



## **FACULTAD DE INGENIERÍA**

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE TANQUE ISOTÉRMICO DE 9500 GALONES PARA  
TRANSPORTE DE LECHE”

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

AUTOR:

TEJADA DÍAZ ALEJANDRO AARÓN

ASESOR:

DR. JORGE A. OLORTEGUI YUME LÍNEA

DE INVESTIGACIÓN:

MODELAMIENTO Y SIMULACION DE SISTEMAS ELECTROMECHANICOS

TRUJILLO – PERÚ

2016

## DEDICATORIA

*A Dios. Por permitirme llegar  
hasta este punto, por  
otorgarme salud y cuidado  
para lograr mis objetivos; y por  
darme fuerzas para  
superar los obstáculos que se  
me presentan.*

*A mis padres, por el apoyo en todo  
momento para ser mejor  
cada día.*

*A mis hermanas por su apoyo incondicional  
en cada  
momento de mi vida.*

*A mi asesor de tesis, por  
guiarme sabiamente en  
la elaboración de este  
proyecto de tesis.*

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios. A mis padres, a quienes debo mi existencia y apoyo para ser mejor cada día. A mis hermanas, por su apoyo incondicional en cada momento de mi vida.

A los docentes que estuvieron presentes a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, por sus enseñanzas en el propósito de mi formación como Ingeniero Mecánico.

A mi asesor de tesis, por guiarme sabiamente en la elaboración de este proyecto de tesis.

## INDICE GENERAL

<b>RESUMEN</b> .....	<b>1</b>
<b>ABSTRAC</b> .....	<b>2</b>
<b>CAPITULO 1: INTRODUCCION</b> .....	<b>4</b>
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA .....	4
1.2. TRABAJOS PREVIOS .....	6
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA .....	8
1.3.1. <i>Leche cruda</i> .....	8
1.3.2. <i>Tipos de cisternas</i> .....	10
1.3.3. <i>Cisterna isotérmica</i> .....	15
1.3.4. <i>Recipientes a presión</i> .....	17
1.3.5. <i>Transferencia de calor por Convección</i> .....	21
<i>Numero de Nusselt</i> .....	22
1.3.6. <i>Transferencia de calor por conducción</i> .....	25
<i>Transferencia de calor en cilindros con capas múltiples</i> .....	26
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	26
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO .....	27
1.6. OBJETIVOS .....	27
1.6.1. <i>Objetivo General</i> .....	27
1.6.2. <i>Objetivos Específicos</i> .....	28
<b>CAPITULO 2: METODO</b> .....	<b>30</b>
2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN .....	30
2.2. VARIABLES .....	30
2.2.1. <i>Variables independientes:</i> .....	30
2.2.2. <i>Variables dependientes</i> .....	30
2.2.3. <i>Variables Interviniente</i> .....	30
2.2.4. <i>Operacionalización de variables</i> .....	32
2.3. POBLACIÓN Y MUESTRA .....	34
2.4. CRITERIO DE SELECCIÓN .....	34
2.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS .....	34

2.6. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS .....	34
<b>CAPITULO 3: RESULTADOS .....</b>	<b>38</b>
3.1. IDENTIFICACION DE LAS NECESIDADES DE LA EMPRESA CONTRATANTE.....	38
3.2. DEFINICION DEL PROBLEMA EN TERMINOS INGENIERILES .....	38
3.3. NORMAS DE PESOS Y MEDIDAS NOMINALES ESTABLECIDOS POR EL MINISTERIO DE TRANSPORTE MTC PARA CISTERNAS ISOTÉRMICAS	40
3.4. CODIGO DE PRÁCTICA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE TANQUES COLECTORES DE LECHE .....	42
3.5. GENERACION DE CONCEPTOS ALTERNATIVOS .....	42
3.6. FILTRADO DE CONCEPTO MEDIANTE MATRIZ DE SELECCIÓN .....	46
3.7. DETERMINACION DE DIMENSIONES GENERALES .....	46
3.8. CALCULO DE LAS CARGAS DE DISEÑO .....	48
3.8.1. Carga por presión .....	48
3.8.2. Cargas por impacto .....	49
3.8.3. Carga por riesgo de accidentes .....	50
3.8.4. Carga por aceleración y frenado .....	51
3.9. SELECCION DEL MATERIAL PARA EL TANQUE Y ACCESORIOS.....	52
3.10. DETERMINACIÓN ANALÍTICA DE DIMENSIONES DEL TANQUE Y ACCESORIOS .....	53
3.11. CALCULO DE UNIONES SOLDADAS .....	56
3.12. OPTIMIZACIÓN DE DIMENSIONES DEL TANQUE Y ACCESORIOS ...	59
3.12.1. Proceso de Análisis para Optimización del tanque cisterna .....	62
3.13. DETERMINACION DEL ESPESOR DE AISLANTE TERMICO .....	66
3.13.1. Modelo matemático de transferencia de calor .....	66
3.13.2. Modelado del circuito térmico .....	67
3.13.3. Calor ganado durante el transporte .....	68
3.13.4. Flujo de calor en el circuito térmico .....	69
3.13.5. Flujo de calor .....	70
3.14. ESTIMACIÓN DEL ESPESOR DE PARED .....	72
3.15. ANÁLISIS GRAFICO PARA OPTIMIZACIÓN DE AISLANTE .....	74
3.16. ANALISIS ECONOMICO .....	79
3.16.1. Costos de inversión .....	79

3.16.2. Análisis de ganancia por transporte de leche .....	81
3.16.3. Calculo del valor actual neto (VAN) y de la tasa interna de retorno (TIR).....	82
3.16.4. Periodo de retorno de inversión (ROI).....	82
<b>CAPITULO 4: DISCUSION .....</b>	<b>84</b>
4.1. DIMENSIONES DE LA CISTERNA ISOTERMICA.....	84
4.1.1. Dimensiones generales .....	84
4.1.2. Dimensiones de las tapas .....	85
4.1.3. Dimensiones de los anillos de refuerzos.....	85
4.2. FACTORES DE SEGURIDAD PARA LA ESTRUCTURA DEL TANQUE	86
4.3. FACTOR DE SEGURIDAD UNION SOLDADA .....	87
4.4. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS .....	87
4.5. ESPESOR DE AISLANTE .....	88
<b>CAPITULO 5: CONCLUSIONES .....</b>	<b>91</b>
<b>CAPITULO 6: RECOMENDACIONES .....</b>	<b>93</b>
<b>CAPITULO 7: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....</b>	<b>95</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>97</b>

## RESUMEN

En esta tesis se diseñó un tanque isotérmico de 9500 galones para transporte de leche para la empresa CONSERMET SAC en la ciudad de Trujillo a pedido de la empresa Gloria SAC.

Las necesidades de la empresa se estipularon en la licitación. Cuatro geometrías de tanque fueron analizadas mediante una matriz de selección para brindar la forma final. Luego se estimaron las cargas de diseño usando el código DOT (Department of transportation). La primera estimación del espesor de pared del cuerpo y tapa se hizo mediante una GUI (Interfaz gráfica de usuario) desarrollada en MatLab® considerando el código ASME VIII – Div 1. Obtenidos estos espesores se realizó una simulación en Solidworks® para optimizar detalles en la forma final de la estructura del tanque. Finalmente, se diseñó el espesor de aislamiento térmico considerando el incremento de temperatura permisible ( $\Delta T_{max} = 1^{\circ}C$ ) que impide el crecimiento bacteriano parametrizando la velocidad y el tiempo de viaje del vehículo.

El tanque circular de tapas tori-esféricas resultó ser la forma óptima y el acero seleccionado fue el AISI 304 debido a su inercia química. El espesor de pared resultó en 3 y 4 mm para el cuerpo y la tapa con factores de seguridad de 5.4 y 4.16, respectivamente. Optimizada la unión cuerpo-tapa en Solidworks® con los espesores mencionados se obtuvo un factor de seguridad global mínimo de 3.68 en la zona tori-esférica de la tapa cumpliendo con lo requerido por la empresa ( $n \geq 3.5$ ). Las condiciones más adversas: 48 horas de viaje y a 80 km/h, produjeron un incremento de temperatura de 1 °C para un espesor de 62.002 mm de poliuretano. La metodología de diseño, que usa un primer paso de cálculo según código (MatLab®) seguido de un segundo paso de optimización geométrica mediante el método del Elemento Finito (Solidworks®), fue beneficiosa pues el primer paso brinda la geometría base para el segundo. Asimismo, la GUI empleada para el diseño térmico paramétrico fue bastante útil para simular el comportamiento cuantitativo y sinérgico de las variables el cual correlaciona muy bien con el comportamiento cualitativo esperado. De la evaluación económica y financiera el NAV (4970) y IRR (7%) generará gran rentabilidad en un periodo corto de tiempo.

**Palabras claves:** *tanque isotérmico, leche, lácteo, aislamiento térmico, crecimiento bacteriano, incremento de temperatura.*

## ABSTRACT

In this thesis work a 9500-gallon isothermal vessel was designed on behalf of 'CONSERMET SAC.' (Trujillo, Peru) to comply with a design contract with 'Gloria SAC' enterprises.

The company needs were consigned in the tender document. Four tank geometries were analyzed using a weighted selection matrix to obtain a winner shape. Then, design loads were obtained using DOT code. A first estimation for the shell and cap thicknesses was done using a MatLab® GUI using ASME VIII – Div 1 code. Once obtained these thicknesses they were entered into a Solidworks® simulation to optimize some details on the tank's final shape. Finally, the thermal insulation thickness was obtained taking into account the allowable temperature increase ( $\Delta T_{max} = 1^{\circ}C$ ), which prevents bacteria growth in a parametric calculation varying the vehicle's speed and transport time.

The circular vessels with toroidal-spherical caps ended up being optimal and the AISI 304 steel was selected due to its chemical inertness. Wall thicknesses of 3 and 4 mm were obtained for the body and cap with safety factors of 5.4 and 4.16, respectively. Given that the juncture shell-cap was already optimized and keeping the thicknesses aforementioned, a minimum global safety factor of 3.68 was obtained in the toroidal-spherical part complying with the company requirements ( $n \geq 3.5$ ). The most adverse conditions, i.e., 48 hours travel and 80 km/h speed, gave a temperature increase of 1 °C for a 62.002 mm thickness of the polyurethane insulation.

The design methodology, in which a first step of code-guided calculation (MatLab®) followed by a second step optimization using Finite Element Method (Solidworks®), proved to be useful considering that former step provides de initial data for the latter. Additionally, the employed GUI for the parametric thermal design was quite handy to simulate the quantitative and synergic parameter behavior. This simulation

correlated well with the intuitive behavior. The financial and economical appraisal, VAN (4970) and TIR (7%), showed good profitability in short time.

**Keywords:** *isothermal vessel, milk, dairy, thermal insulation, transport, bacteria growth, temperature increase.*

# **CAPITULO 1:**

# **INTRODUCCION**

## CAPITULO 1: INTRODUCCION

### 1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA

Los pequeños productores suministran la mayor parte de la leche producida. La producción de leche ofrece ingresos relativamente rápidos a los pequeños productores pecuarios. No sólo ofrece a las familias un alimento equilibrado y nutritivo, sino que la venta de excedentes puede contribuir a la seguridad alimentaria y a reducir la pobreza. La FAO estima que por cada 100 litros de leche producida localmente se crean hasta cinco empleos en industrias relacionadas, como la elaboración y el transporte. Al mismo tiempo, el valor de las importaciones de leche a los países en desarrollo aumentó un 43 por ciento entre 1998 y 2001. Estas importaciones podrían reducirse simplemente reduciendo la pérdida pos cosecha. (FAO, 2016)

Según la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO), el consumo per cápita de leche en el Perú alcanza los 65 litros por año, inferior a los 106 litros registrados a nivel mundial. Ello muestra la posibilidad de un incremento en las ventas del sector lácteo como resultado de un crecimiento de la demanda de leche del país. Cabe resaltar que, al ser los productos lácteos y derivados de consumo masivo, se encuentran estrechamente relacionados con el crecimiento del PBI del país. Al respecto, en los últimos tres años el Perú registró una tasa de crecimiento promedio del PBI de 7.3%, crecimiento que de acuerdo a las proyecciones publicadas por el Banco Central de Reserva del Perú (BCRP) continuará a una tasa del 6.3%. Esta situación ha contribuido al crecimiento del sector, que registró un incremento del 4.1% en el consumo de leche industrializada y de 9.1% en el consumo de yogurt. (CENTRUM, 2013)

Los costos de recogida y transporte de la leche representan una parte importante a menudo más del 30 por ciento de los costos de elaboración de la leche.

En las regiones tropicales, los problemas de acceso a los lugares de producción de leche se agravan durante la estación húmeda, debido a los daños que las intensas lluvias pueden causar a los caminos y puentes. Sin embargo, a menudo es la estación con mayor producción de leche. La organización de grupos de productores puede facilitar la mejora de la recolección, porque el transporte de pequeñas cantidades por los productores individuales suele ser inviable. La falta de medios para conservar la leche es una limitación fundamental para el establecimiento o ampliación de una actividad lechera. Actualmente, el Codex Alimentarius aprueba dos medios de conservación de la leche cruda, a saber, la refrigeración y el sistema de la lactoperoxidasa. Las principales causas de las ingentes pérdidas de leche en muchos países en desarrollo son las elevadas temperaturas ambientales, la inexistencia de instalaciones de refrigeración o la falta de fiabilidad de las mismas, el reducido acceso a las explotaciones rurales en determinadas estaciones del año y los problemas relacionados con el suministro eléctrico. (FAO, 2016)

La empresa Construcciones y Servicios Metálicos S.A.C - CONSERMET SAC, fue creada el mes de diciembre 2003, con la finalidad de cubrir la creciente de necesidad de un servicio rápido, eficiente y garantizado para el transporte pesado. Cuenta con 46 trabajadores subordinados al jefe de planta y este al Gerente de producción. Los personales de planta están distribuidos por grupos de trabajo de Armado de Vigas, Ensamblado, Soldadura, Pintura y Acabados. Uno de los principales clientes de CONSERMET SAC es el grupo Gloria S.A, el cual recientemente ha confiado a la empresa la fabricación de tanques Isotérmicos de 9500 galones con semirremolque para Cisternas de Transporte de Leche

Este trabajo se centra en el diseño de una cisterna isotérmica de 9500 galones para el transporte y la conservación de leche siguiendo los requerimientos y las normas ASME VIII – Div, Reglamento Nacional de vehículos D.S.058/2003 MTC y AISI para el material exigidas por la empresa contratante.

## 1.2. TRABAJOS PREVIOS

Salazar (SALAZAR, O.; 2009) en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico en la Escuela Politécnica del Ejército de Ecuador: “Diseño y construcción de un camión cisterna de 1500 galones para el cuerpo de bomberos del D.M. de Quito bajo norma N.F.P.A 1901, desarrollado en la empresa Industrias Clavec Cia. Ltda”. Se realizó una simulación de chasis usando software CAD de simulación para analizar la estructura mecánica. La NORMA N.F.P.A 1901 edición 2003 se usó como directriz de selección de componentes y se finalizó con la construcción de un prototipo luego de la generación de planos. El uso de la simulación permitió agilizar el proceso de diseño y optimización en este trabajo. El uso de la Norma mencionada mostro su ventaja al asegurar la calidad del proceso. Una vez más se verifica la utilidad de las herramientas CAD para estos diseños.

Garzón (GARZÓN CONDO, M.; 2006) en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico en la escuela politécnica nacional de ecuador: “Diseño de un tanque sobre chasis-cama alta acoplable a cabezales de transporte pesado para el traslado de combustibles líquidos”. Se realizó una muestra estadística completa de la producción y comercialización de derivados de petróleo. Una vez hecha la investigación de mercado, se realiza un estudio profundo de las normas y procedimientos que rigen a nivel nacional e internacional el diseño y la construcción de semirremolques tanque para transporte de sustancias peligrosas. Luego de sustentar teóricamente el tema se procede al estudio y selección de alternativas que pueden satisfacer las exigencias requeridas y mediante un análisis en que se evalúan factores técnicos y económicos se procede a determinar la alternativa más adecuada. Se determinó que la opción más adecuada es el diseño de un Semirremolque tanque de cuerpo cilíndrico con tapas tori-esféricas. Posteriormente se realiza el diseño y dimensionamiento de la estructura dibujando y simulando los elementos constitutivos; adicionalmente a esto se realizó un programa de pre - dimensionamiento en VISUAL BASIC 6.0. Finalmente se pueden encontrar los planos constructivos que constituyen el diseño de la alternativa seleccionada, así

como una completa recopilación de catálogos y normas que sustentan todo el trabajo realizado.

Enríquez (ENRÍQUEZ SÁNCHEZ, Andrés; 2014) En su tesis para optar el grado de ingeniero automotriz en la universidad de las fuerzas armadas de ecuador: “diseño y construcción de un tanque para crudo de 13000 litros, con chasis”. En el primer capítulo se da a conocer los conceptos básicos para familiarizarse con los autotanques, el planteamiento y la formulación del problema, así como también, los objetivos que se tiene para el proyecto y, por último, la justificación y la importancia del proyecto. El segundo capítulo, corresponde a la investigación y al estudio de los diversos componentes de un auto-tanque, normas que se van a utilizar en el desarrollo del proyecto. El tercer capítulo, corresponde a las especificaciones del tanque, en el cual se realiza un análisis funcional para determinar cuál es la mejor alternativa de construcción del auto-tanque. En el cuarto capítulo, se realiza el diseño estructural de la alternativa seleccionada, se calculan las cargas que el tanque va a soportar, después, se realizan el análisis de deformaciones en los principales componentes del tanque. En el capítulo quinto, se realiza un análisis de los costos del proyecto en su totalidad, y se realiza un curso grama de sinóptico de construcción y de montaje. El capítulo sexto, corresponde a la presentación de análisis y resultados obtenidos del proyecto. Este proyecto, demuestra que se ha optimizado la utilización de recursos para la realización con un costo total de 18249.78 USD. El tiempo en el que se realizó el proyecto es aproximadamente de 1 mes y medio en el diseño y simulación y 2 meses en la construcción.

Chungata (CHUNGATA JUCA, K.; 2014) en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico en la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca: “Diseño de un Auto tanque 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”. Inicialmente se realiza un estudio de las normas y códigos nacionales e internacionales que rigen el diseño de auto tanques de este tipo. Posteriormente se establecen los requerimientos dimensionales y se procede a realizar los cálculos de diseño de cada uno de los elementos que conforman la estructura del tanque.

Seguido de cada uno de los cálculos se procede hacer la validación individual utilizando el software de diseño Autodesk Inventor 2012®, después se realiza la elección y cálculo del tipo de soldadura utilizada para la construcción. Por último, se realiza la selección de los equipos y accesorios indispensables para el funcionamiento del auto tanque y se realiza el análisis de costo total de la estructura. El uso de la Norma DOT 412 mostro su ventaja al asegurar la calidad del proceso. Mediante el análisis por elementos finitos se verifica la utilidad de las herramientas CAD para estos diseños.

### **1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA**

#### **1.3.1. Leche cruda**

Es un producto natural producido por las hembras de los mamíferos, es uno de los alimentos más completos, ya que contiene gran riqueza alimenticia. La leche de vaca es la más utilizada alrededor del mundo para consumo humano, por lo que al paso del tiempo se ha desarrollado y depurado tecnología para la explotación de la leche, y la producción de sus derivados. La leche cruda se obtiene higiénicamente de la extracción natural o mecánica.

Las propiedades de la leche cruda varían poseen valores bastante estudiados a la fecha, los cuales se pueden apreciar en la Tabla No. 1.

#### ***Enfriamiento de la leche cruda***

Con cuidadosa atención a la higiene en todos los procesos que se han detallado, se podrá producir leche de alta calidad. Sin embargo, a pesar de todas las precauciones es imposible excluir completamente la presencia de bacterias, de allí la importancia del enfriamiento de la leche cruda. La Figura No. 1 muestra la variación de la población bacteriana en mg/ml respecto de las horas de exposición de la leche el ambiente sin refrigeración. Por lo tanto, la leche debe ser enfriada con rapidez a 4 °C inmediatamente después de su ordeño, a esta temperatura el nivel de actividad de los microorganismos es muy bajo, pero las bacterias otra vez

empezaran a multiplicarse si se permite que la temperatura suba en el almacenamiento. (Rodríguez y Vera, 2014)

Tabla 1. Principales propiedades físicas de la leche. Fuente: (Celis & Juárez, 2009)

PROPIEDADES	VALOR
Densidad	1028 – 1034 kg/m <sup>3</sup>
PH	6,5 y 6,65
Viscosidad	0,0017 a 0,0022 kg/(m*s)
Punto de congelación	-0,513 y 0,565 °C
Punto de ebullición	101,17 °C
Capacidad calorífica	3930 J/(kg*°C)
Conductividad térmica	0.53 W/(m*°C)

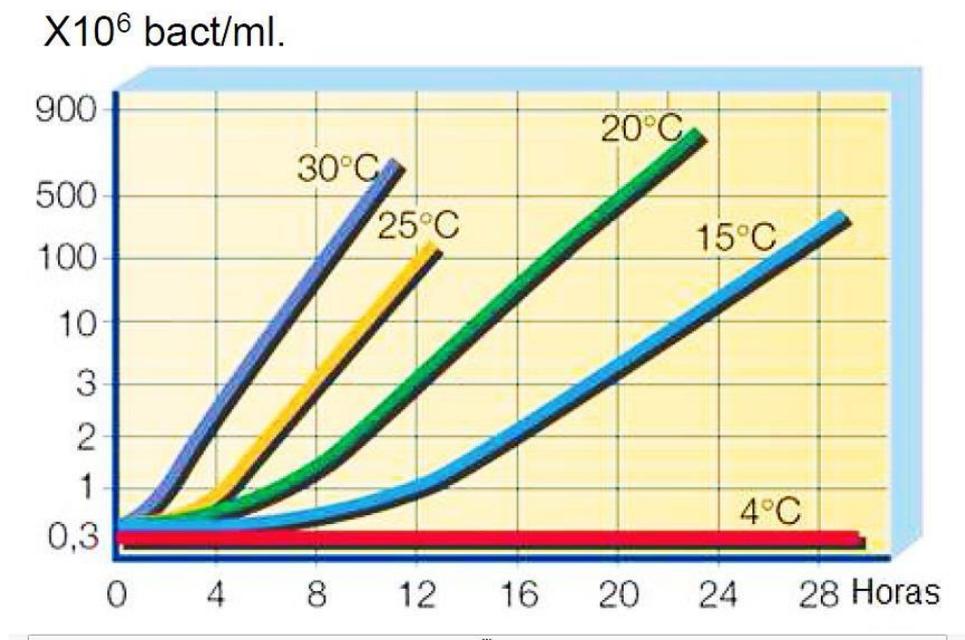


Figura 1. Influencia de la temperatura sobre el desarrollo bacteriano en la leche cruda. Fuente: (Gosta Bylund, 1996)

### **1.3.2. Tipos de cisternas**

#### ***Cisterna de cilindro elíptico con tapas elíptico-cóncavas***

Es un sistema de transportación para todo tipo de mercancías, que permite almacenar desde tres hasta cinco diferentes tipos de estos, que tiene alta estabilidad y adherencia de los neumáticos (Figura No 2). Su diseño es vistoso y apto para todo tipo de carreteras. En la tabla 2 se observan las ventajas y desventajas de este equipo.

#### ***Cisterna de cilindro elíptico y tapas planas***

Este sistema de transportación puede trasladar todo tipo de mercancías, que permite almacenar desde tres hasta cinco diferentes tipos de estos, que posee buena estabilidad y adherencia de los neumáticos (ver Figura No 3). Su diseño es poco vistoso y sencillo, pero es apto para todo tipo de carreteras. En la tabla 3 se observan las ventajas y desventajas de este equipo.

#### ***Cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas***

Esta opción de transporte a granel permite trasladar todo tipo de mercancías, además de almacenar desde tres hasta cinco diferentes tipos de estos, posee buena estabilidad y adherencia de los neumáticos (Figura No 4). Su diseño es estéticamente muy vistoso y relativamente nuevo para el mercado nacional, además es apto para todo tipo de carreteras. En la tabla 4 se observan las ventajas y desventajas de este equipo.

#### ***Cisterna de cilindro circular con tapas planas***

Al igual que las alternativas anteriores este sistema de transportación puede trasladar todo tipo de mercancías, y permite almacenar desde tres hasta cinco

diferentes tipos de estos, posee buena estabilidad, es poco vistoso y sencillo (ver figura No 5). En la tabla 5 se observan las ventajas y desventajas de este equipo.



Figura 2. Cisterna elíptica de tapas cóncavas. Fuente <http://lima-city.evisos.com.pe/alquiler-de-camion-cisterna-de-agua-id-474055>



Figura 3. Cisterna elíptica de tapas planas. Fuente <http://cursoscap.org/que-es-elcarnet-adr/>



Figura 4. Cisterna circular de tapas toriesfericas. Fuente

[http://santafear.all.biz/semirremolques-para-transporte-de-combustiblesg118384#.VfDJnxF\\_Oko](http://santafear.all.biz/semirremolques-para-transporte-de-combustiblesg118384#.VfDJnxF_Oko)



Figura 5. Cisterna circular de tapas planas. Fuente

<http://www.radsa.com.ar/web2011/index-2.html>

Tabla 2. Ventajas y Desventajas de la cisterna de cilindro elíptico con tapas elíptico cóncavas. Fuente: (Garzón Condo, 2006)

<b>VENTAJAS DEL SISTEMA</b>	<b>DESVENTAJAS DEL SISTEMA</b>

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy buena acogida en el mercado.</li> <li>• Los materiales se los puede encontrar con facilidad en el medio.</li> <li>• La geometría elíptica del tanque presenta un momento de inercia que se ubica más cerca de la superficie del suelo.</li> <li>• Excelente estabilidad para la transportación de combustibles, sobre todo en carreteras en mal estado y en curvas.</li> <li>• Cumple con las normas 49 CFR.</li> <li>• Posibilidad de fabricación únicamente con aceros hasta 75000 PSI de resistencia a la tensión.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>☐ Complejidad para el diseño de las tapas, no existe codificación o normativa alguna para este tipo de geometría.</li> <li>☐ Complejidad para el aforo de las mismas, no posee codificación para este propósito.</li> <li>☐ Estas tapas presentan una capacidad volumétrica media.</li> <li>☐ Soportan presiones medias.</li> <li>☐ Dificultosa construcción para este tipo de tapas.</li> <li>☐ Alto costo para su fabricación, sobre todo por su diseño.</li> </ul>
---	--

Tabla

3. Ventajas y Desventajas de la cisterna de cilindro elíptico con tapas planas.  
Fuente: (Garzón Condo, 2006)

<b>VENTAJAS DEL SISTEMA</b>	<b>DESVENTAJAS DEL SISTEMA</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Los materiales se los puede encontrar con facilidad en el mercado.</li> <li>• La geometría elíptica del tanque presenta un momento de inercia que se ubica más cerca de la superficie del suelo.</li> <li>• Excelente estabilidad para la transportación de combustibles, sobre todo en carreteras en mal estado y en curvas.</li> <li>• Cumple con las normas 49 CFR.</li> <li>• Facilidad de diseño y construcción de las tapas.</li> <li>• La geometría de las tapas facilita el aforo del tanque.</li> <li>• Bajo costo para su fabricación, sobre todo por su diseño.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>☐ Poca acogida en el mercado.</li> <li>☐ La geometría de las tapas genera concentración de esfuerzos en las soldaduras con el cuerpo del tanque.</li> <li>☐ La capacidad volumétrica de las tapas es nula.</li> <li>☐ Estéticamente no muy atractivo y no es comercial.</li> </ul>

Tabla

4. Ventajas y Desventajas de la cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas. Fuente: (Garzón Condo, 2006)

VENTAJAS DEL SISTEMA	DESVENTAJAS DEL SISTEMA
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy buena aceptación dentro del medio.</li> <li>• Los materiales se los puede encontrar con facilidad en el mercado.</li> <li>• Buena estabilidad para la transportación de combustibles, sobre todo en carreteras en mal estado y en curvas.</li> <li>• Estéticamente muy atractivo y comercial.</li> <li>• Cumple con las normas 49 CFR.</li> <li>• Posibilidad de fabricación únicamente con aceros de baja resistencia a la tensión, menos de 70000 psi.</li> <li>• Soportan presiones bajas.</li> <li>• La geometría de este tipo de tapas, genera la menor concentración de esfuerzos que otras clases de formas geométricas.</li> <li>• Facilidad en el diseño de este tipo de tapas bajo norma ASME VIII Div. 1.</li> <li>• Cabezas F&amp;D No-Estándar UG – 32</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>☐ La geometría circular del tanque presenta un momento de inercia que se ubica ligeramente más alejado de la superficie del suelo que el de otro tipo de forma.</li> <li>☐ Estas tapas presentan una capacidad volumétrica baja.</li> <li>☐ Fabricación más costosa de las tapas.</li> </ul>

Tabla

<ul style="list-style-type: none"><li>• Facilidad de aforo tanto en las tapas como en el cilindro bajo Norma API</li></ul>	
--	--

5. Ventajas y Desventajas de la cisterna de cilindro circular con tapas planas.  
Fuente: (Garzón Condo, 2006)

Tabla

VENTAJAS DEL SISTEMA	DESVENTAJAS DEL SISTEMA
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Los materiales se los puede encontrar con facilidad en el mercado.</li> <li>• Cumple con las normas 49 CFR.</li> <li>• Facilidad de diseño y construcción de las tapas.</li> <li>• La geometría de las tapas facilita el aforo del tanque.</li> <li>• Bajo costo para su fabricación, sobre todo por su diseño.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>☐ Poca acogida en el mercado.</li> <li>☐ La geometría circular del tanque presenta un momento de inercia que se ubica ligeramente más alejado de la superficie del suelo que el de otro tipo de forma.</li> <li>☐ La geometría de las tapas genera concentración de esfuerzos en las soldaduras con el tanque.</li> <li>☐ La capacidad volumétrica de las tapas es nula.</li> <li>☐ Estéticamente no muy atractivo y no es comercial.</li> </ul>

### 1.3.3. Cisterna isotérmica

Según el ministerio de transportes y comunicaciones se llama cisterna o tanque isotérmico al vehículo con carrocería cerrada hermética y aislada térmicamente para el transporte de mercancías líquidas que permite mantener la temperatura de la mercancía transportada. No cuenta con sistema de refrigeración. Puede tener uno o más compartimentos y estar o no equipados con bombas para carga y/o descarga.

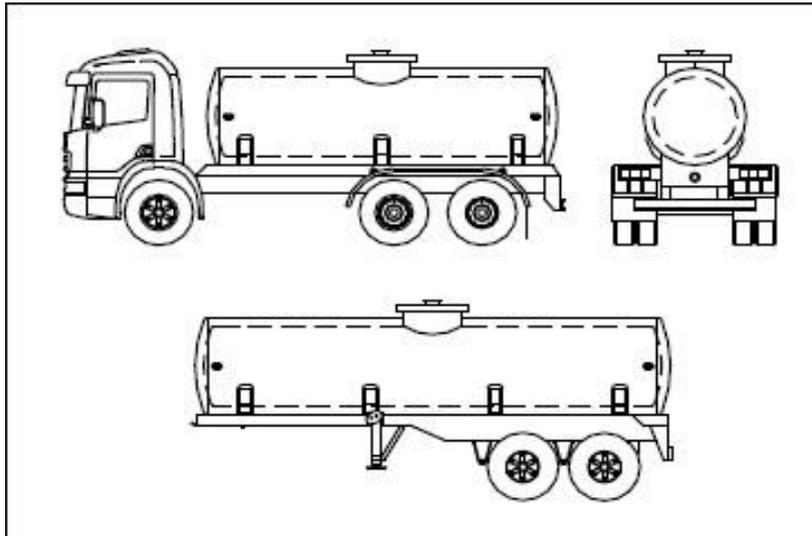


Figura 6. Cisterna isotérmica. Fuente (DIRECTIVA N° 002-2006- MTC/15)

Según el “Acuerdo sobre transportes internacionales de mercancías perecederas y sobre vehículos especiales utilizados en esos transportes” (ATP) una Unidad isoterma se define como Unidad cuya caja esté construida con paredes aislantes, con inclusión de puertas, piso y techo, que permiten limitar los intercambios de calor entre el interior y el exterior de la caja, de tal modo que el coeficiente global de transmisión térmica (coeficiente K) permita clasificar a la unidad en una de las dos categorías siguientes(BOE, 2013):

Tabla 6. Categorías de vehículos isotérmicos. Fuente: (BOE, 2013)

SIGLAS	CATEGORÍA	DEFINICIÓN
IN	Unidad isoterma normal	determinado por un coeficiente K igual o inferior a 0,70 W/m <sup>2</sup> . K.
IR	Unidad isoterma reforzada	determinado por: - un coeficiente K igual o inferior a 0,40 W/m <sup>2</sup> . K y por paredes laterales que tengan al menos 45 mm de espesor cuando se trate de unidades de transporte de una anchura superior a 2,50 m.

### **1.3.4. Recipientes a presión**

#### **Generalidades**

Se considera como un recipiente a presión cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o vacío, independientemente de su forma y dimensiones. Los recipientes cilíndricos a que nos referimos en este tomo, son calculados como cilindros de pared delgada. (León Estrada, 2001)

#### **Tipos de recipientes a presión**

##### ***Esferas de pared delgada***

Al analizar un recipiente a presión esférico, el objetivo es determinar el esfuerzo en su pared para garantizar la seguridad. Por la simetría de una esfera, un diagrama de cuerpo libre conveniente que puede usarse en el análisis es una semiesfera. La presión interna del líquido o gas contenido en la esfera actúa perpendicular a las paredes, uniformemente sobre toda la superficie interna.

##### ***Cilindros de pared delgada***

Con frecuencia se utilizan cilindros como recipientes a presión, por ejemplo, como tanques de almacenamiento, actuadores hidráulicos y neumáticos, y tubería para conducir fluidos a presión. Los esfuerzos en las paredes de cilindros son similares a los que actúan en esferas, aunque el valor máximo es mayor.

#### **Diseño de recipientes**

La magnitud del esfuerzo en la pared de un recipiente a presión varía en función de la posición en la pared. Un análisis preciso permite calcular el esfuerzo en cualquier punto. Las fórmulas para realizar ese cálculo se demostrarán a continuación:

### Esfuerzo en esferas

El esfuerzo radial ( $\sigma$ ) en la pared de una esfera de pared delgada sometida a presión interna ( $p$ ) puede observarse en la Figura No. 7 y su cálculo se realiza mediante:

$$\sigma = \frac{pD_m}{4t} \dots (1)$$

Donde:

$\sigma$ : Esfuerzo radial (MPa)

$p$ : Presión interna de diseño (MPa)

$t$ : Espesor de pared (m)

$D_m$ : Diámetro medio (m)

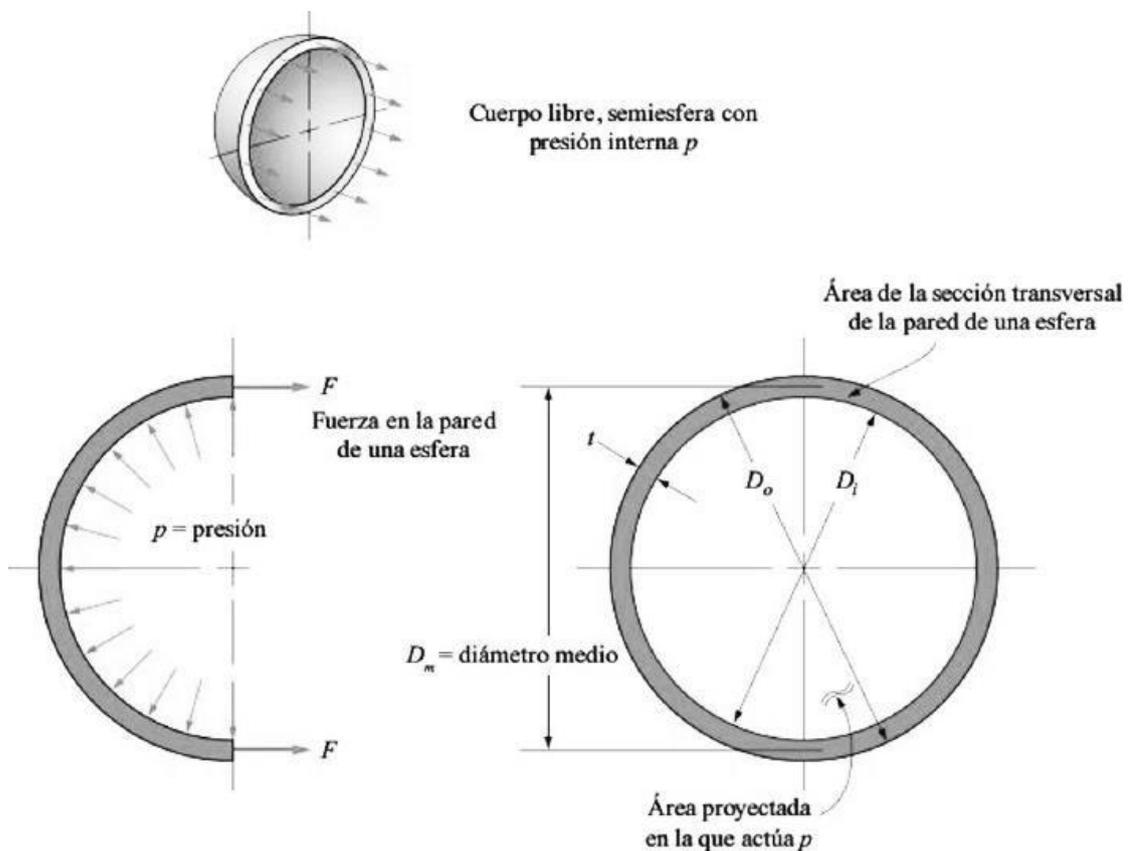


Figura 7. Diagramas de cuerpo libre de una esfera sometida a presión interna.  
Fuente: (Mott, 2009)

**Esfuerzo longitudinal en cilindros**

Este es el esfuerzo que actúa en la pared del cilindro paralelo al eje como se puede observar en la figura No 8, llamado esfuerzo longitudinal.

$$\sigma = \frac{pD_m}{4t}$$

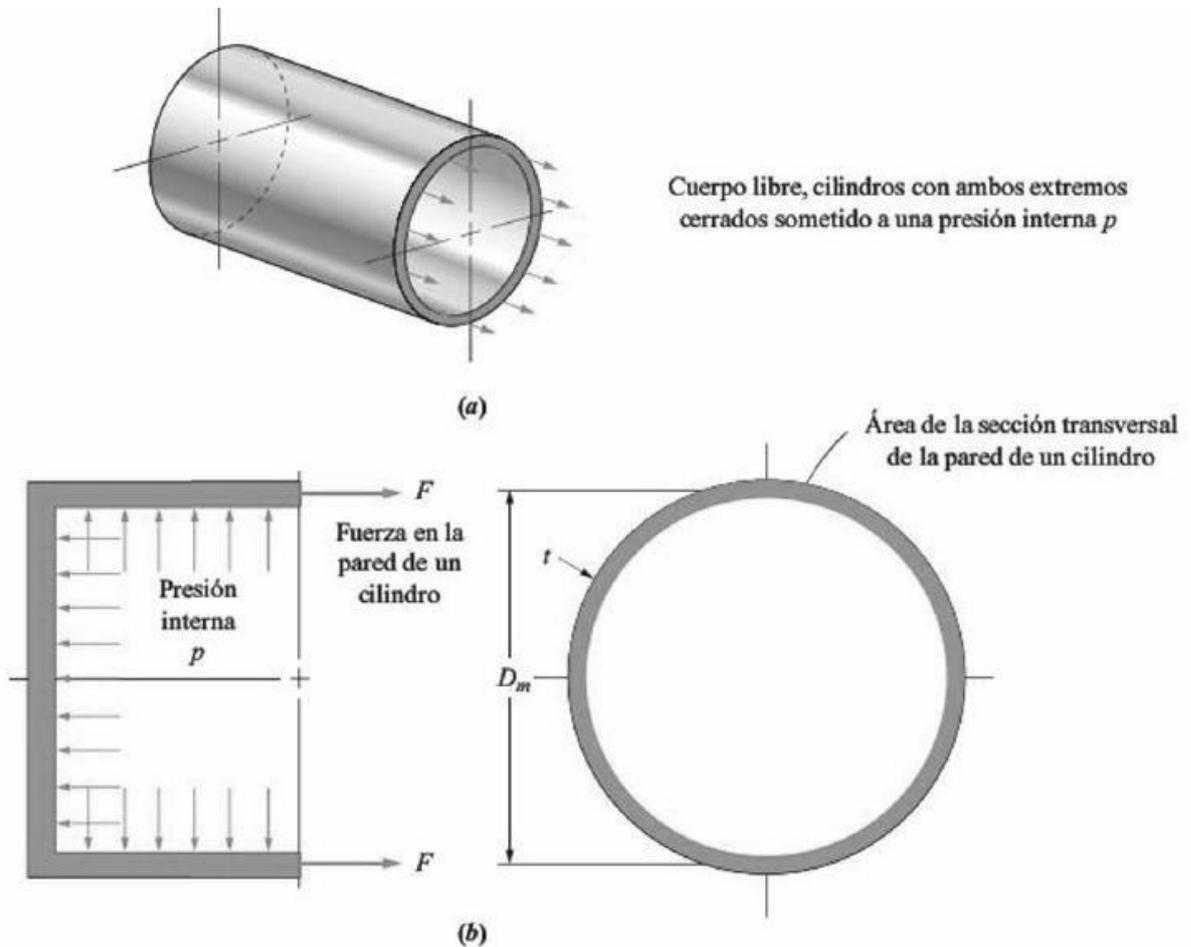


Figura 8. Diagramas de cuerpo libre de un cilindro sometida a presión interna que muestra el esfuerzo longitudinal. Fuente: (Mott, 2009)

### Esfuerzo anular en cilindros

La ecuación del esfuerzo anular en un cilindro delgado sometido a presión interna se muestra a continuación. Observe que la magnitud del esfuerzo anular es dos veces la del esfuerzo longitudinal (ver figura No 9).

$$\sigma = \frac{pD_m}{2t} \dots (2)$$

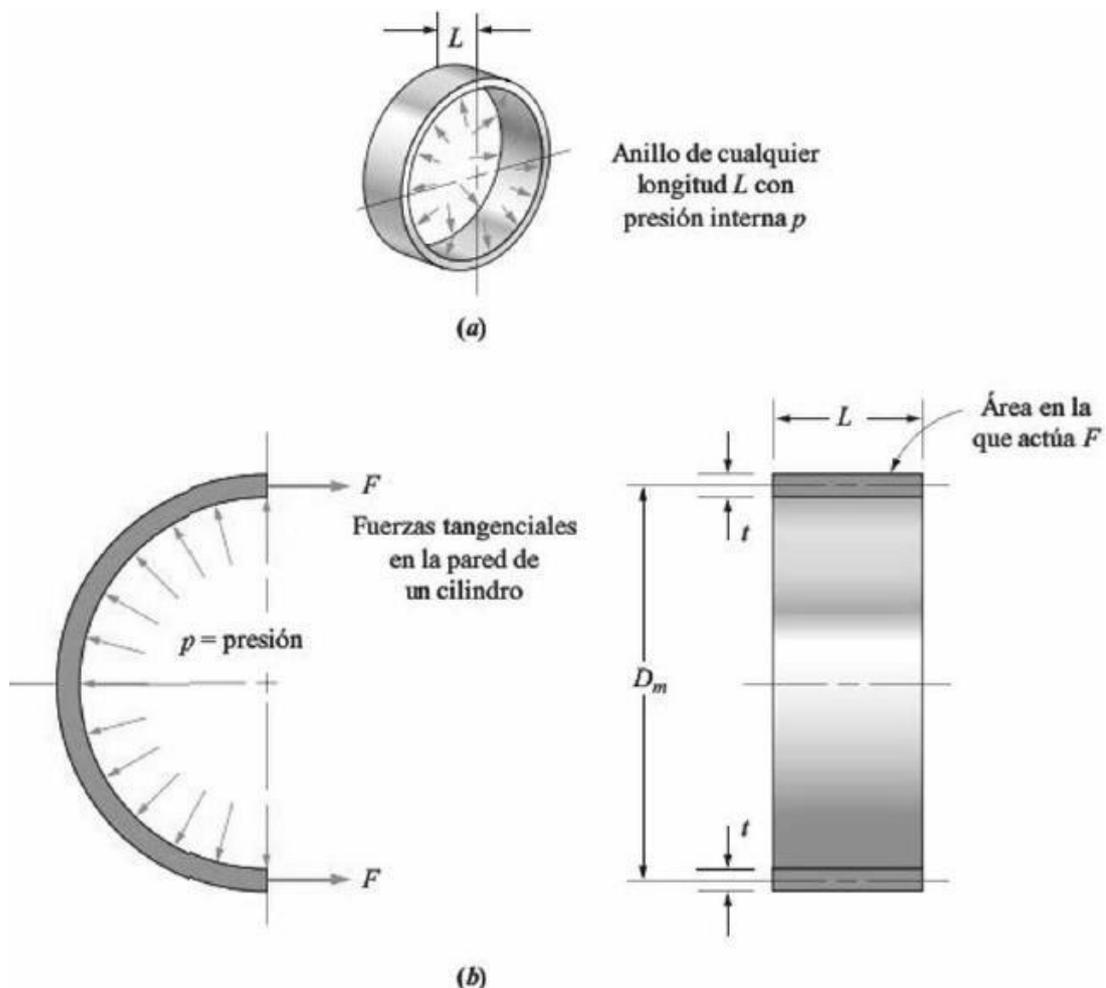


Figura 9. Diagramas de cuerpo libre de un cilindro sometida a presión interna que muestra el esfuerzo anular. Fuente: (Mott, 2009)

### 1.3.5. Transferencia de calor por Convección

#### Generalidades

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia. A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la razón de la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de Newton de enfriamiento como (CENGEL, 2011):

$$Q = h * A * (T_s - T_\infty) \dots (3)$$

Donde:

$Q$ : Calor por convección (W)  $h$ : Coeficientes de transferencia de calor por convección (W/ m<sup>2</sup>\*°C)

$A$ : Área superficial de transferencia de calor (m<sup>2</sup>)

$T_s$ : Temperatura de la superficie (°C)

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie (°C)

## **Tipos de transferencia de calor por Convección**

### **Convección forzada**

La transferencia de calor implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido o por medio de una bomba, un ventilador u otro dispositivo mecánico. (Wikipedia)

### ***Numero de Nusselt***

El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Se define como:

$$Nu = \frac{h * L}{k} \dots (4)$$

Donde:

*Nu*: Calor por convección (Adimensional)

*L*: Longitud característica (m)

$k$ : conductividad térmica (W/m\*°C)

De las varias relaciones de ese tipo de las que se dispone en la literatura para el número de Nusselt promedio en lo relativo al flujo cruzado sobre un cilindro, se presenta la propuesta por Churchill y Bernstein:

$$\text{Nu} = 0.3 + \frac{0.62 * \text{Re}^{1/2} * \text{Pr}^{1/3}}{(1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3})^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{\text{Re}^{5/8} \text{Pr}^{4/5}}{282000} \right) \right] \dots (5)$$

Donde:

$Pr$ : Numero de Prandtl (Adimensional)

$Re$ : Numero de Reynolds (Adimensional)

### **Numero de Reynolds**

Osborn Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como:

$$\text{Re} = \frac{V * L}{\nu} \dots (6)$$

Donde:

$V$ : Velocidad (m/s)  $\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido ( $m^2/s$ ) En la práctica con frecuencia se encuentra el flujo que pasa alrededor de cilindros y esferas. La longitud característica para un cilindro circular o una esfera se toma igual al diámetro externo  $D$ . Por consiguiente, el número de Reynolds se define como (CENGEL, 2011):

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \dots (7)$$

Donde:

$D$ : Diámetro del cilindro (m)

### **Convección natural**

En la transferencia de calor libre o natural, un fluido es más caliente o más frío. En contacto con una superficie sólida, causa una circulación debido a las diferencias de densidades que resultan del gradiente de temperaturas en el fluido. (Wikipedia)

### **Convección natural y forzada combinada**

La presencia de un gradiente de temperatura en un fluido, en un campo de gravedad, siempre da lugar a corrientes de convección natural y, como consecuencia, a transferencia de calor por convección natural. Por lo tanto, la convección forzada siempre viene acompañada por convección natural. En la figura 10 se da una gráfica del coeficiente de transferencia de calor, hecho a dimensional,

para la convección natural y forzada combinada sobre una placa vertical, para fluidos diferentes. Con base en esta figura notamos que la convección natural es despreciable cuando  $Gr/Re^2 < 0.1$ , la forzada es despreciable cuando  $Gr/Re^2 > 10$  y ninguna de las dos lo es cuando  $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ .

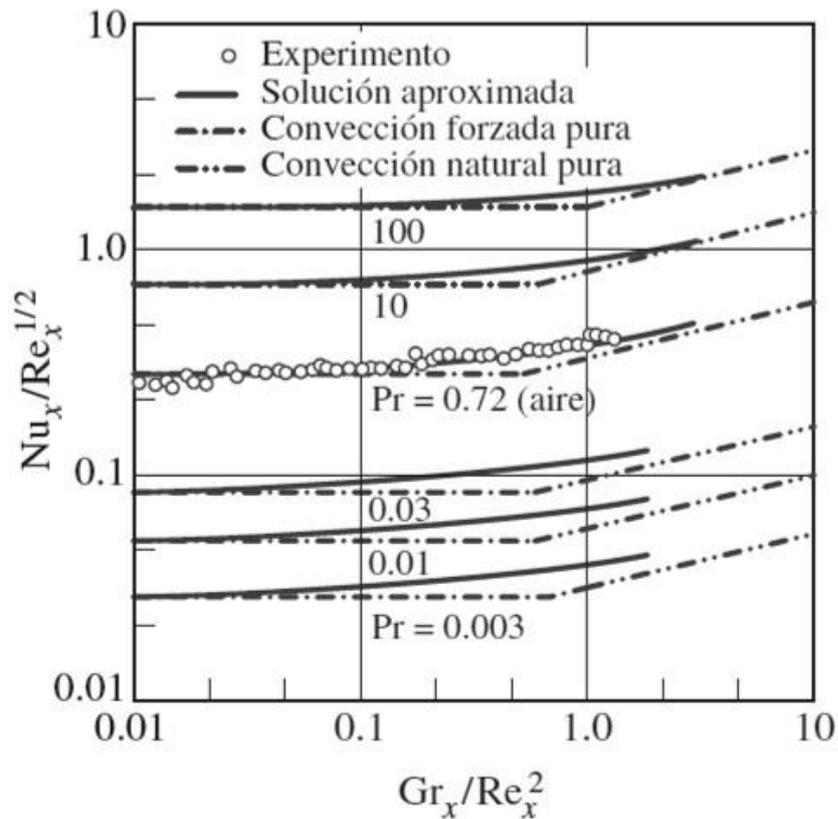


Figura 10. Variación del número de Nusselt,  $Nu_x$ , para convección natural y forzada combinada desde una placa vertical isotérmica caliente. Fuente (CENGEL, 2011)

### 1.3.6. Transferencia de calor por conducción

Considere la conducción estacionaria de calor a través de un tubo de agua caliente. El calor se pierde en forma continua hacia el exterior a través de la pared del tubo e, intuitivamente, se siente que la transferencia de calor a través de éste se efectúa

en la dirección normal a su superficie y no se tiene alguna transferencia significativa en otras direcciones; se define como:

$$Q = 2 * \pi * L * k \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \dots (8)$$

Donde:

$r_1$ : radio interno (m)

$r_2$ : radio externo (m)

### **Transferencia de calor en cilindros con capas múltiples**

La transferencia de calor estacionaria a través de capas cilíndricas o esféricas múltiples se puede manejar, simplemente al sumar una resistencia adicional en serie por cada capa adicional.

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}} \dots (9)$$

Donde:

$R_{total}$ : Resistencia térmica total (°C/W)

La resistencia térmica total es simplemente la suma aritmética de cada una de las resistencias térmicas en la trayectoria del flujo de calor. (CENGEL, 2011)

#### **1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Cuál será la configuración geométrica y características técnicas de un tanque isotérmico de 9500 galones para transporte de leche que cumpla con los requerimientos de conservación mínimos ( $T = 4^{\circ}C$ ) y resistencia mecánica ( $n \geq 3.5$ )?

#### **1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO**

##### ***Tecnológica***

Se utilizarán tecnología nacional, desde el uso de materiales hasta la selección de componentes modernos que se encuentran en nuestra región. Así mismo se utilizará los medios de conformado y construcción usados en La libertad.

##### ***Institucional***

Con este proyecto, la Universidad César Vallejo vincula a los empresarios con nuestra función, brindándoles alternativas de inversión y sostenimiento, fortaleciendo el trinomio universidad-empresa y sociedad.

##### ***Económicos***

El diseño de una cisterna isotérmica permitirá disponer de un algoritmo de diseño de este tipo de máquinas, considerando en su diseño el ensamble de componentes de procedencia nacional, así como el empleo de procesos de manufactura convencionales disponible en nuestra industria, resaltando la generación de tecnologías propias de nuestra región y del país.

## **Sociales**

Con el diseño de una cisterna isotérmica, se cubrirá la gran demanda del transporte de leche, ayudando así a generar fuentes de trabajo.

### **1.6. OBJETIVOS**

#### **1.6.1. Objetivo General**

Diseñar un tanque isotérmico de 9500 galones para transporte de leche bajo limitaciones de conservación y resistencia mecánica.

#### **1.6.2. Objetivos Específicos**

- Identificar de las necesidades de la empresa.
- Expresar en términos ingenieriles las necesidades de la empresa
- Obtener las normas y códigos pertinentes para el diseño de cisternas isotérmicas.
- Generar 4 conceptos alternativos capaces de solucionar el problema planteado.
- Seleccionar la alternativa más ventajosa mediante una matriz de selección.
- Determinar las dimensiones generales usando las restricciones de las Normas de Pesos y Medidas.
- Calcular las cargas de diseño para el análisis estructural.
- Seleccionar el Material para la estructura y accesorios del tanque
- Determinar de forma analítica las dimensiones del tanque y accesorios mediante calculo utilizando una Interface Gráfica de Usuario (GUI) elaborado en MatLab® en concordancia con factor de seguridad mayor o igual al requerido por la empresa contratante ( $n \geq 3.5$ ) .
- Determinar el límite de fatiga para la unión soldada aplicando el criterio más conveniente para el caso de cisterna cumpliendo con lo requerido ( $n \geq 3.5$ )

- Optimizar las dimensiones del tanque y accesorios manteniendo un factor de seguridad mayor o igual al requerido ( $n \geq 3.5$ ) mediante software de simulación comercial (Solidworks®).
- Determinar el espesor de aislante térmico mediante el desarrollo de modelo matemático en transferencia de calor y codificación en una GUI (MatLab®) para optimización paramétrica que mantenga el calentamiento de la leche debajo de lo requerido ( $\Delta T \leq 1^\circ C$ ) dentro de tiempo de conservación (48 horas) estimado.
- Elaborar el análisis económico (VAN, TIR y ROI)

## **CAPITULO 2:**

### **METODO**

## **CAPITULO 2: METODO**

### **2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN**

Pre Experimental

### **2.2. VARIABLES**

#### **2.2.1. Variables independientes**

Cargas de diseño

Volumen de la cisterna

Longitudes de la cisterna

Incremento de temperatura

Tiempo de conservación de la leche

#### **2.2.2. Variables dependientes**

Especificaciones técnicas

Factor de seguridad de la estructura

Espesor de aislante

### **2.2.3. Variables Interviniente**

Temperatura Ambiente

**Variables  
Independientes**

**Variables  
Intervinientes**

**DIAGRAMA DE CAJA  
NEGRA**

**Variables  
Dependientes**

TEMPERATURA  
↓  
AMBIENTE

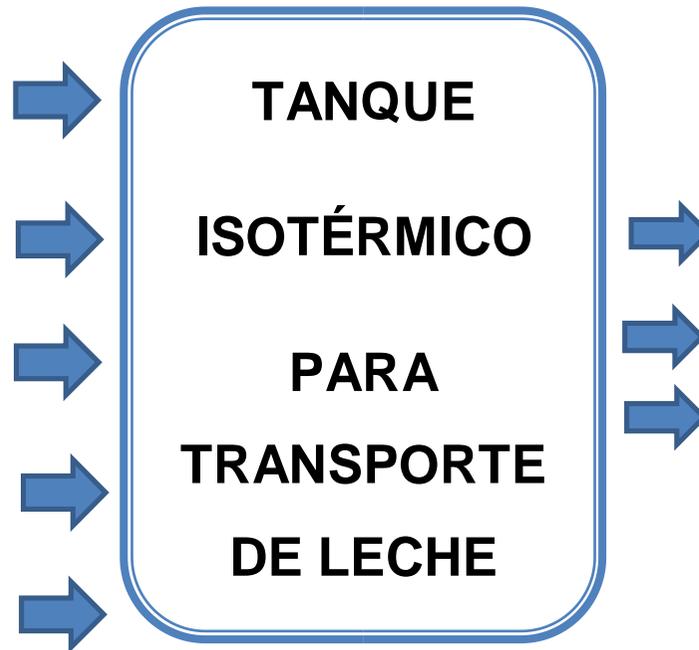
**CARGAS DE DISEÑO**

**VOLUMEN DE LA CISTERNA**

**LONGITUD DE LA CISTERNA**

**INCREMENTO DE TEMPERATURA**

**TIEMPO DE CONSERVACIÓN**



**ESPECIFICACIONES**

**TECNICAS DEL TANQUE**

**F.S. DE LA ESTRUCTURA**

**ESPESOR DE AISLANTE**

## 2.2.4. Operacionalización de variables

V. INDEPENDIENTES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA
<b>Cargas de Diseño</b>	Cargas que actúan sobre un cuerpo	Se mide a través de cálculos que determinan la carga por impacto, por aceleración y frenado,	Newton (N)	15000-100000
<b>Volumen de la cisterna</b>	Cantidad de carga requerida en la cisterna	Se tomará de los requisitos expuestos por la empresa contratante	Metros cúbicos (m <sup>3</sup> )	≤35.97
<b>Longitud de la cisterna</b>	Medidas de la cisterna basándose en las normas del MTC	Se mide a través de estimaciones con software Solidworks	Metros (m)	≤14.8
<b>Incremento de temperatura</b>	Variación de temperatura de la leche desde que sale del centro de acopio hasta que llegue a la fábrica.	Se mide a través de un algoritmo matemático y con ayuda del software MatLab	Centígrados (°C)	≤1
<b>Tiempo de conservación</b>	Tiempo que puede permanecer la leche sin dañarse	Se tomará de los requisitos expuestos por la empresa contratante	Horas (h)	6-48 horas

<b>V. DEPENDIENTES</b>	<b>DEFINICIÓN CONCEPTUAL</b>	<b>DEFINICIÓN OPERACIONAL</b>	<b>INDICADORES</b>	<b>ESCALA</b>
<b>Especificaciones técnicas del tanque</b>	Se refiere a la forma final que tendrá la cisterna	Se mide con cálculos y a través de un estudio de ventajas y desventajas.	Metros (m)	≤12
<b>F. S. de la estructura</b>	Se refiere al grado de confiabilidad que tendrá el equipo. Para nuestro caso deberá superar los 3.5.	Se mide a través de cálculo de esfuerzos y comparando con la norma ASME Sección VIII	a dimensional	≤3.5
<b>Espesor de Aislante</b>	Grosor del aislante	Se mide a través de un algoritmo matemático y con ayuda del software MatLab	Milímetros (mm)	≤70
<b>V.INTERVINIENTES</b>	<b>DEFINICIÓN CONCEPTUAL</b>	<b>DEFINICIÓN OPERACIONAL</b>	<b>INDICADORES</b>	<b>ESCALA</b>
<b>Temperatura Ambiente</b>	Temperatura de los lugares por donde circula la cisterna isotérmica	Se tomará de tablas	Centígrados(°C)	16-40

### **2.3. POBLACIÓN Y MUESTRA**

No aplicable a este tipo de investigación

### **2.4. CRITERIO DE SELECCIÓN**

No aplicable a este tipo de investigación

### **2.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS**

- Calculo mecánico de elementos de máquinas ☐ Revisión de recursos bibliográficos.
- Simulación usando software CAD/CAE

### **2.6. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS**

#### ***Analítico:***

Se analizarán los dos sistemas componentes del problema, esto es, el sistema estructural y el sistema de aislamiento térmico.

#### ***Sintético:***

Se escogerán solo los aspectos más importantes del elemento/sistema a diseñar.

#### **Deductivo:**

Se extraerán casos especiales de la teoría del diseño que se puedan aplicar al caso de los tanques isotérmicos para transporte de leche

### **Metodología de Diseño**

La metodología de diseño a seguir consta de los siguientes pasos:

- Formulación de la lista de requerimientos.
- Definición del problema en términos ingenieriles.
- Revisión e recursos bibliográficos.
- Generación de conceptos y selección a través de matriz de la mejor opción para el diseño.
- Determinación de parámetros geométricos.
- Cálculos de cargas de diseño.
- Análisis del factor de seguridad estructural.
- Análisis de espesor de aislante.
- Revisión de cumplimiento de cálculos según las normas establecidas
- Análisis económico

La forma de implementación de esta metodología de diseño se muestra en el diagrama de flujo en la Figura No 11.

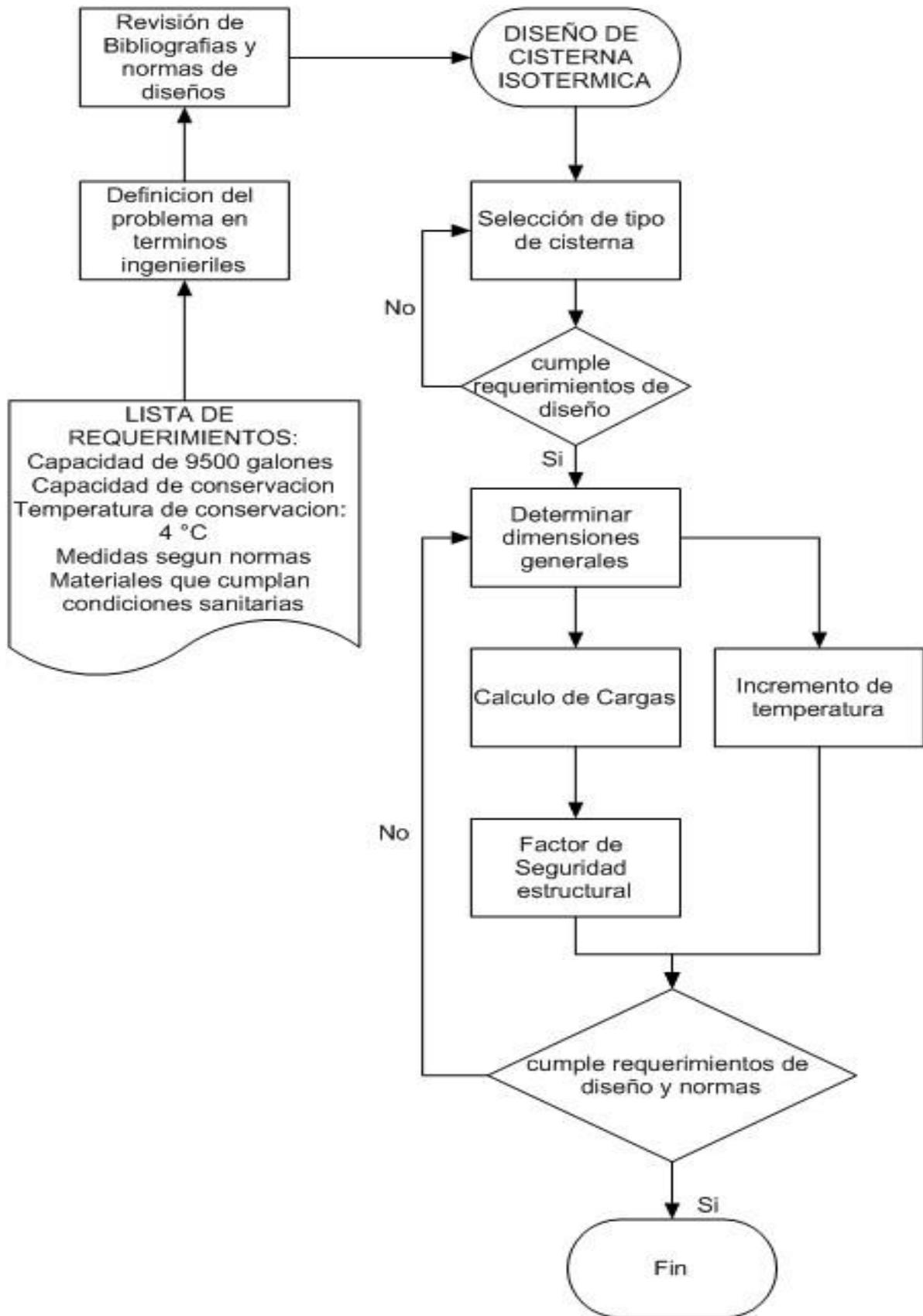


Figura 11. Metodología de Diseño – Diagrama de Flujo. Fuente: (Propia)

# **CAPITULO 3:**

# **RESULTADOS**

## **CAPITULO 3: RESULTADOS**

### **3.1. IDENTIFICACION DE LAS NECESIDADES DE LA EMPRESA**

## **CONTRATANTE**

La empresa Gloria S.A. sede Lima, requiere incrementar su flota de tanques contenedores isotérmicos con equipos de calidad garantizada dentro del mercado nacional con la intención de abaratar costos. Las características requeridas se describen a continuación:

- Capacidad máxima de 9500 galones.
- Conservación de 2 días.
- Temperatura promedio de transporte de 4°C.
- Medidas que cumplan con las normas del Ministerio de Transportes y Comunicaciones (MTC).
- Materiales que cumplan con condiciones sanitarias especificadas por la Norma BOE Núm. 274 Sec. I. Pág. 91311

### **3.2. DEFINICION DEL PROBLEMA EN TERMINOS INGENIERILES**

Los requerimientos de la empresa GLORIA S.A.C. para los nuevos tanques fueron evaluadas y finalmente plasmadas en las especificaciones técnicas mostradas en las Tablas No 7 a la No 9.

Tabla 7. Normativas. Fuente: (Propia)

<b>INFORMATIVA Y REGLAMENTOS</b>
----------------------------------

Pesos y medidas	Reglamento Nacional de vehículos D.S.058/2003 MTC Categorías: N1, N2, N3, O2 y O3
Códigos para diseño	ASME Boiler and Pressure Vessel Code (Sección I y VIII)
Procedimientos de soldadura	Norma AWS D1.1 Norma ASME Sección IX
Para Materiales	AISI 304, ASTM A36

Tabla 8. Requerimientos del tanque. Fuente: (Propia)

<b>ESTRUCTURA Y CARACTERÍSTICAS DEL TANQUE INTERNO</b>	
Material	Plancha inoxidable AISI 304 acabado 2B. Espesor según cálculo y código de diseño empleado
Proceso de fabricación	Mediante proceso de rolado en frío y unión por soldadura GTAW sanitaria
Tipo de acabado	Pulido sanitario
Fabricación de tapas	Fabricación desde plancha de acero inoxidable AISI 304, de forma abovedada y pestañeada por conformación en frío. Espesor de acuerdo a cálculo y código de diseño empleado.
Refuerzos circunferenciales	Tipo anillo externo (omegas) de sección transversal tipo perfil canal, de material plancha de acero inoxidable AISI 304 2B. Fabricados por proceso de plegado y rolado en frío. Dimensiones de acuerdo a cálculo y código de diseño empleado. Incluye fleje o cinturón de refuerzo de plancha rolada en frío de acero inoxidable AISI 304 que abraza al cuerpo del tanque y sobre los cuales se soldaran los perfiles omegas.
Forma de sujeción a chasis portante	Mediante soportes fabricados en material acero de aplicación estructural ASTM A36 los cuales estarán soldados a los cinturones de refuerzo mediante proceso de soldadura adecuado y sujetos al chasis mediante pernos y tuerca de diámetro y grado de resistencia según diseño.

Tabla 9. Requerimientos del aislante y de la cubierta. Fuente: (Propia)

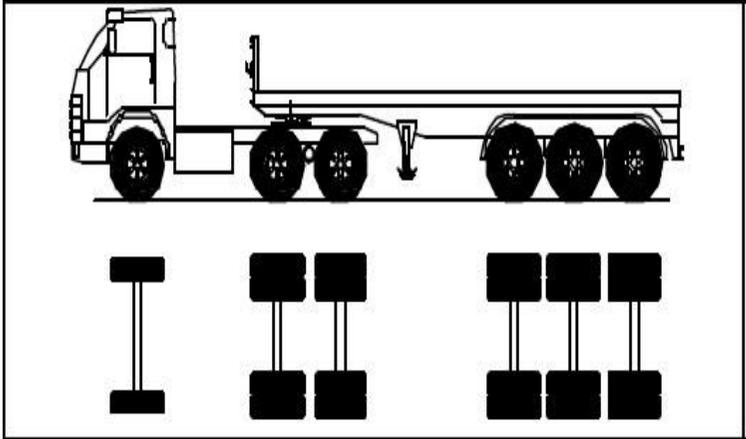
<b>ESTRUCTURA DE LA CHAQUETA Y CARACTERÍSTICAS AISLANTE EXTERIOR</b>
--

Material de cobertura exterior	Acero Inoxidable AISI 304 con acabado N4 (acabado satinado).
Proceso de fabricación de cobertura exterior	Rolado en frío y unión por soldadura GTAW
Forma de sujeción	Por flejes de material acero inoxidable y ajustables mediante pernos reguladores.
Material de las tapas externas	PRFV (fibra de vidrio reforzada). Espesor mínimo de 4 mm
Proceso de fabricación de tapas	Por moldeo y con acabado final mediante aplicación de pintura de color blanco brillante
Material aislante	Poliuretano de alta densidad de 40 Kg/m <sup>3</sup> . Insumos tipo BAYTHERM y DESMODUR 44V20L productos BAYER

### **3.3. NORMAS DE PESOS Y MEDIDAS NOMINALES ESTABLECIDOS POR EL MINISTERIO DE TRANSPORTE MTC PARA CISTERNAS ISOTÉRMICAS**

La configuración vehicular que debe tener la cisterna isotérmica queda definida por el Reglamento Nacional de Vehículos DS No.058 – 2003 MTC (Anexo IV PESOS Y MEDIDAS) teniendo en cuenta el peso de 9500 galones de leche (37.18 toneladas) y la longitud de 12 m. En la Tabla N° 10 se muestra el extracto aplicable al caso en cuestión.

Tabla 10: Tabla de Pesos y Medidas para tanque isotérmico leche de 37 TM y 12 m de longitud. Fuente: (DS No.058 – 2003 MTC Anexo IV PESOS Y MEDIDAS)

TABLA DE PESOS Y MEDIDAS								
Configuración vehicular	Descripción gráfica de los vehículos	Long. Máx. (m)	Peso máximo (t)				Peso bruto máx. (t)	
			Eje Delantero	Conjunto de ejes posteriores				
				1°	2°	3°		4°
T3S3	 <p>El diagrama muestra un camión con un tanque isotérmico. La configuración de ejes es T3S3, lo que significa un eje delantero y tres ejes posteriores. El eje delantero tiene un peso máximo de 7 toneladas. El primer eje posterior tiene un peso máximo de 18 toneladas, el segundo de 25 toneladas, y el tercer eje posterior tiene un peso máximo de 25 toneladas. El peso bruto máximo total es de 48 toneladas.</p>	20.50	7	18	25	---	---	48 <sup>(2)</sup>

### **3.4. CODIGO DE PRÁCTICA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE TANQUES COLECTORES DE LECHE**

A nivel mundial se usa como referente para el diseño de tanque de transporte de leche el código de practica establecido por la Federación Internacional de Productos Lácteos (International Dairy Federation - IDF), esto es el *Código de Práctica para el Diseño y Construcción de Tanques Colectores de Leche (Code of Practice for the Design and Construction of Milk Collection Tankers)* cuyos requerimientos principales se encuentran en el Anexo A.

En este Código de Practica se establecen los criterios generales para:

- Tipo de vehículo
- Capacidad del tanque
- Materiales de fabricación
- Especificaciones de Romper olas
- Compartimientos
- Aislamiento térmico

### **3.5. GENERACION DE CONCEPTOS ALTERNATIVOS**

El estudio de los conceptos alternativos se realizó en base a un estudio previo de estos tanques de almacenamiento (GARZÓN CONDO, M.; 2006) teniendo en cuenta criterios de maniobrabilidad del tanque por parte del conductor, facilidad de fabricación, capacidad y costos de fabricación.

#### **CONCEPTO 1: Cisterna de cilindro elíptico con tapas elíptico-cóncavas**

El costo de este sistema está dentro del promedio del mercado nacional, ya que se trata del diseño que con más frecuencia se puede observar transitando por las diferentes calles y carreteras del país. En lo referente a su estructura en

general, se puede decir que es sencilla y que por la geometría que presenta el cilindro del tanque, el sistema en sí posee un momento de inercia más cerca de la superficie del suelo, por lo que tiene muy buena estabilidad y adherencia.

Las tapas que forman parte de éste modelo son elípticas-cóncavas, las mismas que presentan dificultad tanto para su diseño como para su construcción, ya que esta geometría hace que el cuerpo del cilindro tenga que acoplarse a la forma de la tapa, siendo muy frecuente el empleo de retazos y acoples por parte de los constructores nacionales para que esta operación sea completada.

Cabe señalar que las tapas poseen una capacidad media de almacenamiento y que por su forma geométrica éstas pueden soportar presiones medias, las mismas que sobrepasan a la presión de diseño que está basado en el transporte gases a baja presión, constituyéndose este modelo de tapas en una opción que no optimiza procedimientos y costos. Las ventajas y desventajas se muestran en la tabla 2.

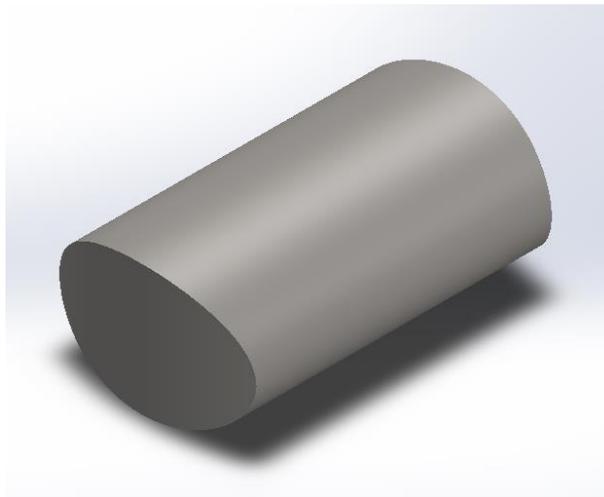


Figura 12. Cisterna de cilindro elíptico con tapas elíptico-cóncavas. Fuente: (Propia)

## **CONCEPTO 2: Cisterna de cilindro elíptico y tapas planas**

El costo de este semirremolque tanque es relativamente menor al de la alternativa anterior, ya que geométrica y estructuralmente son parecidos pero el diseño de las tapas es plano, por lo que hace de ésta una opción sencilla y poco vistosa, no atractiva. En adición, las tapas planas generan esfuerzos en los

cordones de las soldaduras con la estructura, además de que poseen capacidad volumétrica nula y facilitan el aforo por su simpleza. Las ventajas y desventajas se muestran en la tabla 3

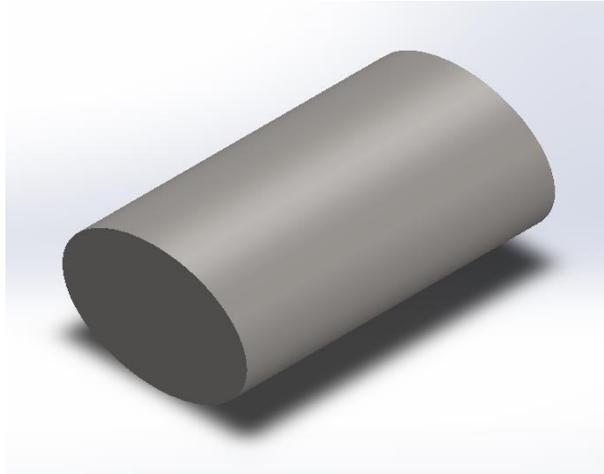


Figura 13. Cisterna de cilindro elíptico y tapas planas. Fuente: (Propia)

### **CONCEPTO 3: Cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas**

Es un diseño relativamente nuevo para el mercado nacional, ya que posee una excelente acogida en el medio, puesto que se trata de un modelo estéticamente vistoso y comercial. Con lo referente al costo del semirremolque tanque, se puede considerar a la opción dentro del promedio de precios en el mercado, siendo ligeramente más costosa la construcción de las tapas de este sistema. Las tapas toriesféricas poseen una capacidad volumétrica baja, así como una presión admisible baja, siendo ésta la óptima y que está acorde a las especificaciones requeridas para el transporte de gases a baja presión, otorgando a este diseño un estricto apego a las normas nacionales e internacionales, y que le brindan al sistema factores de diseño óptimos y confiables. Cabe recalcar, que las tapas de forma toriesférica ofrecen una excelente distribución de esfuerzos; el aforo de las mismas se puede realizar con total facilidad ya que está normalizado al igual que todos los parámetros constructivos y de diseño de los demás elementos del semirremolque tanque.

Es un modelo, que si bien es cierto posee un momento de inercia ligeramente más alejado de la superficie del suelo que el de la forma elíptica, brinda al

sistema una buena adherencia y estabilidad para el traslado de líquidos por las diferentes carreteras y caminos del país. Las ventajas y desventajas se muestran en la tabla 4



Figura 14. Cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas. Fuente: (Propia)

### **CONCEPTO 3: Cisterna de cilindro circular con tapas planas**

El costo de este semirremolque no es elevado, y los materiales para su construcción existen en el medio, lo que facilita su construcción. Posee características similares al de la alternativa anterior, con la diferencia de la forma plana de las tapas, generando los problemas comunes de concentración de esfuerzos y capacidad volumétrica nula. Respecto a la forma de las tapas hace de esta opción poco atractiva y poco comercial. Las ventajas y desventajas se muestran en la tabla 5

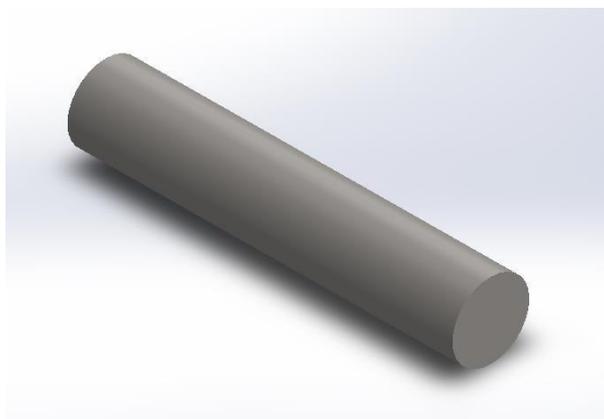


Figura 15. Cisterna de cilindro circular con tapas planas. Fuente: (Propia)

### 3.6. FILTRADO DE CONCEPTO MEDIANTE MATRIZ DE SELECCIÓN

En la tabla 11 se puede apreciar la ejecución de esta matriz de selección. Los criterios que se contemplan son los criterios de: costo, facilidad de diseño, facilidad de montaje, facilidad de operación, facilidad de mantenimiento, seguridad, facilidad de fabricación. Luego de ponderar los criterios con una escala de 1 a 10, se encontró que la ALTERNATIVA 3 (cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas) resulta ser la óptima con una calificación de 50 de 70 puntos obtenibles.

### 3.7. DETERMINACION DE DIMENSIONES GENERALES

Dado que la capacidad volumétrica requerida es 9500 galones (35.96 m<sup>3</sup>), que el MTC limita la longitud del tanque (L) y su diámetro (D) a 3 m en forma indirecta y que cada plancha de acero inoxidable estandarizada es de 1500 mm por 6000 mm de ancho longitud respectivamente (ver Anexo D), se escoge inicialmente 8 planchas lo que lleva exactamente a una longitud 12m sin necesidad de realizar cortes o adaptaciones soldadas. Definido lo anterior el diámetro interior del tanque se puede calcular como:

$$V = \frac{\pi D_i^2}{4} L \dots (10)$$

Donde:

$D_i$  : diámetro interior del tanque

L: longitud de tanque

$$35.96 = \frac{\pi D_i^2}{4} (12)$$

$$D_i = 1.96 \text{ m}$$

Valor que cumple con ser menor a 3 m (Ver Tabla No. 12)

Tabla 11. Matriz de selección de conceptos para forma de contenedor. Fuente: (Propia)

<b>MATRIZ DE SELECCIÓN</b>									
<b>CONCEPTOS</b>		<b>CRITERIOS DE ACEPTACIÓN</b>							
<i>Alternativa</i>	<i>Nombre</i>	<i>Costo</i>	<i>Facilidad de diseño</i>	<i>Facilidad de montaje</i>	<i>Facilidad de operación</i>	<i>Facilidad de Mantenimiento</i>	<i>Seguridad</i>	<i>Facilidad de Fabricación</i>	<i>Total</i>
<b>ALTERNATIVA 1</b> 	cisterna de cilindro elíptico con tapas elíptico-cóncavas	7	5	4	8	8	8	7	47
<b>ALTERNATIVA 2</b> 	cisterna de cilindro elíptico y tapas planas	8	8	7	6	8	3	5	45
<b>ALTERNATIVA 3</b> 	cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas	6	7	6	8	8	7	8	50
<b>ALTERNATIVA 4</b> 	cisterna de cilindro circular con tapas planas	8	8	7	6	8	3	5	45
<b>Nota:</b> se selecciona la cisterna de cilíndrico circular con tapas toriesféricas. Basándose en las tablas 2 – 4									



Tabla 12. Restricciones de dimensionamiento. Fuente: (Propia)

<b>DIMENSIÓN</b>	<b>LIMITES</b>	<b>NORMA O REQUERIMIENTO</b>
V	9500 galones (35.96 m <sup>3</sup> )	Necesidad de la Empresa
H	Max 4.3 m	DS No.058 – 2003 MTC Anexo IV PESOS Y MEDIDAS
L	Max 14.68 m	DS No.058 – 2003 MTC Anexo IV PESOS Y MEDIDAS
A	Max 2.6 m	DS No.058 – 2003 MTC Anexo IV PESOS Y MEDIDAS
L	1500 mm	Dimensión estándar (Ver Anexo B)
W	6000 mm	Dimensión estándar (Ver Anexo B)

### 3.8. CALCULO DE LAS CARGAS DE DISEÑO

#### 3.8.1. Carga por presión

##### ***Presión hidrostática $P_h$***

La presión hidrostática debido al peso de la leche viene dada por:

$$P_h = \rho gh \dots (11)$$

Donde:

$\rho$ : densidad de la leche

$g$ : gravedad  $h$ :

altura

Por tanto

$$P_h = 1025.3 \times 9.81 \times 1.96 = 19714.06 \text{ Pa} = 2.88 \text{ psi}$$

### **Presión de diseño**

Viene dada como la suma de la presión hidrostática y la presión atmosférica.

$$P = P_h + P_{\text{atm}} \dots (12)$$

Donde:

$P_{\text{atm}}$ : Presión atmosférica 101325 Pa

$$P = 19714 + 101325 = 121039 \text{ Pa}$$

### **3.8.2. Cargas por impacto**

Cuando la cisterna se encuentra en movimiento, la estructura puede estar sometida a cargas por impactos producidos por las irregularidades de las carreteras. Mediante la aceleración por riesgos de accidentes se puede calcular la carga generada por el peso del producto.

$$F_p = a_{ra} * m \dots (13)$$

Donde:

$m$ : masa de leche transportada

$$m = Vol * \rho \dots (14)$$

$$m = 35.96 * 1025.3 = 36869.79 \text{ Kg}$$

Entonces:

$$F_p = 2.4525 * 36869.79 = 90423.16 \text{ N}$$

### 3.8.3. Carga por riesgo de accidentes

Según el código del Departamento de Transporte de los Estados Unidos, DOT (Department of Transportation) por sus siglas en inglés (Code of Federal Regulations (USA), DOT 406), en este tipo de carga se utilizará una aceleración que es un cuarto de la gravedad. A través de él se hallarán los esfuerzos en las tapas.

$$F_{ra} = \frac{m}{+ 1} a_{ra} \dots (15) \text{ N}$$

Donde:

$F_{ra}$ : fuerza por riesgo de accidentes

$N$ : número de rompeolas

$a_{ra}$ : aceleración por riesgo de accidentes

$$F_{ra} = \frac{36869.79}{5 + 1} * 2.4525 = 15070.5 \text{ N}$$

### 3.8.4. Carga por aceleración y frenado

Para este caso se considera un recorrido de 100 m con una velocidad de 40 Km/h y un tiempo de 15 segundos aproximadamente (GARZÓN CONDO, 2006). A través de él se hallarán los esfuerzos en las tapas.

Calculo de la aceleración

$$a = 2 * \frac{v_f * t - X}{t^2} \dots (16)$$

Donde:

$a$ : aceleración

$v_f$ : velocidad final

$t$ : tiempo

$X$ : recorrido

$$a = 2 * \frac{11.1 * 15 - 100}{15^2} = 0.591 \text{ m/s}^2$$

Entonces la fuerza ejercida por la aceleración es:

$$F_a = \frac{m}{N + 1} * a \dots (17)$$

$$F_a = \frac{36869.79 * 0.591}{5 + 1} = 3632.36 \text{ N}$$

### 3.9. SELECCION DEL MATERIAL PARA EL TANQUE Y ACCESORIOS

El material en contacto con el producto debe ser no reactivo, es decir, no producir reacciones químicas con la leche. El material estructural por excelencia que cumple con este requisito es el acero inoxidable. Entre los más comunes tenemos la serie martensítica (AISI 420), la serie ferrítica (AISI 430) y la serie austenítica (AISI 304, AISI 316). La serie más recomendada para la aplicación con alimentos y por consideraciones constructivas es la austenítica, en la que tenemos las opciones 304 y 316. El acero inoxidable 316 tiene excelente comportamiento frente a productos ácidos como pueden ser los jugos de frutas además de los neutros como es la leche, a diferencia del 304 que tiene limitantes con los ácidos.

Se optó finalmente por el acero inoxidable austenítico AISI 304 debido a consideraciones económicas y a que en el caso de la leche no se requiere resistencia a los ácidos. Las propiedades de este acero pueden apreciarse en la Tabla No. 13.

Tabla 13. Propiedades AISI 304. Fuente: (ASM International, 1998)

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo elástico	190000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	75000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	8000	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	517.017	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	206.807	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.8e-005	/K
Conductividad térmica	16	W/ (m.K)

Calor específico	500	J/(kg.K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

### **3.10. DETERMINACIÓN ANALÍTICA DE DIMENSIONES DEL TANQUE Y**

#### **ACCESORIOS**

El cálculo analítico de los espesores y factores de seguridad del toroide y cilindro se programaron en una Interface Gráfica de Usuario (GUI) dentro del paquete de aplicación de ingeniería MatLab ® con la intención de realizar una primera aproximación de la geometría final de nuestra cisterna. Este programa permite obtener los esfuerzos obtenidos y el factor de seguridad ingresando espesores de pared, longitud de la cisterna, material, densidad y número de rompeolas. En la Figura No 16 se muestra esta interface con los datos finalmente optimizados. Los detalles del cálculo analítico y el programa computacional se pueden observar en el Anexo K.

El programa GUI permite optimizar el espesor del cilindro teniendo en cuenta el comportamiento del factor de seguridad con el espesor y el criterio de factor de seguridad mínimo para tanques cisterna según NORMA (ASME SEC VIII DIV 1). Finalmente se terminó por escoger un espesor de 3 mm el cual es un espesor muy comercial y que brindaba un factor de seguridad de 5.4, lo cual brinda un amplio margen respecto del mínimo exigido según NORMA. Durante este proceso de análisis paramétrico se usó como guía el monitoreo del comportamiento del factor de seguridad versus el espesor de pared del elemento analizado. Esto se detalla en la figura 17 y en la Tabla No 14.

La combinación de datos de entrada usados para realizar el cálculo en la GUI que brindaron las dimensiones óptimas mostradas en la Figura No. 16 son los mismos que se presentan en el cálculo manual en el Anexo K.



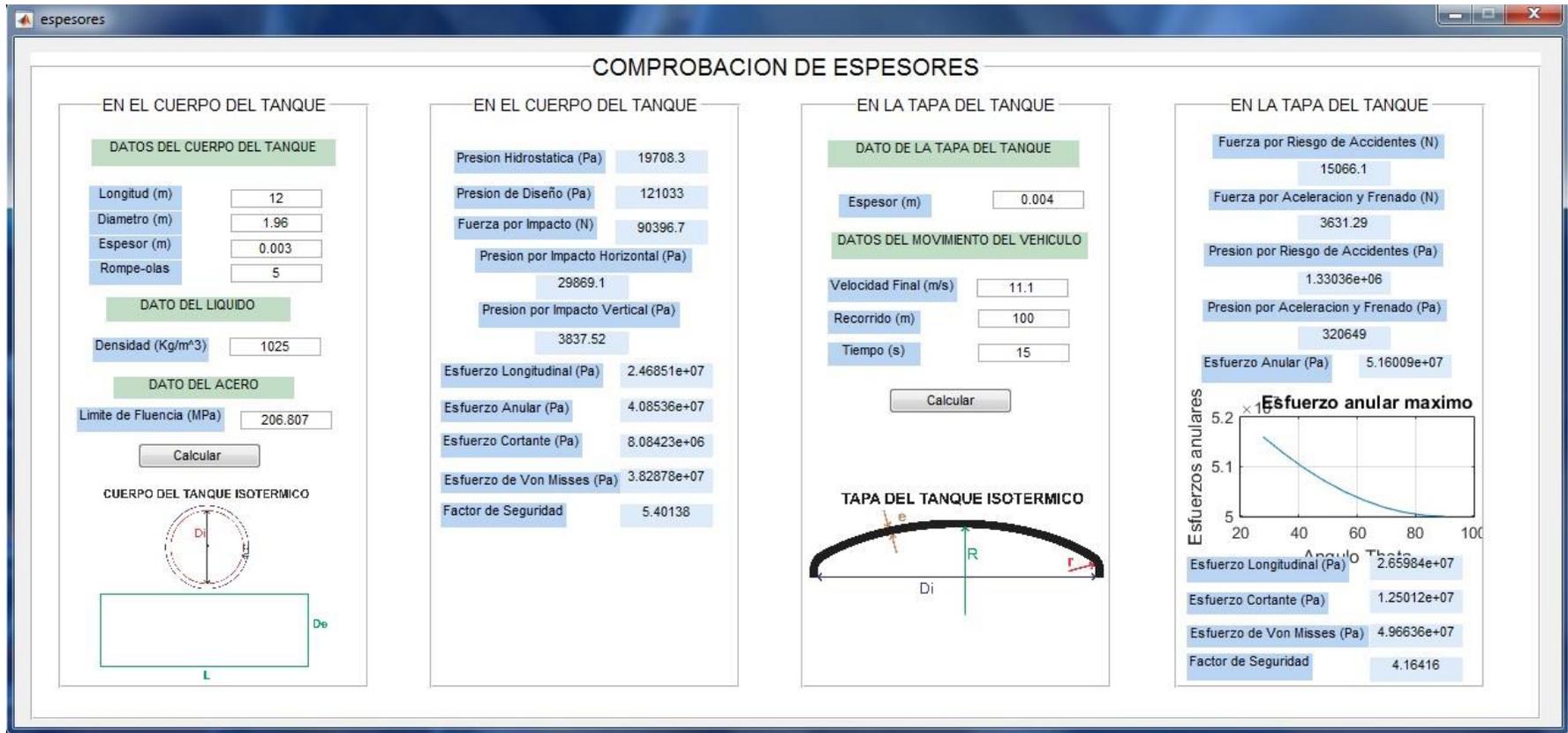


Figura 16. GUI MatLab® para cálculo y optimización de espesores de cisterna isotérmica. Fuente: (Propia)



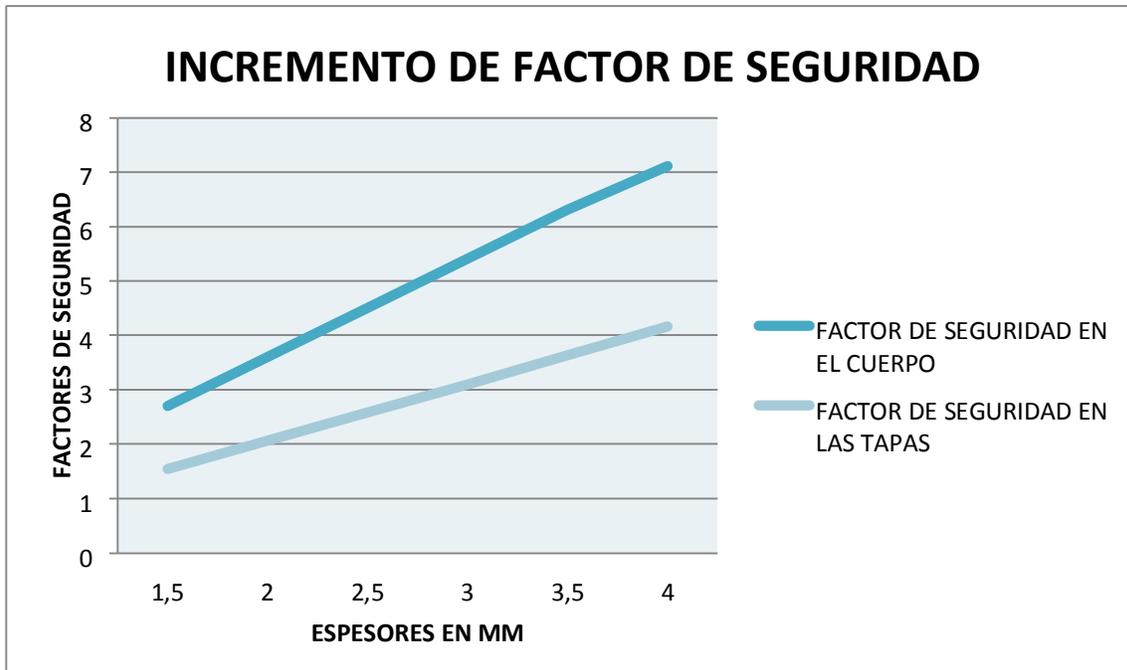


Figura 17. Incremento de factor de seguridad vs espesor de acero. Fuente: (Propia)

Tabla 14. Incrementos de factor de seguridad vs espesor de acero. Fuente: (Propia)

<b>ESPEORES DE LA CISTENA</b>	<b>FACTOR DE SEGURIDAD EN EL CUERPO</b>	<b>FACTOR DE SEGURIDAD EN LAS TAPAS</b>
1,5	2,7	1,54
2	3,6	2,06
2,5	4,5	2,58
<b>3</b>	<b>5,4</b>	3,1
3,5	6,3	3,63
<b>4</b>	7,1	<b>4,16</b>

### 3.11. CALCULO DE UNIONES SOLDADAS

La unión entre las partes del cuerpo y tapas, se realizará con el proceso de soldadura tipo GTAW (Soldadura por arco eléctrico con electrodo de tungsteno y gas) ya que este brinda mejores cordones más dúctiles, más resistentes mecánicamente, menos sensibles a la corrosión, un mejor acabado y por ser exigencia de la empresa contratante.

El material de aporte seleccionado es la varilla TIGFIL 199 Cb tomado como referencia del manual de soldadura de SOLDEXA, por ser aplicable para los aceros inoxidables de la familia Cr/Ni (301, 302, 304, 304L, etc.). En la tabla N° 15 se muestran sus propiedades.

Tabla 15. Propiedades mecánicas del TIGFIL 199 Cb. Fuente: (SOLDEXA)

<b>Tratamiento Térmico</b>	<b>Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]</b>	<b>Límite de Fluencia [MPa (psi)]</b>	<b>Elongación en 2'' [%]</b>	<b>Energía Absorbida ISO-V (-60°C) [J]</b>
Sin tratamiento	>630 (91350)	>450 (62250)	> 37	75

Las juntas entre las secciones del cuerpo y las tapas serán de tipo 1 a tope con doble cordón de soldadura según norma ASME SEC VIII, realizadas en "V" y siguiendo los procedimientos de soldadura de las normas AWS D1.1 y ASME Sección IX.

El cálculo de límite de resistencia a la fatiga siguiente se realizará para la zona más crítica de la cisterna isotérmica, en la unión cuerpo – tapa en donde según la simulación se presenta la mayor concentración de esfuerzos con 49.66 MPa como

máximo y 3.52 MPa como mínimo, se aplicará el criterio de Soderberg para obtener un factor de seguridad a la fatiga confiable. De la tabla N° 15  $S_{ut} = 630 \text{ MPa}$  y  $S_y = 450 \text{ MPa}$ . A partir de la tabla N°1 del ANEXO L los valores de  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$ , como es el caso que presenta carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual  $k_b = 1$ , como presenta también carga por flexión  $k_c = 1$ , se considera  $k_d = 1$ , ya que trabajara a temperatura ambiente, según la tabla N°2 del ANEXO L se tomara una confiabilidad de 50% entonces  $k_e = 1$ , se tomara  $k_f = 1$  por máximo valor.

$$k_a = a * S_{ut}^b = 4.51 * 630^{-0.265} = 0.817 \dots (18)$$

$$S_e' = 0.4 * S_y = 180 \text{ MPa} \dots (19)$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \dots (20)$$

$$S_e = 0.817 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 180 = 147.06$$

Donde:

$k_a$ : factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : factor de modificación de tamaño

$k_c$ : factor de modificación de la carga

$k_d$ : factor de modificación de la temperatura

$k_e$ : factor de confiabilidad

$k_f$ : factor de modificación de efectos varios

$S_e'$ : límite de resistencia a la fatiga sin corregir

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga

Con los resultados de la simulación en Solidworks se obtienen los valores máximos y mínimos a que va estar sometido la cisterna isotérmica, con los cuales a continuación se calcula el factor de seguridad aplicando el criterio de Soderberg.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \dots (21)$$
$$\sigma_m = \frac{49.66 + 3.52}{2} = 26.59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \dots (22)$$
$$\sigma_a = \frac{49.66 - 3.52}{2} = 23.07 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{\sigma_m}{S_{m_y}} + \frac{\sigma_a}{S_{a_e}} \dots (23)$$

$$F_s = \frac{1}{\frac{26.59}{450} + \frac{23.07}{147.06}} = 4.63$$

Donde:

$\sigma_m$ : Tensión media

$\sigma_a$ : Amplitud de la tensión

$\sigma_{max}$ : Máxima tensión

$\sigma_{min}$ : Mínima tensión

$F_s$ : Factor de seguridad

### 3.12. OPTIMIZACIÓN DE DIMENSIONES DEL TANQUE Y ACCESORIOS

Una vez realizado el cálculo analítico este nos brindó una primera aproximación a la solución final. Esta aproximación fue optimizada mediante el análisis de partes críticas con un método numérico computacional que hizo uso del software Solidworks®. Este software de simulación numérica hace uso del método de Elementos Finitos el cual tiene en cuenta detalles no contemplados en el método analítico debido a las hipótesis simplificadoras propias de este último método.

Los parámetros de simulación utilizados se enlistan en la tabla No 16. Los datos de entrada para las simulaciones son los calculados en los ítems 3.7 - 3.8 y se repiten por conveniencia en las Tablas No 18 y 19.

Tabla 16. Condiciones de simulación. Fuente: (Base de datos Solidworks®)

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Módulo elástico	190000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	75000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	8000	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	517.017	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>

Límite elástico	206.807	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.8e-005	/K
Conductividad térmica	16	W/ (m.K)
Calor específico	500	J/(kg.K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

El modelo constitutivo usado para el material del tanque fue el modelo isotrópico elástico lineal este se implementa por que las propiedades del material no cambian con la dirección, es decir que, tiene su módulo elástico, su coeficiente de Poisson, su conductividad térmica, su coeficiente de expansión térmica, etc. son iguales en todas las direcciones. Además de la disponibilidad de estos parámetros.

Tabla 17. Parámetros para modelo isotrópico elástico lineal. Fuente: (Propia)

<b>CONSTANTES DEL MATERIAL POR EL MODELO ISOTRÓPICO ELÁSTICO LINEAL (AISI 304)</b>		
<i>E</i> (GPa)	<i>G</i> (GPa)	<i>ν</i>
190	75	0.29

Tabla 18. Cargas a la que está sometida la cisterna isotérmica. Fuente: (Propia)

<b>CARGA</b>	<b>RESULTADO</b>	<b>OBSERVACIÓN</b>
Presión Hidrostática	19714 Pa	Ítem 3.9
Carga por impacto	90396.7 N	
Carga por riesgo de accidentes	15070.5 N	
Carga por aceleración y frenado	3632.36 N	

Tabla 19. Dimensiones generales de las partes de la cisterna. Fuente: (Propia)

DIMENSIONES GENERALES	RESULTADO	OBSERVACIÓN
Longitud	12 m	Ítem 3.8
Diámetro interior	1.96 m	
Espesor del cuerpo	3 mm	
Espesor de anillos de refuerzo	3 mm	
Espesor de tapas	4 mm	

### Modelo constitutivo para la cisterna

Para definir las propiedades elásticas isotrópicas, es necesario definir el módulo elástico E. El programa supone un valor de 0,0 para el coeficiente de Poisson  $\nu$  si no se especifica un valor concreto. Un valor común para el coeficiente de Poisson es 0,3. El programa calcula internamente el módulo cortante G, aun si se especifica explícitamente.

$$E = 2G(1 + \nu) \dots (24)$$

La matriz de rigidez de un material isotrópico contiene sólo dos coeficientes independientes. Las siguientes secciones describen las relaciones isotrópicas de tensión-deformación unitaria en dos y tres dimensiones, incluyendo el efecto de las deformaciones unitarias térmicas.

La forma más general de las relaciones isotrópicas de tensión-deformación unitaria, incluyendo los efectos térmicos, se muestra a continuación

([http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c\\_Linear\\_Elastic\\_Isotropic.htm](http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Elastic_Isotropic.htm)):



de dibujo 2 es la que presenta el caso más adecuado para el diseño de la cisterna considerando que su realización es posible usando soldadura TIG. Este análisis numérico facilitó el ensayar la complejidad de la carga en forma incremental, esto es, desde carga concentrada (idealizada) hasta una carga distribuida (más cercana a la realidad). Interesantemente esta variación hacia el caso real permitió obtener factores de seguridad adecuados. En la Figura No 20 se muestra como al aplicar las cargas puntuales en la parte inferior del chasis (caso 1) genera un factor de seguridad bastante bajo de 1.001, mientras que aplicando una carga distribuida en el apoyo (anillos de refuerzo), caso 2 (ver figura No 21) se genera un factor de seguridad de 3.687.

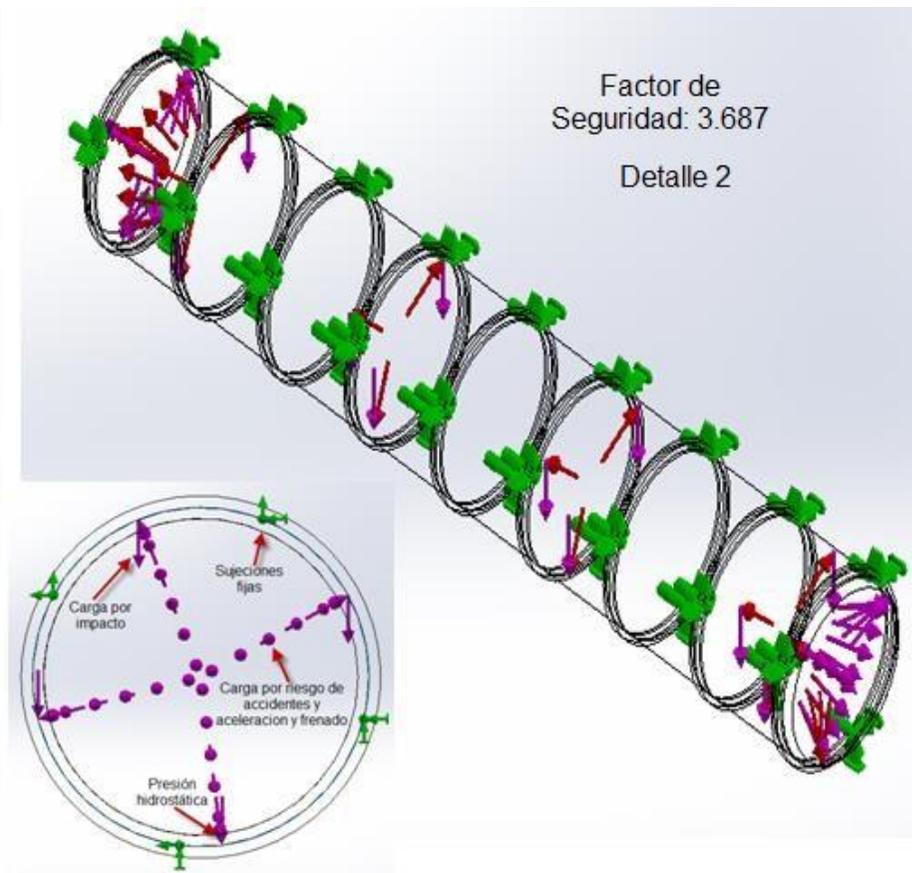
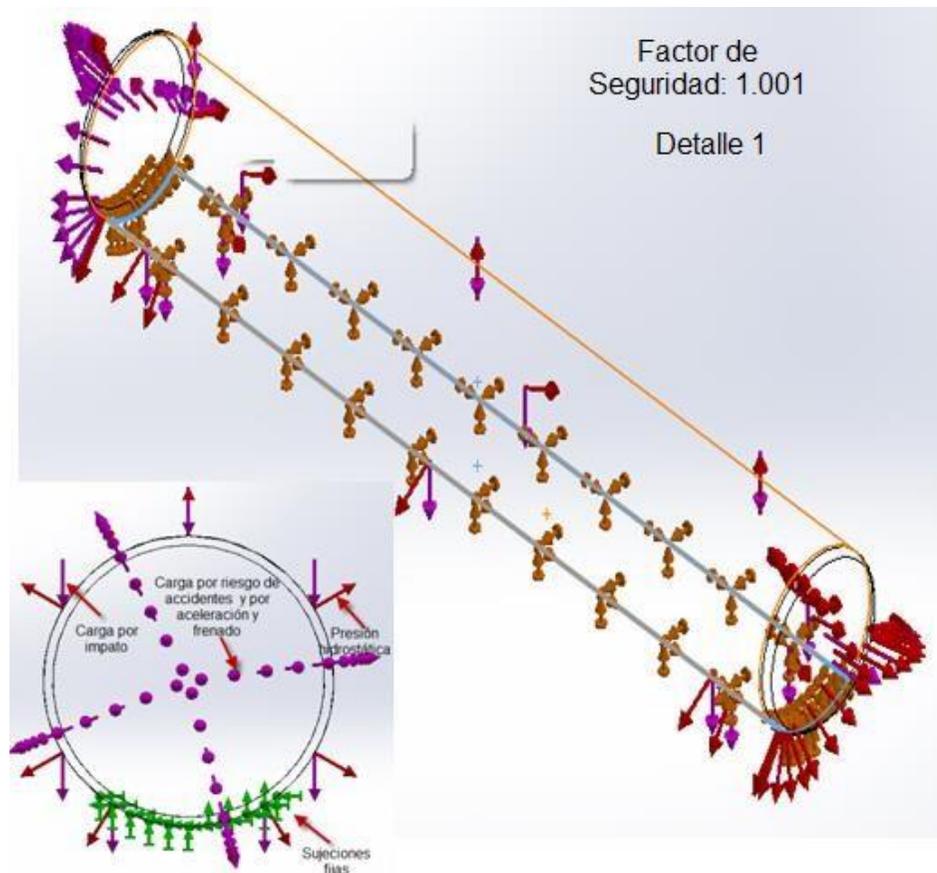


Figura 19. Comparación de aplicación de cargas. Fuente: (Propia)

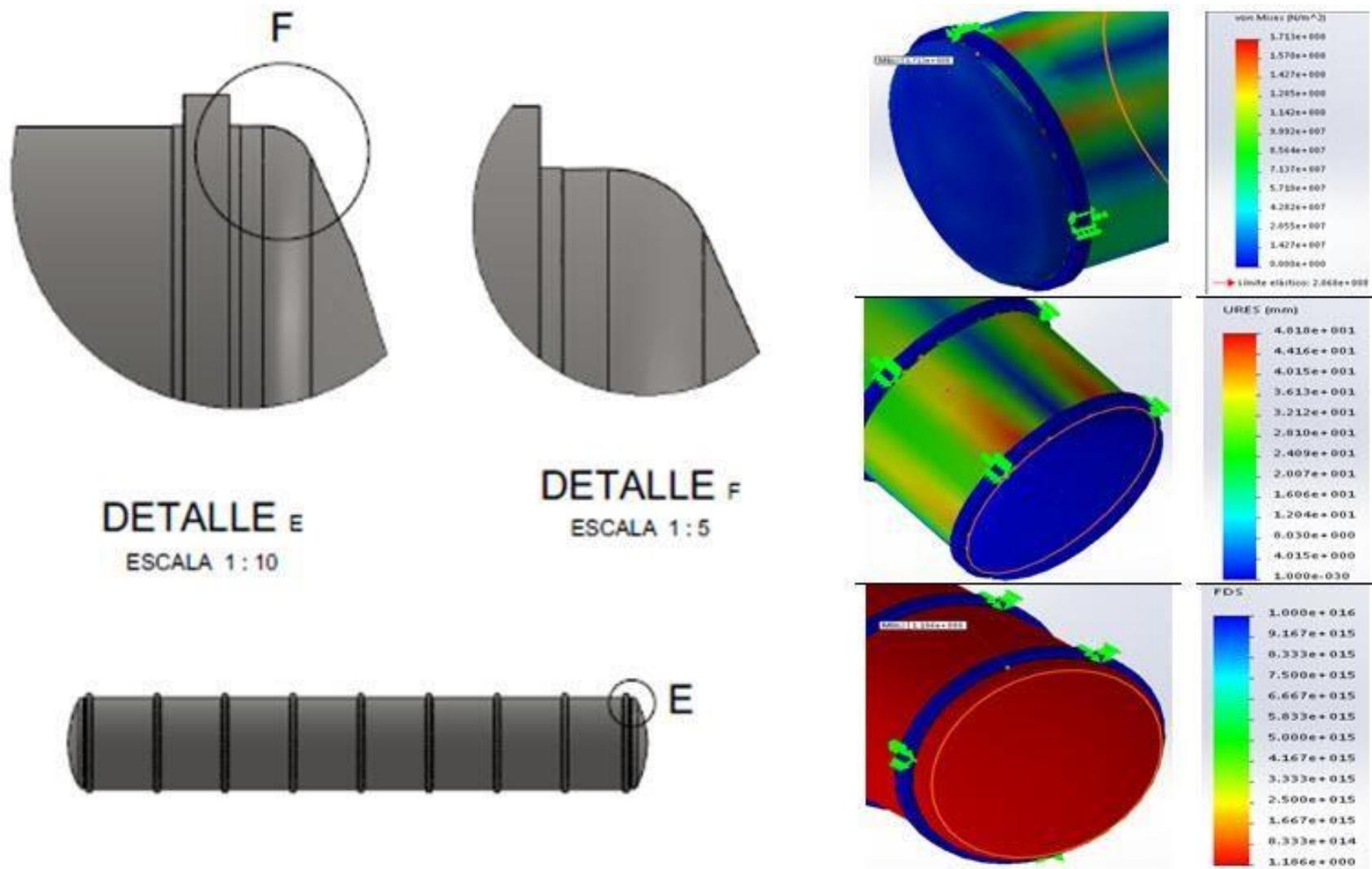


Figura 20. Detalle de análisis por elementos finitos caso 1. Fuente: (Propia)

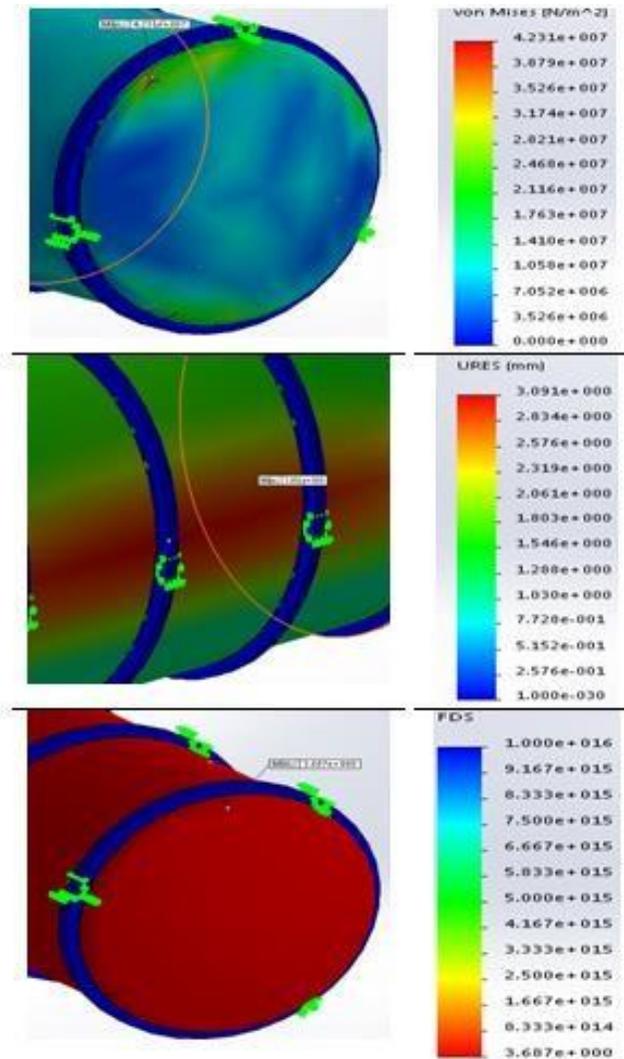
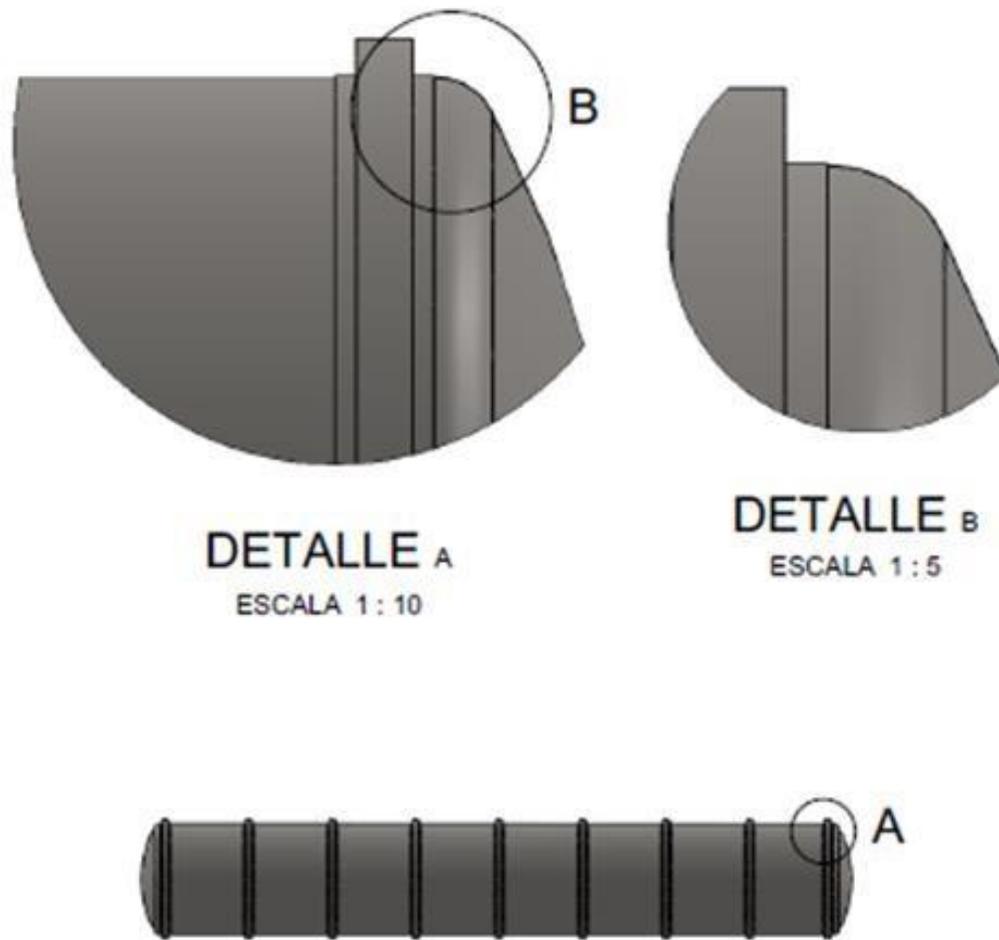


Figura 21. Detalle de análisis por elementos finitos caso 2. Fuente: (Propia)

### 3.13. DETERMINACION DEL ESPESOR DE AISLANTE TERMICO

Esta parte tuvo como objetivo obtener un espesor de aislante que cumpla con tres características: asegurar la conservación de la leche mediante un incremento controlado de la temperatura durante su viaje, mantener el costo lo menor posible y usar un espesor manipulable durante su instalación. Los tres puntos mencionados poseen una dependencia con diferentes variables tales como la temperatura del ambiente, el tiempo de transporte, la velocidad del vehículo, velocidad del aire y el espesor del aislante mismo.

La empresa contratante requiere que el producto no rebase los 4°C para evitar proliferación bacteriana. Al mismo tiempo se conoce que la leche sale de los centros de acopio a 3°C. Esto hace que el máximo incremento de temperatura de la leche se convierta en una restricción del tipo  $\Delta T \leq 1^\circ C$ , la cual definirá finalmente el espesor del aislante.

#### 3.13.1. Modelo matemático de transferencia de calor

Para predecir el espesor de aislamiento necesario recurriremos desarrollamos un modelo matemático que capture los parámetros más influyentes en la transferencia de calor a través de la pared compuesta metal-aislante. En la Figura 22 se muestra las variables más importantes para este modelo. Según sus siglas:

V: velocidad del vehículo (m/s)

Vv: velocidad del viento (m/s)

t: tiempo de transporte (s)

Tamb: Temperatura ambiente (°C)

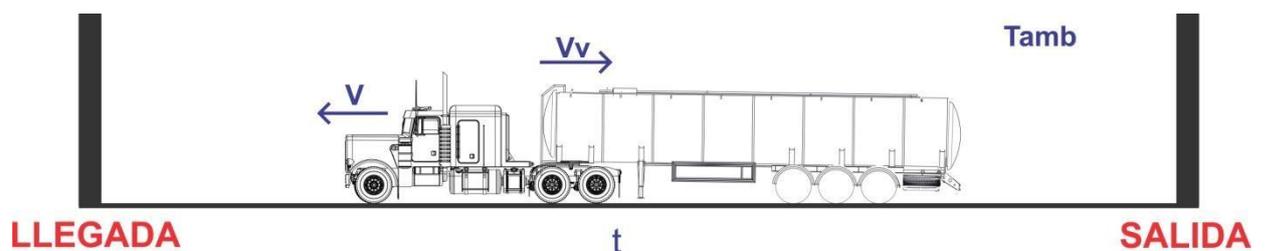


Figura 22: Variables que influyen en el transporte de la leche. Fuente: (propia)

### 3.13.2. Modelado del circuito térmico

La sección recta del tanque mostrada en la figura 23 está de acuerdo a la forma de fabricación estándar de las cisternas isotérmicas y cuenta con el espesor del tanque seguido del aislante y finalmente cubierto con la chaqueta de acero inoxidable para sostener el aislante.

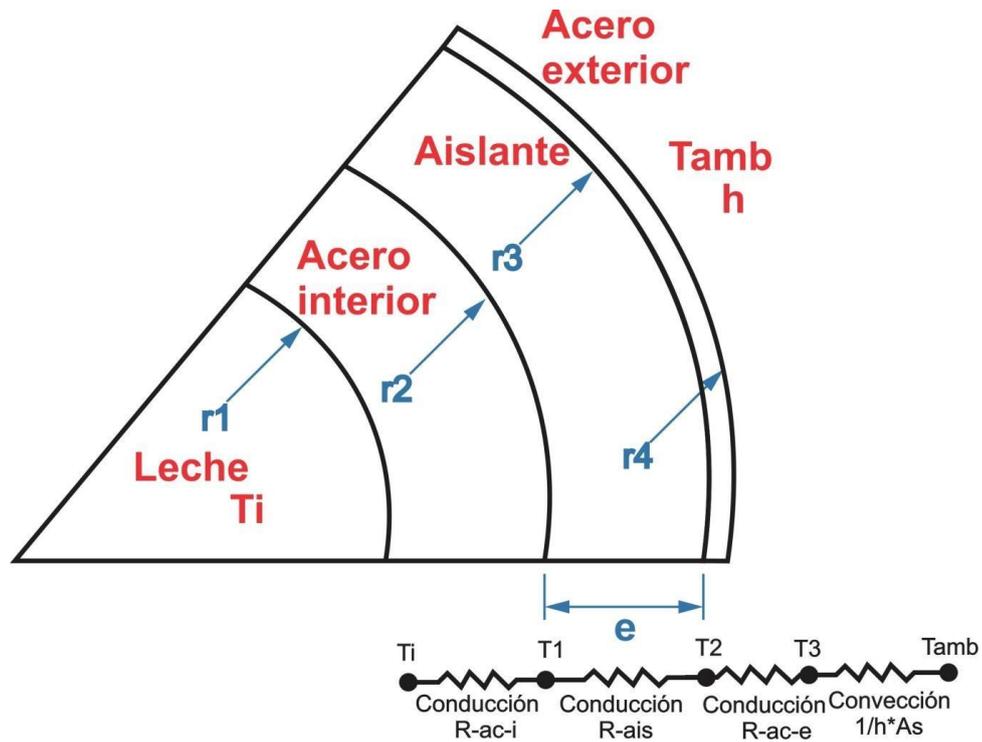


Figura 23: Sección parcial del tanque Isotérmico y circuito térmico. Fuente: (propia)

Donde:

$r_1$ : radio interno del tanque (m)  $r_2$ : radio

externo del tanque (m)  $r_3$ : radio del aislante

(m)  $r_4$ : radio de cubierta protectora del

aislante (m)  $e$ : espesor de aislante (m)

$R_{ac-i}$ : Resistencia térmica del acero interior (K/W)

$R_{ac-e}$ : Resistencia térmica del acero exterior (K/W)  $R_{ais}$ :

Resistencia térmica del aislante (K/W)  $h$ : coeficiente de

transferencia de calor del aire (W/m<sup>2</sup>K)

$A_s$ : Área externa del tanque (m<sup>2</sup>)

$T_i$ : Temperatura de la leche (°C)

$T_{amb}$ : Temperatura ambiente (°C)

$$r_3 = r_2 + e \dots (26)$$

$$r_4 = r_3 + 0.001 = r_2 + e + 0.001 \dots (27)$$

### 3.13.3. Calor ganado durante el transporte

Para hallar el espesor del aislante debemos saber cuál es el flujo de calor que gana la leche por el intercambio con el medio ambiente, para cumplir con las exigencias que nos propusimos, dicho calor lo podemos hallar con la fórmula:

$$Q_{int} = \frac{m * C_p * \Delta T}{t * 3600} \dots (28)$$

Donde:

$Q_{int}$ : Calor ganado internamente (W)

$m$ : Masa de leche (Kg)

$C_p$ : Poder calorífico de la leche (J/kg°C)

$t$ : Tiempo (h)

### 3.13.4. Flujo de calor en el circuito térmico

Debido a la dependencia en una gran cantidad de variables el tratamiento matemático sería prácticamente imposible o innecesariamente complejo. Por ello se buscó reducir estas dependencias en es especial usando temperaturas medias para el cálculo de constantes físicas tales como la viscosidad cinética, el número de Prandtl, densidad, calor específico y la conductividad térmica.

#### **Calculo de número de Reynolds**

El estudio se ha realizo en el caso más crítico, es decir con la cisterna en movimiento y con viento en contra del movimiento del vehículo. Para este caso se da que la transferencia de calor por convección es forzada.

$$Re = \frac{(V + 10) * D4}{\nu} = \frac{(V + 10) * 2(r2 + e + 0.001)}{\nu} \dots (29)$$

Donde:

Velocidad del viento máximo:  $10 \frac{m}{s}$

#### **Calculo de número de Nusselt**

Para llegar a conocer el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre la superficie del tanque, se requiere del número de Nusselt promedio en lo relativo al flujo del aire sobre un cilindro, se presenta la propuesta por Churchill y Bernstein:

$$0.62 * Re^{1/2} * Pr^{1/3} \quad Re \quad 5/8 \quad 4/5$$

$$Nu = 0.3 + \frac{1}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{1}{282000} \right) \right]$$

**Calculo del coeficiente de transferencia de calor**

Estimación del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire dependiendo de sus propiedades físicas y de la geometría del tanque isotérmico.

$$h = \frac{Nu * k}{L}$$

**3.13.5. Flujo de calor**

Debido a que la cisterna isotérmica se presenta múltiples capas, esto se puede manejar simplemente al sumar una resistencia adicional en serie por cada capa adicional debe sumar. El flujo de calor en el cilindro compuesto por tres capas, que se muestra en la figura N° 23, con convección en la zona exterior, se puede expresar como:

$$Q_t = \frac{T_{amb} - T_i}{R_{eq}}$$

Donde  $R_{eq}$  es la resistencia térmica total expresada como:

$$R_{eq} = R_{ac-i} + R_{ais} + R_{ac-e} + R_{conv}$$

$$R_{eq} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 * \pi * L * k_{ais}} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{1}{h * 2 * \pi * r_4 * L} \dots$$

(30)

ac

$T_{amb}$ : Temperatura ambiente (°C)

$T_i$ : Temperatura inicial de la leche (°C)

$k_{ac}$ : Conductividad térmica del acero (W/mK)

$k_{ais}$ : Conductividad térmica del aislante (W/mK)

Reemplazando (22) en (9):

Iguando (21) y (24):

$$Q_t = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_2 + e/r_2)}{2 * \pi * L * k_{ais}} + \frac{\ln(r_2 + e + 0.001/r_2 + e)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{1}{h * 2 * \pi * (r_2 + e + 0.001) * L} \dots (31)$$

$$Q_{int} = Q_t$$

$$\frac{m * cp * \Delta T}{t * 3600} = \frac{T_{amb} - T_i}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_2 + e/r_2)}{2 * \pi * L * k_{ais}} + \frac{\ln(r_2 + e + 0.001/r_2 + e)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{1}{h * 2 * \pi * (r_2 + e + 0.001) * L}}$$

$$\Delta T = \frac{(T_{amb} - T_i) * t * 3600}{\left[ \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_2 + e/r_2)}{2 * \pi * L * k_{ais}} + \frac{\ln(r_2 + e + 0.001/r_2 + e)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{1}{h * 2 * \pi * (r_2 + e + 0.001) * L} \right] * m * cp} \dots (32)$$

Reemplazando (4), (5) y (29) en (32) podemos obtener  $\Delta T = \Delta T(e)$ , es decir el incremento de temperatura de la leche durante el viaje en función del espesor de aislante a utilizar. Este reemplazo puede apreciarse en el Anexo C junto con la implementación del algoritmo numérico en Matlab. Este algoritmo permite graficar  $\Delta T = \Delta T(e)$  usando como parámetros el tiempo de transporte ( $t$ ), la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), temperatura inicial de la leche ( $T_i$ ) y la velocidad del vehículo ( $V$ ). Esto finalmente facilita el análisis gráfico para la optimización del aislante.

### **3.14. ESTIMACIÓN DEL ESPESOR DE PARED**

El cálculo manual del espesor de aislante de la cisterna (Anexo K) se programó en una Interface Gráfica de Usuario (GUI) dentro del paquete de aplicación de ingeniería MatLab® con la intención de realizar una primera aproximación de la geometría final de nuestro aislante. Asimismo, el resultado de este cálculo sirvió como validación de los valores brindados por la GUI. Este programa permite obtener el incremento de temperatura y el espesor de aislante ingresando el diámetro interno y externo de la cisterna, longitud de la cisterna, volumen de leche, conductividad térmica del aislante, temperatura inicial de la leche, temperatura ambiente, velocidad del vehículo, y tiempos de transporte. En la Figura No 24 se muestra esta interface con los datos finalmente optimizados.

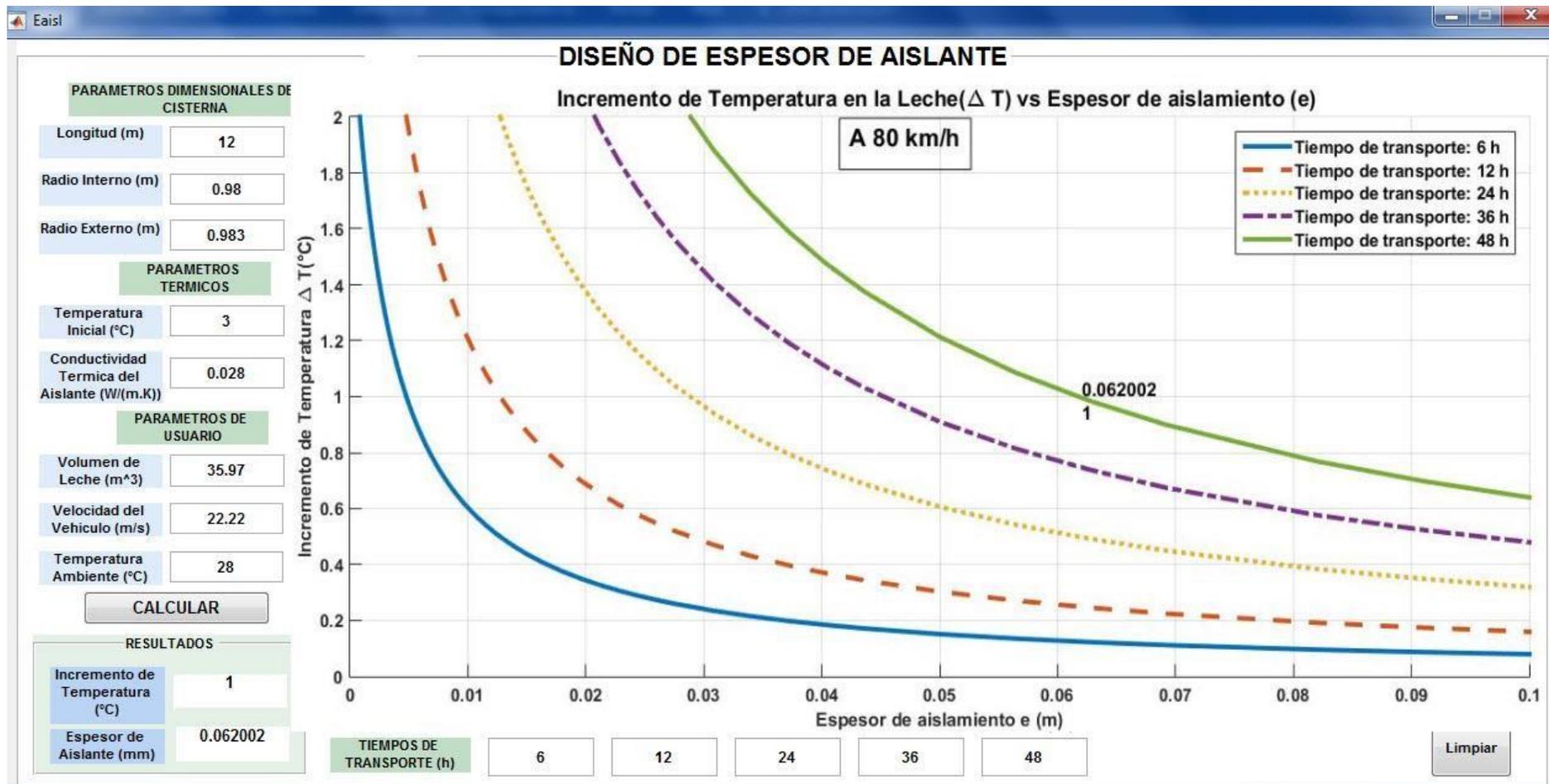


Figura 24. GUI MatLab® para cálculo y optimización de espesor de aislante. Fuente: (Propia)

### 3.15. ANÁLISIS GRAFICO PARA OPTIMIZACIÓN DE AISLANTE

Como se mencionó, se codificó en software comercial MatLab® (Anexo K). Este programa permitió visualizar la dependencia del incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) durante el viaje respecto al espesor de aislante usado ( $e$ ), de la velocidad del vehículo ( $V$ ) y el tiempo de transporte ( $t$ ).

Se realizaron cálculos y gráficas paramétricas usando como parámetros la velocidad del vehículo ( $V$ ) y el tiempo de transporte ( $t$ ). En las Figuras No 25 hasta 28 se puede apreciar la variación de temperatura ( $\Delta T$ ) durante el viaje.

El criterio de selección de espesor de aislante óptimo fue el obtener un incremento de temperatura no mayor a  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  y espesor manejable durante la instalación. El dato de temperatura proviene del hecho de que la leche sale del centro de acopio a  $3^{\circ}\text{C}$  y que mientras la temperatura no rebasa los  $4^{\circ}\text{C}$  el crecimiento bacteriano es despreciable como puede apreciarse en la figura No. 1 (Gosta Bylund, 1996). El tiempo de transporte considerado fue tomado como 48 horas (requerimiento de la empresa).

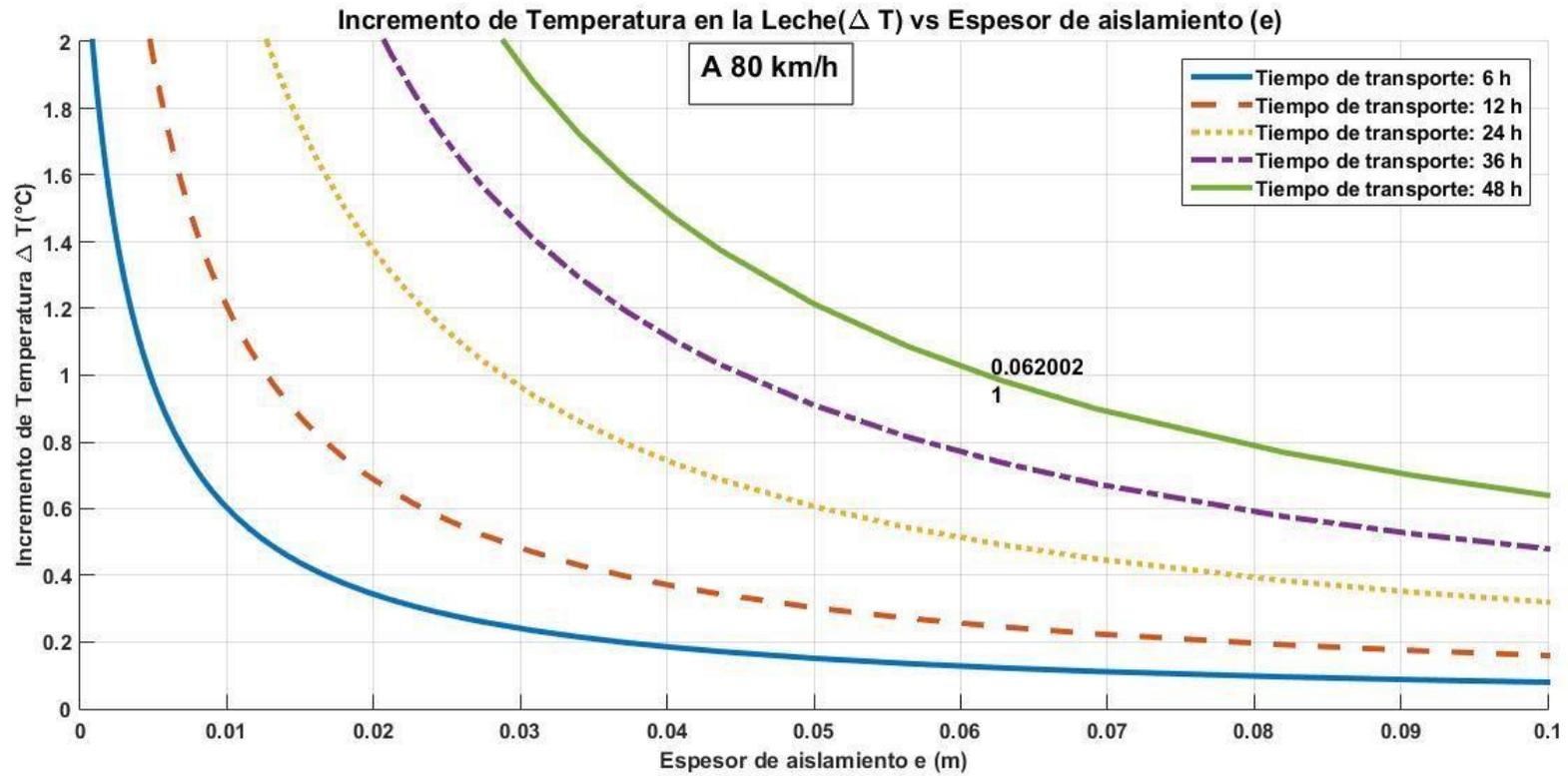


Figura 25. Dependencia del incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) respecto del espesor de aislamiento a 80 km/h y tiempo de transporte de 6, 12, 24, 36, y 48 horas. Fuente: (Propia)

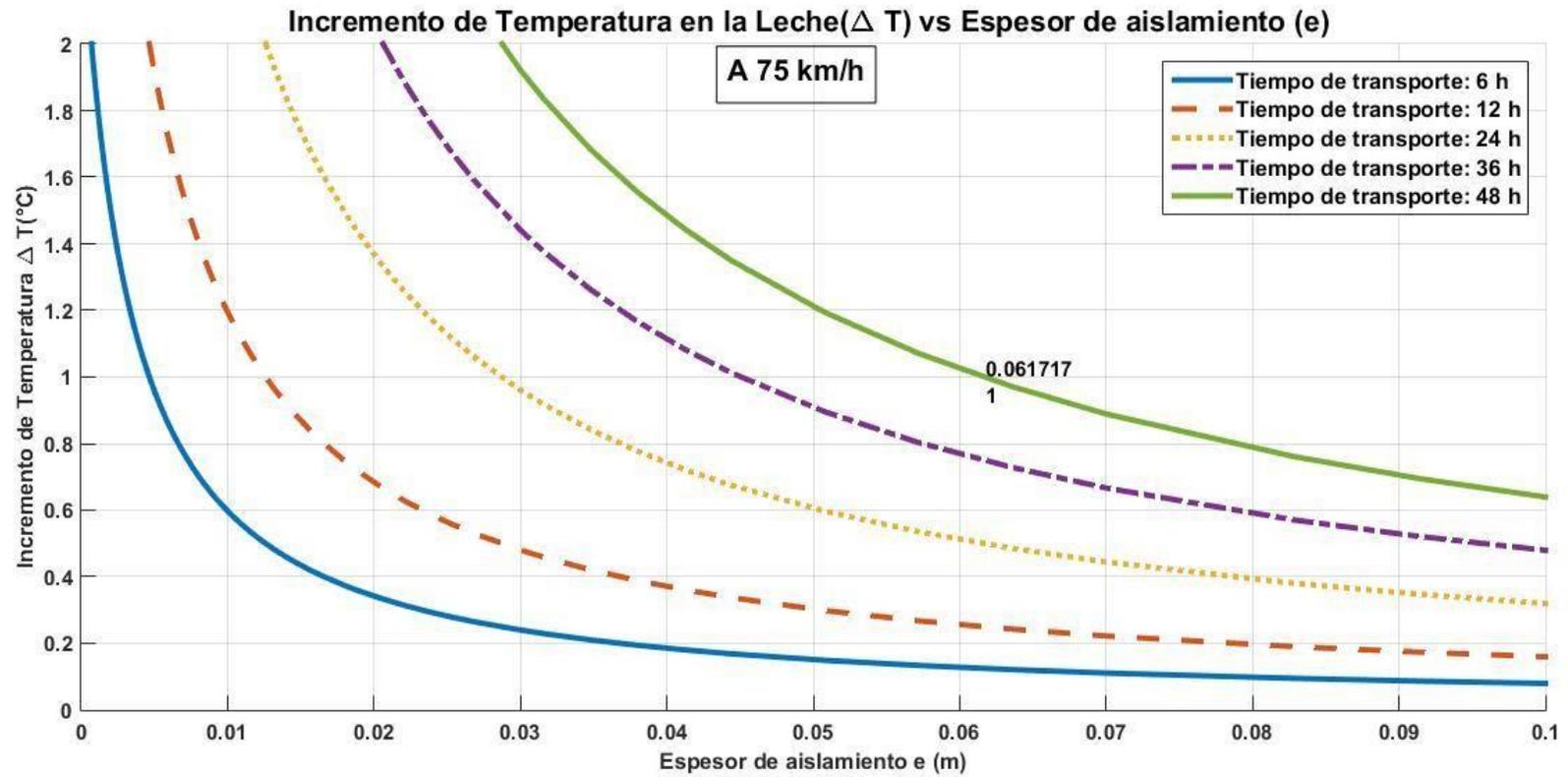


Figura 26. Dependencia del incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) respecto del espesor de aislamiento a 75 km/h y tiempo de transporte de 6, 12, 24, 36, y 48 horas. Fuente: (Propia)

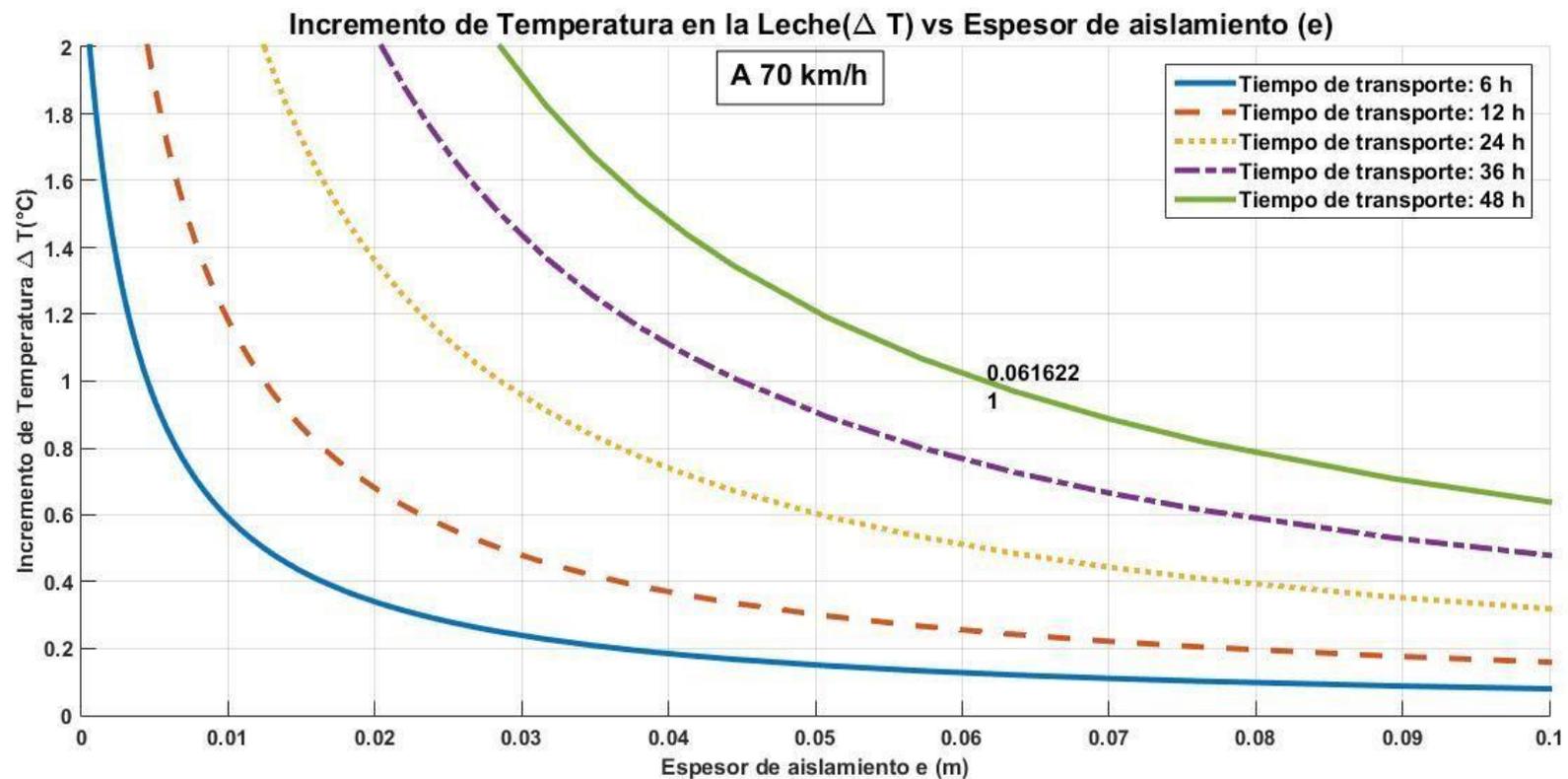


Figura 27. Dependencia del incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) respecto del espesor de aislamiento a 70 km/h y tiempo de transporte de 6, 12, 24, 36, y 48 horas. Fuente: (Propia)

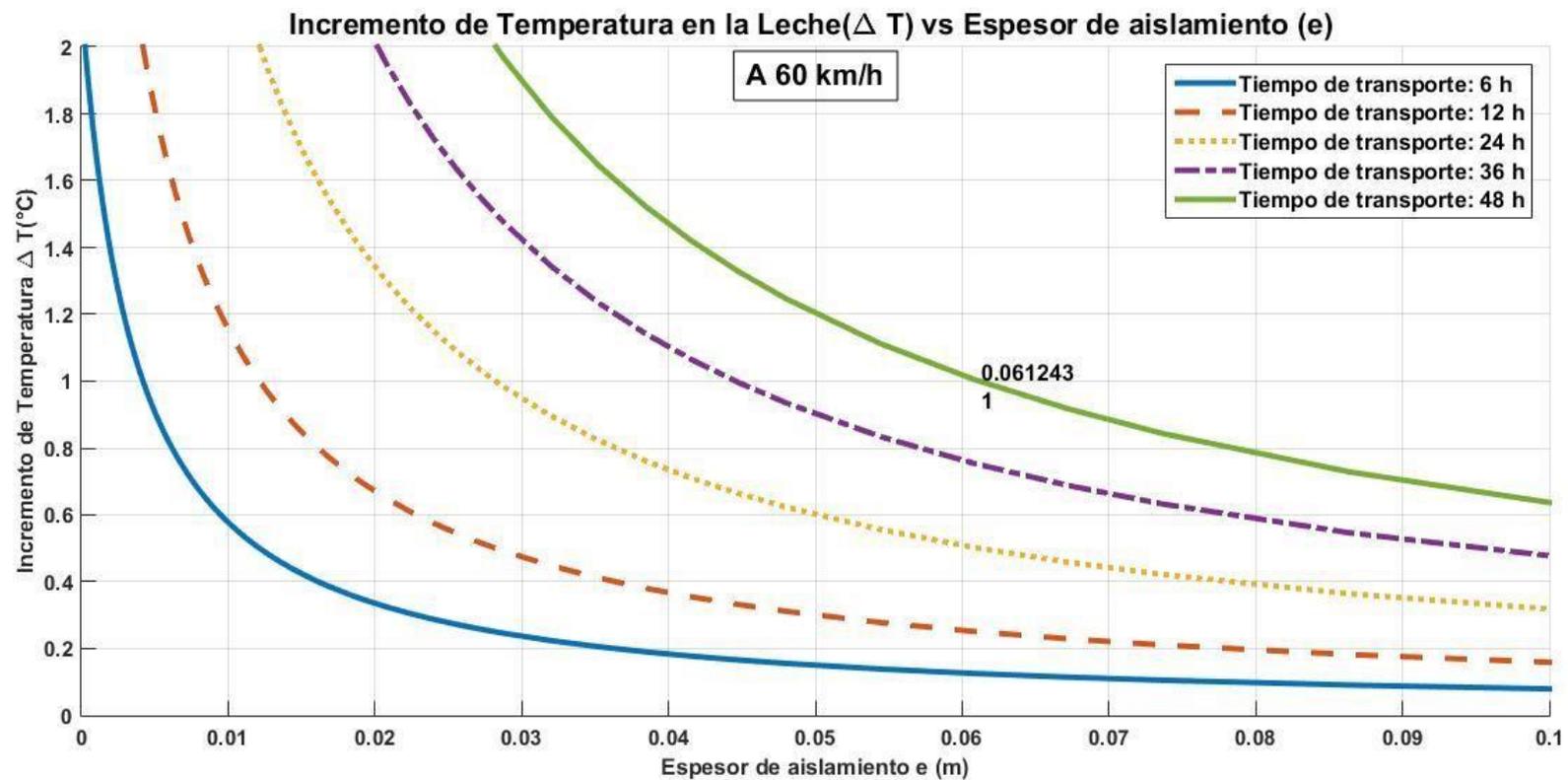


Figura 28. Dependencia del incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) respecto del espesor de aislamiento a 60 km/h y tiempo de transporte de 6, 12, 24, 36, y 48 horas. Fuente: (Propia)

De todas las gráficas anteriores se puede observar que el incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) se reduce con el espesor de aislante como era lógico de esperar. Esto es un indicador de la validez de nuestro modelo. Del mismo modo, a medida que el tiempo de transporte se incrementa el incremento de temperatura se hace mayor. Finalmente, una mayor velocidad de transporte hace subir el valor del incremento de temperatura debido a un incremento de la transferencia de calor por convección, comportamiento también esperable pero ahora cuantificado mediante un modelo físico-matemático. Una vez validado el modelo nos concentramos en el caso de la mayor velocidad (80 km/h) y el mayor tiempo de transporte (48 horas). Usando el criterio de reproducción bacteriana podemos apreciar que el límite para no rebasar los 4°C considerando una temperatura de partida de 3°C sería para un espesor de aislante de 62.002 mm. Entonces se optará por un aislamiento de 70 mm. Este espesor de 7 cm es manipulable durante la instalación y se encuentra disponible comercialmente a un precio razonable.

### 3.16. ANALISIS ECONOMICO

#### 3.16.1. Costos de inversión

Los costos para la fabricación de la cisterna isotérmica de 9500 galones con tapas tori-esféricas y cuerpo cilíndrico, fueron basados en la base de datos de la empresa CONSERMET S.A.C. Todos los datos de costos se muestran en las tablas 20, 21, 22, 23 y 24

Tabla 20. Costos estructurales. Fuente: (CONSERMET S.A.C.)

<b>ESTRUCTURA DE TANQUE</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNIT.</b>	<b>SUB TOTAL \$</b>
Plch AISI 304 / inox /3mm	9	832.05	7488.45
Bobina AISI 304 1 mm	0.3	5792.5	1737.75

	Total:	9226.2
--	--------	--------

Tabla 21. Costos de consumibles. Fuente: (CONSERMET S.A.C.)

<b>CONSUMIBLES:</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNIT.</b>	<b>SUB TOTAL \$</b>
Argon btl de 10 m3	10	87,54	875,4
Cabecal para antorcha tic	4	40,95	163,8
Soldadura tig fil 199 3/32"	5	68,19	340,95
Porta tugsteno 3/32"	10	2,5	25
Porta ceramico 3/32"	10	3	30
Tobera ceramica	10	2,5	25
Tugsteno thoriado 3/32"	30	3,3	99
Disco de corte de 4 1/2" para inox de 1/16"	150	4,28	642
Disco de corte de 4 1/2" para inox de 1/8"	30	3,33	99,9
Disco de desbaste de 4 1/2" para inox de 1/8"	50	4,11	205,5
Disco flat g-60	40	4,44	177,6
Disco flat g-80	50	4,44	222
Disco flat g-120	40	4,44	177,6
Rueda flat g-80	20	15,36	307,2
Rueda flat g-150	5	20,48	102,4
Escobilla inox 4 1/2"	2	26,69	53,38
		Total:	3546.73

Tabla 22. Costos de tapas y rompeolas. Fuente: (CONSERMET S.A.C.)

<b>TAPAS BOMBEADAS.</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO PARCIAL \$</b>	<b>SUBTOTAL</b>
Acero inox	7	1650.52	11553.64
De fibra de vidrio	2	1200	2400
		Total:	13953.64

Tabla 23. Costos de habilitado, soldadura e inyectado de poliuretano. Fuente:

(CONSERMET S.A.C.)

<b>HABILITADO PLASMA Y DOBLADO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNIT.</b>	<b>SUBTOTAL</b>
Total	1	482.3	482.3
<b>SOLDADURA</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNIT.</b>	<b>SUBTOTAL</b>
Mano de obra	1	3322.1	3322.1
<b>INYECTADO DE POLIURETANO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNIT.</b>	<b>SUBTOTAL</b>
Mano de obra (incluye poliuretano)	1	2985.6	2985.6
		Total:	6790

Tabla 24. Costos totales. Fuente: (Propia)

<b>DESCRIPCION</b>	<b>COSTO \$</b>
Ingeniería de diseño	2500
Costos estructurales	9226.2
Costos de consumibles	3546.73
Costos de tapas y rompeolas	13953.64
Costos de habilitado, soldadura e inyectado de poliuretano	6790
Sub-total	36016.57
IGV (18%)	6482.98
Total	42499.55

### 3.16.2. Análisis de ganancia por transporte de leche

Tabla 25. Ganancias por transporte de leche mensual. Fuente: (Propia)

	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD</b>
Carga útil transportada	Kg	36966.88
Costo de transporte por tonelada de leche	US\$/TM	30.43
Costo de transporte de leche	US\$	1124.9
Duración de viaje	Días	2
Viajes mensuales	Viajes	8
Costo de transporte de leche por mes	US\$/mes	8999.2

### 3.16.3. Calculo del valor actual neto (VAN) y de la tasa interna de retorno

(TIR)

Tabla 26. Flujo de fondos, VAN y TIR. Fuente: (Propia)

	<b>FLUJO DE FONDOS</b>
inversión	-42499.55
Mes 1	8999.2
Mes 2	8999.2
Mes 3	8999.2
Mes 4	8999.2
Mes 5	8999.2
Mes 6	8999.2
Tasa de interés (mensual)	3.85 %
<b>VAN</b>	4906.73
<b>TIR</b>	7%

### 3.16.4. Periodo de retorno de inversión (ROI)

$$ROI = \frac{\text{Unidad neta o ganancia obtenida}}{\text{Inversion}} * 100 \dots (33)$$

Reemplazando:

$$ROI = \frac{8999.2}{42499.55} * 100$$

$$ROI = 21.17 \%$$

Entonces se puede afirmar que la inversión tuvo una rentabilidad del 21.17 % mensual, el tiempo aproximado del retorno de la inversión es en 6 meses.

# **CAPITULO 4:**

# **DISCUSION**

## CAPITULO 4: DISCUSION

### 4.1. DIMENSIONES, FORMA Y MATERIAL DE LA CISTERNA Y SUS ACCESORIOS

#### 4.1.1. Dimensiones generales

las dimensiones finales de la cisterna isotermaica estan dentro de los rangos dados por el ministerio de transporte y comunicaciones (MTC) según el Anexo D. En la siguiente figura N° 29 se muestran las medidas calculadas anteriormente. En la tabla 27 se hace la comparacion entre las medidas calculadas y los limites estipulados por el MTC.

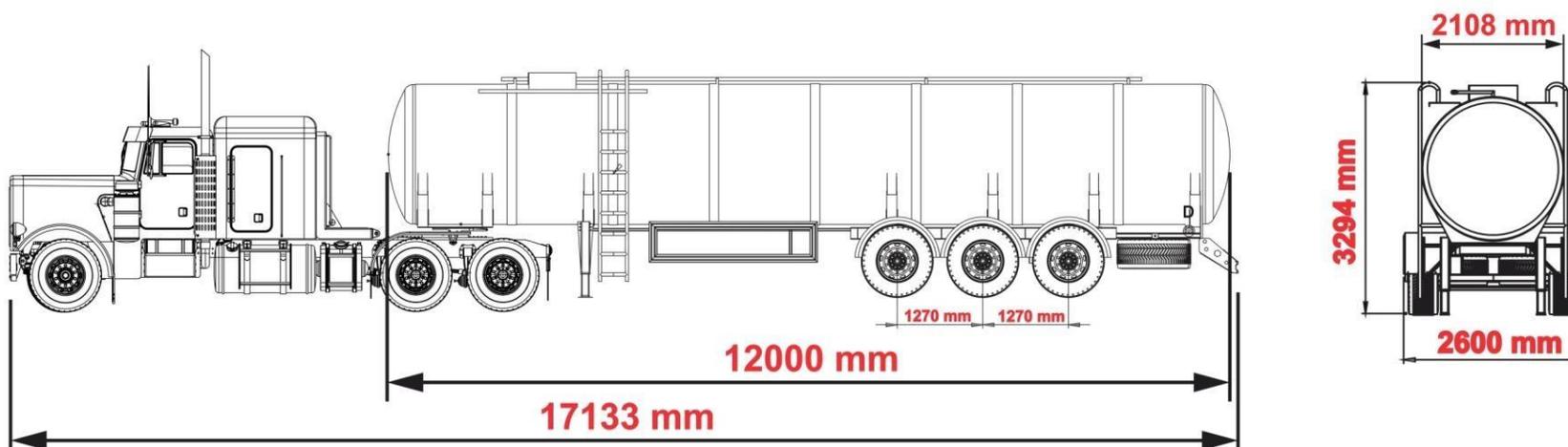


Figura 29. Dimensiones de la cisterna. Fuente: (Propia)



Tabla 27. Comparaciones de dimensiones. Fuente: (Propia)

VARIABLES ESTUDIADAS	RESULTADOS DE CALCULO	NORMA DS No.058 – 2003 MTC
Categoría	-----	O <sub>4</sub>
Configuración Vehicular	----	T3S3
Longitud máxima total	17.133 m	20.5 m
Ancho máximo	2.6 m	2.6 m
Altura máxima	3.294 m	4.3 m
Longitud de semirremolque	12 m	14.68 m
Diámetro exterior	2.108 m	----
Diámetro interior	1.96 m	----

#### 4.1.2. Dimensiones de las tapas

Se selecciono la tapa cilindrica toriesferica referencia F13 tipo FLANGED & DISHED ver Anexo H, el dimensionamiento en las tapas esta sujeta a la norma ASME Boiler and Pressure Vessel Code (Sección I y VIII)

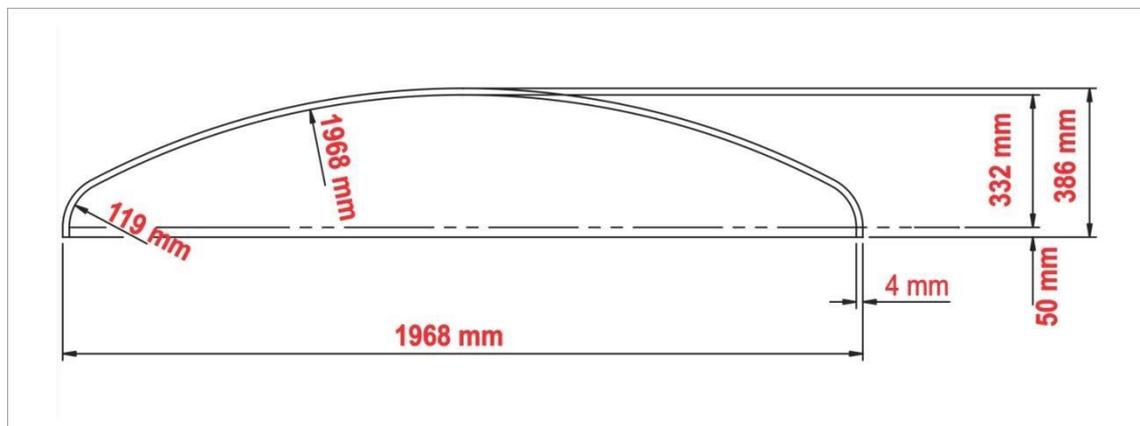


Figura 30. Dimensiones de las tapas. Fuente: (Propia)

#### 4.1.3. Dimensiones de los anillos de refuerzos

El tipo de anillo externo (omegas) de sección transversal tipo perfil canal, de material plancha de acero inoxidable AISI 304 2B, los cálculos se realizaron con

las especificaciones del manual de recipientes a presión de Eugene F. Megyesy. El diámetro interno de los anillos es de 1.966 m. En la figura N° 31 se presentan todas sus medidas.

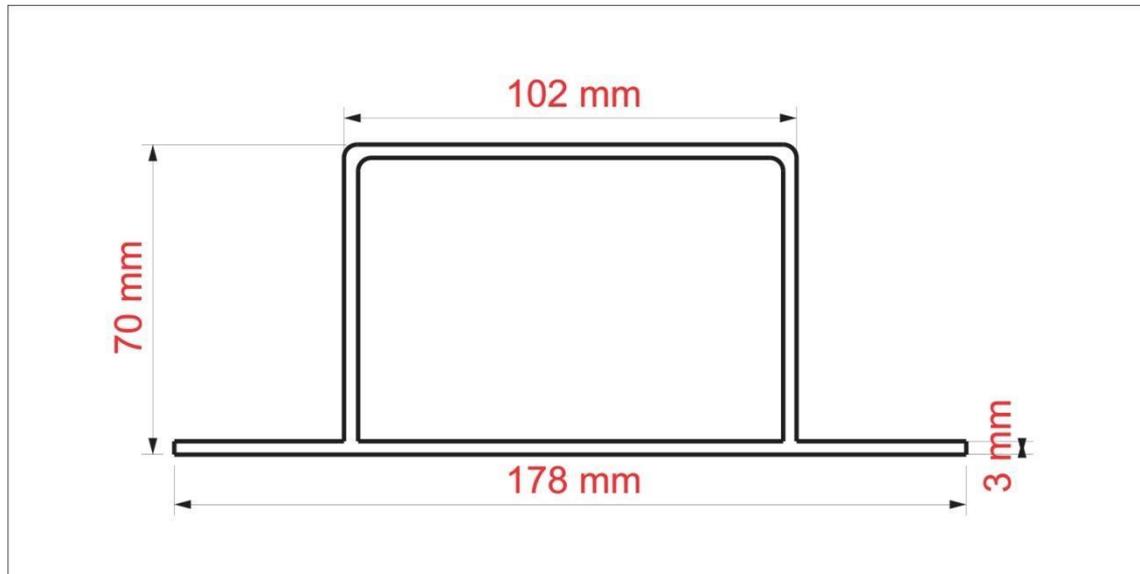


Figura 31. Sección transversal del anillo de refuerzo. Fuente: (Propia)

#### 4.2. FACTORES DE SEGURIDAD PARA LA ESTRUCTURA DEL TANQUE

Los espesores óptimos calculados mediante la GUI MatLab® (3 mm para el cuerpo y 4 mm para las tapas) antes explicada son menores que los calculados en los antecedentes investigados; pero se debe a que los líquidos transportados (combustibles) tienen una gran cantidad de desventajas en comparación con nuestro caso estas son: altamente peligrosos (altamente inflamables), los combustibles generan vapores lo que genera sobre presión en el tanque, el material para su construcción es acero estructural A36 y se siguen el código DOT.

### 4.3. FACTOR DE SEGURIDAD UNION SOLDADA

Según bibliografía el criterio de Gerber en fatiga es el método más conveniente, sin embargo, también el método de Goodman es muy utilizado; pero de los antecedentes estudiados y por experiencias previas en cisternas es mayormente utilizado el criterio de Soderberg, este es utilizado en materiales dúctiles, recomendado por ser una base de cálculo moderada y proporcionar una estimación más conservadora del factor de seguridad. El factor de seguridad calculado ( $FS = 4.63$ ) supera al coeficiente de seguridad global de nuestra estructura, asegurando la eficiencia en las uniones soldadas.

### 4.4. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

Para el análisis por elementos finitos, se utilizaron los anillos de refuerzos como restricciones, se aplicaron al cuerpo del tanque una presión hidrostática: 19714.06 Pa y la carga por impacto: 90396.7 N. Para las tapas también se usó la presión hidrostática, la carga por riesgo de accidentes: 15070.5 N y la carga por aceleración y frenado: 3632.36 N. Gracias a utilizar el método de formulación de desplazamientos de elementos finitos se logró calcular los esfuerzos de Von Mises (42.31 MPa máximo se presenta las tapas), desplazamientos (3.09135 mm máximo se presenta en el cuerpo) y factores de seguridad (3.68 mínimo se presenta en las tapas) los que son mostrados en la figura 33.

Se dibujó siguiendo las especificaciones graficas calculadas anteriormente. Tomando el espesor de 3 mm para el cuerpo y los anillos de refuerzo y 4 mm para las tapas y los rompeolas. Se procedió a usar el mallado tipo SHELL para superficies. Se seleccionó mallado estándar como se muestra en la figura N° 32

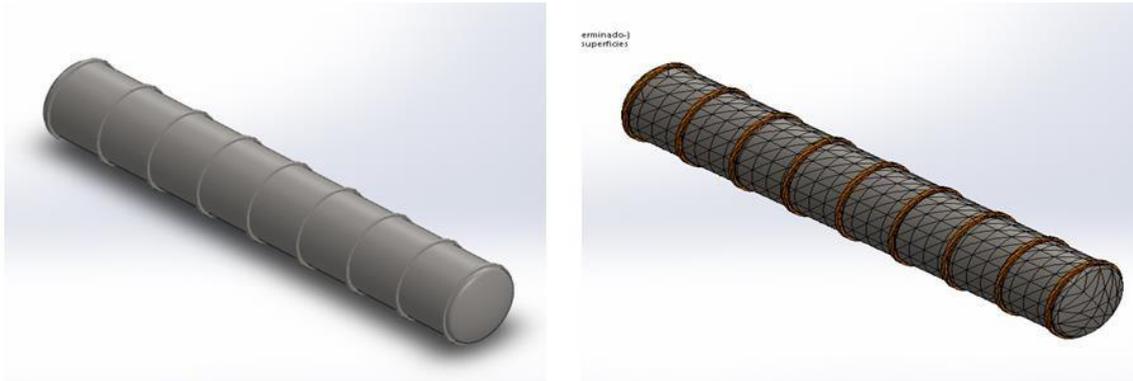


Figura 32. Modelo y mallado en Solidworks®. Fuente: (Propia)

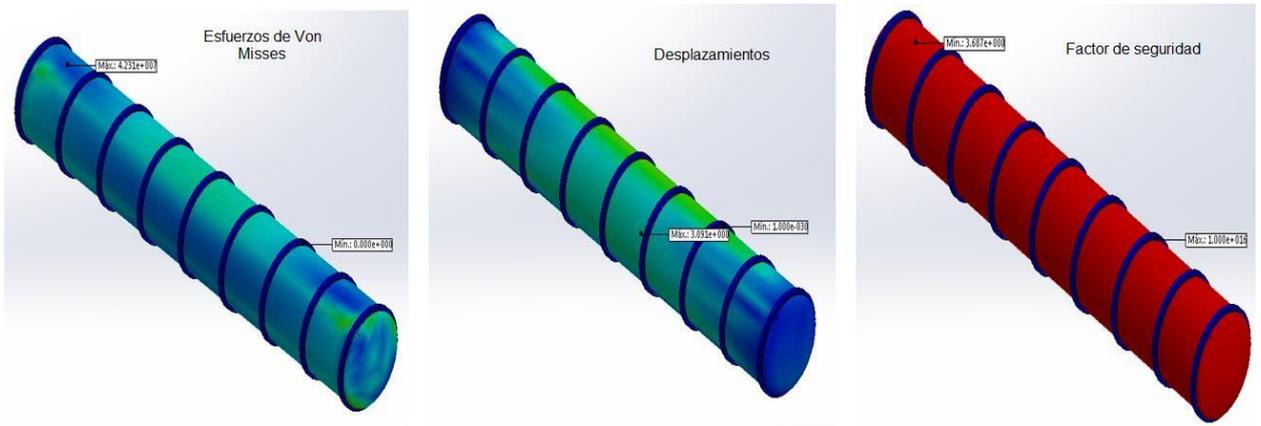


Figura 33. Resultados Solidworks®. Fuente: (Propia)

#### 4.5. ESPESOR DE AISLANTE

Para seleccionar el espesor de aislante se toma como variación de temperatura 1 °C y tiempo máximo de transporte de leche 48 horas, con estos parámetros fijos se observa en la figura N° 34 que al incrementarse la velocidad del vehículo también se incrementa el espesor de aislante. En la tabla N° 28 se marca con rojo la opción más conveniente para el caso estudiado.

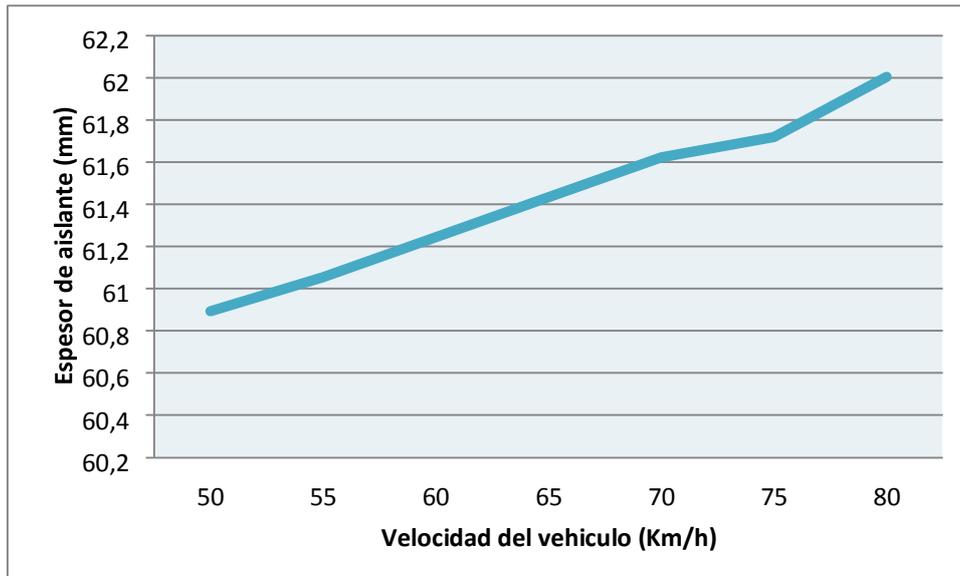


Figura 34. Incremento de espesor de aislante vs velocidad del vehículo. Fuente: (Propia)

Tabla 28. Resultados de espesores. Fuente: (Propia)

VELOCIDAD DEL VEHICULO (Km/h)	VELOCIDAD DEL VEHICULO (m/s)	ESPESOR DE AISLANTE
50 Km/h	13.88 m/s	60,893 mm
55 Km/h	15.28 m/s	61,053 mm
60 Km/h	16.67 m/s	61,243 mm
65 Km/h	18.06 m/s	61,433 mm
70 Km/h	19.44 m/s	61,622 mm
75 Km/h	20.83 m/s	61,717 mm
<b>80 Km/h</b>	<b>22.22 m/s</b>	<b>62,002 mm</b>

## CAPITULO 5:

# CONCLUSIONES

## CAPITULO 5: CONCLUSIONES

Los resultados de este trabajo de tesis nos llevan a concluir que:

1. La cisterna isotérmica cilíndrico circular con tapas toriesféricas presenta mayores ventajas en cuanto a mantenimiento, facilidad de operación y fabricación frente a los otros 3 tipos de cisternas considerados inicialmente, además de satisfacer las necesidades requeridas de la empresa y los códigos de diseños establecidos.
2. El cálculo manual inicial de los espesores de pared (Toroide: 4mm y Cilindro: 3 mm) para la cisterna isotérmica no solamente aseguraron unos factores de seguridad adecuados (Toroide: 4.16 y Cilindro: 5.4), sino que brindaron los valores iniciales para la simulación por elementos finitos en su ulterior optimización.

3. El análisis por elementos finitos (Solidworks®) permitió diseñar adecuadamente la unión entre el cuerpo cilíndrico y la tapa toriesferica además de brindar una opción muy versátil para acercar las solicitaciones de carga a la realidad manteniendo al mismo tiempo un adecuado factor de seguridad (Toroide: 3.68 y Cilindro:  $\approx 3.68$  a 8.33).
  
4. El estudio paramétrico (MatLab®) de la variación de la temperatura respecto del espesor de aislante con los parámetros de velocidad del vehículo y tiempo de transporte, mostro ser una herramienta muy poderosa para la obtención de un espesor de aislamiento optimo (70 mm) en costo y facilidad de manipulación. La influencia de estos parámetros que podía inferirse aun en forma intuitiva pudo expresarse en forma cuantitativa siguiendo adecuado rigor matemático.
  
5. Se concluye que el proyecto es rentable dado que el VAN es positivo (4906.73) con periodo de retorno 6 meses, además el TIR (7%) es mayor que la tasa de interés bancaria (3.85%) lo que demuestra que la inversión es atractiva. Del ROI (21.17%) se refuerza la idea de una buena rentabilidad económica.

## **CAPITULO 6:**

# RECOMENDACIONES

## CAPITULO 6: RECOMENDACIONES

- Realizar propuestas y selecciones acerca de la forma óptima de los rompeolas, es decir, que sean más livianas, facilidad de montaje, facilidad de mantenimiento, facilidad de fabricación y con bajos costos.
- Ampliar este trabajo anexándolo al diseño del chasis remolque que contendrá a la cisterna isotérmica.
- Investigar nuevos materiales estructurales que se puedan utilizar en las cisternas, cumpliendo con las normativas de diseño y que cumplir con las condiciones sanitarias.
- Buscar un aislante alternativo que pueda satisfacer las necesidades requeridas y con costos inferiores.

- Se recomienda corroborar los resultados teóricos realizados en el cálculo del espesor del aislante con datos experimentales, para a través de las variaciones realizar un algoritmo y acercar nuestros resultados más a la realidad.

## **CAPITULO 7: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS**

## CAPITULO 7: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. FAO. Leche y productos lácteos [en línea]. <http://www.fao.org/agriculture/dairy-gateway/leche-y-productoslacteos/es/#.V5ixJPnhDcc>. [Consulta:3 de abril de 2016].
2. CENTRUM. Reporte Financiero Burkenroad Perú – Gloria S.A. [en línea]. [http://centrum.pucp.edu.pe/adjunto/upload/publicacion/archivo/mbag\\_tc18\\_grupo\\_3\\_gloria\\_sa.pdf](http://centrum.pucp.edu.pe/adjunto/upload/publicacion/archivo/mbag_tc18_grupo_3_gloria_sa.pdf)
3. SALAZAR BOTTA, Oscar. Diseño y Construcción de un camión cisterna de 1500 galones para el cuerpo de bomberos del D.M. de Quito bajo norma N.F.P.A 1901, desarrollado en la empresa industrias Clavec CIA. LTDA. Trabajo de titulación (Ingeniero Mecánico). Sangolquí, Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, 2009.
4. GARZÓN CONDO Marcelo. Diseño de un tanque sobre chasis-cama alta acoplable a cabezales de transporte pesado para el traslado de combustibles líquidos. Trabajo de titulación (Ingeniero Mecánico). Quito, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, 2006.
5. ENRÍQUEZ SÁNCHEZ, Andrés y SALVADOR RUMAZO, Francisco. Diseño y Construcción de un tanque para crudo de 13000 litros, con chasis. Trabajo de titulación (Ingeniero Automotriz). Latacunga, Ecuador:

- Universidad de las Fuerzas Armadas, Departamento de Energía y Mecánica, 2014.
6. CHUNGATA JUCA, Kleber. Diseño de un Auto tanque 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. Trabajo de titulación (Ingeniero Mecánico). Cuenca, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2014.
  7. GÖSTA BYLUND, M. Manual de Industrias Lácteas. López Gómez, Antonio (trad.), Madrid Vicente, Antonio (trad.). Madrid, España: Tetra Pak, 1996. 436 p. ISBN: 84-87440-90-8
  8. RODRÍGUEZ ÁLVAREZ, Milton Patricio y VERA AGUILERA, Diego Wladimir. Diseño y Construcción de un tanque de 800 litros de capacidad con sistema automático de refrigeración para almacenamiento de leche cruda en la hacienda la alborada ubicada en la provincia del Carchi. Trabajo de titulación (Ingeniero Mecatrónica). Sandolquí, Ecuador: Universidad de las Fuerzas Armadas, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, 2014.
  9. Code of Federal Regulations (Estados Unidos). General design and construction requirements applicable to specification DOT 406 (178.346), DOT 407 (178.347), and DOT 412 (178.348) cargo tank motor vehicles. Washington, DC. 2011.
  10. MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES. Clasificación Vehicular y Estandarización de Características Registrables Vehiculares. Directiva N° 002-2006-MTC/15. Lima
  11. *Boletín Oficial del Estado*. Ministerio de Asuntos Exteriores y de Cooperación. Madrid, 2003. ISSN: 0212-033X
  12. MOTT, Robert L. Resistencia de Materiales. Cruz Castillo, Luis (Edit.); Gutiérrez Hernández, Bernardino (Edit. De desarrollo); García Guzmán, Juan (Supervisor de producción). 5ª. Ed. México: Pearson Educación, 2009. 792p. ISBN: 978-607-442-047-0

13. MEGYESY, Eugene F. Manual de Recipientes a Presión. García Díaz, Rafael (trad.); Ávila Espinoza, Rubén (Revisión). 1ª. Ed. México: Editorial Limusa, 1992. 482p. ISBN: 968-18-1985-3
14. LEON ESTRADA, Juan Manuel. Diseño y Calculo de Recipientes a Presión. 1ª. Ed. México. Ingeniería León. 170p.
15. ASM International. Metals Handbook Desk Edition, Joseph R. Davis (Edit). 2ª. Ed. ASM International Handbook Committee, 1998. 2571p. ISBN: 9780-87170-654-6
16. CENGEL, Yunus A. Transferencia de Calor y Masa. Roig, Pablo (Edit.). 4ª. Ed. México: Mcgraw-hill/Interamericana Editores, 2011. 922p. ISBN: 978-607-15-0540-8
17. HOLMAN, J. P. Transferencia de Calor. Pérez Grande, Isabel (trad.); Sánchez Sánchez, Antonio (Revisión técnica). 8ª. Ed. España: Mcgrawhill/Interamericana España ,1998. 484p. ISBN: 84-481-2040-X
18. SINGH, R. Paul. Introduction to Food Engineering. 4ª. Ed. Inglaterra: Elsevier Inc., 2009. 841p. ISBN: 978-0-12-370900-4.
19. MINISTERIO DE SALUD DEL PERÚ. Tablas Peruanas de Composición de alimentos. Centro Nacional de alimentación y nutrición instituto nacional de salud. Lima, 2009. ISBN: 978-9972-857-73-7.

## ANEXOS

## **ANEXO A: CODIGO DE PRÁCTICA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE TANQUES COLECTORES DE LECHE**

### **A.1 INTRODUCCIÓN**

A raíz de un informe sobre "El aumento de los costos de recolección de leche", presentado por el Sr. Li Hurd de Canadá, a la reunión de la Comisión C en septiembre de 1975, el Comité Permanente de la Comisión B decidió incluir en su programa de trabajo el tema: "La evolución de equipos y vehículos de transporte de leche". Se consideró que el primer paso para la resolución de este tema era producir un proyecto de cuestionario. Dicho proyecto fue producido marzo 1976 por el Sr. CH Lawrence, Jefe del Departamento Técnico granel Colección de la Junta de Comercialización de la leche en el Reino Unido y fue considerado y modificado por la Comisión B en su reunión de Quebec (Canadá), en octubre de 1976 El cuestionario modificado fue emitida a los comités nacionales en enero de 1977 (cuestionario 677 / B) ya la luz de las respuestas, un primer "Código de Prácticas para el Diseño y Construcción de tanques colectores de leche" se presentó (informe B-Doc 63) a Comisión B en las Sesiones de la FID en París en junio de 1978. A continuación, este proyecto de Código fue presentado a los comités nacionales para comentarios (cuestionario 179 / B) y el Sr. Lawrence produjo sobre esta base una revisión del Código (informe B-Doc 74), que fue ampliamente debatido por la Comisión B en septiembre de 1979 (Montreux Sesiones) cuando también se decidió que el Código B-Doc 74 debe publicarse en el Boletín IDF y debe estar sujetos a cambios a ser introducidos por el autor a la luz de la discusión en Montreux.

Esto se hizo a principios de 1980 después de la correspondencia entre el autor y la Secretaría General.

En el preámbulo del cuestionario de 1977, el Sr. Lawrence hizo las siguientes declaraciones:

Las cisternas de recolección de Ex Granja han progresado desde estas primeras improvisaciones a los tanques de presión construidos actualmente que a menudo incorporan complejos equipos para la carga / descarga, medición y muestreo de la leche.

A diferencia del tanque de la granja donde el diseño ha sido dictado principalmente por organizaciones estrechamente asociados con la industria láctea y con sus intereses en el corazón, la cisterna ha evolucionado para tener en cuenta otras limitaciones, a menudo impuesta en el motor del vehículo de diseño, por ejemplo, legislación relativa a los pesos cargados, equipos y métodos de operación. Frecuentes considerable ingenio se ha aplicado en la búsqueda del compromiso más eficaz sobre los requisitos en conflicto. Siempre el objetivo ha sido minimizar los costes de recaudación.

Debido a una variedad de factores aplicables en diferentes partes del mundo, el diseño de la cisterna ha evolucionado en diferentes maneras como hacer la mejor de las condiciones locales. Por ejemplo, las combinaciones de remolques barran de tracción se utiliza a menudo en Europa y Escandinavia, mientras que los EE.UU. tienen un predominio de las cisternas de recolección de granja articulados. Por otro lado, suspensión de cuatro ruedas se utilizan para la recolección ex granja casi exclusivamente en el Reino Unido.

Con esta diversidad de diseño el vehículo parece valioso para los países de la FID, para intercambiar información sobre el diseño y tipos de cisternas operados en cada país. De esta manera se espera que todas las ideas innovadoras que parecen beneficiosos se pongan en conocimiento de las partes interesadas antes de lo que de otro modo podría ser el caso. Se espera del siguiente cuestionario que actúe como un catalizador para un intercambio continuo de información.

Este Código, que refleja la práctica actual como se indica a partir de las respuestas a los cuestionarios 2 aborda sólo los camiones cisterna.

Cabe señalar respecto a esto que una encuesta entre los Comités Nacionales demostró que no había un gran interés en hacer una encuesta sobre los vagones cisterna.

En nombre de IBF la Secretaría General desea expresar agradecimiento al Sr. CH Lawrence por su destacada labor y sus denodados esfuerzos en el desarrollo del presente Código.

La Secretaría General

12 1980

## **A.2 CÓDIGO DE PRÁCTICAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CISTERNA DE RECOLECCIÓN DE LECHE**

### 1 ALCANCE

Este Código de Prácticas está destinado a proporcionar orientación sobre el diseño y construcción de cisternas de recolección de leche. Tiene en cuenta la práctica actual en muchos países como indican las respuestas al Cuestionario FDI 677/8 se resume en la B-Doc 57: 1977.

### 2. INFORMACIÓN GENERAL

#### 2.1 Tipo de Vehículo

Los principales factores que influyen en la elección del tipo de vehículo son:

- (i) La legislación nacional que afecta a la construcción y el uso de camiones cisterna de recolección de leche.
- (ii) El terreno sobre el cual el vehículo funcionará, por ejemplo, superficie de la carretera, gradientes, convirtiendo los requisitos de espacio, ancho de la carretera, la altura libre, carga máxima admisible del eje en los puentes.
- (iii) La economía de funcionamiento tipos particulares por ejemplo costes de mantenimiento de un tipo particular pueden ser sustancialmente mayor que otra.

## 2.2 Condiciones ambientales

(a) Cuando haya temperaturas extremas, alta humedad o altos niveles de polvo son susceptibles de ser encontrado con frecuencia en servicio, estas condiciones deben ser considerados en el diseño general del vehículo, en particular en lo que respecta a la prevención de la contaminación de la leche y para asegurar razonables condiciones para el conductor / operador.

## 2.3 Capacidad del tanque

(a) En general, las cisternas de recolección de leche deben estar diseñados para soportar la carga máxima permitida para el tipo de vehículo. El peso bruto del vehículo no debe exceder de la máxima especificada por el fabricante del chasis o de la permitida por la legislación nacional la que sea menor.

(b) Puede que sea necesario cuando es difícil el terreno o el acceso a las fincas, las cisternas que operan por debajo de su máximo permitido peso bruto.

(c) Cuando otros productos tales como leche o elementos separados, tales como latas de leche son a que llevaba en la cisterna, el peso de estos artículos y cualquier equipo adicional requerido deben tenerse en cuenta al determinar la capacidad de los tanques cisterna.

(d) Se recomienda que la capacidad de carga, es decir la diferencia entre la capacidad bruta y neta, no debe ser mayor de 2% así se evitará que la sobrecarga bruta del vehículo

## 2.4 Tanques refrigerados

En general no es necesario dotar a los tanques cisterna de leche con equipos de refrigeración.

### 3. TANQUES CISTERNAS

#### 3.1 Materiales

El cuerpo del tanque debe ser construido de acero inoxidable de grado 304 u otro acero similar, de grosor adecuado y reforzadas con anillos de refuerzo como sea necesario. Ellos deben tener una sección transversal circular o elíptica o cualquier otra forma que se limpie fácilmente y debe ser construido para resistir sin deformación permanente todo el estrés esperado en servicio debido a la presión interna o vacío que ocurre durante la carga, descarga o procedimiento de limpieza, el movimiento de la carga y las tensiones transmitidas desde el chasis del vehículo. Cuando un tanque está diseñado para la presión interna o por vacío, el espesor de los extremos puede ser mayor que el espesor del cuerpo del tanque.

Nota. - Las aleaciones de aluminio se han utilizado para los camiones cisternas a presión. De las calidades adecuadas son: SIC, NS3, NS4, NS8 (BS 1470) o NS51 (BS 4300/8). El usuario debe tener en cuenta los aspectos económicos de la utilización de estas cisternas (dos primeros y mantenimiento costos}. La atención es también al hecho de que la solución de soda cáustica no debe ser utilizada para la limpieza de estas cisternas. Con referencia aquí a la publicación de la FID en Corrosión (Documento 127 7 par. 2.1.4 página 9).

#### 3.2 Provisión de compartimientos

Tanques compartimentados pueden ser construidos ya sea mediante el uso de un divisor en forma de plato o mediante el uso de tanques individuales del tamaño adecuado unido por un anillo de manguito soldado y contenida en una envoltura exterior.

### 3.3 Los deflectores

Deflectores internos pueden ser proporcionados para minimizar aumento o para evitar la formación de espuma de leche. Tales deflectores no deben impedir la total limpieza y deben ser provistos de aberturas adecuadas para dar fácil acceso a todas las partes del interior del recipiente tanque.

### 3.4 radios internos

Todos los radios internos en el tanque cisterna debe ser tal para facilitar la limpieza fácil. Se recomienda un mínimo de 35 mm.

### 3.5 Acabado Superficial

Todas las superficies en contacto con la leche deben estar libres de grietas y hendiduras. El acabado de la superficie debe ser tal que minimiza la adherencia de la leche o sus constituyentes. Se recomienda que la rugosidad superficial  $R_a \leq 1,0 \mu\text{m}$ , donde  $R_a$  se define en la norma ISO / R468.

### 3.6 Entrada Hombre

Cada compartimiento del tanque debe estar provisto de una entrada de hombre que debe ser no menos de 450 mm de diámetro. Esto se debe colocar en la parte superior del tanque y estar equipado con una tapa con bisagras que debe ser sujeta con pernos articulados.

### 3.7 Respiraderos en la entrada hombre

Cada tapa de entrada hombre debe estar equipado con válvulas de alivio de presión-vacío adecuadas para el diseño del tanque cisterna. Especial atención se debe prestar a proporcionar ventilación adecuada durante los procedimientos

de limpieza en el lugar. Se pueden proporcionar Guardapolvos para la entrada hombre, si es necesario, pero no deben impedir el funcionamiento satisfactorio de los respiraderos en las entradas hombres previstos.

### 3.8 Descarga

Cada compartimiento del tanque debe estar provisto de una toma de corriente que permite que el compartimiento del tanque se drene completamente cuando la cisterna esta parada sobre una superficie plana. Cada salida debe estar equipado con una válvula conectora normal del tipo grifo: alternativas satisfactorias son válvulas de mariposa o de diafragma. El tamaño debe ser adecuado para la tubería en uso.

### 3.9 Aislamiento térmico

En la mayoría de los casos los tanques a presión deben ser aisladas térmicamente. El aislamiento debe tener una eficacia no menor que la proporcionada por el corcho de 50 mm de espesor. Espumas de plástico y esteras de fibra son alternativas adecuadas.

El aislamiento térmico deberá protegerse de la intemperie por un revestimiento adecuado. Acero inoxidable, aluminio y vidrio reforzado lámina de plástico son materiales adecuados. Especial atención se debe prestar para evitar la entrada de agua en el aislamiento en los puntos donde las hojas de revestimiento se unen y, particularmente donde se une la entrada hombre.

### 3.10 Montaje

El tanque debe estar provisto de soportes para permitir la fijación del recipiente de depósito al chasis del vehículo.

Los soportes no deben causar carga localizada en el tanque a presión de tal manera que la deformación permanente del tanque no dé lugar a cargas puntuales inaceptables en el bastidor de chasis del vehículo. Se debe dar especial atención al diseño de los soportes del tanque de los vehículos ya que

estarán sometidos a las condiciones del camino. El montaje del tanque deberá tener una pendiente para permitir drenaje cuando el vehículo este parado en un terreno llano.

## EQUIPO 4. TANQUE

### 4.1 Tuberías

La tubería de los tanques a presión de leche es normalmente de diámetro de 63,5 o 51 mm nominal y de acero inoxidable. Cuanto más elevada sea la carga / descarga de mayores diámetros deberán ser necesarias las tuberías. Las tuberías debe ser accesorios de tipo sanitario y unidos por soldadura y diseñado para la limpieza efectiva en el lugar.

### 4.2 Limpieza dentro del tanque

Los tanques a presión deben estar equipados con efectivos C.I.P., spray heads que estén de forma: instalado permanente o que se pueden conectar fácilmente a la tubería inmediatamente antes de su uso. El equipo utilizado debe ser adecuado tanto soluciones alcalinas como ácidos a temperaturas de al menos 80 ° C. Mangueras, válvulas, medidores de flujo y el resto del equipo en contacto con la leche, se incluirán en el circuito de flujo del C.I.P.

### 4.3 El acceso a la entrada hombre:

Se deberá proporcionar acceso para subir a la entrada hombre del tanque por medio de escaleras conectados de forma permanente. El diseño y la ubicación de las escaleras deberán tener debidamente en cuenta la seguridad del usuario.

### 4.4 Equipo de carga

Cuando se utilicen bombas para llenar el recipiente del tanque de leche, deben estar hechas de un material adecuado para el contacto con la leche y de capacidad que cumplan con las tasas de flujo adecuadas que se requieren en

las condiciones de aspiración y de descarga. La instalación de la bomba debe ser fácil de limpiar.

Si se utiliza un sistema de carga por vacío, se proveerán medios para evitar desbordamiento accidental de la leche en la bomba de vacío. El equipo debe estar dimensionado para adaptarse a la capacidad de carga.

El sistema de carga puede ser alimentado por el motor del vehículo a través de una toma de fuerza, el sistema eléctrico del vehículo o de la red eléctrica. En el caso de este último, se debería prestar especial atención a la protección del operador contra descargas eléctricas.

Las bombas deben ser protegidas de la intemperie por caja en un alojamiento adecuado. Esto debería permitir la facilidad de acceso a la bomba y sus controles de operación, mantenimiento y limpieza. El diseño de la carcasa debe ser tal que si hay un derrame accidental de la leche puede ser fácilmente tratado y la carcasa se mantendrá en una condición higiénica. Las bombas de vacío deben estar encerradas en una carcasa apropiada de fácil de operación y mantenimiento.

#### 4.5 Los medidores de flujo

Si es necesario, un medidor de flujo y su equipo asociado se pueden instalar en el tanque cisterna, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante y / o los requisitos de la legislación nacional. Debe estar protegido contra riesgos ambientales. Debido a esto se debe dar facilidad de acceso para cualquier mantenimiento necesario. Los requisitos de precisión es un asunto para que el usuario determine teniendo en cuenta la legislación nacional vigente. Una tolerancia de  $\pm 0,5\%$  es a menudo aceptable.

#### 4.6 Equipo de muestreo y transporte de la muestra

Si es necesario, equipos para la toma de muestras de leche puede estar instalado en el tanque cisterna de acuerdo con las recomendaciones del fabricante. Debe estar protegido contra riesgos ambientales, según sea necesario.

Se debe tener en cuenta la facilidad de acceso para el mantenimiento necesario. Cuando se toman muestras de leche, se proveerán medios para mantener la muestra en un estado satisfactorio hasta que se entrega a la lechería. Esto normalmente toma la forma de una caja aislada preferiblemente con enfriamiento por bolsa de hielo o algún otro medio de mantener una temperatura baja dentro de la caja.

#### 4.7 Mangueras

Los tanques colectores de Leche deben contar con una manguera flexible para la conexión al tanque de granja o, con un tubo de inmersión adecuado, para el vaciado de las latas de leche. La manguera debe estar hecha de material de calidad alimentaria (goma endulzada o material sintético adecuado). La longitud y el ajuste extremo libre deben adaptarse a las condiciones de funcionamiento. Generalmente Las mangueras deben encontrarse de una medida.

### 5. CHASIS

#### Introducción

La selección de chasis, remolques y tren de rodaje depende de los factores indicados en 2.1.

#### 5.1 Combustible

En general, los motores diésel son preferibles en vista de su mejor eficiencia térmica. No obstante, cuando las circunstancias lo exijan lo contrario, la gasolina es una alternativa aceptable.

#### 5.2 relación peso potencia

Se recomienda que una relación peso potencia de no menos de 6 kilovatios / t (8 CV / tonelada) se utiliza.

### 5.3 Equipamiento de Toma fuerza

Cuando una bomba u otro equipo va a ser accionado por el motor del vehículo, la transmisión intermedia debe ser adecuado para las cargas involucradas. En general, los motores de los vehículos cisterna pueden suministrar energía mayor a la requerida por el equipo de transferencia de leche. El sistema de transmisión debe ser tal que cumpla con los requisitos de carga, la velocidad de la bomba de leche o de vacío pueden ser satisfechas por las características de baja velocidad del motor del vehículo, para de reducir al mínimo los costes de funcionamiento y mantenimiento.

Sistemas de transmisión adecuados pueden ser ya sea mecánico o hidráulico.

Cuando la bomba de leche o de vacío es impulsada desde el sistema eléctrico del vehículo, deberá indicarse la salida del generador adecuado y capacidad de la batería. Esto debería tener en cuenta el kilometraje diario sobre el que volver a la carga del sistema puede tener lugar y la carga eléctrica máxima del otro equipo (cabeza-luces, motor de arranque, limpia parabrisas, etc.). Todos los cables utilizados en el circuito de motor de la bomba de leche o de vacío deben ser tales que la caída de tensión entre la batería del vehículo y el motor de la bomba no debe ser mayor de 0,5 voltios bajo condiciones de plena carga.

### 5.4 Escape Frenos / retardadores

Si se podrán instalar los frenos o retardadores de escape requeridos. Deben estar equipados, mantenidos y operados de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

### Suspensión 5.5 Vehículo

El sistema de suspensión del vehículo debe ser adecuado para las condiciones previstas. Muelles multi-hoja, suspensión neumática o suspensión de caucho se utilizan comúnmente. Cuando las condiciones lo exijan, se debe prestar especial atención a la amortiguación de la suspensión.

## 5.6 Remolques

Remolques articulados normalmente deben ser acoplados a la unidad de tractor por medio de un acoplamiento de quinta rueda.

Siempre que sea posible la posición de la quinta rueda del vehículo tractor debe ajustarse en función de la altura desde el suelo y la posición relativa a los centros de los ejes con los estándares que operan en el país de uso.

Tren de rodaje del remolque debe ser adecuado para las cargas que se impongan. Cuando se proporcionan, las piernas de aterrizaje deben colocarse para que apoyen el tanque de carga desacoplado en una posición estable sin su carga nominal que se superen y no ensucian el vehículo tractor cuando este se acopla y se volvió a los 90 ° al tanque principal,

Remolques de ejes deben estar equipados con una plataforma giratoria adecuada. En general, el uso de un tipo automático de acoplamiento es preferible.

## ANEXO B: MEDIDAS DE PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE

3

ASTM A240 / ASME SA240  
PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE (SHEETS AND PLATES)

Acabado	Grado	Espesor (mm)	1219mm X 2438mm (4' x 8')	1500mm X 3000mm	1524mm X 3048mm (5' x 10')	1500mm X 6000mm	1524mm X 6096mm (5' x 20')	1800mm X 6000mm
NO. 1	304/304 L	3.0 - 50.0	*	*	*	*	*	
	316/316 L	4.5 - 50.0	*	*	*	*	*	
	310 S	3.0 - 25.0	*	*	*	*	*	
	253MA	6.0 - 20.0	*	*	*	*	*	
	DUPLEX 2204S	6.0 - 32.0					*	*
410B (CROMOARD®)	3.0 - 12.0				*	*		
2B	304/304 L	201	0.4 - 3.0	*				
		0.6 - 0.5	*					
		0.6	*	*	*			
		0.7	*					
		0.8 - 2.5	*	*	*			
	316/316 L	3.0 - 6.0	*	*	*	*	*	
		0.4 - 0.9	*					
		1.0	*	*	*			
		1.2	*					
		1.5 - 2.5	*	*	*			
		3.0 - 6.0	*	*	*	*	*	
430	0.4 - 3.0	*						
BA	430	0.4 - 2.0	*					
		0.4 - 0.6	*					
BA-PVC	430	0.8	*					
NA-PVC	201	0.5 - 1.5	*					
		0.4 - 0.7	*					
	304/304 L	0.8 - 2.0	*	*	*			
		0.4 - 0.9	*					
	430	1.0 - 1.2	*	*	*			
1.5 - 2.0		*						

\* Otras dimensiones a pedido

\* Aplicaciones según grado en página 18-19

## Anexo C: ECUACION PARA CÁLCULO DE ESPESOR DE AISLANTE

$$(T_{amb} - T_i) * t * 3600$$

$$\Delta T = \frac{\quad}{\quad}$$

$$\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_2 + e/r_2)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{\ln(r_2 + e + 0.001/r_2 + e)}{2 * \pi * L * k_{ac}} + \frac{1}{0.3 + \frac{0.62 * \left(\frac{(V + 10) * 2(r_2 + e + 0.001)}{v}\right)^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right)^{\frac{1}{4}}} * \left[ \frac{\left(\frac{(V + 10) * 2(r_2 + e + 0.001)}{v}\right)^{\frac{5}{8}}}{282000} \right]^{\frac{4}{5}}} * 1 + \left(\frac{v}{282000}\right)^{\frac{4}{5}}} * 2 * \pi * (r_2 + e + 0.001) * L} \quad m \quad cp^* \quad *$$

$k$

$L$

[

(

)

]

**ANEXO D: REGLAMENTO DE PESOS Y MEDIDAS DE REMOLQUES Y SEMIRREMOLQUES**

Configuración vehicular	Descripción gráfica de los vehículos	Long. Máx. ( m )	Peso máximo ( t )				Peso bruto máx. ( t )	
			Eje Delant	Conjunto de ejes posteriores				
				1ª	2ª	3ª		4ª
T283		20,50	7	11	25	—	—	43
T28e3		20,50	7	11	11 <sup>(a)</sup>	18	—	47
T381		20,50	7	18	11	—	—	36
T382		20,50	7	18	18	—	—	43
T38e2		20,50	7	18	11	11	—	47
T383		20,50	7	18	25	—	—	48 <sup>(a)</sup>

## ANEXO E: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES DE LOS ALIMENTOS

Table A.2.9 Coefficients to Estimate Food Properties				
Property	Component	Temperature function	Standard error	Standard % error
$k$ (W/m°C)	Protein	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}T - 2.7178 \times 10^{-6}T^2$	0.012	5.91
	Fat	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-3}T - 1.7749 \times 10^{-7}T^2$	0.0032	1.95
	Carbohydrate	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}T - 4.3312 \times 10^{-6}T^2$	0.0134	5.42
	Fiber	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}T - 3.1683 \times 10^{-6}T^2$	0.0127	5.55
	Ash	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}T - 2.9069 \times 10^{-6}T^2$	0.0083	2.15
	Water	$k = 5.7109 \times 10^{-1} + 1.7625 \times 10^{-3}T - 6.7036 \times 10^{-6}T^2$	0.0028	0.45
	Ice	$k = 2.2196 - 6.2489 \times 10^{-3}T + 1.0154 \times 10^{-4}T^2$	0.0079	0.79
$\alpha$ (mm <sup>2</sup> /s)	Protein	$\alpha = 6.8714 \times 10^{-2} + 4.7578 \times 10^{-4}T - 1.4646 \times 10^{-6}T^2$	0.0038	4.50
	Fat	$\alpha = 9.8777 \times 10^{-2} - 1.2569 \times 10^{-4}T - 3.8286 \times 10^{-8}T^2$	0.0020	2.15
	Carbohydrate	$\alpha = 8.0842 \times 10^{-2} + 5.3052 \times 10^{-4}T - 2.3218 \times 10^{-6}T^2$	0.0058	5.84
	Fiber	$\alpha = 7.3976 \times 10^{-2} + 5.1902 \times 10^{-4}T - 2.2202 \times 10^{-6}T^2$	0.0026	3.14
	Ash	$\alpha = 1.2461 \times 10^{-1} + 3.7321 \times 10^{-4}T - 1.2244 \times 10^{-6}T^2$	0.0022	1.61
	Water	$\alpha = 1.3168 \times 10^{-1} + 6.2477 \times 10^{-4}T - 2.4022 \times 10^{-6}T^2$	$0.0022 \times 10^{-6}$	1.44
	Ice	$\alpha = 1.1756 - 6.0833 \times 10^{-3}T + 9.5037 \times 10^{-5}T^2$	$0.0044 \times 10^{-6}$	0.33
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Protein	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}T$	39.9501	3.07
	Fat	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}T$	4.2554	0.47
	Carbohydrate	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}T$	93.1249	5.98
	Fiber	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}T$	8.2687	0.64
	Ash	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}T$	2.2315	0.09
	Water	$\rho = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3}T - 3.7574 \times 10^{-3}T^2$	2.1044	0.22
	Ice	$\rho = 9.1689 \times 10^2 - 1.3071 \times 10^{-1}T$	0.5382	0.06
$c_p$ (kJ/kg°C)	Protein	$c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}T - 1.3129 \times 10^{-6}T^2$	0.1147	5.57
	Fat	$c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}T - 4.8008 \times 10^{-6}T^2$	0.0236	1.16
	Carbohydrate	$c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}T - 5.9399 \times 10^{-6}T^2$	0.0986	5.96
	Fiber	$c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}T - 4.6509 \times 10^{-6}T^2$	0.0293	1.66
	Ash	$c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}T - 3.6817 \times 10^{-6}T^2$	0.0296	2.47
	Water <sup>a</sup>	$c_p = 4.0817 - 5.3062 \times 10^{-3}T + 9.9516 \times 10^{-4}T^2$	0.0988	2.15
	Water <sup>b</sup>	$c_p = 4.1762 - 9.0864 \times 10^{-5}T + 5.4731 \times 10^{-6}T^2$	0.0159	0.38
	Ice	$c_p = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3}T$	0.0014	0.07

<sup>a</sup> For the temperature range of -40 to 0°C.  
<sup>b</sup> For the temperature range of 0 to 150°C.

## ANEXO F: TABLAS PERUANAS DE COMPOSICION DE ALIMENTOS

### TABLAS PERUANAS DE COMPOSICIÓN DE ALIMENTOS

### G - LECHE Y DERIVADOS

Composición en 100 g de alimentos

CÓDIGO	Nombre del alimento	Energía <ENERC> kcal	Energía <ENERC> kJ	Agua <WATER> g	Proteínas <PROCNT> g	Grasa total <FAT> g	Carbohidratos totales <CHOCDF> g	Carbohidratos disponibles <CHOAVL> g	Fibra cruda g	Fibra dietaria <FIBTG> g	Cenizas <ASH> g
G 1	Crema de leche, espesa	345	1443	57,7	2,05	37,0	2,8	2,8	0,0	0,0	0,5
G 2	Crema de leche, rala	195	816	73,8	2,7	19,3	3,7	3,7	0,0	0,0	0,6
G 3	Leche condensada endulzada	322	1347	27,2	7,9	9,2	53,7	53,7	*	0,0	2,0
G 4	Leche en polvo descremada	362	1515	3,2	36,2	0,8	52,0	52,0	0,0	0,0	7,9
G 5	Leche en polvo entera	484	2025	3,9	27,0	26,1	36,1	36,1	0,0	0,0	6,9
G 6	Leche evaporada descremada	79	331	80,0	7,1	0,9	10,5	10,5	0,0	*	1,5
G 7	Leche evaporada entera	133	556	74,5	6,3	7,7	10,9	9,9	*	0,0	1,6
G 8	Leche fresca c/menos de 1% grasa	43	180	90,1	3,5	1,0	4,7	4,7	0,0	*	0,7
G 9	Leche fresca caja entera Plusa	64	268	87,8	3,2	3,2	5,1	5,1	0,0	*	0,7
G 10	Leche fresca de cabra	66	276	87,3	3,2	3,8	5,0	5,0	*	0,0	0,7
G 11	Leche fresca de vaca	63	264	87,8	3,1	3,5	4,9	4,9	*	0,0	0,7
G 12	Leche materna	70	293	87,5	1,0	4,4	6,9	6,9	0,0	0,0	0,2
G 13	Queso fresco de cabra	173	724	65,1	16,3	10,3	3,4	3,4	*	0,0	4,9
G 14	Queso fresco de vaca	264	1105	55,0	17,5	20,1	3,3	3,3	*	0,0	4,1
G 15	Queso mantecoso	396	1657	33,5	28,0	30,0	3,3	3,3	*	*	5,2
G 16	Queso parmesano duro	440	1841	22,2	39,1	30,3	1,8	1,8	*	0,0	6,6
G 17	Yogur de leche entera	61	255	87,9	3,5	3,3	4,7	4,7	0,0	0,0	0,7
G 18	Yogur frutado de leche semidescremada	97	406	73,8	4,1	2,8	18,5	18,2	0,0	0,3	0,8
G 19	Yogur frutado leche descremada	95	397	75,4	4,4	0,2	19,0	19,0	0,0	0,0	1,0
G 20	Yogur natural leche descremada	56	234	85,2	5,7	0,2	7,7	7,7	0,0	0,0	1,2



## ANEXO G: PROPIEDADES FISICAS DE LOS METALES

**TABLA A-3**

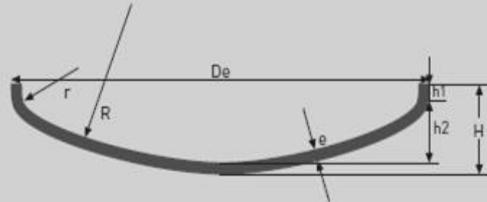
Propiedades de metales sólidos (continuación)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c <sub>p</sub> (J/kg · K)					
		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ J/kg · K	$k$ W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)	8 131	434	41.0	11.6				42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo): 1/2 Cr-1/2 Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7 822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9
1Cr-1/2 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7 858	442	42.3	12.2				42.0	39.1	34.5	27.4
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7 836	443	48.9	14.1				46.8	42.1	36.3	28.2
Aceros inoxidables:								492	575	688	969
ASIS 302	8 055	480	15.1	3.91				17.3	20.0	22.8	25.4
ASIS 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	512	559	585	606
ASIS 316	8 238	468	13.4	3.48		272	402	16.6	19.8	22.6	25.4
ASIS 347	7 978	480	14.2	3.71				515	557	582	611
								15.2	18.3	21.3	24.2
								504	550	576	602
								15.8	18.9	21.9	24.7
								513	559	585	606
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0	31.4		
						118	125	132	142		
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	169	159	153	149	146	
						549	934	1 074	1 170	1 267	
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179	143	134	126	118	112
						141	224	261	275	285	295
Niquel: Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8
						232	383	485	592	530	562
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4			14	16	21	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	480	525	545	24.0
								13.5	17.0	20.5	
								—	372	473	626
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2	58.2	61.3	64.4
						188	249	274	283	292	301
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6	79.7	86.9	94.2
						168	227	251	261	271	281
Platino: Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7
						100	125	136	141	146	152
Aluación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4			52	59	65	69
Rutenio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6
						97	127	139	145	151	156
Rodo	2 236	12 450	243	150	49.6	186	154	146	136	127	121
						147	220	253	274	293	311

## ANEXO H: FONDOS CONFORMADOS EN FRIO

REFERENCIA		TIPO				
<b>F13</b>		FLANGED & DISHED				
EJEMPLO PRÁCTICO						
De	e	R	r	h1	H	V (h2)
2000	10	2000	120	50	393	616

NORMA	
<b>A S M E</b>	$R=De$
	$r=0.006De$
	$h2=R\sqrt{(R-r)^2-\left(\frac{Di}{2}-r\right)^2}$
	$V(h2)=\left(\frac{Di}{25,4}\right)^3 \cdot 0,0013$



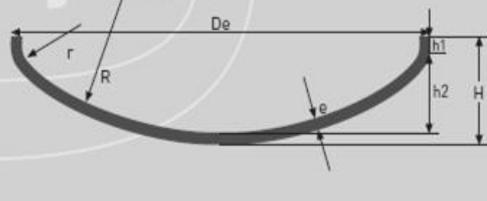
REFERENCIA		TIPO				
<b>F14</b>		80-10 FLANGED & DISHED				
EJEMPLO PRÁCTICO						
De	e	R	r	h1	H	V (h2)
2000	10	1600	200	50	504	900

NORMA	
<b>A S M E</b>	$R=0.8De$
	$r=0.1De$
	$h2=R\sqrt{(R-r)^2-\left(\frac{Di}{2}-r\right)^2}$
	$V(h2)=\left(\frac{Di}{25,4}\right)^3 \cdot 0,0019$



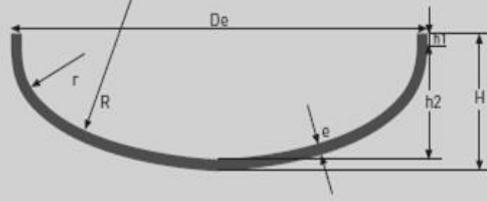
REFERENCIA		TIPO				
<b>F15</b>		HIGH CROWN FLANGED & DISHED				
EJEMPLO PRÁCTICO						
De	e	R	r	h1	H	V (h2)
2000	10	1600	120	50	463	758

NORMA	
<b>A S M E</b>	$R=0.8De$
	$r=0.006De$
	$h2=R\sqrt{(R-r)^2-\left(\frac{Di}{2}-r\right)^2}$
	$V(h2)=\left(\frac{Di}{25,4}\right)^3 \cdot 0,0016$



REFERENCIA		TIPO				
<b>F16</b>		ELLIPTICAL 2:1				
EJEMPLO PRÁCTICO						
De	e	R	r	h1	H	V (h2)
2000	10	1800	340	50	555	1009

NORMA	
<b>A S M E</b>	$R=0.9De$
	$r=0.17De$
	$h2=Di/4$
	$V(h2)=0.52Di^3 \cdot h2$



## ANEXO I: PROPIEDADES DEL AIRE

**APÉNDICE 1**

**TABLA A-15**  
Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T$ , °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K	Difusividad térmica, $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.536 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.085 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Note: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ ,  $\alpha$  a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y

## ANEXO J: CALCULO DE ESFUERZOS

### EN EL CUERPO

Para el cálculo del espesor seleccionado anteriormente se considera las siguientes cargas:

- Presión de diseño: 121039 Pa
- Carga generada por el peso del producto cuando hay un salto: 90396.7

## Esfuerzo circunferencial $\sigma_y$ del cuerpo

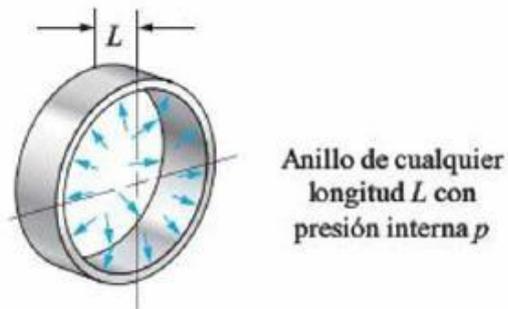


Figura. Carga por viento frontal. Fuente: (Mott)

Para el cálculo se realiza sumatoria de fuerzas que se representan en la figura

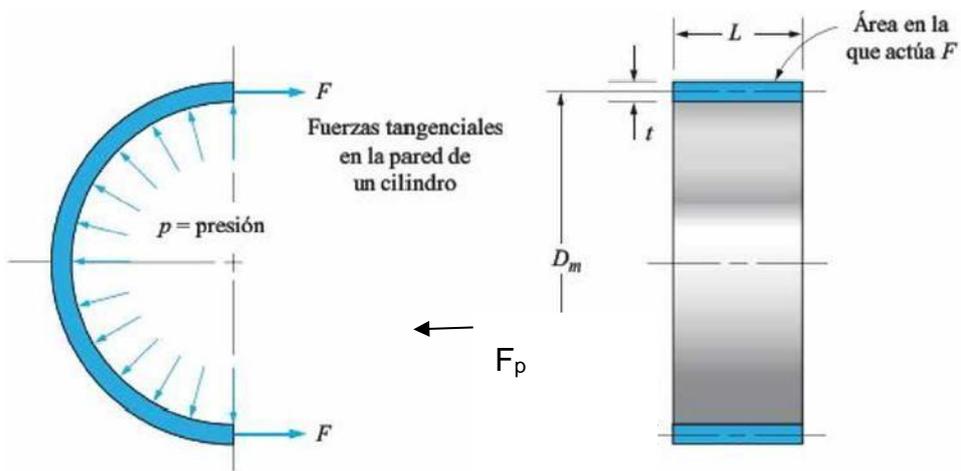


Figura. Carga por presión interna. Fuente: (Mott)

$$\sum F = 0 \dots (13)$$

$$2F - F_p - F_d = 0$$

Donde:

$F$ : fuerza tangencial

$F_p$ : fuerza por impacto vertical

$F_d$ : fuerza por presión de diseño

$$2\sigma_y L t - P_{p1} A_1 - P_d A_1 = 0$$

$$2\sigma_y L t = A_1 (P_{p1} + P_d)$$

$$2\sigma_y L t = D m L (P_{p1} + P_d)$$

$$\sigma_y = \frac{D m (P_{p1} + P_d)}{2 t}$$

Donde:

$P_{p1}$ : presión por impacto cuando hay un salto vertical

$P_d$ : presión de descarga

$A_1$ : área donde se ejerce las presiones

L: distancia

Dm: diámetro medio del cuerpo =  $D_i + t$

espesor del tanque

$$P_{p1} = \frac{F_{p1}}{A_1}$$

$$P_{p1} = \frac{90423.16}{1.963 * 12} = 3837.52 \text{ Pa}$$

Entonces:

$$\sigma_y = \frac{1.963(3837.52 + 121033)}{2 * 0.003} = 40.853 \text{ Mpa}$$

## Esfuerzo longitudinal $\sigma_x$ del cuerpo

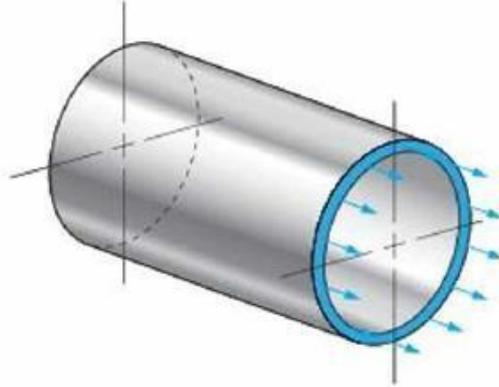


Figura. Carga por viento frontal. Fuente: (Mott)

Para el cálculo se realiza sumatoria de fuerzas que se representan en la figura

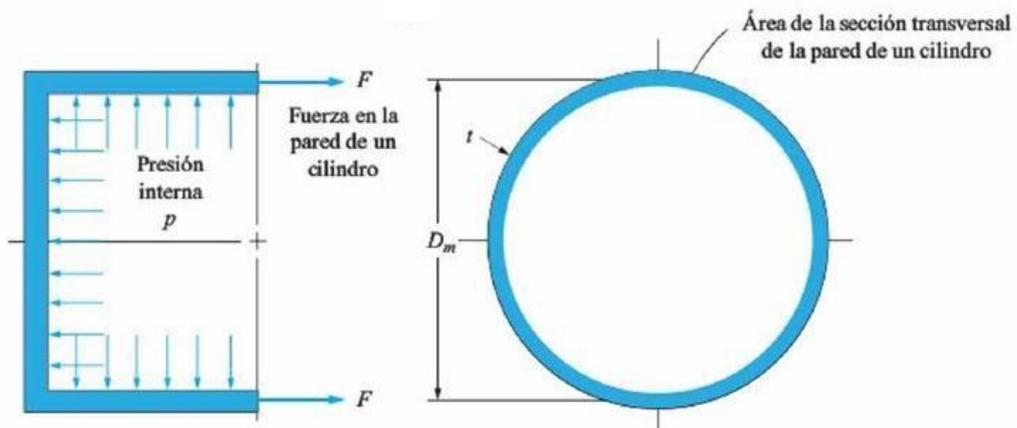


Figura. Carga por viento frontal. Fuente: (Mott)

$$\sum F = 0$$

$$F - F_p - F_d = 0$$

Donde:

F: fuerza longitudinal

F<sub>p</sub>: fuerza por impacto horizontal

$$\sigma_x \pi t D m - P_{p2} A_2 - P_d A_2 = 0$$

$$\sigma_x \pi t D m = A_2 P_d + P_{p2} A_2$$

$$\sigma_x \pi t D m = \frac{D m^2 \pi}{4} (P_d + P_{p2})$$

$$\sigma_x = \frac{D m (P_d + P_{p2})}{4 t}$$

$$P_{p2} = \frac{F_p}{A_2}$$

$$P_p = \frac{90423.16}{\frac{\pi * 1.963^2}{4}} = 29869.1$$

$$\sigma_x = \frac{1.963(121033 + 29869.1)}{4 * 0.003} = 24.685 \text{ Mpa}$$

### Calculo de esfuerzo cortante $\tau_{xy}$ del cuerpo

El esfuerzo generado por la rotación de 45° alrededor del eje z es:

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} \dots (17)$$

$$\tau_{xy} = \frac{40.853 - 24.685}{2} = 8.084 \text{ Mpa}$$

### Calculo de esfuerzo equivalente de von mises $\sigma$ del cuerpo

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_x + 3 * \tau_{xy}^2} \dots (18)$$

$$\sigma = 38.287 \text{ Mpa}$$

### Calculo de factor de seguridad FS del cuerpo

$$FS = \frac{S_Y}{\sigma} \dots (19)$$

$$FS = 5.4$$

### CALCULO DE ANILLOS DE REFUERZO

El anillo seleccionado fue uno de los requerimientos dados por gloria

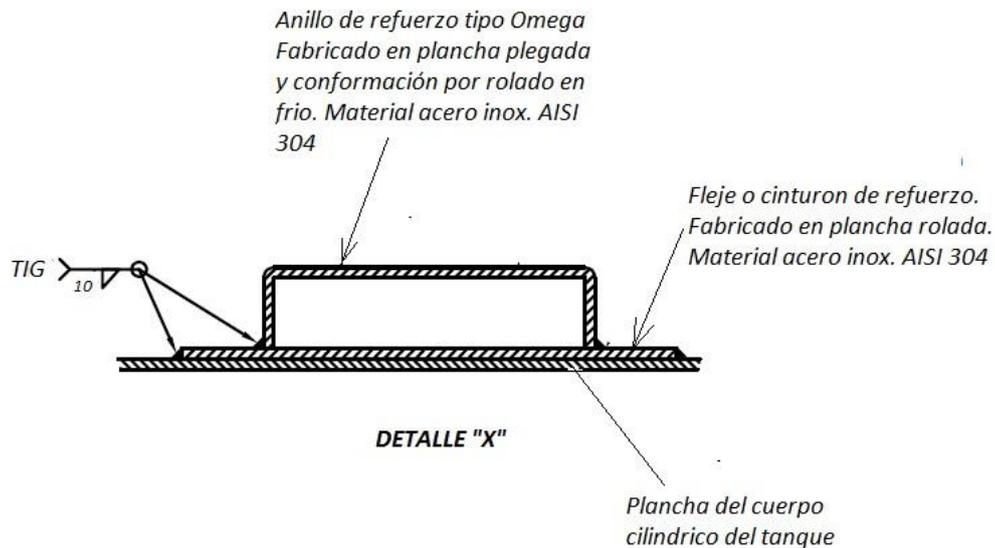


Figura. Perfil de anillo de refuerzo. Fuente: Propia

Dimensiones del anillo seleccionado

$$d_1 = 2.52 \text{ pulg (64 mm)} \quad t = 0.118$$

pulg (3 mm)

$$R_{\text{ext}} = \text{radio exterior del tanque } 38.7 \text{ pulg (983 mm)}$$

$$\text{Ancho eficaz} = 1.56\sqrt{R_{ext} * t} \dots (19)$$

$$\text{Ancho eficaz} = 1.56\sqrt{38.7 * 0.118} = 3.33 \text{ pulg}$$

$$b_1 = 2 * (\text{Ancho eficaz} + t) \dots (20)$$

$$b_1 = 2 * (3.33 + 0.118) = 6.896 \text{ pulg}$$

Seleccionare como valor de  $b_1 = 7 \text{ pulg}$

$$b_2 = \text{Ancho eficaz} + 2t \dots (21)$$

$$b_2 = 3.33 + 2 * 0.118 = 3.57 \text{ pulg}$$

Seleccionare como valor de  $b_2 = 4 \text{ pulg}$

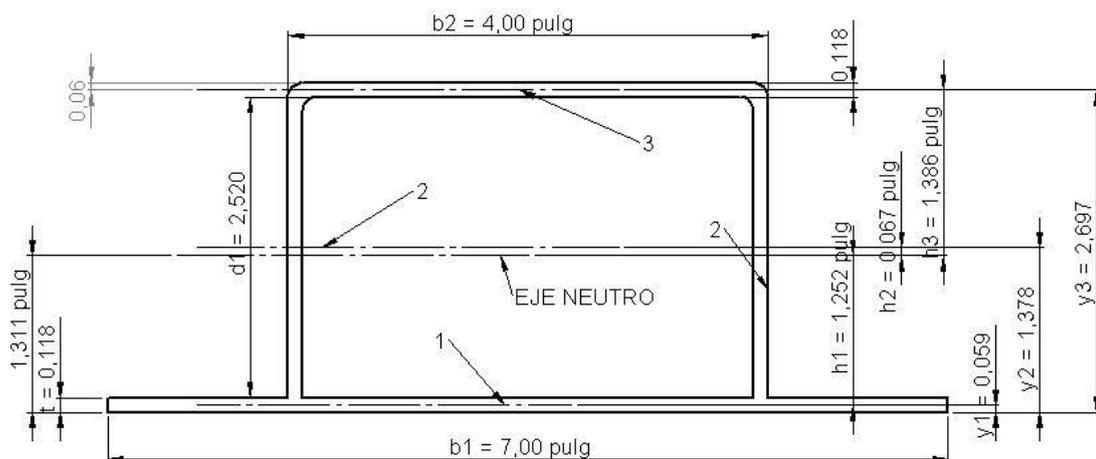


Figura. Dimensiones de anillo de refuerzo. Fuente: Propia

### Calculo de área transversal del anillo

$$A_1 = b_1 * t \dots (22)$$

$$A_1 = 7 * 0.118 = 0.826 \text{ pulg}$$

$$A_2 = 2d_1 * t \dots (23)$$

$$A_2 = 2 * 2.52 * 0.118 = 0.595 \text{ pulg}$$

$$A_3 = b_2 * t \dots (24)$$

$$A_3 = 4 * 0.118 = 0.472 \text{ pulg}$$

**Calculo de momentos de inercia en las aéreas**

$$I_{g1} = \frac{b_1}{12} = \frac{7 * 0.118^3}{12} = 0.958 * 10^{-3} \text{ pulg}^4 \dots (25)$$

$$I_{g2} = \frac{2t * d_1^3}{12} = \frac{2 * 0.118 * 2.52^3}{12} = 314.7 * 10^{-3} \text{ pulg}^4 \dots (26)$$

$$I_{g3} = \frac{b_2}{12} = \frac{4 * 0.118^3}{12} = 0.548 * 10^{-3} \text{ pulg}^4 \dots (27)$$

Tabla. Áreas y momentos de inercia del anillo de refuerzo. Fuente: (Propia)

MARCA DE LAS AREAS	Área a	y	a*y	Altura h	h <sup>2</sup>	a*h <sup>2</sup>	$= \frac{12}{bd^3} I_g$
1	0.826	0.059	0.0487	1.252	1.568	1.295	0.958 * 10 <sup>-3</sup>
2	0.595	1.378	0.8199	0.067	0.0045	0.003	314.7 * 10 <sup>-3</sup>
3	0.472	2.697	1.2729	1.386	1.92	0.906	0.548 * 10 <sup>-3</sup>
TOTAL	1.893	-	2.1415	-	-	2.204	316.2 * 10 <sup>-3</sup>
$\text{Eje neutro} = \frac{a * y}{\text{area}} = \frac{2.1415}{1.893} = 1.131 \dots (28)$				$\text{Momento de inercia} = a * h^2 + I_g \dots (29)$ $I = 2.204 + 0.3162$ $I = 2.5202 \text{ pulg}^4$			

**Calculo de momento de inercia requerido**

Se utilizarán 8 anillos distribuidos uniformemente en el cuerpo del tanque la distancia entre cada anillo será de 1500 mm (59.055 pul)

El momento de inercia requerido no deberá ser mayor que el determinado por la siguiente ecuación:

$$I_s = \frac{D_{ext}^2 L_s (t + A_s / L_s) A}{14} \dots (30)$$

Donde:

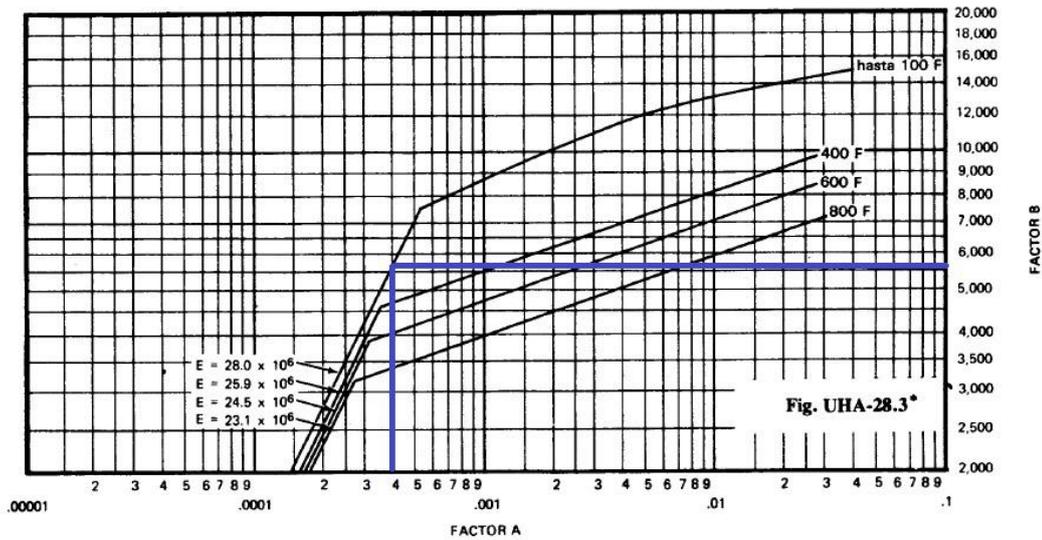
$A_s$ : área transversal del anillo elegido

$L_s$ : distancia entre anillos

El valor de "A" se encuentra por la figura N° 20 Y calculando el factor "B"

$$B = \frac{3 D_{ext} * P}{4 t + A_s / L_s} \dots (31)$$

$$B = \frac{3 \left[ \frac{77.4 * 14.7}{4 * 0.118 + 1.893 / 59.055} \right]}{4 * 0.118 + 1.893 / 59.055} = 5686.82$$



NOTA: En los casos en que el valor de A caiga a la derecha de la línea de temperatura, supóngase una intersección con la prolongación horizontal del extremo superior de dicha línea

### VALORES DEL FACTOR B

QUE SE EMPLEAN EN LAS FORMULAS PARA RECIPIENTES SUJETOS A PRESION EXTERNA

\*Los valores de la gráfica son aplicables cuando se fabrique el recipiente con acero austenítico (18Cr-8Ni-0.03 máx. de carbono, tipo 304L) (tabla 2 de la página 160)

Figura. Valores del factor A y B. Fuente: (F. Megyesy, 1992) El valor de "A" es 0.0004

Entonces:

$$I_s = \frac{D_{ext}^2 L_s (t + A_s / L_s) A}{14}$$

$$I_s = \frac{77.4^2 * 59.055 (0.118 + 1.89^3 / 59.055) 0.0004}{14} = 1.516 \text{ pulg}^4$$

14

El momento de inercia es mayor al momento de inercia requerido, entonces, el anillo elegido es el adecuado.

### CALCULO DE ESFUERZOS DEL TANQUE EN LAS TAPAS

## Dimensionamiento

Según la matriz de selección realizada las tapas serán toriesfericas, las dimensiones estarán dadas según:

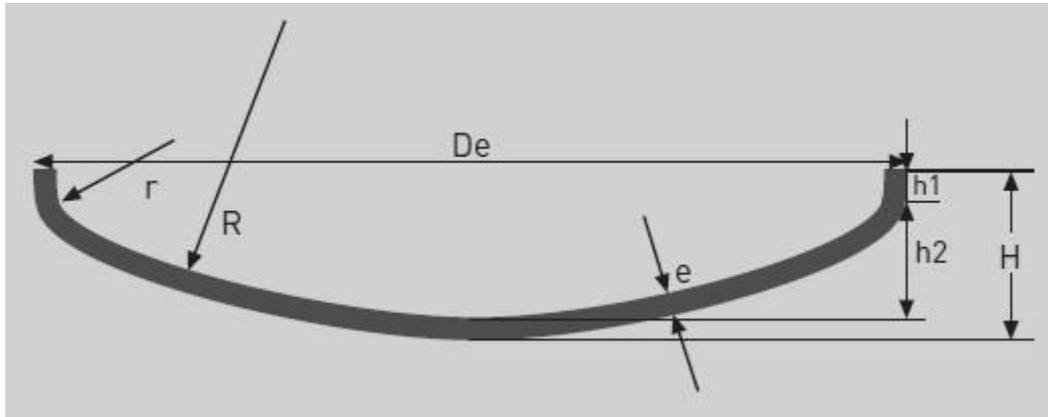


Figura. Dimensiones tapas toriesfericas. Fuente: Propia

Tabla. Formulas ASME para tapas toriesfericas. Fuente: (<http://www.fondeyur.com/fondos-conformados-en-frio.pdf>)

Norma	
A	$R = De \dots (32)$
S	$r = 0.06 * De \dots (33)$
M	$h2 = R - \sqrt{(R - r)^2 - \left(\frac{Di}{2} - r\right)^2} \dots (34)$
E	$H = h2 + h1 + e \dots (35)$

Donde:

R: Radio esférico interior

De: Diámetro exterior

Di: Diámetro interior

r= Radio de rebordeo interior

H: Altura total exterior h1:

Pestaña (parte recta)  $h_2$ :

flecha  $e$ : espesor Entonces:

$$De = Di + 2 * e \dots (36)$$

$$De = 1960 + 2 * 4 = 1968 \text{ mm}$$

$$R = De$$

$$R = 1968 \text{ mm}$$

$$r = 0.06 * De$$

$$r = 0.06 * 1968 = 118.2 \simeq 119 \text{ mm}$$

$$h_2 = R - \sqrt{(R - r)^2 - \left(\frac{Di}{2} - r\right)^2}$$

$$h_2 = 1968 - \sqrt{(1968 - 119)^2 - \left(\frac{1960}{2} - 119\right)^2} = 332 \text{ mm}$$

$$H = h_2 + h_1 + e$$

$$H = 332 + 50 + 4 = 386 \text{ mm}$$

### Calculo de esfuerzo longitudinal en la parte del toroide $\sigma_x$

Para el calculo se toma las dimensiones especificadas para una forma de toroide como en la figura, y se toma unicamente  $\frac{1}{4}$  de la circunferencia porque esta determina la forma en una tapa toriesferica.

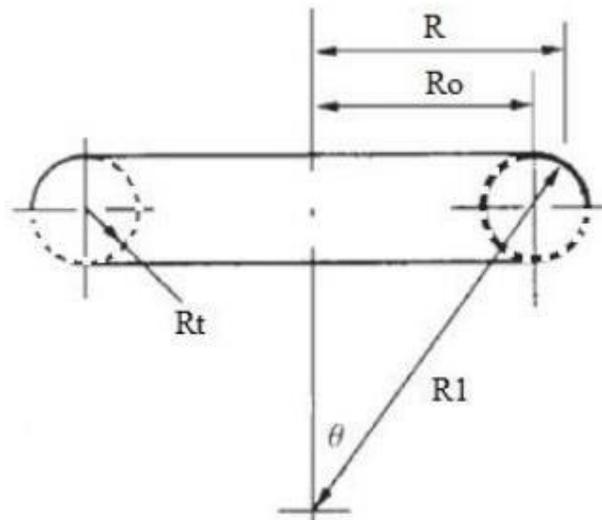


Figura. Toroide. Fuente: (Kleber Vinicio, 2014)

$$R_t = r = 119 \text{ mm}$$

$$r_m = r + \frac{t}{2}$$

$$= 119 + \frac{4}{2} = 121 \text{ mm}$$

Donde:

$t$ : Espesor de tapa

$r_m$ : radio medio

$$R^0 = \frac{(D_i - 2 * r)}{2} \dots (44)$$

Donde:

$R_0$ : Radio interno del toroide

$$R^0 = \frac{(1960 - 2 * 119)}{2} = 861 \text{ mm}$$

$F_a$

$$P_a = \frac{F_{ra}}{A_p} \dots (45)$$

$$P_{ra} = \frac{F_{ra}}{A_p} \dots (46)$$

El area proyectada en el toroide sera  $\frac{1}{2}$  del area de la circunferencia:

$$A_p = \frac{\pi r m^2}{4} \dots (47)$$

$$A_p = \pi \frac{0.121^2}{4} = 0.0115 \text{ m}^2$$

$$P_a = \frac{3632.36}{0.0115} = 315857.4 \text{ Pa}$$

$$P_{ra} = \frac{15070.5}{0.0115} = 1310478.26 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{xt} = \frac{r m (P_d + P_a + P_{ra})}{2 * e} \dots (48)$$

$$\sigma_{xt} = \frac{119 * (121039 + 315857.4 + 1310478.26)}{2 * 4} = 25.99 \text{ MPa}$$

### Calculo de esfuerzo circunferencial en la parte del toroide $\sigma_{yt}$

En el caso del esfuerzo circunferencial variara según el angulo  $\Theta$ , entonces se empieza con un valor de  $\Theta = 27.77^\circ$  que es donde se unen la semiesfera y la parte del toroide.

$$\sigma_{yt} = \frac{r m (P_d + P_a + P_{ra})}{e} \frac{r \sin \theta}{2(R_0 + r \sin \theta)} [1 - \dots] \dots (49)$$

Para  $\Theta = 27.75^\circ$

$$\sigma_{yt} = \frac{121(121039 + 315857.4 + 1310478.26)}{4} \frac{119 \sin 27.77}{[1 - 2(861 + 119 \sin 27.77)]}$$

$$\sigma_{yt} = 51.15 \text{ MPa}$$

Para hallar el mayor esfuerzo se varia el angulo  $\Theta$ , donde  $\Theta \in [27.75^\circ; 90^\circ]$  Tabla. Esfuerzos según ángulo. Fuente: (Propia)

Angulo $\Theta$	Esfuerzo circunferencial $\sigma_y$
<b>27.75°</b>	<b>51.15 MPa</b>
40°	50.39 MPa
50°	50.32 MPa
60°	50.03 MPa
70°	49.82 MPa
80°	49.69 MPa
90°	49.65 MPa

Se utilizara el mayor esfuerzo

### Calculo de esfuerzo cortante en la parte del toroide

$$\tau_{xyt} = \frac{\sigma_{yt} - \sigma_{xt}}{2}$$

$$\tau_{xyt} = \frac{51.15 - 25.99}{2} = 12.58 \text{ MPa}$$

### Calculo de esfuerzo equivalente de Von Mises en la parte del toroide $\sigma_t$

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma_{yt}^2 + \sigma_{xt}^2 - \sigma_{yt} * \sigma_{xt} + 3 * \tau_{xyt}^2} = 49.71 \text{ MPa}$$

### Calculo de factor de seguridad $FS_t$ del toroide

$$FS_t = \frac{S_Y}{\sigma_t}$$

$$FS_t = \frac{206.807}{49.71} = 4.16$$

## PROGRAMACION POR ICONOS (GUI)

```
function varargout = espesores(varargin)
%ESPESORES M-file for espesores.fig
%
%   ESPESORES, by itself, creates a new ESPESORES or raises the existing
%   singleton*.
%
%   H = ESPESORES returns the handle to a new ESPESORES or the handle to
%   the existing singleton*.
%
%   ESPESORES('Property','Value',...) creates a new ESPESORES using the
%   given property value pairs. Unrecognized properties are passed via
%   varargin to espesores_OpeningFcn. This calling syntax produces a
%   warning when there is an existing singleton*.
%
%   ESPESORES('CALLBACK') and ESPESORES('CALLBACK',hObject,...) call the
%   local function named CALLBACK in ESPESORES.M with the given input
%   arguments.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES
%
% Edit the above text to modify the response to help espesores
%
% Last Modified by GUIDE v2.5 25-Feb-2016 11:37:37

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @espesores_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @espesores_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [], ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT
```

## ANEXO K: VALIDACION DEL METODO NUMERICO

Con la intencion de validar los resultados del metodo numerico se realizo un calculo manual asumiendo los datos de la siguiente tabla:

Tabla 17. Condiciones críticas. Fuente: (Propia)

<b>Velocidad del vehículo (V)</b>	$\frac{Km}{h}$ 80
<b>Tiempo de transporte (t)</b>	48 h
<b>Temperatura ambiente (<math>T_{amb}</math>)</b>	28 °C
<b>Espesor de aislante (e)</b>	0.062002

La variación de temperatura tiene que ser de 2 °C como límite máximo, la temperatura inicial de la leche ( $T_i$ ) es de 3 °C, por ende, la temperatura final será de 5 °C como límite máximo; las propiedades físicas del agua se calcularan con la temperatura media de 4°C.

$$T_m = \frac{T_f + T_i}{2}$$

$$T_m = \frac{5 + 3}{2} = 4^\circ C$$

### Calculando las propiedades físicas de la leche

Tomando la temperatura de  $T_m = 4^\circ C$  y la composición de la leche según las tablas peruanas de composición de alimentos (Anexo F), se calcularán las propiedades físicas con ayuda de las ecuaciones experimentales del Anexo E.

Del anexo F se toma los valores de la leche fresca de vaca:

Tabla 18. Composición de la leche fresca de vaca. Fuente: (Propia)

Composición	Agua	Proteína	Grasa	Carbohidratos	Ceniza
Fracción peso (X)	87.8%	3.1%	3.5%	4.9%	0.7%

**Calculando la densidad**

$$\rho = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{i_X}{(-)\rho_i}}$$

$$\rho = \frac{1}{\frac{0.878}{9.9718 \cdot 10^2 + 3.1439 \cdot 10^{-3} \cdot Tm - 3.7574 \cdot 10^{-3} \cdot Tm^2} + \frac{0.031}{1.3299 \cdot 10^3 - 5.1840 \cdot 10^{-1} \cdot Tm} + \frac{0.035}{9.2559 \cdot 10^2 - 4.1757 \cdot 10^{-1} \cdot Tm} + \frac{1}{1.5991 \cdot 10^3 - 3.1046 \cdot 10^{-1} \cdot Tm} + \frac{0.007}{2.4238 \cdot 10^3 - 2.8063 \cdot 10^{-1} \cdot Tm}}$$

$$\rho = 1025.3 \frac{Kg}{m^3}$$

**Calculo del calor específico**

$$C_p = \sum_{i=1}^n (C_{p_i} X_i)$$

$$C_p = 0.878 * (4.1762 - 9.0864 * 10^{-5} * Tm + 5.4731 * 10^{-6} * Tm^2) + 0.031 * (2.0082 + 1.2089 * 10^{-3} * Tm - 1.3129 * 10^{-6} * Tm^2) + 0.035 * (1.9842 + 1.4733 * 10^{-3} * Tm - 4.8008 * 10^{-6} * Tm^2) + 0.049 * (1.5488 + 1.9625 * 10^{-3} * Tm - 5.9399 * 10^{-6} * Tm^2) + 0.007 * (1.0926 + 1.8896 * 10^{-3} * Tm - 3.6817 * 10^{-6} * Tm^2)$$

$$= 3882.5 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$$

## Calculo de propiedades físicas del aire

Todas las propiedades del aire se calculando tomando la temperatura del aire de 28 °C y tomando la tabla del Anexo I. Por interpolación:

$$\nu = 1.5896 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$k = 0.0257 \frac{W}{m * K}$$

$$Pr = 0.7288$$

En la siguiente tabla se recopila todos los datos de las propiedades físicas de la leche y del aire:

Tabla 19. Propiedades físicas de la leche y el aire. Fuente: (Propia)

<b>Temperatura Media de la leche (Tm)</b>	<b>5 °C</b>
<b>Densidad de la leche (<math>\rho</math>)</b>	$\frac{Kg}{m^3}$ 1025.3
<b>Calor específico de la leche (Cp)</b>	$\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$ 3882.5
<b>Temperatura ambiente (Tamb)</b>	<b>28 °C</b>
<b>Conductividad Térmica del aire(k)</b>	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ 0.0257
<b>Viscosidad Cinética del aire (<math>\nu</math>)</b>	$\frac{m^2}{s}$ $1.5896 * 10^{-5}$
<b>Número de Prandtl del aire (Pr)</b>	0.7288

### **Calculo de número de Reynolds**

La velocidad del viento promedio en Perú utilizada en este caso es de 10 m/s según los mapas del viento de deltavolt.

Reemplazando valores en (53)

$$Re = \frac{(V + 10) * D4}{\nu} = \frac{(V + 10) * 2(r2 + e + 0.001)}{\nu}$$
$$Re = \frac{(22.2 + 10) * 2(0.983 + 0.061907 + 0.001)}{1.5896 * 10^{-5}} = 4.237 * 10^6$$

### **Calculo de número de Nusselt**

Reemplazando valores en (54)

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 * Re^{1/2} * Pr^{1/3}}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{Re^{5/8} Pr^{4/5}}{282000} \right) \right]$$
$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 * (4.237 * 10^6)^{1/2} * 0.7288^{1/3}}{(1 + (0.4/0.7288)^{2/3})^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{(4.237 * 10^6)^{5/8} * 0.7288^{4/5}}{282000} \right) \right]^{4/5}$$
$$= 4482.257$$

### **Calculo del coeficiente de transferencia de calor**

Reemplazando valores en (55)

$$h = \frac{Nu * k}{\text{_____}}$$

L

$$h = \frac{4482.257 * 0.0257}{L} \frac{W}{12} = 9.6 \text{ m}^2\text{°C}$$

### Calculo de la conductividad del acero AISI 304

La conductividad térmica del acero se calculando tomando la temperatura media de la leche de 4 °C Por interpolación y con la figura del Anexo G:

$$k_{ac} = 14.14 \frac{W}{m\text{°C}}$$

### Calculo del incremento de temperatura

A partir de las propiedades físicas de la leche, del acero, del aislante y del aire calculadas anteriormente:

Reemplazando valores en (59)

$$\Delta T = \frac{amb}{\frac{r_2}{2*\pi*L*k_{ac}} + \frac{r_2+e}{2*\pi*L*k_{ais}} + \frac{r_2+e+0.001}{2*\pi*L*k_{ac}} + \frac{1}{h*2*\pi*(r_2+e+0.001)*L}} \left[ \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \ln\left(\frac{r_2}{r_2}\right) + \ln\left(\frac{T_2 - T_i}{T_1 - T_i}\right) \right] * m * c_p$$

$$\Delta T = \frac{(28-3)*48*3600}{\left[ \frac{\ln(0.983/0.98)}{2*\pi*12*14.14} + \frac{\ln(1.045002/0.983)}{2*\pi*12*0.028} + \frac{\ln(1.046002/1.045002)}{2*\pi*12*14.14} + \frac{1}{9.6*2*\pi*(1.046002)*12} \right]} * 3.6881*10^4 * 3882.5$$

$$\Delta T = 0.9955 \text{ °C}$$

Este dato concuerda con el resultado mostrado por el algoritmo para 62.002 mm. Siendo en el caso del programa MatLab ,  $\Delta T = 1\text{°C}$  para 62.002 mm.



## PROGRAMACION POR CODIGO

```
% CISAISL - Programa para diseñar espesor de aislamiento
% Por: Tejada Diaz Alejandro
% Al: 18/03/16
% -----
clc,clear all,close all
% CONSTANTES
% Propiedades Geometricas
% Datos de Cisterna Isotérmica
L = 12;                % (m) longitud de la cisterna
r2 = 0.983;           % (m) radio exterior de la carcasa de acero
r1 =0.98;             % (m) radio interior de la carcasa de acero
%
% Propiedades Termicas
kais = 0.028;         % (W/(m.K)) Conductividad termica del aislante
Ti = 3;               % (°C) Temperatura inicial de la leche
Tlim = 5;             % (°C) Temperatura limite de la leche
Vol = 35.97;          % (m^3)Volumen de leche
%
% INGRESO DE DATOS DE USUARIO
V = input('Ingrese la velocidad del tanque en m/s, Ej: 22.2 : ');
Tamb = input('Ingrese la Temperatura ambiente en °C , Ej: 28 : ');
% CALCULOS
Tm=(Ti+Tlim)/2;
d=1/((0.878/(9.9718*10^2+3.1439*10^-3*Tm-3.7574*10^-3*Tm^2))+(0.031/(1.3299*10^3-5.184*(10^-1)*Tm))+(0.0
Cp=(0.878*(4.1762-9.0864*10^-5*Tm+5.4731*10^-6*Tm^2)+0.031*(2.0082+1.2089*10^-3*Tm-1.3129*10^-6*Tm^2)+0.
m=Vol*d;              % (Kg)Masa de leche
```

```

Ta=[100, 200, 400, 600, 800, 1000]';
kace=[9.2, 12.6, 16.6, 19.8, 22.6, 25.4]';
Tik=Im+273;
kac=interp1(Ta,kace,Tik); % (W/(m.K) Interpolación de la Conductividad Térmica del acero
T=[0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40]';
k=[0.02364, 0.02401, 0.02439, 0.02476, 0.02514, 0.02551, 0.02588, 0.02625, 0.02662]';
v=[1.338*10^-5, 1.382*10^-5, 1.426*10^-5, 1.47*10^-5, 1.516*10^-5, 1.562*10^-5, 1.608*10^-5, 1.655*10^-5,
Pra=[0.7362, 0.735, 0.7336, 0.7323, 0.7309, 0.7296, 0.7282, 0.7268, 0.7255]';
ka=interp1(T,k,Tamb); % (W/(m.K) Interpolación de la Conductividad Térmica del aire
va=interp1(T,v,Tamb); % (m^2/s) Interpolación de la Viscosidad cinemática del aire
Pr=interp1(T,Pra,Tamb); % (Adimensional) Interpolación del número de Prandtl del aire
funcion = @(e) (Tamb-Ti)*6*3600./ (m*Cp*(log(r2/r1)/(2*pi*L*kac)+log((r2+e)/r2)/(2*pi*L*kais)+log((r2+e+0
erest = fzero(funcion,0.1)
hold on
fplot(funcion,[0,0.1])
funcion1 = @(e) (Tamb-Ti)*12*3600./ (m*Cp*(log(r2/r1)/(2*pi*L*kac)+log((r2+e)/r2)/(2*pi*L*kais)+log((r2+e
fplot(funcion1,[0,0.1],'--')
funcion2 = @(e) (Tamb-Ti)*24*3600./ (m*Cp*(log(r2/r1)/(2*pi*L*kac)+log((r2+e)/r2)/(2*pi*L*kais)+log((r2+e
fplot(funcion2,[0,0.1],':')
funcion3 = @(e) (Tamb-Ti)*36*3600./ (m*Cp*(log(r2/r1)/(2*pi*L*kac)+log((r2+e)/r2)/(2*pi*L*kais)+log((r2+e
fplot(funcion3,[0,0.1],'-.')
funcion4 = @(e) (Tamb-Ti)*48*3600./ (m*Cp*(log(r2/r1)/(2*pi*L*kac)+log((r2+e)/r2)/(2*pi*L*kais)+log((r2+e
fplot(funcion4,[0,0.1],'-')
xlabel('Espesor de aislamiento e (m)'), ylabel('Incremento de Temperatura \Delta T(°C)')
title('Incremento de Temperatura en la Leche(\Delta T) vs Espesor de aislamiento (e) ')
grid on

```

```
hold off
legend('Tiempo de transporte: 6 h ', 'Tiempo de transporte: 12 h', 'Tiempo de transporte: 24 h', 'Tiempo de
axis([0, 0.1, 0, 2])
[x,y] = ginput(1);
e=x
DT=y
gtext({num2str(e),num2str(DT)})
```

## PROGRAMACION POR ICONOS (GUI)

```
function varargout = Eaisl(varargin)
% EAISL MATLAB code for Eaisl.fig
%
%   EAISL, by itself, creates a new EAISL or raises the existing
%   singleton*.
%
%   H = EAISL returns the handle to a new EAISL or the handle to
%   the existing singleton*.
%
%   EAISL('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
%   function named CALLBACK in EAISL.M with the given input arguments.
%
%   EAISL('Property','Value',...) creates a new EAISL or raises the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
%   applied to the GUI before Eaisl_OpeningFcn gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property application
%   stop. All inputs are passed to Eaisl_OpeningFcn via varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES
%
% Edit the above text to modify the response to help Eaisl
%
% Last Modified by GUIDE v2.5 25-May-2016 15:44:28
```

```

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @Eaisl_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @Eaisl_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

```

## ANEXO L: TABLAS PARA FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

**TABLA N° 1**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

**TABLA N°2**

Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_e$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

