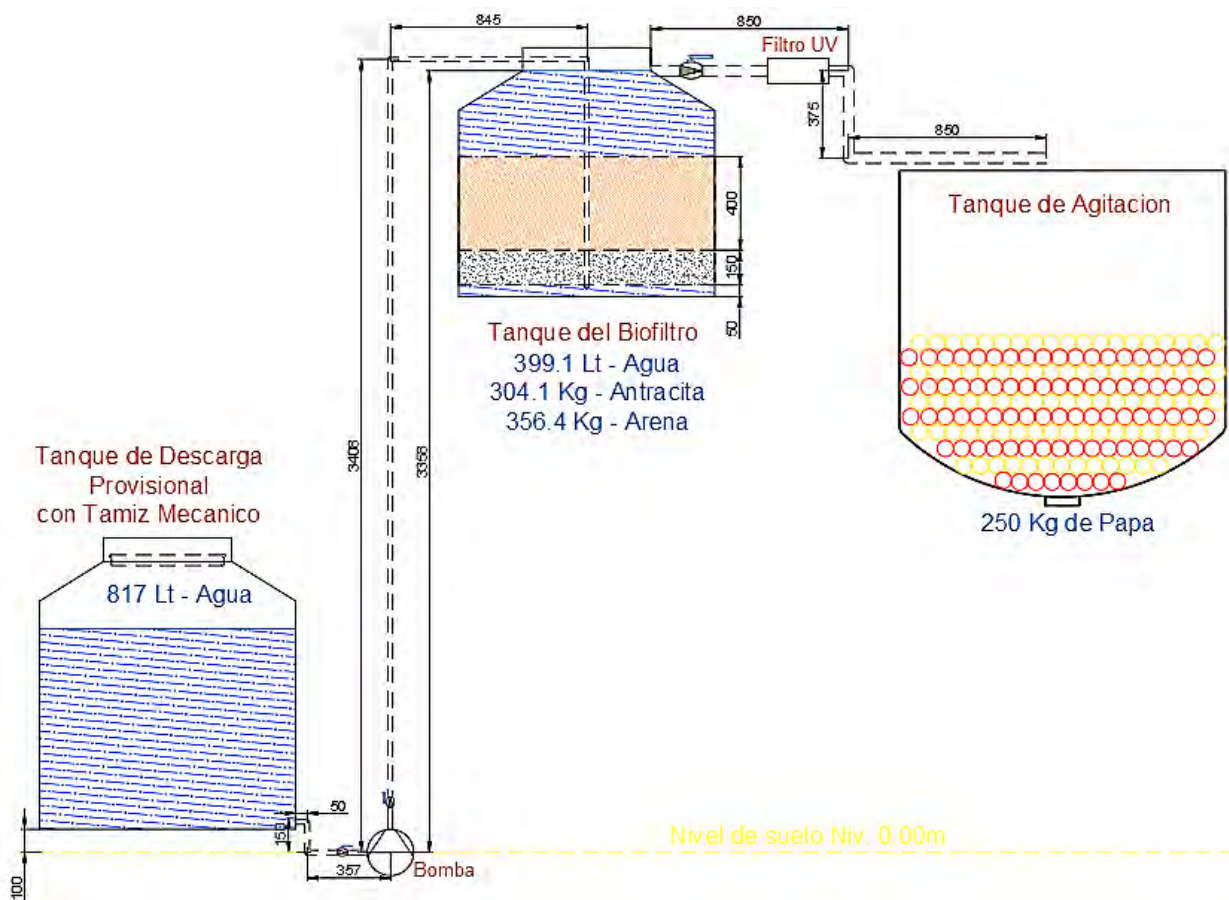
Después de reemplazar los datos según los esquemas se tiene:

$$\Delta H_g = 3.358m - 0.15m$$

$$\Delta H_g = 3.208m$$

Figura 29.

Esquema de recirculación del depósito, biofiltro y tanque de agitación.



Nota: Elaboración Propia.

Para el cálculo de las pérdidas tomamos en cuenta dos criterios las pérdidas primarias por longitud de tubería y las pérdidas secundarias por accesorios según las siguientes ecuaciones comenzando por el cálculo del número de Reynolds:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$Re = \frac{3.54 \times 0.0232}{1.207 \times 10^{-6}}$$

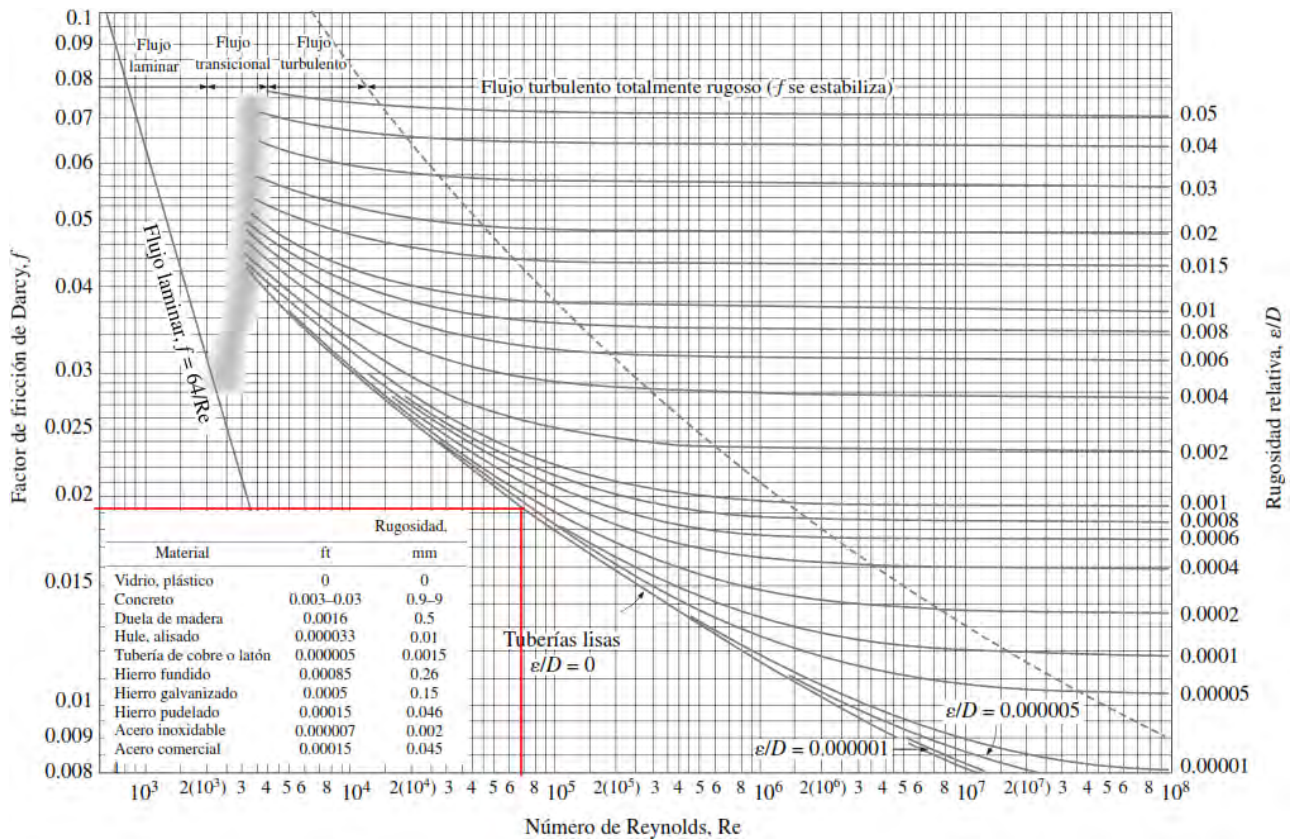
$$Re = 68203$$

Donde:

- V: Velocidad del flujo [m/s].
- D: Diámetro de tubería [m].
- ν : Viscosidad cinemática [m²/s].

Figura 30.

Gráfico de Moody para cálculo del factor de fricción.



Nota: Extraído de Mecánica de Fluidos (Yunus A. Cengel)2006.

Después de calcular nuestro número de Reynolds consultando nuestro gráfico de Moody, se tiene que el factor de fricción $f=0.0195138$.

Calculamos la pérdida de carga por la longitud total de tubería según la fórmula:

$$h_L = f \times \left(\frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g} \right)$$

Donde:

h_L : Pérdidas de carga por longitud de tubería [m].

f : Factor de fricción [].

L : Longitud de tubería [m].

V : Velocidad del fluido [m/s].

D : Diámetro de tubería [m].

g : Aceleración de la gravedad [m^2/s].

$$h_L = 0.0195138 \times \left(\frac{5.675}{0.023} \times \frac{(3.54)^2}{2 \times 9.81} \right)$$

Después de reemplazar se tiene: $h_L = 3.063 \text{ m}$

Calculamos la pérdida de carga producida por accesorios, derivaciones, codos, etc.... mediante la siguiente ecuación:

$$h_{La} = K \times \left(\frac{V^2}{2 \times g} \right)$$

Donde:

h_{La} : Pérdidas de carga por accesorio [m].

K : Factor de pérdida por accesorio [].

Se tienen los siguientes accesorios:

✓ Válvula de seguridad	02 Unid.	$K=2.5$
✓ Codo normal 90°	04 Unid.	$K=0.75$

✓ Uniones, T, otros....

02 Unid.

K=1.8

Así se tiene:

$$h_{La} = (2.5 \times 2 + 0.75 \times 4 + 1.8 \times 2) \times \left(\frac{3.54^2}{2 \times 9.81} \right)$$

$$h_{La} = 7.444 \text{ m}$$

Así también consideramos la pérdida de carga que generara la resistencia del agua que provocara el bio-filtro según tabla es **2.4 m**. Reemplazando se tiene:

$$H_{perdidas} = h_L + h_{La} + h_{bio-filtro}$$

$$H_{perdidas} = 3.063 + 7.444 + 2.4$$

$$H_{perdidas} = 12.907 \text{ m}$$

Calculamos la altura manométrica en base a los datos ya calculados:

$$H_m = \Delta H_g + H_{perdidas}$$

$$H_m = 3.208 + 12.907$$

$$H_m = 16.115 \text{ m}$$

Realizamos el cálculo de la potencia de la bomba según la expresión:

$$HP = \frac{Q \times H_m}{75 \times \eta}$$

Donde:

Q: Caudal [Lt/s].

Hm: Carga total de la bomba (altura manométrica) [m].

η : Eficiencia Mecánica de la bomba estimado 75%.

$$HP = \frac{1.5 \times 16.115}{75 \times 0.7}$$

$$HP = 0.43 \text{ HP}$$

Cálculo de la potencia del motor eléctrico monofásico:

$$HP_{electr} = 1.5 \times HP$$

$$HP_{electr} = 1.5 \times 0.43 = 0.602 \text{ HP}$$

Realizamos el cálculo del NPSH disponible de forma que aseguraremos que en nuestro sistema no exista cavitación:

$$NPSH_{disponible} = H_{atm} - H_{vap} - H_{perdidas} + H_s$$

Donde:

H_{atm} : Presión atmosférica [m].

H_{vap} : Presión de vapor de agua[m].

$H_{perdidas}$: Pérdida de carga por longitud y accesorios [m].

H_s : Altura estática de succión [m].

$$NPSH_{disponible} = 6.733 - 0.159 - 4.023 + 0.15$$

$$NPSH_{disponible} = 2.701 \text{ m}$$

Para la elección de la bomba nos aseguraremos que el NPSH req cumpla la siguiente relación:

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{req}$$

Condiciones del biofiltro de arena y antracita

El agua impulsada desde la bomba a través de la tubería de \varnothing_e 32 mm se conducirá hacia la base del tanque del Biofiltro a una altura de 0.05 m por encima de la base de este tanque, además encima de este nivel se colocará arena por una altura de 0.15 m como la primera capa filtrante que el agua tendrá que atravesar, como segunda capa se tiene antracita en una profundidad de 0.4m, después que el agua atraviese estos niveles de Biofiltros, el agua está casi totalmente tratada, para lo cual se requerirá un tanque cilíndrico vertical.

Seleccionamos un tanque de agua comercial con capacidad nominal de 750 litros.

- ✓ Diámetro (\varnothing): **1.1 m.**
- ✓ Altura Total (H_T): **1.07 m.**

Según recomendaciones en sistemas de recirculación el agua, esta debe de retornar al tanque de mezclado preferentemente por gravedad y producido por el rebalse de este mismo, por lo cual cuando llegue a su nivel de llenado esta agua será conducida por una tubería de ϕ_e 63 mm hacia el tanque de mezclado y el caudal de esta agua es $Q=0.0015 \text{ m}^3/\text{s}$ ó 1.5 Lt/s, lo cual es el caudal de impulsión de la bomba manteniendo el sistema constantemente con un volumen constante de agua en el Biofiltro, según las características:

- ✓ Arena $H=0.15 \text{ m}$: 356.4 Kg
- ✓ Antracita $H=0.40 \text{ m}$: 304.1 Kg
- ✓ Agua: 399.1 Ltrs.

Condiciones del germicida UV

El último paso del tratamiento es la aplicación de una irradiación de energía ultravioleta (UV) el cual eliminara la contaminación microbiológica que podría existir, resultando de esta forma en un agua con un tratamiento estándar básico, posterior al cual retornara al tanque de mezclado.

Para el caso de este equipo según el distribuidor y la ficha técnica del equipo la pérdida de carga es mínima con lo cual se espera un efecto despreciable en nuestro caudal de agua de entrada en el tanque de mezclado, similar al filtro mecánico de malla.

Cálculo del Sistema de Secado para Papa

Acorde a nuestra investigación según Cristina Fonseca, et al, (2011) posterior a su congelamiento y remojo, deberán ser apisonados y extendidos al aire libre para eliminar el excedente de agua, posterior al cual serán expuestos al sol por aproximadamente 5 a 8 días, transcurrido este tiempo se podrá observar que la moraya obtiene una apariencia blancuzca, constituido principalmente por almidón y que ha perdido considerablemente su peso inicial, reduciendo su tamaño parcialmente.

Para desarrollar eficientemente un sistema de secado, nos enfocamos en un sistema relativamente practico y adecuado a nuestro uso en el cual acondicionemos los equipos calculados y según nuestro marco teórico previo en la cinética del secado por aire caliente, se decidió que sería un secador por aire caliente tipo bandeja, de forma cubica de 9 pisos, el cual será secado por aire caliente proveniente de una puerta apersianada semiabierta para el ingreso de aire hacia una resistencia eléctrica se sabe que un extractor axial creara un vacío para aspirar la cantidad de aire suficiente, también este secador será cubierto por un aislamiento térmico tipo sándwich de lana mineral, para evitar la pérdida de energía con el exterior.

Análisis Energético del Secado

Analizamos las leyes de conservación de masa y energía, nuestra aplicación como muchas otras emplea dichos principios para valorar la interacción del sistema con su entorno, consigo mismo u otro sistema, por ejemplo, en procesos compuestos de la interacción de diferentes equipos conectados. Mediante este análisis cuantificaremos las interacciones de calor y masa cruzando sus fronteras, en un punto específico del análisis.

Analizamos un sistema abierto (Volumen de control) considerando el estudio termodinámico en el calentador de aire, para el cual están definidas las siguientes formulaciones del balance de masa y balance de energía del volumen de control:

Figura 31.

Análisis termodinámico del sistema control de la cámara de secado.



Nota: Elaboración Propia.

$$\sum_{in} \dot{m}_1 - \sum_{out} \dot{m}_2 = \frac{dm_{vc}}{dt}$$

$$\dot{Q} + \dot{W}_{net} + \sum_{in} \dot{m}_1 \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i - \sum_{out} \dot{m}_2 \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e = \frac{dE_{vc}}{dt}$$

Se desarrollarán las ecuaciones para el acondicionamiento del aire de secado a través del cual cuantificaremos la cantidad de agua eliminada y flujo de aire másico de aire requerido, así como estimar el tiempo de secado total.

Análisis Termodinámico del Secado

Para proceder con el cálculo realizamos algunas consideraciones empezando que se analizara como un sistema abierto con régimen estacionario o estable, donde las propiedades no cambian: densidad, flujos de aire e interacciones de energía no varían con el tiempo donde $d/dt=0$, pero estas propiedades varían de un punto a otro dentro del volumen de control.

La energía cinética y potencial son considerados despreciables por ser insignificantes, además las propiedades termodinámicas tales como calor específico a presión constante y la entalpia se considerarán como una sustancia incompresible, en adición se considera que transferencia de calor se realizara en un mayor porcentaje por convección, desestimando los otros medios de transferencia de calor por no ser significativos, después de los respectivos ajustes se simplifica nuestra ecuación:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \wedge \quad \dot{W}_{net} = 0 \quad \wedge \quad \frac{v^2}{2} = 0 \quad \wedge \quad gz = 0$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_2(h)_2 - \dot{m}_1(h)_1 \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Condiciones de Cálculo del Secado

Para realizar los cálculos adecuados, primero definimos ciertos parámetros, papas semiesféricas de 0.07 m de diámetro (hubo una pérdida de tamaño posterior al congelado y remojo), la humedad deseada para una moraya de calidad aceptable que no desarrolle microorganismos es del 15% según el comité técnico de normalización de Tunta Norma técnica peruana (NTP 011.400). Se sabe además que la papa posee una humedad de 71%, pero en el proceso de congelamiento y remojo pierde agua, la cual se extrae del producto al momento del apisonamiento y/o descascarado, por lo cual llega al secador con una humedad promedio del 60%, además por recomendaciones técnicas de trabajo la temperatura del aire de secado debe estar entre 55°C y 80°C según Quispe Condemayta (1967), como se estudió previamente la temperatura local sería de 13.5°C, definimos los siguientes datos iniciales de cálculo:

- En el inicio del procesamiento de la papa se tiene 250 Kg:

$$Masa_{Inicial H_2O} = H_i(Masa_{Producto})$$

$$Masa_{Inicial H_2O} = 0.71(250)$$

$$Masa_{Inicial H_2O} = 177.5 \text{ Kg de } H_2O$$

- La cantidad de materia seca (almidón, otros.) se tiene:

$$Masa_{Seca\ Papa} = Masa_{Producto} - Masa_{Inicial\ H_2O}$$

$$Masa_{Seca\ Papa} = 250 - 177.5$$

$$Masa_{Seca\ Papa} = 72.5\ Kg$$

- En el proceso de congelación, remojo y centrifugado la humedad disminuye hasta 60%, calculamos cantidad de agua a esa humedad:

$$Masa_{H_2O\ 60\%} = \frac{H_f(Masa_{Seca\ Papa})}{1 - H_f}$$

$$Masa_{H_2O\ 60\%} = \frac{0.6(72.5)}{1 - 0.6}$$

$$Masa_{H_2O\ 60\%} = 108.75\ Kg\ de\ H_2O$$

- La masa de papa al inicio del proceso de secado:

$$Masa_{Papa\ 60\%} = Masa_{Seca\ Papa} + Masa_{H_2O\ 60\%}$$

$$Masa_{Papa\ 60\%} = 72.5 + 108.75$$

$$Masa_{Papa\ 60\%} = 181.25\ Kg$$

- Se debe tener en cuenta que posterior al proceso de remojo se descascara el producto, perdiendo en cascaras aproximadamente 2% de su masa inicial (5 Kg aprox.):

$$Masa_{Papa\ inicio\ secado} = 176.25\ Kg$$

Tabla 14.

Datos de cálculo de sistema de secado.

Parámetros del Sistema	
Aplicación	Secado de Papas
Cantidad del Producto	176.25 Kg
Temperatura ambiente (T_a)	13.5°C
Temperatura del Aire de secado (T_{as})	65°C
Diferencia de temperatura (ΔT)	51.5°C
Humedad Inicial del Producto (H_i)	60%

Humedad Final del Producto (H_f)	15%
Densidad de la Papa (ρ_{papa})	1113.01 Kg/m ³
Calor Especifico Papa+ >0°C (C_p)	3.67 KJ/Kg°C

Nota: Elaboración Propia.

Estimación de la Cantidad de Agua Eliminada

Como se refirió en el marco teórico la cantidad de agua que se debe retirar de la papa está estrictamente ligada a su humedad y a la cantidad a deshidratar teóricamente hablando.

- Recalculamos la cantidad de agua de esta masa al inicio del secado:

$$Masa_{Inicial H_2O} = H_i(Masa_{Producto})$$

$$Masa_{Inicial H_2O} = 0.6(176.25)$$

$$Masa_{Inicial H_2O} = 105.75 \text{ Kg de } H_2O$$

$$Masa_{Seca Papa} = Masa_{Producto} - Masa_{Inicial H_2O}$$

$$Masa_{Seca Papa} = 176.25 - 105.75$$

$$Masa_{Seca Papa final} = 70.5 \text{ Kg}$$

- El proceso de deshidratación (Secado) se llevará a cabo hasta la humedad final de 15%, donde el contenido final de agua del ciclo de secado será:

$$Masa_{H_2O Final} = \frac{H_f(Masa_{Seca Papa})}{1 - H_f}$$

$$Masa_{H_2O Final} = \frac{0.15(70.5)}{1 - 0.15}$$

$$Masa_{H_2O Final} = 12.441 \text{ Kg de } H_2O$$

- La cantidad de agua que se transportará por aire caliente (agua a evaporar) en el proceso será:

$$Masa_{H_2O Retirada} = Masa_{Inicial H_2O 60\%} - Masa_{H_2O Final}$$

$$Masa_{H_2O Retirada} = 105.75 - 12.441$$

$$Masa_{H_2O Retirada} = 93.31 \text{ Kg de } H_2O$$

- La cantidad de producto al final del proceso de secado:

$$Masa_{Papa\ Final\ Seca} = Masa_{Producto} - Masa_{H2O\ Retirada}$$

$$Masa_{Papa\ Final\ Seca} = 176.25 - 93.31$$

$$Masa_{Papa\ Final\ Seca} = 82.94\ Kg\ de\ Moraya$$

- Relación de producción final papa – Moraya:

$$r = \frac{Masa_{Producto\ inicial}}{Masa_{Producto\ final}} \rightarrow r = \frac{250}{82.94} \rightarrow r = 3.014$$

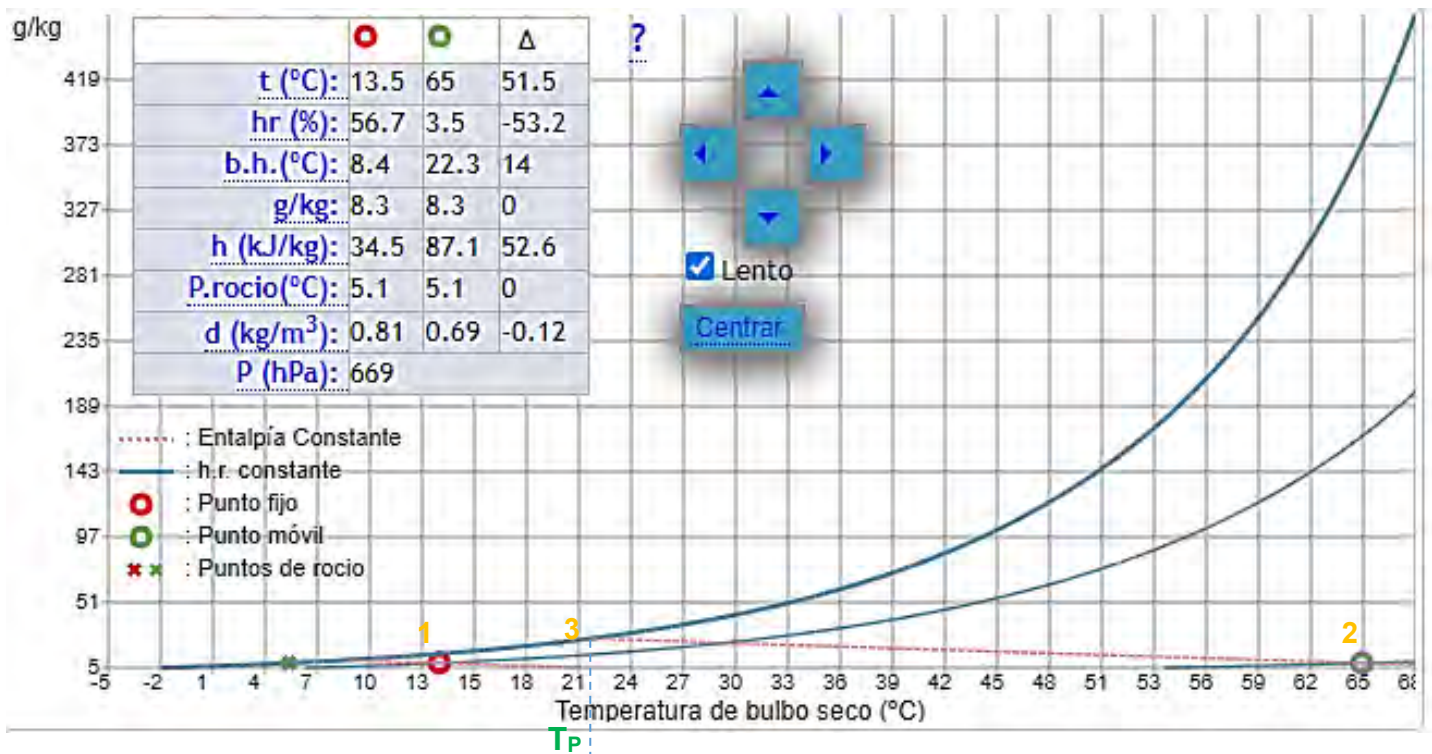
En tal caso se interpreta que para poder procesar 1 Kg de moraya se necesitaría 3.014 Kg de papa, con una eficiencia de procesamiento de 37.324%.

Psicrometría del aire a la temperatura de secado del producto

Hallaremos la temperatura de secado usando la carta Psicométrica, en donde esta temperatura está dada como la temperatura de bulbo húmedo al 100% de humedad relativa, para la temperatura de 65°C:

Figura 32.

Gráfico de carta Psicométrica – Aire Caliente



Nota: Extraído de herramientas de ingenieria.com

- Se logra obtener la temperatura de secado T_P aproximada en 22°C así como otros datos importantes:

$$h_1 = 34.5 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \quad \wedge \quad h_2 = h_3 = 87.1 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

Además de:

$$w_1 = w_2 = 0.0083 \left[\frac{\text{Kg}_{\text{vapor agua}}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}} \right]$$

$$w_3 = 0.0256 \left[\frac{\text{Kg}_{\text{vapor agua}}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}} \right]$$

Cálculo de la Energía de Calentamiento del Producto

Para calcular la cantidad de calor requerido en el proceso de secado esta dado por el calor sensible para incrementar la temperatura de la papa, el calor sensible para elevar la temperatura del agua contenida en la papa y por el calor latente par evaporar el agua de la superficie de la papa.

Desarrollamos, el calor sensible para elevar la temperatura de la papa dentro del secador de 13.5°C a 65°C es:

$$Q_{\text{Producto}} = \text{Masa}_{\text{Papa Final}}(T_2 - T_1)C_{P(\text{Papa})}$$

$$Q_{\text{Producto}} = 85.88(65 - 13.5)3.65$$

$$Q_{\text{Producto}} = 15676 \text{ KJ}$$

Para determinar el calor sensible necesario para incrementar la temperatura del agua contenida en la papa dentro del secador desde 13.5°C a 65°C es:

$$Q_{\text{Sensible}} = \text{Masa}_{\text{H}_2\text{O Retirada}}(T_2 - T_1)C_{P(\text{H}_2\text{O})}$$

$$Q_{\text{Sensible}} = 93.31(65 - 13.5)4.129$$

$$Q_S = 19840 \text{ KJ}$$

Para determinar el calor latente para la evaporación del agua, resultado de la transferencia de calor de la cinética de secado que se encuentra en la superficie de la papa es:

$$Q_{Latente} = Masa_{H_2O \text{ Retirada}}(Calor \ Latente_{H_2O})$$

$$Q_{Latente} = 93.31(2260)$$

$$Q_L = 210878 \text{ KJ}$$

Calculamos el calor total necesario para nuestra secadora:

$$Q_{Tot} = Q_{Producto} + Q_S + Q_L$$

$$Q_{Tot} = 15676 \text{ KJ} + 19840 \text{ KJ} + 210878 \text{ KJ}$$

$$Q_{Tot} = 246394 \text{ KJ}$$

Se puede calcular la razón de flujo total necesaria estimando el tiempo de secado de nuestro proceso.

Estimación del Tiempo de Secado en Función al Aire

Según nuestro marco teórico el proceso de secado (deshidratación) pasa por dos etapas importantes, las cuales están denotadas por el periodo de velocidad constante y por el periodo donde la velocidad de secado decae hasta llegar a su humedad final, como son:

Velocidad de secado

Periodo constante en el cual la humectación es semicompleta en la superficie del producto, el secado se lleva a cabo por evaporación, la velocidad es teóricamente constante y está definida por:

$$R_c \geq \frac{h_c(T_{as} - T_p)}{C_{Lvap}}$$

Donde:

h_c : Coef. de transmisión de calor por convección [$W/^\circ C.m^2$].

T_{as} : Temperatura del aire de secado [$^\circ C$].

T_p : Temperatura de secado del producto [$^{\circ}\text{C}$].

$C_{L\text{vap}}$: Calor latente de vaporización (agua en la Papa) [KJ/Kg].

Se sabe que la temperatura del aire de secado es 65°C , la temperatura del producto se asumirá en la carta psicométrica, bajo nuestros requerimientos.

Formulamos el Coef. de transmisión de calor por convección para flujo paralelo a la superficie, en base a la velocidad de masa G :

$$h_c = 0.0204G^{0.8}$$

$$G = v_a \times 3600 \times \rho_a \left[\frac{\text{Kg}}{\text{hora} \times \text{m}^2} \right]$$

Donde:

G : Puede tomar valores de 2450 – 29300.

v_a : Velocidad del aire [m/s].

ρ_a : Densidad del aire en Cusco (0.839) [Kg/m^3].

Cálculo del área de secado

Teniendo los datos anteriores definidos calculamos el área de secado, el cual se estimaría en base a él volumen inicial equivalente de 250 Kg de papa iniciales asumiendo que las papas se extenderían en bandejas y todavía consideramos el espesor del área de secado sería de 0.07 cm aun después de la pérdida inicial de agua, según la forma:

Se sabe que una papa de primera calidad semiesférica de 0.07 cm de diámetro pesa un promedio de 178 g, en 250 Kg de papa aproximadamente habría 1404 papas, consideramos el área inicial según:

$$Vol_{papa} = \frac{\pi D^3}{6} \rightarrow Vol_{papa} = \frac{\pi(0.07)^3}{6}$$

$$Vol_{papa} = 0.0001796 \text{ m}^3 \text{ por 1 papa}$$

$$Vol_{Total \text{ papa}} = Vol_{papa} \times N^{\circ}_{Total}$$

$$Vol_{Total\ papa} = 0.0001796 \times 1404$$

$$Vol_{Total\ papa} = 0.2522\ m^3$$

$$A_s = \frac{Vol_{Total\ papa}}{e_{papa}}$$

$$A_s = \frac{0.2522}{0.07}$$

$$A_s = 3.603\ m^2$$

Estimación del tiempo de secado a velocidad constante

Después del cual pasamos a formar el tiempo de secado a velocidad constante, el cual sigue la ecuación:

$$t_c = \frac{m_s(H_i - H_c)}{A_s R_c}$$

Donde:

m_s : Masa seca (Papa) [Kg].

H_c : Humedad critica [%].

A_s : Área de secado [m^2].

La masa seca sería de 70.5 Kg, la humedad critica se estima en base experimentaciones de secado de diferentes alimentos, según Fiestas U., Jiménez E., & Lizárraga Z. (2013) donde para papas cortadas en rodajas es calculado en 55.93% (0.5593), que sería el punto en el que inicia el periodo de velocidad decreciente.

Reemplazando los datos obtenemos los siguientes resultados en función a la velocidad del aire seco:

Tabla 15.

Cálculo del tiempo de secado a velocidad constante.

Velocidad del aire [m/s]	G [Kg/m ² .h]	h [W/m ² .K]	Rc [Kg/h.m ²]	tc [h]
2	6040,8	21,603	1,480	0,538
2,5	7551	25,825	1,769	0,450
3	9061,2	29,880	2,047	0,389
3,5	10571,4	33,802	2,315	0,344
4	12081,6	37,612	2,576	0,309
4,5	13591,8	41,329	2,831	0,281

Nota: Elaboración Propia.

Estimación del tiempo de secado a velocidad decreciente

Como se describió en el marco teórico procederemos a calcular el tiempo de secado a velocidad decreciente en base al contenido de humedad crítica, la humedad de equilibrio del producto y la humedad final deseada.

Según Siche Jara, Rodriguez Galarreta, & Arteaga Miñano (2012) en sus investigaciones en secado de papa experimental se obtuvo el dato acerca de la humedad de equilibrio para una velocidad del aire de 3m/s y un tiempo de 10.3 h que es aproximada a nuestros datos de trabajo teniendo la humedad de equilibrio en 8.52% (0.0852).

Aplicando nuestros puntos de trabajo, resaltando que la humedad final deseada se encuentra entre la humedad crítica y la humedad de equilibrio se desarrolla el tiempo de secado a velocidad decreciente mediante la expresión:

$$t_d = \frac{m_s(H_c - H_e)}{A_s R_c} \ln \left(\frac{H_c - H_e}{H_f - H_e} \right)$$

Donde:

m_s : Masa seca (Papa) [Kg].

H_c : Humedad crítica [%].

H_e : Humedad de equilibrio [%].

H_f : Humedad final deseada [%].

A_s : Área de secado [m^2].

R_c : Velocidad constante de secado [$Kg/h.m^2$].

Tabla 16.

Cálculo del tiempo de secado a diferentes velocidades del aire.

Velocidad del aire [m/s]	G [Kg/m ² .h]	h [W/m ² .K]	Rc [Kg/h.m ²]	tc [h]	td [h]
2	6040,8	21,603	1,480	0,538	12,475
2,5	7551	25,825	1,769	0,450	10,436
3	9061,2	29,880	2,047	0,389	9,019
3,5	10571,4	33,802	2,315	0,344	7,973
4	12081,6	37,612	2,576	0,309	7,165
4,5	13591,8	41,329	2,831	0,281	6,521

Nota: Elaboración Propia.

Sabemos que la duración del proceso se determinara sumando ambos tiempos, así que nos decidimos para una velocidad prudente del aire caliente de 3 m/s y se tiene un tiempo total de:

$$t_{Total} = t_c + t_d$$

$$t_{Total} = 0.389 + 9.019$$

$$t_{Total} = 9.409 \text{ Horas}$$

Determinación de la Razón del Flujo de Calor

El proceso de secado demora teóricamente el tiempo ya calculado por lo cual tenemos que afectar el tiempo calculado a la energía de calentamiento del aire según la expresión:

$$\dot{Q}_{Trans} = \frac{Q_{Tot}}{t_{total}}$$

$$\dot{Q}_{Trans} = \frac{246394 \text{ KJ}}{9.019 \times 3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{Total} = 7.275 \text{ KW}$$

En adición determinamos el flujo másico de aire seco requerido para el secado por medio de la ecuación, se sabe que la masa del aire seco no varía ($M1_{Aire Seco} = M2_{Aire Seco} = M3_{Aire Seco} = M_{Aire Seco}$), solo el contenido de vapor de agua presente en el aire:

$$93.31[\text{Kg Vapor Agua}] = M_{Aire Seco} \times W_3 \left[\frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}} \right] - M_{Aire Seco} \times W_2 \left[\frac{\text{Kg vapor de agua}}{\text{Kg aire seco}} \right]$$

$$93.31[\text{Kg Vapor Agua}] = M_{Aire Seco} \times \Delta W$$

$$93.31[\text{Kg Vapor Agua}] = M_{Aire Seco} \times (0.0173) \left[\frac{\text{Kg Vapor de Agua}}{\text{Kg Aire Seco}} \right]$$

$$M_{Aire Seco} = 5393 [\text{Kg Aire Seco}]$$

$$M_{Total de aire} = 5393 [\text{Kg Aire Seco}] + 93.31[\text{Kg Vapor Agua}]$$

$$M_{Total de aire} = 5487 \text{ Kg}$$

$$\dot{m}_a = \frac{M_{Total de aire}}{t} [\text{Kg/s}]$$

$$\dot{m}_a = \frac{5487}{9.409 \times 3600} [\text{Kg/s}]$$

$$\dot{m}_a = 0.162 \text{ Kg/s}$$

Determinamos el flujo de calor por psicrometría utilizando la ecuación del volumen de control del calentador de aire:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{ent} = 0.162(87.1 - 34.5)$$

$$\dot{Q}_{ent} = 8.521 \text{ KW}$$

Realizamos una comparación entre ambos valores encontrados:

$$r = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_{Total}}$$

$$r = \frac{8.521}{7.275}$$

$$r = 1.171$$

Consideramos pérdidas externas por convección y/o radiación entre otras y obtenemos el calor final como:

$$\dot{Q}_{Final} = 1.2(Q_a)$$

$$\dot{Q}_{Final} = 8.729 \text{ KW} \neq 9 \text{ KW}$$

Determinación del Espesor del Aislante Térmico

Tratando de aislar térmicamente nuestro sistema de secado para que las condiciones exteriores no afecten al proceso, para lo cual reduciremos la transferencia de calor hacia o desde el ambiente.

Se sabe que la energía perdida dentro del secador es la cantidad de calor que se pierde por las paredes, por ello realizaremos un análisis a los materiales que se usaran como aislamiento a fin de que estas pérdidas sean cercanas al 1%.

Para el aislamiento nos decidimos por un panel tipo hamburguesa, compuesta por:

- I. Lamina de acero Inox. 304-L Calibre 20 (0.85 mm).
- II. Lana mineral.
- III. Lamina Cold Rolled Calibre 18 (1.15 mm).

Para el cálculo del calor perdido calculamos las resistencias térmicas donde el área es calculado por el área de las paredes de la cámara que están compuestas por este material, se exceptúan el ingreso de aire y la puerta apersianada (salida del aire).

$$Q_{perd} = U \times A \times \Delta T$$

Siendo:

U : Coeficiente global de transmisión de calor [W/(m² °C)].

A : Superficie exterior de la sección [m^2].

ΔT : Diferencia de temperatura del espacio [$^{\circ}C$].

Según ASHRAE (2006) las paredes son hechas de diferentes materiales por lo cual x/K representa la resistencia compuesta por lo cual en función al espesor de los materiales aislantes calcularemos U :

$$U = \frac{1}{\frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \frac{x_3}{K_3}}$$

Siendo:

x_i : Espesor de la pared aislante [m].

K_i : Coeficiente de conductividad térmica de la pared aislante [$W/(m^{\circ}C)$].

U : Coeficiente global de transmisión [$W/(m^2^{\circ}C)$].

Posteriormente aplicamos la ecuación de transferencia de calor hacia el exterior, tomando en cuenta que la temperatura máxima del aire de secado ingresa al sistema a $65^{\circ}C$, el exterior de la cámara de secado por recomendaciones la definimos en la temperatura ambiental promedio $13.5^{\circ}C$.

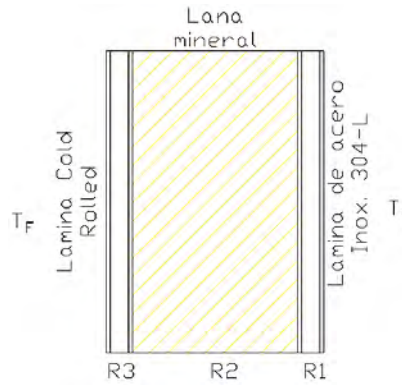
Calculamos el calor por pérdidas:

$$\dot{Q}_{Perdido} = 0.01 \times \dot{Q}_{Final} \rightarrow \dot{Q}_{Perdido} = 0.01 \times 9 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{Perdido} \cong 0.09 \text{ KW}$$

Figura 33.

Pared tipo Sándwich grafico referencial.



Nota: Elaboración Propia.

Tabla 17.

Coefficientes de conductividad térmica.

K (acero inox.) [W/m.°C]	K (lana mineral) [W/m.°C]	K (cold rolled) [W/m.°C]
15	0.036	52.5

Nota: Extraído de GEANKOPOLIS. J.

$$U = \frac{1}{\frac{0.85 \times 10^{-3}}{15} + \frac{x_2}{0.039} + \frac{1.15 \times 10^{-3}}{52.5}}$$

$$Q_{perd} = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_{perd} = \left[\frac{1}{\frac{0.85 \times 10^{-3}}{15} + \frac{x_2}{0.039} + \frac{1.15 \times 10^{-3}}{52.5}} \right] \times A \times \Delta T$$

Calculamos el área de las paredes:

$$A = 2 \times longitud(ancho + altura)$$

$$A = 2 \times 1.25 \times (1.25 + 1.02)$$

$$A = 5.675 \text{ m}^2$$

$$90 [W] \cong \left[\frac{1}{\frac{0.85 \times 10^{-3}}{15} + \frac{x_2}{0.036} + \frac{1.15 \times 10^{-3}}{52.5}} \right] \times 5.675 \times (65 - 13.5)$$

$$x_2 = 0.117 \text{ m}$$

Este valor no es comercial por lo cual replanteamos las pérdidas para un espesor de 100 mm ó 10 cm más comercial aun asegurando que las pérdidas serán próximas al 1%.

Selección de Equipos y del Sistema

Para la selección de equipos repasamos las diferentes fases de procesamiento que conllevaría el proceso en conjunto después del cálculo debemos tener clara nuestra cadena de fases en vías de buscar mejorar el sistema o corregir vacíos en el desarrollo de las mismas.

Pre-Procesamiento: Antes del procesamiento de la papa, se tendrá que seleccionar papas en buen estado semi-esféricas y de un diámetro similar entre todas que sumen la cantidad adecuada, se considera que también serán papas ya lavadas sin presencia de tierra u otro material que no sea papa, nuestro objetivo es procesar 250kg de papa semanales en bachadas.

Etapa 1: Para tener control y reducir tiempos la forma propuesta para la primera fase que es el congelamiento de la papa que se realizará a través de un sistema frigorífico el cual trabajará con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor calculado en el anterior capítulo se procederá a la selección de equipos.

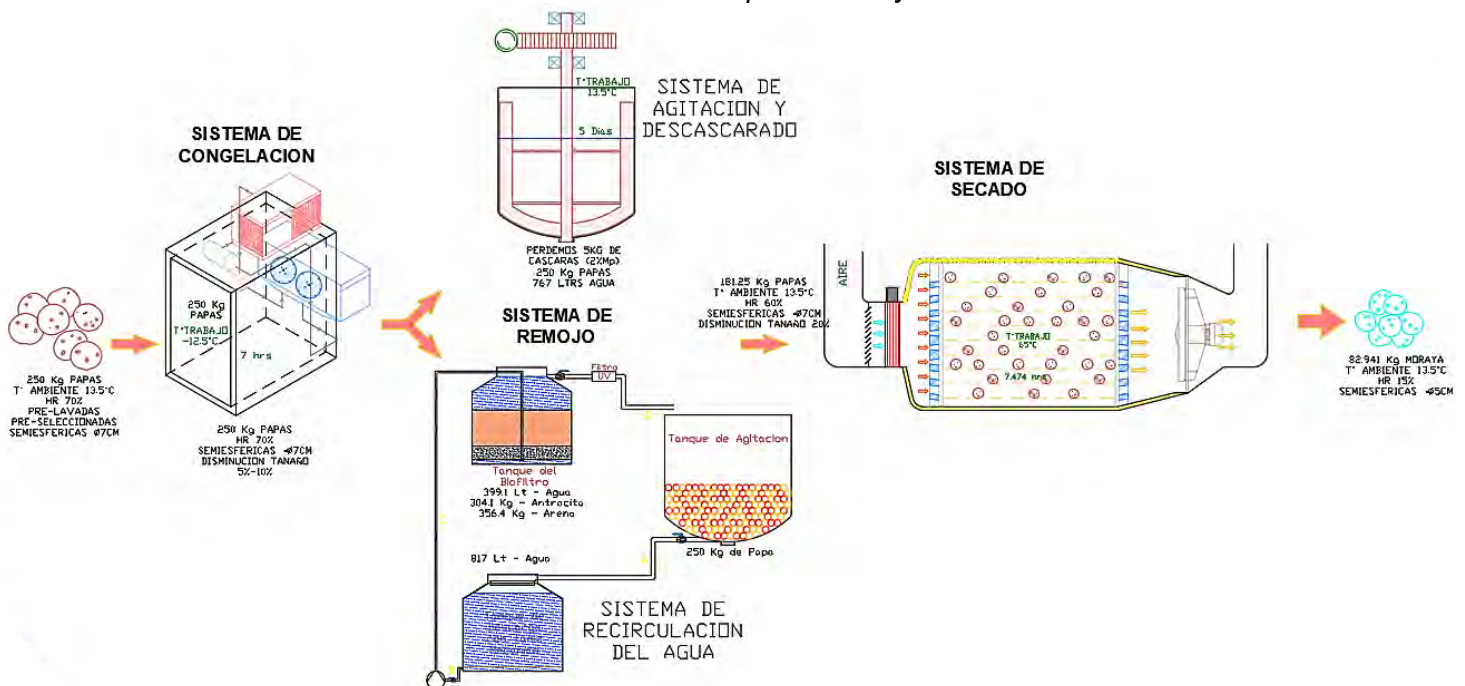
La temperatura bajo cero afecta completamente a la papa, congelando los tejidos vegetales, por cuyo efecto sale el agua del protoplasma y de las vacuolas de las células, formándose cristales de hielo en los espacios intercelulares, como consecuencia de pérdida de agua en las células sobreviene la desecación y una precipitación de las proteínas del protoplasma desecado por una mayor concentración de las sales en el interior de la célula (Proyecto de instalación de una planta de deshidratadora de papa para la elaboración industrial de moraya, Quispe Condemayta 1967).

Etapa 2: Posterior al congelamiento el producto pasara al sistema de agitación, además que no solo remojará si no, también se asume que realizará el descascarado parcial para después del tiempo pertinente sea un producto casi totalmente descascarado.

Esta fase estaría incompleta sin considerar un sistema de reutilización del agua pues uno de nuestros objetivos es aprovechar al máximo el elemento líquido, para lo cual se diseñará un sistema de filtrado y recirculación del agua que se utilizara para el agitado.

Etapa 3: Como paso final para tornarse un producto deshidratado, solo quedaría colocar nuestras papas a un secador el cual se diseñará de forma que trabaje con aire caliente, someteremos a las papas a un flujo de aire caliente de tal forma que eventualmente la humedad interior de la papa se reduzca hasta un porcentaje aceptable 15% según el comité técnico de normalización de Tunta Norma técnica peruana (NTP 011.400).

Figura 34.
Cadena de Procesamiento de la Papa en Moraya.



Nota: Elaboración Propia.

Selección de Componentes: Congelación

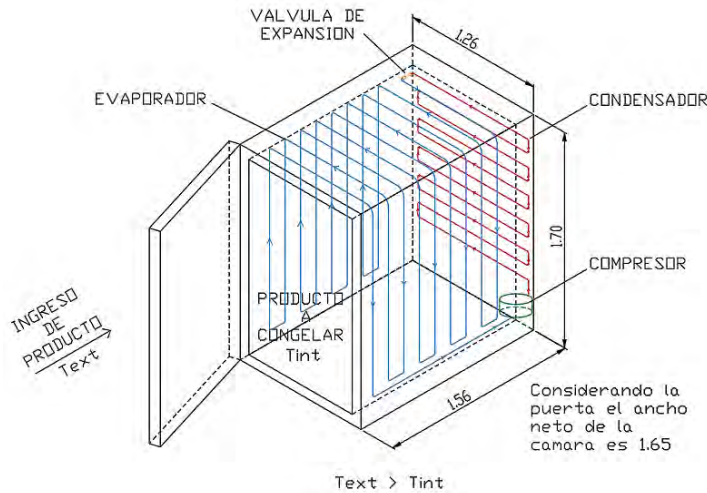
Cámara de frío

La Cámara Frigorífica es la encargada de albergar en su interior el producto a enfriar, así como el evaporador, condensador, compresor y otros elementos del sistema de refrigeración. La apariencia no debe diferir de una cámara de congelación ordinaria, con un

compartimiento para albergar el producto, con una puerta hermética que lo aislé mientras se realiza el intercambio de calor, el diseño en esta parte será la creación de la cámara (forma y dimensiones) y la estructura de soporte, resultando un aspecto primigenio como se muestra en la siguiente figura:

Figura 35.

Gráfico primigenio de cámara de congelación.



Nota: Elaboración Propia.

El material seleccionado previamente es el poliuretano, un aislante comercial que posee las propiedades de ser un panel tipo sándwich donde ambas caras son metálicas y tiene un núcleo aislante rígido, diseñado para sistemas que requieran un alto grado de aislamiento.

Tabla 18.

Características Panel Frigorífico HI-PIRM F.

DIMENSIONES, PESO Y PRESTACIONES TÉRMICAS

Ancho útil	1.150 mm 1.120 mm (consultar disponibilidad)
Longitud de fabricación	Estándar 2,0 a 13,5 m
	Especial 13,5 a 18 m (transporte especial)
Tipo de junta	FJ FS
Conductividad térmica	0,0195 W/mK
Conductividad térmica declarada ¹	0,0217 W/mK (considerando núcleo envejecido)
Densidad del núcleo aislante	40 ± 5 kg/m ³
Espesor total (A)	60 80 100 125 150 175 200 (mm)
Peso	10,93 11,73 12,53 13,53 14,53 15,53 16,53 (kg/m ²)
Transmitancia térmica ¹ (PIR / PIRM)	0,38 0,27 0,22 0,17 0,14 0,12 0,11 (W/m ² K)
Resistencia térmica ² (PIR / PIRM)	2,72 3,64 4,56 5,71 6,87 8,02 9,17 (m ² K/W)

Nota: Extraído HUURRE IBERICA S.A.

El cual está disponible en diversos espesores calculando y definiendo en el capítulo anterior de 80mm. Se sabe que, la forma y dimensiones de la cámara tienen gran importancia, debido a que las corrientes de aire frío al interior de la misma tienden a acomodarse de acuerdo a la forma.

Se debe tener en cuenta que debido a que el tiempo es un factor importante al momento de enfriar el producto, el volumen de la cámara debe ser adaptado al uso para que sea posible minimizar así la carga térmica al interior de la misma.

Selección del refrigerante

Un refrigerante previamente definido es el R-404 que actúa de tal forma que enfría un cuerpo o sustancia, absorbiendo el calor de dicho cuerpo. Un refrigerante ideal, tiene las siguientes propiedades:

- ✓ Ser químicamente inerte hasta el grado de no ser inflamable, ni tóxico, ni explosivo, tanto en estado puro como cuando esté mezclado con el aire en determinada proporción.
- ✓ No reaccionar de forma perjudicial con la humedad, que a pesar de las medidas de precaución que se toman, aparece en cualquier sistema instalación.
- ✓ Tiene la característica que no contamine los productos almacenados cuando exista alguna fuga.
- ✓ El refrigerante ha de poseer unas características físicas y térmicas que permitan la máxima capacidad de refrigeración con la mínima demanda de potencia.
- ✓ La relación presión-temperatura debe ser tal que la presión en el evaporador para la temperatura de trabajo sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de aire y de humedad en el sistema en caso de fuga.

- ✓ Temperatura y presión crítica, lógicamente el punto de congelación deberá ser inferior a la temperatura mínima de trabajo.
- ✓ Finalmente ha de ser de bajo precio y fácil disponibilidad.

Por lo tanto, debido a sus propiedades como punto de ebullición y calor de vaporización más elevados se tomó en cuenta el refrigerante R-404.

Tabla 19.

Resumen del cálculo de condiciones de operación del ciclo de refrigeración.

Refrigerante	R404A
T_c	28.5°C
T_e	-22.5°C
P_{evap}	2.815 bar
P_{cond}	13.737 bar
P_{asp}	2.534 bar
P_{des}	14.424 bar
r_c	5.693
m_r (Kg/s)	0.033
Q_{evap} (KW)	4.35
Q_{cond} (KW)	5.42
W_{comp} (KW)	1.09

Nota: Elaboración Propia.

Selección del compresor

Se seleccionará un compresor teniendo en cuenta el requerimiento calculado previamente, según la carga de total de refrigeración del evaporador 4.35 KW, siendo las temperaturas de $T_c=28.5$ °C y $T_e=-22.5$ °C y para la potencia del compresor requerida de 1.09 KW, teniendo en cuenta los catálogos del fabricante EMERSON para el seleccionamiento del compresor, elegimos un modelo COPELAND SCROLL que cumple con nuestras exigencias:

Tabla 20.

Datos Técnicos Compresores para refrigeración media.

Modelos	Potencia nominal (CV)	Desplazamiento (m ³ /h)	Aspiración rotalock (pulgadas)	Descarga rotalock (pulgadas)	Cantidad de aceite (l)	Largo/Ancho/Alto (mm)	Peso neto (kg)	Versión/Código del motor		Intensidad máxima de funcionamiento (A)		Intensidad de rotor bloqueado (A)		Presión sonora a 1 m - dB(A)***
								1 fase*	3 fases**	1 fase*	3 fases**	1 fase*	3 fases**	
ZB15KCE	2,0	5,9	1 1/4	1	1,3	241/241/369	25	PFJ	TFD	12	4	58	26	55
ZB19KCE	2,5	6,8	1 1/4	1	1,5	242/242/369	27	PFJ	TFD	12	6	61	32	55
ZB21KCE	3,0	8,6	1 1/4	1	1,2	243/244/391	29	PFJ	TFD	16	7	82	40	58
ZB26KCE	3,5	10,0	1 1/4	1	1,5	243/244/405	28	PFJ	TFD	18	8	97	46	60
ZB29KCE	4,0	11,4	1 1/4	1	1,5	246/246/423	29		TFD		10		50	58

Temperatura de condensación 40°C															
R404A	Capacidad frigorífica (kW)							R404A	Potencia absorbida (kW)						
	Temperatura de evaporación (°C)								Temperatura de evaporación (°C)						
Modelo	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	Modelo	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
ZB15KCE			1,9	2,4	3,0	3,7	4,5	ZB15KCE			1,7	1,7	1,6	1,6	1,5
ZB19KCE			2,3	2,9	3,5	4,2	5,1	ZB19KCE			1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
ZB21KCE			3,0	3,7	4,5	5,5	6,6	ZB21KCE			2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
ZB26KCE			3,5	4,3	5,3	6,4	7,6	ZB26KCE			2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
ZB29KCE			4,0	4,9	6,0	7,2	8,6	ZB29KCE			2,9	2,9	2,9	2,9	2,9

Nota: Extraído del Catálogo General de Compresores EMERSON.

Tomamos ese dato como factor decisivo, la capacidad frigorífica seleccionando para nuestro rango de temperatura de trabajo siendo muy cercano a nuestros requerimientos.

Selección del condensador

El condensador es un equipo de transferencia de energía calorífica, el calor del vapor refrigerante caliente que proviene del compresor pasa a través de los serpentines del condensador de tal forma que se condensa.

El vapor refrigerante cuando pasa por el condensador pierde calor, por lo cual pasa por saturación y después es condensado hasta su fase de estado líquido

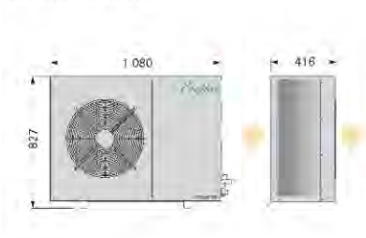
El calor total en el condensador incluye tanto el calor absorbido en el evaporador como la energía equivalente del trabajo de compresión. Cualquier sobrecalentamiento absorbido por el vapor de succión del aire de los alrededores, también forma parte de la carga del condensador, el valor calculado previamente es 5.422 KW.

Con el valor de carga térmica y utilizando el programa de selección de equipos del distribuidor INTARCON, colocando nuestros datos y requerimientos, podemos seleccionar el condensador:

Tabla 21.

Datos Técnicos del condensador seleccionado.

Condenser dimensions



Length:	1080 mm	Width:	410 mm
Height:	827 mm	Weight:	103 kg
Cooling connections:	3/8" - 1 1/8"	Sound pressure level at 10m:	23 dB(A)

Rating conditions

Evaporation temp. (dew point):	-22.5 °C	Average evaporation temperature:	-22.7 °C
Evaporation pressure (rel):	174 kPa		
Superheating:	6.0 K	Suction temperature:	-16.5 °C
Ambient temperature:	13.5 °C	Altitude:	3360 m

Calculated performance

Cooling capacity:	6101 W	Power input:	2,98 kW
Nominal current:	4,7 A	Maximal current:	7,0 A

Working parameters

Temp. media de condensación:	30,7 °C	Discharge temperature:	66,5 °C
Temperatura de vapor saturado de inyección:	-2,9 °C	Temperatura de líquido subenfriado:	1,7 °C
Refrigerant mass flow:	0,039 kg/s		

Nota: Extraído del catálogo INTARCON.

Por lo tanto, el condensador que satisface a los requerimientos y comercial será el modelo BDF-SF-3018+B4, se tiene en cuenta que su capacidad es mayor a la requerida, dado que es el inmediato superior en el catálogo de condensadores que satisfacen al requerimiento.

Selección del evaporador

Un evaporador es una superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado. Según nuestros requerimientos y cálculos previos teniendo el requerimiento de 4.338 KW, podría adecuarse un serpentín y un ventilador a la cámara de congelación, pero para nuestros requerimientos se tienen opciones que nos posibilitan la utilización de un equipo evaporador directamente, entonces se utiliza nuevamente el programa de selección de equipos de la empresa INTARCON, después del cual nos muestra diferentes opciones la más aproximada a nuestro requerimiento sería:

Tabla 22.

Datos Técnicos del Evaporador seleccionado.

Dimensions



Length:	2020 mm	Width:	550 mm
Height:	260 mm	Weight:	55 kg
Cooling connections:	3/8"-7/8"		

Performance

Cooling capacity:	4814 W	Sensible cooling capacity:	4566 W
Air-flow rate:	3100 m ³ /h	Condensed water rate:	0,31 l/h
Air outlet temperature:	-18,1 °C	Air outlet rel. humidity:	86 %
Refrigerant mass flow rate:	0,037 kg/s		

Rating conditions

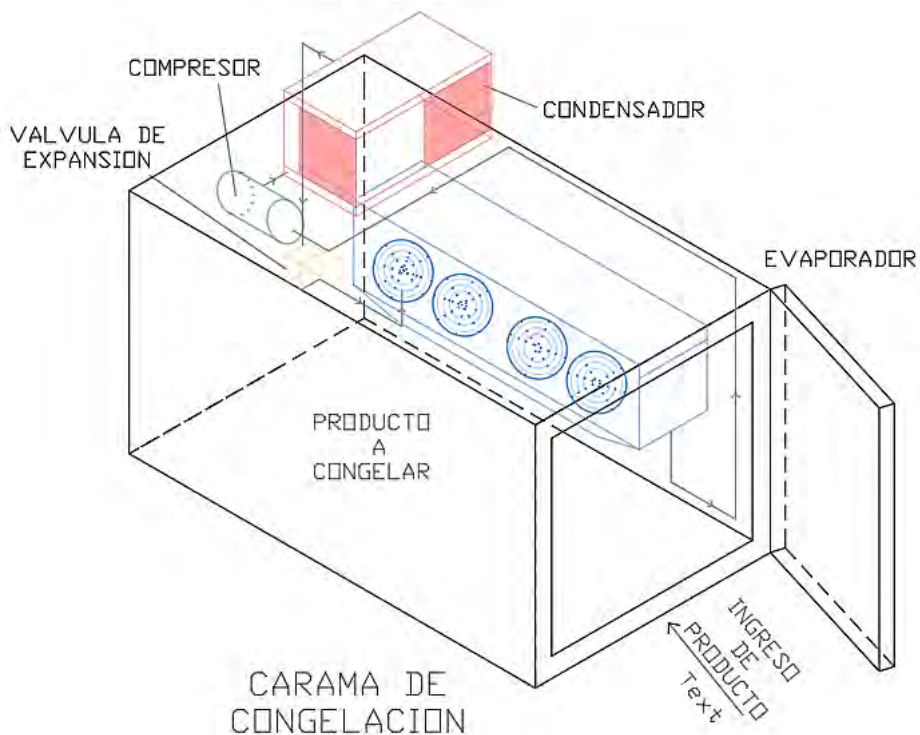
Room temperature:	-12.5 °C	Relative Humidity:	57 %
Refrigerant:	R404A	Refrigerant liquid temperature:	20.0 °C
Evaporating temp. (dew point):	-22.3 °C	Medium evaporating temp.:	-22.5 °C
Temperature difference DT1:	9.8 K	Medium temp. difference:	10.0 K
Refrigerant superheat:	6.4 K	Altitude:	3000 m
Tiempo de acumulación de escarcha:	1.0 h		

Nota: Extraído del catálogo INTARCON.

Por lo tanto, el evaporador a utilizar que satisface a los requerimientos conjuntamente con un margen extra y comercial será el modelo BJB-NF-4430 con las características que se señalan en su catálogo, se tiene en cuenta que su capacidad debe ser equivalente o mayor a la requerida.

Figura 36.

Armado tentativo de cámara de congelación.



Nota: Elaboración propia.

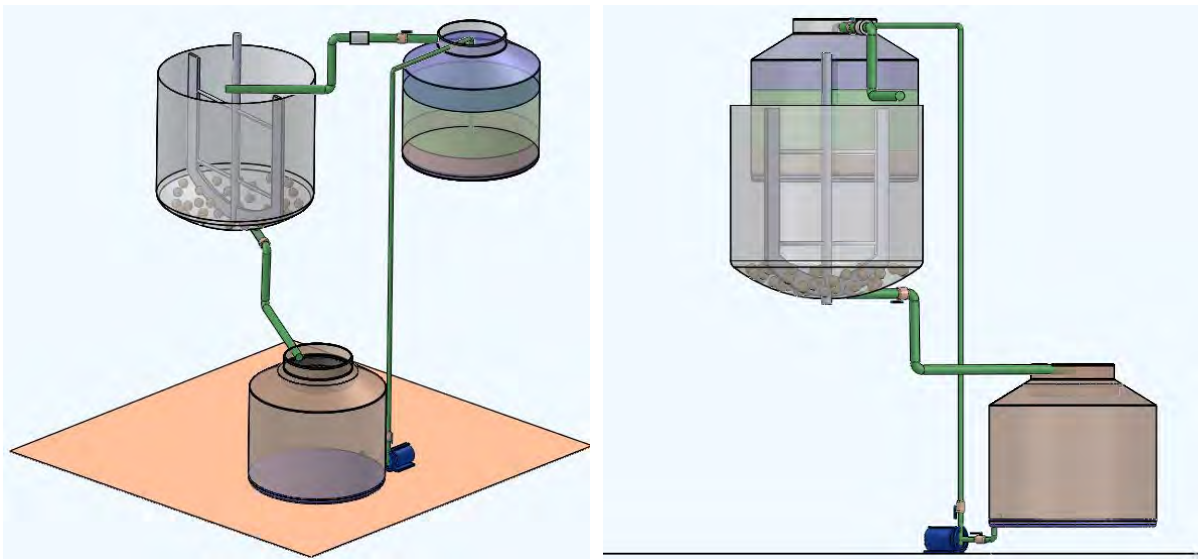
Selección de Componentes: Remojo de la Papa

El diseño de la máquina debe seguir una secuencia en el que la parte estática, el eje de agitación y los demás componentes interactúan. El proceso de invención de la máquina incluirá:

- Considerar esquemas para el diseño y estudiar la factibilidad.
- Un diseño preliminar de la máquina, estructura y sistema en el que se establecen las características globales.
- Finalmente, realizar una elección teórica de todos los componentes y preparar todos los esquemas necesarios y las especificaciones detalladas.

Figura 37.

Esquema tentativo del sistema de recirculación.



Nota: Elaboración propia.

Tanque de agitación

La elección del material adecuado para nuestro tanque (plancha de acero), debe de facilitar su construcción y en la medida satisfacer las diversas necesidades planteadas en

nuestros cálculos previos, priorizando que el material que sea de fácil adquisición y existente de ser posible en los distribuidores locales:

Tabla 23.

Datos dimensionales del tanque de agitación.

Especificaciones del Tanque	
Capacidad Total	2.05 m ³
Cantidad del Producto	250 Kg (Papa)
Cantidad del Agua	767 Lt
Espesor Calculado	1.5 mm
Diámetro	1.4 m
Altura del Cuerpo	1.4 m
Compuerta	50cmx50cm
Tipo de Techo	Abierto
Tipo de Fondo	Domo Toriesférico
Material	Acero Inox. AISI 304
Peso Aprox.	156.879 Kg

Nota: Elaboración propia.

Este tipo de Tanque es construido por partes, formado por el proceso de rolado y alabeado, el cual como se definió será de plancha de acero Inox. 304, como se detalla según los siguientes esquemas y fichas técnicas, acotando que el espesor mínimo comercial es de 3 mm, así mismo este espesor es más conveniente para la unión por soldadura E308:

Tabla 24.

Datos Técnicos Planchas y Bobinas de Acero Inoxidables.

Debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad, este acero es usado extensivamente para la fabricación de utensilios domésticos, lavavajillas, cuchillería, bienes de consumo, arquitectura e industria automotriz. Además, es utilizado en la construcción de estructuras y/o contenedores para las industrias procesadoras de leche, cerveza, vino, alimentos, etc. así como en la industria química de producción del nitrógeno. Para la calidad 304L (bajo contenido de carbono) se puede aplicar en la producción de ácido nítrico, industria farmacéutica e ingeniería nuclear.



Propiedades mecánicas**Temperatura ambiente**

Tipo Acero	Rango de dimensiones	Límite Elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) min. N/mm ²	Resistencia a la tracción (R_m) N/mm ²	Elongación (A_5) min. %
304	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥ 230	540 - 750	≥ 45
	Laminado en caliente e ≤ 6 mm.	≥ 210	520 - 720	≥ 45
304L	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥ 220	520 - 670	≥ 45
	Laminado en caliente e ≤ 6 mm.	≥ 200	520 - 670	≥ 45

Nota: Extraído del catálogo de **EUOPER**.

Figura 38.

Partes del tanque de agitación.



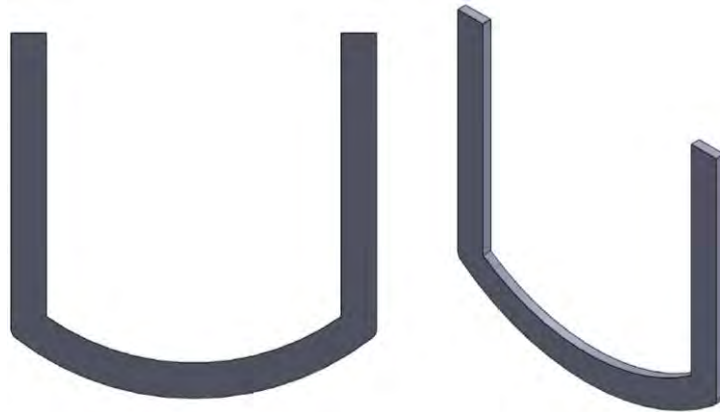
Nota: Elaboración propia.

Mecanismo de agitación

Paleta de agitación. Según nuestros requerimientos se consideró un agitador tipo ancla de 1" la mejor forma de fabricar este tipo de paleta es a partir de plancha de acero Inoxidable 304 un material para altas exigencias mecánicas y obtener la forma adecuada mediante el corte a Plasma:

Figura 39.

Esquema de la paleta tipo ancla.



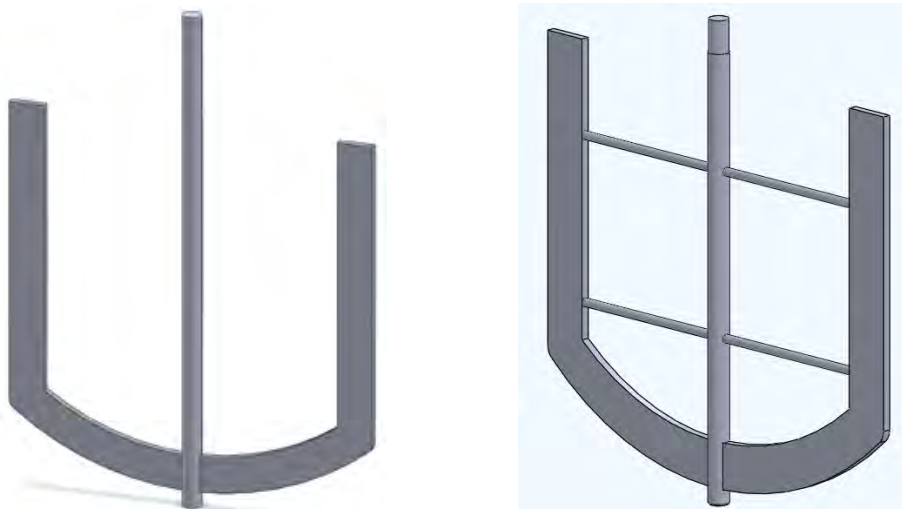
Nota: Elaboración propia.

En adición, posterior a obtener la forma de la paleta de procederá a la unión con el eje de agitación mediante el proceso de soldadura.

Eje de agitación. Para nuestros requerimientos previstos se tiene un eje de varilla redonda lisa de diámetro de $\varnothing 2-1/2''$, y acorde a nuestros cálculos el material que se definió fue el acero Inox. AISI 304L, además recordar que nuestro eje será sometido a torque constante y flexión completamente reversible (no existen fuerzas transversales aplicadas que causen flexión), el cual se realizara en base a los siguientes esquemas:

Figura 40.

Esquema de agitador ensamblado: paleta y eje (reforzado).



Nota: Elaboración propia.

Figura 41.

Ficha Técnica acero Inoxidable Redondo Liso.



Las barras redondas lisas laminadas en caliente (LAC), de acero inoxidable.

Calidad: AISI 304L
Largo: 6-6.2m

Normas: A276, A484, H9

Propiedades Mecánicas	Límite Elástico Min. (MPa)	667
	Prueba de Stress (MPa)	788
	Alargamiento (%)	36
	Dureza BHN	234

Nota: Extraído de **Aceros Arequipa**.

Motor del sistema de agitación. La forma como se transferirá potencia el sistema de agitación será por medio de un motor eléctrico, el cual cumplirá con nuestros requerimientos calculados previamente, el los cuales después de estimar fuerza requerida para la agitación se necesita un motor eléctrico de 11.75 HP considerando todo tipo de pérdidas existentes, además como nuestro impulsor de agitación solo requiere 20 rpm de velocidad angular, en base a nuestro reductor de velocidad tipo tornillo sinfín se necesita un motor con 900 rpm de velocidad angular y potencia de 15 HP. Posterior a la recolección de estos datos se seleccionó el siguiente modelo:

Figura 42.

Ficha Técnica de Motores para uso severo- SIMOTICS.

SD100

Motores para uso severo cumplen con los estándares de eficiencia Nema Premium®. Son ideales para aplicaciones bajo techo o a la intemperie en atmósferas de operación severas. Estos motores son ideales para aplicaciones en procesos químicos, la minería, en fundidoras, manejo de desperdicios y en la petroquímica.



Especificaciones técnicas

- 1 hasta 400 HP
- Factor de servicio de 1.15, a 40°C ambiente
- 2, 4, 6 y 8 polos
- Trifásicos, 60 Hz, 208-230/460 V hasta armazones 256T
- 230/460V a partir de armazón 284T hasta 405T
- 460 V en armazones 440
- Cumplen los siguientes estándares de eficiencia:
NOM-016-ENER 2010
NEMA Premium® efficiency
- Aislamiento clase F, elevación de temperatura Clase B @1.0 F.S.
- Diseño NEMA B, servicio continuo
- Protección equivalente a IP54
- Disponible en armazones desde 143T hasta S449
- Aptos para uso con variador de frecuencia (marcado en placa de datos):
Par variable 20:1
Par constante 4:1

Nota: Extraído del catálogo de **SIEMENS**.

Tabla 25.

Datos Técnicos Motores de Uso Severo - SIMOTICS.

HP	RPM	Voltaje	Armazón	Baleros	MLFB	Catálogo SAP	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso en Kg
5	1200	208-230/460	213T	Bolas	1LE23212AC114AA3	A7B10001014744	4,6	89,5	80
	900	208-230/460	215T	Bolas	1LE23212AD214AA3	A7B10001016460	4,8	85,5	73
	3600	208-230/460	184T	Bolas	1LE23211CA314AA3	A7B10001014742	6,0	88,5	59
	1800	208-230/460	184T	Bolas	1LE23211CB314AA3	A7B10001014743	6,9	89,5	61
	1200	208-230/460	215T	Bolas	1LE23212AC214AA3	A7B10001014747	6,6	89,5	87
7,5	900	208-230/460	254T	Bolas	1LE23212BD114AA3	A7B10001014750	8,5	86,5	113
	3600	208-230/460	213T	Bolas	1LE23212AA114AA3	A7B10001014745	9,0	89,5	100
	1800	208-230/460	213T	Bolas	1LE23212AB114AA3	A7B10001014746	10,0	91,7	93
	1200	208-230/460	254T	Bolas	1LE23212BC114AA3	A7B10001014751	10,5	91,0	173
	900	208-230/460	256T	Bolas	1LE23212BD214AA3	A7B10001014754	13,0	87,5	127
10	3600	208-230/460	215T	Bolas	1LE23212AA214AA3	A7B10001014748	11,5	90,2	99
	1800	208-230/460	215T	Bolas	1LE23212AB214AA3	A7B10001014749	13	91,7	97
	1200	208-230/460	256T	Bolas	1LE23212BC214AA3	A7B10001014755	13	91,0	175
	900	230/460	284T	Bolas	1LE23212CD116AA3	A7B10001016461	34	89,8	165
	15	3600	208-230/460	254T	Bolas	1LE23212BA114AA3	A7B10001014752	17,5	91,0
1800		208-230/460	254T	Bolas	1LE23212BB114AA3	A7B10001014753	19,5	92,4	139
1200		230/460	284T	Bolas	1LE23212CC116AA3	A7B10001014758	21,0	91,7	181
900		230/460	286T	Bolas	1LE23212CD216AA3	A7B10001015019	46,0	90,6	192
20		3600	208-230/460	256T	Bolas	1LE23212BA214AA3	A7B10001014756	23,0	91,0
	1800	208-230/460	256T	Bolas	1LE23212BB214AA3	A7B10001014757	26,0	93,0	163
	1200	230/460	286T	Bolas	1LE23212CC216AA3	A7B10001014761	27,0	91,7	211
	900	230/460	324T	Bolas	1LE23213AD116AA3	A7B10001016462	64,0	90,8	260

Nota: Extraído del catálogo de **SIEMENS**.

Cojinetes del sistema de transmisión. Para nuestros requerimientos las fuerzas actuantes no son únicamente radiales, existiendo fuerzas importantes de empuje axial, razón por la cual se reafirma el uso de cojinetes cónicos, se eligió un rodamiento de una marca comercial conocida en el mercado y que presta la garantía por lo cual se decidió por los cojinetes marca TIMKEN.

Desinando según sus catálogos cojinetes cónicos de una fila:

TSF: Interior – HH421246C, Exterior – HH421210.

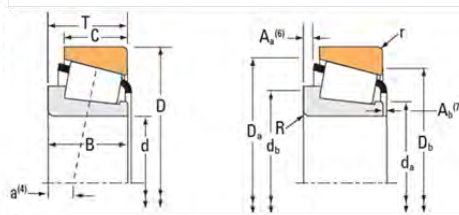
Rueda: Interior – 39250, Exterior – 39412.

Figura 43.

Ficha Técnica de Rodamientos Cónicos.

TS - SINGLE-ROW

This is the basic and the most widely used type of tapered roller bearing. It consists of the inner-ring assembly and the outer ring. It is usually fitted as one of an opposing pair. During equipment assembly, single-row bearings can be "set" to the required clearance (endplay) or preload condition to optimize performance.



Nota: Extraído del catálogo de **TIMKEN TAPERED ROLLER BEARING**.

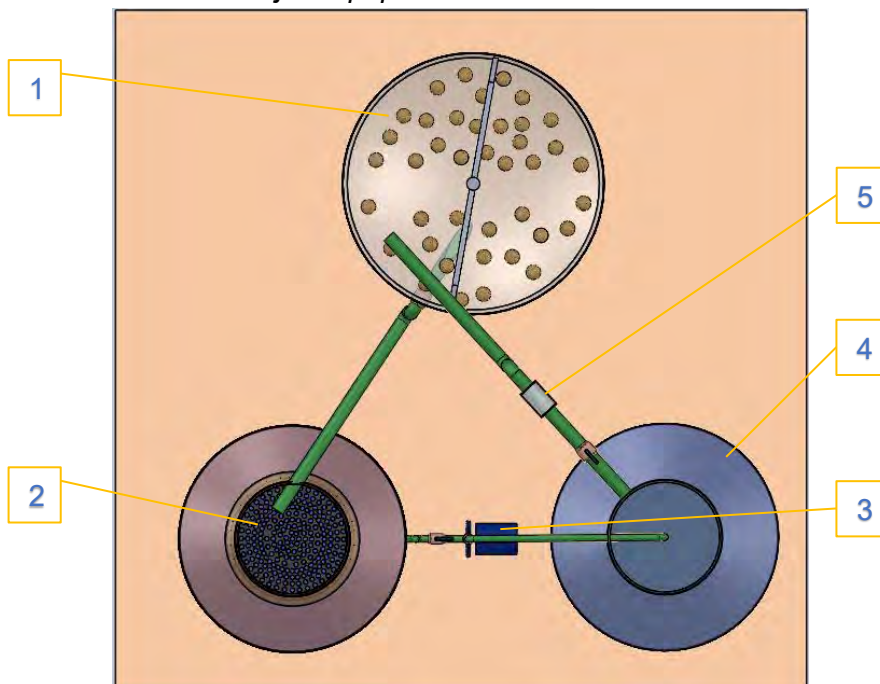
Selección de Componentes: Recirculación del Agua

Calculado anteriormente nuestro sistema de recirculación, seleccionaremos sus elementos principales según el orden del flujo de agua que recorrerá el sistema de forma que tengamos claro el régimen de trabajo de cada parte:

- 1) Tanque de Agitado.
- 2) Filtro/Tamiz Mecánico tipo malla.
- 3) Bomba Centrifuga.
- 4) Bio-filtro de arena y antracita.
- 5) Germicida UV.

Figura 44.

Esquema del sistema de remojo de papa.



Nota: Elaboración propia.

Filtro/tamiz mecánico

El agua del tanque de agitación tendrá que pasar por un proceso de filtración mecánico obligatorio como primer paso previo al tratamiento antes de recircularlo puesto que esta agua se transporta a un depósito estacionario donde que recién se impulsara por una bomba

centrifuga, para ello el agua debe estar con impurezas mínimas que no complementan su funcionamiento, por lo cual se decidió por un Tamiz A1704 \varnothing 400mm de abertura 0.05mm cambiabile según las siguientes imágenes:

Tabla 26.

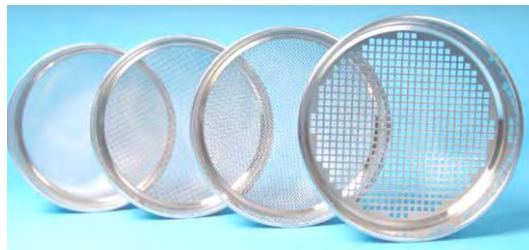
Datos Técnicos Tamices.

Abertura	ISO 3310/1	ASTM E-11	Diámetro del marco (mm) / Referencias							
			\varnothing 200	\varnothing 8"	\varnothing 250	\varnothing 300	\varnothing 12"	\varnothing 315	\varnothing 400	\varnothing 450
0,032 mm			A1100	A1200	A1300	A1400	A1500	A1600	A1700	A1800
0,038 mm	Nº 400		A1101	A1201	A1301	A1401	A1501	A1601	A1701	A1801
0,040 mm			A1102	A1202	A1302	A1402	A1502	A1602	A1702	A1802
0,045 mm	Nº 325		A1103	A1203	A1303	A1403	A1503	A1603	A1703	A1803
0,050 mm			A1104	A1204	A1304	A1404	A1504	A1604	A1704	A1804
0,053 mm	Nº 270		A1105	A1205	A1305	A1405	A1505	A1605	A1705	A1805
0,056 mm			A1106	A1206	A1306	A1406	A1506	A1606	A1706	A1806
0,063 mm	Nº 230		A1107	A1207	A1307	A1407	A1507	A1607	A1707	A1807

Nota: Extraído del catálogo PROETI.

Figura 45.

Filtros Tipo Tamiz Mecánico.



Nota: Extraído de FILTRA VIBRACION.

Figura 46.

Características Técnicas Tanques de Agua.

- Fabricados con PELDB (polietileno lineal de baja densidad) de color beige por fuera y blanco por dentro.
- Capacidades desde 400 L hasta 2 750 L.

Capacidades

Capacidad (L)	Garantía de por vida			Abastecimiento (personas)*
	Altura (m)	Diámetro (m)		
400	1,00	0,85		2
500 SLIM	1,55	0,70		2,5
500 FLAT	0,77	1,165		2,5
600	1,17	0,97		3
850	1,25	1,10		4,25
1 000 FLAT	0,89	1,56		5
1 100	1,48	1,10		5,5
2 750	1,80	1,50		13,75



TANQUE GDPV ESTÁNDAR

Nota: Extraído del catálogo ROTOPLAS.

Bomba centrífuga

Para que el agua filtrada por el filtro mecánico pueda ser transportada al bio-filtro, según nuestros cálculos previos requeriríamos una bomba con una potencia de 0.43 HP, puesto que este valor es mínimo seleccionaríamos el inmediato superior comercial que considerando nuestros cálculos trabajaría a nuestras necesidades ampliamente compensado todo tipo de perdidas sabiendo que requeriría un motor eléctrico de 0.602 HP, según las siguientes imágenes:

$$NPSH_{disponible} = 2.701 \text{ m ya calculado previamente.}$$

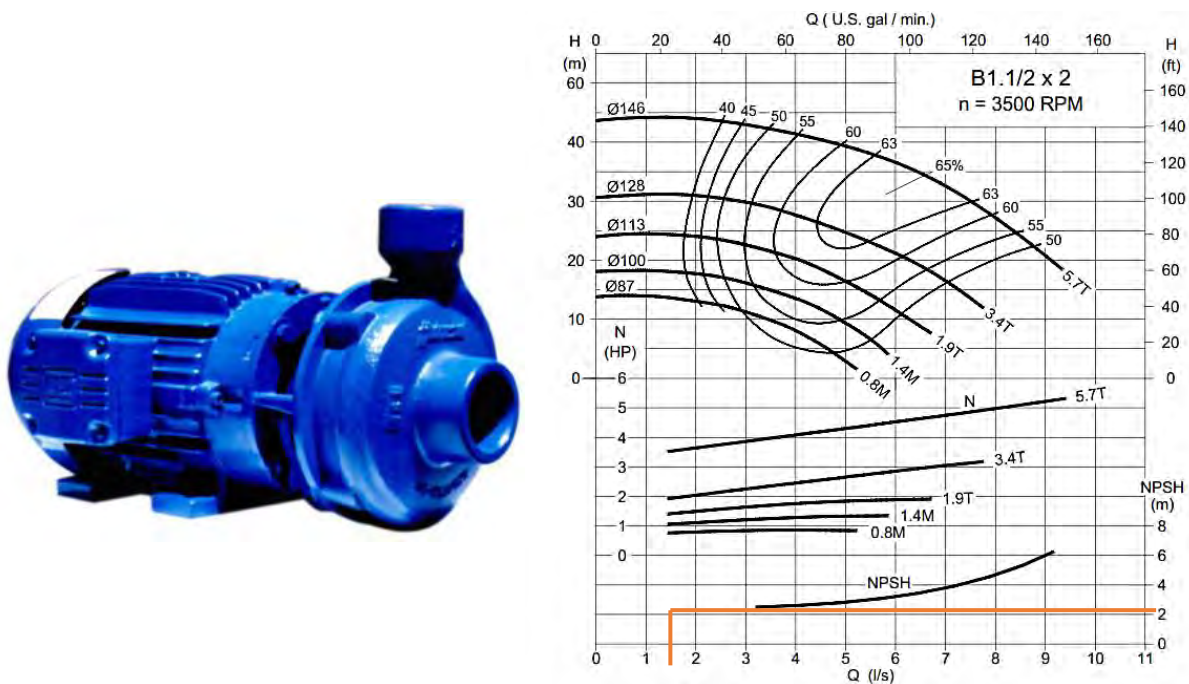
Para la elección de la bomba nos aseguraremos que el NPSH req cumpla la siguiente relación:

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{req}$$

Según el grafico el $NPSH_{req}$ será como máximo 2.5 m < 2.701 m si cumple!

Figura 47.

Bomba de Agua - determinación del $NPSH_{req}$.



Nota: Extraído de **BOMBAS HIDROSTAL**.

Tabla 27.

Datos Técnicos Bomba Centrífuga de Agua.

MODELO	DIAMETRO EJE (PULG.)		MOTOR		
	IMPULSOR	SELLO	F.S.	HP	FRAME
B1x1.1/2-3.4 T				3.4	NEMA F56H
B1.1/2x2-0.8 M				0.8	NEMA C56
B1.1/2x2-1.4 M	NF 7/16	5/8	1.0	1.4	NEMA D56
B1.1/2x2-1.9 T				1.9	
B1.1/2x2-3.4 T				3.4	NEMA F56H
B1.1/2x2-5.7 T	NF 7/8	1.1/8		5.7	IEC 100L
B1.1/2x2.1/2-1.4 M	NF 7/16	5/8		1.4	NEMA D56
B1.1/2x2.1/2-1.9 M				1.9	
B1.1/2x2.1/2-3.4 T				3.4	NEMA F56H
B1.1/2x2.1/2-5.7 T				5.7	IEC 100L
B1.1/2x2.1/2-8.6 T				8.6	IEC 112M

Nota: Extraído de **BOMBAS HIDROSTAL**.

Biofiltro

Este tipo de filtro de flujo ascendente está diseñado de forma que el agua pase por dos capas que asegurara que se alcance una Bioclarificación del agua del 98%, por ello la primera fase es de arena, posterior a la cual una capa de antracita, para el uso que estará destinado no se evaluó el uso de garnet ó granate el cual se utiliza más para lecho profundo.

Figura 48.

Material de Filtrado Antracita.



ANTRACITA NSF # 1 1/2 (0.85-0.95mm)
 Carbón mineral de calidad selecta
 Flujos de servicio altos.
 Estándar B100-96 AWWA.

Nota: Extraído del fabricante ANTHRACITE.

Figura 49.

Material de Filtrado Arena Cuarzosa/Silice.



Arena de filtrado 80
 Arena de cuarzo (0,4-0,8mm)
 Según EN 12904 y DIN 4924
 Pureza química excepcional: 96-99% SiO₂

Nota: Extraído del distribuidor KEMA.

Tabla 28.

Características Arena - Antracita.

Características:	Filtros lentos de arena	Filtros rápidos de arena	Filtros de alta tasa
Tasa de filtración	2-5 (<12 m/d)	120 m/d	180 – 480 m/d
Medio	Arena	Arena	Arena y Antracita
Distribución del medio	No estratificado	Estratificado: Fino a grueso	Estratificado: Grueso a fino
Duración carrera	20-60 días	12-36 horas	12-36 horas
Pérdida de carga	Inicial: 0.6 m. Final: 1.2 m.	Inicial: 0.3 m. Final: 2.4-3 m.	Inicial: 0.3 m. Final: 2.4-3 m.
Agua de lavado	No usa	2-4% del agua filtrada	6% del agua filtrada
Profundidad del medio	0.6-1.0 m.	0.60-0.75 m.	Antracita 0.4-0.6 m. Arena: 0.15-0.3 m.
Profundidad de grava	0.30 m.	0.30-0.45 m.	0.30-0.45 m.
Drenaje	Tubería perforada	Tubería perforada Falsos fondos	Tubería perforada Falsos fondos

Nota: Origen Desconocido.

Germicida UV

El efecto destructivo del UV sobre bacterias, hongos, virus y otros pequeños organismos están en función de la longitud de onda (λ), la más efectiva es de 2600 Å. A ambos lados de este valor la efectividad bactericida decae rápidamente (Koller, 1965). Según nuestros datos previamente calculados y en base a nuestro sistema se tiene el siguiente modelo comercial y ampliamente usado:

Tabla 29.

Características Equipo Germicida.

Modelo		VH200	VH410
Caudal	Servicio de Salud Pública de EE. UU. 16 mJ/cm ² con 95 % de transmisión de UV	16 gpm (60 lpm) (3,6 m ³ /h)	34 gpm (130 lpm) (7,8 m ³ /h)
	VIQUA estándar 30 mJ/cm ² con 95 % de transmisión de UV	9 gpm (34 lpm) (2,0 m ³ /h)	18 gpm (70 lpm) (4,2 m ³ /h)
	NSF/EPA 40 mJ/cm ² con el 95 % de transmisión UV	7 gpm (26 lpm) (1,6 m ³ /h)	14 gpm (54 lpm) (3,3 m ³ /h)
Dimensiones	Cámara	45 cm x 8,9 cm (17,8" x 3,5")	59,6 cm x 8,9 cm (23,5" x 3,5")
	Controlador de 100-250 V de CA	17,2 cm x 8,1 cm x 6,4 cm (6,8" x 3,2" x 2,5")	17,2 cm x 8,1 cm x 6,4 cm (6,8" x 3,2" x 2,5")
Tamaño del puerto de entrada/salida ^a		Combinado de FNPT de 3/4" MNPT de 1"	Combinado de FNPT de 3/4" MNPT de 1"
Peso del paquete		5,4 kg (12 lb)	7,7 kg (17 lb)
Eléctrico	Voltaje ²	120-240 V / 50/60 Hz	120-240 V / 50/60 Hz
	Corriente máxima	1,5 Amp	1,5 Amp
	Consumo de energía	35 W	60 W
	Vatios de la lámpara	25 W	46 W
	Tiempo total de funcionamiento	Sí	Sí
Presión máxima de funcionamiento		125 psi (861 kPa)	125 psi (861 kPa)
Presión mínima de funcionamiento		15 psi (103 kPa)	15 psi (103 kPa)
Temperatura del agua		2-40 °C (36-104 °F)	2-40 °C (36-104 °F)
Tipo de lámpara		Sterilume™-HO (alta potencia)	Sterilume™-HO (alta potencia)
Encendido visual		Sí	Sí
Fallo de lámpara audible		Sí	Sí



Nota: Extraído del catálogo Carbotecnia.

Tuberías y accesorios de agua

Las tuberías que, seleccionadas del sistema, nos aseguran facilidad de manipuleo en los tubos y conexiones, así como una elevada durabilidad y sobre todo un material relativamente nuevo en el mercado nacional, el cual es instalado por termo-fusión, de este modo el material utilizado será el polipropileno:

Tabla 30.

Tubos y Conectores PPR Fusion.

TUBERÍA PPCR-3 PN 16



Medida (mm)	e (mm)	De (mm)	L (mm)
20	2,8	20	5000
25	3,5	25	5000
32	4,4	32	5000
40	5,5	40	5000
50	6,9	50	5000
63	8,6	63	-
75	10,3	75	-
90	12,3	90	-

Nota: Extraído Grupo TIGRE – Tuberías y accesorios de agua.

Selección de Componentes: Secado de Papa

Intercambiador de calor

Se diseña el secador para uso de resistencias eléctricas, pues se requiere un calentamiento para un régimen continuo el cual se mantenga estable todo el tiempo de secado y asegurar la deshidratación de la papa uniforme, además este producto es sensible a los olores, dañando su calidad.

Para el cálculo de la potencia de la cámara se considera las siguientes variables:

- Temperatura de trabajo
- Dimensiones de la cámara
- Especificaciones del tipo de aislamiento

Estas variables influyen en la selección de los elementos constructivos de la cámara. Para este tipo de elemento nos decidiremos por calentadores con sección cuadrada según nuestra necesidad.

Existe amplia información sobre los sistemas de calentamiento de aire, así como también información para la selección de los equipos en función a los parámetros básicos, en ese sentido compararemos con los valores hallados en el capítulo anterior así también el flujo de aire requerido, por lo cual se tiene:

$$P = 0.349M_q \cdot \Delta^{\circ}T$$

Donde:

P: Potencia de equipo [W].

M_q: Flujo másico del aire [Kg/h].

Δ[°]T: Variación de temperatura [°C].

$$P = 0.349(583)(65 - 13.5)$$

$$P = 10.482 \text{ KW}$$

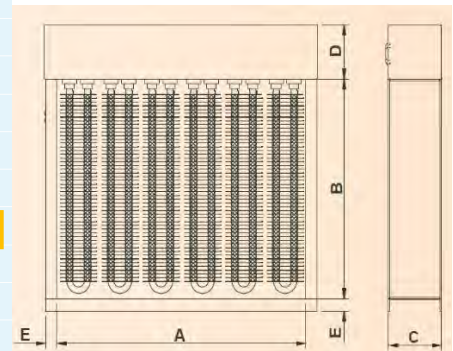
Este valor es calculado es un poco mayor al valor calculado inicialmente y definiendo posteriormente de esta forma se reafirma un equipo con una generación de calor de 12 KW, considerando un amplio margen de seguridad y la mayoría de las perdidas existentes.

Escogemos el modelo ALBAT12 que cumplirá con nuestros requerimientos:

Tabla 31.

Características de un Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas.

Código	Dimensiones en mm					Potencia	Nº varillas	Nº etapas
	A	B	C	D	E			
ALBAT3	200	400	50	75	25	3000	3	1
ALBAT6	200	400	75	75	25	6000	6	2
ALBAT3-2	450	400	50	75	25	3000	3	1
ALBAT6-2	450	400	75	75	25	6000	6	2
ALBAT9	450	400	75	75	25	9000	9	3
ALBAT12	450	400	100	75	25	12000	12	4
ALBAT15	450	400	100	75	25	15000	15	5
ALBAT18	450	400	100	75	25	18000	18	6
ALBAT21	450	400	100	75	25	21000	21	7
ALBAT24	450	400	100	75	25	24000	24	8



Nota: Extraído de **Brototermic- Componentes industriales e instrumentación.**

Ventilador axial

Con los valores obtenidos en el capítulo anterior para el requerimiento de flujo de aire en el sistema estudiado como se definió la velocidad del aire de secado es de 3 m/s, se sabe que la cámara de secado tendrá un área rectangular de 0.97m x 1.2m, con estos datos calculamos el flujo volumétrico:

$$Q_{aire} = v \times A$$

Donde:

Qa: Caudal de equipo [m³/s].

v: Velocidad del aire [m/s].

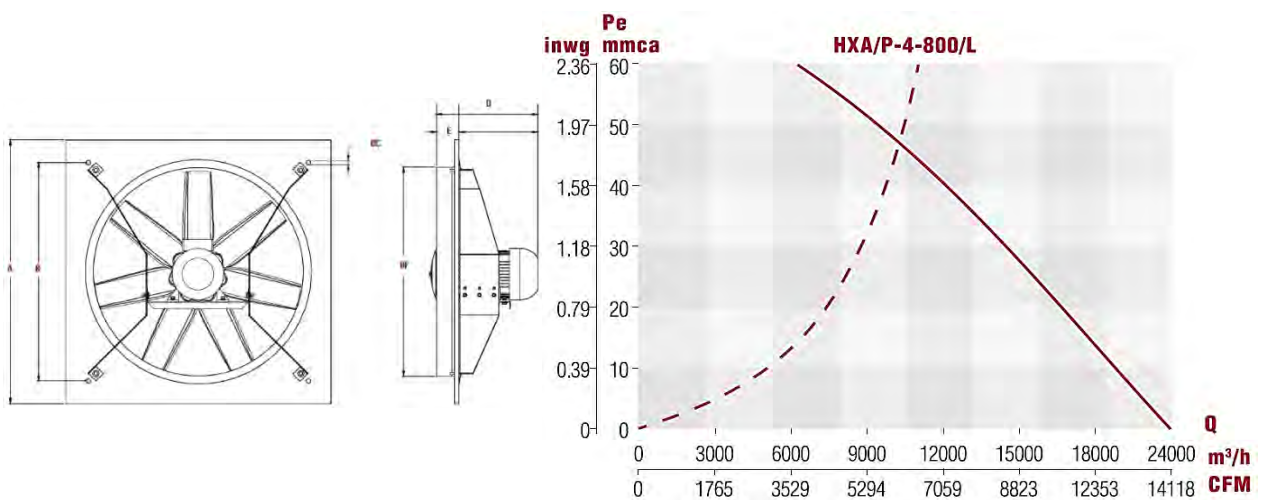
A: Área del Ventilador [m²].

$$Q_{aire} = 3 \times 1.2 \times 0.97 \rightarrow Q_{aire} = 3.492 \frac{m^3}{s}$$

Sabemos que debemos asegurar un flujo volumétrico de aire a una velocidad de 3 m/s, en la cámara de secado, por lo cual se requeriría 12752 m³/hr ó 7399 CFM lo cual cumpliría con nuestro requerimiento y el flujo de aire requerido, según las fórmulas y considerando posibles pérdidas para una presión de trabajo aproximada de 35 mmca, la selección del ventilador industrial se realiza analizando las curvas características de equipos se selecciona:

Figura 50.

Curva Característica de operación de un Ventilador Axial.



Nota: Extraído de Soler & Palau.

Tabla 32.

Características de un Ventilador Axial de Alta Eficiencia.

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m ³ /hr / CFM	Presión sonora dB (A)*	Peso aprox. kg
HXA/P-4-800/L0	1755	1 1/2	208 -230 / 460	4.5 - 4.06 / 2.03	14,500 / 8,529	73	38.2
HXA/P-4-800/L1	1760	2	208 -230 / 460	6.8 - 6.2 / 3.1	16,250 / 9,559	74	31.7
HXA/P-4-800/L	1765	3	208 -230 / 460	8.6 - 7.8 / 3.9	24,270 / 14,285	79	35

Nota: Extraído de Soler & Palau.

Aislamiento térmico

La cámara de secado en su interior estará a una temperatura de 65 °C al iniciar el proceso de secado, para mantener esta temperatura de trabajo es necesario aislar la cámara con el medio exterior por medio de un material aislante que proporciona una alta resistencia al

flujo de calor. La eficiencia del aislante depende de los siguientes factores: naturaleza, espesor, densidad y aplicación. Los más usados son la fibra de vidrio, el poliuretano, el poliestireno expandido y la lana de vidrio (lana mineral). Para la selección del material aislante se debe conocer las siguientes características básicas: la conductividad térmica, resistencia a la humedad, la resistencia la compresión Las características básicas.

Figura 51.

Ficha técnica Lana Mineral Technolite.

FICHA TÉCNICA DEL PRODUCTO*			
	TEST METHOD	TECHNOLITE EXTRA	TECHNOLITE OPTIMA
Conductividad térmica, λ_c , W/m · K	EN 12667	0.038	0.036
Absorción de agua a corto plazo, kg/m ²	EN 1609	<1	<1
Absorción de agua a largo plazo, kg/m ²	EN 12087	<3	<3
Transmisión del vapor, μ	EN 12086	1	1
Reacción al fuego, Euroclass	EN 13501-1	A1	A1
Resistencia a la compresión a 10 % de deformación, kPa	EN 826	0.5	0.5
Densidad, kg/m ³	EN 13162	30(±5)	35(±5)

PARÁMETROS LOGÍSTICOS		
Largo, mm	1200	600
Ancho, mm	1200	600
Espesor, mm	50	100

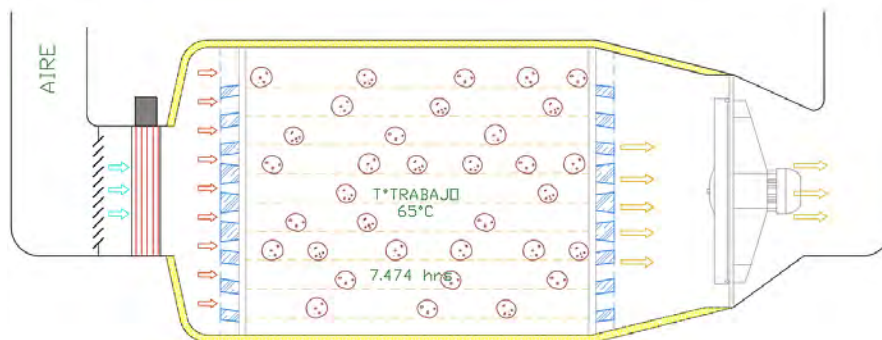


Nota: Extraído Lana de Roca TechnoNicol.

Por lo cual para nuestras necesidades requeriríamos para el recubrimiento exterior plancha LAF calibre 18 (1.15 mm), en medio lana mineral (fibra de vidrio) de e=10 cm y para el recubrimiento interior plancha de acero inox. A304 en un calibre 20 (0.85 mm):

Figura 52.

Forma final de cámara de secado.



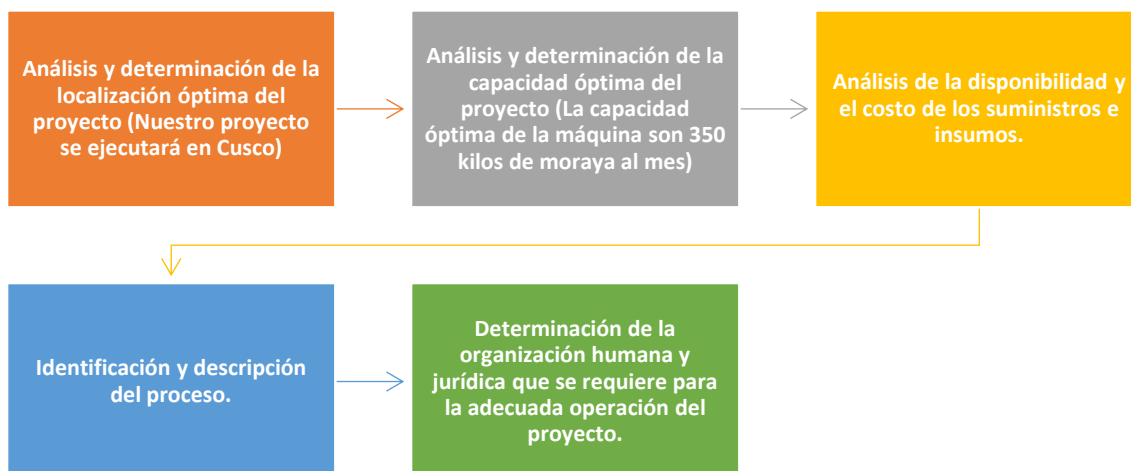
Nota: Elaboración Propia.

Análisis Económico

En este capítulo, se realiza los cálculos financieros para determinar la viabilidad del proyecto; estrictamente si es factible o no para una inversión; este proyecto tiene por objeto su rentabilidad económica; pero también tiene una importancia social, de tal manera que asegure resolver un proceso productivo en forma eficiente, segura y rentable. De esta manera podremos asignar los recursos necesarios para la mejor alternativa. En este capítulo se realizan los cálculos estimados para la construcción de los equipos para la elaboración de moraya; para la elaboración de las acciones propuestas se utilizan modelos simplificados de valorización de los componentes necesarios; de tal forma que permite hacer un presupuesto razonable. Así mismo, nuestro proyecto tiene un coste de investigación y de ejecución. Se tendrán en cuenta las horas invertidas en él, así como la utilización de los materiales, involucrados en el equipamiento del módulo.

Estudio Técnico

Se evalúa y comprueba la posibilidad técnica de la elaboración del producto que se pretende, determinar todos componentes ya sea de equipos, el área de trabajo, la zona geográfica y la organización óptimos requeridos para realizar la producción.



Proceso de preparación y evaluación

La parte de la investigación del proyecto ha sido de 300 horas divididas en diferentes tareas y 240 horas en la ejecución del proyecto. Se ha dedicado más tiempo a la primera parte debido a que es fundamental para calcular la viabilidad el proyecto. El precio por hora atribuido al trabajo de investigación es de 17.00 soles.

Tabla 33.
Costos Trabajo de Investigación.

Trabajo de Investigación	Tiempo (Horas)	Precio Unitario (S/. por Hora)	Costo Final (S/.)
Investigación	45	S/. 17.00	S/. 765.00
Búsqueda de información	12	S/. 17.00	S/. 204.00
Interpretación del problema	5	S/. 17.00	S/. 85.00
Cálculos	72	S/. 17.00	S/. 1,224.00
Normalización	4	S/. 17.00	S/. 68.00
Planos	8	S/. 17.00	S/. 136.00
Documentación	114	S/. 17.00	S/. 1,938.00
Análisis de resultados	40	S/. 17.00	S/. 680.00
	300	Total	S/. 5,100.00

Nota: Elaboración Propia.

El trabajo de ejecución se refiere al montaje, instalación y puesta en funcionamiento:

Tabla 34.
Costos de Trabajos en la Ejecución.

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	P/U	SUB TOTAL	
1	SISTEMA DE REFRIGERACION					
1.1	PANEL FRIGORIFICO, Poliuretano Tipo Sandwich 80mm	m2	13.52	S/	40.00	S/ 540.80
1.2	REFRIGERANTE, R-404	Kg	3	S/	30.28	S/ 90.84
1.3	COMPRESOR, 2HES-1 Y BITZER Semi-hermetico de piston 1CV	und	1	S/	2,800.00	S/ 2,800.00
1.4	CONDENSADOR, MDF-NF-1024 ITARCON Capacidad 1.9 KW	und	1	S/	1,500.00	S/ 1,500.00
1.5	EVAPORADOR, BJC-NF-1225 ITARCON Capacidad 1.364 KW	und	1	S/	1,320.00	S/ 1,320.00
1.6	VALVULA DE EXPANSION	und	1	S/	250.00	S/ 250.00
1.7	ACUMULADOR DE ASPIRACION	und	1	S/	120.00	S/ 120.00
1.8	PRESOSTATOS	und	1	S/	115.00	S/ 115.00

1.9	FILTRO DE LIQUIDO ANTIHUMEDAD, ANTIACIDO	und	1	S/	58.00	S/	58.00
1.10	REGISTRADOR DE TEMPERATURA	und	1	S/	190.00	S/	190.00
1.11	VALVULA EQUILIBRADORA DE PRESIONES	und	1	S/	244.00	S/	244.00
1.12	OTROS ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS	glb	1	S/	300.00	S/	300.00
1.11	ESTRUCTURA METALICA	Glb	1	S/	800.00	S/	800.00
2	SISTEMA DE REMOJO						
2.1	TANQUE DE AGITACION, \varnothing 1.4m H=1.4m E=1/8" (3mm) ACERO INOX. AISI 304	und	1	S/	7,500.00	S/	7,500.00
2.2	PALETA DE AGITACION,	und	1	S/	1,600.00	S/	1,600.00
2.3	MOTOR ELECTRICO, 20HP 900RPM	und	1	S/	15,750.00	S/	15,750.00
2.4	COJINETES	glb	1	S/	300.00	S/	300.00
2.5	TORNILLO SIN-FIN	und	1	S/	200.00	S/	200.00
2.6	OTROS ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS	glb	1	S/	200.00	S/	200.00
3	SISTEMA DE RECIRCULACION						
3.1	FILTRO MECANICO, Tamiz Metálico Inox. A1704 \varnothing 400mm 0.05mm apertura	glb	1	S/	80.00	S/	80.00
3.2	TANQUE DE AGUA, 750 l	und	1	S/	500.00	S/	500.00
3.3	BOMBA CENTRIFUGA, 05. HP	und	1	S/	250.00	S/	250.00
3.4	BIOFILTRO, Arena Cuarzosa: 0.95 mm porosidad: 0.4, Antracita: 3 – 5 mm	glb	1	S/	300.00	S/	300.00
3.5	GERMICIDA UV	und	1	S/	1,924.00	S/	1,924.00
3.6	TUBERIAS Y ACCESORIOS	glb	1	S/	500.00	S/	500.00
3.7	OTROS ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS	glb	1	S/	500.00	S/	500.00
4	SISTEMA DE SECADO						
4.1	INTERCAMBIADOR DE CALOR, Resistencias Electricas ALBAT18 (18KW)	und	1	S/	3,450.00	S/	3,450.00
4.2	VENTILADOR CENTRIFUGO, 3HP 6100 CFM	und	1	S/	2,449.00	S/	2,449.00
4.3	AISLAMIENTO TERMICO, Panel sandich Interio Fibra de Vidrio E=15cm	glb	1	S/	480.00	S/	480.00
4.4	ESTRUCTURA METALICA	glb	1	S/	600.00	S/	600.00
4.5	OTROS ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS	glb	1	S/	500.00	S/	500.00
5	MANO DE OBRA INSTACION Y PUESTA EN MARCHA	glb	1	S/	10,000.00	S/	10,000.00
6	GASTOS GENERALES	glb	1	S/	3,000.00	S/	3,000.00
TOTAL						S/	55,411.64

Nota: Elaboración Propia.

Presupuesto General

El presupuesto general es la suma del presupuesto de Investigación y el de Ejecución.

Tabla 35.

Capital requerido para la inversión.

Presupuesto	Monto (s/)
Investigación	S/ 5,100
Ejecución	S/ 55,412
Costo Total	S/ 60,512

Nota: Elaboración Propia.

El presupuesto asciende a sesenta mil quinientos doce con 00/100 soles.

Viabilidad Financiera

El estudio de la viabilidad financiera tiene como objetivo ver si existen los suficientes recursos para financiar los gastos e inversiones que implica la puesta en marcha y operación del proyecto.

Los proyectos con fines sociales no siempre son rentables; pues están enfocados a mejorar los ingresos y por consiguiente la calidad de vida de la población objetiva. Para ello debemos buscar las fuentes de financiamiento más accesibles para nuestro proyecto que podrán ser: Organismos no Gubernamentales, Proyectos Sociales del Estado, Municipalidades, u otras fuentes externas.

Valor actual neto

El VAN es un indicador financiero que mide los flujos de los futuros ingresos y egresos que tendrá el proyecto para determinar, si luego de descontar la inversión inicial, nos quedaría alguna ganancia. Si el resultado es positivo el proyecto es viable.

Se utiliza para la valoración de distintas opciones de inversión. Ya que calculando el VAN de distintas inversiones vamos a conocer con cuál de ellas vamos a obtener una mayor ganancia.

Entonces para hallar el VAN se necesitan:

- Tamaño de la inversión.
- Flujo de caja neto proyectado.
- Tasa de descuento.

La fórmula que nos permite calcular el Valor Actual Neto es:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

V_t representa los flujos de caja en cada periodo t .

I_0 es el valor del desembolso inicial de la inversión.

n es el número de periodos considerado.

k es el tipo de interés.

Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno o tasa de rentabilidad (TIR) de una inversión es la media geométrica de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, es la tasa de descuento que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para “reinvertir”. En términos simples, diversos autores la conceptualizan como la tasa de descuento con la que el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero.

Entonces para hallar la TIR se necesitan:

- Tamaño de la inversión.
- Flujo de caja neto proyectado.

La fórmula que nos permite calcular la Tasa Interna de Retorno es:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} - I = 0$$

Donde:

F_t es el Flujo de Caja en el periodo t .

n es el número de periodos.

I es el valor de la inversión inicial.

Análisis Económico del Proyecto

Se analiza los costos unitarios involucrados directamente en el proyecto y los precios a los que van a ser vendidos al cliente final

A continuación, se explica a detalle en un cuadro los costos unitarios:

Tabla 36.

Costos Unitarios en el Desarrollo de Actividades.

Proceso de 7 días → 88 Kg de Moraya

Costos Directos de Materiales					
Ítem	Descripción	Und.	Cant.	P/U	Sub-Total
1	Papa amarga	Kg	250	S/. 0.90	S/. 225.00
2	Agua (4 meses)	m ³	1100	S/. 4.12	S/. 283.25
				Total	S/. 508.25
Costos Directos de Trabajo					
Ítem	Descripción	H-H	Valor H-H	Sub-Total	
1	Operario	56	S/. 4.16	S/. 232.96	
				Total	S/. 232.96
Consumo Eléctrico de los Equipos (S/ 0.675/KW)					
Ítem	Descripción	Consumo	P. Bachada	Sub-Total (KW-Hr)	Sub-Total (S/.)
1	Compresor	0.742KW	7	5.19	S/. 3.51
2	Condensador	0.760KW	7	5.32	S/. 3.59
3	Evaporador	0.140KW	7	0.98	S/. 0.66
4	Motor agitador	11.350KW	30	340.50	S/. 229.84
5	Motor bomba	0.372KW	2.5	0.93	S/. 0.63
6	Germicida UV	0.230KW	2.5	0.58	S/. 0.39
7	Resistencias eléctricas	18KW	6.24	112.32	S/. 75.82
8	Ventilador Centrifugo	2.237KW	6.24	13.96	S/. 9.42
				Total	S/. 323.85

Nota: Elaboración Propia.

Cálculo del Valor Actual Neto (VAN) y Tasa Interna de Retorno (TIR)

Tabla 37.

Análisis VAN y TIR.

INVERSIÓN INICIAL S/ 60,512.00

Ingresos Mensuales												
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC
88 kg semanales	352	352	352	352	352	352	352	352	352	352	352	352
Precio kilo	S/ 18.00	S/ 18.00	S/ 18.00	S/ 15.00	S/ 15.00	S/ 15.00	S/ 15.00	S/ 15.00	S/ 15.00	S/ 18.00	S/ 18.00	S/ 18.00
	S/ 6,336	S/ 6,336	S/ 6,336	S/ 5,280	S/ 5,280	S/ 5,280	S/ 5,280	S/ 5,280	S/ 5,280	S/ 6,336	S/ 6,336	S/ 6,336
Egresos Mensuales												
250 kilos de papa x 4 semanas	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Precio kilo	S/ 1.20	S/ 1.20	S/ 1.20	S/ 1.00	S/ 1.00	S/ 1.00	S/ 1.00	S/ 1.00	S/ 1.00	S/ 1.20	S/ 1.20	S/ 1.20
	S/ 1,200	S/ 1,200	S/ 1,200	S/ 1,000	S/ 1,000	S/ 1,000	S/ 1,000	S/ 1,000	S/ 1,000	S/ 1,200	S/ 1,200	S/ 1,200
Otros	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260	S/ 4,260
Total	S/ 5,460	S/ 5,460	S/ 5,460	S/ 5,260	S/ 5,260	S/ 5,260	S/ 5,260	S/ 5,260	S/ 5,260	S/ 5,460	S/ 5,460	S/ 5,460
Flujo de Ingresos												
	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030					
Ingresos		S/ 69,696	S/ 76,666	S/ 84,332	S/ 92,765	S/ 102,042	S/ 112,246					
Egresos	-S/ 60,512	S/ 64,320	S/ 67,536	S/ 70,913	S/ 74,458	S/ 78,181	S/ 82,090					
	-S/ 60,512	S/ 5,376	S/ 9,130	S/ 13,419	S/ 18,307	S/ 23,861	S/ 30,156					
Tasa de interes	9%	VAN		S/8,187.32			TIR	13%				

Nota: Elaboración Propia

Matriz de Consistencia

Tabla 38.

Matriz de consistencia.

“Diseño de un Congelador, un Agitador con un Sistema de Recirculación de Agua y una Secadora para la Producción de 350 Kg de Moraya al Mes”

Problemas		Objetivos	Hipótesis	Variables
Problema General:	Objetivo General:	Hipótesis General:		
¿Sera viable diseñar un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora para producir 350 Kg de Moraya al mes?	Diseñar un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora para la producción de 350 Kg de Moraya al mes.	Con el diseño de un congelador, un agitador con un sistema de recirculación de agua y una secadora se procesará Moraya a razón de 350 Kg al mes y optimizará el procesamiento.		
Problemas Específicos:	Objetivos Específicos:	Hipótesis Específicas:		
¿Como podemos replicar las condiciones medio ambientales requeridas para la congelación de la papa?	Diseñar una máquina de congelación para papa.	El diseño de una máquina de congelación mejorará el congelamiento de la papa sin depender de factores externos.	Independientes	<ul style="list-style-type: none"> • Cantidad de papa al ingreso del sistema. • Humedad interna del producto deshidratado moraya.
¿Qué se puede hacer para mejorar el remojo y descascarado de las papas sin utilizar grandes cantidades de agua?	Diseñar una maquina agitadora con un sistema de reutilización de agua.	El diseño de la máquina agitadora mejorará la extracción de los glico-alcaloides, reducirá los tiempos de remojo y se ahorrará en el consumo de agua.		
¿Como podemos mejorar la deshidratación de las papas procesadas por secado solar?	Diseñar una máquina de secado para papa.	El diseño de una máquina de secado mejorará el proceso de deshidratación de la papa sin depender de la radiación solar.	Dependientes	<ul style="list-style-type: none"> • Cantidad de moraya a la salida del sistema. • Dimensionamiento de las máquinas. • Parámetros de diseño de las máquinas.
¿Como aprovechar mejor la producción y uso de materiales en los procesos propuestos?	Seleccionar materiales y equipos adecuados para el sistema calculado.	Una óptima selección de equipos y materiales optimizara el procesamiento en conjunto y la calidad del producto.		
¿Como evaluar económicamente si el proyecto propuesto es redituable?	Realizar un estudio económico, evaluando los costos directos y costos variables de procesamiento.	Con un análisis económico se estudiará si es redituable en el tiempo nuestro procesamiento propuesto.		

Nota: Elaboración Propia.

Conclusiones

- ✓ Se logró investigar, identificar y determinar los distintos aspectos de las operaciones del ciclo de refrigeración por compresión de vapor concluyendo que contara con los siguientes elementos: el refrigerante R404 con un COP de 4 para una carga térmica de 4.36 KW con una temperatura de evaporación de -22.5°C y temperatura de condensación de 28.5°C .
- ✓ Se concluye con el diseño del equipo de agitación con un tanque de espesor 1.5mm además de una paleta tipo ancla de baja velocidad 20 RPM para una potencia de 15 HP con un diámetro de eje $\varnothing 2-1/2''$ y un sistema de transmisión tipo Tornillo Sinfin de diámetro $\varnothing 5.5''$ del piñón y $\varnothing 21.486''$ de la rueda. Para aprovechar los 1166 litros de agua del remojo al máximo se optó por un sistema cerrado de recirculación que inicia con un filtrado mecánico para posteriormente ser impulsado por una bomba de 0.8 HP hacia el filtro biológico compuesto por arena y antracita después del cual pasa por un germicida UV antes de regresar al tanque de agitación el agua atraviesa por tuberías de $\varnothing 32\text{mm}$ y $\varnothing 63\text{mm}$.
- ✓ El método de secado será por un sistema de secado por aire caliente para posibilitar el deshidratado el flujo de calor requerido será de 9 KW será el necesario para evaporar 93.31 Kg de agua en 9.409 horas deshidratando la papa hasta el 15% de humedad que es la humedad de la moraya deseada.
- ✓ Se reafirma que bajo las condiciones de diseño calculadas la cantidad de papas necesarias para la producción de 350 Kg de moraya es aproximadamente de 1000 kg (01 Tonelada), concluyendo con la selección de materiales y maquinas existentes que repliquen condiciones similares de procesamiento artesanal, como fin la obtención de papa deshidratada o almidón es viable la selección de equipos comerciales en base al cálculo

previo de las máquinas, posibilitando la idea de industrializar el procesamiento de la papa obteniendo como producto final de moraya.

- ✓ Se concluye que, si es viable una inversión económica en este proyecto, pero de largo plazo puesto que en 6 años recién se tendrían ganancias efectivas, para este periodo de tiempo consideramos una tasa de interés del 9% bajo esta tasa obtenemos un VAN de S/ 8,187.32 lo cual indicaría que, si es rentable, además el TIR resultante nos resulta 13% que es una tasa de interés competitiva dentro del mercado económico.

Recomendaciones

- ✓ Se debe continuar con el desarrollo e investigaciones en los productos alimentarios locales de la región y la forma de industrializar el sector realzando y fomentando el valor agregado del producto, pensando en un futuro más tecnológico y ecológicamente desarrollado.
- ✓ Se recomienda para el congelamiento el uso de un túnel de congelación, que podría reducir tiempos de congelación, pero con ciertas variaciones de forma adecuadas a los parámetros requeridos, sin embargo se observa que podrían observarse variaciones biológicas dentro del tubérculo generando cambios en el sabor, forma, textura final de la moraya, se recomienda investigar este punto en un laboratorio especializado.
- ✓ El remojo es un proceso que deja varias interrogantes en la parte biológica de la papa, por lo cual se recomienda profundizar las bases teóricas de la rama biológica, además de proyectarse a un sistema más creativo y eficiente capaz de reducir los tiempos de remojo y descascarado.
- ✓ Se recomienda para la fase de la deshidratación mejorar la velocidad del aire de manera que se aumente progresivamente este parámetro para reducir tiempos de secado.
- ✓ Pensando en la forma de industrializar el producto dándole un valor agregado extra como harina de moraya y/o productos derivados similares, además se recomienda que el proceso se someta a un análisis de la parte de ingeniería electrónica en un esfuerzo de automatizar el proceso.

Bibliografía

- A. Cengel, Yunus., & A. Boles, M. - TERMODINÁMICA (Octava ed.). McGrawHill - 2015.
- Aguilar, T. N. – “ESTUDIO DE PRE FACTIBILIDAD PARA LA INSTALACIÓN DE UNA PLANTA PROCESADORA DE PAPA (*SOLANUM TUBEROSUM*) PARA LA PRODUCCIÓN DE PAPA SECA EN LA PROVINCIA DE SANTIAGO DE CHUCO” - La Libertad. Universidad Cesar Vallejo. Trujillo. – 2012.
- Angeles Ch., P. - AGITADOR TIPO ANCLA. *Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Ingeniería Química e Industrias Alimentarias, Lambayeque* – 2017.
- Antonio Quispe Condemayta – “PROYECTO DE INSTALACION DE UNA PLANTA DESHIDRATADORA DE PAPAS PARA LA ELABORACION INDUSTRIAL DE MORAYA” (Tesis de Grado) Ingeniero Químico, UNSAAC, Facultad de Ciencias Químicas– 1967.
- American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers (ASHRAE). (2006). Handbook of refrigeration CHAPTER 13. SI edition.
- INDECOPI - “TUBÉRCULOS PROCESADOS. Papa deshidratada. Tunta. Requisitos y definiciones - NTP 011.400”. MINISTERIO DE LA PRODUCCION, LIMA, PERÚ– 2007.
- INDECOPI – “PAPA. Definiciones y Requisitos - NTP 011.119”. MINISTERIO DE AGRICULTURA, LIMA, PERÚ - 2010.
- C. Fonseca, E. Huarachi, M. Ordinola – “UNA EXPERIENCIA DE INNOVACIÓN TECNOLÓGICA Y DIFUSIÓN EN LA PRODUCCIÓN ARTESANAL DE LA PAPA DESHIDRATADA: TUNTA” – 2011.
- Cristina Fonseca, Eddy Huarachi, William Chura y George Cotrado – “GUÍA DE LAS BUENAS PRÁCTICAS DE PROCESAMIENTO PARA LA PRODUCCIÓN ARTESANAL DE LA TUNTA” *Cuenca del río Ilave Puno, Perú* – 2008.
- DELLA ROCCA, P. y MASCHERONI, R. “*Deshidratación de papas por métodos combinados de secado: deshidratación osmótica, secado por microondas y convección con aire caliente*” *Proyecciones*, Vol 9 N°2, 2011. Buenos Aires, FRBA- Argentina.

Edgar Ñaupa Choquemamani – “EFECTO DE LA LIOFILIZACIÓN EN LAS PROPIEDADES FÍSICO-SENSORIALES DE LA TUNTA” (Tesis de Grado) Ingeniero Agroindustrial, UNA, Facultad de Ciencias Agrarias – 2010.

Fiestas U., J., Jiménez E., M., & Lizárraga Z., B. - ESTUDIO EXPERIMENTAL PARA EL DISEÑO Y EVALUACION DE UN SECADOR DE BANDEJAS MOVIL. Articulo Cientifico, Universidad Nacional José Faustino Sanchez Carrión, Huacho – Perú - 2013.

Galeano Vargas, D. A. - PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRATAMIENTO, RECIRCULACION DE AGUA Y RECUPERACION DE LODO RESIDUAL PROVENIENTE DE UN PROCESO DE LAVADO DE PAPA (*Solanum Tuberosum*) CASO DE ESTUDIO PLANTA PROVIMERCADO. UNIVERSIDAD EL BOSQUE, Ingeniería Ambiental, Bogotá - 2019.

HIDROSTAL – *“MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE BOMBAS”* – 2000.

Hugo Oswaldo Ramos Inca Roca – “COMPORTAMIENTO DE DIEZ VARIEDADES MEJORADAS DE PAPA (*Solanum sp.*) EN LA ELABORACION DE MORAYA EN EL CENTRO EXPERIMENTAL LA RAYA” (Tesis de Grado) Ingeniero Agrónomo, UNSAAC, Facultad de Agronomía y Zootecnia – 2002.

J. Geankoplis, C. - PROCESOS DE TRANSPORTE Y OPERACIONES UNITARIAS. MÉXICO: COMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL S.A. – 1998.

McCabe, W. L., Smith, J. C., & Harriot, P. OPERACIONES UNITARIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA (Séptima ed.). México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A.- 2007.

Pacheco del Castillo, Miguel Angel - "ELABORACION DE CHUÑO Y MORAYA" INIA - 1993.

Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett – *“DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY”* McGraw-Hill Novena ed.– 2012.

P. Beer, Johnston Jr., DeWolf John T., Mazurek David F. – “MÉCANICA DE MATERIALES” McGraw-Hill Séptima ed. – 2017.

Shan K. Wang – “ASHRAE HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION” Second Edition McGraw Hill – 2000.

Siche Jara, R., Rodriguez Galarreta, H., & Arteaga Miñano, H. OPTIMIZACION DEL SECADO DE PAPA (SOLANUM TUBEROSUM) VARIEDAD CANCHAN UTILIZANDO UN SECADOR QUE OPERA CON BRIQUETAS DE CARBON ANTRACITA. Lima - Perú. Guzlop – Editoras - 2012.

Sun X, Jin X, Fu N, Chen X – “Effects of different pretreatment methods on the drying characteristics and quality of potatoes” *Food Sci Nutr.* 8: 5767–5775.
<https://doi.org/10.1002/fsn3.1579> - 2020

Vilma Ernestina Romero Garavito – “DESHIDRATACIÓN DE LA PAPA (Solanum tuberosum) DE DESCARTE DEL MERCADO MAYORISTA DE PIURA PARA LA OBTENCIÓN DE PAPA SECA PARA USO ALIMENTICIO” (Tesis de Grado) Ingeniero Agroindustrial, UNP, Facultad de Ingeniería Industrial – 2019.

Yunus A. Cengel - “TRANSFERENCIA DE CALOR 2DA ED”., McGraw Hill Interamericana Editores México – 2007.

Bibliografía Páginas Web Consultadas

ACCIONA. (2020). acciona BUSINESS AS UNUSUAL. Recuperado el 21 de Marzo de 2024, de https://www.acciona.com/es/tratamiento-de-agua/depuracion/?_adin=02021864894

BIOPLAST DEPURACION. (2024). Bioplast Depuración. Recuperado el 22 de marzo de 2024, de <http://www.bioplastdepuracion.com/index.php?s=noticia&n=63>

LEISA. (2004). Chuño blanco, ‘tunta’ o ‘moraya’: un proceso natural de conservación. Recuperado el 14 de octubre de 2022, de Leisa Revista Agroecologica: <https://www.leisa-al.org/web/index.php/volumen-20-numero-3/2094-chuno-blanco>

Ministerio del Ambiente. (2024). Senamhi. Recuperado el 27 de marzo de 2024, de <https://www.senamhi.gob.pe/main.php?dp=puno&p=estaciones>

Ospino Martinez, A. *UNIVERSO REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN*. (BLOGSPOT, Editor) Recuperado el 2024, de <https://antonioospino.blogspot.com/2024/01/modulo-refrigeracion-por-compresion-de.html>

Selección y dimensionamiento de las unidades de tratamiento de agua para un sistema de recirculación en el liceo técnico profesional Dr. Rigoberto Iglesias Bastías de Lebu
Marcel Alexis Huerta Bórquez http://opac.pucv.cl/pucv_txt/txt-2500/UCC2844_01.pdf

Optimización del secado de papa (solanum tuberosum) variedad canchán utilizando un secador que opera con briquetas de carbón antracita (Raúl Benito) -
<https://docplayer.es/88436095-Optimizacion-del-secado-de-papa-solanum-tuberosum-variedad-canchan-utilizando-un-secador-que-opera-con-briquetas-de-carbon-antracita-raul-benito.html>

Ministerio de desarrollo agrario y riego

<https://www.midagri.gob.pe/portal/25-sector-agrario/papa/207-papa>

INTARCON Calcooling (Calculadora de Condensador y evaporador) -

<https://intarcon.calcooling.com/#evaporator>

ZOOTECNIA Domestica (Acuarios y Terrarios) Filtración Mecánica, Química y Biológica -

<http://www.zootecniadomestica.com/filtracion-mecanica-quimica-y-biologica/>

Herramientas de Ingeniería, Psicométricos, Carta Psicométrica -

<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>

HUURRE Ficha Técnica Panel Frigorífico HI-F – <https://www.huurreiberica.com>

CHEMOURS Freon™ 404^a - <https://www.freon.com/es/products/refrigerants/r404a>

SIEMENS Catalogo de Motores 2013 – <https://www.siemens.com.mx/industria>

FERMET Planchas y Bobinas de Acero Inoxidable - <https://www.fermetsac.com>

TIMKEN TAPERED ROLLER BEARING CATALOG – <https://www.timken.com/catalogs>

Ficha de Productos TIGRE PPR FUSION - <https://www.tigre.pe/>

IES Estelas de Cantabria DIAGRAMA DE MOLLIER -

<https://dokumen.tips/documents/diagrama-de-mollier-y-equipos-trmicos-ies-estelas-de-cantabria-lneas-del-diagrama.html>

GASSERVEI R-404A - www.gas-servei.com

Acero Inoxidable A304 (Carbone Stainless Steel) -

<https://www.empresascarbone.com/en/products/industrial-stainless-steel/>

FiltraVibración Tamices Zarandas - <http://filtra.com/tamices-zarandas/>

Aísla Perú (Aislamientos Térmicos y Acústicos) – <http://www.aislaperu.com>

Brototermic (Resistencias Eléctricas Calefactoras) – <http://www.brototermic.com>

AUTMIX FLOW - Sistemas de agitación y mezcla industrial - <https://autmix.com/autmix-flow>

EMERSON - COMMERCIAL & RESIDENTIAL SOLUTIONS -

www.climate.emerson.com/es-es

SOLER&PALAU – Ventilation Group – www.solerpalu.mx

CARBOTECNIA – Tratamiento de Agua - <https://www.carbotecnia.info/categoria-productos/desinfeccion/lamparas-ultravioleta-uv/>

TechnoNicol –Impermeabilizaciones y Aislamientos - www.tniberia.com

Anexos

Ensayo Experimental

Los objetivos perseguidos en estos ensayos serán los siguientes:

- ✓ Comprobación de datos reales en la evaluación de nuestros cálculos.
- ✓ Obtención de resultados sobre el enfriamiento.
- ✓ Obtención de resultados sobre el remojo.
- ✓ Obtención de resultados sobre el agitado y descascarado.
- ✓ Obtención de resultados sobre el secado.
- ✓ Comparación de resultados experimentales vs los cálculos teóricos.

Requerimientos

- **Insumos**
 - ❖ 01 kg de papas.
 - ❖ 03 Ltrs de agua
- **Instrumentos de medición**
 - ❖ 01 vernier.
 - ❖ 01 termómetro infrarrojo.
 - ❖ 01 termómetro ambiental (Higrómetro).
 - ❖ 01 balanza de precisión.
- **Equipos**
 - ❖ Congelador.
 - ❖ Agitador.
 - ❖ Horno secador.

Preparación de la Muestra

- Seleccionar papas de un tamaño similar entre ellas (para este ensayo $\varnothing=30$ mm aprox.) semiesféricas, además lavar estas papas de forma que queden libres de cualquier elemento ajeno al tubérculo.

Masa Inicial del Conjunto de Muestras	1 kg
---------------------------------------	------

T°Int de la Papa	~19.9°C
T° Ambiental	~20°C

- Se seleccionaron papas de tipo Ccompis (*Solanum tuberosum*)



Fig. 01,02: Temperatura del producto y masa del conjunto a procesar.

Toma de Datos Iniciales

- Precisar el tamaño promedio real de las papas con ayuda del vernier.
- Se pesarán las papas, obteniendo medidas de peso promedio tanto de la unidad de cada papa, como del total en conjunto de las papas que se procesarán.
- Con ayuda del termómetro se verificará su temperatura exterior inicial, así como usando un cuchillo de mano partir un par de papas para verificar su temperatura interior, obteniendo promedios en varias muestras medidas.

Elementos Unitarios	Masa	Ø Aprox.	T° Exterior
Muestra Regular 1°	15 g	28.54 mm	21.8 °C
Muestra Regular 2°	15 g	30.5 mm	20.7 °C
Muestra Regular 3°	13 g	29.46 mm	19.8 °C
Muestra Regular 4°	13 g	29 mm	21 °C
Muestra Regular 5°	14 g	24.6 mm	20.1 °C
Muestra Regular 6°	20 g	32.4 mm	20.3 °C
Muestra Regular 7°	12 g	24.62 mm	20.7 °C
Muestra Regular 8°	11 g	28.07 mm	21.5 °C
Muestra Regular 9°	12 g	27.9 mm	21.2 °C
Muestra Regular 10°	14 g	28.64 mm	21 °C

Tabla. 01: Toma de datos iniciales.



Congelamiento de la Papa

- Se procederá a colocar las papas en un equipo congelador, las papas permanecerán por un tiempo de 7 horas según nuestra información.

- Posterior al congelamiento se retirarán de la congeladora, como comprobación se realizarán choques entre ellas verificando su solidez post-congelamiento.
- Se tomará medida de su temperatura post-congelamiento a la que abandona el congelador y nuevamente se pesará algunos elementos, así como el peso en conjunto.



Fig.07,08: Temperatura de congelamiento dentro de la congeladora.

Temperatura de Cámara de Congelamiento	-14°C
--	-------

Estado Físico Probable =>	Blandas, Semiduras y Solidas.
---------------------------	-------------------------------

Tiempo	Estado Físico
0Hrs	Blandas
3Hrs	Semiduras
5Hrs	Solidas
7hrs	Solidas

Elementos Unitarios	Masa	Ø Aprox.	T° Exterior
Muestra Regular 1°	15 g	27 mm	14 °C
Muestra Regular 2°	14 g	28 mm	13 °C
Muestra Regular 3°	20 g	27.5 mm	14 °C
Muestra Regular 4°	14 g	25.5 mm	15 °C
Muestra Regular 5°	14 g	29 mm	14 °C
Muestra Regular 6°	20 g	32 mm	11 °C
Muestra Regular 7°	13 g	26.5 mm	12 °C
Muestra Regular 8°	11 g	26.5 mm	13 °C
Muestra Regular 9°	12 g	26 mm	12 °C
Muestra Regular 10°	13 g	27 mm	12 °C

Tabla 2: Toma de datos después del procedo de congelamiento.

Masa Total del Conjunto de Muestras	1.15 Kg
-------------------------------------	---------

Remojo de la Papa

- En un envase que contenga la cantidad de 3 litros agua aprox. y nuestra papa, se colocaran las papas congeladas por un periodo de 5 días hasta que se torne de un color blanquecino.
- Se asume que diariamente se procederá a cambiar el agua, en cuanto esta agua se contamine con el remojo de la papa.
- Con ayuda del modelo de agitador se procederá a agitar esta mezcla por un periodo acumulado de 6 horas diarias dentro de los cinco días.
- Al finalizar un día se procederá a medir el tamaño y el peso de las papas diariamente.

Cantidad Inicial de Agua	2.5 Lts
--------------------------	---------

T° del Agua	14.2 °C
-------------	---------

Numero de Recambios de Agua	5
-----------------------------	---

Estado posible posterior a las 24Hrs de Recambio diario de Agua
Clara, Opaco, Turbio, Extremadamente Turbio.



Fig. 09: Condiciones ambientales para el remojo de las papas.

Estado del Agua	Tiempo
Extremadamente Turbio	1 Dia
Extremadamente Turbio	2 Dia
Turbio	3 Dia

Turbio / Opaco	4 Dia
Opaco	5 Dia

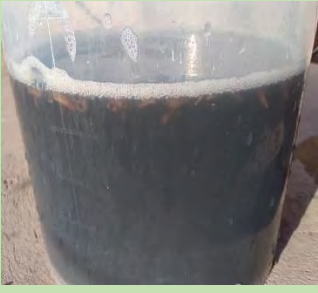








Dia	Panel Fotográfico Diario del Estado del Agua Posterior a la Agitación y Remojo	
1		
2		
3		
4		
5		

Tabla 3: Reporte fotográfico del recambio de agua en el remojo de las papas.

Secado de la Papa

- Las papas serán agitadas una vez más, pero sin agua de forma que se retire el exceso de agua, además de ser oreadas al aire libre por un par de horas hasta que el exceso de agua sea casi eliminado.
- Se procura a colocar nuestras papas en un equipo secador, para verificar su peso cada 2 horas antes de que llegue a su humedad aproximada requerida.
- Se medirá también su temperatura de secado, así como su variación del tamaño.

1°. $T_s=50^\circ\text{C}$ → Hora 8:51 a.m.

Estado: Suave	Color: Blanco / Oscuro
---------------	------------------------

Registro de Datos Inicio del Secado			
Elementos Unitarios	Masa	Ø Aprox.	T° Superf.
Muestra Regular 1°	13	29 mm	14
Muestra Regular 2°	11	28 mm	14.5
Muestra Regular 3°	12	29.5 mm	15
Muestra Regular 4°	13	30 mm	15.2
Muestra Regular 5°	19	35.8 mm	14.1
Muestra Regular 6°	15	31.8 mm	14.8
Muestra Regular 7°	14	37 mm	14.5
Muestra Regular 8°	15	35.6 mm	14.7
Muestra Regular 9°	15	34.8 mm	14.8
Muestra Regular 10°	15	35.8 mm	14.5

Tabla 4: Primer registro de datos del proceso de secado.

Masa Total del Conjunto de Muestras	766 gr
-------------------------------------	--------

2°. $T_s=50^\circ\text{C}$ → Hora 10:55 a.m.

Estado: Suave	Color: Blanco / Oscuro
---------------	------------------------

Registro de Datos Posterior a 2hrs de Secado			
Elementos Unitarios	Masa	Ø Aprox.	T° Superf.
Muestra Regular 1°	12	28 mm	23.9
Muestra Regular 2°	12	28 mm	25.9
Muestra Regular 3°	13	28.2 mm	26.2
Muestra Regular 4°	11	28.9 mm	24.8
Muestra Regular 5°	12	27.7 mm	24.5
Muestra Regular 6°	12	30.9 mm	26.1

Muestra Regular 7°	14	30 mm	25.3
Muestra Regular 8°	11	27.7 mm	24.5
Muestra Regular 9°	11	26.6 mm	25.1
Muestra Regular 10°	12	30.1 mm	26.0

Tabla 5: Segundo registro de datos del proceso de secado.

Masa Total del Conjunto de Muestras	562 gr
-------------------------------------	--------

3°. $T_s=50^{\circ}\text{C} \rightarrow$ Hora 12:25 a.m.

Estado: Semiduro	Color: Blanco / Oscuro
------------------	------------------------

Registro de Datos Posterior a 4hrs de Secado			
Elementos Unitarios	Masa	\emptyset Aprox.	T° Superf.
Muestra Regular 1°	11	29.6 mm	27.2
Muestra Regular 2°	9	25.9 mm	29.5
Muestra Regular 3°	12	34.2 mm	28.1
Muestra Regular 4°	9	26.9 mm	28.3
Muestra Regular 5°	12	30.2 mm	28.0
Muestra Regular 6°	7	27 mm	26.4
Muestra Regular 7°	11	28.4 mm	27.12
Muestra Regular 8°	13	29 mm	25.7
Muestra Regular 9°	13	29.2 mm	29.4
Muestra Regular 10°	8	25.5 mm	25.8

Tabla 6: Tercer registro de datos del proceso de secado.

Masa Total del Conjunto de Muestras	491 gr
-------------------------------------	--------

4°. $T_s=50^{\circ}\text{C} \rightarrow$ Hora 2:00 p.m.

Estado: Duras	Color: Blanco / Oscuro
---------------	------------------------

Registro de Datos Posterior a 6hrs de Secado			
Elementos Unitarios	Masa	\emptyset Aprox.	T° Superf.
Muestra Regular 1°	6	20.9 mm	19.4
Muestra Regular 2°	7	26.5 mm	19.1
Muestra Regular 3°	4	24.7 mm	18.7
Muestra Regular 4°	7	23.2 mm	18.4
Muestra Regular 5°	7	27.7 mm	19.7
Muestra Regular 6°	7	28.9 mm	18.8
Muestra Regular 7°	5	28.4 mm	18.7
Muestra Regular 8°	5	23.8 mm	18.8
Muestra Regular 9°	6	21.4 mm	18.4
Muestra Regular 10°	5	22.5 mm	19.1

Tabla 7: Cuarto registro de datos del proceso de secado.

Masa Total del Conjunto de Muestras	275 gr
-------------------------------------	--------



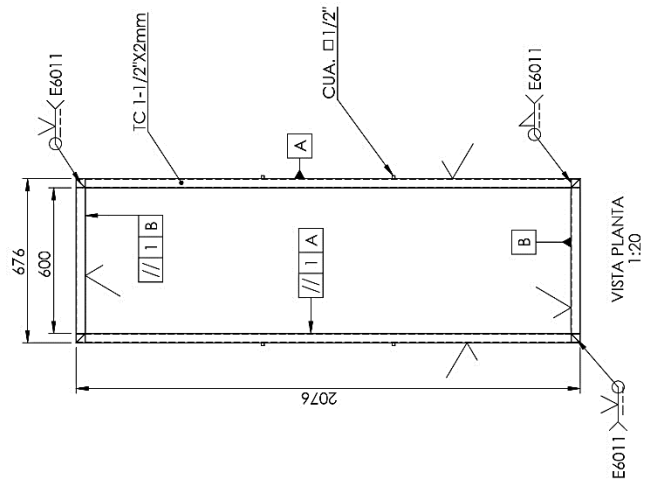
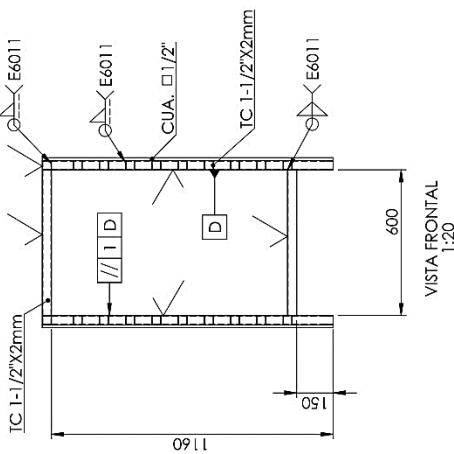
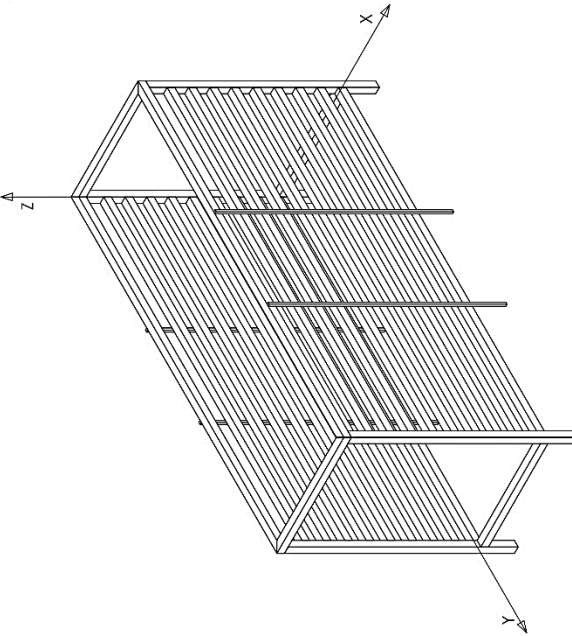
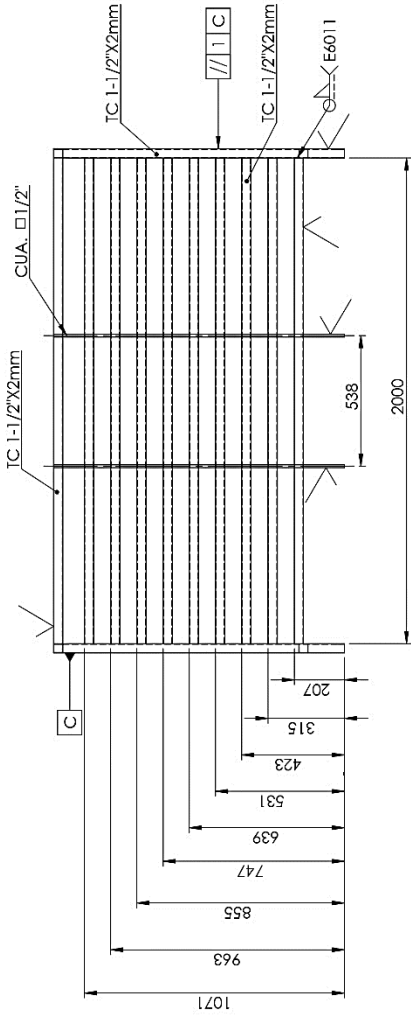
Fig. 10: Horno de secado y apariencia del conjunto de papas.


Conclusiones del Ensayo Experimental

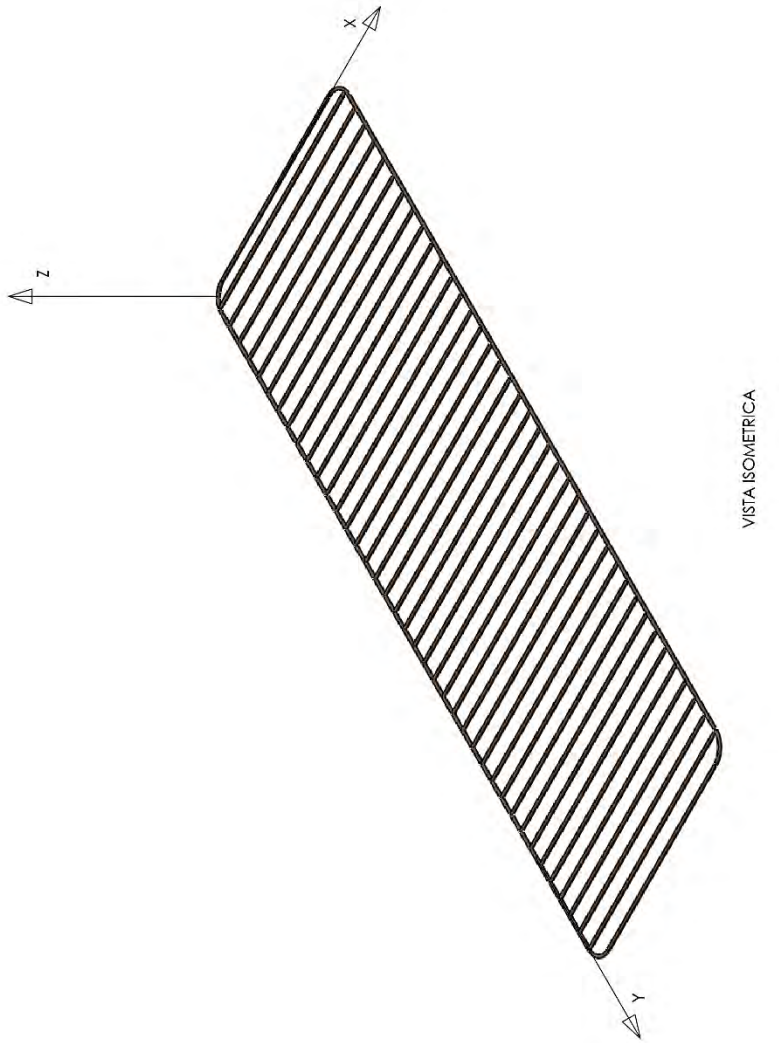
- Para todos nuestros ensayos asumimos que el producto conocido como moraya es papa deshidratada es decir papa con una humedad mínima pero obtenida siguiendo la cadena de procesamiento de la moraya.
- En la congelación existe una disminución del tamaño de las muestras, pero se advierte una ligera ganancia de masa debido a la humedad del entorno precipitada en forma de escarcha en las muestras, el tiempo de 7 hrs es el adecuado para el procesamiento.
- En el remojo se pudo apreciar que efectivamente el agua requiere recambios a favor de un adecuado procesamiento desde el 1^{er} día al 5^{to} día, especialmente los primeros días se pudo apreciar una rápida contaminación.
- Nuestro agitador lograba descascarar casi completamente las papas a su vez al agitar las papas se pudo mejorar el remojo logrando obtener en menos tiempo la apariencia blanquecina y/o gris.
- En el secado se comprobó que bajo esas condiciones se requeriría no menos de 6 hrs posterior a todos los procesos se obtuvieron papas más pequeñas y con menos peso.
- Frente a nuestros cálculos se pudieron comprobar la mayoría de los datos y/o parámetros.

Planos de Ingeniería Básica

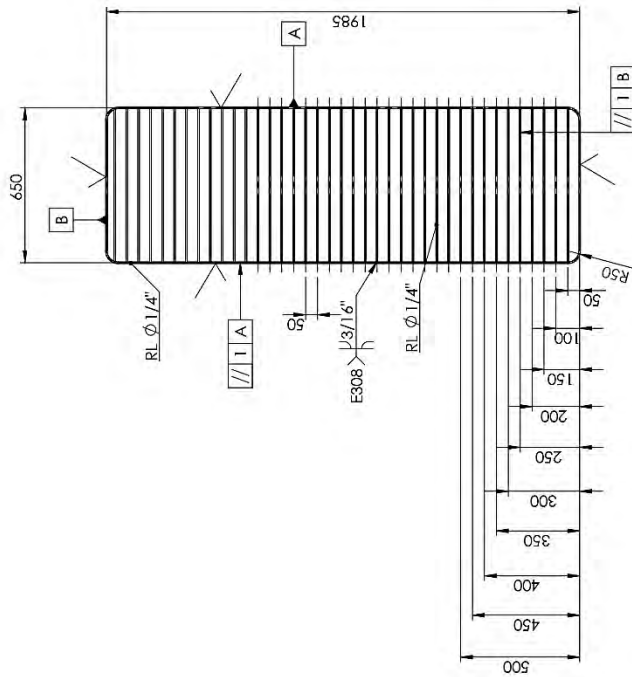
- ❖ Estructura de soporte congelamiento.
- ❖ Rejilla de soporte de papa – congelación.
- ❖ Plano de armado de congeladora.
- ❖ Estructura de soporte secado.
- ❖ Rejilla de soporte de papa – secado.
- ❖ Plano de armado de secadora.
- ❖ Paleta de agitación.
- ❖ Tanque de agitación.
- ❖ Tapa – pin de seguridad.
- ❖ Tornillo sin fin – corona.
- ❖ Plano de armado sistema de agitación.
- ❖ Plano de armado sistema de recirculación.




MATERIAL: A-36, A-500	ACABADO: BASICO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
TÍTULO: DISEÑO DE MAQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA			
DIBUJO: GUTIERREZ SINCHI YOSHEP RAMIRO	REVISO: ALVAREZ ROMAJA MIGUEL ANGEL	PLANO DE FABRICACION	
FECHA: 2024/07/01	FECHA: 2024/07/01	ESTRUCTURA METALICA CUERPO DEL CONGELADOR	
METODO DE PROYECCION: 		CODIGO DE DIBUJO: PF-EM / 6-C	FORMATO: A3
			Plano No. 1 / 12

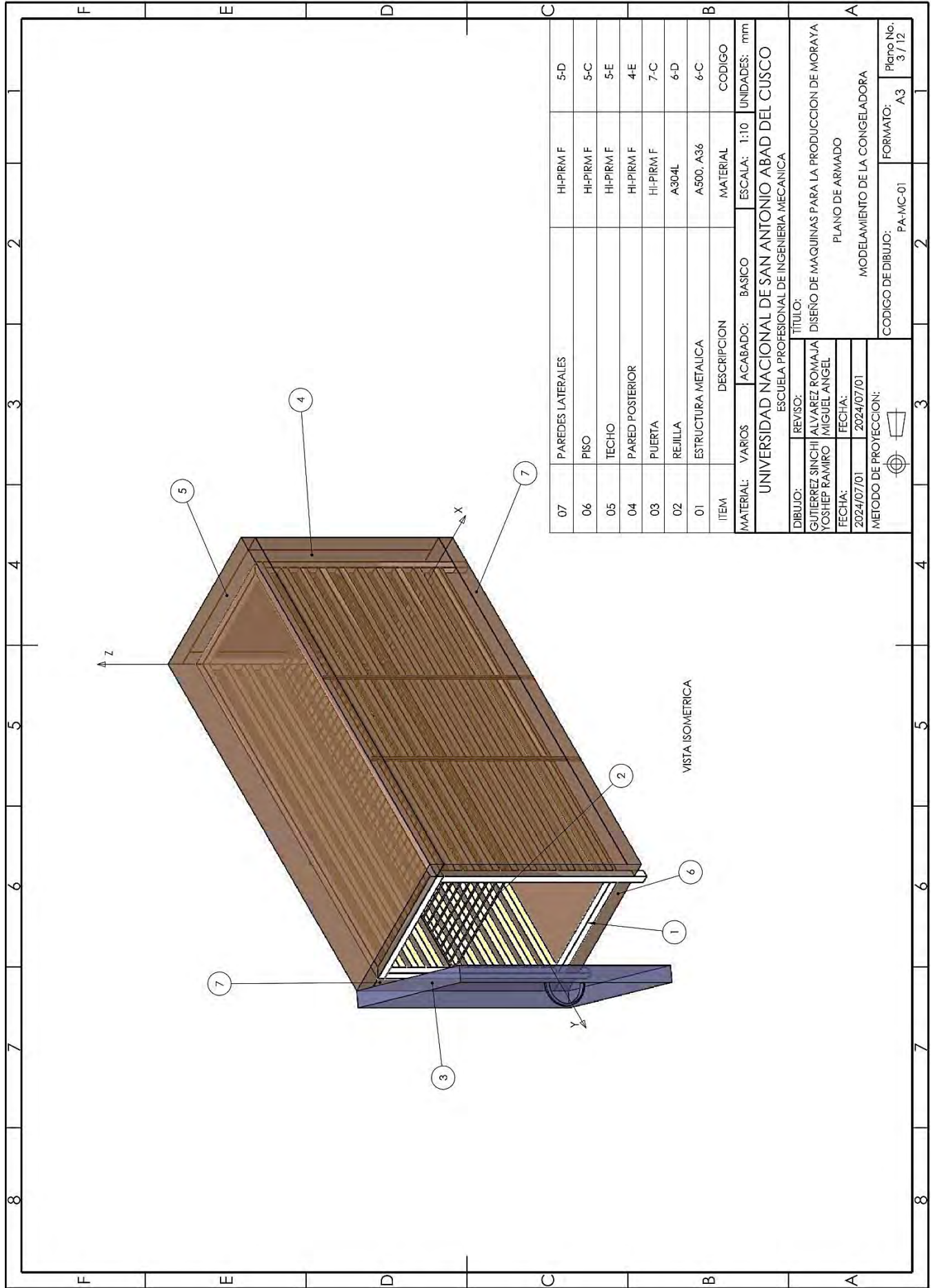


VISTA ISOMÉTRICA



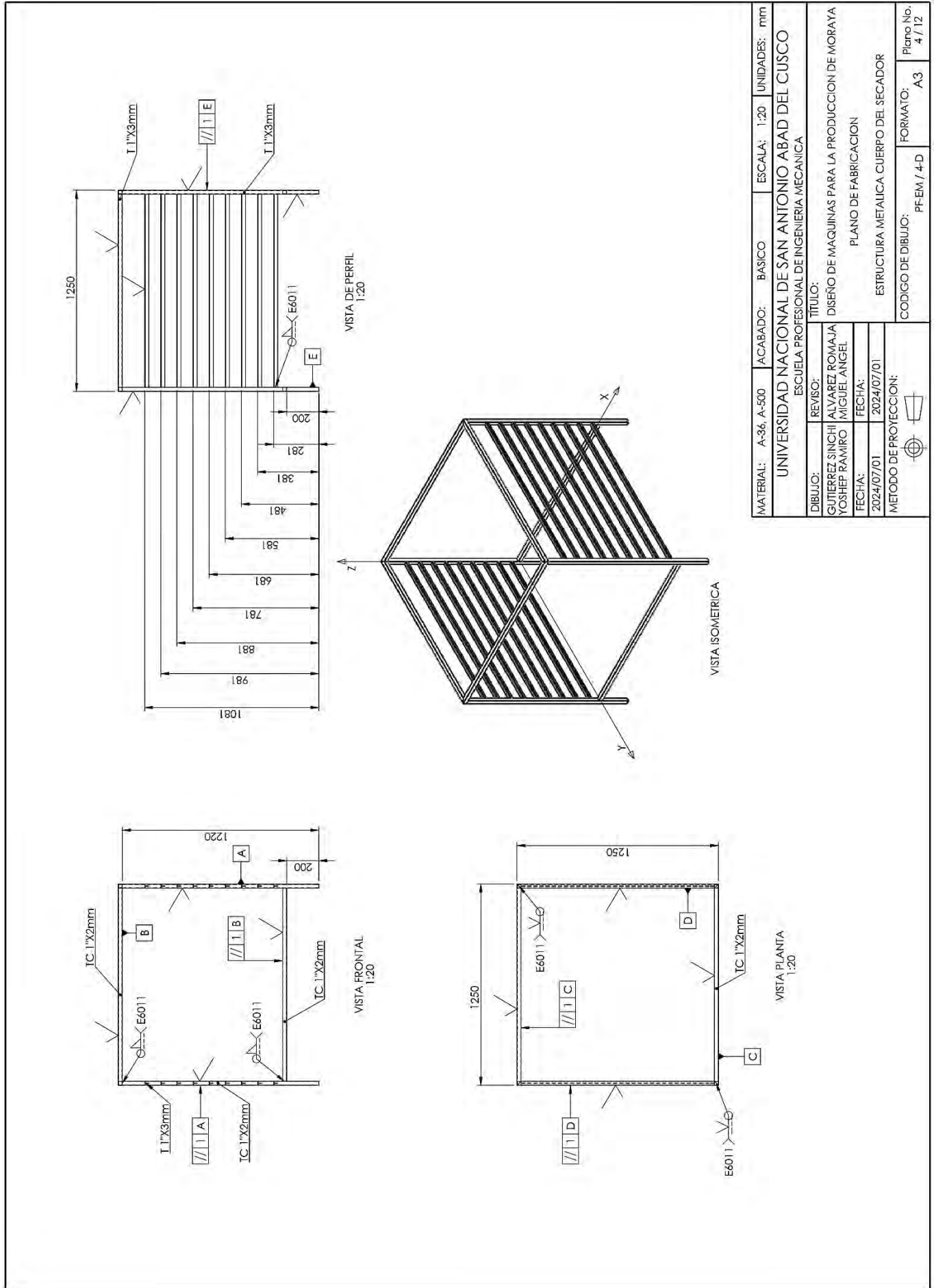
VISTA DE PLANTA
1:20

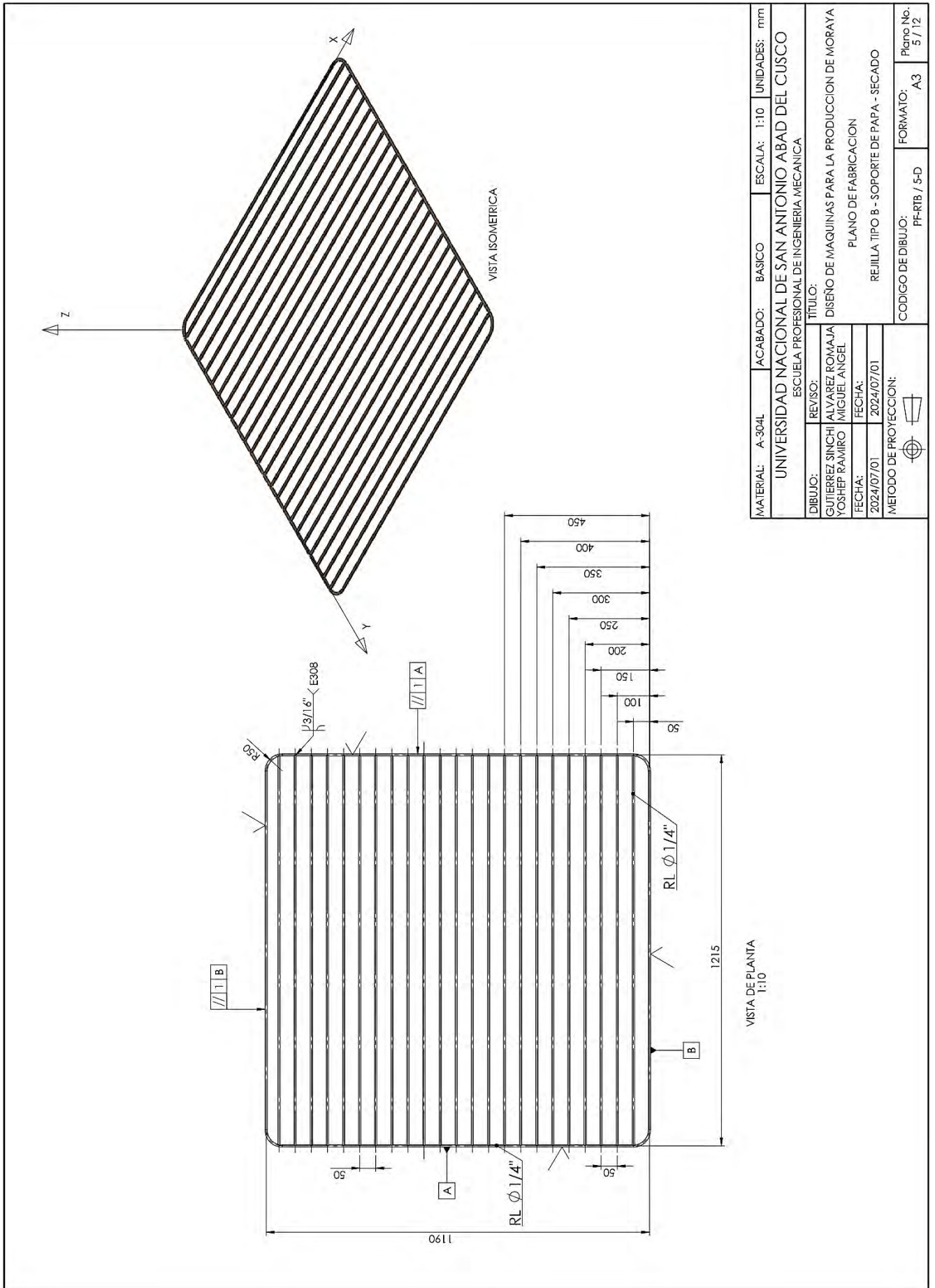
MATERIAL: A-304L	ACABADO: BÁSICO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
DIBUJO:	REVISOR:	TÍTULO:	
GUTIERREZ SINCHI YOSHEP RAMIRO	ALVAREZ ROMA J/A MIGUEL ANGEL	DISEÑO DE MÁQUINAS PARA LA PRODUCCIÓN DE MORAYA PLANO DE FABRICACIÓN	
FECHA:	FECHA:	REJILLA TIPO A - SOPORTE DE PAPA - CONGELACIÓN	
2024/07/01	2024/07/01	CÓDIGO DE DIBUJO: PF-RTA / 6-D	
MÉTODO DE PROYECCIÓN:		FORMATO:	Plano No.
		A3	2 / 12



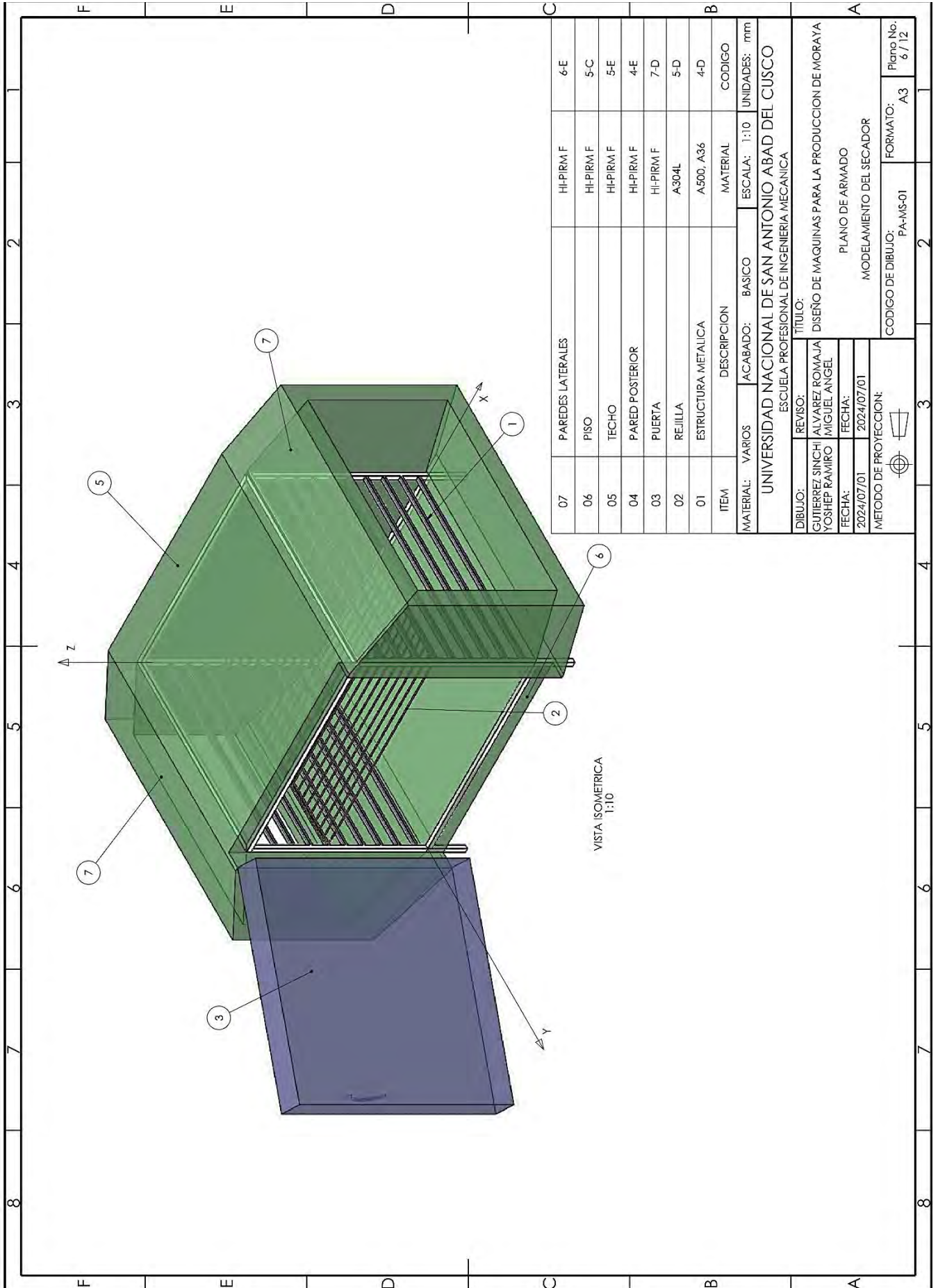
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	CODIGO
07	PAREDES LATERALES	HI-PRM F	5-D
06	PISO	HI-PRM F	5-C
05	TECHO	HI-PRM F	5-E
04	PARED POSTERIOR	HI-PRM F	4-E
03	PUERTA	HI-PRM F	7-C
02	REJILLA	A304L	6-D
01	ESTRUCTURA METALICA	A500, A36	6-C

MATERIAL:	VARIOS	ACABADO:	BASICO	ESCALA:	1:10	UNIDADES:	mm
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO							
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA							
DIBUJO:	REVISO:	TITULO:					
GUTIERREZ SINGHI	ALVAREZ ROMAJA	DISEÑO DE MAQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA					
YOSHEP RAMIRO	MIGUEL ANGEL	PLANO DE ARMADO					
FECHA:	2024/07/01	MODELAMIENTO DE LA CONGELADORA					
METODO DE PROYECCION:	1	CODIGO DE DIBUJO: PA-MC-01					
						FORMATO:	A3
						Plano No.	3 / 12





MATERIAL:	A-304L	ACABADO:	BASICO	ESCALA:	1:10	UNIDADES:	mm	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO								
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA								
DIBUJO:	GUTIERREZ SINCHI	REVISOR:	ALVAREZ ROMAJA	TITULO:				DISEÑO DE MAQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA
	YOSHEP RAMIRO		MIGUEL ANGEL	PLANO DE FABRICACION				
FECHA:	2024/07/01	FECHA:	2024/07/01	REJILLA TIPO B - SOPORTE DE PAPA - SECADO				
METODO DE PROYECCION:								
CODIGO DE DIBUJO:								PF-RTB / 5-D
FORMATO:								A3
Plano No.:								5 / 12



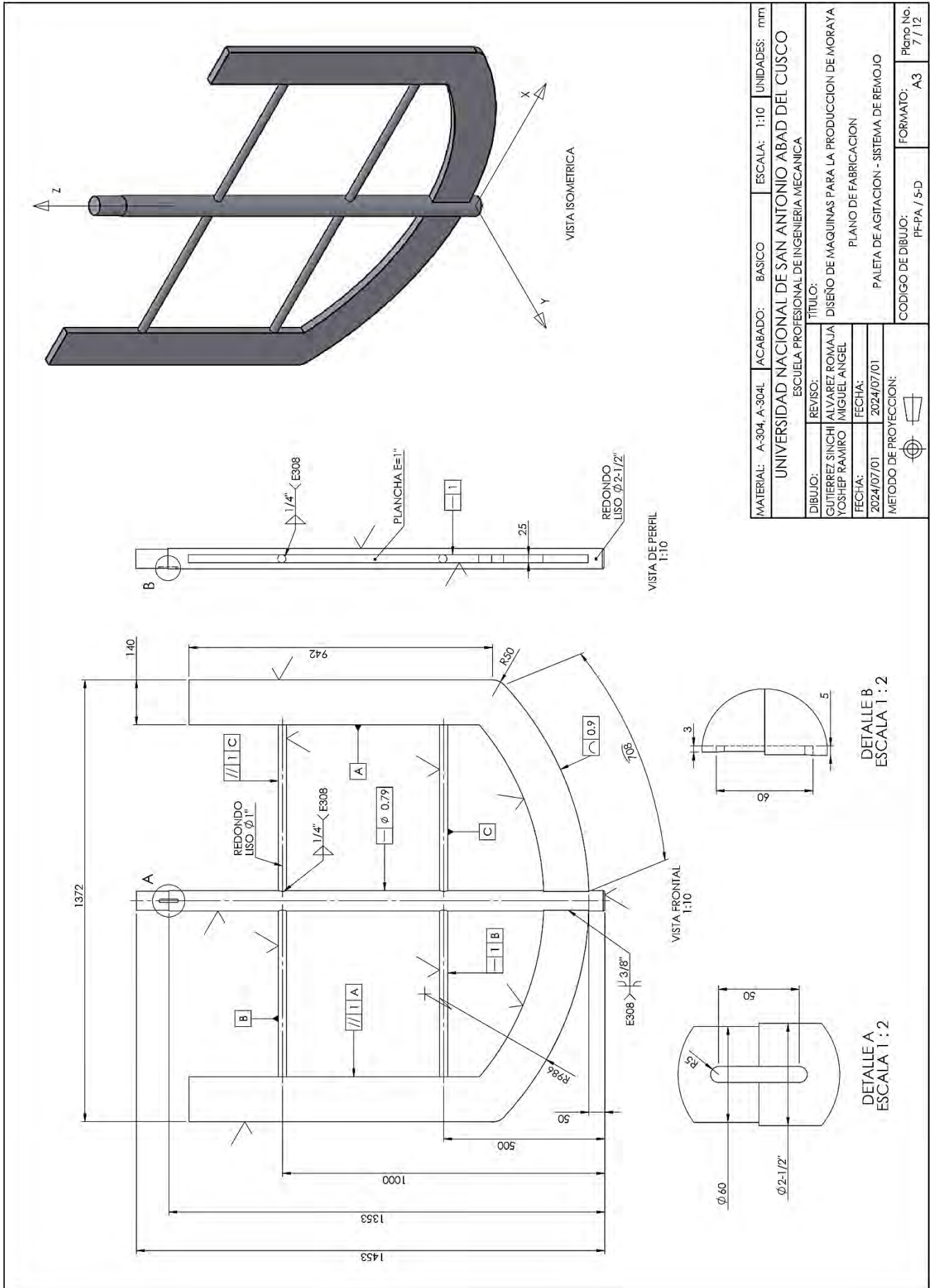
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	CODIGO
07	PAREDES LATERALES	HI-PIRM F	6-E
06	PISO	HI-PIRM F	5-C
05	TECHO	HI-PIRM F	5-E
04	PARED POSTERIOR	HI-PIRM F	4-E
03	PUERTA	HI-PIRM F	7-D
02	REJILLA	A304L	5-D
01	ESTRUCTURA METALICA	A500, A36	4-D

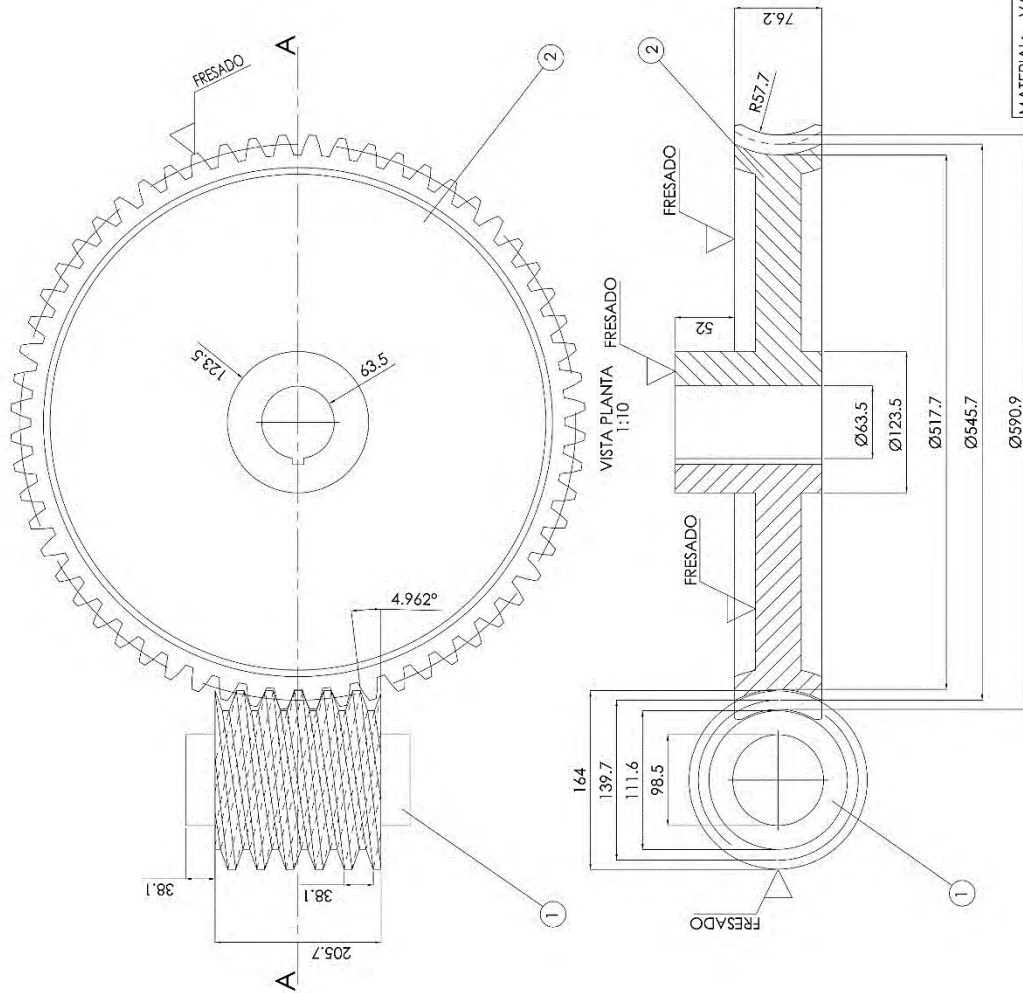
MATERIAL	ACABADO	BASICO	ESCALA	UNIDADES
VARIOS		BASICO	1:10	mm

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

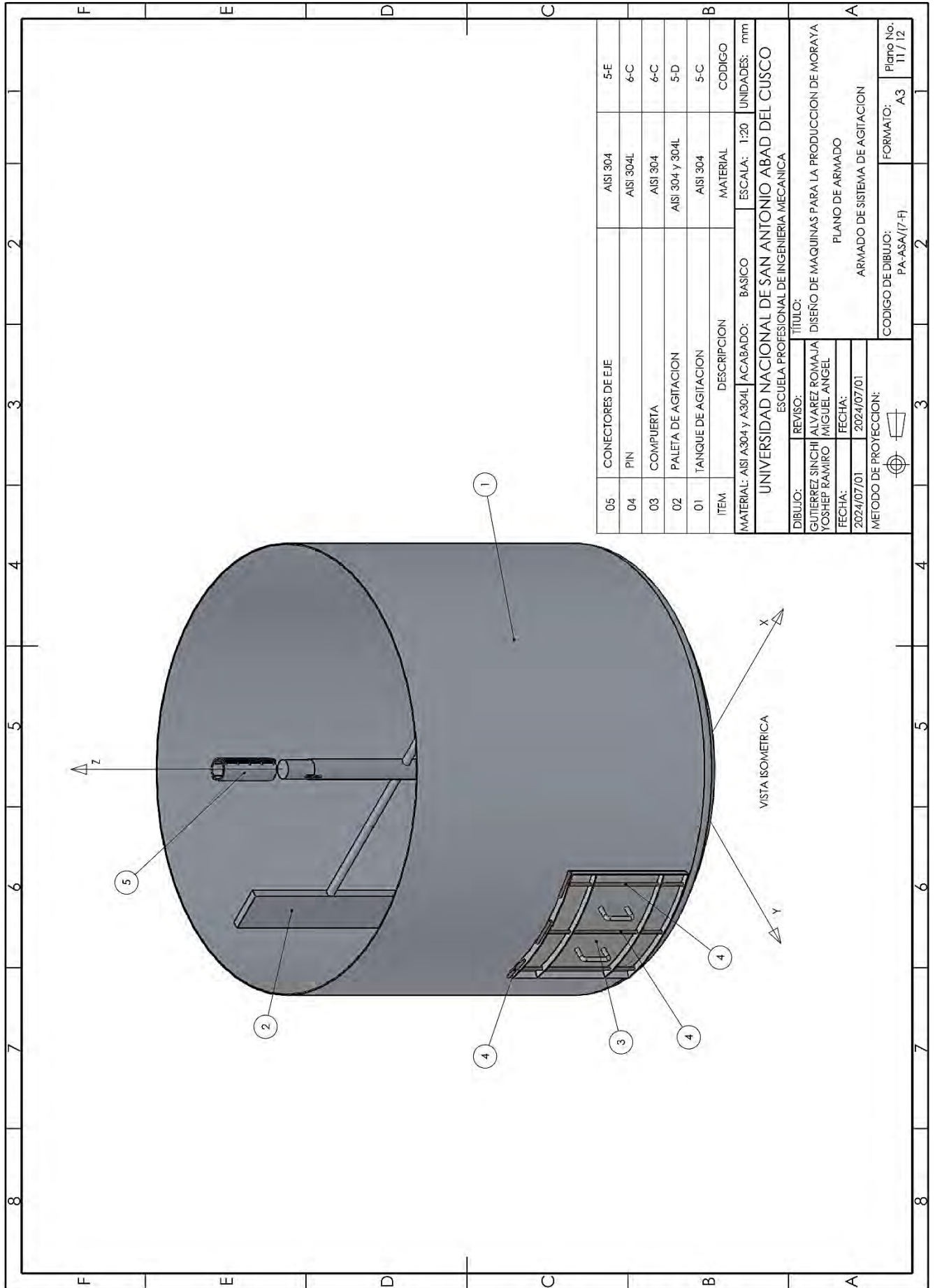
DIBUJO	REVISOR	TITULO
GUTIERREZ SINCHI YOSHEP RAMIRO	ALVAREZ ROMA-JA MIGUEL ANGEL	DISEÑO DE MAQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA
FECHA: 2024/07/01	2024/07/01	PLANO DE ARMADO
METODO DE PROYECCION:		MODELAMIENTO DEL SECADOR

CODIGO DE DIBUJO	FORMATO	Pagina No.
PA-MS-01	A3	6 / 12





MATERIAL: VARIOS	ACABADO: FRESADO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
DIBUJO: GUTIERREZ SINCHALVAREZ ROMAJA YOSHEP RAMIRO MIGUEL ANGEL	REVISO:	TÍTULO: DISEÑO DE MÁQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA	
FECHA: 2024/07/01	FECHA: 2024/07/01	PLANO DE FABRICACION	
MATERIAL: TORNILLO SIN-FIN Y CORONA - SISTEMA DE REMOJO		CODIGO DE DIBUJO: PF-TSF / (7-G)	
METODO DE PROYECCION:		FORMATO: A3	Plano No. 10 / 12



ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	CODIGO
05	CONECTORES DE EJE	AISI 304	5-E
04	PIN	AISI 304L	6-C
03	COMPUERTA	AISI 304	6-C
02	PALETA DE AGITACION	AISI 304 y 304L	5-D
01	TANQUE DE AGITACION	AISI 304	5-C

MATERIAL: AISI A304 y A304L ACABADO: BASICO ESCALA: 1:20 UNIDADES: mm
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

DIBUJO:	REVISO:	TITULO:
GUTIERREZ SINCHI ALVAREZ ROMANA	YOSHEP RAMIRO MIGUEL ANGEL	DISEÑO DE MAQUINAS PARA LA PRODUCCION DE MORAYA
FECHA:	FECHA:	PLANO DE ARMADO
2024/07/01	2024/07/01	ARMADO DE SISTEMA DE AGITACION
METODO DE PROYECCION:		CODIGO DE DIBUJO: PA-ASA/(7-F)
		FORMATO: A3
		Plano No. 11 / 12

