

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y
MECÁNICA INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO, PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

TEMA:

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO
CENTRALIZADO EN EL PROCESO DE ELABORACIÓN DE JAMONES EN
LA EMPRESA DE CARNES PROCESADAS FABRICA JURIS Cía. Ltda.”

AUTOR: Alex Paúl López Salazar

TUTOR: Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo

AMBATO – ECUADOR

2017

Certificación.

En mi calidad de director de tesis de grado, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: “Diseño e implementación de un sistema de vacío centralizado en el proceso de elaboración de jamones en la empresa de carnes procesadas fábrica JURIS Cía. Ltda.”; elaborado por el Sr. Alex Paúl López Salazar, una vez culminada la malla de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que la presente Tesis es original de su autor.
- Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, agosto 2017

.....
Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero
Director de tesis

Autoría del proyecto técnico

El contenido del presente proyecto técnico bajo el tema “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO CENTRALIZADO EN EL PROCESO DE ELABORACIÓN DE JAMONES EN LA EMPRESA DE CARNES PROCESADAS FÁBRICA JURIS CÍA. LTDA” sus ideas, así como los cálculos, resultados y análisis, son de autoría y responsabilidad exclusiva de su autor.

Ambato, agosto 2017

.....
Alex Paúl López Salazar

C.I 180501850-2

Derechos de autor

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que de este Proyecto Técnico o parte de él haga un documento para la lectura, consulta e investigaciones según normas Institucionales. Cedo los derechos de Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción del mismo dentro de las regulaciones de la Universidad Técnica de Ambato, siempre que dicha reproducción no represente ganancia económica y se la realice bajo mis derechos de autor.

Ambato, agosto 2017

.....
Alex Paúl López Salazar

C.I 180501850-2

Aprobación del tribunal de grado

Los suscritos profesores Calificadores, ya revisado en su totalidad el proyecto técnico realizado por señor Alex Paúl López Salazar de la carrera de Ingeniería Mecánica, aprueban el tema: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO CENTRALIZADO EN EL PROCESO DE ELABORACIÓN DE JAMONES EN LA EMPRESA DE CARNES PROCESADAS FÁBRICA JURIS CÍA. LTDA”

Ambato, agosto 2017

.....
Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa.

.....
Ing. Mg. Edison Fernando Viera Alulema.

Dedicatoria

Quiero dedicar el presente trabajo de titulación a mi familia, en especial a mi madre Zoila Dalila Salazar Paredes la cual siempre está a mi lado para apoyarme y ayudarme a levantarme en los momentos más difíciles; siempre brindándome una palabra de aliento y una sonrisa esperanzadora. A mi hermana Mónica Alexandra y a toda su familia por haberme brindado su apoyo y haberme abierto las puertas de su hogar durante todo este tiempo.

Agradecimiento

Agradezco a Fábrica JURIS por haberme brindado la oportunidad para haber podido desarrollar el presente proyecto en especial al Ing. José Luis Mata por haberme abierto las puertas de la empresa y además por toda su ayuda y consejos a lo largo del desarrollo del mismo. Al Ing. Mauricio Casamin Supervisor del área de mantenimiento por su ayuda en el armaje y puesta en marcha del sistema en sí.

Finalmente quiero agradecer a todo el personal docente de la facultad en especial al Ing. Mauricio Carrillo quien a lo largo de la carrera me brindo sus conocimientos y más aún su ayuda durante el desarrollo de este trabajo.

Índice general de contenidos

A.- PAGINAS PRELIMINARE	Página de título o portada.....	1
	Certificación.....	i
	Autoría del proyecto técnico	ii
	Derechos de autor.....	iii
	Aprobación del tribunal de grado.....	iv
	Dedicatoria	v
	Agradecimiento.....	vi
	Índice general de contenidos.....	vii
	Índice de tablas.....	x
	Índice de figuras.....	xii
	Resumen ejecutivo	xiii
CAPÍTULO I	1
1 ANTECEDENTES	1
1.1	Tema de investigación.....	1
1.2	Antecedentes.....	1
1.3	Justificación.....	2
1.4	Objetivos.....	4
1.4.1	Objetivo General	4
1.4.2	Objetivos Específicos.....	5
2 CAPÍTULO II	6
FUNDAMENTACIÓN	6
2.1	Investigaciones previas.....	6
2.2	Fundamentación teórica.....	8
2.2.1	Proceso de elaboración del jamón.....	8

2.2.2	El vacío.....	11
2.2.3	Características medioambientales de la planta.....	13
2.2.4	Bombas de vacío	14
2.2.5	Lubricación	17
2.2.6	Código ASME para recipientes a presión	23
2.2.7	Recipientes a presión.....	25
2.2.8	Tuberías y cañerías.....	31
2.2.9	Elementos a tomar en cuenta para vacío	35
2.2.10	Diseño sanitario.....	37
CAPÍTULO III.....		39
3	CÁLCULOS.....	39
3.1	Selección de alternativas	39
3.1.1	Problemas que presenta el sistema actual	39
3.1.2	Costos y gastos estimados del sistema actual	40
3.1.3	Posibles soluciones del sistema a diseñarse	43
3.1.4	Funciones principales del sistema a diseñarse	44
3.1.5	Restricciones del sistema a diseñarse.....	45
3.1.6	Criterios para la selección del sistema a diseñarse.....	45
3.1.7	Ponderación.....	46
3.2	Cálculos	46
3.2.1	Cálculos respecto a la bomba	46
3.2.2	Diseño del tanque.....	54
3.2.3	Sistema de tuberías.....	85
3.2.4	Presupuesto	99
3.2.5	Implementación del sistema.....	107
CAPITULO IV		118

4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	118
4.1	Conclusiones.....	118
4.2	Recomendaciones	119
C.-	Materiales de referencia	121
	Bibliografía	121
	Planos.....	125
	Anexos.....	126

Índice de tablas

Tabla 1: Condiciones de almacenamiento de algunos productos cárnicos.	9
Tabla 2. Características generales del cantón Rumiñahui.....	13
Tabla 3. Clasificación de viscosidades de aceites industriales ISO3448-1975....	17
Tabla 4. Principales aditivos empleados en la elaboración de grasas lubricantes.	18
Tabla 5. Extracto de las sustancias constitutivas de aceites grado alimentario H1.	20
Tabla 6. Tipos de juntas reconocidas por la norma UW-12 del código ASME Sección VII División 1.....	30
Tabla 7. Propiedades del aire a diferentes temperaturas.....	31
Tabla 8. Propiedades del aire a diferentes presiones.....	32
Tabla 9.- Valores típicos de coeficiente de resistencia para algunos accesorios .	33
Tabla 10. Evolución del ambiente en el control de patógenos.....	38
Tabla 11.- Contrastación de costos y gastos para el sistema instalado actualmente.	42
Tabla 12. Ponderación en base a los criterios y posibles soluciones del sistema a diseñarse.....	46
Tabla 13. Dimensiones de los bombos de maceración.....	51
Tabla 14.- Cálculo del error entre el aceite recomendado y las posibles opciones.	53
Tabla 15.- Diámetros y longitudes de tuberías insertadas en el tanque para colocación de accesorios.....	77
Tabla 16. Cuadro comparativo de costos referente a la bomba.....	99
Tabla 17.- Características de principales del tanque y distribuidor de vacío.....	99
Tabla 18. Cuadro comparativo de costos referente al tanque y el distribuidor..	100
Tabla 19.- Características de las válvulas de asiento.....	100
Tabla 20. Cuadro comparativo de costos referente a las válvulas de asiento	101
Tabla 21.- Materiales de plomería para construcción de Red.....	102
Tabla 22. Cuadro comparativo de costos referente al material de plomería para el tanque, distribuidor línea de aire.....	103

Tabla 23.- Características principales del switch de vacío.....	104
Tabla 24. Cuadro comparativo de costos referente al switch de vacío..	104
Tabla 25.- Materiales para circuitos de control y fuerza del sistema de vacío centralizado.	104
Tabla 26. Cuadro comparativo de costos referente al material para el circuito de control y fuerza del sistema de vacío centralizado.....	105
Tabla 27. Cuadro final de costos del proyecto.....	106
Tabla 28.- datos principales de los elementos a usarse en el sistema de vacío..	107

Índice de figuras.

Figura 1: Diagrama de flujo para el proceso de elaboración del jamón	9
Figura 2. Bomba de paletas rotativas.	15
Figura 3. Esquema de una bomba de vacío turbo molecular	16
Figura 4.- Sellos tipo anillo.....	36
Figura 5. Válvulas de metal para vacío.....	37
Figura 6.- Sistema de bombas independientes sin tanque acumulador.....	43
Figura 7.- Sistema de bombas independientes con tanque acumulador.....	44
Figura 8.- Sistema centralizado de vacío con tanque acumulador.....	44
Figura 9.- Medición de presión por medio de vacuómetro digital.....	48
Figura 10.- Simbología utilizada en diagramas de proceso	109
Figura 11.- Actividades realizadas previo a la habilitación de la bomba	110
Figura 12.- Actividades previas realizadas en el tanque acumulador de vacío..	111
Figura 13.- Actividades previas distribuidor de vacío	112
Figura 14.- Actividades previas, realizadas para la calibración del switch de vacío.	113
Figura 15.- Actividades previas para el armado del tablero eléctrico.....	114
Figura 16.- Actividades previas, red de tuberías.....	115
Figura 17.- Actividades realizadas para la implementación del sistema	116

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA

TEMA:

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO CENTRALIZADO EN EL PROCESO DE ELABORACIÓN DE JAMONES EN LA EMPRESA DE CARNES PROCESADAS FABRICA JURIS Cía. Ltda.”

AUTOR: Alex Paúl López Salazar

TUTOR: Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero

Resumen ejecutivo

Actualmente la producción de productos procesados de carne es un mercado competitivo, uno de sus referentes es Fábrica Juris; sus principales productos son los de la línea de jamones. Dentro de su fabricación el proceso de masaje se constituye en uno de los más críticos, debido a que dentro de este se da la ruptura de los músculos producto de esto se presenta un desprendimiento de oxígeno el cual debe ser extraído. Mediante pruebas se determinó que la presión de vacío necesaria es de 10 mbar; se procedió al diseño del tanque acumulador de vacío tomando como base la demanda de vacío para que los contenedores trabajen entre el 70 a 80 % de su capacidad nominal tomando como dato la sumatoria de estos espacios vacíos y un factor de seguridad por cuestiones de red de tuberías llegándose a establecer la capacidad del tanque en 1,1 metros cúbicos. Se realizaron los cálculos de acuerdo a las recomendaciones del Código ASME Sección VIII división 1 en los literales aplicables a recipientes sometidos a presión de vacío. Se procedió a la selección del diámetro de tubería tomando como punto de partida el flujo volumétrico que moviliza la bomba y la velocidad recomendada para tuberías a presión, posteriormente se procedió al cálculo de las pérdidas de presión de vacío debido a la longitud de tubería y la instrumentación. Finalmente se procedió al armado y montaje del sistema de tuberías y del circuito de control y fuerza; se realizaron las pruebas de funcionamiento quedando el sistema operativo y funcionando.

Palabras claves: proceso, crítico, ruptura, oxígeno, presión de vacío, capacidad nominal, recomendaciones, flujo volumétrico, velocidad recomendada, operativo.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING AND MECHANICS
MECHANICAL ENGINEERING CAREERS

TITLE:

“DESIGN AND IMPLEMENTATION OF A CENTRAL VACUUM SYSTEM
IN THE PROCESS OF HAMS IN THE COMPANY OF PROCESSED MEATS
FACTORY JURIS Cia. Ltda.”

AUTHOR: Alex Paúl López Salazar

TUTOR: Ing. Mg. Mauricio Carrillo

Abstract (Summary)

Currently the production of processed meat products is a competitive market, one of its referents is Juris Factory; its main products are those of the line of hams. Within its manufacture the process of massage is constituted in one of the most critical, because within this gives the rupture of the muscles product of this is presented a detachment of oxygen which must be extracted. By means of tests it was determined that the required vacuum pressure is 10 mbar; we proceeded to the design of the vacuum accumulator tank based on the vacuum demand for the containers to work between 70 and 80% of their nominal capacity taking as a result the sum of these empty spaces and a safety factor due to grid issues. pipelines reaching to establish the capacity of the tank in 1.1 cubic meters. Calculations were performed according to the recommendations of ASME Code Section VIII Division 1 in the literals applicable to vessels under vacuum pressure. The pipeline diameter was selected starting from the volumetric flow that mobilizes the pump and the recommended velocity for pressure pipes, and then the vacuum pressure losses were calculated due to the pipe length and instrumentation. Finally we proceeded to the assembly and assembly of the piping system and the control and force circuit; the operating tests were performed leaving the operating and operating system.

Keywords: process, critical, rupture, oxygen, vacuum pressure, nominal capacity, recommendations, volumetric flow, recommended speed, operational

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Tema de investigación

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO CENTRALIZADO EN EL PROCESO DE ELABORACIÓN DE JAMONES EN LA EMPRESA DE CARNES PROCESADAS FABRICA JURIS Cía. Ltda.”

1.2 Antecedentes

Cuando se habla del vacío se piensa en un lugar donde no existe nada, pero técnicamente se denomina vacío al lugar donde la presión medida se encuentra por debajo de la presión atmosférica normal, existen algunas clases de vacío: el grueso o primario, medio, alto y ultra alto. El vacío presenta gran utilidad en diversas industrias, que van desde la industria alimenticia como es el caso clásico del liofilizado del café, el empaqueo de productos cárnicos o la extracción de oxígeno de algunos productos a fin de garantizar la conservación de las propiedades organolépticas de los productos por un tiempo determinado hasta la industria automovilística, o la industria de los electrodomésticos como fue el caso de los antiguos televisores que utilizaban los llamados tubos de vacío para la generación de imágenes y finalmente para la obtención de medicamentos a través de procesos de deshidratación, etc. [1].

Los procesos más importantes para la elaboración del jamón es la etapa de salado en la cual se añaden nitrificantes a los jamones, cubriéndolos de sal 1 día por cada kilogramo de jamón o por medio de una masajeadora o bombo de salado, los cuales utilizan la tecnología de vacío para la extracción de gases provenientes del proceso;

en el caso del jamón curado es más largo el proceso ya que se necesita para cada pieza una cantidad diferente de sal y además el agua no es evacuada pero se obtiene al final un jamón con mayor estabilidad. [2]

Una investigación referente a la penetración de cuatro tipos de herbicidas y un trazador; desarrolló un sistema de vacío centralizado por medio de varias mangueras colocadas a profundidades que oscilaban entre 1 a 1.9 m y una bomba de vacío que manejaba presiones de entre 36 y 42 KPa y por medio de capsulas cerámicas medir la cantidad de químicos que habían penetrado. En otra etapa por medio de cañerías individuales contraían la tierra a fin de disminuir la porosidad; obteniendo mediante este estudio que el grado de penetración de los químicos dependía principalmente de factores como la porosidad y la humedad del suelo. [3]

Se afirma que un sistema centralizado de vacío presenta varias ventajas como que se puede tener un mayor control de las condiciones de proceso, se reduce la distancia entre los captadores y consiguiente a esto también se reducen los costos totales del sistema, sin embargo, se debe mantener el control de todo el sistema a través de actividades de mantenimiento preventivo ya que al ser un único sistema todo el proceso tendría que detenerse. [4]

En la elaboración de productos cárnicos cocidos de músculo entero [5] se afirma que “durante este proceso se presenta la rotura del tejido muscular a nivel celular, concretamente de la membrana celular, facilitando de este modo la salida del líquido citoplasmático que contiene proteínas miofibrilares, hacia el espacio intercelular y facilita la extracción de dichas proteínas”. Este efecto se logra a través de la generación de vacío en un rango denominado de bajo y mediano vacío que comprende un rango de 1013,25 mbar hasta 0,0133 mbar en el cual los gases que componen el aire se desalojan a diferentes velocidades [1]

1.3 Justificación

En nuestro país la industria de los cárnicos y embutidos se ha constituido en un segmento bastante importante de nuestra economía abarcando para el año 2015 el

13,3% del PIB [6], uno de los referentes de esta industria en nuestro país es la fábrica de embutidos JURIS la cual se encuentra en Ecuador desde 1929 convirtiéndose en una empresa pionera en la producción de productos cárnicos de calidad, por tal motivo esta empresa fue adquirida en 2014 por el grupo Alfa de México y manejado por su división SIGMA, dentro del segmento de carnes frías sus productos principales son los jamones y salchichas además esta división registro ingresos por 5901 millones al 2015. [7].

Entre los productos que ofrece esta fábrica se encuentran la línea pavo, línea premium salchicha, premium salamis pepperoni, tradicional salchicha, de duplas entre otras. Dentro de la línea premium jamones se encuentran los jamones de pierna, espalda y jamonada, en el proceso de elaboración de jamones se utilizan contenedores conocidos como Tumblers; los cuales cumplen algunas funciones pero la principal es la romper los músculos y las fibras de las carnes a fin de brindar la suavidad requerida para que el producto este de acuerdo a los parámetros de calidad de la empresa.

Se utiliza vacío dentro de dichos contenedores pero actualmente se utilizan bombas individuales lo cual genera pérdidas de tiempo y económicas, además a través de una entrevista con el Ing. José Luis Mata jefe de mantenimiento e ingeniería de la empresa JURIS el cual afirma que se ha llegado a determinar por medio de la experimentación en una planta piloto de la empresa ubicada en Sangolqui que la presión óptima para este proceso es de aproximadamente 10 mbar para que el producto consiga la consistencia adecuada.

Este proyecto genera interés ya que con el mismo se pretende alcanzar el valor de presión indicado anteriormente, esto no se logra debido principalmente a que las bombas por el mismo uso se han deteriorado y aunque se han cambiado las piezas principales estas no han vuelto a tener el mismo grado de efectividad por lo cual actualmente y debido principalmente a esta fase del proceso los jamones obtenidos presentan un alto grado de porosidad el cual se ve reflejado en el momento del rebanado al presentarse un gran número de orificios por lo que algunos lotes de jamones resultan rechazados.

Con este proyecto se pretende alcanzar dicho valor de presión, ya sea, en cada uno de los contenedores o todos al mismo tiempo a través del diseño e implementación de un sistema de vacío centralizado compuesto por una sola bomba la cual, para este caso será provista por la empresa y servirá de punto de partida para el posterior diseño del tanque acumulador tomando como base para el diseño del mismo el código ASME Sección VIII División I en los párrafos pertinentes para las condiciones de diseño, dicho contenedor se fabricará de acero al carbono debido a que en ningún momento tendrá contacto directo con el producto; posteriormente se seleccionarán las tuberías las cuales si deberán ser de grado alimenticio ya que aunque la posibilidad de que se presente un arrastre de masa es poco probable, debido a que internamente los contenedores cuentan con dos sistemas de filtrado es un factor de seguridad que se debe tener.

Se generaran beneficios inicialmente a la empresa en sí, con el incremento de la producción, disminución de la cantidad de orificios en el producto final y consecuentemente las ganancias; así como también el ahorro energético por disminución del número de bombas, reducción del tramo de cañerías; también los consumidores que se verán beneficiados ya que siempre habrá disponibilidad del producto manteniendo la misma calidad.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Diseñar e implementar un sistema de vacío centralizado en el proceso de elaboración de jamones en la empresa de carnes procesadas Fábrica JURIS Cía Ltda.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Calcular el tiempo mínimo para obtener la presión de 10 mbar necesaria para garantizar el proceso tomando como base para el cálculo la bomba BUSCH R5 0400.
- Diseñar un tanque acumulador de vacío de acuerdo al código ASME sección VIII división 1.
- Comprobar que las instalaciones, accesorios y componentes del sistema de vacío, cumplan con las exigencias de diseño sanitario aplicado a plantas de alimentos, basándonos en la normativa BPMs.
- Implementar del sistema de vacío en la empresa.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

El vacío a pesar de poseer una amplia gama de aplicaciones desde la cotidianeidad de una aspiradora hasta la producción de farmacéuticos pasando por la industria automotriz e incluso la alimenticia; se podría decir que es un campo relativamente no tan explorado sobretodo en nuestro país ya que los sistemas ya existentes en la mayoría de las ocasiones únicamente se los automatiza o en su defecto se compra uno nuevo.

Uno de los trabajos que utiliza un sistema de vacío como base para el diseño es el realizado por el Sr. Vinicio Chungata en su trabajo denominado “DISEÑO DE UN AUTOTANQUE DE SUCCIÓN POR VACÍO, PARA LA RECOLECCIÓN DE LODOS GENERADOS EN DERRAMES, CON CAPACIDAD DE 20.7 METROS CÚBICOS, PARA LA EMPRESA VACUUMS DEL ECUADOR”; en el cual inicialmente se hace un previo análisis de los códigos y normas tanto nacionales como internacionales que rigen el diseño de autotanques, posteriormente se procedió a establecer los requerimientos dimensionales necesarios para la realización del diseño de los elementos constituyentes del tanque y se validó tanto cada uno de los elementos como el tanque ensamblado utilizando el programa Inventor 2012, posteriormente se realizó el mismo proceso para el chasis que servirá de soporte del tanque.

Después se procedió a realizar la selección y cálculos concernientes a soldadura; una vez que todo el tanque se encontraba dimensionado y calculado se procedió a la selección de la instrumentación necesaria para el correcto funcionamiento del autotanque. Finalmente se procedió a establecer los costos inherentes de proyecto

tanto de la estructura, instrumentación, montaje etc. Con lo anterior se analizó si el precio de fabricación del autotanque era lo suficientemente competitivo en el mercado [8].

Otro trabajo es el realizado por el Sr. Oswaldo Valverde en su tesis de grado denominada “Selección de Sistema de Vacío Utilizando Bombas Tipo Distribuidor Giratorio Para Máquina Llenadora de Cerveza”. La necesidad de utilizar vacío en el proceso de llenado de cerveza es porque se necesita extraer el oxígeno presente en las botellas y con esto mantener los valores de oxígeno total envasado, evitando que al momento del envasado el producto se oxide y pierda sus propiedades organolépticas. Para este trabajo primero se analizó el sistema de vacío actual el cual había trabajado ya durante un tiempo estimado de 10 años y que ya presentaba fallas bastante evidentes principalmente debido a que se presentaba un desperdicio de producto y lo más importante; el producto que estaba siendo envasado presentaba una cantidad de oxígeno disuelto mayor a la que garantiza una conservación de las propiedades organolépticas por un tiempo prolongado.

Se llegó a establecer que el problema era la bomba de anillo líquido que utilizaba agua como líquido sellante y que con el pasar de los años en funcionamiento su desgaste impedía su buen funcionamiento; se analizó y realizó la selección de alternativas tomando en cuenta las bondades y falencias de varios tipos de bombas; se llegó a establecer que la mejor opción era adoptar un sistema con una bomba de distribuidor giratorio llegándose posteriormente a determinar algunos parámetros como la potencia de la bomba el tanque y los accesorios necesarios para la adopción del nuevo sistema. Finalmente se llegó a establecer que con este nuevo sistema con bomba de distribuidor giratorio se pudo generar el grado de vacío requerido con un menor consumo de potencia lo que se traduciría en un ahorro económico; con el uso de este tipo de bomba también se evitaba el desperdicio de agua lo cual se traduciría en ahorro económico y ayuda al cuidado del medio ambiente; se llegó a establecer también que el tiempo necesario para recuperar lo invertido en la adopción del nuevo sistema iba a tomar alrededor de 15 meses; gracias al ahorro de 1382 USD

mensuales por consumo de agua y 77,7 USD mensuales por concepto de consumo de luz eléctrica [9].

Los tumblers según el Sr Luis Intriago en su trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero en Alimentos nos dice que “es un dispositivo que realiza un masajeado a la carne troceada para obtener un efecto de golpeteo movilizándolo al mismo tiempo en un eje de rotación de las piezas de carne en un tambor realizando movimientos de giro vertical específicamente al vacío a una temperatura de 2° a 4 °C. Cada vez que el movimiento rotativo se genera en el tambor genera una deformación de la estructura del músculo de la carne con ello los cambios sobre todo en la membrana citoplásmica que se rompe ablandando y facilitando la solubilidad de las proteínas que se encuentran entre las fibras de los músculos.” [10]

2.2 Fundamentación teórica

2.2.1 Proceso de elaboración del jamón

Introducción:

Según la norma INEN NTE 1338 el jamón se define como un producto cárnico ya sea este curado, madurado, cocido, ahumado o no, el cual, se elabora a partir de carne emulsionada es decir la mezcla de esta con agua , grasa , sal, condimentos o viseras, conjuntamente con los aditivos permitidos [11].

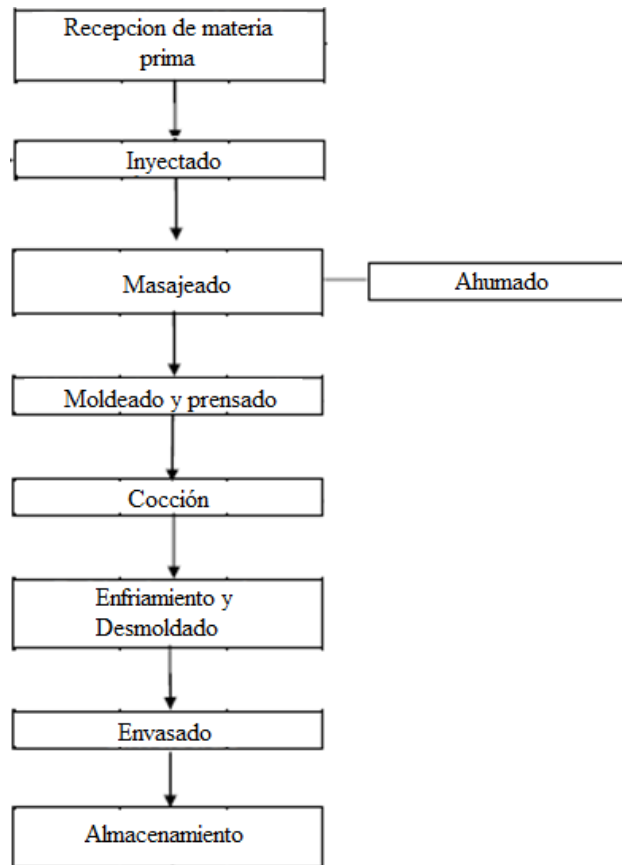


Figura 1: Diagrama de flujo para el proceso de elaboración del jamón. Fuente: [10].

El proceso de elaboración del jamón se puede sintetizar en los siguientes pasos:

En la recepción de materia prima esta debe mantenerse en refrigeración a temperaturas de entre 0 a 2°C con una humedad del 90%, ya que la forma de clasificar a los jamones es de acuerdo al pH de la materia prima el cual debe estar en un rango de 5,6 a 6 para que posean una consistencia suave y jugosa, además no debe poseer tejido conjuntivo ni grasa ya que este daña la imagen del producto y dificulta la salida de proteínas [12].

En la fase de inyectado lo que se hace es inyectar sal muera con concentración de 10 a 15% y con una presión que no debe exceder los 2 bares; esto se realiza de forma alternativa a fin de evitar el desgarramiento de las fibras musculares, evitar la formación de orificios o en el peor de los casos la deformidad del producto [12].

El proceso de masajeado se realiza en grandes contenedores de acero inoxidable conocidos como tumblers en cuyo interior una serie de elementos facilitan el

mezclado; para esto en conjunto se utiliza vacío a fin de extraer el oxígeno remanente que se produce durante el proceso; esta fase se lleva a cabo a una temperatura de entre 2 a 3 °C por un tiempo de 4 a 6 horas dependiendo del producto que se haya ingresado a los contenedores; con este proceso se facilita la extracción de las proteínas miofibrilares, las proteínas coaguladas ayudan entre otras cosas a la adhesión de las piezas para mejorar su aspecto, facilita la fijación y retención de agua. En conclusión esta etapa favorece a [13]:

- El reparto homogéneo de la salmuera.
- La blandura.
- Jugosidad.
- La cohesión de los fragmentos.
- El rendimiento del producto al momento del rebanado.

El proceso de ahumado se considera alternativo pero es aplicable a la mayoría de productos curados cosidos; el procedimiento dura entre 20 a 40 minutos con temperaturas de entre 70 a 85 °C [13].

En la fase de moldeado el producto se introduce en moldes cubiertos de lámina plástica al vacío para su posterior cocción [13].

La cocción se puede realizar ya sea en hornos o calderas con agua, vapor o aire caliente controlando la distribución homogénea sobre la superficie, al finalizar el proceso se debe controlar la temperatura de centro del jamón [13].

La fase de enfriado se realiza por medio de duchas frías facilitando la extracción de los moldes [13].

El envasado se realiza al vacío y deben almacenarse en la oscuridad ya que la luz y el oxígeno actúan negativamente sobre la duración del color y conservación del producto [13].

Las condiciones generales para almacenamiento de algunos productos cárnicos se muestran en la tabla 1; sin embargo cabe mencionar que la temperatura debe mantenerse lo más baja posible según el rango y controlarse la humedad ya que al no controlarse podría producirse pérdida de peso por desecación [12].

Tabla 1: Condiciones de almacenamiento de algunos productos cárnicos. **Fuente:** [12]

Producto	Temperatura °C	Humedad %	Ventilación	Luz
Carne	-2a+2	85-95	0.0-0.3 m/s	osc.-60 lux
Embu. Escalonados	0 a +5	80-90		osc.-60 lux
Art. Curados coc.	0 a +5	80-90		osc.-60 lux
Embutidos cocidos	-2 a +5	80-90		osc.-60 lux
Embutidos curados	+10 a 15	80-65	0.05-0.1 m/s	osc.-60 lux
Artículos curados crudos	+5 a +12	75-65	0.05-0.1 m/s	oscuridad
Semiconservas	+5 + 15(18)	seco		oscuridad

2.2.2 El vacío

Según la sociedad americana del vacío, cuando se habla de vacío se refiere a un espacio lleno de gases que poseen una presión menor a la atmosférica; por tanto habrá mayor vacío en relación de la presión de gases residuales [14].

El intervalo de bajo y mediano vacío: comprende un rango desde los 760 torr hasta los 10^{-2} torr; para esta se utiliza métodos convencionales para la obtención del vacío [1].

El intervalo de alto vacío: comprende el intervalo de 10^{-3} torr hasta 10^{-7} torr en este intervalo de vacío los gases residuales poseen un alto contenido de vapor de agua [1].

El intervalo de ultra alto vacío: comprende el intervalo de 10^{-7} torr hasta 10^{-16} torr; la característica principal de este intervalo es que en los gases residuales predomina el hidrogeno [1].

La energía requerida para la generación de vacío crece más rápidamente que el valor de vacío que se alcanza.

Por ejemplo en ventosas mientras la fuerza de agarre se incrementa en 1,5 para presiones que van de -600 mbar hasta -900 mbar el tiempo requerido para el proceso se incrementa con valores de tres factorial [15].

Dependiendo de la altitud varia la presión por ejemplo la presión a nivel del mar es de aproximadamente 1013 mbar mientras que a una altitud 2000 m esta se reduce hasta un valor de 763 mbar; aproximadamente por cada 100 metros de elevación en

la altura sobre el nivel del mar la presión decrece aproximadamente 12,5 mbar; por lo que si un generador de vacío a nivel del mar alcanza una eficiencia del 80% es decir alrededor de 800 mbar, el mismo generador de vacío a una altura de 2000 m alcanzaría únicamente un valor de 610 mbar [15].

Existen algunas razones por las cuales se necesita hacer vacío; en la industria se utiliza para extraer humedad de los alimentos, químicos, productos farmacéuticos, en la obtención de concentrados de frutos y leche en los cuales de vacío se utilizan altas temperaturas; el vacío también se utiliza para la extracción de agentes de la atmosfera que pueden causar efectos adversos como es el caso de la oxidación o remover el líquido ocluido en la parte intermedia de un material [9].

2.2.2.1 Aplicaciones del vacío

A pesar de que en nuestro país el campo del vacío no ha sido explorado ampliamente, el vacío tiene un gran campo de aplicaciones entre las principales se tiene:

Conservación de alimentos mediante vacío: El proceso de secado mediante congelamiento más conocido como liofilización se utiliza entre otras cosas para conservar ciertos productos químicos delicados, en este proceso el material se congela en condiciones de alto vacío, eliminando el agua a través del vapor por sublimación. Se establecen condiciones de temperatura y presión específicas a fin de poder obtener un material sólido que conserve las propiedades concentradas del producto.

Otra aplicación para el sistema de enfriamiento al vacío es la conservación de verduras en esta se evaporan pequeñas cantidades de agua de la verduras a fin de evitar su pronta descomposición [1].

Masajeado del jamón: este proceso se realiza como proceso previo al moldeado, a través de este se suavizan y se liberan proteínas de la carne gracias a la separación del agua que se inyecta durante el proceso de cocción.

Hay diferentes tipos de tecnología y equipamiento este último posee gran influencia en el resultado del masajeado, una de estas tecnologías es la incorporación del masajeado con vacío el cual evita la formación de espuma, el masajeador debe poseer por lo menos un tercio de su volumen disponible.

Durante el proceso de masajeo al vacío se recomienda que la distancia lineal recorrida sea de 10000 a 12000 metros; con lo cual el proceso de masajeo se prolonga por algunas horas. Al terminar el proceso se espera que la salmuera haya sido absorbida totalmente, que las proteínas miofibrilares hayan sido liberadas; obteniendo además de la compactación del producto, la facilidad para el corte y sabor [5].

2.2.3 Características medioambientales de la planta

La empresa se encuentra ubicada en la provincia de Pichincha cantón Rumiñahui, ubicado al sur oriente de dicha provincia la temperatura en dicho cantón es de 16,4 °C y su altura es de 2500 msnm [16].

$$P = P_o * e^{\frac{-\mu gh}{RT}} \quad \text{EC 2.1 [17]}$$

El cantón Rumiñahui a pesar de encontrarse en la denominada zona de los valles presenta un clima relativamente frío, además presenta algunas características las cuales se presentan en la tabla 2.

Tabla 2. Características generales del cantón Rumiñahui. **Fuente:** [16]

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	DATOS PROM
Temperatura													
Máxima diaria	25	20.8	25.7	25.4	25.3	24.9	25.9	25.8	26	26.1	25.1	25.1	25.1
Promedio diaria	16.4	16.6	16.9	16.7	16.4	16.3	15.9	16.1	16.2	16.1	16.6	16.1	16.4
Mínima diaria	6.9	4.5	6.8	7.1	6.9	6.2	4.2	4.8	4.9	5.2	6	6.1	5.8
Precipitaciones (mm)													
Precipitaciones	81.8	56.3	138.2	112.4	99.3	42.3	17.4	22.5	58	119.6	139.8	86.8	81.2
Variación de la humedad relativa por meses del año													
Máxima diaria	83	100	80	81	78	74	71	72	78	78	80	84	79.9
Promedio diaria	75	79	75	77	74	71	63	65	68	73	74	72	72.2

Mínima diaria	70	69	72	74	72	68	57	60	63	66	67	67	67.1
Vientos intensidad y dirección por meses del año (m/s)													
Velocidad máx	14	12	12	12	14	16	18	18	20	12	8	14	14.2
Velocidad mín	6	8	8	8	8	4	12	14	10	6	4	4	7.7
Dirección prom	E	E	SE	S	Se	E	SE	SE	SE	N	N	N	SE
Nubosidad según meses del año (octavos)													
Octavo de cielo	6	5	6	6	6	5	4	4	5	6	6	6	5.4
Heliofania según meses del año (h/sol)													
Horas sol	162.3	136.2	134.1	135.7	159.5	163.2	219.3	223.1	195	172.5	165.8	192.7	171.6

2.2.4 Bombas de vacío

Son dispositivos que generan vacío por medio de un motor, ningún dispositivo generador de vacío es capaz de evacuar solo el aire hasta la presión última siempre que esta sea menor que 10^{-3} mbar requiriendo para estos un sistema de varias etapas. Los parámetros que caracterizan a las bombas de vacío son:

- Velocidad de bombeo (volumen de gas que evacua por unidad de tiempo).
- Carga de gas (masa que evacua por unidad de tiempo).
- Presión última (presión más baja que se puede adquirir).
- Presión de salida (presión máxima a la que puede descargar la bomba).

2.2.4.1 Clasificación de las bombas

Según su funcionamiento las bombas de vacío se clasifican en:

Bombas de desplazamiento positivo: son aquellas que movilizan a los gases por medio de la interacción de los materiales ejemplo de estas bombas son: bombas de pistones, membrana y paletas [15].

Bombas de captura: son bombas que utilizan diferentes métodos para eliminar los gases ya sea por acción química, ionización o aceleración de moléculas ejemplo de este tipo de bombas es la bomba de pulverización catódica –ionización [15].

Bombas de desplazamiento positivo.

Bombas rotatorias a paletas: tienen una presión máxima de vacío de 10^{-3} mbar. Consta de un rotor de cuerpo cilíndrico ubicado excéntricamente dentro de un estator poseen paletas que se encuentran en contacto permanente con las paredes, de esta forma el gas se va comprimiendo hasta ser expulsado, esta etapa está inmersa en aceite a baja presión aislándola y evitando que entre aire al interior.

La velocidad de bombeo nominal se obtiene del volumen encerrado entre las paletas por el número de revoluciones, este permanece constante hasta cuándo se encuentra cerca del límite en donde baja notablemente; el inconveniente que presentan estas bombas al movilizar gases condensables es que el aceite de la bomba se emulsiona y degenera [15].

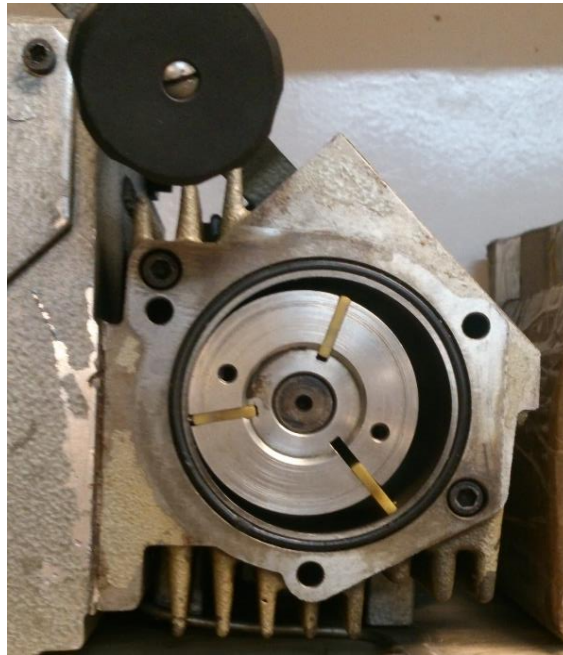


Figura 2. Bomba de paletas rotativas. Fuente: Propia.

Este tipo de bombas presenta algunas ventajas como son:

- Alto índice de compresión de alrededor de 10^6
- Efectiva desde la presión atmosférica.
- Bajo mantenimiento ya que presentan gran robustez.

Estas bombas también presentan algunas desventajas como:

- Posibilidad de difusión de vapores de aceite al sistema.
- Relativamente considerable grado de contaminación debido a que presenta arrastre de aceite en la expulsión.
- No apta para determinados procesos [1].

Bomba turbo molecular: esta bomba presenta un rotor en forma de turbina con alabes; una molécula que penetra desde la entrada recibe una cantidad de movimiento determinada en la dirección de salida; la razón de compresión máxima según KRUGE y SHAPIRO, viene dada por:

$$K = \exp[(VM^{1/2}/2kN_A T^{1/2}) F(\theta)] \quad \text{EC}$$

2.2 [15]

donde:

V= velocidad del rotor.

M= masa molecular del gas.

k= constante de boltzman 8.314472 J/mol.K

N_A = número de Avogadro $6,022 \times 10^{-3} \text{ mol}$

T= temperatura

$F(\theta)$ = ángulo de aspás.

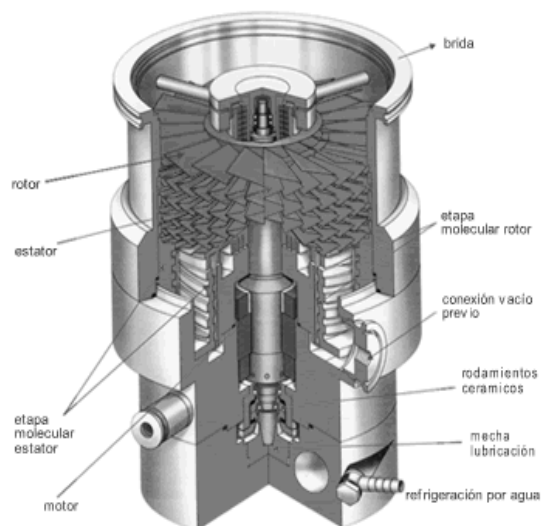


Figura 3. Esquema de una bomba de vacío turbo molecular. **Fuente:** [15].

Lo interesante de la ecuación 2.2 es que es dependiente de la masa molecular por lo que cuando las moléculas son livianas la razón es pequeña y viceversa; la velocidad de bombeo baja al cambiar el régimen de moléculas. Una de las ventajas de este tipo de bombas es que por su configuración impide el ingreso de vapores de aceite al sistema por lo que se ha convertido en una de las bombas de alto vacío más utilizada [15].

2.2.5 Lubricación

La lubricación es una de las formas más efectivas para reducir la fricción; los lubricantes se utilizan en todos los procesos de manufactura y en cualquier mecanismo que posea movimiento relativo entre las partes. [18]

Se llama *lubricación fluida* cuando las superficies están separadas por un fluido, se procura que la película tenga el suficiente espesor de tal manera que no exista contacto entre las superficies y con esto que el desgaste sea nulo; y que cualquier desgaste ocurrido sea el resultado de la erosión causada por el lubricante; la mayoría de maquinaria que trabaja con altas velocidades cae en esta categoría ya que contrario a lo que se creería la maquinaria que trabaja con velocidades relativamente bajas trabaja bajo el régimen de película delgada. [18]

La *lubricación límite* se caracteriza por la formación de capas limitantes que se forman en las superficies opuestas a fin de soportar de mejor manera la fuerza normal y cuidar que no exista el contacto entre los metales; para que exista la lubricación límite se debe dar una cierta adherencia entre el elemento y el lubricante; uno de los ejemplos más claros de este tipo de lubricación es la lubricación de extrema presión los cuales contienen como elementos principales al fosforo, cloro y azufre de tal manera que mantienen el espesor de película aún en temperaturas relativamente altas. [18]

La viscosidad de algunos grados de lubricantes según la ISO se presenta en la tabla 3.

Tabla 3. Clasificación de viscosidades de aceites industriales ISO3448-1975. **Fuente:** [19]

GRADO DE VISCOSIDAD ISO	VISCOSIDAD CINEMÁTICA A 40°C CST. VALOR MEDIO	VISCOSIDAD CINEMÁTICA A 40°C CST. LIMITES	
		MÍNIMO	MÁXIMO
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9	11
ISO VG 15	15	13.5	16.5
ISO VG 22	22	19.8	24.2
ISO VG 32	32	28.8	35.2
ISO VG 46	46	41.4	50.6
ISO VG 68	68	61.2	74.8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

Los *lubricantes semisólidos o grasas* se definen como: “el material lubricante que bajo acción de pequeñas cargas, en condiciones comunes de temperatura, presentan propiedades de un cuerpo sólido, y al alcanzar la carga aplicada adquieren un valor crítico; comienzan a deformarse plásticamente hasta fluir igual que un cuerpo líquido, recobrando nuevamente las propiedades de cuerpo sólido al suprimirse la carga actuante”. Una de las características que diferencian a las grasas de los aceites lubricantes es que la viscosidad de las grasas no está regida por la ley de Newton, por lo que en estas se hace más acentuado el uso de aditivos; los principales se presentan en la tabla 4.

Tabla 4. Principales aditivos empleados en la elaboración de grasas lubricantes. *Fuente:* [19]

TIPO DE ADITIVOS	REPRESENTANTES TÍPICOS
ANTIOXIDANTES	<p>NITROGENADOS.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Difenilamina. • Fenil-alfa-naftilamina <p>COMPUESTOS DE UREA.</p> <ul style="list-style-type: none"> • 1 (alquil-bencil) 3-fenilerastano. <p>DERIVADOS DEL FENOL.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Dibutil-paracresol tereiaro
ANTICORROSIVOS	<p>SALES DE ÁCIDOS NAFTÉNICOS Y SULFÓNICOS.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Naftenato de plomo. • Naftenato de Ba, Mg y Zn. <p>SALES DE ÁCIDOS GRASOS.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Olcato de Mg. <p>NITROGENADOS.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Amidas de ácidos bensopolicarbónicos. <p>INORGÁNICOS.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Cromatos y bicromatos de metales alcalinos y alcalinotérreos
ANTIDESGASTE Y ANTIDESGARRANTES	<p>COMPUESTOS DE AZUFRE.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Aceite de espelma sulfurado. <p>COMPUESTOS DE FOSFORO.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tricresilfosfato. <p>COMPUESTOS DE AZUFRE.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tio-bis-diclorofenil. <p>COMPUESTOS DE MOLIBDENO Y AZUFRE.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Oximolibdeno- ditiocarbonato sulfurado

Para la *lubricación sólida* se utilizan como elementos lubricantes a materiales como el grafito, el disulfuro de molibdeno y el teflón, los cuales se aplican generalmente en forma de polvos secos a fin de separar las superficies móviles con una película de bajo coeficiente de fricción y baja resistencia al corte; estos lubricantes son aptos para aplicaciones como elementos con altas temperaturas y presiones en ambientes químicamente reactivos. [18]

“Los *lubricantes gaseosos* tienen como característica principal la de poseer muy baja viscosidad, lo que es exigido por el mecanismo de diseño y condiciones específicas muy esenciales, como es el caso de los cojinetes deslizantes que operan a elevadas velocidades y bajas presiones unitarias, donde mayormente se aplica aire como lubricante”. [19]

2.2.5.1 Lubricantes grado alimentario

Los lubricantes grado alimentario deben ser considerados como como aditivos alimentarios en potencia ya que es casi inevitable la adición de estos materiales en la cadena de procesamiento ya sea por situaciones como sobre lubricación en los equipos, fugas , aplicación poco cuidadosa , etc.

“Un aceite o grasa lubricante se puede certificar como grado alimentario cuando en caso de contaminación accidental, está presente en no más de 10mg por kilo de producto y no debe ningún peligro fisiológico para el consumo, o altera de forma alguna el olor o sabor del producto”.

Clasificación de los lubricantes grado alimentario.

Según la NFC (National Sanitation Foundation) los lubricantes grado alimentario se clasifican en:

H1 Lubricantes con contacto accidental con alimentos.

Los lubricantes con contacto fortuito con los alimentos pueden utilizarse de manera segura en las máquinas utilizadas para producir, fabricar, envasar, procesar,

preparar, tratar, envasar, transportar o almacenar alimentos, con sujeción a las disposiciones de esta sección [20]

Los lubricantes se preparan a partir de una o más de las siguientes sustancias:

- 1.-Sustancias generalmente reconocidas como seguras para uso en alimentos. [20]
- 2.- Sustancias utilizadas de conformidad con las disposiciones de una sanción aprobación previa. [20]
- 3.- Sustancias identificadas en la tabla 5.

Tabla 5. Extracto de las sustancias constitutivas de aceites grado alimentario H1. Fuente: [21]

Substancias	Limitaciones
Hidróxido esteroil benzoico de aluminio.	Para uso solamente como un agente espesante en lubricantes de aceite mineral a un nivel que no exceda 10 pct en peso del aceite mineral.
N, N-Bis (2-etilhexil) -ar-metil-1H-benzotriazol-1-etanamina (Núm. CAS 94270-86-7)	Para uso como un desactivador de cobre a un nivel que no exceda 0,1 por ciento en peso del lubricante.
(Alfa) -butil-omega-hidroxi poli (oxietileno) poli (oxipropileno) producido por condensación aleatoria de una mezcla 1: 1 en peso de óxido de etileno y óxido de propileno con butanol; Peso molecular mínimo 1,500; Chemical Abstracts Service Registry No. 9038-95-3	Adición a alimentos que no excedan 10 partes por millón.
Dodecanodioato disódico (N ° CAS 17265-14-4)	Sólo para uso: 1. Como inhibidor de la corrosión o antioxidante en aceite mineral-lubricantes de bentonita a un nivel que no exceda el 2 por ciento en peso de la grasa.

	2. Como inhibidor de corrosión o antioxidante sólo en grasas a un nivel que no supere el 2 por ciento en peso de la grasa.
--	--

H2 Lubricantes sin contacto con alimentos.

Estos se pueden utilizar en equipos y elementos que no vayan a tener contacto con productos alimenticios, no existe un listado de sustancias y aditivos definida; pero se asume que en este apartado esta todos los lubricantes industriales salvo los del listado de la guía del NSF Parte 5.1. [21]

H3 Aceites solubles.

Este tipo de aceites se utilizan en la prevención de la corrosión en piezas como ganchos, carritos, etc. Cuando se necesite poner en servicio los elementos deberán ser limpiados con agua o un trapo; estos aceites pueden estar compuestos por: [21]

- Aceites comestibles (Aceite de maíz, semilla de algodón, soja) que cumplan con la CFR 21 Sección 172.860
- Aceites minerales que cumplan con la CFR 21 Sección 172.878
- Sustancias GRAS (Generalmente reconocidas como seguras) que cumplan con la CFR 21 partes 182 (multipropósito) o 184. [21]

HT1 aceites de transferencia térmica con contacto accidental.

“Estos productos son utilizados como fluidos de transferencia térmica en los circuitos primarios y secundarios de sistemas de producción alimentaria. Los fluidos que pueden utilizarse como grado alimentario HT1 deben cumplir la CFR título 21, sección 178.3570. La cantidad a emplear deberá ser la mínima imprescindible para el propósito para el que está diseñado el fluido”. [21]

2.2.6 Código ASME para recipientes a presión

El código ASME para calderas y recipientes a presión surgió de la necesidad de proteger a la sociedad de los continuos accidentes provocados por la explosión de principalmente de las calderas; uno de los principales países en los que surgió esta necesidad fue Inglaterra en el que en 1915 una caldera explotó causando pérdidas humanas y materiales; al investigar este suceso en particular se llegó a la conclusión de que las principales causas que provocaron este desastre fueron: “métodos de fabricación inapropiados y aumento gradual y excesivo de la presión a la cual se estaba operando. [22]

El 10 de marzo de 1905 ocurrió una explosión en una fábrica de zapatos matando a 58 persona e hiriendo a 117 personas esto motivo la creación del primer reglamento legal para la construcción de calderas en 1907. Posteriormente en 1915 la ASME en cual fue denominado “Reglas para la Construcción de Calderas Estacionarias y para las presiones permisibles de trabajo”; este reglamento fue modificado en los años posteriores creándose [22].

Finalmente en 1968 la sección VIII división I referente a recipientes a presión la cual incluye [23]:

- Recipientes sujetos a presión interna, externa o combinación de estas.
- Dispositivos de alivio de presión. Requerimientos de acuerdo a UG-125 a UG- 136 y apéndice 11. [23]

“Las siguientes clases de recipientes se encuentran dentro del alcance del código. Sin embargo cualquier tipo de recipiente a presión que cumpla los requerimientos de esta división puede ser empleado con el símbolo “U” del código”. [23]

- Recipientes de almacenaje de agua, si no excede ninguna de las siguientes condiciones: [23]
 - Presión de diseño de 300 psi.
 - Temperatura de diseño de 99 °C.
- Tanques de almacenaje y suministro de agua caliente si no excede ninguna de las siguientes condiciones: [23]

- Entrada de calor 58,6 Kw
- Temperatura de agua de 99 °C.
- Capacidad de agua de 450 litros.
- Recipientes con presión de trabajo menor o igual a 15 psi independientemente del tamaño. [23]
- Recipientes de diámetro interno, ancho, altura o diagonal menor o igual a 6” independientemente de la longitud. [23]

Finalmente el código ASME sección VIII división I está compuesto por 3 subsecciones que son: [23]

“A Sección general.

Parte UG.

B Los métodos de fabricación.

Parte UW. Recipientes soldados.

Parte UF. Recipientes forjados.

Parte UB. Recipientes fabricados by brazing.

C Sección de materiales.

Parte UCS. Aceros al carbono y de baja aleación.

Parte UNF. Materiales no ferrosos.

Parte UHA. Aceros de altas aleaciones.

Parte UCI. Materiales de hierro fundido.

Parte UCL. Recipientes con revestimientos.

Parte UCD. Materiales de hierro fundido dúctil.

Parte UHT. Materiales tratados térmicamente.

Parte ULY. Recipientes por capas.

Parte ULT. Materiales para baja temperatura.” [23]

2.2.7 Recipientes a presión

Según el código ASME sección VII división I un recipiente a presión se define como; “cualquier contenedor cerrado capaz de almacenar un fluido a presión manométrica sea esta interna o externa, obtenidas de fuentes internas o externas por la aplicación de calor de una fuente directa o indirecta o cualquier combinación de ellas”. [23]

2.2.7.1 Clasificación

Los recipientes a presión se pueden clasificar por su utilización en:

Recipientes de almacenamiento, también conocidos como recipientes de día o acumuladores.

Los *recipientes de proceso*, se usan principalmente en la industria petroquímica ejemplos de estos son las torres de destilación, los intercambiadores de calor etc. [22]

Y por su forma se clasifican en:

Recipientes cilíndricos, estos a su vez se clasifican en horizontales y verticales.

Recipientes esféricos, se utilizan como tanques para almacenar grandes volúmenes a altas presiones. [22]

Componentes principales.

Los componentes principales de un recipiente a presión son:

- Cascaron Cilíndrico, Cuerpo o Envoltente.
- Cabezales o Tapas.
- Boquillas
- Refuerzos de Boquillas.
- Registros- Hombre.
- Anillos Atiezadores.

- Faldón.
- Placa Base.
- Orejas de Montaje. [22]

2.2.7.2 Esfuerzos en recipientes a presión

Los esfuerzos producidos están en dependencia directa de las cargas y de los componentes en los cuales se aplican dichas cargas además por su puesto de la geometría de la construcción. [25]

Cargas que se aplican en recipientes a presión:

- Presión interna o externa.
- Peso del recipiente y su contenido.
- Reacciones estáticas del equipo auxiliar, tuberías, revestimientos, aislamiento, piezas internas, apoyos.
- Reacciones cíclicas y dinámicas debidas a la presión o las variaciones térmicas.
- Presión del viento y fuerzas sísmicas.
- Reacciones por impacto debido a choque hidráulico.
- Gradientes de temperatura y expansión térmica diferencial.

Los esfuerzos debido a la aplicación de cargas en recipientes a presión son:

- Esfuerzo a la tensión.
- Esfuerzo longitudinal a la compresión.
- Esfuerzo primario general de membrana inducido por cualquier combinación de cargas. -Esfuerzo primario de membrana más esfuerzo primario de flexión inducido por combinación de cargas.
- Esfuerzo primario general de membrana inducido por la combinación de sismos de presión del viento con cargas. [25]

Esfuerzos en cascos cilíndricos.

La presión uniforme ya sea esta interna o externa a lo largo de un cuerpo cilíndrico induce en las costuras longitudinales el doble del valor de los que se generan en las costuras circunferenciales por la geometría del mismo cilindro. [25]

Cuando sea importante considerar fuerzas como las del viento especialmente en recipientes que actúen bajo presión externa, estos deben diseñarse de tal forma que resistan las deformaciones circunferenciales. Para el cálculo de los esfuerzos debidos a la compresión por presión externa y al esfuerzo por presión interna se utilizan las siguientes fórmulas: [25]

$$S_1 = \frac{PD}{4t} \quad \text{EC 2.3 [25]}$$

$$S_2 = \frac{PD}{2t} \quad \text{EC 2.4 [25]}$$

donde:

D= diámetro medio del recipiente.

P= presión externa o interna del recipiente en $lb/pulg^2$

S_1 = esfuerzo longitudinal $lb/pulg^2$

S_2 = esfuerzo circunferencial (o de zuncho), $lb/pulg^2$

t= espesor del casco, sin margen de corrosión, en pulgadas

2.2.7.3 Presión externa

Los recipientes que se fabrica para trabajar bajo presión externa deberán diseñarse para trabajar con una presión máxima permitida de $15 lb/pulg^2$ o 25% mas que la presión externa presente y se debe realizar según la norma UG-28 del código ASME Sección VIII División 1. [25]

Un recipiente que se haya diseñado y construido para trabajar bajo condiciones de presión interna y se requiera para trabajar bajo presiones de 15 lb/pulg^2 o menores no necesita diseñarse para condiciones de presión externa; esto no será aplicable si el recipiente trabajase a temperaturas inferiores a los -20°F y las condiciones de diseño serán aplicables según la norma UCS-66 (c) u la UHA-51 (b) para evitar la necesidad de la aplicación de la prueba de impacto. [25]

El recipiente que falla debido a presión exterior es debido a que ya no puede soportar su forma geométrica y al colapsar adopta una forma de menor volumen.

Proceso de verificación de la envolvente.

Para el caso de los recipientes sometidos a presión de vacío se debe seguir los pasos descritos en los literales UG-28 al UG-30, cabe notar que para el caso de presión exterior no existe una única fórmula que sirva para todos los casos y el espesor de la envolvente es solo una parte del diseño; otros factores que afectan al diseño son: [23]

- La longitud entre líneas soporte.
- El uso.
- El tamaño.
- El espaciado de los anillos de rigidización.

Proceso de diseño.

El proceso de diseño por presión exterior es un proceso iterativo, se comienza por verificar el espesor de la envolvente, tomando como base el diámetro del recipiente y la longitud de la línea soporte, luego los ratios geométricos se obtienen para entrar en las tablas y obtener los coeficientes A y B una vez obtenidos estos se calcula la presión máxima admisible. [25]

La distancia entre líneas soporte depende de la geometría y del momento de inercia del equipo. Los anillos de rigidización, para el caso de presión externa es recomendable ubicarlos exteriormente a fin de disminuir la distancia entre líneas soporte, para esto se utiliza la verificación contenida en la parte UG-29 del código;

primero se estima un espesor t del soporte, se selecciona el perfil posteriormente se estima el área transversal y el momento de inercia. Con los datos anteriores el coeficiente B y con este el coeficiente A . una vez conocidos estos valores se calcula los momentos de inercia existentes y se los compara con los requeridos, este último debe ser menor al existente para que el diseño se acepte, de no ser así el proceso debe repetirse hasta que el momento de inercia obtenido sea mayor al requerido. Finalmente los espesores de los cabezales deben ser verificados a través del proceso descrito en la norma UG-33 del código. [25]

Prueba de presión para recipientes a presión externa.

Los recipientes que tengan el propósito de funcionamiento para vacío deberán someterse a una prueba hidrostática interna cuyo proceso se encuentra descrito en la norma UG-99; si no fuese posible aplicar esta deberá aplicarse la prueba neumática, descrita en la norma UG-100; cualquiera de las dos pruebas deberá realizarse a una presión no menor a 1,5 veces la diferencia entre la presión atmosférica y la presión absoluta mínima considerada para el diseño. [25]

Soldadura de recipientes a presión.

El diseño de las juntas soldada en recipientes a presión es uno de los procesos más importantes dentro del diseño del recipiente y la selección de la alternativa para la soldadura depende principalmente de aspectos como:

Las circunstancias en que ha de realizarse la soldadura: existen casos; como en los recipientes cuyo diámetro 24 pulg o menos en los cuales generalmente no se puede realizar soldadura manual y simplemente se hace uso de una tiara de respaldo; en recipientes de mayor diámetro se puede soldar únicamente exteriormente a no ser que el registro del código indique lo contrario. [25]

Los requisitos del código: el código establece estos tomando como base aspectos como el servicio, la ubicación de la soldadura y el material; los procesos para la realización de estos se encuentran descritos en el párrafo UG-27 del código. [25]

Las normas referentes a soldadura el código se presentan bajo títulos como:

- Tipo de juntas soldada (tabla UW-12).


- Diseño de juntas soldadas (párrafos UW-2 y UW-3).
- Eficiencia de juntas y reducciones de esfuerzo (UW-11 y UW-12)






Los aspectos económicos: si los requerimientos anteriores no limitan la elección de la junta el factor económico será decisivo; algunas recomendaciones respecto a la economía de la soldadura son:

- La configuración en V hecha a soplete es más económica que las configuraciones en J o en U.
- La preparación en V doble necesita la mitad de material que la configuración en V sencilla.
- “Al aumentar el tamaño de una soldadura de filete, su resistencia aumenta en proporción directa, mientras que el material de soldadura depositado aumenta en proporción al cuadrado de su tamaño”. [25]

Cabe notar que aunque es necesario cuidar la economía en cuanto a procesos de soldadura nunca se debe descuidar la calidad de las mismas; por lo que si la soldadura es de baja calidad será imprescindible la utilización de una placa de mayor espesor y viceversa; siendo estas características dependientes de características como: el tamaño del recipiente y equipo de soldadura disponible. [25]

Tabla 6. Tipos de juntas reconocidas por la norma UW-12 del código ASME Sección VII División 1. **Fuente:** [25].

TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA		
		Cuando la junta es:		
		a. Radiografiada totalmente	b. Examinada por zonas	c. No examinada
1	 <p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo</p>	1.00	0.85	0.70

		debe quitarse esta después de terminar la soldadura.			
2		Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar	0.90	0.80	0.65
3		Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo	–	–	0.60
4		Junta a traslape de doble filete completo	–	–	0.55
5		Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	–	–	0.50
6		Junta a traslape de un solo filete completo sin soldadura de tapón	–	–	0.45

2.2.8 Tuberías y cañerías

Para esta parte se deben tomar en cuenta muchos factores inicialmente se deben conocer las presiones de trabajo, el flujo volumétrico que va a circular por las mismas y como la bomba de vacío es el dato de partida para el diseño, se deben tomar en cuenta factores como los diámetros de carga y descarga de la bomba con lo cual se procedería a calcular las velocidades y contrastar con las velocidades recomendadas que por ejemplo para una tubería de succión cuyo tamaño nominal sea de 5 pulgadas la velocidad recomendada es de 2,4 m/seg y consecuentemente a esto la línea de descarga recomendada se encuentra en un tamaño nominal de 3 ½ pulgadas y una velocidad de 4,9 m/seg. [26]

Otro punto a tomar en cuenta son las pérdidas que se producen en las tuberías ya sea por la rugosidad de las tuberías; las cuales son proporcionales a la longitud del tramo, y las pérdidas secundarias derivadas de los accesorios, todo este conjunto de pérdidas puede generar caídas de presión de hasta 6,6 mbar. [27]

Fluido de trabajo.

Para el caso de este proyecto el fluido de trabajo es el aire que se extrae de los bombos al momento del masajeado. El aire puro se describe como un gas incoloro,

inodoro e insípido, formado por una mezcla de gases que contiene aproximadamente 78.03% de nitrógeno, 20,98% de oxígeno y 1% de otros gases. [28]

Las propiedades físicas del aire son: densidad, poder calorífico, conductividad térmica, viscosidad cinemática y viscosidad dinámica. En las tablas 7 y 8 se presentan algunas propiedades para un rango de temperaturas y presiones. [26]

Tabla 7. Propiedades del aire a diferentes temperaturas. Fuente: [26]

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Peso específico γ (N/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
-40	1.514	14.85	1.51×10^{-5}	9.98×10^{-6}
-30	1.452	14.24	1.56×10^{-5}	1.08×10^{-5}
-20	1.394	13.67	1.62×10^{-5}	1.16×10^{-5}
-10	1.341	13.15	1.67×10^{-5}	1.24×10^{-5}
0	1.292	12.67	1.72×10^{-5}	1.33×10^{-5}
10	1.247	12.23	1.77×10^{-5}	1.42×10^{-5}
20	1.204	11.81	1.81×10^{-5}	1.51×10^{-5}
30	1.164	11.42	1.86×10^{-5}	1.60×10^{-5}
40	1.127	11.05	1.91×10^{-5}	1.69×10^{-5}

Tabla 8. Propiedades del aire a diferentes presiones. Fuente: [26].

Altitud (m)	Unidades SI			Unidades del Sistema Inglés			
	Temperatura T (°C)	Presión P (kPa)	Densidad ρ (kg/m ³)	Altitud (pies)	Temperatura T (°F)	Presión P (psi)	Densidad ρ (slugs/pie ³)
0	15.00	101.3	1.225	0	59.00	14.696	2.38×10^{-3}
200	13.70	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34×10^{-3}
400	12.40	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25×10^{-3}
600	11.10	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05×10^{-3}
800	9.80	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76×10^{-3}
1000	8.50	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.50×10^{-3}
2000	2.00	79.5	1.007	20000	-12.62	6.753	1.27×10^{-3}
3000	-4.49	70.1	0.9093	30000	-47.99	4.365	8.89×10^{-4}
4000	-10.98	61.7	0.8194	40000	-69.70	2.720	5.85×10^{-4}
5000	-17.47	54.0	0.7364	50000	-69.70	1.683	3.62×10^{-4}
10000	-49.90	26.5	0.4135	60000	-69.70	1.040	2.24×10^{-4}
15000	-56.50	12.11	0.1948	70000	-67.30	0.644	1.38×10^{-4}
20000	-56.50	5.53	0.0889	80000	-61.81	0.400	8.45×10^{-5}
25000	-51.60	2.55	0.0401	90000	-56.32	0.251	5.22×10^{-5}
30000	-46.64	1.20	0.0184	100000	-50.84	0.158	3.25×10^{-5}

Velocidades de trabajo para aire.

Al no contar con datos precisos en lo concerniente a velocidades del aire en sistemas sometidos a vacío se tomaran las recomendaciones como si se estuviese trabajando con aire comprimido; debido a que también se tiene una presión de trabajo pero esta es de vacío o negativa.

En el libro “análisis de sistemas de aire comprimido”, menciona que en tuberías de aire comprimido la velocidad debe tomar valores de 6 - 10 m/s aunque en los colectores principales de un sistema se pueden admitir velocidades de hasta 20 m/s; con el intervalo antes mencionado de velocidad se pueden obtener los diámetros mínimos y máximos para las tuberías. [29]

Pérdidas en tuberías de aire.

Es necesario calcular las pérdidas de carga existentes en el sistema, las pérdidas son de dos tipos:

Pérdidas primarias: debidas a la longitud de tubería desde el compresor hasta el punto más alejado de servicio y la rugosidad presente en la misma, hay que tomar en cuenta que la velocidad con la que circula el fluido por las mismas es directamente proporcional a las pérdidas. Para el cálculo de estas se utiliza la fórmula: [29]

$$h_1 = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2} * \rho$$

donde:

f = es el factor de fricción.

L = longitud total de tubería.

D = diámetros de la tubería.

V²= velocidad de flujo.

ρ = densidad del aire.

Pérdidas secundarias: las pérdidas secundarias son debidas a los accesorios presentes a lo largo de la red; llámese a estos codos, válvulas uniones, etc. Las mismas se determinan con la fórmula: [29]

$$h_2 = K * \frac{V^2}{2} * \rho$$

donde:

h_2 = pérdidas secundarias debido a los accesorios.

K = coeficiente de resistencia.

V^2 = velocidad de flujo.

ρ = densidad del aire.

Tabla 9.- Valores típicos de coeficiente de resistencia para algunos accesorios. **Fuente:** [29]

Tipo de singularidad	K
Válvula de compuerta totalmente abierta	0,2
Válvula de compuerta mitad abierta	5,6
Curva de 90°	1,0
Curva de 45°	0,4
Válvula de pie	2,5
Emboque (entrada en una tubería)	0,5
Salida de una tubería	1,0
Ensanchamiento brusco	$(1-(D1/D2)^2)^2$
Reducción brusca de sección (Contracción)	$0,5(1-(D1/D2)^2)^2$

Tuberías y cañerías grado alimenticio.

Para el caso de tubería metálica esta deben estar pulidas por dentro y por fuera, deben tener la apariencia de no poseer costuras, se debe fabricar de acuerdo a los estándares de las norma ASTM-A270-S2; ya que con esto se garantizara que en ella no se alojaran bacterias o impurezas que pudieran dañar los alimentos, bebidas o productos que circulen a través de ellas. [30]

Para el caso de tuberías de material polimérico o recubrimiento de este de acuerdo a la norma FDA parte 175 afirma que:

“El revestimiento se aplica como una película o esmalte continuo sobre un sustrato metálico, o el revestimiento está destinado a un uso repetido en contacto con alimentos y se aplica a cualquier sustrato adecuado como una película continua o esmalte que sirve como barrera funcional entre el Alimento y el sustrato. El revestimiento se caracteriza por una o más de las siguientes descripciones:” [30]

(1) Revestimientos curados por oxidación.

(2) Revestimientos curados por polimerización, condensación y / o reticulación sin oxidación.

(3) Revestimientos preparados a partir de sustancias prepolimerizadas. [30]

2.2.9 Elementos a tomar en cuenta para vacío

Los contenedores:

Las cámaras o contenedores para vacío generalmente de vidrio o acero; deben poseer la suficiente resistencia para soportar la presión atmosférica que ejerce una fuerza de 1 Kg/cm^2 por lo que un recipiente de 1 m^3 debe tener la capacidad para resistir 10 toneladas en peso, por lo general se fabrican de forma cilíndrica para facilitar la resistencia de la presión externa. Después de construido el contenedor es recomendable realizar electropulido en este a fin de disminuir la absorción de gases en las paredes del mismo.

Antes de empezar a utilizar los contenedores es necesario realizar una limpieza a fin de eliminar la grasa, aceites, residuos de metal, etc. Además es recomendable someter al contenedor a diferentes temperaturas propiciando la desgasificación de las paredes con esto se puede garantizar la obtención de la presión deseada. [1]

Los sellos:

Las conexiones de los recipientes generalmente son cilíndricas y bridadas, para la conexión de estas y para garantizar el vacío del sistema se utilizan sellos en forma de anillo circular con sección transversal rectangular o circular que pueden ser estáticos o inmóviles y mecánicos o móviles dentro del sistema; los materiales más

comunes al momento de fabricar estos son: el neopreno, vitón o también los hay metálicos. [1]

Para presiones menores a los 10^{-7} torr se utilizan sellos de elastómeros como el Buna-N que soporta largos tiempos de compresión y temperaturas de hasta 80°C ; otro elastómero usados frecuentemente es el Vitón-A que son muy poco deformables y soportan temperaturas de hasta 250°C ; en cuanto a materiales metálicos para sellos los más comunes son los de cobre y aluminio se utilizan principalmente debido a su bajo índice de desgaste. [1]

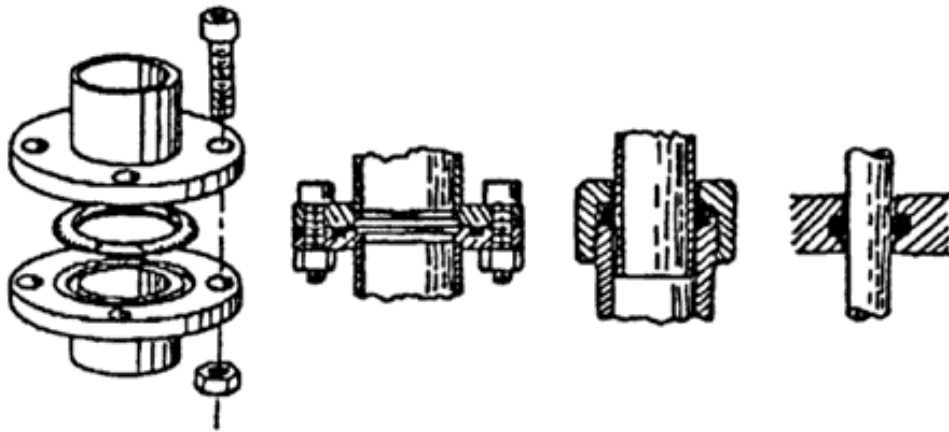


Figura 4.- Sellos tipo anillo. Fuente: [1].

Las válvulas:

Para sistemas de metal de alto vacío y ultra alto vacío existe poca variedad de válvulas principalmente debido a su complejidad y a lo difíciles de fabricarse.

“En la figura 4 se ilustran válvulas de metal: *a)* la válvula de este tipo se hace de acero inoxidable con sellos de vitón y puede calentarse hasta 200°C ; se usa comúnmente en sistemas con bombas de difusión en pequeños sistemas de alto vacío. Las válvulas de metal de la figura 5 *.5b)* y *c)* se usan para aislar bombas de difusión o bombas iónicas de una cámara de alto vacío; se elaboran con aluminio o acero inoxidable y tienen una apertura interna de 5 a 25 centímetros.” [1]

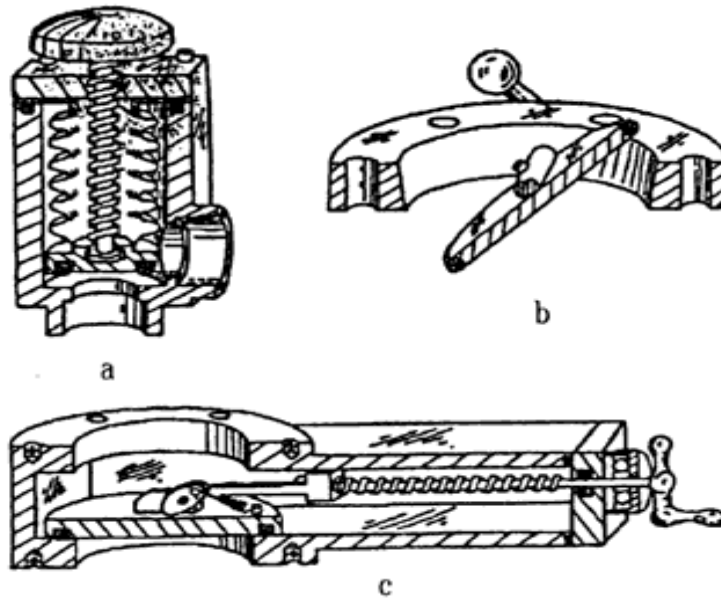


Figura 5. Válvulas de metal para vacío. Fuente: [1].

2.2.10 Diseño sanitario

El diseño sanitario es la aplicación de técnicas de diseño de ingeniería que permitan una limpieza efectiva de la totalidad de los activos de manufactura.

Los equipos deben presentar la facilidad para ser limpiados y deben evitar la presencia de sustancias tóxicas o contaminantes, deben ser accesibles para la inspección, mantenimiento y sanitización; sin el uso de herramientas especiales. [31]

El diseño sanitario recomienda que en uniones soldadas se debe evitar el uso de soldadura eléctrica ya que esta genera residuos y escoria, se recomienda utilizar soldadura con gas argón; pero cuidando que posea un buen acabado. [31]

Las bacterias que se presentan en la industria alimentaria son las listerias con tamaños de 0,5 micras, para evitar la proliferación de estas en las superficies en contacto con alimentos se debe evitar la presencia de tornillos, huecos, sujetadores, etc. Otras recomendaciones útiles son: las máquinas deben tener una cierta altura sobre el piso, los paneles de control deben tener un espacio detrás de ellos de por lo menos 2 pulgadas, el aire destinado al contacto con el producto debe ser filtrado a

nivel de 0,3 micras, los motores deben estar soportados sobre estructuras de fácil limpieza. [30]

Para el diseño de tuberías estas deben tener una pendiente uniforme, un drenado completo sin puntos ciegos. En la unión de piezas se debe evitar los ángulos rectos y se procura que sean radiales. Finalmente todas las actividades aplicables a la planta se evalúan por medio del sistema CIP (clean in place o clean in part) el cual se ampara en 4 variables de efectividad que son: [31]

1. Turbulencia: velocidad para lavado.
2. Concentración (tripación).
3. Tiempo.
4. Tecnología

Tabla 10. Evolución del ambiente en el control de patógenos. **Fuente:** [31].

Etapa.	Métodos de control.
Conciencia.	Muestra del producto.
Ilustración.	Reconocer la existencia de nichos. Muestras de contacto con el piso y ambientes a la superficie de control.
Preventiva.	Mapear nichos potenciales. Calendarizar algunas prácticas de intervención en el lugar. La gestión de los factores críticos del proceso de sanitización. Comprometidos con el rediseño de equipo e instalaciones
Predictiva.	Alerta temprana de muestreo en el lugar. Prácticas de intervención en su lugar con todos los equipos. Se centran en 4 zonas e instalaciones. Fases avanzadas de ambos equipos y el rediseño de instalaciones

CAPÍTULO III

CÁLCULOS

3.1 Selección de alternativas

3.1.1 Problemas que presenta el sistema actual

En la empresa se llegó a establecer mediante la experimentación realizada en el año 2012 que el grado de vacío necesario para garantizar el proceso de masajeado es de 10mbar el cual actualmente no se llega a obtener.

Por el mismo hecho de que no se alcanza el valor de presión de vacío antes mencionado y a la cual la instrumentación de control se encuentra saeteada las bombas permanecen encendidas durante todo el proceso de masajeo aumentando con esto sus costos operativos.

Al permanecer encendidas las bombas durante todo el proceso de masajeo se produce un desgaste mucho más acelerado de elementos como rodamientos, filtros, cambios de aceite, etc. Además como de fábrica los bombos masajeadores tienen colocado la bomba de vacío en la parte posterior; durante el funcionamiento las bombas alcanzan temperaturas de hasta 50°C, con lo que se producen evaporación del aceite, por otro lado el ambiente de trabajo se encuentra a temperaturas de entre 2 a 3°C, a causa de las condiciones anteriormente descritas se produce la formación de condensados con lo cual los cambios de filtros tanto de vacío como de aceite se realizan aproximadamente cada 200 horas; cuando el manual recomienda que los mismos se realicen en un periodo aproximado de 500 horas.

Finalmente en lo que va del año a causa de factores adversos de funcionamiento se averió uno de los motores de la bomba por lo cual fue necesario enviarlo a rebobinar

con lo cual se produjo un gasto extra bastante considerable y se teme que los demás motores de las bombas sufran el mismo daño ya que están presentando los mismos síntomas que presento la bomba antes de averiarse.

3.1.2 Costos y gastos estimados del sistema actual

Tomando en cuenta que la fábrica trabaja alrededor de 19 horas con 30 minutos y que el proceso de masajeo actualmente demanda básicamente de las siguientes actividades con sus respectivos tiempos:

Carga = 0,5 horas

Masajeo = 5 horas

Descarga y limpieza = 0,5 horas

Por lo que los gastos actuales por bombo serian de:

Gasto eléctrico:

$$G_E = Kw h \quad \text{EC 3.1 [32]}$$

donde:

G_E =Gasto eléctrico

Kw =Kilowatios de energía que consume la bomba (dato obtenido del manual de la bomba)

h =número de horas de trabajo.

El costo por Kw/h de energía eléctrica para la industria actualmente es de 31.75 USD centavos [33]

Reemplazando datos:

$$G_E = 3Kw 5h$$

$$G_E = 15kw/h$$

$$G_{ND} = G_E \cdot 0.091 \text{ USD/Kwh}$$

G_{ND} = Gasto neto en dólares por energía eléctrica

Reemplazando datos:

$$G_{ND} = 15 \text{ Kwh} \cdot 1.75 \text{ USD/Kwh}$$

$$G_{ND} = 26.25 \text{ USD}$$

Costo actual de mantenimiento:

Datos:

Precio del aceite por litro=9,5 USD

Litros de aceite por cambio= 2 Litros

Kit de filtros para bomba RA100= 135.9 USD

Rodamiento 6204 = 6.29 USD

Rodamientos por cambio= 2

Según el manual de la bomba recomienda el cambio de aceite de las 500 a 2000 horas pero actualmente debido a condiciones del ambiente de trabajo y a condiciones de funcionamiento se lo está realizando cada 700 a 750 horas.

Por lo que cada 2 meses y medio se gasta en aceite 19 USD

Conjuntamente al cambio de aceite el manual recomienda el cambio del filtro de aceite con un costo de 20 USD.

La bomba usa 2 filtros de vacío los cuales el manual recomienda el cambio cada 500 horas pero actualmente este se realiza en el mejor de los casos cada 200 horas produciendo un gasto de 115, 5 USD cada mes.

Finalmente debido a los periodos prolongados de trabajo se están cambiando los rodamientos cada 2,5 a 3 meses cuando el manual recomienda un cambio semestral de estos elementos con lo que se produce un gasto de 12. 57 USD en el tiempo señalado.

Costos extras:

El costo extra más representativo que se ha presentado en este tipo de maquina sin tomar en cuenta los consumibles; son que debido a las condiciones adversas de funcionamiento que se han presentado se produjo un sobrecalentamiento del motor de la bomba; por lo cual se debió rebobinar el motor de la bomba con un costo de alrededor de 450 USD.

Contrastación de costos y gastos estimados en el periodo de un año para el funcionamiento actual y el recomendado.

En la tabla 11 se muestra los costos estimados para un periodo de un año para el sistema actual.

Tabla 11.- Contrastación de costos y gastos para el sistema instalado actualmente. Fuente: el autor.

Gastos y costos generados.	Funcionamiento actual	Funcionamiento recomendado por el manual.
Gastos operacionales		
Gasto de energía eléctrica	18900 USD	18900 USD
Costos de mantenimiento		
Aceite	114 USD	22.8 USD
Filtro de aceite	120 USD	24 USD
Filtros de vacío	1386 USD	554.4 USD
Rodamientos	50.28 USD	25.14 USD
Costos extras		
Rebobinaje de motor.	350 USD	-----
TOTAL	20800.4 USD	19526.34 USD

Es importante mencionar que para el caso del funcionamiento en las actuales condiciones se tomó como base un periodo de trabajo de 5 horas encendida la bomba por periodo de masajeo; mientras que para el funcionamiento recomendado

por el manual y según testimonio del jefe de mantenimiento el periodo que permanecía la bomba encendida era de 3 horas o menos.

Nota: los costos de los materiales y repuestos necesarios para la bomba se obtuvieron de cotizaciones anteriores, facturas, planillas eléctricas etc. Los tiempos estimados de cambio de elementos y repuestos se obtuvieron del histórico de órdenes de trabajo correctivas generadas por el jefe del área de jamones. Finalmente los periodos recomendados de cambio se obtuvieron del manual de la bomba.

3.1.3 Posibles soluciones del sistema a diseñarse

Solución de número 1

Sistema individual sin tanque acumulador.

El sistema mantendría la producción actual; estaría formado por una bomba individual su respectiva red de tuberías y accesorios para cada uno de los contenedores. Como se muestra en la figura 6.



Figura 6.- Sistema de bombas independientes sin tanque acumulador. Fuente: [34]

Solución de número 2

Sistema individual con tanque acumulador.

El sistema mantendría la producción actual y estaría formado por una bomba, tanque acumulador su respectiva red de tuberías y accesorios para cada uno de los contenedores. Como se muestra en la figura 7.



Figura 7.- Sistema de bombas independientes con tanque acumulador. Fuente: [35]

Solución de número 3

Sistema centralizado con tanque acumulador.

Este sistema por lo menos mantendría la producción actual aunque se esperaría reducir los tiempos de masaje y consecuentemente aumentar la productividad; el sistema está constituido por una sola bomba conectada a un tanque acumulador este saldrá un distribuidor el cual se conecta a la red de tuberías de todos los bombos garantizando la misma presión de vacío en todos los bombos. Como se muestra en la figura 8.



Figura 8.-Sistema centralizado de vacío con tanque acumulador. Fuente: [36]

3.1.4 Funciones principales del sistema a diseñarse

-Extraer el oxígeno generado durante el proceso de masaje de la carne, en este se presenta el rompimiento de las fibras musculares a nivel intracelular ayudando con esto a la extracción de proteínas miofibrilares, suavizando la carne y finalmente

ayudando a la concentración de alimentos; a causa del mismo proceso se presenta el desprendimiento de oxígeno, el cual debe ser desalojado caso contrario produciría efectos adversos sobre el producto, el principal es la reducción de la vida útil del producto y consecuentemente la pérdida de las propiedades organolépticas.

-Garantizar la obtención de un vacío de un grado de vacío de 10 mbar comenzando desde una presión atmosférica de 755 mbar.

- Reducción de costos de mantenimiento respecto al sistema actual.

3.1.5 Restricciones del sistema a diseñarse

-El sistema de vacío se diseñará el grado de vacío descrito anteriormente ya sea en uno de los contenedores, o todos los contenedores al mismo tiempo.

- El sistema será de exclusivo uso en el proceso de masajeo.

- No se necesitara de personal altamente capacitado para operar el sistema.

3.1.6 Criterios para la selección del sistema a diseñarse

Generar el grado de vacío óptimo en los contenedores. (X5)

Mantener el mismo grado de producción actual. (X4)

Costos de implementación. (X3)

Costos de mantenimiento. (X2)

Obtener el grado de vacío óptimo en un tiempo menor o igual a la primera media hora del proceso. (X1)

Nota: el factor de multiplicación representa el grado de importancia; 5 representa el criterio de mayor importancia y con 1 al menos importante.

3.1.7 Ponderación

Tomando en cuenta los criterios y las posibles soluciones del sistema a diseñarse se presenta la ponderación de las mismas en la tabla 12:

Tabla 12. Ponderación en base a los criterios y posibles soluciones del sistema a diseñarse. Fuente: el autor.

	Solución 1		Solución 2		Solución 3	
Criterio 1	1x5	5	2x5	10	3x5	15
Criterio 2	1x4	4	2x4	8	3x4	12
Criterio 3	3x3	9	1x3	3	2x3	3
Criterio 4	3x2	6	2x2	4	1x2	2
Criterio 5	1x1	1	2x1	2	3x1	3
Totales		25		30		33

Nota: al existir 3 posibles soluciones para el sistema a diseñarse se valora con 3 a la que presenta mayor cumplimiento del criterio y con 1 a la que presenta un menor grado de cumplimiento del criterio.

De la tabla 12 se puede concluir que la solución que más se ajusta a los criterios propuestos para el diseño es la tercera solución; la cual esta constituida por una sola bomba conectada a un tanque acumulador de este saldrá un distribuidor el cual se conecta a la red de tuberías de todos los bombos garantizando la misma presión de vacío en todos los bombos. Por lo cual se toma como la solución elegida y la cual se desarrollará en este trabajo

3.2 Cálculos

3.2.1 Cálculos respecto a la bomba

Para este proyecto se tomó en cuenta la bomba Busch RA 400 B por lo que no será necesario realizar la selección de la bomba.

Cálculo de la presión atmosférica de trabajo de forma analítica.

Datos:

$$P_0 = 0.101325 \text{ MPa} = 1013.25 \text{ mbar.}$$

$$h = 2500 \text{ m}$$

$$T = 16 \text{ °C} = 289.15 \text{ °K}$$

$$P = P_0 e^{\frac{-\mu gh}{RT}} \quad \text{EC 3.2}$$

[17]

donde:

P= es la presión en función de la altura.

P_0 = presión a nivel del mar.

e= constante (2,7172.....)

μ = masa molar del aire terrestre $0,0289644 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$

g= aceleración de la gravedad $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

h= diferencia de altura en metros

R= constante universal del gas, para el aire $8,31432 \frac{\text{J}}{\text{mol.K}}$

T= temperatura en °K.

Reemplazando los datos se tiene:

$$P = 1013.25 \text{ mbar} \left(2,7172^{\frac{-0.0289644 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2500 \text{ m}}{8,31432 \frac{\text{J}}{\text{mol.K}} * 289.15 \text{ °K}}} \right)$$

$$P = 1013.25 \text{ mbar} (2,7172^{-0.2954})$$

$$P = 754.037 \text{ mbar}$$

Presión de trabajo según instrumento de medición.

La empresa al poseer algunas máquinas que utilizan vacío dentro de su proceso posee un vacuómetro o medidor de vacío el cual se presenta en la figura 9 en la misma se puede observar que la presión atmosférica se encuentra en un valor de 755 mbar esta medición se presenta con el nombre real.



Figura 9.- Medición de presión por medio de vacuómetro digital. **Fuente:** El autor.

Cálculo del error entre presiones.

$$E = \left(1 - \frac{V_c}{V_r}\right) 100\% \quad \text{EC 3.3}$$

Donde:

E = error calculado.

V_c = valor calculado.

V_r = valor real.

Reemplazando se tiene:

$$E = \left(1 - \frac{754.037 \text{ mbar}}{755 \text{ mbar}}\right) 100\%$$

$$E = 0.1275\%$$

Como se puede apreciar el error es mínimo entre lo calculado y lo real por lo que se trabajó con el valor medido por el vacuómetro que es de 755 mbar.

Cálculo del tiempo estimado para la obtención de una presión de vacío de 10 mbar.

$$PV = mRT \quad \text{EC 3.4}$$

Derivando esta ecuación se tiene:

$$d(PV) = d(mRT) \quad \text{EC 3.5}$$

Tomando en cuenta la ecuación de estado de los gases se tiene que la presión se calcula como:

$$P = \rho RT \quad \text{EC 3.6}$$

Al ser un recipiente cerrado de masa constante también se puede afirmar que:

$$dP.V + P.dV = dm.RT + dP.V \quad \text{EC 3.7}$$

$$dm = \frac{dP.V}{RT} \quad \text{EC 3.8}$$

Derivando la ecuación 3.6 en función del tiempo se tiene:

$$\frac{dm_{tanque}}{dt} = -\rho Q_{vol} \quad \text{EC 3.9}$$

En la ecuación 3.10 el segundo miembro es negativo debido que este sistema va a trabajar con presión negativa o de vacío y el flujo va a ingresar y no a salir como normalmente se presentan en los sistemas con presión positiva.

Sustituyendo la ecuación 3.6 y 3.8 en la ecuación 3.9 así:

$$\frac{dPV}{dtRT} = -\frac{P}{RT} Q_{vol} \quad \text{EC 3.10}$$

Integrando la ecuación 3.10 se tiene:

$$\int_{P_i}^{P_f} \frac{dP}{P} = \int_{t_i}^{t_f} -\frac{Q_{vol}}{V} dt$$

Desarrollando la integral se obtiene:

$$\ln P_f - \ln P_i = -\frac{Q_{vol}}{V} t$$

De donde se tiene que:

$$\ln \left(\frac{P_f}{P_i} \right) = -Q_{vol} t \quad \text{EC 3.11}$$

Despejando el tiempo de la ecuación 3.12 se tiene:

$$t = -\frac{V}{Q_{vol}} \ln \frac{P_f}{P_i} \quad \text{EC 3.12}$$

donde:

t=tiempo estimado para obtención de presión indicada.

V=volumen a movilizar.

Q_{vol} =caudal volumétrico que puede movilizar la bomba en 1 hora.

P_f =presión a la que se pretende llegar (en este caso 10mbar).

P_i =presión inicial en este caso la atmosférica (755mbar).

Para poder obtener el tiempo estimado para la obtención de la presión indicada se obtuvieron los siguientes datos; a través de mediciones realizadas en la fábrica:

Volumen que se pretende movilizar.

En el caso más crítico que sería cuando los bombos trabajasen vacíos; este caso no sería del todo real debido a que el fabricante en el manual recomienda que estos equipos nunca deben trabajar con menos del 25% de la capacidad nominal de los mismos; así también recomienda que se deje un espacio prudencial mayor o igual al 25% de la capacidad nominal; que sirva tanto para la movilización del producto, como para la denominada cámara de gases.

Tabla 13. Dimensiones de los bombos de maceración. Fuente: El autor.

BOMBO	PERÍMETRO. (metros)	LARGO (metros)	RADIO (metros)	ÁREA CÍRCULO (metros cuadrados)	VOLUMEN (metros cúbicos)
MACKDAL	3,2	1,3	0,51	0,81	1,06
DORIT 400	3,68	1	0,59	1,08	1,08
DORIT 750	3,68	1,4	0,59	1,08	1,51
Total					3,65

Presiones.

Pi= 755 mbar (presión atmosférica).

Pf= 10 mbar (presión que se pretende alcanzar)

Caudal volumétrico (Q_{vol}).

Del manual de la bomba en la tabla 29 del anexo número 1 específica que el caudal volumétrico que movilizar la bomba es de:

$$Q_{vol} = 480 \frac{m^3}{h}$$

Con los datos anteriores se procede a reemplazar en la ecuación 3.13 obteniendo:

$$t = -\frac{V}{Q_{vol}} \left(\ln \frac{P_f}{P_i} \right)$$

$$t = -\frac{3,65 m^3}{480 \frac{m^3}{h}} \left(\ln \frac{10 mbar}{755 mbar} \right)$$

$$t = -0.0076 h (-4.3241)$$

$$t = 0.03288 h \cdot \frac{60 min}{1 h}$$

$$t = 1,973 min \approx 2 min$$

Selección del aceite para la bomba.

Se seleccionara un aceite del manual de instalación y funcionamiento de la bomba; tomando en cuenta que para este caso si es necesario un aceite de grado alimenticio; ya que como se puede apreciar en la tabla 29 del anexo 1 indica que la temperatura de funcionamiento de la bomba es de 80 °C con lo cual se produce que el aceite se evapore.

Los datos para la selección del aceite son los que se proporcionan en la tabla 30 del anexo 1.

Como se mencionó anteriormente en el apartado *características medioambientales de la planta* y más específicamente en la tabla 30 de dicho apartado se puede observar que: la temperatura mínima promedio del año es de 5,8 °C y la temperatura máxima promedio en el mismo periodo es de 25,1 °C; por lo que se tomó como referencia para la selección del aceite los aceites ISO VG 100 de base sintética y sintética de procedencia orgánica.

Posibles opciones.

Opción número 1.

Aceite PETRO-CANADA PURITY FG AW HYDRAULIC FLUID 100

Es un aceite recomendado para trabajo en bombas de vacío y compresores; en la industria alimentaria, posee la certificación FDA para aceites grado alimenticio; presenta gran resistencia a la oxidación y corrosión. Cuyas características principales de las presenta en la tabla 31 del anexo 2.

Opción número 2.

Aceite OKS 3760

Es un aceite multipropósito recomendado para la industria alimenticia; posee certificación FDA. Sus características principales se presentan en la tabla 32 del anexo 2.

Opción número 3.

Aceite Matrix Foodmax Air 100.

Es un aceite sintético especialmente formulado para compresores de aire y bombas de vacío; posee certificación de grado alimenticio FDA; excelente estabilidad a la oxidación, resiste altas temperaturas; sus principales características se presentan en la tabla 33 del anexo 2.

Cálculo de error respecto al recomendado y las posibles opciones.

Tabla 14.- Cálculo del error entre el aceite recomendado y las posibles opciones. Fuente: El autor.

Parámetros	Recomendado o por el manual	Opción n # 1	Error	Opción n # 2	Error	Opción n # 3	Error
Densidad	0,85 gr/cm ³	0,8731 gr/cm ³	2,72%	0,84 gr/cm ³	1,18%	0,87 gr/cm ³	2,3%
Rango de temperatura ambiente.	0 - 40 °C	-	-	-35 – 135 °C	285,71 %	-	-
Viscosidad a 40 °C	103 cSt	98,2 cSt	4,66%	100 cSt	2,91%	101 cSt	1,94%
Viscosidad a 100 °C	14 cSt	11,3 cSt	19,28 %		-	11,91 cSt	14,93 %
Punto de ignición.	265 °C	275 °C	3,77%		-	371 °C	28,57 %
Punto de descongelación	-48 °C	-15 °C	68,75 %	-35 °C	27,083 %	-36 °C	25 %
TOTALES			19,836%		79,22%		14,55%

De la tabla 14 se puede concluir que el aceite que más se ajusta a los parámetros recomendados por el manual es el aceite Matrix Foodmax Air 100; pero únicamente en el país se importa en grado alimenticio ISO VG 68.

Por lo que se pasa y se selecciona al aceite PETRO-CANADA PURITY FG AW HYDRAULIC FLUID 100; ya que además de poseer la certificación de aceite grado alimenticio avalado por la FDA (Food and Drugs Administration); se acerca bastante a los parámetros que recomienda el manual de la bomba y finalmente posee un distribuidor autorizado en el país.

3.2.2 Diseño del tanque

Para el diseño del tanque acumulador de vacío se tomó como base para el cálculo el código ASME Sección VIII División 1 en lo literales concernientes al diseño por vacío y los demás cálculos se realizaran normalmente como si se tratase de un tanque que trabaja con presión positiva.

El código ASME Sección VIII División 1 define como recipiente a presión a cualquier contenedor cerrado que almacene un fluido a presión manométrica, ya sea esta interna o externa; también enumera una serie de características por la cuales un recipiente puede considerarse que se encuentra a presión.

Componentes principales.

Los recipientes cilíndricos verticales constan como partes principales de:

- Cascaron cilíndrico o cuerpo.
- Tapas.
- Boquillas.
- Refuerzos de boquillas.
- Anillos atezadores.
- Faldón.
- Placa base.
- Orejas de montaje.

Análisis de datos de diseño.

El diseño enmarcado en este código está basado en el tipo de fabricación y el material del cual se va a fabricar.

Según el código ASME existen dos cargas de diseño las cuales se describen en el apéndice UG-22 y son las siguientes:

Presión interna o externa:

Dentro de estas se considera al peso del recipiente y su contenido bajo condiciones de operación y prueba además de los accesorios.

Los esfuerzos producidos por soldadura en soportes como anillos o patas.

Dentro de estas se puede considerar las reacciones producidas por viento, nieve, sismos o choque de fluidos. Gradientes de temperatura y expansión térmica.

Espesor de componentes sometidos a presión.

Según en párrafo UG-16 afirma que ningún cuerpo ya sea este cilíndrico o las tapas en cualquier caso deberán tener un espesor menor a 1/16" o 1,6mm sin tener en cuenta el espesor para corrosión con excepción de:

- Placas y tubos de transferencia de calor en intercambiadores.
- Para cuerpo y tapas de recipientes para aire comprimido; donde el espesor debe ser menor de 3/32" excluyendo las tolerancias para corrosión.

Condiciones de diseño y operación.

Uso: como acumulador de vacío en un sistema centralizado de vacío para masajeo de carne.

Presión externa de diseño: 10 mbar

Temperatura de diseño: 16,4 °C (ambiente promedio)

Temperatura de operación: 16,4 °C (ambiente promedio)

Velocidad del viento: 7,7 m/s

Posición: vertical

Diámetro exterior: 0.96 m

Altura: 1.53 m

Fluido de proceso: aire

Volumen estimado: 1.1 m³

Los datos acerca de la temperatura de trabajo y la velocidad del viento (tabla 2) de la sección fundamentación teórica en la que se tienen los datos promedio de las condiciones medioambientales para el cantón Rumiñahui correspondientes al año 2014.

En lo correspondiente al diámetro y altura estimada los datos se obtuvieron del espacio físico disponible para la ubicación del sistema; cabe destacar que la altura estimada se refiere únicamente a la sección cilíndrica central o cuerpo del tanque.

El volumen estimado se obtuvo a partir de la demanda de vacío del sistema; ya que como se mencionó en la tabla 13 del presente capítulo el volumen que debería desalojar el sistema es de 3,65 m³, en el caso que se trabaje en vacío lo cual en la práctica no se da; ya que por experiencia directa en la fábrica los bombos casi siempre trabajan a su capacidad máxima recomendada por el fabricante que es al 75% de su volumen total; y dejando el restante para la formación de la denominada cámara de gases.

Se llegó a concluir que la reserva de vacío que se debe tener es la suma de la cámara de gases; en este caso el 25% de 3,65 m³ lo que da un volumen de 0.9125 m³; sin embargo también se tomó en cuenta que van a existir pérdidas, además del volumen que ocuparan las tuberías y accesorios por lo cual se tomó la decisión de construir un tanque de volumen 1,1 m³ a fin de garantizar la obtención de 10 mbar de vacío.

Selección del material.

El código ASME sección VIII División I especifica que el material que se encuentre sometido a esfuerzo deberá cumplir con una de la especificaciones de la Sección II, Parte D, Subparte 1 cuadros 1 A, 1 B y 3; donde el 1 A aplica para materiales ferrosos, el 1B aplica para materiales no ferrosos y finalmente la parte 3 aplica a los materiales aplicables a la sección 1 del código ASME [37].

Cuadro 1 A. [38]

Para este cuadro primero se ordena el material de acuerdo a su composición a fin de conocer su aleación estos aceros pueden ser:

- Aceros al carbono
- Aceros aleados con pequeña adición de Cb, Ti y V.
- Aceros al C y medios en molibdeno.
- Aceros al cromo incluidos los aceros inoxidable ferríticos.
- Aceros al manganeso
- Aceros al silicio
- Aceros al níquel
- Aceros de alta aleación, incluidos los inoxidable dúplex.

En caso de que el acero no se ajustase a algunas de las especificaciones anteriores se lo puede buscar en la tabla QW/ QB-422 de la sección IX del código y encontrar la composición nominal correspondiente.

Por lo que para este diseño se utilizó planchas de acero A36 cuyas especificaciones se presentan en la tabla 34 del anexo 3.

Mientras que la norma ASTM A-36 establece que la composición del acero mencionado para el caso específico de la presentación en planchas debe presentar las condiciones expuestas en la tabla 35 del anexo 3.

De los valores de las tablas 34 y 35 del anexo 3 se puede observar que: el valor del carbono, manganeso, fosforo, azufre y silicio se encuentran por debajo del límite aceptable; en el caso del cobre se puede observar que la norma ASTM recomienda que dentro de la composición del acero debe existir por lo menos un 20% el cual según la composición química del catálogo si cumple. Por lo que se tomó a este proveedor como principal opción para la compra del material para la construcción del tanque.

Establecimiento de cargas.

Según el código ASME sección VIII Divicion1 establece en su apartado UG-22 que se consideran como cargas:

- Presión interna o externa del recipiente
- Peso del recipiente en condiciones de operación.

Entre otras; además establece que los recipientes sometidos a presión externa deberán diseñarse para una presión externa máxima permitida de 15 psi o 25% más de la presión externa máxima posible, según qué valor sea menor; por lo que:

Presión medida en la planta 755 mbar lo que equivale a:

$$755mbr \cdot \frac{0.0145 \text{ psi}}{1 \text{ mbar}} = 10,9503 \text{ psi}$$

Por lo que se le debe aplicar el 25% más; por lo tanto la presión de diseño es:

$$10,9503 (1,25) = 13,69 \text{ psi} = \mathbf{943.75 \text{ mbar}}$$

Determinación del espesor del tanque.

El código ASME sección VIII División 1 establece que para el caso de diseño bajo presión interna el espesor se establece de acuerdo a los apartados UG-28 al UG-30; cuyo procedimiento y variables se encuentran descritos en el anexo 3.

Datos para los cálculos:

$D_o = 960 \text{ mm}$

$t \text{ supuesto} = 2 \text{ mm}$

$L = 2533,33 \text{ mm}$

PRIMERA ITERACIÓN

Paso 1: se asume un valor de espesor del tanque de 2 mm.

$$\frac{D_o}{t} = \frac{960 \text{ mm}}{2 \text{ mm}}$$

$$\frac{D_o}{t} = \mathbf{480}$$

Donde:

D_o =diámetro exterior del cilindro.

t = espesor de la lámina metálica.

$$\frac{L}{D_o} = \frac{2533,33 \text{ mm}}{960 \text{ mm}}$$

$$\frac{L}{D_o} = \mathbf{2.639}$$

Donde:

L= es la longitud total en milímetros de la longitud de diseño de una sección del recipiente entre líneas soporte.

Pasó 2 y 3: descrito en el anexo 4.

Una vez realizado el proceso sé tiene que el factor A es:

$$A= 0.00005$$

Paso 4:

Para la obtención del valor del factor B se utilizó el factor A ya conocido y se procede a ingresar a la figura 20 del anexo 4 de donde se puede ver que el valor de A se encuentra a la izquierda de la intersección material temperatura.

Por lo que se procede directamente al cálculo de la presión máxima de trabajo como se indica en el paso 7 con la utilización de la formula A.2. descrita en el anexo 4.

Paso 7:

La presión máxima de trabajo es:

Donde:

P_a =presión máxima de trabajo.

$$P_a = \frac{2AE}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)}$$

$$P_a = \frac{2(0.00005)(29 \times 10^6)}{3 \left(\frac{960}{2} \right)}$$

$$P_a = \frac{2900}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)}$$

$$P_a = 2.014 \text{ psi} = 138.84 \text{ mbar}$$

Paso 8:

Como se puede observar el valor máximo de presión admisible calculado es de 138.84 mbar lo cual en comparación al valor de presión presente en el sistema es de 943.75 mbar es menor por lo que se deberá aumentar el espesor.

SEGUNDA ITERACIÓN

Siguiendo el mismo proceso de la primera iteración se tiene que el valor de A es:

$$A = 0.00009$$

Se obtuvo un valor de presión de:

$$P_a = 5.4375 \text{ psi} = 375.6 \text{ mbar}$$

Como podemos observar el valor máximo de presión admisible calculado es de 375.6 mbar lo cual en comparación al valor de presión presente en el sistema que es de 943.75 mbar es menor por lo que se deberá aumentar el espesor.

TERCERA ITERACIÓN

Siguiendo el mismo proceso de la primera iteración se tiene que el valor de A es:

$$A = 0.000155$$

Se obtuvo un valor de presión de:

$$P_a = 13.73 \text{ psi} = 946.65 \text{ mbar}$$

Como podemos observar el valor máximo de presión admisible calculado es de 977.5383 mbar lo cual en comparación al valor de presión presente en el sistema que es de 946.65 mbar es mayor por lo que se concluye que el valor mínimo de espesor para el cilindro es de 4.4 mm. Lo que comercialmente sería una placa de 3/16".

Cálculo del espesor del cabezal.

El cálculo del espesor del cabezal debido a presión externa se encuentra descrito en el párrafo UG-33 del código; las consideraciones más importantes a tener en cuenta se encuentran descritas en el anexo 4.

Datos:

$$D_o = R_o = 960\text{mm}$$

$$P_a = 13.69 \text{ psi} = 943.75 \text{ mbar}$$

Solución:

Primera iteración.

Paso 1: se asume un valor del espesor del tanque de 4 mm.

$$\frac{R_o}{t} = \frac{960 \text{ mm}}{4 \text{ mm}}$$

$$\frac{R_o}{t} = \mathbf{240}$$

Donde:

$D_o = R_o$ = diámetro exterior del cilindro.

t= espesor mínimo después del formado.

$$A = \frac{0.125}{R_o / t}$$

$$A = \frac{0.125}{240}$$

$$A = 0.00052$$

Paso 4 y 5:

Para la obtención del valor del factor B se utiliza el factor A ya conocido y se procede a ingresar a la figura 20 del anexo 4 de donde se puede ver que el valor de A se encuentra a la derecha de la intersección material temperatura.

Por lo que el valor de:

$$B = 7100$$

Paso 6:

Procedemos al cálculo de la presión máxima de trabajo.

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

$$P_a = \frac{4(7100)}{3(960/4)}$$

$$P_a = \frac{28400}{720}$$

$$P_a = 39.44 \text{ psi} = 2719.3 \text{ mbar}$$

Paso 8:

Debido a que la carga por presión que debe soportar el tanque es de 943.75 mbar y la presión calculada para un espesor de 4 mm es de 2719.3 mbar lo cual es casi el triple de la presión del sistema no se acepta este espesor ya que estaría sobredimensionado.

SEGUNDA ITERACIÓN.

Siguiendo el mismo proceso de la primera iteración se tiene que el valor de A es:

$$A = 0.000325$$

Se obtuvo un valor de presión de:

$$P_a = 15.625 \text{ psi} = 1077.31 \text{ mbar}$$

La carga por presión externa que debe soportar el tanque es de 943.75 mbar y la presión calculada para un espesor de 2,5 mm es de 1077.31 mbar lo cual es bastante similar al valor de presión que debe soportar por lo cual se concluye que el espesor necesario después de haberse realizado las operaciones de formado del cabezal debe ser mínimo de 2,5mm.

Utilizando los datos obtenidos en el paso anterior; con la ayuda de una calculadora para dimensiones de cabezales (en este caso un cabezal torisférico) se procede a obtener las demás dimensiones de nuestro cabezal las cuales se presentan en la figura 21 del anexo 4.

Cálculo de las juntas soldadas bajo presión exterior.

Cálculo del espesor de boquillas o secciones de apertura.

El código en su sección UG-45 afirma que para boquillas o secciones abiertas, en recipientes sometidos a presión externa el espesor mínimo requerido será; el mínimo espesor requerido más delgado, ya sea en el cuerpo o en cabezal dividido para 3.

Por lo que para este caso se toma el espesor mínimo del cabezal el cual se estableció en:

$$t = 2.5/3 \text{ mm}$$

$$t = 0.833 \text{ mm}$$

Cálculo del tamaño de cordón de soldadura requerido en las boquillas o secciones abiertas.

De acuerdo a la sección UW-16 del código afirma que el espesor mínimo de cordón de soldadura en boquillas o secciones abiertas se calcula como:

$$t_{\min \text{ boquilla}} = 2,5 \text{ mm}$$

donde:

$$t_{\min \text{ boquilla}} = \text{espesor mínimo de la boquilla.}$$

Espesor mínimo de soldadura en boquillas:

$$t_{\min \text{ sol boq}} = t_{\min \text{ boquilla}} \times 0.7$$

$$t_{\min \text{ sol boq}} = 2.5 \text{ mm} \times 0.7$$

$$t_{\min \text{ sol boq}} = 1.75 \text{ mm}$$

donde:

$t_{\min sol\ boquilla}$ = espesor mínimo de la soldadura en la boquilla.

En la misma sección en su subsección **C** afirma que el espesor mínimo de soldadura requerido en la unión entre cabezal y cuerpo no debe ser menor al espesor más delgado ya sea este del cuerpo o del cabezal.

Por lo que el espesor de soldadura entre el cabezal y el cuerpo del tanque es de **2,5 mm.**

Área mínima del cordón de unión de soldadura.

Según lo descrito por el apéndice UW-45 del código en sus literales a y b descritos a su vez en el anexo 5 en lo referente al cálculo del área mínima transversal del cordón de soldadura se procede a desarrollar el cálculo.

Toma frontal de vacío.

Conexión desde el tanque hacia el distribuidor.

Nota: la nomenclatura, fórmulas, procedimiento y tablas utilizadas en el cálculo de áreas mínimas del cordón de unión de soldadura se encuentran descritas en el anexo 5 en la subparte UW-45.

Datos:

$P = 943.75 \text{ mbar} = 13,68 \text{ psi}$

$D = 945.404 \text{ mm} = 37.2206 \text{ pulgadas}$

$S = S_v = 36 \text{ Kpsi}$

$h = 15 \text{ mm} = 0.6 \text{ pulgadas}$

$S_n = 228 \text{ Mpa} = 32.83 \text{ psi}$

$E = 1$

$F = 1$

$d = 6 \text{ pulgadas}$

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{37.2206 \text{ pulg}}{2 (0.6 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 31.017$$

de donde se tiene que $K_1 = 1.36$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.36) (37.2206 \text{ pulg})}{2 (36000 \text{ psi}) (1) - 0.2 (13.68 \text{ psi})}$$

$$t_r = \frac{692.4818 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.009618 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la fórmula 5.1 el área mínima transversal para esta toma es de:

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

$$A = 6.62 \text{ pulg} (0.009618 \text{ pul}) (1) + 2 (0.28 \text{ pulg}) (0.009618 \text{ pulg}) [(1)(1 - 0.912)]$$

$$A = 0.06372 + 0.000425$$

$$A = \mathbf{0.06414 \text{ pulg}^2}$$

Nota: los datos del diámetro exterior de la tubería (d) y del espesor de la tubería (tn) se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Toma superior de vacío.

Conexión desde la bomba hacia el tanque.

Datos:

$$P= 943.75 \text{ mbar}=13,68 \text{ psi}$$

$$D=1920 \text{ mm}= 75.6 \text{ pulgadas}$$

$$S=S_v =36 \text{ Kpsi}$$

$$h= 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ pulgadas}$$

$$S_n = 228 \text{ Mpa} = 32.83 \text{ psi}$$

$$E=1$$

$$F=1$$

$$d= 6 \text{ pulgadas}$$

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{75.6 \text{ pulg}}{2(2 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 18.9$$

de donde se tiene que $K_1= 1.36$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.36) (75.6 \text{ pulg})}{2 (36000 \text{ psi})(1) - 0.2 (13.68 \text{ psi})}$$

$$t_r = \frac{1406.522 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.01953 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la fórmula 5.1 el área mínima transversal para esta toma es de:

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (6.625 \text{ pulg}) (0.01953 \text{ pulg}) (1) + 2 (0.28 \text{ pulg}) (0.01953 \text{ pulg}) \\ * [1(1 - 0.912)]$$

$$A = 0.12 + 0.000962$$

$$A = \mathbf{0.1209 \text{ pulg}^2}$$

Nota: los datos del diámetro exterior de la tubería (d) y del espesor de la tubería (tn) se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Toma inferior del tanque.

Se utilizó como purga para el tanque ubicada en el cabezal inferior.

Datos:

$$P = 943.75 \text{ mbar} = 13,68 \text{ psi}$$

$$D = 1920 \text{ mm} = 75.6 \text{ pulgadas}$$

$$S = S_v = 36 \text{ Kpsi}$$

$$h = 25.4 \text{ mm} = 1 \text{ pulgadas}$$

$$S_n = 228 \text{ Mpa} = 32.83 \text{ psi}$$

$$E = 1$$

$$F = 1$$

$d = 1 \frac{1}{2}$ pulgadas

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{75.6 \text{ pulg}}{2(1 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 37.8$$

de donde se tiene que $K_1 = 1.36$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.36) (75.6 \text{ pulg})}{2 (36000 \text{ psi}) (1) - 0.2 (13.68 \text{ psi})}$$

$$t_r = \frac{1406.522 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.01953 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la fórmula 5.1 el área mínima transversal para esta toma es de:

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

$$A = 1.9 \text{ pulg} (0.01953 \text{ pulg}) (1) + 2 (0.145 \text{ pulg}) (0.01953 \text{ pulg}) [1(1 - 0.912)]$$

$$A = 0.037107 + 0.000498$$

$$A = 0.0376 \text{ pulg}^2$$

Nota: los datos del diámetro exterior de la tubería (d) y del espesor de la tubería (tn) se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Toma frontal de 1/2 para el tanque.

Se utilizó como toma para colocación de instrumento de medición.

Datos:

$$P= 943.75 \text{ mbar}=13,68 \text{ psi}$$

$$D=945.404 \text{ mm}= 37.2206 \text{ pulgadas}$$

$$S=S_v =36 \text{ Kpsi}$$

$$h= 25.4 \text{ mm} = 1 \text{ pulgadas}$$

$$S_n = 228 \text{ Mpa} = 32.83 \text{ psi}$$

$$E=1$$

$$F=1$$

$$d= 1/2 \text{ pulgada}$$

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{37.2206 \text{ pulg}}{2 (1 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 18.61$$

de donde se tiene que $K_1= 1.36$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.36) (37.2206 \text{ pulg})}{2 (36000\text{psi}) (1) - 0.2 (13.68\text{psi})}$$

$$t_r = \frac{692.4818 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.009618 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la fórmula 5.1 el área mínima transversal para esta toma es de:

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = 0.84 \text{ pulg} (0.009618 \text{ pulg}) (1) \\ + 2 (0.109 \text{ pulg}) (0.009618 \text{ pulg}) [1(1 - 0.912)]$$

$$A = 0.00808 + 0.000184$$

$$A = \mathbf{0.00826 \text{ pulg}^2}$$

Nota: los datos del diámetro exterior de la tubería (d) y del espesor de la tubería (tn) se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Toma superior de 1" para el tanque.

Se utilizó para colocación de sensor de vacío.

Datos:

$$P = 943.75 \text{ mbar} = 13.68 \text{ psi}$$

$$D = 945.404 \text{ mm} = 37.2206 \text{ pulgadas}$$

$$S = S_v = 36 \text{ Kpsi}$$

$$h = 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ pulgadas}$$

$$S_n = 228 \text{ Mpa} = 32.83 \text{ psi}$$

$$E = 1$$

$$F = 1$$

d= 1 pulgadas

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{37.2206 \text{ pulg}}{2(2 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 9.305$$

de donde se tiene que $K_1= 1.36$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.36) (75.6 \text{ pulg})}{2 (36000 \text{ psi}) (1) - 0.2 (13.68 \text{ psi})}$$

$$t_r = \frac{1406.522 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.01953 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la fórmula 5.1 el área mínima transversal para esta toma es de:

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = 1.31 \text{ pulg} (0.01953 \text{ pulg}) (1) + 2 (0.13 \text{ pulg}) (0.01953 \text{ pulg}) [1(1 - 0.912)]$$

$$A = 0.02568 + 0.000457$$

$$A = \mathbf{0.02613 \text{ pulg}^2}$$

Nota: los datos del diámetro exterior de la tubería (d) y del espesor de la tubería (tn) se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Cálculo del área de la soldadura para la unión de los cabezales con el cuerpo del tanque.

Según lo descrito en el anexo 5 correspondiente al apartado UW-45 (b) el área de soldadura se determina:

Datos:

$$D=945.404 \text{ mm}= 37.2206 \text{ pulgadas}$$

$$E_1 = E_2 = 1$$

$$t= 3/16 \text{ pulgadas}$$

$$t_n= 2.5 \text{ mm}=0.1 \text{ pulgadas (espesor mínimo del cabezal)}$$

$$h= 196 \text{ mm}= 7.71 \text{ pulgadas}$$

Solución:

$$\frac{D}{2h} = \frac{37.2206 \text{ pulg}}{2 (7.71 \text{ pulg})}$$

$$\frac{D}{2h} = 2.41$$

de donde se tiene que $K_1= 1.08$

Aplicando la fórmula 5.3 se tiene:

$$t_r = \frac{P K_1 D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t_r = \frac{13,68 \text{ psi} (1.08) (37.2206 \text{ pulg})}{2 (36000 \text{ psi}) (1) - 0.2 (13.68 \text{ psi})}$$

$$t_r = \frac{549.91 \text{ pulg}}{71997.264}$$

$$t_r = 0.007638 \text{ pulg}$$

Cálculo del factor f_{r1}

$$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$$

$$f_{r1} = \frac{32.83 \text{ Kpsi}}{36 \text{ Kpsi}}$$

$$f_{r1} = 0.912$$

Aplicando la ecuación 5.2 se tiene.

$$A = D (E1 t - F t_r) t_n - 2 t_n (E2 t - F t_r) (1 - f_{r1})$$

$$A = 37.2206 \left(1 \left(\frac{3}{16} \right) - 1 (0.007638) \right) (0.1)$$

$$- 2 (0.1) \left(1 \left(\frac{3}{16} \right) - 1 (0.007638) \right) * (1 - 0.912)$$

$$A = 0.66945 - 0.00316$$

$$A = 0.666 \text{ pulg}^2$$

Cálculo de la presión para realización de la prueba hidrostática.

De acuerdo a la sección UG-99 descrita en el anexo 5 el cálculo de la presión para realización de test hidrostático se realiza de la siguiente manera.

P_a = Presión atmosférica normal. (755 mbar)

P_{mt} = Presión mínima de trabajo. (10 mbar)

$$P_p = 1,3 (P_a - P_{mt})$$

$$P_p = 1,3 (755 \text{ mbar} - 10 \text{ mbar})$$

$$P_p = 968.5 \text{ mbar} = 14.05 \text{ psi}$$

Nota: P_p se refiere a la presión para realización de test hidrostático, para este caso toma un valor de 14.05 psi.

Cálculo del soporte del tanque.

Al ser un recipiente vertical lo más conveniente es soportarlo por medio de 4 patas.

En el código ASME sección VIII división 1 no contempla un procedimiento específico para el cálculo de soportes, por lo que para el cálculo de los mismos se utilizara el procedimiento según el método ASD.

Determinación del peso bruto del tanque (cuerpo central).

Para el cuerpo del tanque se utilizó una plancha de 3/16" de espesor, equivalente a 4,7625 mm.

Datos:

$$b = 3 \text{ m}$$

$$h = 1.5 \text{ m}$$

$$e = 3/16''$$

$$d = 7860 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m}/\text{s}^2$$

Área

$$A = b h$$

$$A = 3 \text{ m} (1.5 \text{ m})$$

$$A = 4.5 \text{ m}^2$$

Volumen

$$V = A e$$

$$V = 4.5 \text{ m}^2 (0.0047625 \text{ m})$$

$$V = 0.021717 \text{ m}^3$$

Masa

$$d = \frac{m}{v}$$

$$m = v d$$

$$m = 0.021717m^3 \left(7860 \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$m = 170.6957 Kg$$

Peso

$$P_1 = m g$$

$$P_1 = 170.6957 Kg \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$\mathbf{P_1 = 1674.524 N}$$

Determinación del peso bruto de los cabezales.

Cada cabezal se elaboró a partir de un disco de diámetro 1.089 m

Datos:

$$D = 1.089m$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$d = 7860 \frac{Kg}{m^3}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Área

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (1.089^2)}{4}$$

$$A = 0.916 m^2$$

donde:

A= area en m^2

D= diámetro del disco antes del formado en m.

Volumen

$$V = A e$$

$$V = 0.916 m^2 (0.003 m)$$

$$V = 0.00275 m^3$$

donde:

V= volume en m^3 .

e= espesor de plancha en m.

Masa

$$d = \frac{m}{v}$$

$$m = v d$$

$$m = 0.00275 m^3 (7860 \text{ Kg}/m^3)$$

$$m = 21.601 \text{ Kg}$$

donde:

d= densidad en Kg/m^3 .

m= masa en Kg.

Peso

$$P_{2p} = m g$$

$$P_{2p} = 21.601 \text{ Kg} (9.81 \text{ m}/s^2)$$

$$P_{2p} = 211.91 \text{ N}$$

$$P_2 = P_{2p} \cdot 2$$

$$P_2 = 211.91 \text{ N (2)}$$

$$P_2 = 423.82 \text{ N}$$

donde:

g= aceleración de la gravedad en m/s^2 .

Nota: P_{2p} se constituye en el peso parcial del cabezal por lo cual para obtener el peso total se hace necesario la multiplicación por 2.

Cálculo del peso bruto de los accesorios.

Tabla 15.- Diámetros y longitudes de tuberías insertadas en el tanque para colocación de accesorios.

Fuente: El autor.

Diámetro de la tubería. (pulgadas)	Longitud acumulada.(mm)
1/2"	25,4
6"	65.8
1 1/2"	25.4
1"	50.8

Para el tubo de 1/2"

$$P_{T1/2} = \frac{1.27 \text{ Kg}}{m} \cdot 0.0254 \text{ m}$$

$$P_{T1/2} = 0.0322 \text{ Kg} \left(\frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right)$$

$$P_{T1/2} = 0.316 \text{ N}$$

Para el tubo de 6"

$$P_{T6} = \frac{28.26 \text{ Kg}}{m} \cdot 0.0658 \text{ m}$$

$$P_{T6} = 1.859 \text{ Kg} \left(\frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right)$$

$$P_{T6} = 18.2418 \text{ N}$$

Para el tubo de 1 1/2"

$$P_{T1\ 1/2} = \frac{4.05\ Kg}{m} \cdot 0.0254\ m$$

$$P_{T1\ 1/2} = 0.10287\ Kg \left(\frac{9.81\ N}{1\ Kg} \right)$$

$$\mathbf{P_{T1\ 1/2} = 1.01\ N}$$

Para el tubo de 1"

$$P_{T1} = \frac{2.50\ Kg}{m} \cdot 0.0508\ m$$

$$P_{T1} = 0.127\ Kg \left(\frac{9.81\ N}{1\ Kg} \right)$$

$$\mathbf{P_{T1} = 1.246\ N}$$

donde:

$P_{T1\ 1/2}$, P_{T6} , $P_{T1\ 1/2}$ = son los pesos de las tuberías, sus respectivos subíndices hacen referencia al diámetro nominal de la tubería.

Para los demás accesorios.

$$\mathbf{P_{EA} \approx 200\ N}$$

Nota: los datos de peso de las tuberías se obtuvieron de la tabla 41 del anexo 5.

Peso estimado del contenido (aire).

Datos:

$$V \approx 1.1\ m^3$$

$$d = 0.9482\ Kg/m^3$$

$$a = 2500\ msnm$$

Masa

$$d = \frac{m}{v}$$

$$m = v d$$

$$m = 1.1 \text{ m}^3 \left(0.9582 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m = 1.054 \text{ Kg}$$

Peso

$$P_C = m g$$

$$P_C = 1.054 \text{ Kg} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\mathbf{P_C = 10.34 N}$$

Nota: el dato de densidad del aire se obtuvo de la tabla 43 del anexo 6.

Peso total.

$$P_T = P_1 + P_2 + P_{T1/2} + P_{T6} + P_{T11/2} + P_{T1} + P_{EA} + P_C$$

$$P_T = (1674.524 + 423.82 + 0.316 + 18.2418 + 1.01 + 1.246 + 200 + 10.34)N$$

$$\mathbf{P_T = 2329.5 N}$$

P_T = peso total que soporta el tanque en servicio en N.

Una vez calculado el peso que soporta el tanque en servicio se procede al cálculo de los soportes; al tratarse de un tanque vertical se considera que lo más conveniente es realizar 4 soportes, que se consideran soportaran el mismo peso por lo cual la carga se dividirá para los 4 soportes uniformemente.

$$P = \frac{P_T}{4}$$

$$P = \frac{2329.5 \text{ N}}{4}$$

$$P = 582.4 \text{ N en compresión.}$$

Donde:

P= peso que soporta cada una de las patas en N.

Cálculo de soportes mediante el método ASD.

Datos:

$$P = 582.4 N \cdot \frac{1 Kg}{9.81 N} \cdot \frac{2.2 Lb}{1 Kg} = 130.72 Lb \approx 0.13 klb$$

$$L = 50cm \frac{1 ft}{30.48 cm} = 1.64 ft$$

$$\frac{KL}{r} = 50 \text{ (asumido)}$$

$$F_y = 32.83 \times 10^3 psi \text{ (Tabla 40 anexo 5).}$$

$$E = 30 \times 10^6 psi$$

Nota: la nomenclatura, formulas, figuras y tablas utilizadas para el cálculo de los soportes se encuentran descritas a detalle en el **anexo 6**.

Solución:

Utilizando la fórmula 6.1 del anexo 6 se determinó el valor de la relación de esbeltez:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{F_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \times 10^6 psi)}{32.83 \times 10^3 psi}}$$

$$C_c = 134.3$$

Utilizando la fórmula 6.2 del anexo 6 se determinó el valor del esfuerzo axial permisible en:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{2C_c^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3KL}{8C_c} - \frac{KL^3}{8C_c^3}}$$

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(50)^2}{2(134.3)^2}\right] (32.83)}{\frac{5}{3} + \frac{3(50)}{8(134.3)} - \frac{50^3}{8(134.3)^3}}$$

$$F_a = \frac{30.56}{1.806 - 0.00645}$$

$$F_a = 16.98 \text{ Kpsi}$$

Utilizando la fórmula 6.3 del anexo 6 se determinó el valor del área equivalente es:

$$A = \frac{P}{F_a}$$

$$A = \frac{0.13}{16.98}$$

$$A = 0.00765 \text{ pulg}^2 \cdot \frac{(2.54 \text{ cm})^2}{1 \text{ pulg}^2} = 0.05 \text{ cm}^2$$

A= área equivalente de la sección tubular (área exterior menos el área interior).

Se selecciona un tubo redondo de 1 pulgada de diámetro nominal y 1.8 mm de espesor ($A= 1.34 \text{ cm}^2 \approx 0.207 \text{ pulg}^2$; $r = 0.73$). valores obtenidos de la tabla 41 del anexo 5.

Comprobación:

K= 0.5 (tabla 42 del anexo 6)

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.5(1.64 (12))}{0.73}$$

$$\frac{KL}{r} = 13.47$$

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{2C_c^2}\right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3\frac{KL}{r}}{8C_c} - \frac{KL^3}{8C_c^3}}$$

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(13.47)^2}{2(134.3)^2}\right] (32.83)}{\frac{5}{3} + \frac{3(13.47)}{8(134.3)} - \frac{13.47^3}{8x(134.3)^3}}$$

$$F_a = \frac{32.66}{1.7 - 0.00012}$$

$$F_a = 19.21 \text{ Kpsi}$$

$$P = F_a A$$

$$P = 19.21 (0.207)$$

$$\mathbf{P = 3.99 Klb > 0.13 Klb}$$

donde:

P= carga permisible que soporta sobre cada una de las patas.

Del resultado anterior se puede concluir que la sección tubular elegida resiste las cargas a la que se encuentra sometida, por lo que queda seleccionada.

Cálculo de las orejas de izaje.

De acuerdo al libro Hidro-Manual de recipientes a presión recomienda unas dimensiones estándar para accesorios de izaje dependiendo de la carga que soporta; del cálculo de los soportes o patas se puede extraer que la carga bruta del tanque incluido su contenido es de 2311.7 N. El mencionado libro también recomienda que para el caso de orejas de izaje se debe asumir que todo el peso lo va a soportar una sola de las orejas.

Datos:

$$q = 2329.5 \text{ N} \approx 522.9 \text{ lb}$$

Solución:

Aplicando la fórmula 7.1 del anexo 7 se tiene:

$$q = 1.5 W_{tanque}$$

$$q = 1.5 (0.522 \text{ Klb})$$

$$q = 0.78 \text{ Klb}$$

∴ la carga que se tiene sobre una oreja de izaje es de 0.78 Klb

A partir de esta carga y mediante la tabla 44 se obtiene que las dimensiones de la oreja de izaje son:

$$D = 3/8''$$

$$D_1 = 7/16''$$

$$H = 0.56''$$

$$A = 0.73''$$

$$E = 0.84''$$

$$B = 7/8'' \text{ (asumido).}$$

Nota: todas las dimensiones están en pulgadas.

Carga sobre la soldadura:

Utilizando la fórmula 7.2 del anexo 7 se tiene:

$$q_u = \frac{q}{l}$$

$$q_u = \frac{0.78 \text{ Klb}}{2 \text{ pulg}}$$

$$q_u = 0.39 \text{ Klb/pulg}$$

∴ la carga sobre la soldadura es de 0.39 Klb/pulg

Pie o ancho de soldadura mínimo.

Aplicando la fórmula 7.3:

$$w = \frac{q_u}{S_y}$$

$$w = \frac{0.39 \text{ Klb/pulg}}{68 \text{ Klb/pulg}^2}$$

$$w = 0.0057 \text{ pulg} \approx 0.15 \text{ mm}$$

∴ el pie o ancho de soldadura es de 15 mm.

Esfuerzo critico de corte.

Aplicando la fórmula 7.4 del anexo 7 se tiene:

$$S_{cr} = \frac{q}{2h t}$$

$$S_{cr} = \frac{0.78 Klb}{2(0.65625 pulg) (0.197 pulg)}$$

$$S_{cr} = \frac{0.78 Klb}{0.2584 pulg^2}$$

$$S_{cr} = 3.03 Kpsi$$

∴ el esfuerzo crítico de corte tiene un valor de 3.03 Kpsi.

El esfuerzo critico de corte debe ser menor que el esfuerzo admisible del material de la oreja.

$$S_{adm} = 0.4 S_y$$

$$S_{adm} = 0.4 (36 Kpsi)$$

$$S_{adm} = 14.4 Kpsi$$

$$S_{cr} < S_{adm}$$

$$\mathbf{3.03 < 14.4 OK}$$

De lo anterior se puede se puede concluir que la oreja de soporte resiste, por lo que estas dimensiones quedan seleccionadas.

Nota: el dato de la resistencia del material de aporte se obtuvo de la tabla 46 del anexo 7. El dato del espesor del material se asumió en 5 mm.

3.2.3 Sistema de tuberías

El sistema de tuberías se diseñó de acuerdo a las recomendaciones del libro “mecánica de fluidos” de Robert L. Mott y el libro “análisis de sistemas de aire comprimido” de Diego Ortiz; tomando como base el caudal que mueve la bomba el cual se obtuvo del manual, la velocidad máxima recomendada para sistemas de aire comprimido y la temperatura de funcionamiento obtenida de las características medioambientales del lugar donde se ubica la planta.

Datos iniciales:

$$Q=480 \frac{m^3}{h} \approx 0.133 \frac{m^3}{s} \text{ (tabla 29 del anexo 1)}$$

$$V_{max} = 10 \text{ m/s [29]}$$

$$T= 16.6 \text{ °C. (tabla 2 fundamentación teórica)}$$

Desarrollo:

Cálculo de diámetros mínimos de tuberías.

Línea principal (comprende las conexiones de la bomba hacia el tanque y de este al distribuidor).

Utilizando la fórmula 8.1 del anexo 8 se determina el área mínima de la tubería principal.

$$Q = A V$$

$$A_{min} = \frac{Q}{V}$$

$$A_{min} = \frac{0.133 \text{ m}^3/\text{s}}{10 \text{ m/s}}$$

$$A_{min} = 0.013 \text{ m}^2$$

∴ el área mínima de la tubería principal es de 0.013 m^2

Utilizando la fórmula 8.2 del anexo 8 se determina el diámetro mínimo para la tubería principal.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0.013 \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D = 0.1303 \text{ m} \approx 130.3 \text{ mm}$$

∴ el diámetro mínimo de la tubería principal es de 130.3 mm

De la tabla 47 del anexo 8 se obtiene que el diámetro equivale a una tubería de 6".

Línea secundaria (comprende las conexiones del distribuidor hacia cada uno de los 3 contenedores), se toma en cuenta que para cada una va a circular la tercera parte del flujo.

Utilizando la fórmula 8.1 del anexo 8 se determinó el área mínima de las tuberías secundarias.

$$Q = A V$$

$$A_{min} = \frac{Q}{V}$$

$$A_{min} = \frac{0.044 \text{ m}^3/\text{s}}{10 \text{ m/s}}$$

$$A_{min} = 0.0044 \text{ m}^2$$

∴ el área mínima de la tubería secundaria es de 0.0044 m²

Utilizando la fórmula 8.2 del anexo 8 se determina el diámetro mínimo para las tuberías secundarias.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(0.0044 \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$D = 0.076 \text{ m} \approx 76.22 \text{ mm}$$

∴ el diámetro mínimo de la tubería secundaria es de 76.22 mm

De la tabla 47 del anexo 8 se obtiene que el diámetro obtenido equivale a una tubería de 3 1/4".

Cálculo de áreas internas de tuberías.

Una vez seleccionado los diámetros de las tuberías tanto para la línea principal como para la secundaria se procede al cálculo de las áreas utilizando nuevamente la fórmula 8.2 del anexo 8.

En las formulas siguientes se utilizaran los subíndices 3 1/4" y 6" para hacer referencia al diámetro nominal de la tubería de la cual se está obteniendo los resultados.

Tubería de 3 1/4".

$$A_{3 \frac{1}{4}"} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{3 \frac{1}{4}"} = \frac{\pi (0.08\text{m})^2}{4}$$

$$A_{3 \frac{1}{4}"} = 5.03 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Tubería de 6"

$$A_{6"} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{6"} = \frac{\pi (0.152\text{m})^2}{4}$$

$$A_{6"} = 0.0184 \text{ m}^2$$

Cálculo de velocidades en tuberías:

Despejando la velocidad de la fórmula 8.1 se obtiene las velocidades de flujo en las tuberías.

Tubería de 3 1/4"

$$Q = A V$$

$$V_{3\ 1/4"} = \frac{Q}{A}$$

$$V_{3\ 1/4"} = \frac{0.044\text{m}^3/\text{s}}{5.03 \times 10^{-3}\text{m}^2}$$

$$V_{3\ 1/4"} = 8.83\ \text{m/s}$$

Tubería de 6"

$$V_{6"} = \frac{Q}{A}$$

$$V_{6"} = \frac{0.133\text{m}^3/\text{s}}{0.0184 \times 10^{-3}\text{m}^2}$$

$$V_{6"} = 7.24\ \text{m/s}$$

Cálculo de pérdidas de presión a presión ambiente.

Cálculo del número de Reynolds.

Para el cálculo del número de Reynolds se utilizó la fórmula 8.3 del anexo 8; además se obtiene el valor de la densidad del aire de la tabla 48 del mismo anexo tomando como punto de referencia la temperatura media del lugar donde se ubica la planta la cual es de 16.5 °C.

Nota: los datos de la densidad ρ y de la viscosidad dinámica η se obtuvieron de la interpolación de los datos de la tabla 48 del anexo 8, para una temperatura de 16.5 °C.

Tubería de 3 1/4"

$$N_{Re\ 3\ 1/4"} = \frac{V_{3\ 1/4"} D \rho}{\eta}$$

$$N_{Re\ 3\ 1/4"} = \frac{\left(8.82 \frac{m}{s}\right) (0.08m) \left(\frac{1.21905kg}{m^3}\right)}{1.796 \times 10^{-5} Pa \cdot s}$$

$$N_{Re\ 3\ 1/4"} = 47786.76 \text{ Turbulento.}$$

Tubería de 6"

$$N_{Re\ 6"} = \frac{V_{6"} D \rho}{\eta}$$

$$N_{Re\ 6"} = \frac{\left(7.24 \frac{m}{s}\right) (0.152m) \left(\frac{1.21905kg}{m^3}\right)}{1.796 \times 10^{-5} Pa \cdot s}$$

$$N_{Re\ 6"} = 74530.01 \text{ Turbulento.}$$

Cálculo del factor de fricción.

Al determinarse que el flujo es turbulento en ambas tuberías el factor de fricción para el tramo de tubería principal y secundario se calcula de acuerdo a la fórmula 8.4 del anexo 8.

Tubería de 3 1/4"

$$f_{3\ 1/4"} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_{Re\ 3\ 1/4"}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{3\ 1/4"} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{0.08}{3 \times 10^{-7}}} + \frac{5.74}{47786.76^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{3\ 1/4"} = \frac{0.25}{[\log(1.0135 \times 10^{-6} + 3.528 \times 10^{-4})]^2}$$

$$f_{3\ 1/4"} = 0.02$$

Tubería de 6''

$$f_{6''} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7x \frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_{Re \ 6''}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{6''} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.152}{3x10^{-7}} \right)} + \frac{5.74}{74530.01^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{6''} = \frac{0.25}{[\log(3.334x10^{-7} + 2.3647x10^{-4})]^2}$$

$$f_{6''} = 0.019$$

Nota: el dato de la rugosidad de diseño se obtuvo de la tabla 49 del anexo 8 tomando como referencia al material plástico.

Cálculo de pérdidas primarias.

Las pérdidas primarias se calculan de acuerdo a la fórmula 8.5 del anexo 8, tomando en cuenta las longitudes totales de las tuberías primarias y secundarias.

Tubería de 3 1/4''

$$\Delta P_{p \ 3 \ 1/4''} = f_{3 \ 1/4''} x \frac{L}{D} x \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{p \ 6''} = 0.019 \left(\frac{30.62m}{0.08m} \right) \left(\frac{8.82m^2}{2} \right) (1.21905 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{p \ 3 \ 1/4''} = (0.02)(382.75)(38.896)(1.21905)$$

$$h_{p \ 3 \ 1/4''} = 362.97 \text{ Pa}$$

Tubería de 6"

$$\Delta P_{p6"} = f_{6"} \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{p6"} = 0.019 \left(\frac{3.83m}{0.152m} \right) \left(\frac{7.24m^2}{2} \right) (1.21905 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{p6"} = (0.019)(25.2)(26.21)(1.21905)$$

$$\Delta P_{p6"} = 15.3 \text{ Pa}$$

Nota: las longitudes de tuberías se obtuvieron a través de una medición en sitio, de las tuberías del sistema anterior diferenciándoles entre el tramo principal (3.83m) y secundario (30.62m).

Cálculo de pérdidas secundarias.

Las pérdidas secundarias se calculan de acuerdo a la fórmula 8.6 del anexo 8 tomando en cuenta cada una de las singularidades que posee el sistema.

Salida del distribuidor.

$$\Delta P_{1S3 1/4"} = Kx \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{1S3 1/4"} = 0.5 \left(\frac{8.82m^2}{2} \right) (1.21905 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{1S3 1/4"} = 23.71 \text{ Pa}$$

Salida del tanque

$$\Delta P_{1S6"} = Kx \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{1S6"} = 0.5 \left(\frac{7.24m^2}{2} \right) (1.21905 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{1S6"} = 15.97 Pa$$

Entrada al tanque

$$\Delta P_{1E6"} = Kx \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{1E6"} = 1 \left(\frac{7.24m^2}{\frac{s}{2}} \right) (1.21905 Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{1E6"} = 31.95 Pa$$

Válvula de compuerta.

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = \frac{Le}{D} x f x \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = 0.2x0.02 \left(\frac{8.82m^2}{\frac{s}{2}} \right) (1.21905 Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = 0.19 Pa$$

Válvula de pie

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = \frac{Le}{D} x f x \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = 2.5x0.02 \left(\frac{8.82m^2}{\frac{s}{2}} \right) (1.21905 Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = 2.4 Pa$$

Por tanto las pérdidas presentes en el sistema son las siguientes:

$$\Delta P_{p \ 3 \ 1/4"} = \Delta P_{3 \ 1/4"} = 362.97 Pa$$

$$\Delta P_{p \ 6"} = \Delta P_{6"} = 15.3 Pa$$

$$\Delta P_{s \ 3 \ 1/4"} = 3\Delta P_{1S \ 3 \ 1/4"} + 3\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4"} + 3\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4"} = 362.97 Pa + 3(0.19 Pa) + 3(2.4 Pa) = 368.7 Pa$$

$$\Delta P_{S3\ 1/4"} = 3(23.71 Pa) + 3(0.19 Pa) + 3(2.4 Pa)$$

$$\Delta P_{S3\ 1/4"} = 78.8 Pa$$

$$\Delta P_{S6"} = 2\Delta P_{1S6"} + \Delta P_{1E6"}$$

$$\Delta P_{S6"} = 2(15.97 Pa) + 31.95 Pa$$

$$\Delta P_{S6"} = 63.9 Pa$$

$$\Delta P_{L3\ 1/4"} = \Delta P_{p3\ 1/4"} + \Delta P_{S3\ 1/4"}$$

$$\Delta P_{L3\ 1/4"} = 362.97 Pa + 78.81 Pa$$

$$\Delta P_{L3\ 1/4"} = \mathbf{441.8 Pa}$$

$$\Delta P_{L6"} = \Delta P_{p6"} + \Delta P_{S6"}$$

$$\Delta P_{L6"} = 15.3 Pa + 63.9 Pa$$

$$\Delta P_{L6"} = \mathbf{79.2 Pa}$$

Nota: los valores del coeficiente de resistencia para cada una de los accesorios que posee el sistema a lo largo de su red se obtuvieron de la tabla 50 del anexo 8.

Caída de presión total.

$$\Delta P_T = \Delta P_{6"} + \Delta P_{3\ 1/4"}$$

$$\Delta P_T = 79.2 Pa + 441.8 Pa$$

$$\Delta P_T = 520.98 Pa \approx \mathbf{5.21 mbar}$$

Cálculo de pérdidas de presión a presión final de trabajo.

Calculo de la densidad a presión final de trabajo de 10 mbar.

De la ecuación de estado de gases ideales se tiene que:

$$P = \rho \times RT$$

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

$$\rho = \frac{1000 \text{ N/m}^2}{(286.9 \text{ Nm/Kg } ^\circ\text{K}) (16.4 + 273.15)^\circ\text{K}}$$

$$\rho = \frac{1000 \text{ Kg}}{83071.895 \text{ m}^3}$$

$$\rho = 0.01204 \text{ Kg/m}^3$$

Cálculo del número de Reynolds.

Para el cálculo del número de Reynolds se utilizó la fórmula 8.3 del anexo 8; además se obtiene el valor de la densidad del aire de la tabla 48 del mismo anexo tomando como punto de referencia la temperatura media del lugar donde se ubica la planta la cual es de 16.5 °C.

Tubería de 3 1/4"

$$N_{Re \text{ 3 1/4}"} = \frac{V_{3 \text{ 1/4}"} \times D \times \rho}{\eta}$$

$$N_{Re \text{ 3 1/4}"} = \frac{(8.82 \frac{\text{m}}{\text{s}}) \times (0.08 \text{ m}) \times (0.01204 \text{ kg/m}^3)}{1.796 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}}$$

$$N_{Re \text{ 3 1/4}"} = 473.02 \text{ Laminar.}$$

Tubería de 6"

$$N_{Re \text{ 6}"} = \frac{V_{6"} \times D \times \rho}{\eta}$$

$$N_{Re \text{ 6}"} = \frac{(7.24 \frac{\text{m}}{\text{s}}) \times (0.152 \text{ m}) \times (0.01204 \text{ kg/m}^3)}{1.796 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}}$$

$$N_{Re \text{ 6}"} = 737.74 \text{ Laminar.}$$

Cálculo del factor de fricción.

Al obtenerse que el flujo es turbulento en ambas tuberías el factor de fricción para el tramo de tubería principal y secundaria se calcula de acuerdo a la fórmula 8.4 del anexo 8.

Tubería de 3 1/4"

$$f_{3\ 1/4''} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7x\frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_{Re\ 3\ 1/4''}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

$$f_{3\ 1/4''} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7x\frac{0.08}{3x10^{-7}}} + \frac{5.74}{473.02^{0.9}}\right)\right]^2}$$

$$f_{3\ 1/4''} = \frac{0.25}{[\log(1.0135x10^{-6} + 0.0227)]^2}$$

$$f_{3\ 1/4''} = 0.092$$

Tubería de 6"

$$f_{6''} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7x\frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_{Re\ 6''}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

$$f_{6''} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7x\frac{0.152}{3x10^{-7}}} + \frac{5.74}{737.74^{0.9}}\right)\right]^2}$$

$$f_{6''} = \frac{0.25}{[\log(3.334x10^{-7} + 0.01506)]^2}$$

$$f_{6''} = 0.0753$$

Nota: el dato de la rugosidad de diseño se obtuvo de la tabla 49 del anexo 8 tomando como referencia al material plástico.

Cálculo de pérdidas primarias.

Las pérdidas primarias se calculan de acuerdo a la fórmula 8.5 del anexo 8, tomando en cuenta las longitudes totales de las tuberías primarias y secundarias.

Tubería de 3 1/4"

$$\Delta P_{p\ 3\ 1/4"} = f_{3\ 1/4"} \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{p\ 6"} = 0.092 \left(\frac{30.62m}{0.08m} \right) \left(\frac{\frac{8.82m^2}{s}}{2} \right) (0.01204\ Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{p\ 3\ 1/4"} = (0.092)(382.75)(38.896)(0.01204)$$

$$h_{p\ 3\ 1/4"} = 16.5\ Pa$$

Tubería de 6"

$$\Delta P_{p\ 6"} = f_{6"} \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{p\ 6"} = 0.0753 \left(\frac{3.83m}{0.152m} \right) \left(\frac{\frac{7.24m^2}{s}}{2} \right) (0.01204\ Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{p\ 6"} = (0.0753)(25.2)(26.21)(0.01204)$$

$$\Delta P_{p\ 6"} = 0.6\ Pa$$

Cálculo de pérdidas secundarias.

Las pérdidas secundarias se calculan de acuerdo a la fórmula 8.6 del anexo 8 tomando en cuenta cada una de las singularidades que posee el sistema.

Salida del distribuidor.

$$\Delta P_{1S\ 3\ 1/4"} = K \times \frac{V^2}{2} \times \rho$$

$$\Delta P_{1S\ 3\ 1/4"} = 0.5 \left(\frac{\frac{8.82m^2}{s}}{2} \right) (0.01204\ Kg/m^3)$$

$$\Delta P_{1S\ 3\ 1/4"} = 0.23\ Pa$$

Salida del tanque

$$\Delta P_{1S6''} = Kx \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{1S6''} = 0.5 \left(\frac{7.24m^2}{\frac{s}{2}} \right) (0.01204 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{1S6''} = 0.16 \text{ Pa}$$

Entrada al tanque

$$\Delta P_{1E6''} = Kx \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{1E6''} = 1 \left(\frac{7.24m^2}{\frac{s}{2}} \right) (0.01204 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{1E6''} = 0.32 \text{ Pa}$$

Válvula de compuerta.

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = \frac{Le}{D} x f x \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = 0.2(0.092) \left(\frac{8.82m^2}{\frac{s}{2}} \right) (0.01204 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} = 0.009 \text{ Pa}$$

Válvula de pie

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = \frac{Le}{D} x f x \frac{V^2}{2} x \rho$$

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = 2.5x0.092 \left(\frac{8.82m^2}{\frac{s}{2}} \right) (0.01204 \text{ Kg}/m^3)$$

$$\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4} = 0.0122 \ Pa$$

$$\Delta P_{p \ 3 \ 1/4} = \Delta P_{3 \ 1/4} = 16.5 \ Pa$$

$$\Delta P_{p \ 6} = \Delta P_{6} = 0.6 \ Pa$$

$$\Delta P_{s \ 3 \ 1/4} = 3\Delta P_{1s \ 3 \ 1/4} + 3\Delta P_{1 \ 3 \ 1/4} + 3\Delta P_{2 \ 3 \ 1/4}$$

$$\Delta P_{s \ 3 \ 1/4} = 3(0.23 \ Pa) + 3(0.009 \ Pa) + 3(0.0122 \ Pa)$$

$$\Delta P_{s \ 3 \ 1/4} = 0.75 \ Pa$$

$$\Delta P_{s \ 6} = 2\Delta P_{1s \ 6} + \Delta P_{1E \ 6}$$

$$\Delta P_{s \ 6} = 2(0.16 \ Pa) + 0.32 \ Pa$$

$$\Delta P_{s \ 6} = 0.64 \ Pa$$

$$\Delta P_{L \ 3 \ 1/4} = \Delta P_{p \ 3 \ 1/4} + \Delta P_{s \ 3 \ 1/4}$$

$$\Delta P_{L \ 3 \ 1/4} = 16.5 \ Pa + 0.75 \ Pa$$

$$\Delta P_{L \ 3 \ 1/4} = \mathbf{17.25 \ Pa}$$

$$\Delta P_{L \ 6} = \Delta P_{p \ 6} + \Delta P_{s \ 6}$$

$$\Delta P_{L \ 6} = 0.6 \ Pa + 0.64 \ Pa$$

$$\Delta P_{L \ 6} = \mathbf{1.24 \ Pa}$$

Nota: los valores del coeficiente de resistencia para cada una de los accesorios que posee el sistema a largo de su red se obtuvieron de la tabla 50.

Caída de presión total.

$$\Delta P_T = \Delta P_{6} + \Delta P_{3 \ 1/4}$$

$$\Delta P_T = 1.24 \ Pa + 17.25 \ Pa$$

$$\Delta P_T = 18.49 \ Pa \approx \mathbf{0.185 \ mbar}$$

3.2.4 Presupuesto

Las máquinas y equipos descritos en este inciso son las que se utilizó para el funcionamiento del sistema; se procuró por lo menos obtener dos cotizaciones de cada uno a fin de analizar y elegir la mejor opción. Esto no ocurrió con la bomba de vacío debido a que la misma fue proporcionada por la empresa como punto de partida del proyecto.

Bomba de vacío:

La bomba de vacío fue adquirida por la fábrica al costo que se especifica en la tabla 16.

Tabla 16. Cuadro comparativo de costos referente a la bomba. **Fuente:** El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS		
OPCIÓN	PROVEEDOR	COSTO \$
RA0400 Motor a 230/460 V, 60 Hz, 3 Fases	BUSCH COLOMBIA	22335.50

Tanque y distribuidor de vacío:

Características principales del tanque y distribuidor:

Tabla 17.- Características de principales del tanque y distribuidor de vacío. **Fuente:** El autor.

Datos técnico importantes	Tanque de vacío
Capacidad nominal del tanque m^3	1.1
Capacidad nominal del distribuidor m^3	0.125
Espesor de lámina del tanque mm	4.5
Espesor nominal del distribuidor mm	4.5

Tabla 18. Cuadro comparativo de costos referente al tanque y el distribuidor. **Fuente:** El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS.		
Opción	Proveedor	Costo
Construcción de tanque en acero A 36 con dos orificio de 6 “, un orificio de 1”, un orificio de ½” y un orificio 1 ½”	IFESA	2347
Construcción de tanque en acero A 36 con dos orificio de 6 “, un orificio de 1”, un orificio de ½” y un orificio 1 ½”	RECTIVALLE	3060
Construcción de tanque distribuidor de acero A36 con un orificio de 6”, tres orificios de 3 ¼”, un orificio de ¼” y un orificio de 1”.	IFESA	408
Construcción de tanque distribuidor de acero A36 con un orificio de 6”, tres orificios de 3 ¼”, un orificio de ¼” y un orificio de 1”.	RECTIVALLE	673

Válvulas de asiento.

Características principales de las válvulas de asiento:

Tabla 19.- Características de las válvulas de asiento. **Fuente:** El autor.

Datos técnico importantes	Válvula de asiento inclinado
Presión de trabajo PSI	0-130
Diámetro de entrada y salida PULG	2 1/2
Material del cuerpo	Acero inoxidable o bronce
Voltaje de trabajo de la válvula solenoide V	220 V

Rango de temperatura del fluido de trabajo °C	-10 a 180
Presión máxima de vacío inHG	0.0295
Fluido de trabajo	aire
Posición de trabajo	Vertical

Tabla 20. Cuadro comparativo de costos referente a las válvulas de asiento. **Fuente:** El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS		
OPCIÓN	PROVEEDOR	COSTO (DOLARES)
Válvula de asiento cuerpo en inoxidable 2"	ECUAINSETEC	1072,86
Válvula de asiento cuerpo de bronce 2"	ECUAINSETEC	633,23
Válvula solenoide 1 1/2"	ECUAINSETEC	489,58
Válvula de asiento cuerpo en inoxidable 2"	MAQUINARIAS ENRIQUEZ	1297,32
Válvula de asiento cuerpo en inoxidable 2"	UNITECH	484,26
Válvula pistón asiento inclinado para vapor 2"	LA LLAVE	765,00
Válvula de asiento inclinada neumática de 2" cuerpo de acero inoxidable 316 de 0-130psi marca: parker	WESTERN	533,13
Válvula de asiento inclinada neumática de 2" cuerpo de acero inoxidable 316 con actuador	WESTERN	1256,80

Válvula 2/2 de bronce de pistón act 63. Conex: 2"bsp	ECUATORIANA INDUSTRIAL	726,86
Válvula de pistón 2/2 s.s. nc. Cone	ECUATORIANA INDUSTRIAL	925,03

Nota: en la tabla 11 dentro del costo también se encuentra incluido el valor de la válvula solenoide que va a controlar a la válvula de asiento.

Material de plomería para instalaciones.

En la tabla 22 se muestran los materiales a utilizarse en la red de vacío propiamente dicha, así como en la red de aire para activación de las válvulas de asiento.

Tabla 21.- Materiales de plomería para construcción de Red. Fuente: El autor.

MATERIALES PARA CONEXIÓN DE TANQUE DE VACIO, DISTRIBUIDOR Y RED DE AIRE COMPRIMIDO	
MATERIAL	CANTIDAD
Neplo cola de pez 2" (algarrobo)	3
Neplo cola de pez 3" (algarrobo)	4
Bushing de 2 a 1 pulgada	1
Bushing de 2 a ½ pulgada	1
Tubo galvanizado de ½ pulgada	3
Tee 2 pulgadas	2
Neplo corrido de 2 pulgadas por 5 cm	8
Neplo corrido de 1 pulgadas por 5 cm	1
Neplo corrido de ½ pulgadas por 5 cm	1
Tapón de 1 pulgada	1
Tapón de ½ pulgada	1
Tapón de 1 ½ pulgada	1
Neplo corrido de ¼ pulgadas por 10 cm	1
Codo de ¼ pulgada	1
Bushing de 1 a ¼ pulgada	1
Tee de galvanizado de ½ pulgada	1

Codos de galvanizado de ½ pulgada	3
Acople tipo codo para manguera 6 de ¼ pulgadas	2
Manguera anillada grado alimenticio 3 ¼ pulgadas	32 metros
Manguera anillada grado alimenticio 6 pulgadas	4 metros
Materiales misceláneos varios para instalación	1
Universal de ½ pulgada	1

Tabla 22. Cuadro comparativo de costos referente al material de plomería para el tanque, distribuidor línea de aire. *Fuente:* El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS		
OPCIÓN	PROVEEDOR	COSTO (DOLARES)
Materiales mencionados en la tabla 12	SOLUCIONES INDUSTRIALES SWAMI	807.45
Materiales mencionados en la tabla 12	SERVIMANGUERAS	670.65
Materiales mencionados en la tabla 12	LA LLAVE	822.68
Materiales mencionados en la tabla 12	CASTILLO HERMANOS	751.12

Switch de vacío para control de encendido y apagado de la bomba.

Las características principales que debe cumplir el switch de vacío se muestran en la tabla 23.

Tabla 23.- Características principales del switch de vacío. Fuente: El autor.

DATOS TÉCNICOS IMPORTANTES	SWITCH DE VACÍO
Rango de presión	-900 mbar.... 6bar
Voltaje de alimentación	220 V
Amperaje	1 A
Presión máxima de vacío	2 mbar
Rango de temperatura de trabajo	-10..80 °C
Rango de trabajo	-4.....-30 mbar

Tabla 24. Cuadro comparativo de costos referente al switch de vacío. Fuente: El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS		
OPCIÓN	PROVEEDOR	COSTO (DOLARES)
Switch de vacío tipo 625	METALMEIDA	480

Nota: se posee una sola opción debido a que este tipo de elemento no se pudo encontrar con ninguno de los proveedores locales, por lo que se procedió a importar el elemento mediante la empresa antes mencionada.

Material eléctrico.

En la tabla 25 se muestran los materiales a utilizarse en el armaje del circuito de control y fuerza del sistema.

Tabla 25.- Materiales para circuitos de control y fuerza del sistema de vacío centralizado. Fuente: El autor.

MATERIAL PARA ELABORACION DE TABLERO ELECTRICO DE CONTROL DEL SISTEMA DE VACIO CENTRALIZADO	
MATERIAL	CANTIDAD
Breaker trifásico 75 amperios.	1
Contactador 55 amperios	1
Relé térmico de 47-57 amperios	1

Pulsador doble marcha paro	1
Paro de emergencia tipo hongo	1
Relé electromecánico 55 amperios	1
Fusibles 6 amperios	2
Porta fusibles 8x32	2
Luz piloto (roja verde amarilla)	3
Cable superflex awg #6	25 metros
Cable superflex awg #8	10 metros
Terminal remacharle para cable #6	3
Terminal remacharle para cable #8	2
Funda sellada 1 ½"	20 metros
Prensa estopa plástica para funda sellada de 1 ½"	4
Abrazaderas para funda sellada 1 ½"	10
Terminal para cable 8	9
Terminal para cable 6	20
Bloque de terminales para cable 6 50 amperios	2
Riel deán	2
Cable 3x18	3 metros
Material eléctrico misceláneo.	1

Tabla 26. Cuadro comparativo de costos referente al material para el circuito de control y fuerza del sistema de vacío centralizado. Fuente: El autor.

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS		
OPCIÓN	PROVEEDOR	COSTO (DOLARES)
Materiales mencionados en la tabla 16	SELECTRICA	620.14
Materiales mencionados en la tabla 16	ELECTRO INDUSTRIAL VINUEZA	628.37

Materiales mencionados en la tabla 16	IMSERVO	571.20
Materiales mencionados en la tabla 16	IANDCECONTROL	651.17

Costo final del proyecto.

En la tabla 27 se sintetiza el costo del proyecto y que proveedor se va adquirir los mismos.

Tabla 27. Cuadro final de costos del proyecto. **Fuente:** El autor.

COSTO DEL PROYECTO.		
MATERIAL	PROVEEDOR SELECCIONADO	COSTO (DOLARES)
Bomba de vacío.	BUSCH COLOMBIA	22335,5
Tanque acumulador de vacío	IFESA	2347
Distribuidor de vacío.	IFESA	408
3 Válvulas de asiento.	WESTERN	1599,39
Material para construcción de red de tubería.	SERVIMANGUERAS	670,65
Smith de vacío.	METALMEIDA	480
Material para elaboración de circuito de control y fuerza.	IMSERVO	571,2
		28412

3.2.5 Implementación del sistema.

Componentes del sistema.

Para la implementación del sistema se utilizó esencialmente los siguientes materiales y equipos:

- Bomba de vacío BUSCH RA 400.
- Tanque acumulador de vacío.
- Distribuidor de vacío.
- Switch de vacío.
- Tablero eléctrico.

En la tabla 28 se presenta los datos principales concernientes, a los elementos constitutivos del sistema de vacío.

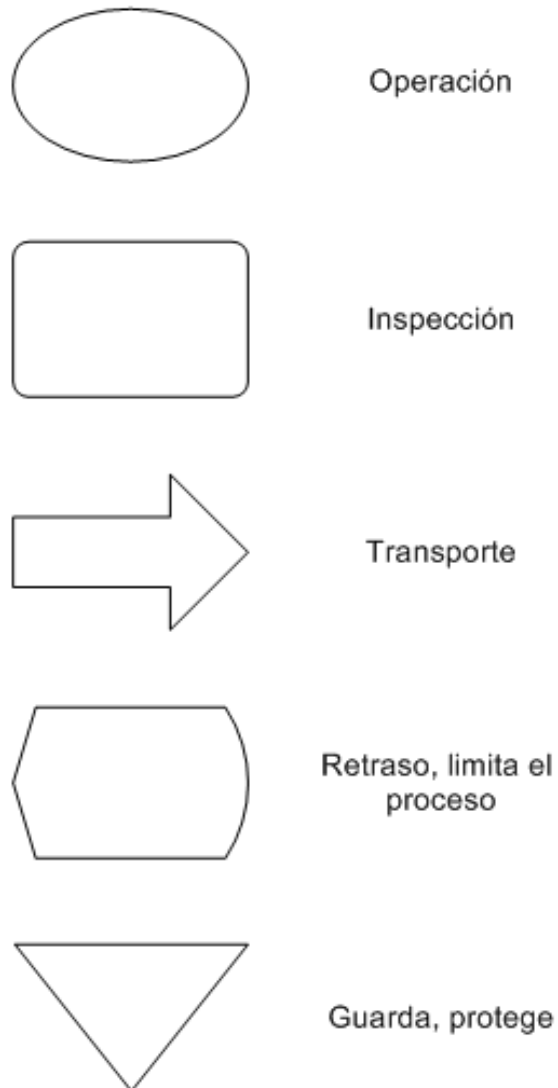
Tabla 28.- datos principales de los elementos a usarse en el sistema de vacío. Fuente: el autor

ELEMENTOS DEL SISTEMA DE VACÍO.	
Bomba de vacío	
Datos técnicos	
Capacidad nominal de bombeo m^3/h	480
Presión final mbar	0.1
Potencia nominal del motor Kw	15
Temperatura de funcionamiento °C	90
Capacidad de aceite L	12
Peso aproximado Kg	435
Tanque acumulador de vacío	
Datos técnicos.	
Capacidad	$1.1 m^3$
Material	Acero A36
Posición de servicio	Vertical
Switch de vacío	
Datos técnicos.	

Rango de presión	-900 mbar.... 6bar
Voltaje de alimentación	220 V
Amperaje	1 A
Presión máxima de vacío	2 mbar
Rango de temperatura de trabajo	-10..80 °C
Rango de trabajo	-4....-30 mbar
Tablero eléctrico	
Elementos principales constitutivos	Características
Breaker CAMSCO NC100H	80 A
Contactador SIEMENS 42FE35AG106	240 V, 93 A
Relé térmico SIEMENS SIRIUS	57-75 A
Luces led CAMSCO AD16-22D/S	220 V
Paro de emergencia EATON MOELLER	220 V, 6 A
Pulsador marcha paro CAMSCO DB-8465	220 V
Relé electromecánico RELECO MR-C	220 V
Red de tuberías.	
Presión de trabajo PSI	0-130
Diámetro de entrada y salida PULG	2 1/2
Material del cuerpo	Acero inoxidable
Voltaje de trabajo de la válvula solenoide V	220 V

Para una mejor comprensión del proceso que se utilizó para el armado tanto en cada una de sus principales partes constitutivas como en el sistema en conjunto se hizo necesario el uso de diagramas de proceso; los cuales se rigen de acuerdo a la simbología descrita en la figura 10:

Figura 10.- Simbología utilizada en diagramas de proceso. **Fuente:** [39]

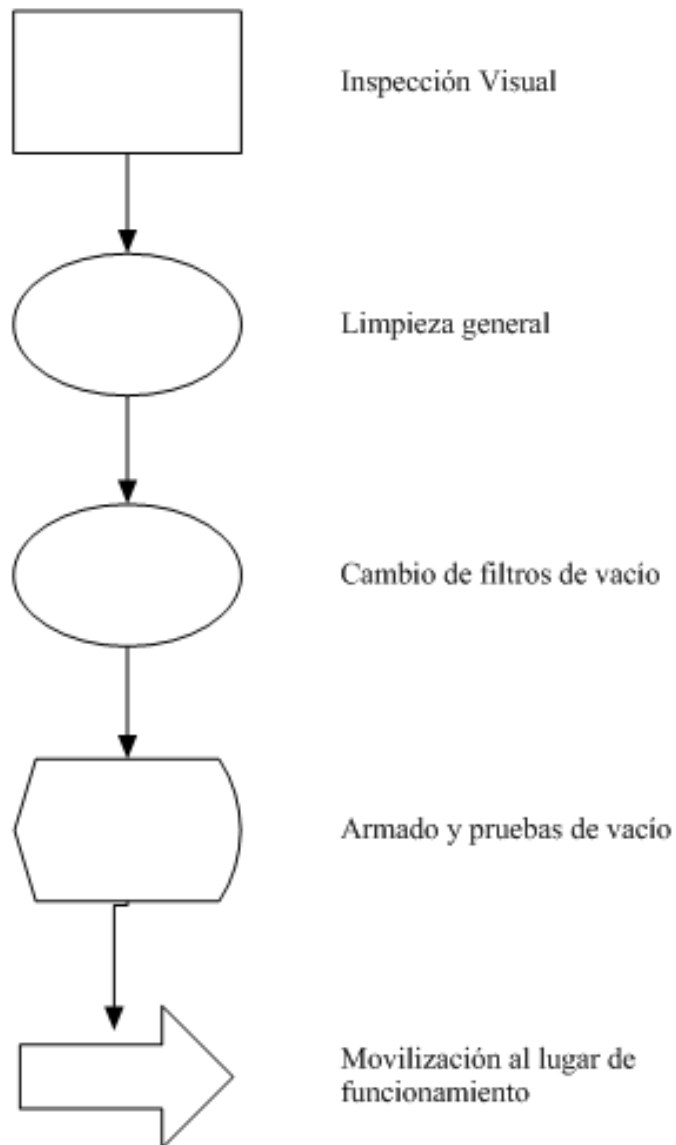


Acondicionamiento previo a la instalación.

Bomba de vacío.

La bomba estuvo sin ser utilizada por un periodo aproximado de 6 meses por lo cual se realizó un mantenimiento preventivo que se constituyó de las actividades descritas en el diagrama de procesos que se muestra en la figura 11:

Figura 11.- Actividades realizadas previo a la habilitación de la bomba. **Fuente:** El autor.

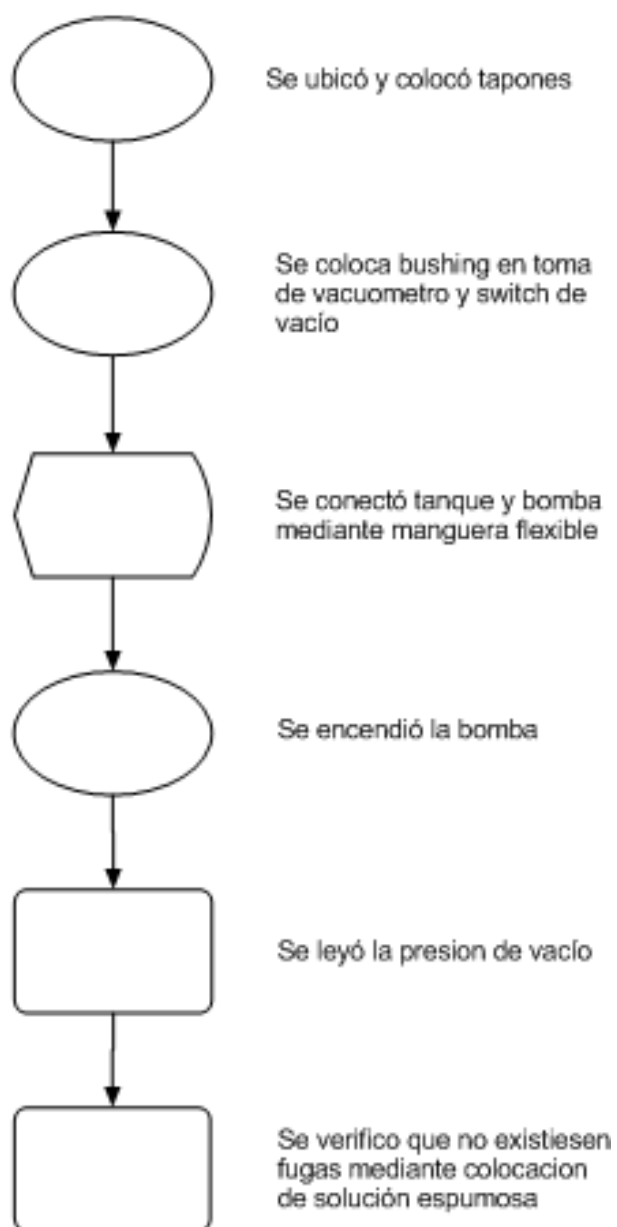


Nota: la prueba en vacío se constituyó de la colocación de una reducción tipo bushing; se conectó al vacuometro digital, se encendió y se dejó hasta que llegue a su presión de vacío máxima.

Tanque acumulador de vacío.

Para el tanque acumulador de vacío se realizaron algunas actividades detalladas en el diagrama de procesos de la figura 12:

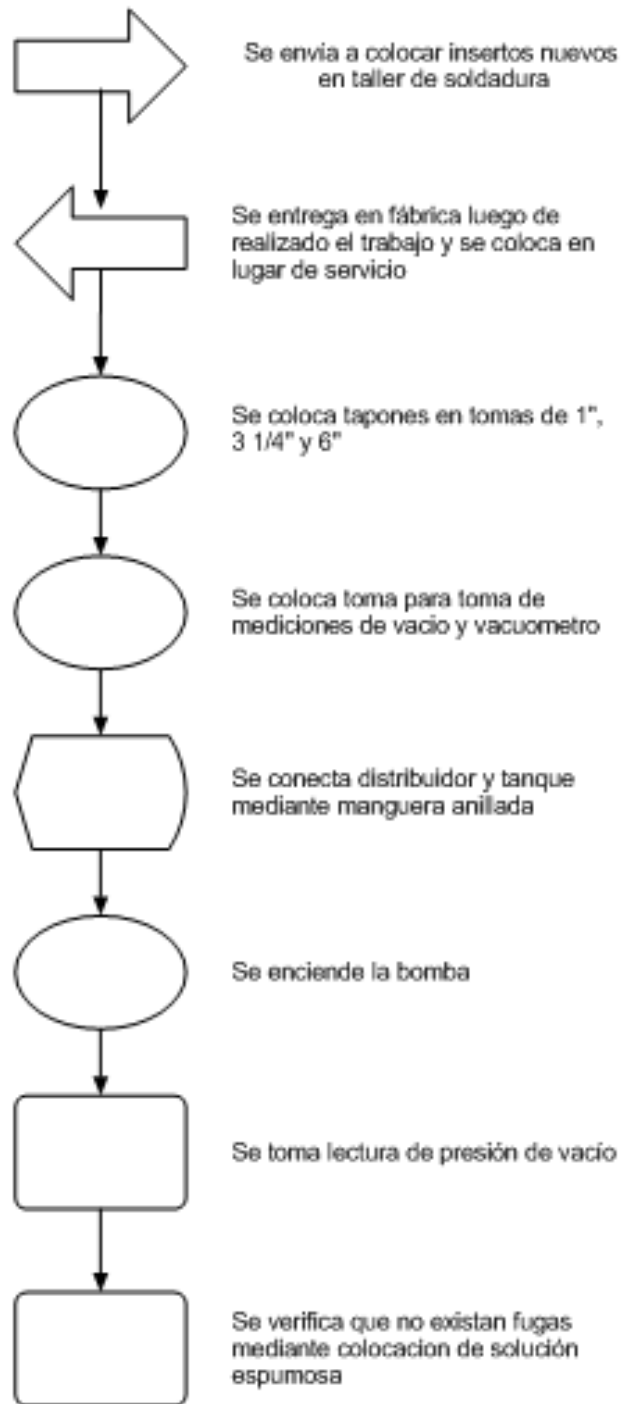
Figura 12.- Actividades previas realizadas en el tanque acumulador de vacío. **Fuente:** El autor.



Distribuidor de vacío.

Antes de ponerlo en su posición final y colocarlo para su posterior puesta en funcionamiento en el distribuidor de vacío se realizaron algunas actividades según lo detalla el diagrama de procesos de la figura 13:

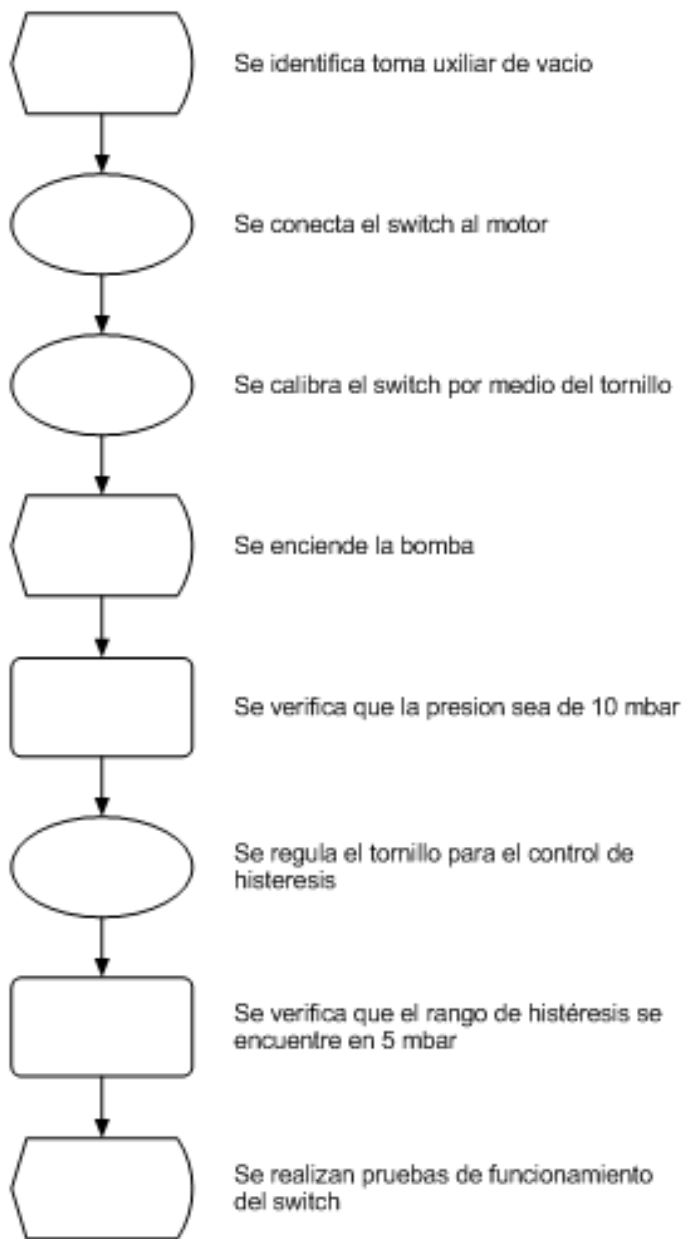
Figura 13.- Actividades previas distribuidor de vacío. **Fuente:** El autor.



Switch de vacío.

Se procedió a calibrar el equipo; para esto se realizaron las actividades que se detallan en el diagrama de procesos mostrado en la figura 14:

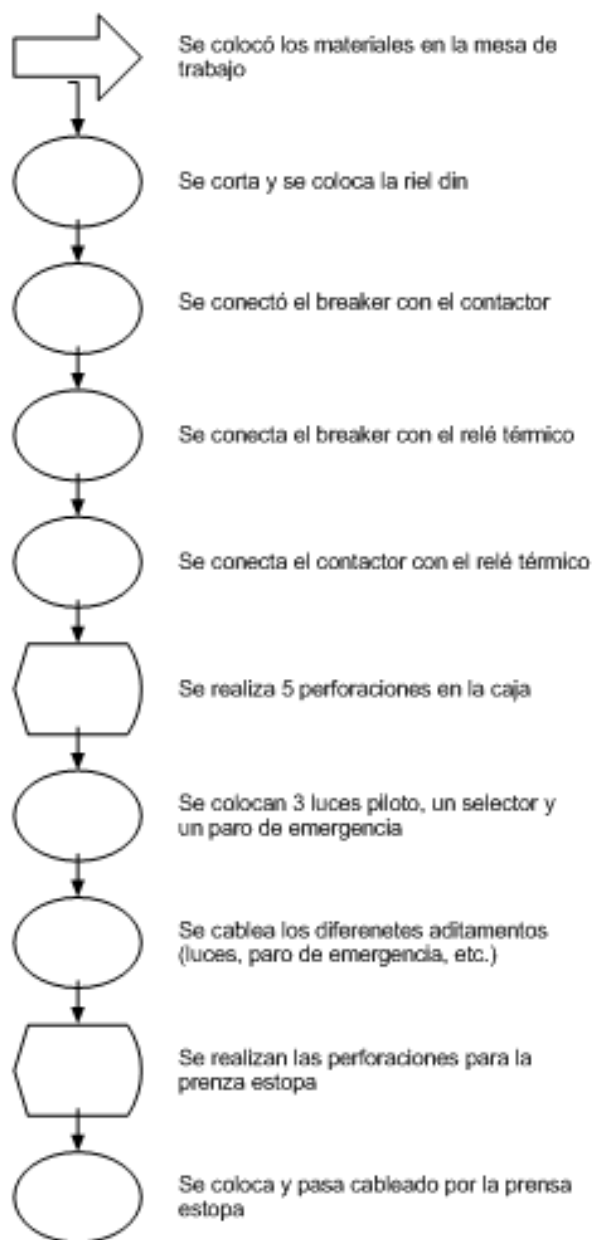
Figura 14.- Actividades previas, realizadas para la calibración del switch de vacío. **Fuente:** El autor.



Tablero eléctrico.

El tablero eléctrico para el funcionamiento del motor de la bomba de vacío se conectó de acuerdo al diagrama de procesos que se muestra en la figura 15:

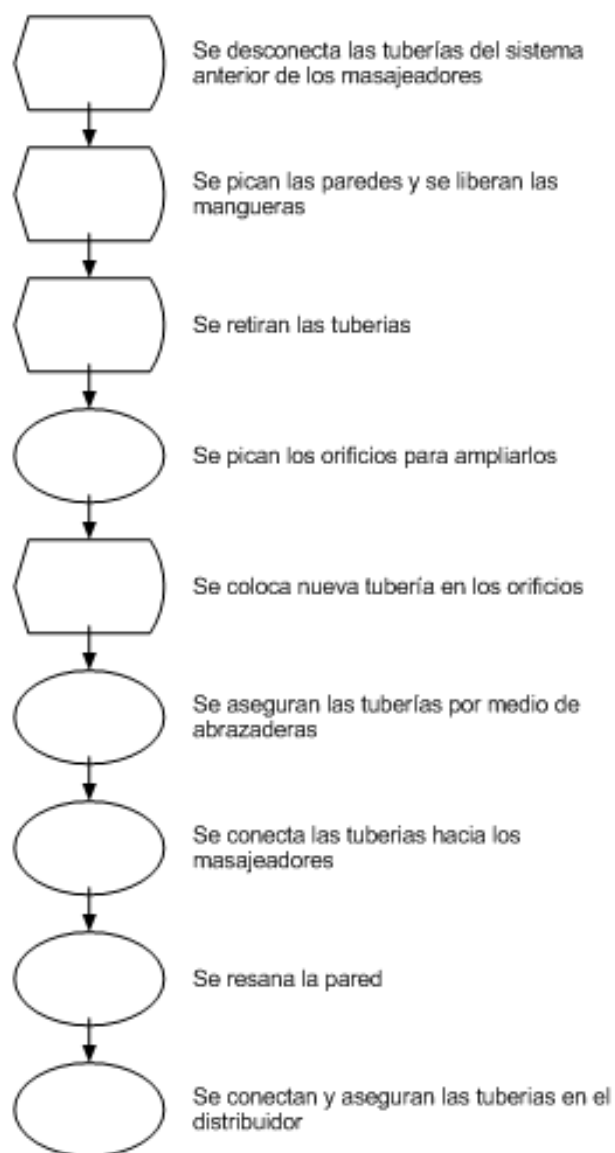
Figura 15.- Actividades previas para el armado del tablero eléctrico. **Fuente:** El autor.



Tramado de tuberías.

Para lo concerniente a la red de tuberías, se realizaron algunas actividades las cuales se detallan en el diagrama de procesos de la figura 16:

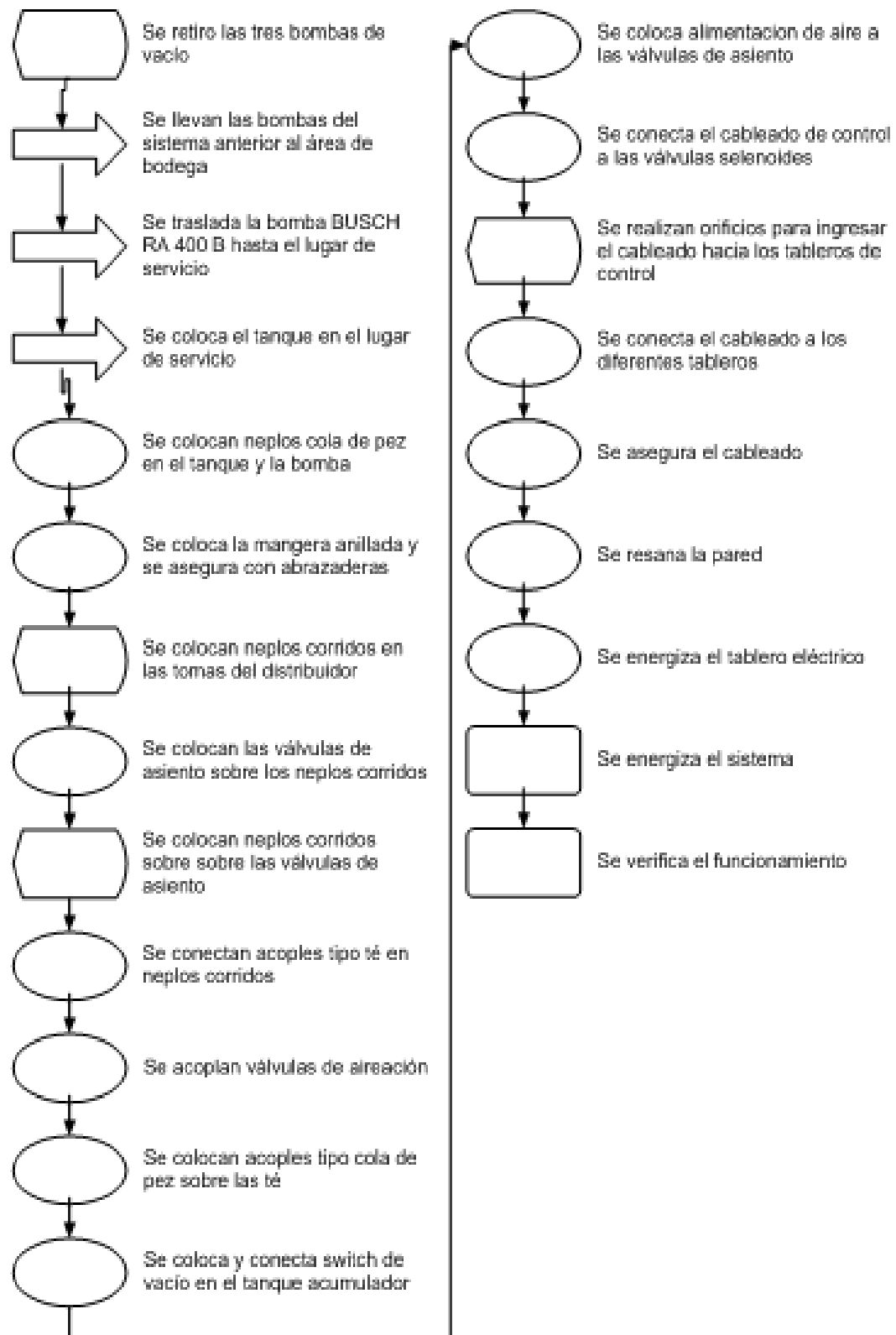
Figura 16.- Actividades previas, red de tuberías. **Fuente:** El autor.



Implementación del sistema.

Para la implementación del sistema y tomando en cuenta las actividades que se tuvieron que realizar en cada una de las partes constitutivas del sistema; se puede concluir que fue necesario realizar las actividades descrita en el diagrama de la figura 17:

Figura 17.- Actividades realizadas para la implementación del sistema. Fuente: El autor.



En los tableros se realizó una conexión auxiliar mediante el contacto normalmente abierto del switch de vacío con esto al activarse el switch de vacío por acción del vacío se cierra el circuito activando la válvula solenoide de la electroválvula, abriendo el flujo y cerrando con esto la válvula de asiento.

Nota: la descripción de la forma como estaba realizada la conexión hacia las válvulas de asiento únicamente se la describió en calidad de información debido a que el control de la misma se reutilizo; únicamente se realizó una comprobación a través de la medición de voltajes llegándose a determinar que el sistema funciona correctamente.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Tomando en cuenta las características que nos brinda la bomba BUSCH R5 400, se determinó mediante cálculos que para la obtención de la presión de 10 mbar es necesario un tiempo de 2 minutos; con la restricción que los bombos (tumblers) se encuentren trabajando en vacío.
- Se diseñó el tanque de vacío siguiendo las recomendaciones del código ASME sección VIII división, aplicables a recipientes sometidos a vacío; las cuales principalmente se centran en la determinación del espesor de lámina adecuado para el cuerpo y cabezales.
- Se seleccionó los materiales para el sistema de vacío y su respectiva red apegándonos a las recomendaciones del diseño sanitario las cuales como principal postulado afirman que: “Se debe garantizar que los instrumento, materiales o sustancias que se encuentren en contacto directo con el producto posean las características necesarias a fin de garantizar la no contaminación del mismo.”
- Se implementó el sistema de vacío centralizado en el área de Jamones y Curados de la Fábrica Juris Cia. Ltda. con resultados satisfactorios; ya que en la actualidad se obtiene la presión de vacío de 10 mbar necesaria para el cumplimiento del procedimiento de elaboración de jamones.
- El producto obtenido posterior a la implementación del sistema presenta mejor aspecto en relación a los jamones que se obtenían con el sistema anterior de bombas de vacío individuales.
- En el sistema, al permanecer la bomba de vacío encendida intermitentemente se produce un ahorro en gastos de consumo eléctrico; con

el sistema anterior se producía un gasto neto por concepto de electricidad de 26.25 dólares por proceso de masajeado de jamones en los tres contenedores. El sistema actual permanece encendido un aproximado de 1 hora por lo cual el gasto por este concepto es de 19.25 dólares con lo que se produce un ahorro de 5040 anuales.

- Durante el periodo de pruebas y actualmente que el sistema ya se encuentra operativo se determinó a través de mediciones, que el tiempo para obtener la presión de 10 mbar aumento en un 37,5%, en relación al tiempo calculado; esto se debe a que cuando se realizó el cálculo del mismo no se tomó en cuenta factores como pérdidas y volumen del sistema de tuberías.
- Se seleccionó como material constitutivo para la construcción del tanque y el distribuidor al acero A 36; debido a que como indica el postulado de diseño sanitario estos elementos no se encuentran en contacto directo con el producto; y si se diera el caso extremo de que por algún motivo el producto ingresase al distribuidor o el tanque el mismo se desecharía por completo.
- No se modificó el trazado de tuberías que utilizó el sistema antiguo; debido a que cuando se tomó mediciones de vacío al final de la tubería se comprobó que no había influencia del mismo en la obtención de la presión deseada de 10 mbar; por lo que únicamente se lo acoplo al distribuidor del sistema centralizado, y por consiguiente no se hizo necesario el diseño del trazado de la red de tuberías.

4.2 Recomendaciones

- Se espera que los costos de mantenimiento del sistema, en especial de la bomba se reduzcan a largo plazo. La bomba al ser más grande requiere de mayores recursos (aceite, filtros, etc.); sin embargo al evitarse el rebobinado de los motores el costo de mantenimiento correctivo se reduciría drásticamente.
- Sería recomendable a posterior cambiar el sistema de filtrado ya que el mismo en su fase primaria utiliza filtros de cartón los cuales se degradan

rápidamente por lo que se debería buscar otra opción; como por ejemplo sustituir dichos filtro por filtros lavables.

- Es importante realizar una revisión periódica de la malla que se encuentra en la línea de succión principal a fin de evitar pérdidas de presión de vacío.
- Es necesario el posterior mejoramiento del sistema en cuestiones de control con la implementación de un sistema programable que ayude a la apertura y cierre de las válvulas solenoides en el proceso de aireación; el cual al momento se realiza manualmente.

Bibliografía

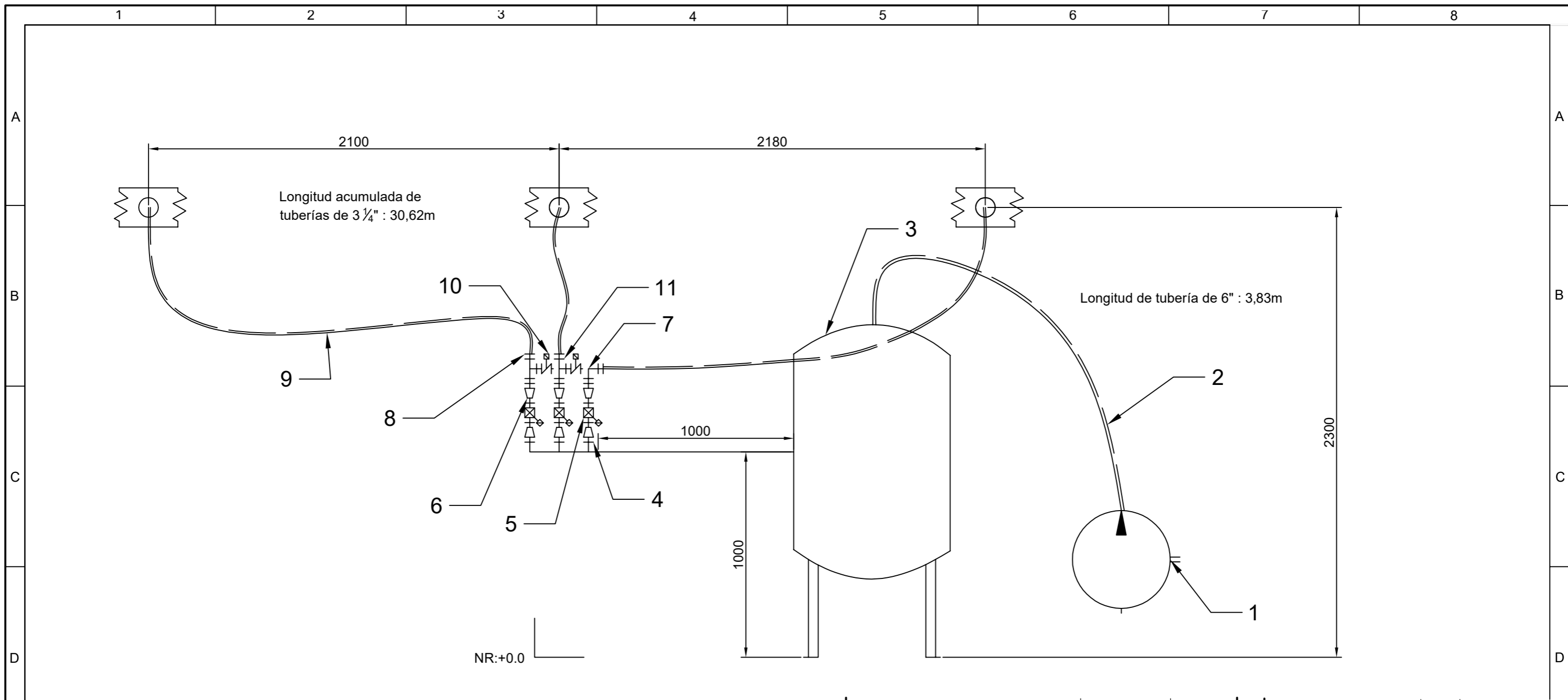
- [1] L. E. & F. M. Talavera, El vacío y sus aplicaciones., México: SEP, Subsecretaría de Educación Superior e Investigación Científica., 1995.
- [2] J. Arnau, "Tecnología de elaboración de jamón curado. Microbiología," 1993.
- [3] J. L. A. V. Z. M. G. V. & B. F. Costa, *TRANSPORTE DE IMAZAPIR, ATRAZI A, S-METOLACOLORO Y ACETOCOLOR EN EL PERFIL DEL SUELO.*, Buenos Aires., 2005.
- [4] M. A. V. N. A. A. & C. U. Gavilanes Rodriguez, Gavilanes Rodriguez, M. A., Villagom Diseño de automatización y control del proceso de destilación de alcohol crudo y etílico (al vacío y presión atmosférica) por medio de un plc quantum., Quito, 2009.
- [5] M. Xargayo, L. Freixanet, J. Lagares, E. Fernandez y P. Jaeger-Ponent, *[Effects of a pre-massage phase (sequence of pressure impacts) on cooked meat products processing from whole muscle]*., Madrid: Carnica, 1999.
- [6] F. Maldonado, "Elaboración de alimentos y bebidas," *EKOS*, nº 256, pp. 30-31, 2015.
- [7] A. Grupo, "ALFA Nuestros Negocios," [En línea]. Available: <http://www.alfa.com.mx/NC/negocios.htm>. [Último acceso: 3 octubre 2016].
- [8] V. Chungata, *DISEÑO DE UN AUTOTANQUE DE SUCCIÓN POR VACÍO, PARA LA RECOLECCIÓN DE LODOS GENERADOS EN DERRAMES, CON CAPASIDAD DE 20.7 METROS CÚBICOS, PARA LA EMPRESA VACUUMS DEL ECUADOR.*, Cuenca, 2014.
- [9] O. Valaverde y E. Martinez, "Selección de sistema de Vacío Utilizando Bombas Tipo Distribuidor Giratorio para Máquina llenadora de Cerveza.," *Revista Tecnológica ESPOL*, vol. X, nº XXIII, pp. 23-31, 2009.
- [10] F. Intriago, *Desarrollo del diagrama de flujo para el proceso de elaboración de jamón especial bajo normas INEN.*, Machala, 2015.
- [11] N. INEN y 1338, CARNE Y PRODUCTOS CÁRNICOS. PRODUCTOS CÁRNICOS CRUDOS, PRODUCTOS CÁRNICOS CURADOS-MADURADOS Y PRODUCTOS CÁRNICOS PRECOCIDOS-COCIDOS. REQUISITOS., Quito: Instituto Ecuatoriano de Normalización., 2010.

- [12] M. Sanchez, *Proceso de elaboración de alimentos y bebidas*, Madrid: AMB ediciones, 2003.
- [13] M. d. L. Pérez, *Tecnología de carnes*, Ixtapalpa: Ediciones de la Universidad Autónoma metropolitana de Ixtapalapa., 2013.
- [14] L. Rozanov, *Vacuum Technique*, Great Britain: TJ international, 2002.
- [15] J. M. Albella, *Láminas delgadas y recubrimientos. Preparación, propiedades y aplicaciones.*, Madrid: Solana e Hijos A.G., S.A., 2003.
- [16] G. A. D. d. Pichincha., "Caracterización Cantonal y Parroquial.," *Diagnostico Provincial*, vol. S/V, n° S/N, pp. 205-221, 2014.
- [17] C. Gracia, *FISICA GENERAL*, Barcelona: Tebar, 2008.
- [18] M. GROOVER, *FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA. MATERIALES, PROCESOS Y SISTEMAS.*, México.: PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA. S.A., 1997.
- [19] F. Martínez Pérez, *LA TRIBOLOGÍA. Ciencia y técnica para el mantenimiento.*, Mexico.: EDITORIAL LIMUSA. S.A., 2002.
- [20] C. o. F. Regulations, "DEPARTMENT OF HEALTH AND HUMAN SERVICES," 1 Abril 2016. [En línea]. Available: <http://www.accessdata.fda.gov/scripts/cdrh/cfdocs/cfcfr/CFRSearch.cfm?fr=178.3570>. [Último acceso: 29 Enero 2017].
- [21] I. Gil, "BRETTIS Soluciones Industriales.," 9 Abril 2014. [En línea]. Available: <http://www.brettis.com/blog/194-%C2%BFque-son-los-lubricantes-de-grado-alimentario>. [Último acceso: 29 Enero 2017].
- [22] F. Rodriguez, *GUIA DEL CÓDIGO ASME SECCION VII DIVISION 1 TOMO I*, MÉXICO: AZCAPOTZALCO., 2008.
- [24] J. Otegui, *Cañerías y recipientes de presión.*, Mar del Plata: EUEDEM, 2008.
- [25] E. Megyesy, *Manual de recipientes a presión*, México: LIMUSA, 1992.
- [26] R. L. Mott, *Mecánica de Fluidos.*, México.: PEARSON EDUCATION, 2006.
- [27] J. Cobo Vélez, *Pérdidas de fricción en tuberías corrugadas de PVC para uso en ductos de ventilación industrial.*, Guayaquil, 1989.
- [28] A. G. Mermet, *Ventilación Natural de Edificios.*, Buenos Aires.: Nobuco., 2005.

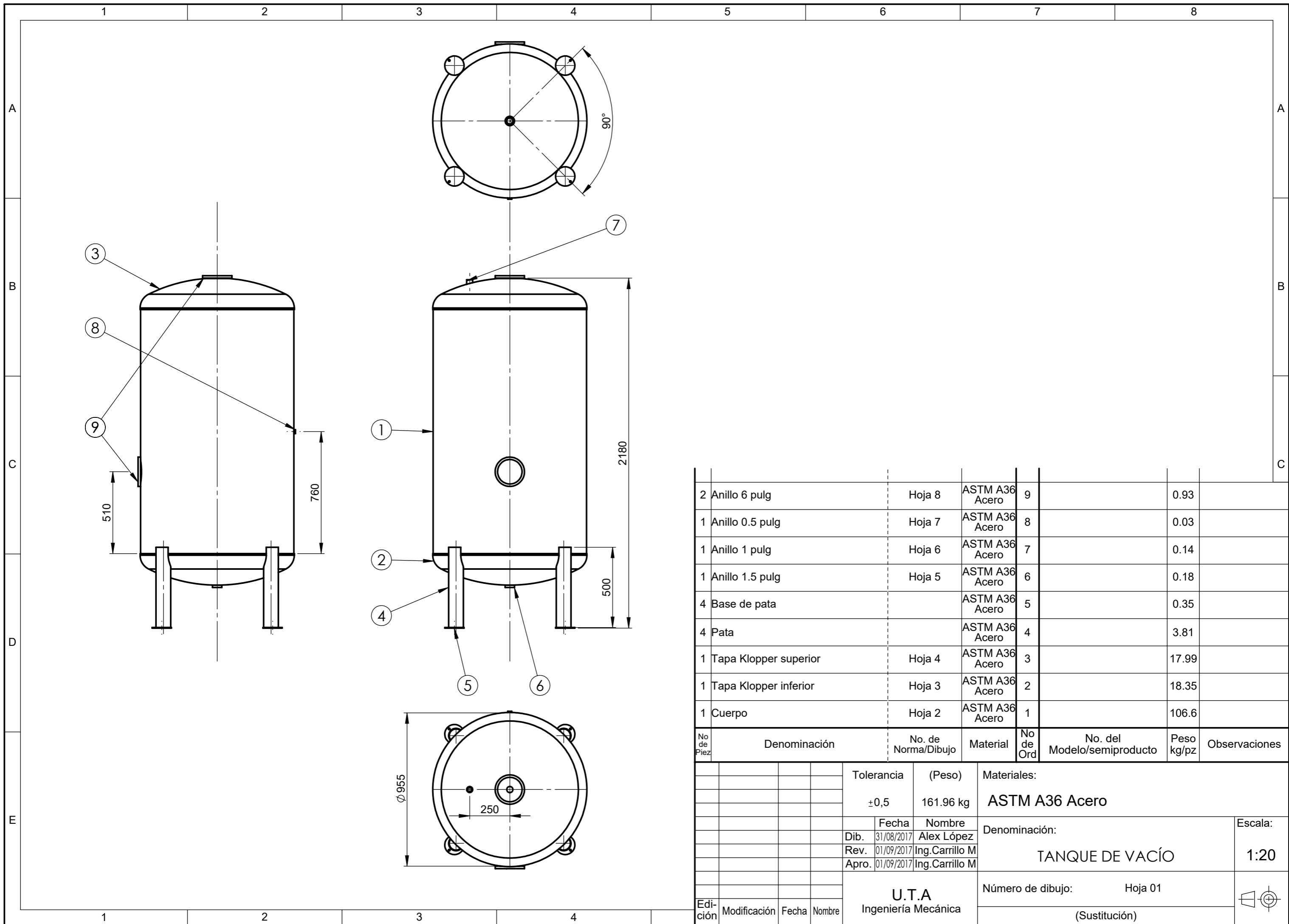
- [29] D. Ortiz y J. Villacís, *Análisis de sistemas de aire comprimido.*, Madrid: Editorial Academica Española., 2014.
- [30] F. A. D. ADMINISTRATION, "DEPARTMENT OF HEALTH AND HUMAN SERVICES," 1 Abril 2016. [En línea]. Available: <http://www.accessdata.fda.gov/scripts/cdrh/cfdocs/cfcfr/cfrsearch.cfm?fr=175.300>. [Último acceso: 5 Febrero 2017].
- [31] A. SIGMA, *DISEÑO SANITARIO EN PALNATAS DE ALIEMTSO*, México., 2016.
- [32] S. Garcia, *Centrales termicas de ciclo combinado.*, México: Endesa, 2006.
- [33] E. Tapia, "5 632 industrias con nueva tarifa eléctrica a partir de este mes," *El Comercio*, pp. 14-15, 20 Enero 2016.
- [34] E. VIAVAC, "VIAVAC Sistema de drenaje sanitario al vacio," [En línea]. Available: <http://www.viavac.net/componentes/estaciondevac205o.html>. [Último acceso: 7 Marzo 2017].
- [35] F. Guerrero, "Grupo Avila," GUERRERO Y DONCEL COMPANY, 20 Febrero 2017. [En línea]. Available: <http://plomeriabogota24horas.com/portafolio.html>. [Último acceso: 7 Marzo 2017].
- [36] M. bud., "Nowicki.," *Polityką prywatności.*, 23 Julio 2016. [En línea]. Available: <https://metalbud.com/pl/a/194-masownice-prozniowe-mah>. [Último acceso: 7 Marzo 2017].
- [37] T. A. S. O. M. ENGINEERS, *Rules for Construction of Pressure Vessels*, New York: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2010.
- [38] T. A. S. O. M. ENGINEERS, *II Part D MATERIALS Properties (Customary)*, New York: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2007.
- [39] HORFASA, "HORFASA, Especialistas en transformaciones Mecánicas," 3 Febrero 2010. [En línea]. Available: <http://www.horfasa.com/utilidades.php?ide=41&card=3>. [Último acceso: 21 Mayo 2017].
- [40] L. Gonzalo, "Guía de modulo de estructuras metalicas.," Ambato, 2015.
- [41] A. B. S.A., *Manual de Instalación y Funcionamiento*, Chevenez, Suiza, 2014.

- [42] P.-C. L. Inc., "Petro-Canada Lubricants Inc.," 3 Marzo 2017. [En línea]. Available: http://www.online.petro-canada.ca/datasheets/en_CA/pfaw100.pdf. [Último acceso: 9 Abril 2017].
- [43] OKS, "Speciality Lubricants for industrial applications," 21 Julio 2004. [En línea]. Available: http://www.rsoilco.com/PDF/OIL/OKS/OKS_0704_Spez_EN_070704screen.pdf. [Último acceso: 9 Abril 2017].
- [44] M. S. Lubricants, "Matrix," 11 Agosto 2014. [En línea]. Available: <http://www.hales.com.au/wp-content/uploads/product-catalogues/matrix.pdf>. [Último acceso: 10 Abril 2017].
- [45] DIPAC, *Catálogo de productos*, Quito: S/N, 2006.
- [46] A. S. f. T. a. Materials, *Standard Specification for Carbon Structural Steel*, West Conshohocken: American Society for Testing and Materials, 1996.
- [47] A. W. Society, *Structural Welding Code-Steel*, Miami, 1998.
- [48] AGA, *Catálogo de electrodos comunes y especiales y gases para soldadura y corte*, Quito, 2003.
- [49] B. GROUP, *Catálogo de productos*, Santiago de Chile, 2010.

Planos.



2	Te de 3-1/4 in		Hierro	11			Galvanizado
2	Válvula de aireación 3-1/4 in		Varios	10			Electroválvula
3	Manguera flexible 3-1/4 in		PVC	9			Grado alimenticio
3	Conector de 3-1/4 in		Hierro	8			Galvanizado
1	Codo de 3-1/4 in		Hierro	7			Galvanizado
3	Expansión de 2-1/2 a 3-1/4 in		Hierro	6			Galvanizado
3	Válvula de asiento inclinado 2-1/2 in		Varios	5			Electroválvula
3	Reductor 3-1/4 a 2-1/2 in		Hierro	4			Galvanizado
1	Tanque de Vacío	HOJA 1	ASTM A36	3			1.1 m ³
2	Manguera flexible 6 in		PVC	2			Grado alimenticio
1	Bomba de vacío RA0400B		Varios	1			0.1mbar, 480m ³ /l
No de pieza	Denominación	No de Norma/Dibujo	Material	No de Orden	No. del Modelo/semiproducto	Peso Kg	Observaciones
			Tolerancia:	(Peso)	Materiales:		
			± 0.5	190 kg	VARIOS		
			Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib. 31/08/17	Alex Lopez	PLANOS DE INSTALACIÓN		1:20
			Rev. 01/09/17	Ing.CarrilloM			
			Apro. 01/09/17	Ing.CarrilloM			
			U.T.A		Número de dibujo:	HOJA 01	
			Ingeniería Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



No de Piez	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No de Ord	No. del Modelo/semiproducto	Peso kg/pz	Observaciones
2	Anillo 6 pulg	Hoja 8	ASTM A36 Acero	9		0.93	
1	Anillo 0.5 pulg	Hoja 7	ASTM A36 Acero	8		0.03	
1	Anillo 1 pulg	Hoja 6	ASTM A36 Acero	7		0.14	
1	Anillo 1.5 pulg	Hoja 5	ASTM A36 Acero	6		0.18	
4	Base de pata		ASTM A36 Acero	5		0.35	
4	Pata		ASTM A36 Acero	4		3.81	
1	Tapa Klopper superior	Hoja 4	ASTM A36 Acero	3		17.99	
1	Tapa Klopper inferior	Hoja 3	ASTM A36 Acero	2		18.35	
1	Cuerpo	Hoja 2	ASTM A36 Acero	1		106.6	

Tolerancia		(Peso)	Materiales:	
±0,5		161.96 kg	ASTM A36 Acero	
Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
Dib. 31/08/2017	Alex López	TANQUE DE VACÍO		1:20
Rev. 01/09/2017	Ing.Carrillo M	Número de dibujo: Hoja 01		
Apro. 01/09/2017	Ing.Carrillo M	(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	
			U.T.A Ingeniería Mecánica	

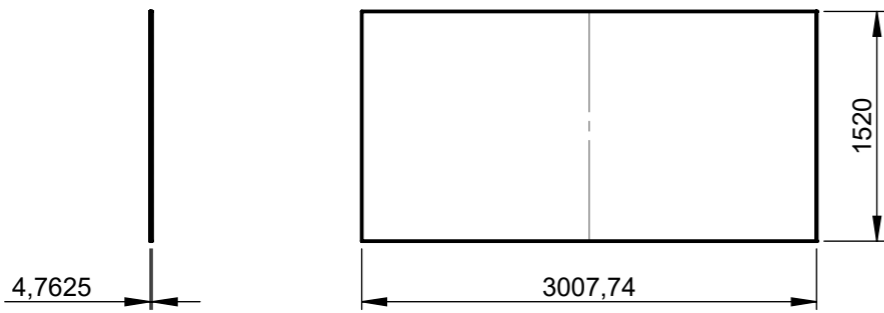
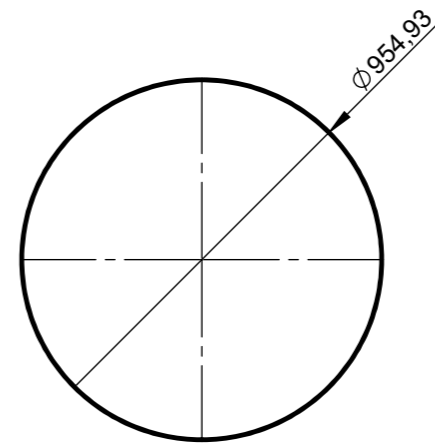
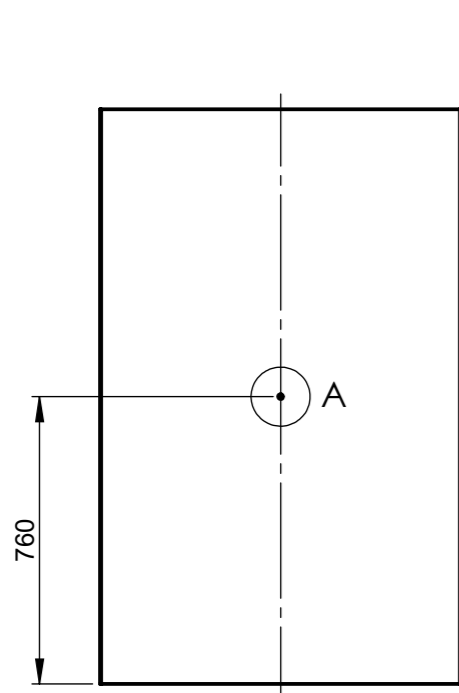


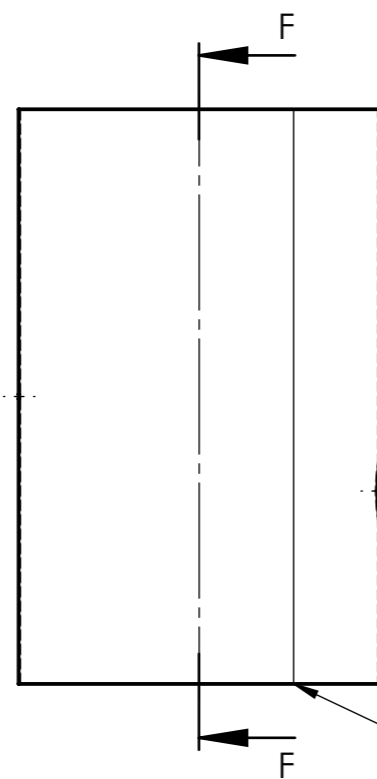
LÁMINA DESPLEGADA
Escala 1:50



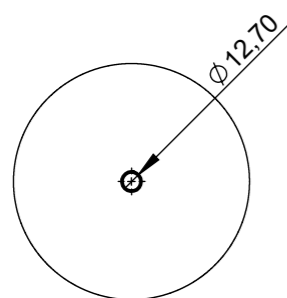
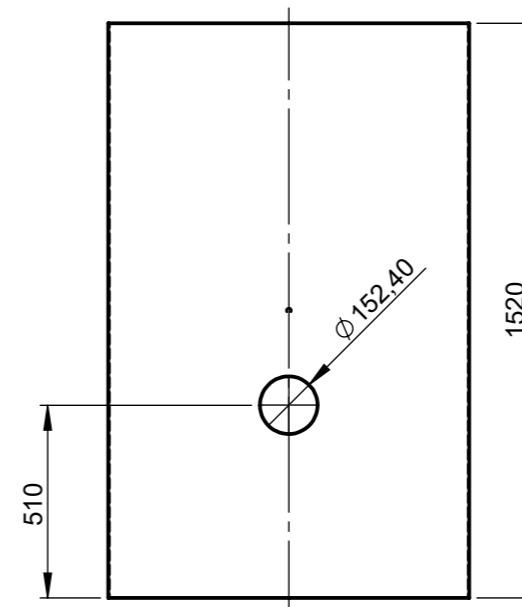
N10 LAMINADO



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 20

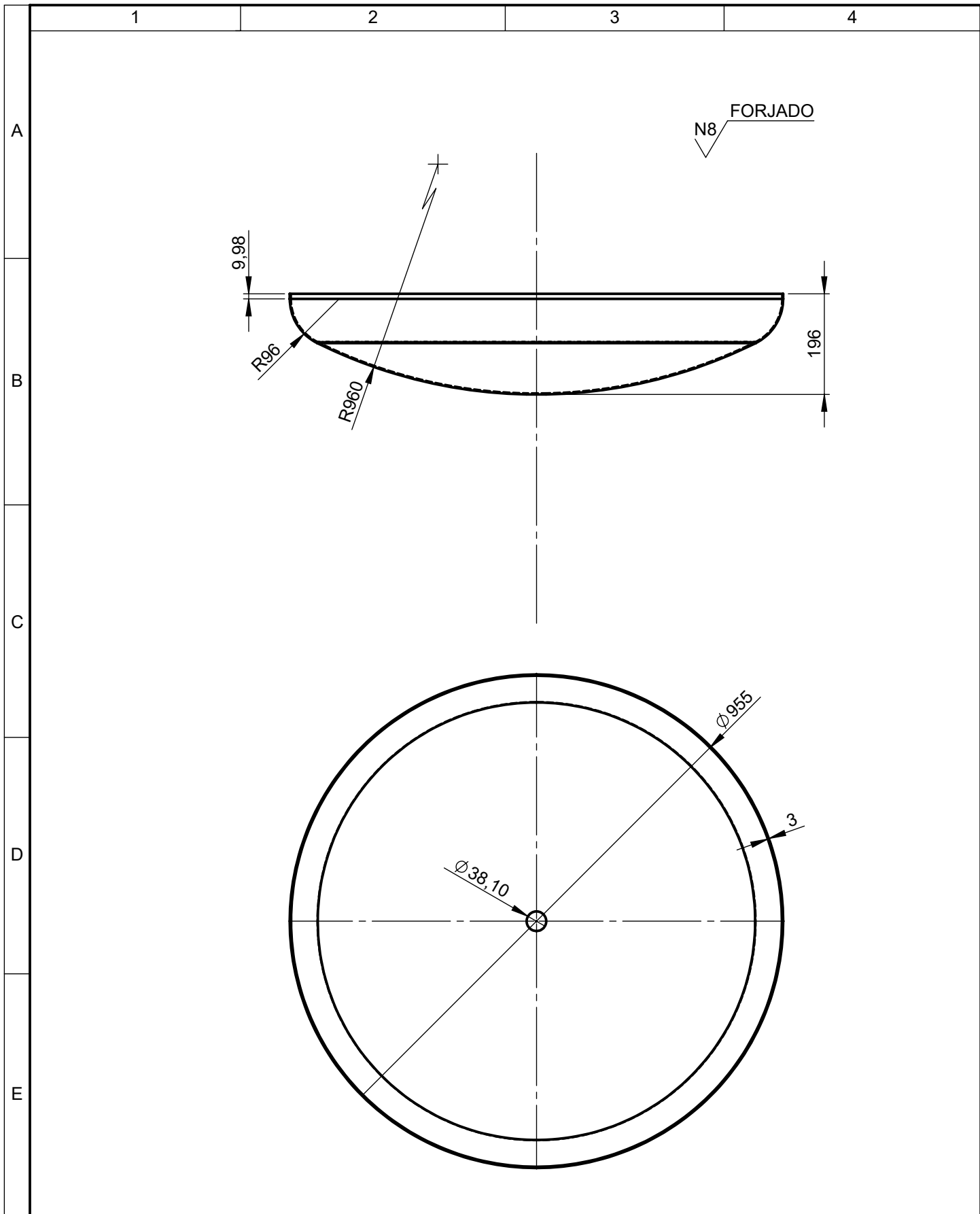


SMAW E6011

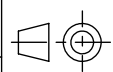


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	106.62 kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	31/08/2017	Alex López	TANQUE DE VACÍO
				Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	
				U.T.A Ingeniería Mecánica		Número de dibujo:	Hoja 02
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	
						Escala: 1:20	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	18.35 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	31/08/2017	Alex López		
			Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	1:20
				U.T.A Ingeniería Mecánica		Número de dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



1

2

3

4

FORJADO
N8

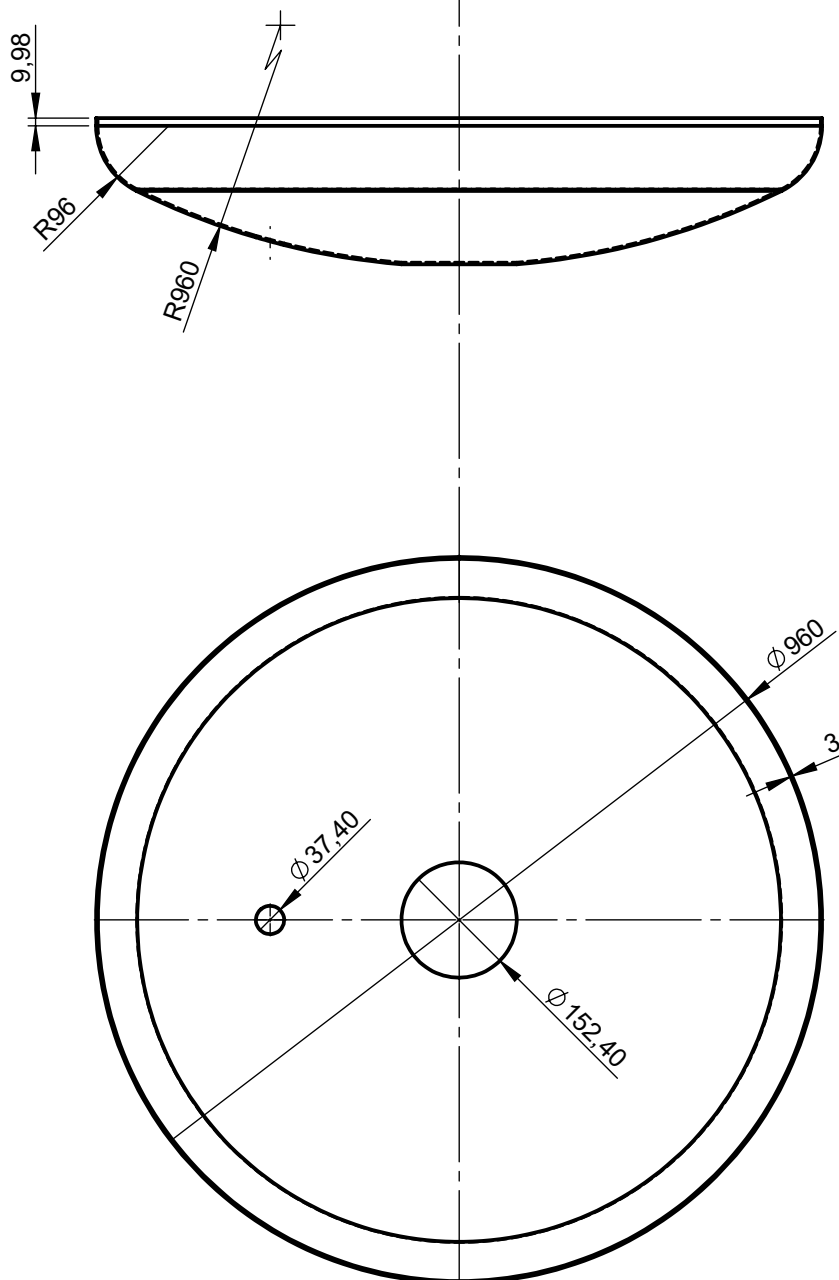
A

B

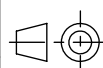
C

D

E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	17.99 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	31/08/2017	Alex López		
			Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	1:10
				U.T.A Ingeniería Mecánica		Número de dibujo:	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre				



1

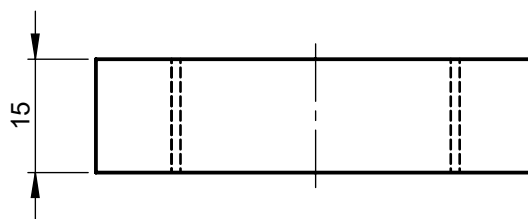
2

3

4

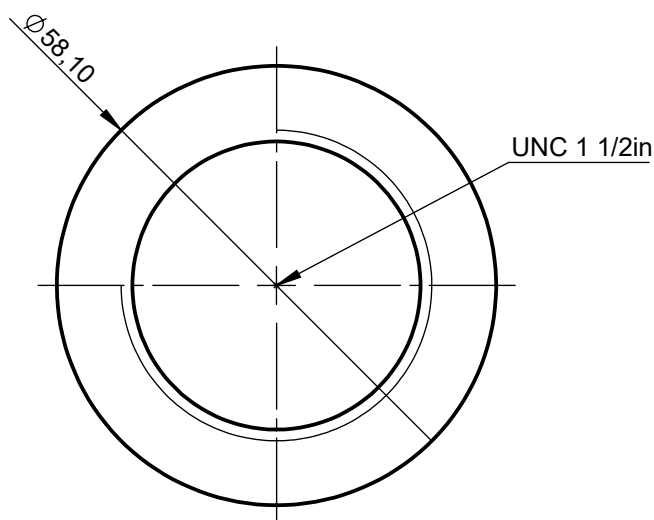
A

N7 TORNEADO



B

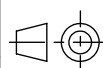
C



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	0.19 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	31/08/2017	Alex López		
			Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	1:1
				U.T.A		Número de dibujo:	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	



1

2

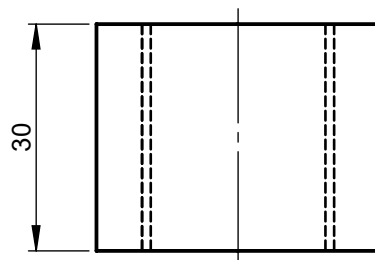
3

4

A

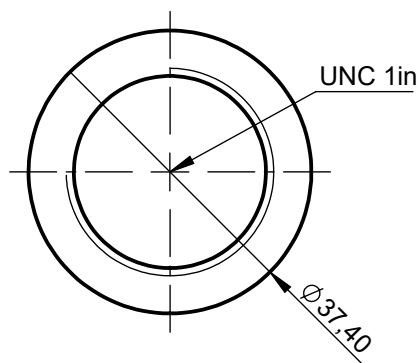
N7 TORNEADO

B



C

D



E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	0.16 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	31/08/2017	Alex López		
			Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	1:1
				U.T.A Ingeniería Mecánica		Número de dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

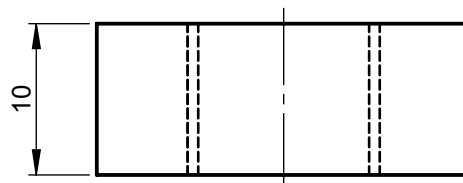
3

4

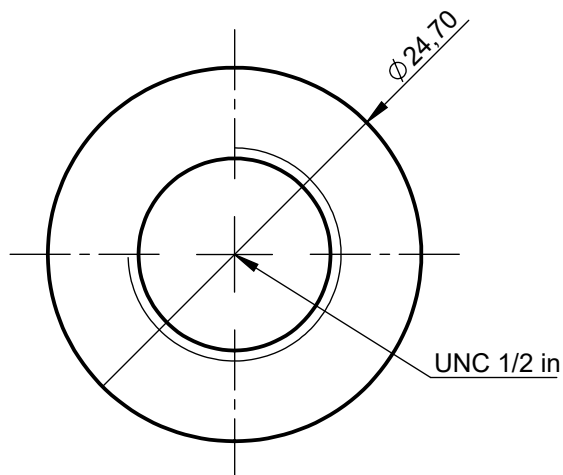
A

N7 TORNEADO

B



C



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,5	0.03 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 31/08/2017	Alex López		
				Rev. 01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro. 01/09/2017	Ing.Carrillo M	ANILLO 3	2:1
				U.T.A Ingeniería Mecánica		Número de dibujo:	Hoja 07
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

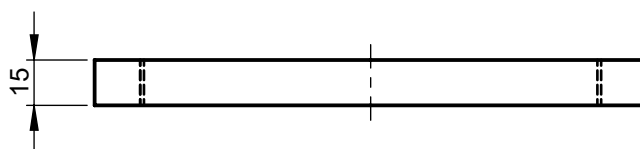
3

4

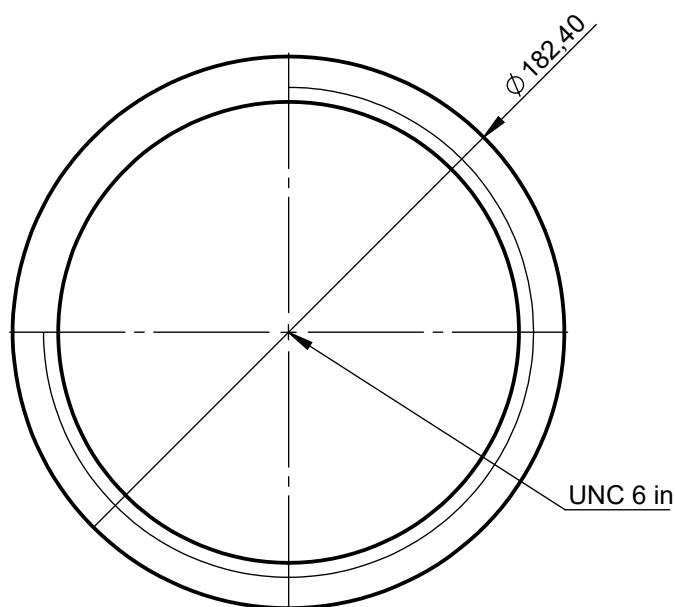
A

N7 TORNEADO

B



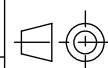
C



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,5$	1 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	31/08/2017	Alex López		
			Rev.	01/09/2017	Ing.Carrillo M		
				Apro.	01/09/2017	Ing.Carrillo M	ANILLO 4
				U.T.A		Número de dibujo:	Hoja 08
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	



ANEXOS

Anexo I; referente a las características de la bomba.

El manual de la bomba nos presenta las siguientes características del equipo:

Tabla 1.- Especificaciones técnicas de la bomba. **Fuente:** [39]

Datos técnicos			RA 0400 B	RC 0400 B
Capacidad nominal de bombeo	50 (60) Hz	m ³ /h	400 (480)	
Presión final		hPa (mbar)	0,1	20
Potencia del motor nominal	50 (60) Hz	kW	11 (15)	
Velocidad de rotación nominal	50 (60) Hz	min ⁻¹	1000 (1200)	
Nivel de ruido (EN ISO 2151)	50 (60) Hz	dB(A)	77 (79)	
Máx. tolerancia de vapor de agua, con lastre de gas (DIN 28426)		hPa (mbar)	40	
Capacidad de vapor de agua	50 (60) Hz	kg/h	9 (11)	
Temperatura de funcionamiento	50 (60) Hz	°C	80 (80)	
Rango de temperatura ambiente		°C	véase "Aceite"	
Presión ambiente			Presión atmosférica	
Capacidad de aceite		l	12	
Peso aproximado		kg	435	

Tabla 2.- Características de los aceites que pueden ser utilizados en la bomba RA 400B. **Fuente:** [39]

Denominación	VM 032	VM 068	VM 100	VE 101	VMH 100	VS 100
ISO-VG	32	68	100	100	100	100
Base	Aceite mineral	Aceite mineral	Aceite mineral	Aceite sintético	Aceite mineral	PAO
Densidad [g/cm ³]	0,872	0,884	0,888	0,96	0,87	0,85
Rango de temperatura ambiente	- 5	0 ... 12	12 ... 30	0 ... 40	12 ... 30	0 ... 40
Viscosidad cinemática a 40°C [mm ² /s]	30	68	110	95	94	103
Viscosidad cinemática a 100°C [mm ² /s]	5	8,5	11,5	9,5	-	14
Punto de ignición [°C]	225	235	260	255	264	265
Punto de descongelación [°C]	- 15	- 15	- 15	- 30	- 15	- 48
Nº de pieza botella de 1 l	0831 000 086	0831 102 492	0831 000 060	0831 000 099	0831 133 403	0831 000 108
Nº de pieza recipiente de 5 l	0831 000 087	0831 102 493	0831 000 059	0831 000 100	0831 540 557	0831 000 109
Nota	Temperatura ambiente inferior a 0 °C				Aplicación de presión final	Aplicación alimentaria
Cantidad de llenado, aprox. [l]	12					

Anexo 2; Referente a las características de los aceites.

Opción número 1.

Aceite PETRO-CANADA PURITY FG AW HYDRAULIC FLUID 100

Tabla 31.- Características físicas y químicas del aceite PETRO-CANADA PURITY FG AW HYDRAULIC FLUID. Fuente: [40]


PROPIEDAD	MÉTODO DE PRUEBA	FLUIDOS HIDRÁULICOS PURITY FG AW CON MICROL			
		AW 32	AW 46	AW 68	AW 100
Grado ISO	-	32	46	68	100
Viscosidad, cSt a 40 °C (SUS a 100 °F) cSt a 100 °C (SUS a 210 °F)	D445	31 (157) 5,3 (44)	46 (236) 6,8 (49)	65 (334) 8,6 (55)	98 (511) 11,3 (65)
Índice de viscosidad	D2270	102	104	104	101
Punto de inflamación, COC, °C (°F)	D92	215 (419)	241 (466)	253 (487)	275 (527)
Punto de fluidez, °C (°F)	D5950	-18 (0)	-18 (0)	-18 (0)	-15 (5)
Color	D1500	0,5	0,5	< 0,5	< 0,5
Capacidad de separación con el agua, 82 °C (180 °F), mL (min.)	D1401	42-38-0 (5)	41-39-0 (5)	41-39-0 (15)	41-39-0 (10)
Protección contra el óxido, Secuencia A Secuencia B	D665 D665	Aprobado Aprobado	Aprobado Aprobado	Aprobado Aprobado	Aprobado Aprobado
Resistencia a la formación de espuma, Secuencia I	D892	5 / 0	5 / 0	0 / 0	0 / 0
RPVOT	D2272	825	836	866	910
Protección contra el desgaste: Desgaste de cuatro bolas, diám. cicatriz, mm (40 kg, 1200 rpm, 1 h, 75 °C)	D4172	0,43	0,45	0,49	0,50

Los valores mencionados son típicos de una producción normal. No constituyen una especificación.

Opción número 2.

Aceite OKS 3760

Tabla 32.- Características físicas y químicas del aceite OKS 3760. Fuente: [41]

Properties / Approvals	Main Components	Technical Data	Packaging
	colourless polyalphaolefin (PAO)	Operating temperature: -35°C → +135°C Density (20°C): 0.84 g/ml Viscosity (40°C): 100 mm ² /s Four-ball test rig (welding load): not applicable	120 cm ³ CL-cartridge 5 l canister 25 l canister 200 l drum
NSF H1 Reg. No. 129964			

Opción número 3.

Aceite Matrix Foodmax Air 100.

Tabla 33.- características típicas de los aceites Matrix Food Air de grado alimenticio. Fuente: [42]

	Test method	Air 32	Air 46	Air 68	Air 100	Air 150
Density @ 20 °C, gr/ml		0,84	0,85	0,85	0,87	0,89
Viscosity index	ASTM D2270	110	106	106	107	123
Viscosity @ 40 °C, cSt	ASTM D445	38	46	67	101	149,1
Viscosity @ 100 °C, cSt	ASTM D445	6,19	6,89	8,86	11,91	15,6
Flash point, °C	ASTM D92	221	229	240	265	269
Auto ignition point, °C	ASTM D92	330	338	349	371	382
Pour point, °C	ASTM D97	-43	-38	-37	-36	-15
Copper corrosion, 24 hr	ASTM D130	1a	1a	1a	1a	1a
Demulsibility, 55 °C, 30 min	ASTM D140	40/40/0	40/40/0	40/40/0	40/40/0	40/40/0
Rust test (distilled water, sea water)		Pass	Pass	Pass	Pass	Pass
NSF registration code			138900			138899
InS registration code			1794785			1794784
Kosher approved		Yes	Yes	Yes	Yes	Yes

Anexo 3; Referente a las características del material.

DIPAC.

Planchas de acero A36.

Tabla 34.- Composición química de las planchas que ofrece DIPAC. Fuente: [43]

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS				NORMA EQUIVALENTE
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	
ASTM A-588M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		

Norma ASTM A-36.

Según esta norma se establece que la composición química de este material debe ser de:

Tabla 35.- Requerimientos químicos para el acero según la norma ASTM A-36. Fuente: [44]

NOTE 1— Where “. . .” appears in this table there is no requirement. The heat analysis for manganese shall be determined and reported as described in the heat analysis section of Specification A 6/A 6M.

Product	Shapes ^A	Plates ^B					Bars			
		To ¼ [20], incl	Over ¼ to 1½ [20 to 40], incl	Over 1½ to 2 ½ [40 to 65], incl	Over 2½ to 4 [65 to 100], incl	Over 4 [100]	To ¼ [20], incl	Over ¼ to 1½ [20 to 40], incl	Over 1½ to 4 [100], incl	Over 4 [100]
Thickness, in. (mm)	All									
Carbon, max, %	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
Manganese, %	0.80–1.20	0.80–1.20	0.85–1.20	0.85–1.20	...	0.60–0.90	0.60–0.90	0.60–0.90
Phosphorus, max, %	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Sulfur, max, %	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicon, %	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.15–0.40	0.15–0.40	0.15–0.40	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.40 max
Copper, min, % when copper steel is specified	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

^A Manganese content of 0.85–1.35 % and silicon content of 0.15–0.40 % is required for shapes over 426 lb/ft [634 kg/m].

^B For each reduction of 0.01 % below the specified carbon maximum, an increase of 0.06 % manganese above the specified maximum will be permitted up to the maximum of 1.35 %.

Mientras que sus características estructurales deben ser:

Tabla 36.- características mecánicas del acero A-36. Fuente: [44]

Plates, Shapes,^B and Bars:

Tensile strength, ksi [MPa] 58–80 [400–550]

Yield point, min, ksi [MPa] 36 [250]^C

Plates and Bars^{D,E}:

Elongation in 8 in. [200 mm], min, % 20

Elongation in 2 in. [50 mm], min, % 23

Shapes:

Elongation in 8 in. [200 mm], min, % 20

Elongation in 2 in. [50 mm], min, % 21^B

Referente al espesor del recipiente debido a presión externa.

Apartado UG-28. [37].

- a) Este apartado se utiliza para el diseño de recipientes de tipo cascara con o sin anillos de refuerzo; además se utilizan las tablas y figuras de la sección II parte D.
- b) Los símbolos que se utilizan en esta parte son:

A =factor determinado de la figura G Subparte 3 de la sección II parte D; se usa para encontrar en la carta de material adecuado de la carta de la subparte 3 sección II parte

D; para el caso de cilindros con valores de $D_o/t < 10$ se utiliza el subapartado C del apartado UG-28.

B= es un factor determinado de la figura de la subparte 3 de la sección II parte D para la temperatura máxima de diseño.

D_o =diámetro exterior del cilindro.

E= es el módulo de elasticidad.

L= es la longitud total en milímetros de la longitud de diseño de una sección del recipiente entre líneas soporte.

Se llaman líneas soporte a:

- A la línea circunferencial en una cabeza a 1/3 de la cabeza a 1/3 de la profundidad de la cabeza desde la línea tangente a la cabeza como muestra la figura UG-28.
- Un anillo de refuerzo que cumpla con las especificaciones del apartado UG-29.
- Un cierre de camisa o recipiente.
- Una unión de cono o cilindro o una unión de nudillo cilindro de una cabeza o sección torcónica.

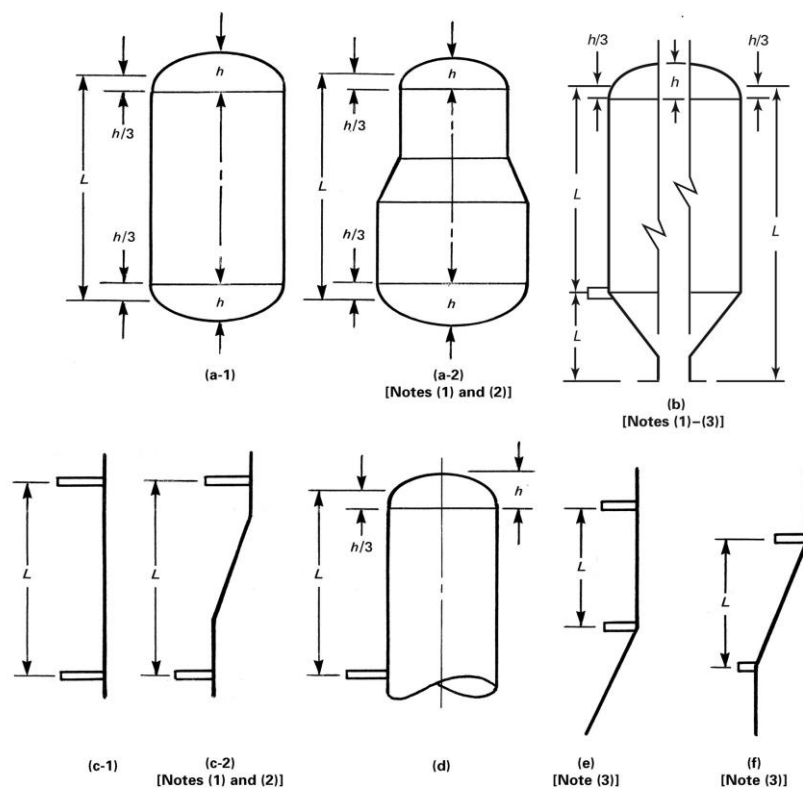


Figura 18.- Representación diagramática de líneas soporte en cilindros sometidos a presión externa. **Fuente:** [7].

c) En cilindros el espesor mínimo requerido bajo presión externa se obtiene mediante los siguientes pasos:

Para cilindros con valores de $\frac{D_o}{t} \geq 10$

Paso 1: suponga un valor de t y calcule D_o/t y L/D_o .

Paso 2: ingrese a la figura G de la subparte 3 se la sección II parte D y con el valor de L/D_o del paso 1 si este tiene un valor > 50 ingrese con un valor de 50 y si L/D_o es < 0.05 ingrese con un valor de 0.05.

Paso 3: mueva horizontalmente la línea hasta el valor de D_o/t determinado en el paso 1 interpole hacia el valor inmediato de D_o/t ; la extrapolación no está permitida de este mueva verticalmente hacia abajo para determinar el valor de A.

Paso 4: use el valor de A obtenido en el paso anterior y entre a la carta de material que haya considerado; mueva verticalmente a la intersección material/ temperatura interpole para la línea de temperatura intermedia para determinar el valor de B.

Paso 5: de la intersección obtenida mueva horizontalmente a la derecha y lea el valor de B.

Paso 6: con el valor de B calcule la presión máxima de trabajo con la siguiente formula:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad 3.1.$$

Paso 7: si el valor de A cae a la izquierda de material/temperatura el valor de P_a se calcula como:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)} \quad 3.2.$$

Paso 8: compare el valor de P_a calculado en los pasos 6 y 7; con el valor de P si este último es mayor, seleccione un valor de t mayor hasta que el valor de P_a sea igual o superior a P.

Anexo 4; Referente a las figuras a utilizarse para la determinación del espesor mínimo del recipiente.

Nota: se utilizaran los siguientes colores para denotar las iteraciones en las figuras 19 y 12.

Verde: primera iteración

Amarillo: segunda iteración

Café: tercera iteración

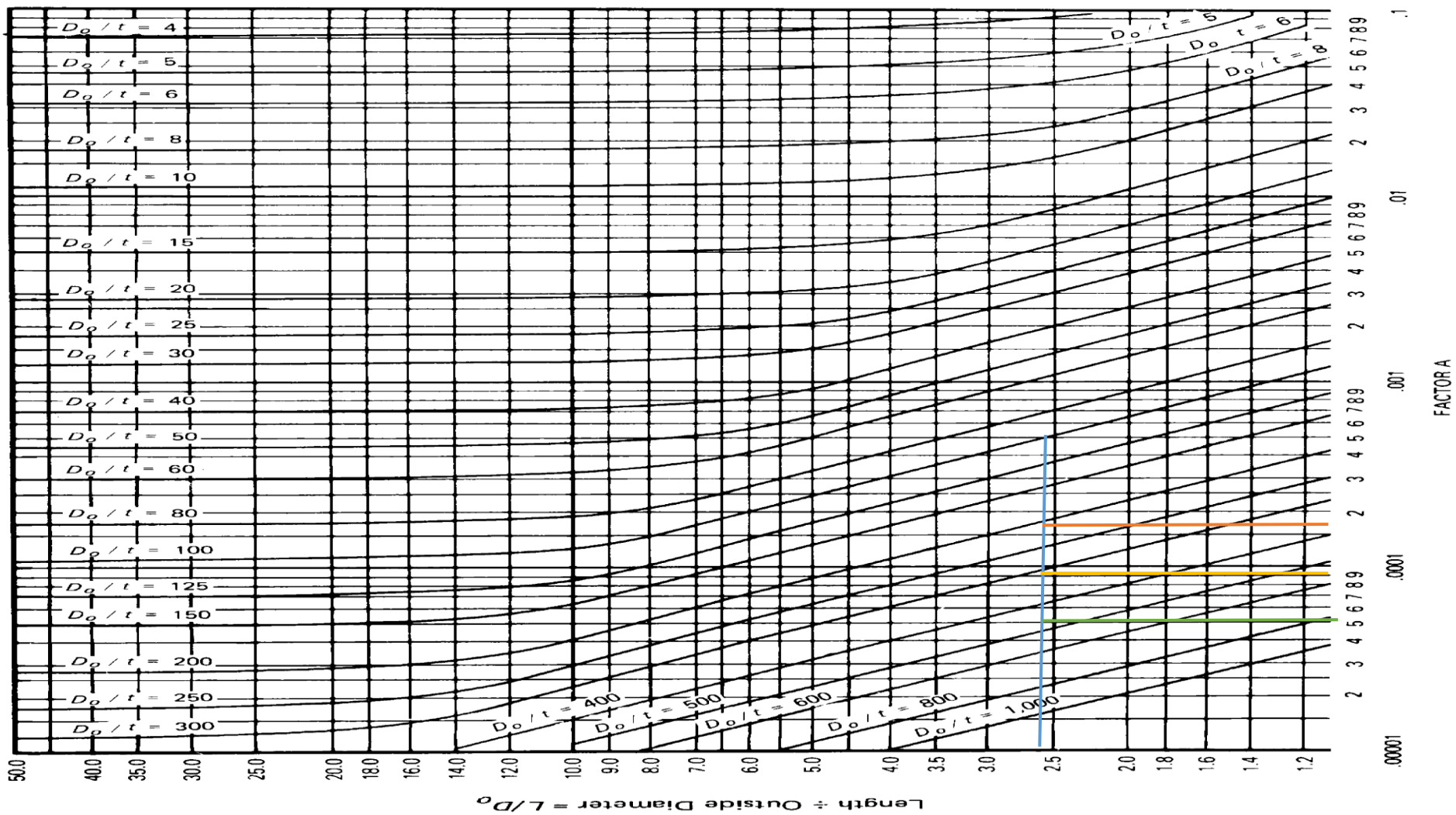


Figura 19.- Gráfico geométrico para componentes bajo cargas externas o compresivas (para todos los materiales). Fuente: [38]

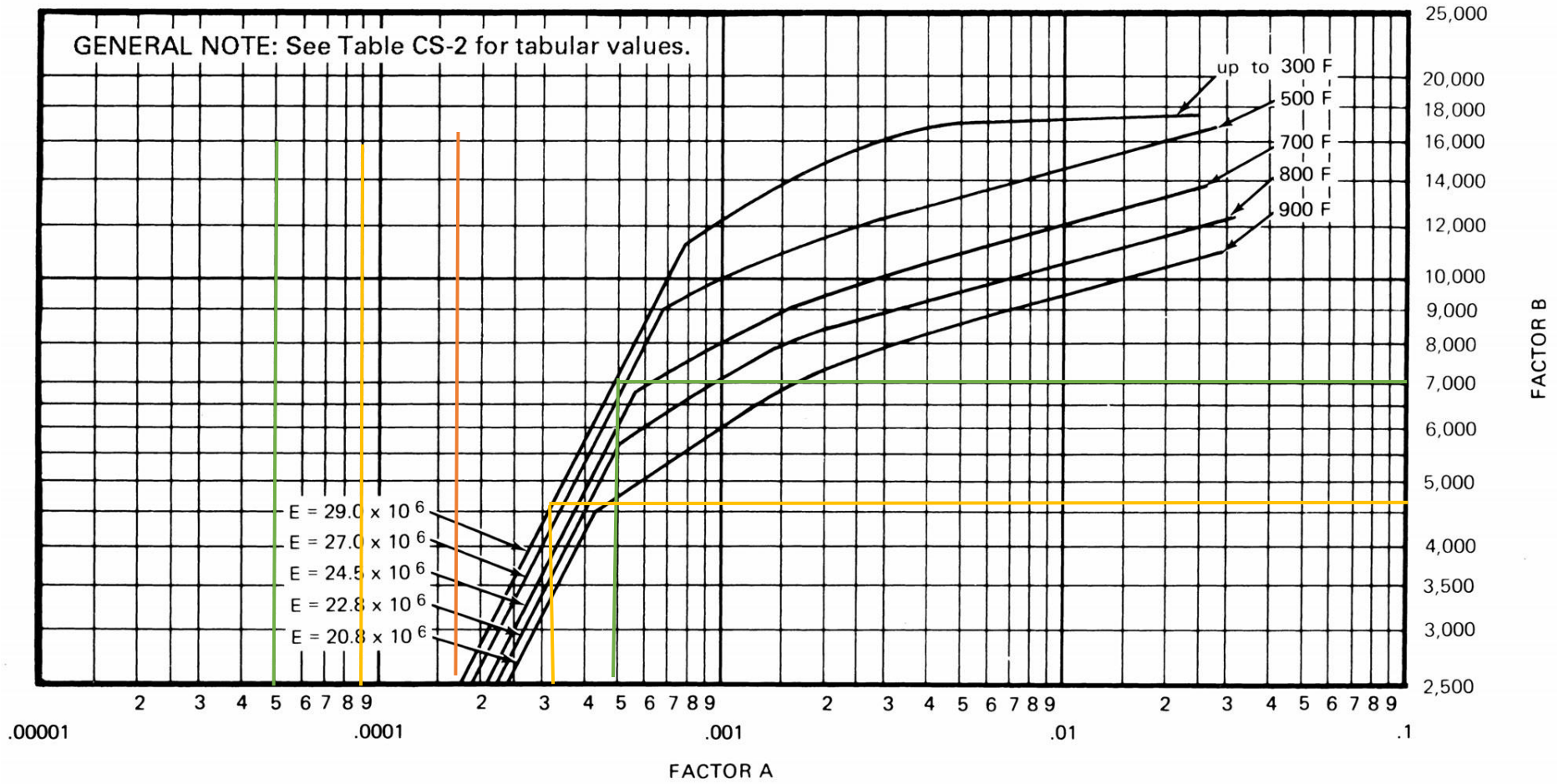


Figura 20.- CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF COMPONENTS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW ALLOY STEELS (Specified Minimum Yield Strength 30,000 psi and Over Except for Materials Within This Range Where Other Specific Charts Are Referenced) AND TYPE 405 AND TYPE 410 STAINLESS STEELS. Fuente: [38]

Referente a los cálculos del espesor del cabezal.

UG – 33 Espesores debido a presión externa.

Este párrafo comprende los cálculos debido a presión exterior para cabezales elipsoidales, torisféricos, hemisféricos, torcónicos y cónicos.

- 1) Para las cabezas elipsoidales y torisféricas, el espesor requerido será el mayor de los siguientes:
 - (A) el espesor calculado por el procedimiento dado en el párrafo UG-32 para cabezas con presión en el lado cóncavo usando una presión de diseño 1,67 veces el diseño presión sobre el lado convexo, suponiendo una eficiencia conjunta E_p 1,00 para todos los casos.
 - B) el espesor calculado por el método apropiado procedimiento indicado en (d) o (e) del párrafo 33.

Una vez vistas las condiciones necesarias para el cálculo del espesor descrito en el párrafo UG- 32; se llegó a la conclusión de que no es aplicable, debido a que se basa esencialmente en la presión interna del sistema la cual no es aplicable para nuestro sistema ya que nuestro sistema maneja únicamente presión externa. Por lo que se procede a aplicar el literal correspondiente literal d) o e) del párrafo 33.

Nomenclatura:

D_o = diámetro exterior en la base de la cabeza.

t = espesor mínimo después del formado.

A =factor determinado de la figura G Subparte 3 de la sección II parte D; se usa para encontrar en la carta de material adecuado de la carta de la subparte 3 sección II parte D; para el caso de cilindros con valores de $D_o/t < 10$ se utiliza el subapartado C del apartado UG-28.

B = es un factor determinado de la figura de la subparte 3 de la sección II parte D para la temperatura máxima de diseño.

P_a = máxima presión de diseño calculada.

Espesor para cabezales torisféricos:

El procedimiento es el mismo que para cabezales elipsoidales el cual se describe a continuación:

El grosor requerido de un Cabeza elipsoidal o torisférico que tiene presión sobre el lado convexo, bien sin soldadura o de construcción construida con juntas a tope, no será inferior a la determinada por el siguiente procedimiento.

Paso 1. Suponga un valor para t y calcule el valor de factor A utilizando la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0.125}{R_o / t} \quad 4.1$$

Paso 2. Usando el valor de A calculado en el Paso 1, siga procedimiento idéntico al que se da para el espesor del cuerpo UG-28, pasos 4 a 8

Dimensiones del cabezal a construir.

Con la ayuda de la calculadora en línea para cabezales o fondos torisfericos proporcionada por la empresa HORFASA obtenemos las demás dimensiones de nuestro cabezal:

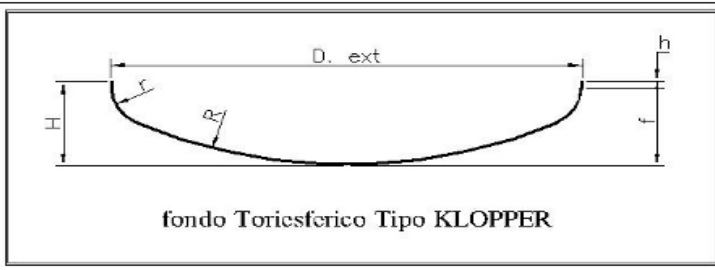
Calculadora de fondos KLOPPER	
Diametro exterior (mm)	960
Espesor (mm)	2.5
 <p style="text-align: center;">fondo Torisférico Tipo KLOPPER</p>	
Diametro disco (mm)	1080
R (mm)	960
r (mm)	96
h (mm) >=	8.75
f (mm)	185
H (mm)	196
V (sin h) (litros)	87.1
Peso (h minima) (kg)	18
<input type="button" value="Calcular"/>	

Figura21.- Dimensiones del cabezal torisférico. Fuente: [45]

Anexo 5 [37]; Referente al diseño de la soldadura.

UW-2 Restricciones para cordones de soldadura.

- a) Cuando el recipiente contenga sustancias letales ya sean estas líquidas o que al mezclarse con el aire en pequeñas cantidades se conviertan en peligrosas; todas las juntas deberán someterse a radiografía y deberán ser designados como recipientes de material peligroso.
- b) Cuando los recipientes trabajen a temperaturas por debajo de los designados en la parte UCS-68 los recipientes deberán soldarse con soldadura de penetración completa.
- c) Calderos de vapor con presiones de diseño mayores a los 50 psi deberán poseer uniones con soldadura de penetración completa y aprobar los análisis de soldadura por radiografía.

UW-3 Categoría de soldadura.

La categoría de la soldadura se refiere primordialmente a la ubicación de la misma dentro de la estructura y se definen como sigue:

Categoría A: dentro de estas se encuentran las juntas longitudinales, cualquier junta soldada dentro de una esfera, las conexiones entre cabezales hemisféricos y el cuerpo principal del recipiente.

Categoría B: juntas circunferenciales principalmente entre 2 boquillas del diámetro incluyendo las transiciones entre los extremos del recipiente, juntas soldadas que conecten cabezales diferentes al hemisférico con las carcasas principales o cuerpos.

Categoría C: en esta categoría se encuentran principalmente la unión de tubos al recipiente, las transiciones de diámetros a boquillas

Categoría D: en estas se encuentran las soldaduras que comunican a dos cámaras dentro del recipiente principal.

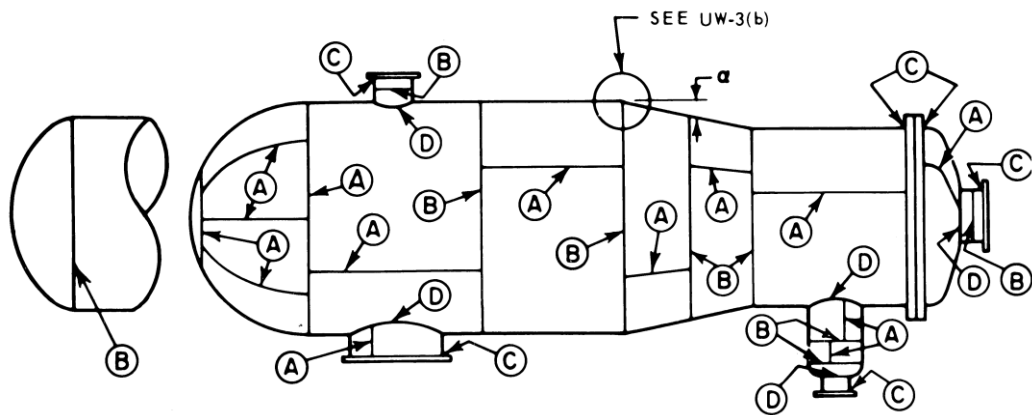


Figura 22.- representación de la categorización de la soldadura. Fuente: [37]

UW-9 Diseño de juntas soldadas.

“(A) *Tipos permitidos.* Los tipos de juntas soldadas permitidas en procesos de soldadura de arco y de gas se enumeran en la Tabla UW-12, junto con el espesor de placa límite permitido para cada tipo. Sólo se permiten juntas tipo tope con Procesos de soldadura por presión [véase UW-27 (b)].

(B) *Ranuras de soldadura.* Las dimensiones y la forma de los bordes que deban ensamblarse serán tales que permitan la fusión y penetración conjunta completa. Calificación del procedimiento de soldadura, como se requiere en UW-28, es aceptable como prueba de que la ranura de soldadura es satisfactoria.

(F) *Juntas soldadas sujetas a esfuerzos de flexión.* Excepto donde se permiten detalles específicos en otros párrafos, se añadirán soldaduras de filete cuando sea necesario para reducir el estrés.

(G) *Tamaños mínimos de soldadura.* El dimensionamiento del filete y las soldaduras de penetración parcial deberán tener en cuenta las condiciones de UG-22.

Tabla 37.- Tipo de juntas permitidas según el código ASME Sección VIII División I. Fuente: [37]

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-3.5. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	A, B, C & D	1.00	0.55	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1).	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-1.5(b)(4) and Fig. UW-1.5.1, sketch (f)	A, B, C & D A, B & C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint with out use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 3/8 in. (1.6 mm) thick and no over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B & C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 3/8 in. (1.6 mm) thick (b) Circumferential joints not over 3/8 in. (1.6 mm) thick	A B & C [Note (3)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-3.7	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over 1/2 in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 3/8 in. (1.6 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50

UW-13 Detalle de unión cabezal cuerpo.

Para lo concerniente a unión de cabezales elipsoidal, y torisferico; estas se unirán al cuerpo como indica la figura 23 en sus literales a, b, c, d, j, según sea conveniente; tomando en cuenta que estos solo serán aplicables en cabezales cuyo espesor no exceda los 16 mm.

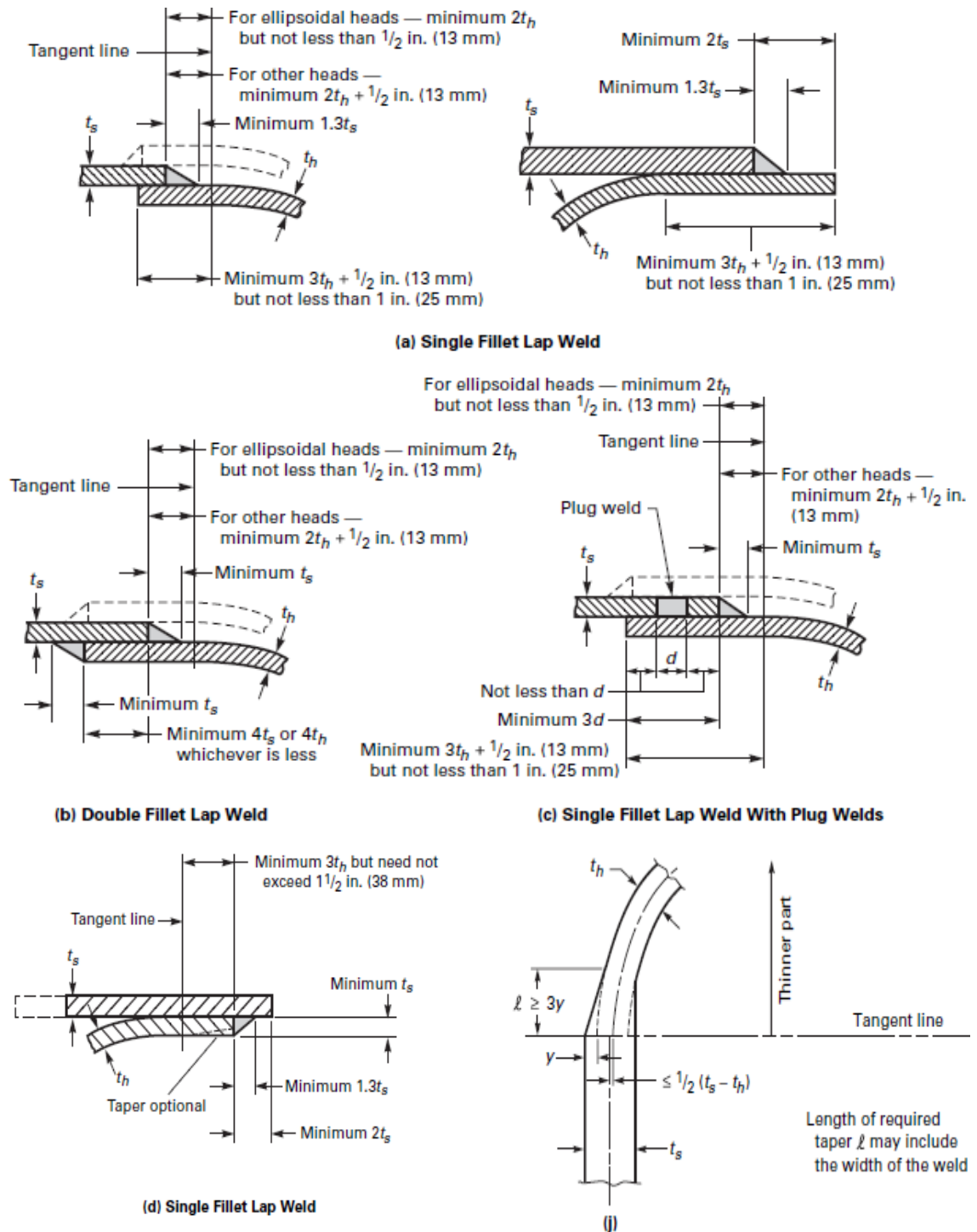


Figura 23.- Posibles configuraciones de unión entre cabezal y cuerpo del recipiente. Fuente: [37]

Nota: en la figura 23; t_s se refiere al espesor nominal del cuerpo del recipiente mientras que t_h es la distancia mínima exterior del cabezal o el espesor del cabezal sea cual sea la configuración del mismo.

UW-16. Requerimientos mínimos para soldadura de accesorios en aperturas.

En todo recipiente o tanque se necesita adicionar elementos a ser utilizados como conectores para la salida o entrada del fluido de trabajo.

Simbología.

D_o = diámetro exterior del cuello o tubo unido por soldadura en el interior de la envoltura del recipiente solamente

G = holgura radial entre el agujero en la pared del recipiente y el diámetro exterior del cuello o tubo de la boquilla

Radio = 1/8 pulg. (3 mm) de radio de mezcla mínimo

R_1 = radio de esquina interior mínimo, el menor de 1/4t o 1/8 pulg. (3 mm)

t = espesor nominal de la envoltura o cabeza del recipiente.

t_n = espesor nominal de la pared de la tobera

t_w = dimensión de las soldaduras de unión (filete, o una sola J), medida como se muestra en la Fig.11

t_e = grosor de la placa de refuerzo, tal como se define en UG-40

t_{min} = el menor de 3/4 in. (19 mm) o el grosor del diluyente de las piezas unidas por un filete, soldadura de un solo bisel o soldadura simple

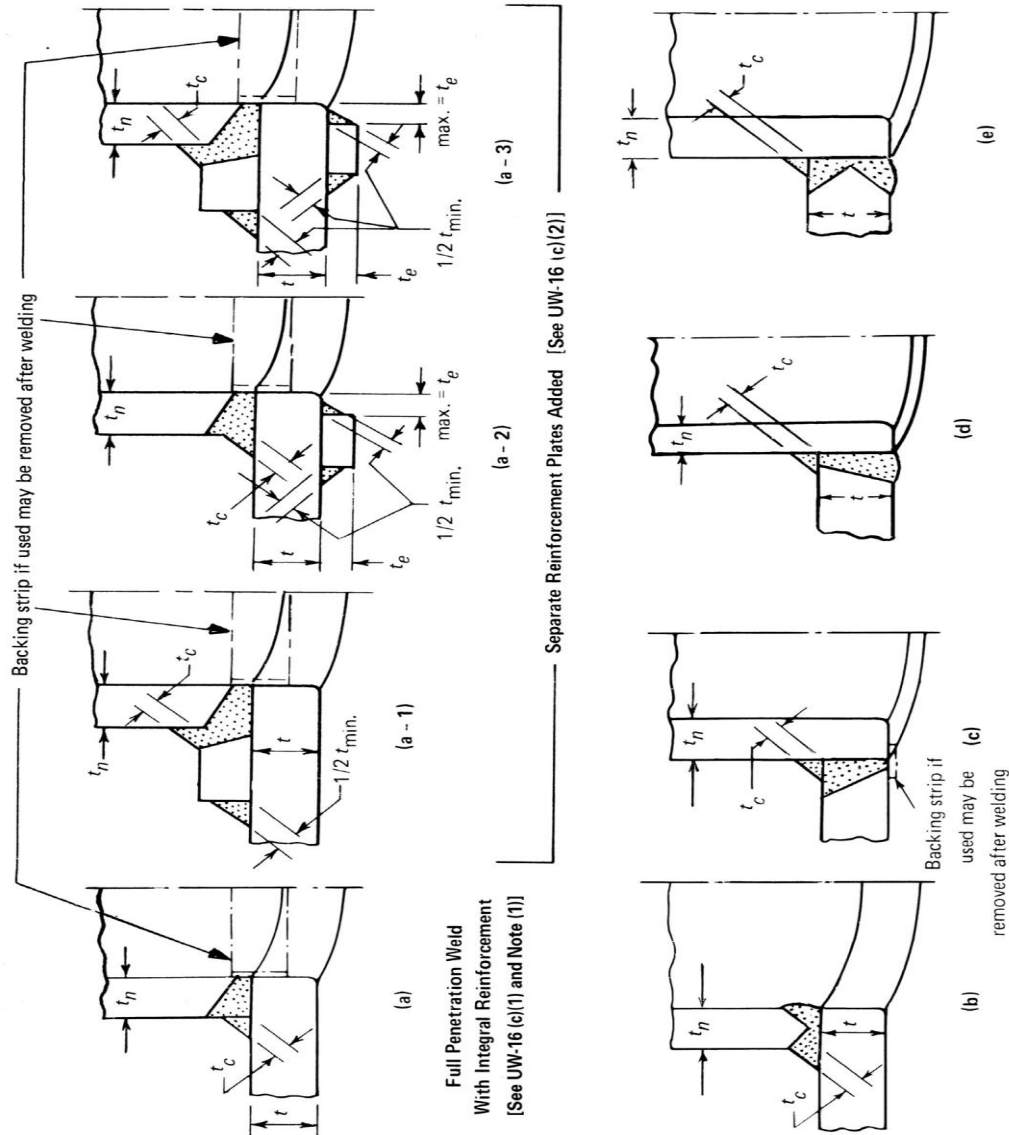
t_c = no menor que el menor de 1/4 pulg. (6 mm) o $0,7t_{min}$

t_1 o t_2 = no menor que el menor de 1/4 pulg. (6 mm) o $0,7t_{min}$

Cuellos unidos por una soldadura de penetración completa.

Cuellos junto a una pared del recipiente se unirá mediante una penetración completa soldadura de ranura. Vea la Fig. 11 bosquejos (a) y (b) para ejemplos. Los cuellos insertados a través de la pared del vaso pueden ser unidos por una soldadura de ranura de penetración completa. Vea la Fig. 11 bocetos (c), (d) y (e). Cuando la penetración

completa de la articulación no puede verificarse mediante inspección visual u otros medios permitidos en esta división, bandas de soporte o equivalentes se utilizarán con soldaduras de penetración total depositadas un lado



Full Penetration Welds to Which Separate Reinforcement Plates May be Added [See UW-16 (c)(2) and Note (1)]

Notes follow on last page of this Figure

Figura 24.- geometrías aceptables para soldadura de accesorios o tomas para entrada y salida del fluido de trabajo en tanques a presión. Fuente: [37]

UW-33 Tolerancia de alineación.

- (a) Alineación de secciones en los bordes a soldar a tope deberá ser tal que el desplazamiento máximo no sea superior a la cantidad aplicable para la categoría de junta soldada considerada, según la tabla 38. El espesor de sección t es el grosor nominal del material de aporte de la sección en la articulación.

- (b) Cualquier compensación dentro de la tolerancia permisible arriba debe estar en una medida en una conicidad de tres a uno sobre el ancho de la soldadura acabada.

Tabla 38.- Desplazamiento máximo en alineaciones, según la categoría de la soldadura. **Fuente:** [37]

Customary Units		
Section Thickness, in.	Joint Categories	
	A	B, C, & D
Up to 1/2, incl.	1/4t	1/4t
Over 1/2 to 3/4, incl.	1/8 in.	1/4t
Over 3/4 to 1 1/2, incl.	1/8 in.	3/16 in.
Over 1 1/2 to 2, incl.	1/8 in.	1/8t
Over 2	Lesser of 1/16t or 3/8 in.	Lesser of 1/8t or 3/4 in.
SI Units		
Section Thickness, mm	Joint Categories	
	A	B, C, & D
Up to 13, incl.	1/4t	1/4t
Over 13 to 19, incl.	3 mm	1/4t
Over 19 to 38, incl.	3 mm	5 mm
Over 38 to 51, incl.	3 mm	1/8t
Over 51	Lesser of 1/16t or 10 mm	Lesser of 1/8t or 19 mm

UW-45 Área mínima de soldadura.

En este apartado del código se determina el procedimiento para la determinación del área mínima de soldadura.

Nomenclatura:

h = Distancia sobre la pared del recipiente a la que se proyecta la boquilla.

K_1 = Se determina como $D/2h$ y el valor final se obtiene de la tabla 39.

P = presión de diseño del recipiente.

D = diámetro interno del recipiente o cabezal.

S = esfuerzo permisible a tensión.

E = 1 excepto cuando la boquilla toma la forma del recipiente o cabezal en tal caso toma el valor de 2.

d = diámetro de la circunferencia de la boquilla (diámetro externo de la tubería).

F= factor de corrección para compensación de tenciones por presión externa toma un valor de 1; a excepción que la configuración de la boquilla tome la forma que se muestra en la figura 25.

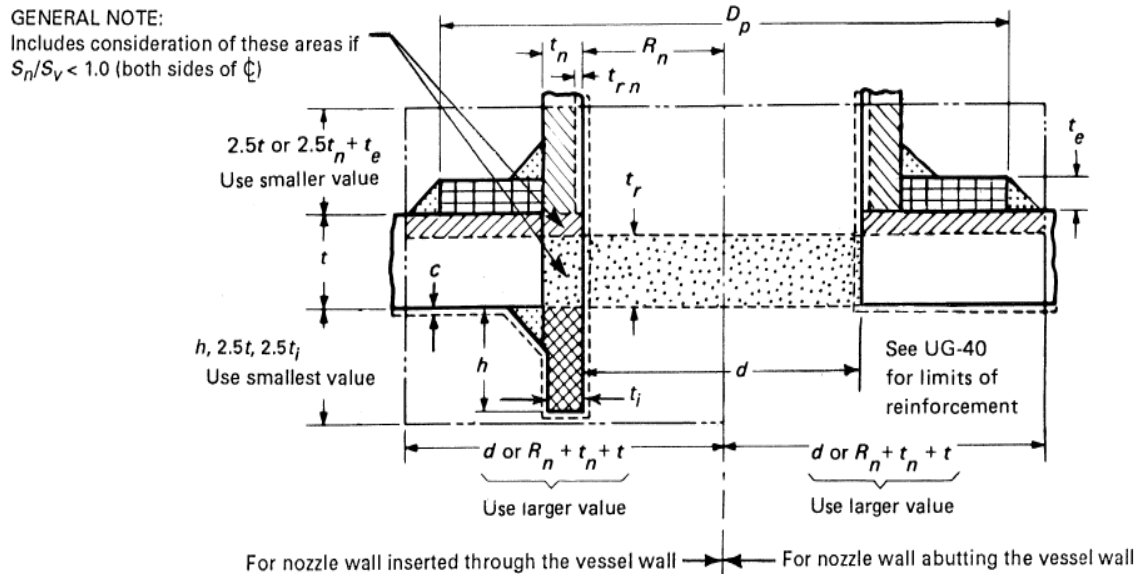


Figura 25.- denominación de áreas de soldadura. Fuente: [37].

t= espesor de la pared del recipiente.

tn =Espesor de la pared de la boquilla.

f_{r1} =factor de corrección determinado por S_n/S_v donde S_n es el esfuerzo permisible a tención de la boquilla; y S_v es el esfuerzo permisible a tención del recipiente o cabezal.

Tabla 39.- Valores para el radio esférico. Fuente: [37]

VALUES OF SPHERICAL RADIUS FACTOR K_1						
$D/2h$...	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
K_1	...	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
$D/2h$	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

GENERAL NOTES:

(a) Equivalent spherical radius = $K_1 D$; $D/2h$ = axis ratio.

(b) For definitions, see 1-4(b).

(c) Interpolation permitted for intermediate values.

Nota: de la tabla 39 se desprende que de ser el caso que D/2h tomase un valor superior a 3 el valor de K1 será de 1.36.

Tabla 40.- Propiedades mecánicas de tubería redonda. Fuente: [43]

ASTM A500 Para Tubos Cuadrados y Rectangulares					ASTM A500 Para Tubos Redondos:				
	Gr. A	Gr. B	Gr. C	Gr. D		Gr. A	Gr. B	Gr. C	Gr. D
Yield (MPa) Point	269	317	345	250	Yield (MPa) Point	228	290	317	250
Tensile (MPa) Strength	310	400	427	400	Tensile (MPa) Strength	310	400	427	400
Elongation	25%	23%	21%	23%	Elongation	25%	23%	21%	23%

Tabla 41.- Especificaciones de tubería redonda. Fuente: [43]

DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR	PESO	AREA			
D		e	P	A	I	W	I
Pulg.	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ³	cm ³	cm
1"	25.40	1.80	1.09	1.34	0.93	0.73	0.83
1"	25.40	2.00	1.21	1.47	1.01	0.79	0.83
1 1/4"	31.75	1.80	1.37	1.69	1.90	1.20	1.06
1 1/4"	31.75	2.00	1.52	1.87	2.07	1.30	1.05
1 1/2"	38.10	1.80	1.65	2.05	3.38	1.78	1.28
1 1/2"	38.10	2.00	1.84	2.27	3.70	1.94	1.28
1 3/4"	44.45	1.80	1.98	2.41	5.48	2.47	1.51
1 3/4"	44.45	2.00	2.20	2.67	6.01	2.70	1.50
1 7/8"	47.63	1.80	2.11	2.59	6.80	2.86	1.62
1 7/8"	47.63	2.00	2.34	2.87	7.46	3.13	1.61
2"	50.80	1.80	2.22	2.77	8.32	3.27	1.73
2"	50.80	2.00	2.48	3.07	9.13	3.59	1.73
2 3/8"	60.33	2.00	2.92	3.67	15.58	5.17	2.06
2 1/2"	63.50	2.00	3.09	3.86	18.27	5.75	2.17
2 7/8"	73.03	2.00	3.56	4.46	28.14	7.71	2.51
3"	88.90	2.00	4.35	5.46	51.54	11.60	3.07
4"	114.30	2.00	5.67	7.06	111.23	19.46	3.97

- 1) Para la determinación del area mínima transversal del cordón de soldadura para el caso de aberturas en recipientes sometidos a presión externa tenemos:

$$A = d * t_r * F + 2t_n * t_r * F(1 - f_{r1}) \quad 5.1$$

- 2) Para la determinación del area mínima transversal del cordón de soldadura para la unión del cabezal con el cuerpo del recipiente se utiliza la siguiente formula.

$$A = d(E1t - Ft_r) - 2t_n(E2t - Ft_r) * (1 - f_{r1}) \quad 5.2$$

Se recomienda para el caso de la unión del cabezal con el recipiente que exista un traslape de por lo menos 1 pulgada al momento de la soldadura.

Para los dos casos de tanto para la unión de cabezales y boquillas con el recipiente el factor t_r se obtiene como:

$$t_r = \frac{P \cdot K_1 \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad 5.3$$

UW-51 Examinación radiográfica de los puntos de soldadura.

Un examen radiográfico es no requerido. Demostración de densidad y penetración requisitos de imagen en radiografías de producción o técnica se considerará una prueba satisfactoria de cumplimiento con el artículo 2 de la sección V.

UG-99 Prueba hidrostática estándar.

F) Los recipientes de pared única diseñados para sólo vacíos, y cámaras de buques multicámara diseñado para un vacío o vacío parcial solamente, serán sometidos a una prueba hidrostática interna o cuando la prueba no es practicable, a una prueba neumática de acuerdo con las disposiciones de la UG-100. Cualquier tipo de prueba se hará a una presión no inferior a 1,3 veces la diferencia entre la presión atmosférica normal y la presión mínima externa del diseño.

Anexo 6; Referente al cálculo de los soportes para el tanque.

El código ASME Sección VIII División I no especifica un procedimiento para el cálculo de soportes por lo que se procederá a realizar el mismo mediante el uso del método ASD.

Nomenclatura:

A= área

b= base

h= altura

V= volumen

e = espesor de plancha

d = densidad

m = masa

P = peso; carga

g = gravedad

L = longitud efectiva del elemento (ft).

K = longitud efectiva de columna.

r = rotación en el eje.

C_c = relación de esbeltez.

F_a = esfuerzo axial permisible.

E = módulo de elasticidad.

Tabla 42.- Longitudes efectivas en columnas. Fuente: [46]













Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna	a)	b)	c)	d)	e)	f)
						
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidos Rotación libre y traslación impedida Rotación impedida y traslación libre Rotación y traslación libres					

Tabla 43.- Propiedades del aire según la altitud. Fuente: [26]

Unidades SI				Unidades del Sistema Inglés			
Altitud (m)	Temperatura T (°C)	Presión P (kPa)	Densidad ρ (kg/m³)	Altitud (pies)	Temperatura T (°F)	Presión P (psi)	Densidad ρ (slugs/pie³)
0	15.00	101.3	1.225	0	59.00	14.696	2.38 × 10 ⁻³
200	13.70	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34 × 10 ⁻³
400	12.40	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25 × 10 ⁻³
600	11.10	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05 × 10 ⁻³
800	9.80	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76 × 10 ⁻³
1000	8.50	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.50 × 10 ⁻³
2000	2.00	79.5	1.007	20000	-12.62	6.753	1.27 × 10 ⁻³
3000	-4.49	70.1	0.9093	30000	-47.99	4.365	8.89 × 10 ⁻⁴
4000	-10.98	61.7	0.8194	40000	-69.70	2.720	5.85 × 10 ⁻⁴
5000	-17.47	54.0	0.7364	50000	-69.70	1.683	3.62 × 10 ⁻⁴
10000	-49.90	26.5	0.4135	60000	-69.70	1.040	2.24 × 10 ⁻⁴
15000	-56.50	12.11	0.1948	70000	-67.30	0.644	1.38 × 10 ⁻⁴
20000	-56.50	5.53	0.0889	80000	-61.81	0.400	8.45 × 10 ⁻⁵
25000	-51.60	2.55	0.0401	90000	-56.32	0.251	5.22 × 10 ⁻⁵
30000	-46.64	1.20	0.0184	100000	-50.84	0.158	3.25 × 10 ⁻⁵

Datos tomados de U.S. Standard Atmosphere, 1976 NOAA-S/T76-1562. Washington, DC: National Oceanic and Atmospheric Administration.

La relación de esbeltez de las columnas se calcula como sigue:

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{F_y}} \quad 6.1 [46]$$

Mientras que para el cálculo del esfuerzo axial permisible se utilizan las siguientes formulas:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{2C_C^2}\right] x F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3KL}{8C_C} - \frac{KL^3}{8C_C^3}} \quad 6.2 [46]$$

$$F_a = \frac{P}{A} \quad 6.3 [46]$$

Anexo 7; Correspondiente al cálculo de los accesorios de izaje.

El manual mencionado en la referencia 25, recomienda el uso de las dimensiones estándar de la tabla 44 adema del uso de grilletes para operaciones de elevar el tanque: [25]

Nomenclatura:

D =diámetro del perno del grillete.

D_1 =diámetro del agujero de la oreja.

H = altura desde la base hasta el centro del perno del grillete.

A = distancia entre la base de la oreja al centro del orificio de la oreja.

E = brazo del momento.

B = distancia entre el centro de la oreja hasta el extremo superior de la oreja. [25]

Carga:

La misma se determina como:

$$q = 1.5 W_{tanque} \quad 7.1 [25]$$

donde:

q = carga, Klb

W_{tanque} =peso del tanque, Klb

Carga sobre la soldadura.

De obtiene mediante la siguiente relación:

$$q_u = \frac{q}{l} \quad 7.2 [25]$$

donde:

q_u =carga sobre la soldadura. Klb/ pulg.

l = longitud del filete, pulg

Ancho o pie de soldadura:

$$w = \frac{q}{S_y} \quad 7.3 [25]$$

donde:

w= pie o nacho de soldadura, pulg

S_y= esfuerzo permisible del material de aporte (electrodo), Kpsi

Esfuerzo al corte:

Es importante calcular el esfuerzo al corte de la sección crítica, para el caso de las orejas de izaje es el área adyacente al agujero; dicho esfuerzo se calcula mediante la fórmula:

$$S_{cr} = \frac{q}{2h \times t} \quad 7.4 [25]$$

donde:

S_{cr} = resistencia al corte. Kpsi

h= ancho de la sección crítica, pulg

t=espesor de la placa de la oreja, pulg

Tabla 44.- Dimensiones recomendadas para orejas de izaje. Fuente: [25]

ACCESORIOS PARA IZAJE							
DIMENSIONES MINIMAS DE LAS OREJAS PARA LEVANTAR UTILIZANDO GRILLETES							
Carga, lb	Diám. del perno del grillete, D	Diám. del agujero de la oreja, D ₁	H	A	Borde cortado a cizalla	Corte a gas rolado	Brazo del momento, E
					B		
710	5/16	3/8	.50	.65			.84
1060	3/8	7/16	.56	.73			.97
1600	7/16	1/2	.63	.82	7/8	3/4	1.16
2170	1/2	5/8	.69	.90	1-1/8	7/8	1.44
2820	5/8	3/4	.94	1.22	1-1/4	1	1.75
4420	3/4	7/8	1.13	1.47	1-1/2	1-1/8	2.12
6375	7/8	1	1.19	1.55	1-3/4	1-1/4	2.25
8650	1	1-1/8	1.31	1.70	2	1-1/2	2.59
11300	1-1/8	1-1/4	1.50	1.95	2-1/4	1-5/8	2.94
13400	1-1/4	1-3/8	1.63	2.12	2-7/16	1-3/4	3.06
16500	1-3/8	1-1/2	1.75	2.28	2-5/8	1-7/8	3.62
20000	1-1/2	1-5/8	1.88	2.45	2-7/8	2	4.06
23750	1-5/8	1-3/4			3-1/16	2-3/16	4.19
32350	2	2-1/8	2.25	2.93	3-3/4	2-5/8	4.75
42500	2-1/4	2-3/8	2.56	3.33	4-1/8	3	5.25
54000	2-1/2	2-5/8	2.81	3.66	4-9/16	3-1/4	6.00
67600	2 3/4	2-7/8	2.94	3.82	5	3-9/16	7.00
81000	3	3-1/8			5-7/16	3-7/8	8.61
97000	3-1/4	3-3/8			5-7/8	4-1/4	9.74

Tabla 45.- Configuración de soldadura a filete. Fuente: [47]

Welding Process	Joint Designation	Base Metal Thickness (U = unlimited)		Groove Preparation			Permitted Welding Positions	Weld Size (E)	Notes
		T ₁	T ₂	Root Opening Root Face Groove Angle	Tolerances				
					As Detailed (see 3.12.3)	As Fit-Up (see 3.12.3)			
SMAW	BTC-P4	U	U	R = 0 f = 3 min α = 45°	+1.6, -0 unlimited +10°, -0°	+3, -1.6 ±1.6 +10°, -5°	All	S-3	B, D, E, J, N, V
GMAW FCAW	BTC-P4-GF	6.4 min	U	R = 0 f = 3 min α = 45°	+1.6, -0 unlimited +10°, -0°	+3, -1.6 ±1.6 +10°, -5°	F, H V, OH	S S-3	A, B, E, J, N, V
SAW	TC-P4-S	11.1 min	U	R = 0 f = 6 min α = 60°	±0 +U, -0 +10°, -0°	+1.6, -0 ±1.6 +10°, -5°	F	S	B, E, J, N, V

Tabla 46.- Propiedades mecánicas del electrodo E6011. Fuente: [48]

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al Impacto
48-51 kg / mm ²		CHARPY - V
68.000		Joules
a	24-26%	55 - 75
72.000 lbs./pulg ²		(-29°C)

Anexo 8; Referente a la selección de tuberías y cálculo de caída de presión.

Calculo de diámetros mínimos de tubería.

$$Q = AxV \quad 8.1 [26]$$

donde:

Q= caudal que moviliza la bomba (m³/s)

A= área interna de la tubería (m²)

V= velocidad de flujo en el interior de la tubería (m/s)

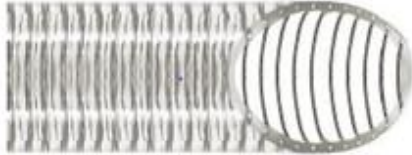
$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad 8.2 [26]$$

Donde:

A= área interna de la tubería (m^2)

D= diámetro interno mínimo de tubería (m).

Tabla 47.- Características de la tubería de PVC reforzada con espiral de acero. Fuente: [49], Gentilmente proporcionado por el proveedor "SERVIMANGUERAS"; Sangolqui Ecuador.



Inner tube : PVC, highly flexible, resistant to abrasion, weather and UV rays
 Internal surface : smooth, passage facilitator
 Reinforcement : 1 wire helix of galvanized steel of high resistance
 Color : transparent crystal
 Safety factor : 3 : 1
 Temperature range : - 10°C (+14°F) + 55°C (+ 131°F)
 Application : food industry, water pumps, agriculture, fiber impulsion

part number	Ø nom.	dash size	Ø internal	Ø external	min. burst pressure	vacuum	coils
			mm	mm	PSI	PSI	Mts
12.1227.012	1/2"	- 12	12,0	18,0 ± 2,0	100	7	100
12.1227.014	9/16"	- 14	14,0	20,0 ± 2,0	85	6	100
12.1227.016	5/8"	- 16	16,0	23,0 ± 2,0	85	6	100
12.1227.018	11/16"	- 18	18,0	25,0 ± 2,0	85	6	100
12.1227.020	3/4"	- 20	20,0	26,0 ± 2,0	70	5	50
12.1227.022	7/8"	- 22	22,0	28,0 ± 2,0	70	5	50
12.1227.025	1"	- 25	25,0	32,0 ± 2,0	70	5	50
12.1227.030	1.3/16"	- 30	30,0	38,0 ± 2,0	60	4	50
12.1227.032	1.1/4"	- 32	32,0	41,0 ± 2,0	60	4	50
12.1227.035	1.3/8"	- 35	35,0	44,0 ± 2,0	60	4	50
12.1227.038	1.1/2"	- 38	38,0	47,0 ± 2,0	60	4	50
12.1227.040	1.9/16"	- 40	40,0	49,0 ± 2,0	40	3	50
12.1227.045	1.3/4"	- 45	45,0	54,0 ± 2,0	40	3	50
12.1227.050	2"	- 50	50,0	59,0 ± 2,0	40	3	50
12.1227.060	2.3/8"	- 60	60,0	70,0 ± 2,0	29	2	20
12.1227.070	2.3/4"	- 70	70,0	81,0 ± 2,0	29	2	20
12.1227.076	3"	- 76	76,0	87,0 ± 2,0	20	2	20
12.1227.080	3.1/4"	- 80	80,0	91,0 ± 2,0	29	2	20
12.1227.090	3.1/2"	- 90	90,0	101,0 ± 2,0	29	2	10
12.1227.102	4"	- 102	102,0	113,0 ± 2,0	29	1	10
12.9070.125	5"	- 125	127,0 ± 1,0	139,0 ± 1,5	29	1	10
12.9070.150	6"	- 150	152,0 ± 1,0	164,0 ± 1,5	29	1	10

Cálculo del número de Reynolds

$$N_{Re} = \frac{VxD\rho}{\eta} \quad 8.3 [26]$$

donde:

N_{Re} = número de Reynolds

V= velocidad de flujo en el interior de la tubería (m/s)

D= diámetro interno de la tubería (m).

ρ = densidad del aire a la temperatura de trabajo (kg/m^3)

η = viscosidad dinámica a la temperatura de trabajo ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

Tabla 48.- Propiedades del aire vs temperatura. Fuente: [26]

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m^3)	Peso específico γ (N/m^3)	Viscosidad dinámica η ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	Viscosidad cinemática ν (m^2/s)
-40	1.514	14.85	1.51×10^{-5}	9.98×10^{-6}
-30	1.452	14.24	1.56×10^{-5}	1.08×10^{-5}
-20	1.394	13.67	1.62×10^{-5}	1.16×10^{-5}
-10	1.341	13.15	1.67×10^{-5}	1.24×10^{-5}
0	1.292	12.67	1.72×10^{-5}	1.33×10^{-5}
10	1.247	12.23	1.77×10^{-5}	1.42×10^{-5}
20	1.204	11.81	1.81×10^{-5}	1.51×10^{-5}
30	1.164	11.42	1.86×10^{-5}	1.60×10^{-5}
40	1.127	11.05	1.91×10^{-5}	1.69×10^{-5}
50	1.092	10.71	1.95×10^{-5}	1.79×10^{-5}
60	1.060	10.39	1.99×10^{-5}	1.89×10^{-5}
70	1.029	10.09	2.04×10^{-5}	1.99×10^{-5}
80	0.9995	9.802	2.09×10^{-5}	2.09×10^{-5}
90	0.9720	9.532	2.13×10^{-5}	2.19×10^{-5}
100	0.9459	9.277	2.17×10^{-5}	2.30×10^{-5}
110	0.9213	9.034	2.22×10^{-5}	2.40×10^{-5}
120	0.8978	8.805	2.26×10^{-5}	2.51×10^{-5}

Cálculo del factor de fricción.

De acuerdo al libro “Mecánica de fluidos” de Robert L. Mott el factor de fricción se calcula mediante la siguiente formula:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7\frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad 8.4 [26]$$

donde:

f =factor de fricción.

D= diámetro interno de la tubería (m).

ϵ =rugosidad del material (m).

N_{Re} = número de Reynolds.

Tabla 49.- Valores de diseño de la rugosidad de tubos. Fuente: [26]

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Cálculo de pérdidas primarias (debidas a la longitud de tubería).

De acuerdo al libro “Mecánica de fluidos” de Robert L. Mott las pérdidas primarias se calculan mediante la siguiente formula:

$$\Delta P_p = f x \frac{L}{D} x \frac{V^2}{2} x \rho \quad 8.5 [26]$$

donde:

ΔP_p =pérdidas primarias.

f =factor de fricción.

L= longitud de la tubería (m).

D= diámetro interno de la tubería (m).

V = velocidad del fluido en el interior de la tubería (m).

ρ =densidad del aire (Kg/m^3).

Cálculo de pérdidas secundarias (debidas a los accesorios).

De acuerdo al libro “Mecánica de fluidos” de Robert L. Mott las perdidas secundarias se calculan mediante la siguiente formula:

$$\Delta P_s = Kx \frac{v^2}{2} x \rho$$

8.6 [26]

donde:

ΔP_s =pérdidas secundarias.

K= coeficiente de resistencia.

V = velocidad del fluido en el interior de la tubería (m/s).

ρ =aceleración de la gravedad (Kg/m^3).

Tabla 50.- Valores típicos de coeficiente de resistencia para algunos accesorios. **Fuente:** [29]

Tipo de singularidad	K
Válvula de compuerta totalmente abierta	0,2
Válvula de compuerta mitad abierta	5,6
Curva de 90º	1,0
Curva de 45º	0,4
Válvula de pie	2,5
Emboque (entrada en una tubería)	0,5
Salida de una tubería	1,0
Ensanchamiento brusco	$(1-(D1/D2)^2)^2$
Reducción brusca de sección (Contracción)	$0,5(1-(D1/D2)^2)^2$

Anexo 9; Referente al circuito de control y fuerza de accionamiento del motor de la bomba de vacío.

Figura 26.- Circuito de control y fuerza de accionamiento del motor de la bomba de vacío. **Fuente:** El autor.

