

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN PRODUCTOR DE HIELO FLUIDO DE 14 kg/h

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

DIEGO ALBERTO ZEGARRA REVEGGINO

ASESOR: Ing. Enrique Barrantes Peña

Lima, setiembre del 2010

RESUMEN

En el presente proyecto se diseñó un sistema de producción de hielo fluido para pequeñas embarcaciones pesqueras. El sistema propuesto está compuesto por varios subsistemas. El proceso se inicia con el ingreso de agua a un tanque elevado de almacenamiento y luego desciende hasta al productor a través de tuberías. Luego el agua es rociada por medio de orificios sobre la superficie interna de un cilindro refrigerado externamente. Posteriormente, conforme va descendiendo se forma la capa de hielo que es raspada continuamente empleando una cuchilla. Finalmente el hielo raspado sale del productor hacia la cámara para enfriar el producto de la pesca.

Como fuente de potencia del sistema se seleccionó un motor estacionario de pequeña capacidad ya que en las embarcaciones no se cuenta con flujo eléctrico. El motor se encargará de accionar al compresor y a la cuchilla de raspado. En el caso del sistema de refrigeración empleado se seleccionó como refrigerante al propano (R-290) debido a sus adecuadas propiedades físicas y que es de fácil adquisición en el mercado nacional. El presente proyecto abarcó el diseño térmico y mecánico del productor de hielo, el diseño del dispositivo de expansión, la selección de componentes del sistema de refrigeración y del sistema de transmisión.

AGRADECIMIENTOS

A mi asesor el Ing. Enrique Barrantes Peña, por toda la ayuda y consejos brindados para la realización del presente proyecto. Pero por sobre todo, por sus constantes motivaciones que permitieron la culminación del proyecto.

Al Dr. Luis Chirinos y al Ing. Javier Tamashiro por sus sugerencias y cuestionamientos que me permitieron tomar en cuenta distintos aspectos del proyecto de manera más adecuada. Por sus amenas bromas y su sinceridad.

A los ingenieros Kurt Paulsen Moscoso y Walter Tupia Anticona, por su apoyo en el diseño mecánico del productor, por sus sugerencias y correcciones que fueron tomadas en cuenta para la culminación del proyecto.

A mis amigos del laboratorio de energía Alexander Muñoz, Allan Flores, Broni Huamaní, Diego “Robinho” Cerna, Eduardo “el que nadie conoce” Valdiviezo, Francisco “El Chino” Miyagui, Francisco “Panchito” Sánchez, Gabriel “Gagá” Mendoza, José “Nacho” Pérez, Luis “Millenium” Gonzales, Myriam “Panchita” Valladares y Yonathan “Yoyó” Rodríguez que estuvieron desde el inicio del proyecto y me brindaron su apoyo, ideas y sugerencias, permitiendo que mi estadía en laboratorio durante la elaboración de mi tesis fuese muy productiva.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO	3
1.1 Generalidades	3
1.2 Métodos de conservación	4
1.3 Estado de la tecnología	6
1.3.1 Sistemas de producción de hielo fluido	6
1.3.2 Características del hielo fluido	12
1.4 Condiciones de operación	13
1.4.1 Condiciones ambientales	13
1.4.2 Capacidad frigorífica	14
1.5 Equipamiento necesario	15
1.6 Evaluación de alternativas	16
1.6.1 Elección de refrigerante	16
1.6.2 Sistemas de compresión	19
1.6.3 Sistema de productor de hielo	19
1.7 Configuración del productor	21
CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL PRODUCTOR	
2.1 Consideraciones de carga térmica	26
2.2 Cálculo de la unidad condensadora	27
2.2.1 Selección del compresor	27
2.2.2 Selección del condensador	29
2.3 Cálculo del productor de hielo	29
2.3.1 Área de transmisión	29
2.3.2 Volumen de Refrigerante	42
2.3.3 Dimensionamiento mecánico	46
2.3.4 Dimensionamiento del sistema de alimentación	53
2.4 Cálculo de dispositivo de expansión	55
2.5 Selección de accesorios	59
2.6 Especificaciones técnicas	61

CAPÍTULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO	67
3.1 Costos directos de materiales y elementos	67
3.2 Costo de fabricación y montaje	69
3.3 Costos de diseño	70
3.4 Costo Total	70
CONCLUSIONES	71
BIBLIOGRAFÍA	72
PLANOS	
ANEXOS	
ANEXO 1: Cálculo de transferencia de calor del ambiente	A-1
ANEXO 2: Cálculo en Mathcad de la transferencia de calor en el productor de hielo	A-5
ANEXO 3: Cálculos de transferencia de calor en el cilindro refrigerado	A-17
ANEXO 4: Cálculo de la fuerza de corte para distintos valores del ángulo de cizalladura	A-20
ANEXO 5: Dimensionamiento de los componentes mecánicos del productor de hielo	A-24
Dimensionamiento de la Unión entre la Cuchilla y el Brazo Porta-cuchilla	A-25
Dimensionamiento del árbol del productor de hielo	A-31
Selección de rodamientos del árbol del productor de hielo	A-37
Cálculo unión brazo porta-cuchilla y en el árbol	A-39
Cálculo de la unión entre el árbol y el acople del productor	A-40
Cálculo del sistema de transmisión	A-41
ANEXO 6: Dimensionamiento del sistema de alimentación de agua al productor de hielo	A-45

LISTA DE SÍMBOLOS

A :	Área de transferencia de calor.
A_c :	Área del plano de cizalladura.
Cp_a :	Calor específico promedio del agua antes de congelamiento.
Cp_{ant}^{cong} :	Calor específico promedio de un pescado antes del congelamiento.
Cp_h :	Calor específico promedio del hielo.
D_e :	Diámetro interno del cilindro metálico de mayor diámetro en contacto con el refrigerante.
D_i :	Diámetro interno del cilindro metálico de menor diámetro en contacto con el refrigerante.
D_{tc} :	Diámetro interno de la tubería de condensado.
D_{td} :	Diámetro interno de la tubería de descarga.
D_{ts} :	Diámetro interno de la tubería de succión.
F_c :	Componente de la fuerza de corte paralela a la dirección del corte.
F_{FP} :	Factor de la presión de evaporación en el coeficiente convectivo del refrigerante.
F_{ns} :	Componente de la fuerza de corte perpendicular al plano de cizalladura.
F_R :	Fuerza resultante necesaria para el corte.
F_s :	Componente de la fuerza de corte paralela al plano de cizalladura.
F_t :	Componente de la fuerza de corte perpendicular a la dirección del corte.
Gr :	Número de Grashof.
K_{cb} :	Coeficiente K de pérdidas debido a contracción brusca.
K_{eb} :	Coeficiente K de pérdidas debido a expansión brusca.
L :	Espesor de la placa orificio.
L_{cil} :	Longitud del cilindro metálico refrigerado.
L_{tc} :	Longitud de la tubería de condensado.
L_{td} :	Longitud de la tubería de descarga.

L_{ts} :	Longitud de la tubería de succión.
N_c :	Velocidad de giro del compresor.
N_{cu} :	Velocidad de giro de la cuchilla del productor de hielo.
Nu :	Número de Nusselt.
P_c :	Potencia necesaria para el corte de la capa de hielo.
Pr_{mp} :	Número de Prandtl del agua, evaluado en las condiciones de la temperatura media de película.
\dot{Q} :	Flujo de calor.
\dot{Q}_{cil} :	Flujo de calor en el productor de hielo en las condiciones de operación.
\dot{Q}_{con} :	Flujo de calor necesario en el condensador.
\dot{Q}_{ev} :	Flujo de calor en el evaporador del sistema de refrigeración.
\dot{Q}_h :	Flujo de calor suministrado al hielo para el enfriamiento.
\dot{Q}_{ma} :	Flujo de calor del productor al medio ambiente.
\dot{Q}_p :	Flujo de calor necesario para enfriar los pescados.
\dot{Q}_{ph} :	Flujo de calor de enfriamiento necesario para producir el hielo fluido. Flujo de calor de enfriamiento obtenido a las condiciones de operación en el productor de hielo fluido.
Re_{ii} :	Número de Reynolds en las condiciones del punto (ii).
R' :	Relación de los coeficientes convectivos del agua y del medio de enfriamiento.
T' :	Relación adimensional de la diferencia de temperaturas entre los medios, agua y de enfriamiento, con la temperatura del punto de solidificación.
T_1 :	Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.
T_{1r} :	Temperatura del refrigerante al ingreso al compresor.
T_3 :	Temperatura a la salida del evaporador.
T_a :	Temperatura del agua al ingreso al productor.
T_{amax} :	Temperatura ambiental máxima.

T_{ev} :	Temperatura de evaporación del refrigerante.
T_{pc} :	Temperatura del punto de solidificación del agua.
T_{sh} :	Temperatura de superficial del hielo en contacto con la película de agua.
T_{sp} :	Temperatura de la superficie del cilindro refrigerado en contacto con el propano.
T_{spv} :	Temperatura de la superficie del cilindro refrigerado en contacto con el propano, calculada para comprobar la asumida.
T_{∞} :	Temperatura del medio frío.
V_c :	Volumen desplazado por el compresor.
V_{cond} :	Volumen interno del condensador ocupado por el refrigerante.
V_{ev} :	Volumen interno ocupado por el refrigerante en el evaporador.
V_h :	Volumen de hielo raspado en una vuelta de la cuchilla.
V_i :	Velocidad del refrigerante en el punto (i).
V_{ii} :	Velocidad del refrigerante en el punto (ii).
V_{iii} :	Velocidad del refrigerante en el punto (iii).
V_{tc} :	Volumen interno de la tubería de condensado.
V_{td} :	Volumen interno de la tubería de descarga.
$V_{tl_{min}}$:	Volumen interno mínimo del tanque de líquido.
V_{ts} :	Volumen interno de la tubería de succión.
\dot{V}_a :	Caudal total de agua al ingreso del productor.
\dot{V}_h :	Flujo del volumen de hielo a la salida del productor.
\dot{V}_{1r} :	Caudal de refrigerante al ingreso del compresor.
\dot{W}_c :	Potencia ideal necesaria para la compresión del refrigerante.
Z :	Número de cilindros del compresor.
Z_i :	Altura relativa del punto (i).
Z_{iii} :	Altura relativa del punto (iii).

Z_1 :	Factor de compresibilidad en la admisión del compresor.
Z_2 :	Factor de compresibilidad en la descarga del compresor.
c :	Carrera de los cilindros del compresor.
d :	Diámetro de los cilindros del compresor. Diámetro del orificio de la placa orificio.
e :	Espesor de la capa de hielo. Rugosidad absoluta del conducto.
e' :	Relación adimensional del espesor de la capa de hielo.
e_{ch} :	Espesor de la capa de hielo.
e_{cil} :	Espesor del cilindro metálico refrigerado.
e_d :	Espesor del hielo luego del corte.
e_{min} :	Espesor mínimo de la capa de hielo.
f :	Coefficiente de fricción
g :	Gravedad.
h_{io} :	Pérdidas en el interior del orificio.
h_{perd} :	Perdidas en ductos y accesorios.
h_1 :	Entalpía del refrigerante a la salida del productor de hielo fluido.
h_{1r} :	Entalpía del refrigerante al ingreso del compresor.
h_{2i} :	Entalpía ideal del refrigerante a la descarga del compresor, asumiendo compresión isoentrópica.
h_4 :	Entalpía del refrigerante al ingreso al productor de hielo fluido.
k_{cil} :	Conductividad del cilindro metálico de acero inoxidable.
k_h :	Conductividad del hielo.
k_{mp} :	Conductividad del agua a la temperatura media de película.
m_c :	Masa de refrigerante en el compresor durante la operación.
m_{cond} :	Masa de refrigerante en el condensador durante la operación.
m_{ev} :	Masa de refrigerante acumulada en el evaporador durante la operación

m_{ref} :	Masa de refrigerante total necesaria en el sistema de refrigeración.
m_{tc} :	Masa de refrigerante en la tubería de condensado.
m_{td} :	Masa de refrigerante en la tubería de descarga.
m_{ts} :	Masa de refrigerante en la tubería de succión.
\dot{m}_h :	Flujo másico de hielo necesario para el enfriamiento de los pescados.
\dot{m}_{ph} :	Flujo másico de hielo a la salida del productor.
\dot{m}_r :	Flujo másico de refrigerante necesario en el productor de hielo fluido.
n :	Coeficiente politrópico de compresión.
p_i :	Presión del refrigerante en el punto (i).
p_{iii} :	Presión del refrigerante en el punto (iii).
p_{1r} :	Presión en la succión del compresor.
p_2 :	Presión en la descarga del compresor.
p_{crit} :	Presión crítica del refrigerante.
p_{ev} :	Presión de ebullición del refrigerante.
p_r :	Relación entre la presión de ebullición y la presión crítica del refrigerante para el cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante.
q_0 :	Flux de calor en las condiciones de referencia para el cálculo del coeficiente convectivo del propano.
r_1 :	Radio interno de la superficie de la capa de hielo.
r_{1i} :	Radio interno medio de la superficie de la capa de hielo del sector circular entre los ángulos de posición i e $i+1$.
r_2 :	Radio interno del cilindro metálico refrigerado.
r_3 :	Radio externo del cilindro metálico refrigerado
t :	Tiempo de formación de la capa de hielo.
t' :	Relación adimensional del tiempo.
v_1 :	Volumen específico del refrigerante a la salida del evaporador.
v_{1r} :	Volumen específico del refrigerante en la succión del compresor.

v_{2r}	Volumen específico del refrigerante en el condensador.
v_3	Volumen específico del refrigerante a la salida del condensador.
v_4	Volumen específico del refrigerante en el ingreso del evaporador.
Δh_{fh}	Calor latente de solidificación del hielo a presión atmosférica.
Δh_{fp}	Calor latente de solidificación de un pescado promedio.
ΔT_{sh}	Diferencia de temperaturas de subenfriamiento del hielo.
α_0	Coeficiente convectivo del medio de enfriamiento. Coeficiente convectivo del refrigerante medido bajo las condiciones de referencia.
α_{eq}	Coeficiente convectivo equivalente del sistema de enfriamiento, propano y pared metálica.
α_{pa}	Coeficiente convectivo de la película de agua sobre el hielo.
α_r	Coeficiente convectivo del refrigerante
β	Coeficiente volumétrico de expansión térmica.
γ	Ángulo de ataque de la herramienta de corte.
ϵ	Relación volumen muerto al volumen de carrera.
ρ_a	Densidad del agua a la temperatura del de agua de ingreso.
ρ_h	Densidad del hielo.
ρ_i	Densidad del refrigerante en el punto (i).
ρ_{iii}	Densidad del refrigerante en el punto (iii).
ρ_{mp}	Densidad del agua a las condiciones de temperatura media de película.
ρ_{sh}	Densidad del agua a las condiciones de la temperatura superficial del hielo en contacto con el agua.
η_v	Eficiencia volumétrica del compresor.
θ_i	Ángulo, con respecto a la posición de la cuchilla, del radio de posición i.
θ_{i+1}	Ángulo, con respecto a la posición de la cuchilla, del radio de posición i+1.
λ	Factor de fugas por los asientos de válvulas.

- μ_i : Viscosidad del refrigerante en el punto (i).
- μ_{mp} : Viscosidad del agua a las condiciones de la temperatura media de película.
- τ_{rc} : Esfuerzo de rotura del hielo sometido a corte puro.
- ϕ : Ángulo del plano de cizalladura.



INTRODUCCIÓN

La pesca artesanal es una de las principales actividades económicas de la selva peruana. Los pescadores emplean embarcaciones conocidas como *peke-peke*, en los que viajan desde pequeños puertos hacia las zonas de pesca ubicadas a un promedio de ocho horas de viaje. Es por ello que luego de pescar requieren conservar las capturas durante la faena de pesca y el trayecto de retorno hacia las zonas de comercialización. Actualmente los métodos de conservación de pescados más usados son el salado y el enfriamiento empleando bloques de hielo por contacto directo. Estos son muy precarios porque no pueden mantener la calidad de las capturas y el tiempo de conservación de los mismos.

Una forma de mejorar óptimamente la conservación de las capturas es mediante el uso del hielo fluido, que es un método de refrigeración indirecta. Consiste en producir pequeñas partículas de hielo, que luego se ponen en contacto con las capturas. La mayor ventaja de este tipo de refrigeración es que consigue disminuir la temperatura de las capturas mucho más rápido que los métodos convencionales, esto permite una mejor conservación de las capturas por más tiempo. Actualmente se emplean productores de hielo fluido en embarcaciones pesqueras de gran capacidad. En la presente tesis se diseñará un productor de hielo fluido con una capacidad adecuada para la conservación de pescados en embarcaciones de pesca artesanal en la selva peruana.

Si bien se diseñará el productor considerando las condiciones y requerimientos de las embarcaciones de pesca artesanal, el productor puede emplearse en otras aplicaciones sin que esto represente modificar el diseño.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto se plantean los siguientes objetivos.

El objetivo general de la tesis es:

Diseñar un sistema productor de hielo fluido con una capacidad de 14 kg/h.

Los objetivos específicos son:

Diseño de los componentes mecánicos del productor de hielo.

Selección de los componentes del sistema de refrigeración.

Costeo de los componentes y la mano de obra necesarios para la fabricación y montaje.



CAPÍTULO 1:

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

1.1 Generalidades

En el presente proyecto se desarrollará el diseño de un productor de hielo fluido con una capacidad de 14 kg/hr. El uso de hielo fluido representa un sistema de refrigeración indirecta cuya principal ventaja es que la velocidad de enfriamiento de la carga, respecto a otros tipos de refrigeración, es mucho mayor, expresamente aplicado a la conservación de alimentos altamente perecibles como el pescado.

El pescado es uno de los principales alimentos de la población de la selva peruana. Lo que convierte a la pesca artesanal en una de las principales actividades económicas. La pesca se realiza en embarcaciones como las mostradas en la *Figura 1.1*. Estas salen de puerto y navegan en promedio ocho horas hasta el lugar de pesca. Los métodos de conservación de pescados empleados son precarios, lo que afecta la calidad del producto.

El productor de hielo fluido a diseñar debe poder ser empleado en dichas embarcaciones para enfriar una carga nominal de 150 kg de pescado. Además, para el diseño se tomarán las condiciones ambientales de la ciudad de Pucallpa.



Figura 1.1 Embarcaciones de pesca artesanal Pucallpa.

1.2 Métodos de conservación

Los métodos de conservación de alimentos son muy variados. Tienen su origen en las primeras civilizaciones donde se requería conservar alimentos para sobrevivir durante las estaciones en las que se tiene escasez de los mismos. Esto fue un problema crucial ya que una mala conservación produce el deterioro de la carne de pescado y pueden llegar a ser dañinos para las personas que los consumen. Se descubrió como controlar ciertos causantes de la descomposición de los alimentos. En base a ello se crearon las primeras técnicas de conservación: el secado, ahumado, de salmuera y salado. Estos métodos siguen siendo empleados hasta la actualidad, como por ejemplo los embutidos. Su principal inconveniente es que modifica el sabor original de los alimentos, que solo permite la conservación por un determinado periodo de tiempo y que solo se pueden conservar algunos tipos de alimentos [1].

Luego de la invención del microscopio, a mediados del siglo XVII, se descubrieron los primeros microorganismos. Se descubrió que son precisamente ellos, los que producen la descomposición de los alimentos. Esto motivo a que se empezaran a producir los primeros alimentos envasados, con ello el hombre encontró la forma de conservar cualquier tipo de alimento, por tiempo mucho mayor y en grandes cantidades. Pero el principal inconveniente es que para envasarlos, los alimentos deben ser esterilizados mediante calentamiento, con lo que persistía el inconveniente

de que los alimentos no conservaban los sabores y condiciones del producto fresco original [2].

Cuando los estudios de los microorganismos determinaron que estos disminuían su actividad conforme se disminuía la temperatura del alimento fue que se optó por refrigerar los alimentos. Esta forma de conservación tiene la principal ventaja respecto a las demás de que conserva las propiedades iniciales del producto. Pero su principal desventaja es que se requiere empezar la refrigeración inmediatamente después de la recolección, captura o beneficio para mantener las propiedades. Para la refrigeración inicialmente se aprovechó el frío natural (bodegas subterráneas, manantiales fríos, nieve, hielo) en el caso de ciertos alimentos y bebidas [3]. La obtención de medios para lograr las bajas temperaturas se dio en escala técnica después de la invención de la primera máquina frigorífica en la primera mitad del siglo XIX [4]. El enfriamiento se realizaba mediante bloques de hielo que se ponían en cámara de refrigeración y conforme este iba cambiando de fase tomaba el calor del ambiente. Esto básicamente debido a lo costoso que resultaban los equipos necesarios para refrigeración y a la tecnología incipiente con que se contaba. Con la evolución de la tecnología se logró desarrollar sistemas de refrigeración en base a sustancias refrigerantes, en los que se emplea el calor latente que dichas sustancias requieren para vaporizarse a bajas temperaturas [5]. Específicamente para la conservación de pescados en embarcaciones desde la pesca hasta el desembarco se emplean sistemas de cámaras frigoríficas, sistemas de salmueras (en el caso de peces de agua salada), bloques de hielo y hielo fluido.

Según estudios de la FAO [6]:

“podría suponerse que todos los tipos y tamaños de embarcaciones de pesca se beneficiarían del uso de hielo para la conservación de las capturas. No obstante, en la práctica, existen limitaciones. En las embarcaciones de menor tamaño, como pequeñas balsas y canoas, no hay espacio para guardar el hielo hasta que se necesita.”

Los métodos más empleados, actualmente, para la conservación de pescado en la selva peruana son el ahumado, secado y salado. Pero para la conservación de las capturas desde la zona de pesca hasta puerto se realiza básicamente empleando bloques de hielo [7].

1.3 Estado de la Tecnología

1.3.1 Sistemas de producción de hielo fluido

Respecto a productores de hielo fluido, a continuación se detalla los principales tipos de máquinas que se encuentran en el mercado:

Flake Ice Making Machine and knife therefor

Es una máquina productora de hielo en escamas que data de 1951 [8]. Incide en que una de las características más deseables en este tipo de máquinas es que sean fáciles de limpiar, ya que al ser empleada en la conservación de alimentos se debe realizar la limpieza de la misma con cierta regularidad. Es por ello que la principal característica de esta invención radica en su capacidad de poder desmontarse fácilmente, lo que permite la limpieza e inspección en todos los puntos del equipo. El esquema más representativo de dicha patente se muestra en la *Figura 1.2*, donde se observa la configuración general

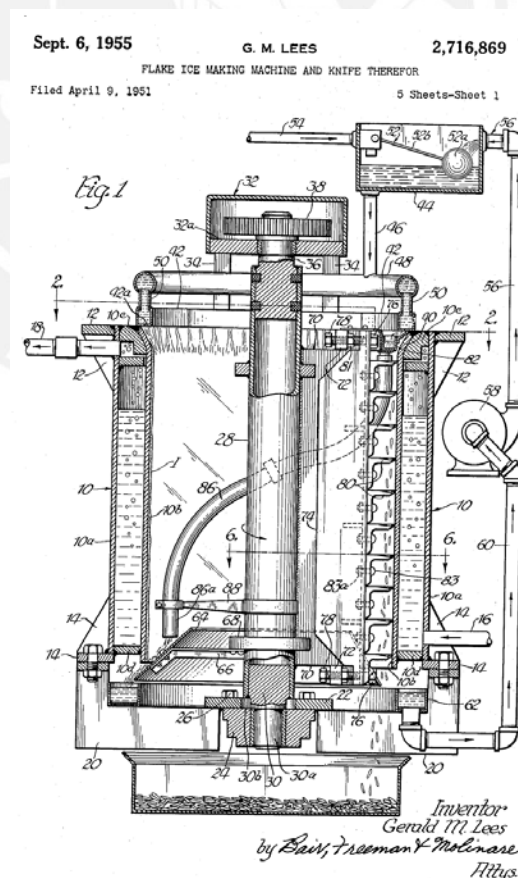


Figura 1.2 Distribución general del productor de hielo en escamas. [9]

El funcionamiento de esta máquina consiste básicamente en un rociar sobre un cilindro, refrigerado exteriormente, gotas de agua. Conforme estas gotas caen, se van enfriando debido al contacto con las paredes hasta llegar a un punto en el que se congelan y se adhieren a las mismas. Estas son enfriadas por unos grados por debajo de su punto de solidificación. Luego unas cuchillas raspan estas partículas de hielo y caen hacia el fondo donde son separadas del resto de agua que no logro cambiar de fase.

Flake Ice Producing Machine

Esta patente [10], que data de 1975, detalla la invención de una máquina de producción de hielo en escamas, al igual que la anterior patente. En la *Figura 1.3* se muestra el esquema que mejor ilustra esta invención.

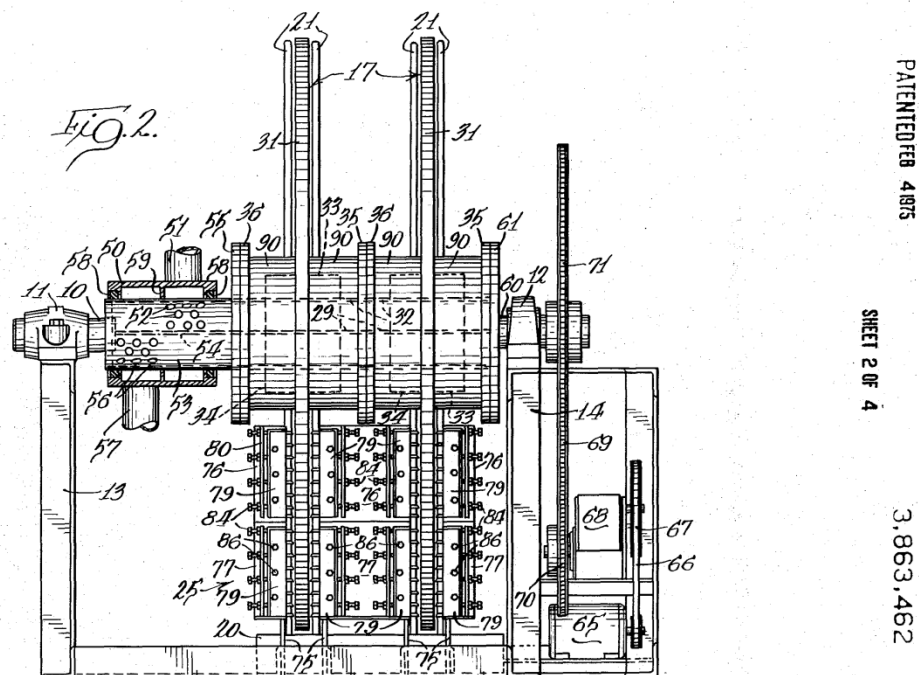


Figura 1.3 Distribución general de la máquina productora de hielo en escamas. [11]

En este caso se rocía externamente sobre los dos lados de los discos, agua. Los discos se encuentran interiormente enfriados por un sistema de refrigeración, lo que ocasiona que parte del agua se congele y se adhiera al disco, luego este hielo es raspado por cuchillas que se encuentran posteriormente. Puede trabajar con uno o

varios discos en paralelo. La principal diferencia con la anterior máquina es que las cuchillas ahora son fijas. Se considera este proceso menos eficiente que el anterior ya que la cantidad de agua que se debe rociar sobre el disco (para que toda o casi toda cambie de fase, y así evitar una gran recirculación de agua a la salida hacia el ingreso), es bastante difícil de determinar y más bien debe obtenerse de manera experimental. Esto sumado a que el flujo de refrigerante no evaporativo al interior del disco es fluctuante durante todo el proceso y la complejidad de los componentes, condiciona su aplicación solo a máquinas de gran capacidad, en las que obtiene mayor eficiencia que la patente anterior.

Flake Ice Machine

Esta patente al igual que en la anterior, no se da un congelamiento al interior de un cilindro si no en un disco. Data de 1994 [12]. De igual forma que en la patente previa, se rocía externamente sobre ambas caras de un disco, refrigerado internamente. Y luego con cuchillas se quita el hielo de las superficies. El esquema más representativo de la patente se muestra en la *Figura 1.4*.

U.S. Patent May 3, 1994 Sheet 1 of 6 5,307,646

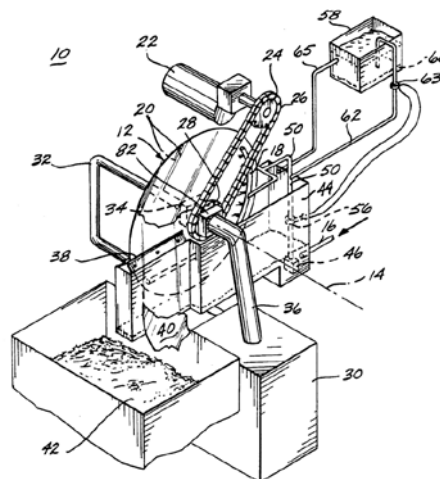


Fig. 1.

Figura 1.4 Distribución general del productor de hielo en escamas. [13]

Las diferencias básicas con la patente anterior son que a diferencia del caso anterior en el que se emplean varias cuchillas para producir escamas pequeñas, en este solo

se utiliza una cuchilla por lado. Otra diferencia es que se emplea para refrigerar un refrigerante que cambia de fase en el proceso, para el que se emplea una disposición del flujo diferente al del caso anterior.

Método e Máquina para a fabricação de gelo em escamas

Esta patente data de 1984 [14]. Esta máquina es físicamente parecida a la primera. Pero su funcionamiento es bastante diferente. El esquema principal de la máquina se muestra en la *Figura 1.5*.

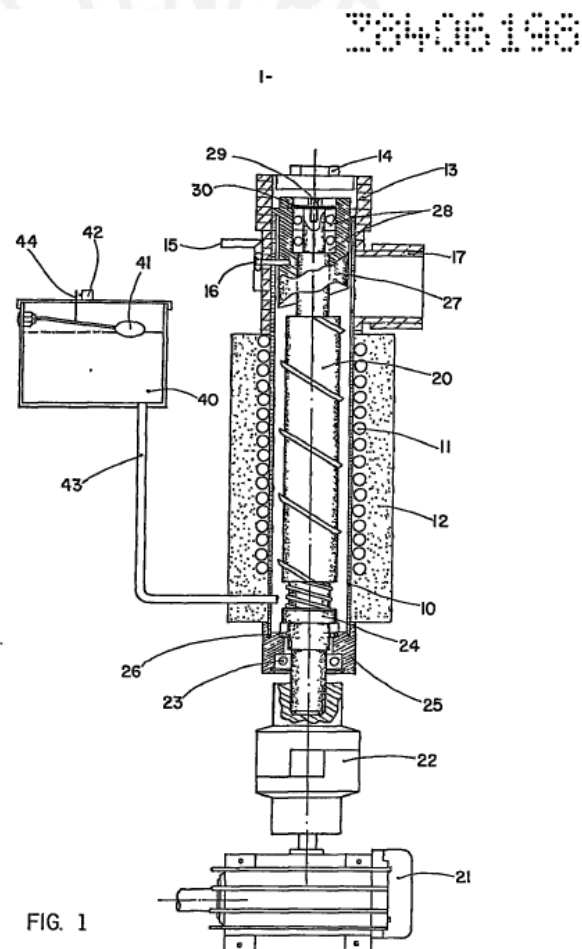


Figura 1.5 Dibujo principal de la máquina productora de hielo en escamas. [15]

Un cilindro refrigerado exteriormente por un serpentín se llena hasta un nivel constante de agua. El agua en contacto con las paredes se solidifica. Conforme la temperatura sigue disminuyendo la capa de hielo aumenta hasta entrar en contacto con las estrías helicoidales del eje central, luego de lo cual esta capa sube hasta entrar en contacto

con una cuchilla que determina su forma a la salida. Como se puede apreciar este método es bastante más sencillo que los anteriores ya que la totalidad de agua al ingreso sale, de forma continua, como hielo en escamas, además de que no requiere emplear rociadores o elementos parecidos que demandan presión. Su aplicación puede darse tanto en gran como en pequeña escala.

Generador de hielo líquido

Esta patente data de 2000 [16], Se muestra una máquina compuesta por un cilindro enfriado exteriormente, sobre el que interiormente se congela agua para luego ser raspada por cuchillas sujetas al eje central. El dibujo principal de la patente se muestra en la *Figura 1.6*.

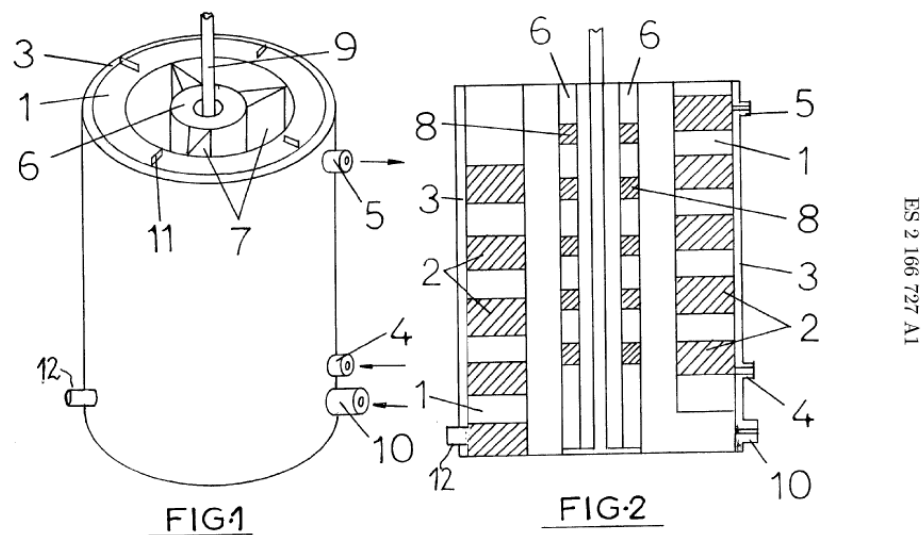


Figura 1.6 Esquema del generador de hielo fluido. [17]

El agua entra por la parte inferior al igual que en el caso anterior luego de enfriarse forma capas de hielo sobre las paredes del cilindro que luego son raspadas por las paletas con cuchillas.

Lo más relevante en esta patente es el sistema de enfriado del cilindro que a diferencia de la primera patente presentada en que el refrigerante cambia de fase entre los cilindros y la anterior en que se emplea un serpentín helicoidal. En este caso se utilizan tabiques que direccionan el flujo en forma helicoidal.

Generador de hielo en escamas

Esta patente, que data de 1994 [18], es diferente a todas las anteriores ya que emplea un cilindro, pero en este caso el líquido refrigerante circula por el interior del cilindro y externamente se produce la solidificación. En la *Figura 1.7* se puede ver el dibujo principal de la patente.

ES 1 029 172 U

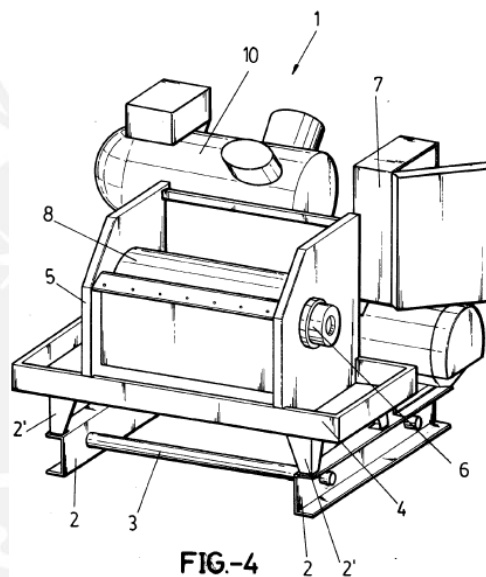


Figura 1.7 Representación del generador de hielo en escamas. [19]

El proceso en este consiste en hacer pasar por el interior del tambor líquido refrigerante a muy baja temperatura. El cilindro se encuentra bañado hasta cierto nivel por agua que al entrar en contacto con él se solidifica. El cilindro va rotando extrayendo sobre su superficie una capa de hielo que luego es retirada con ayuda de una cuchilla.

Este equipo también es muy sencillo de fabricar, no implica una recirculación de agua, utiliza un sistema tradicional de refrigeración con cambio de fase. Estas cualidades le dan la posibilidad de reproducirlo ya sea a gran o baja escala.

1.3.2 Características del hielo fluido

Hielo Fluido

También conocido como hielo fundente “es una mezcla de cristales de hielo en agua” [20]. Se caracteriza básicamente porque los pequeños cristales de hielo permiten obtener una gran área de transferencia de calor. Son empleados en sistemas de aire acondicionado, empackado, procesos industriales de enfriamiento, congelado y almacenamiento de pescados y otros alimentos perecibles.

Las características de este tipo de hielo son:

- **Enfriamiento rápido:** Los pequeños cristales permiten obtener una gran área de transferencia de calor sumado a que al encontrarse en cambio de fase produce un coeficiente convectivo mucho mayor asegurando un enfriamiento uniforme del pescado hasta una temperatura de 0°C o inferior. [21]
- **Mejor protección del producto:** Al ser básicamente agua y los cristales generalmente tienen forma esférica se evita que se dañe el producto a enfriar con cortes o daños similares. [22]
- **Enfriamiento uniforme:** A diferencia de los otros enfriamientos por hielo en los que el contacto se da por zonas y con espacios con aire, este tipo permite el enfriamiento uniforme gracias a que el agua cubre por completo las zonas de contacto.

Hielo en Escamas:

“El hielo en escamas se puede definir como un hielo seco y subenfriado en fragmentos pequeños planos con forma de oblea irregular” [23]. Estas escamas son pequeñas hojuelas de hielo con espesores entre 1.5 y 2 mm y de diámetros entre 12 y 25 mm. Es utilizado en muchas aplicaciones donde se requiere enfriamiento rápido y eficiente de productos alimenticios.

Las características de este tipo de hielo son:

- **Proporciona una gran área de contacto y enfriamiento rápido:** Debido a su forma plana este y delgada este tipo de hielo proporciona mayor área de contacto que otros tipos convencionales. Este mayor contacto con el producto permite un enfriamiento mucho más rápido. [24]

- **Bajo costo de producción:** Se requiere solo 1.3TR por tonelada de hielo a partir de agua a 16°C.
- **Buena protección del producto a enfriar:** Fácil de amoldar a los espacios adyacentes al producto a enfriar.
- **Utilización inmediata:** Se puede emplear el hielo después de fabricarlo sin necesidad de triturarlo.

1.4 Condiciones de operación

1.4.1 Condiciones Ambientales

Como se mencionó anteriormente se considerará como en el presente diseño las condiciones ambientales de la zona de Pucallpa (ciudad), capital del departamento de Ucayali. En lo referente a las condiciones ambientales, Pucallpa se caracteriza por tener elevada temperatura ambiental y humedad relativa. En la *Tabla 1.1* se muestran los valores extremos de temperaturas y humedades relativas registradas en Pucallpa por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SEMANHI) en un periodo de cuatro años [25].

Tabla 1.1 Condiciones ambientales críticas en Pucallpa.

Condición		Unid.		Fecha de muestreo
Temperatura Máxima	TBS	[°C]	35,6	07/02/2007
	TBH	[°C]	29,8	
Temperatura Mínima	TBS	[°C]	16	26/07/2007
	TBH	[°C]	15.6	
Humedad Relativa Máxima		%	100	
Humedad Relativa Mínima		%	60	

1.4.2 Estimado de la Capacidad Frigorífica

Para el cálculo de la capacidad frigorífica tomo las siguientes consideraciones:

- La producción de hielo fluido va a ser empleada para enfriar 200 kg de pescados. Esta es capacidad nominal del presente proyecto. La capacidad del sistema se evaluará asumiendo que se desea enfriar el total de la carga en un

tiempo de 8 hrs, que es lo que demora en promedio el trayecto de retorno al puerto de Pucallpa desde las zonas de pesca.

- El hielo se encarga de enfriar las capturas desde 25°C hasta -2,2°C [26], que es la temperatura de congelamiento de un pescado promedio. Se considera una capacidad térmica adicional para producir una congelación parcial del peso de las capturas (50%).
- El calor específico, antes del congelamiento, del pescado promedio es [27]:

$$Cp_{cong}^{ant} = 3,70 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$$

- El calor latente de solidificación de un pescado promedio es [28]:

$$\Delta h_{fp} = 255 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

- El calor latente de fusión del hielo a presión atmosférica es [29]:

$$\Delta h_{fn} = 333,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

- El hielo se producirá subenfriado a -5 °C. Y el calor específico del hielo es [30]:

$$Cp_h = 2,062 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

- El calor específico del agua antes del punto de congelamiento a presión ambiental es [31]:

$$Cp_a = 4,176 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Por lo tanto a partir de lo anterior el calor que se debe extraer de las capturas es:

$$\dot{Q}_p = \frac{200[kg] \left(Cp_{cong}^{ant} \cdot \Delta T + 0,5 \cdot \Delta h_f \right)}{8[hr]}$$

$$\dot{Q}_p = \frac{200 * (3,70(25 - 2,2) + 0,5 \cdot 255)}{8 \times 3600} = 1,471[kW] \quad (1.1)$$

Este calor de las capturas es igual al que el hielo fluido debe absorber al cambiar de fase. Por lo tanto el flujo de masa de hielo fluido que cambia de fase durante las 6 hrs del enfriamiento es:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h * (\Delta h_{fn} + Cp_h * \Delta T_{sh}) = \dot{Q}_p$$

$$\dot{m}_h = \frac{1,471}{(333,5 + 2,062(0 - (-5)))} = 0,004279 \left[\frac{kg}{s} \right] = 15,40 \left[\frac{kg}{hr} \right]$$

El hielo se produce en el trayecto desde puerto hasta la zona de pesca, este viaje toma por lo general un promedio de 8 horas y la pesca un promedio de 4 horas antes de iniciar el viaje de retorno. El hielo necesario se producirá precisamente en este periodo y se irá almacenando en la cámara donde se pondrán luego los pescados. En base a la relación de los periodos de producción de hielo y los de fusión, se determinó que se requiere producir:

$$\dot{m}'_h = \dot{m}_h \left(\frac{8[hr]}{12[hr]} \right) = 10,27 \left[\frac{kg}{hr} \right]$$

Cabe mencionar que este cálculo no se está considerando las infiltraciones, propias de la cámara y la operación de la misma. Por ello que para el presente diseño se considera un 30% adicional de flujo másico, como factor de corrección. Con lo que la capacidad de producción de hielo fluido requerida es:

$$\dot{m}_{ph} = 1,3 \cdot \dot{m}'_h = 13,35 \left[\frac{kg}{hr} \right] \approx 14 \left[\frac{kg}{hr} \right] \quad (1.2)$$

A partir de ello se puede inferir que la capacidad frigorífica necesaria en el productor de hielo fluido, considerando que este produce hielo a partir de agua a 30 °C, condición crítica, es:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ph} &= 14 \left[\frac{kg}{hr} \right] (Cp_a \cdot \Delta T_a + \Delta h_{fh} + Cp_h \cdot \Delta T_h) \\ \dot{Q}_{ph} &= \frac{14}{3600} (4,176(30 - 0) + 333,5 + 2,062(0 - (-5))) = 1,824[kW] \end{aligned} \quad (1.3)$$

1.5 Equipamiento Necesario

Para el productor de hielo fluido se empleará básicamente un sistema de refrigeración, la cámara donde se producirá el hielo y un sistema de raspado del hielo.

Es recomendable que el sistema de refrigeración trabaje con una temperatura de evaporación menor a 0°C. Esto debido a que a la presión barométrica de la zona, el agua cambia de fase a aproximadamente 0 °C, pero se requiere que la superficie en contacto con el agua esté a menor temperatura para que el agua al entrar en contacto

con la misma la transferencia de calor sea tal que congelar una capa de hielo y luego permita subenfriar el hielo hasta -5°C . La temperatura de condensación con la que se trabajará es 50°C , esto para obtener una adecuada transferencia de calor bajo las condiciones ambientales de la selva peruana. En base a estos parámetros se puede establecer que bastará con una sola etapa de compresión. Teniendo en cuenta la capacidad de refrigeración del equipo, se empleará el ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor y los componentes requeridos son:

- Compresor.
- Evaporador.
- Condensador.
- Válvula de Expansión.
- Acumulador de líquido.
- Elementos de control.
- Accesorios adicionales.

Otro aspecto importante en sistema de refrigeración es el fluido refrigerante, ya que la selección de los equipos empleados depende de este. Un aspecto muy importante en el diseño del evaporador es proporcionar una adecuada transferencia de calor hacia la superficie refrigerada, evitando el ingreso de calor externo al sistema y permitiendo un adecuado rociado de agua sobre la superficie refrigerada. Además debe facilitar el raspado y extracción del hielo.

El sistema de raspado estará compuesto en general por una o varias cuchillas que se encargaran de romper la capa de hielo formada sobre la superficie refrigerante formando pequeñas escamas. En algunos casos también es necesario que las cuchillas ayuden a direccionar las escamas hacia la descarga. La velocidad de las cuchillas debe ser tal que permita que la capa del hielo se forme antes de rasparla y para su accionamiento será necesario emplear un motor.

1.6 Evaluación de Alternativas

1.6.1 Fluido refrigerante

“Se denominan fluidos frigorígenos a aquellos cuerpos químicos cuyas propiedades los tornan aptos para su aplicación en máquinas frigoríficas. Teóricamente, todo compuesto capaz de soportar cambios de estado (sobre todo entre los estados líquido y vapor) en el campo de las temperaturas que interesan a la refrigeración, podría ser adoptado.” [31]

Como detalla la cita anterior se puede emplear cualquier fluido que como refrigerante. Pero, se debe considerar que en el cambio de fase a las temperaturas de evaporación la presión requerida no sea excesiva, lo que demandaría una resistencia mecánica alta de los componentes del sistema de refrigeración y un sistema de compresión complejo. Son por ello un número limitado de sustancias las empleadas para refrigeración.

Las propiedades importantes a considerar en la elección de un refrigerante son:

- **Calor Latente de Vaporización:** Esta propiedad es muy importante ya que para mayores valores de calor latente de vaporización se requiere menor flujo de refrigerante, lo que como consecuencia disminuye la capacidad de los componentes necesarios.
- **Viscosidad:** La viscosidad está principalmente vinculada con las pérdidas de presión y con el coeficiente convectivo. En general una menor viscosidad es más favorable.
- **Presiones de condensación y evaporación:** Es conveniente que la presión de saturación a la temperatura necesaria de condensación sea lo más baja posible. Debido a que esto condiciona la resistencia mecánica de los componentes, lo que a la larga condiciona el precio. Además es preferible que la presión de evaporación sea superior a la atmosférica, para que no exista la posibilidad de ingreso de contaminantes.
- **Comportamiento con los metales:** En general los fluidos refrigerantes no reaccionan con los metales pero existen ciertas condiciones a las cuales estos pueden causar o favorecer la corrosión, es el caso del amoníaco que en presencia de humedad se vuelve corrosivo con los metales no ferrosos, como cobre o latón [32]. Es deseable que el fluido refrigerante no reaccione con los metales.
- **Comportamiento con los aceites lubricantes:** El comportamiento de los refrigerantes se puede dividir en dos tipos, cuando hay o no miscibilidad con el aceite. Es deseable una mayor miscibilidad para que no se formen capas que no permitan una transferencia de calor uniforme.

- **Toxicidad:** Es más favorable que el fluido no sea tóxico, pero no será crítico ya que el productor de hielo fluido trabajará en lugares completamente abiertos, que permiten una rápida difusión en el aire de la sustancia en caso de fugas.
- **Inflamabilidad:** Es deseable que el fluido refrigerante no sea inflamable por que ello implica un mayor requerimiento a la seguridad de los implementos usados para no producir chipas.
- **Efectos Ambientales:** El principal problema de la mayoría de los refrigerantes CFC es que ocasionan la destrucción de la capa de ozono, sin embargo los demás refrigerantes también pueden contribuir con el efecto invernadero. Es preferible que el refrigerante no dañe el medio ambiente.
- **Consideraciones Económicas:** Este, tal vez, es el aspecto más importante en el presente diseño. Ya que, debido a la aplicación de la presente tesis, el refrigerante debe estar disponible en el mercado y no debe ser muy costoso.

En base a los criterios anteriormente mostrados se realizó la selección del refrigerante a emplear, tomando los refrigerantes disponibles en el mercado peruano. La calificación se muestra en la *Tabla 1.2*. El criterio de calificación será de 1 a 5. Al puntaje del refrigerante se le hará un promedio ponderado en base a los pesos de los criterios. El que obtenga mayor promedio será el seleccionado.

Tabla 1.2 Selección de refrigerante a emplear.

Evaluación		Refrigerante						
Criterios	Pond	R-22	R-134a	R-290	R-404A	R-410A	R-600	R-717
Calor Latente	4	2	2	4	1	2	4	5
Viscosidad	2	3	1	5	4	4	3	4
Presiones de Cond. y Ev.	4	3	4	3	2	1	3	5
Comp. con los metales	3	5	5	3	2	2	3	2
Comp. con aceites	3	3	4	3	2	2	3	1
Toxicidad	3	4	2	4	2	2	1	1
Inflamabilidad	3	5	5	1	4	4	1	3
Efectos Ambientales	4	1	2	5	2	2	3	5
Consid. Económicas	5	3	2	5	1	2	3	3
Promedios Ponderados		3.1	2.97	3.74	2.03	2.19	2.74	3.35

Como se puede ver en la tabla de calificación, el refrigerante que obtuvo el mayor promedio ponderado fue el Propano (R-290). Su principal ventaja es que es un producto producido en el Perú, de bajo costo y fácil adquisición. Su principal desventaja es que es altamente inflamable, lo que exige una mayor seguridad en los circuitos eléctricos.

1.6.2 Sistema de compresión

Para la selección del tipo de compresor a emplear se debe tener en cuenta no sólo la capacidad de flujo de refrigerante. Si no que, también se debe tener en cuenta otros factores como la temperatura de aspiración, la presión de servicio, la naturaleza del refrigerante, el modo de operación, entre otros. El flujo de refrigerante necesario se obtiene de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{ph} = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

Siendo:

\dot{Q}_{ph} : Calor de enfriamiento necesario en el productor de hielo calculado en (1.3), 1,824kW.

h_1 : Entalpía del refrigerante a salida del evaporador. Vapor saturado a -10°C . 563,65kJ/kg. [15]

h_4 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador. Vapor húmedo, con entalpía igual a la de líquido saturado a la temperatura de condensación 50°C . 336,80 kJ.

Despejando de la ecuación el flujo de refrigerante:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{ph}}{(h_{g(-10)} - h_{f(50)})} = \frac{1,824}{563,65 - 336,8} = 8,042 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 28,95 \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right] \quad (1.4)$$

La relación de presiones requerida no es elevada, la temperatura de evaporación no es tan baja, el fluido refrigerante en propano y se tiene un flujo no muy grande del mismo. Además es importante analizar otros aspectos como que el costo no debe ser muy elevado y que en caso de falla se pueda reparar. En base a todos estos requerimientos, se optó por emplear un compresor de pistón de simple acción. Además este será de tipo abierto, a pesar de que la pequeña capacidad requerida podría implicar el empleo de un compresor hermético. La razón fundamental para esto

es que en la embarcación no se cuenta con una fuente de energía eléctrica indispensable para el funcionamiento de los compresores herméticos.

1.6.3 Sistema Productor de Hielo

En lo referente al sistema de producción de hielo se procedió con la metodología de diseño partiendo de la estructura de funciones, como se muestra en la *Figura 1.7*.

Donde las funciones planteadas son:

- **Alimentar:** Comprende el suministro de agua al sistema.
- **Rociar:** Básicamente la distribución del agua sobre la superficie refrigerante.
- **Congelar:** Comprende enfriar el agua a temperaturas menores a la fusión formando una capa de hielo.
- **Raspar:** Comprende retirar la capa de hielo de la superficie refrigerante.
- **Extraer:** Comprende la salida del hielo fluido del sistema.

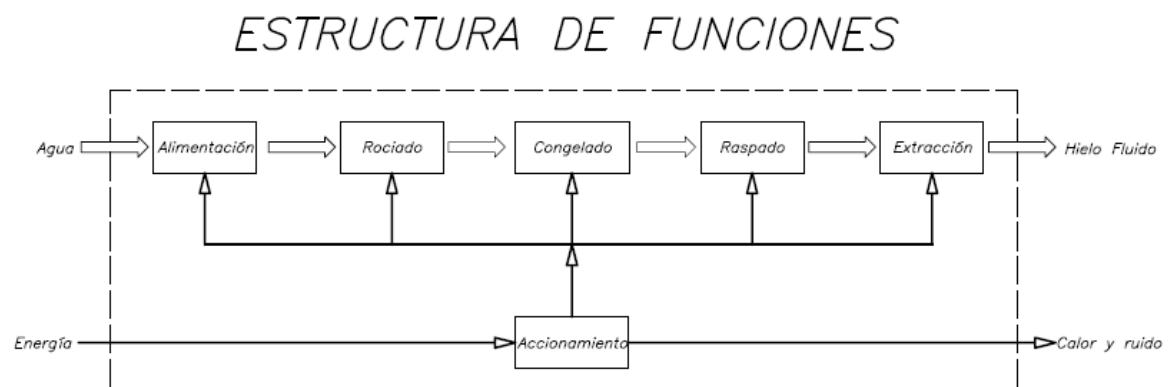


Figura 1.7 Estructura de funciones del diseño del productor de hielo fluido.

Partiendo de esta estructura de funciones se procedió a realizar la matriz morfológica, que se muestra en la *Tabla 1.3*. Donde además se plantean cuatro alternativas de solución, que serán evaluadas a continuación.

Tabla 1.3 Matriz morfológica para el diseño del sistema productor de hielo.

Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1 Alimentación	Tanque Superior	Bomba		
2 Rociado	Toberas en la parte superior	Toberas en dirección axial	Nivel de agua	Toberas interiores
3 Congelado	Exterior de Disco	Exterior de Cilindro	Interior de Cilindro	
4 Raspado	Cuchilla única	Varias Cuchillas	Tornillo de transporte	
5 Extracción	Superior	Inferior	Longitudinal	
Conceptos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4

En la evaluación se emplearon varios criterios. De igual forma que para la selección del refrigerante, se calificarán los conceptos de solución con un puntaje de 1 a 5 y luego se realizará el promedio ponderado según la importancia del criterio. La *Tabla 1.4* muestra la evaluación de los conceptos de solución.

Tabla 1.4 Evaluación de conceptos de solución.

Evaluación		Conceptos de solución			
Criterio	Pond	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 4
Buen uso de la energía	4	2	4	4	1
Rigidez	2	4	2	4	3
Seguridad	5	4	3	4	1
Confiabilidad	2	4	3	3	2
Facilidad de manejo	5	4	3	2	2
Complejidad	3	4	4	3	1
Productividad	4	1	3	4	4
Costo de la tecnología	5	2	4	2	1
Facilidad de montaje	3	4	2	3	2
Fácil Mantenimiento	3	3	4	2	4
Promedios Ponderados		3.1	3.28	3.06	1.97

En base a la evaluación, la solución óptima para los requerimientos es la alternativa de solución 2, esta será la alternativa a desarrollar para el productor de hielo

1.6.4 Configuración del sistema productor:

Finalizando este capítulo podemos resumir todo lo anteriormente desarrollado estableciendo la configuración del sistema. El sistema productor de hielo estará conformado por el productor y los elementos del sistema de refrigeración.

El productor de hielo estará conformado básicamente por:

- **Alimentación de Agua:** Conformado por un tanque ubicado en la parte superior que tiene la función de almacenar agua en el ingreso al productor.
- **Rociado de Agua:** Tiene la función de distribuir uniformemente el agua sobre la superficie refrigerada y estará conformado por toberas ubicadas en la parte superior de la superficie.
- **Formación de Hielo:** Está compuesto por una superficie cilíndrica sobre la cual interiormente se rocía agua que se congela y forma una capa de hielo. Exteriormente este cilindro es enfriado por el flujo de refrigerante entre este y otro cilindro concéntrico de mayor diámetro, que conforman el evaporador del sistema de refrigeración.
- **Raspado de Hielo:** Conformado por un conjunto de cuchillas, que romperán la capa de hielo formada sobre la superficie refrigerada, luego de lo cual las partículas de hielo caerán y se direccionarán hacia la cámara de refrigeración.

El sistema de refrigeración trabajará empleando como sustancia refrigerante al propano (R-290). Está conformado por un compresor de tipo abierto, un condensador enfriado por aire, un tanque de líquido, un dispositivo de expansión, los dispositivos de control y el evaporador, que es parte del productor. Una representación esquemática del sistema se muestra en el *Plano 1*. Los dispositivos de control que se emplearán son un presostato de alta presión, un presostato de baja presión a la salida del evaporador, un embrague electromagnético y una válvula solenoide. Cuando el presostato de alta presión la presión ubicada en la descarga del compresor detecte una presión mayor a la establecida se encargará de detener al compresor a través del embrague electromagnético que lo desacoplará. Por otro lado, la válvula solenoide trabajará con el presostato de baja presión ubicado a la salida del evaporador. Cuando

la presión de evaporación disminuya a un valor por debajo de lo establecido, lo que significa que no se requiere más enfriamiento, la válvula solenoide cortará el flujo de refrigerante antes del dispositivo de expansión

Adicionalmente para el funcionamiento del compresor, del sistema de raspado del productor y del ventilador del condensador se empleará un motor de combustión interna, debido a que en la embarcación no se cuenta con fuentes de energía eléctrica. El sistema de control contará, para su funcionamiento, con una batería convencional de 12V.



REFERENCIAS CAPÍTULO 1

- [1] DOSSAT, Roy J.
1981 *Principios de refrigeración*. Segunda Edición. México D.F: Compañía Editorial Continental S.A.
- [2] Ibid
- [3] PLANK, Rudolf
1963 *El empleo del frío en la industria de la alimentación*. Primera Edición. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [4] Ibid
- [5] DOSSAT, Ibid
- [6] SHAWYER, Michael y Avilio F. MEDINA PIZZALI
2005 *FAO DOCUMENTO TÉCNICO DE PESCA 436: El uso de hielo en pequeñas embarcaciones de pesca*. Roma: Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación. Consultada: 5 de enero de 2011.
<<http://www.fao.org/docrep/008/y5013s/y5013s04.htm#bm04.2.3>>
- [7] PAREDES MORI, Pedro R.
2006 *Tecnología de procesos pesqueros*. Iquitos: Universidad Nacional de la Amazonia Peruana. Consultada: 6 de junio de 2010.
<<http://www.unapiquitos.edu.pe/intranet/pagsphp/docentes/archivos/CURSO%20TEC%20PESQUEROS.doc?PHPSESSID=2f1bc3f9bbfac2949d28fbca98c78178>>
- [8] LEES, Gerald M
1955 *Flake Ice Producing Machine*. US, 2,716,869 (Cl. 62/107; F25C7/12) 9 de abril de 1951, App. 220,044, 6 de septiembre de 1955.
- [9] Ibid
- [10] TREUER, Allan
1975 *Flake Ice Producing Machine*. US, 3,863,462 (Cl. 62/345; F25C7/12) 29 de junio de 1973, App. 375,059, 4 de febrero de 1975.
- [11] Ibid
- [12] NIBLOCK, Robert
1994 *Flake Ice Machine*. US, 5,307,646 (Cl. 62/345; F25C1/14) 25 de junio de 1991, App. 720,277, 3 de mayo de 1994.
- [13] Ibid
- [14] MENCUBINI, Italo
1986 *Método e Maquina para a fabricação de gelo em escamas*. BR, 8,406,198 (Cl. F25C1/14) 5 de diciembre de 1984, 24 de junio de 1986.

- [15] Ibid
- [16] MENDOZA TURRO, Agustín
2002 *Generador de hielo en escamas*. ES, 2,166,727 (Cl. F25C1/14)
17 de agosto de 2000, App. 200002093, 16 de abril de 2002.
- [17] Ibid
- [18] VILANOVA VARELA, Jesús
1995 *Generador de hielo en escamas*. ES, 1,029,172 (Cl. F25C1/14) 7
de octubre de 1994, App. U9402559, 1 de mayo de 1995.
- [19] Ibid
- [20] SHAWYER, Ibid.
- [21] Ibid
- [22] Ibid
- [23] Ibid
- [24] Ibid
- [25] SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGÍA DEL PERÚ
2009 *Información del tiempo y clima, Datos Históricos*. Consultada: 13
de junio de 2010.
<http://www.senamhi.gob.pe/include_mapas/_dat_esta_tipo.php?estaciones=154303>
- [26] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
2009 *ASHRAE Handbook – Fundamentals.SI Edition*. Atlanta:
ASHRAE.
- [27] Ibid
- [28] Ibid
- [29] Ibid
- [30] Ibid
- [31] CONAN, Jean-Georges
1990 *Refrigeración Industrial*. Primera edición. Madrid: Paraninfo
- [32] DOSSAT, Ibid

CAPÍTULO 2:

DISEÑO DEL PRODUCTOR

2.1 Consideraciones de carga térmica

Para la selección de los equipos del sistema de refrigeración es necesario determinar la carga térmica del sistema. El mayor factor de la carga térmica es el calor necesario para producir el hielo, calculado en (1.3). Adicionalmente existe un flujo de calor del productor que se transfiere al ambiente. Con lo que la expresión para determinar la carga térmica queda definida como:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{ph} + \dot{Q}_{ma} \quad (2.1)$$

Para que el flujo de calor al medio ambiente no sea significativo respecto a la carga del productor se propone una capa de aislante de poliuretano de 3 cm de espesor. El cálculo detallado de la transferencia de calor al ambiente empleando MathCad se muestra en el *Anexo 1*. Con el cual, luego de reemplazar en la ecuación anterior se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ma} &= 25[W] \Rightarrow 1,4\% \cdot \dot{Q}_{ph} \\ \dot{Q}_{ev} &= 1824 + 25 = 1849[W] \end{aligned} \quad (2.2)$$

La selección de los dispositivos de refrigeración se realizará teniendo en cuenta esta carga de evaporación y un sobrecalentamiento de 10 °C en la tubería de succión que va desde la salida del evaporador hasta el ingreso del compresor. Considerando además una temperatura de condensación de 50°C, para permitir una adecuada transmisión de calor al ambiente, se puede calcular el flujo real de refrigerante necesario como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(h_{g(-10)} - h_{f(50)})} = \frac{1,849}{563,65 - 336,8} = 8,152 \cdot 10^{-3} \left[\frac{kg}{s} \right] = 29,35 \left[\frac{kg}{hr} \right] \quad (2.3)$$

Siendo:

\dot{Q}_{ev} : Calor de evaporación necesario en el productor de hielo calculado en (2.2),
1,849kW.

h_1 : Entalpía del refrigerante a salida del evaporador. Vapor saturado a -10°C .
563,65kJ/kg. [1]

h_4 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador. Vapor húmedo, con entalpía
igual a la de líquido saturado a la temperatura de condensación 50°C .
336,80kJ/kg.

2.2 Cálculo de la unidad de condensación

2.2.1 Selección del Compresor

El compresor a emplear será de pistones de simple efecto de tipo abierto, como se detalló en el primer capítulo. Las características requeridas son:

- **Capacidad de Enfriamiento:** $\dot{Q}_{ev} = 1,849[\text{kW}]$
- **Flujo másico de refrigerante:** $\dot{m}_r = 29,35[\text{kg/hr}]$
- **Temperatura de Evaporación:** $T_1 = -10[^{\circ}\text{C}]$
- **Temperatura al ingreso al compresor:** $T_{1r} = 0[^{\circ}\text{C}]$
- **Temperatura de Condensación:** $T_3 = 50[^{\circ}\text{C}]$

Debido a que los en los catálogos comerciales no se encuentran los valores de las capacidades utilizando el propano como sustancia refrigerante en compresores abiertos, se seleccionó al compresor por el caudal que debe desplazar. El caudal de refrigerante a desplazar es:

$$\dot{V}_{1r} = \dot{m}_r \cdot v_{1r} = 29,35 \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right] \cdot 0,1376 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] = 4,039 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \right]$$

Donde:

v_{1r} : Volumen específico del refrigerante en la succión del compresor. Para vapor sobrecalentado a 0°C y a 0,34528 MPa es $0,1376\text{m}^3/\text{kg}$.

En base a ello se seleccionó del catálogo comercial de DORIN [2] el compresor abierto de pistones 1HVS. Del que se calculó su cilindrada a partir de sus características geométricas.

$$V_c = Z \left(\frac{\pi}{4} d^2 \cdot c \right) = 2 \left(\frac{\pi}{4} 45^2 \cdot 24 \right) = 76341 [\text{mm}^3] = 76,34 [\text{cm}^3] \quad (2.4)$$

Luego, para el cálculo del desplazamiento real del compresor es necesario afectarlo del rendimiento volumétrico del compresor.

$$\eta_v = 1 + \epsilon - \epsilon \lambda \left(\frac{p_2}{p_{1'}} \right)^{1/n} \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)$$

Siendo:

ϵ : Relación de volumen muerto al volumen de carrera para un compresor pequeño es aproximadamente 0,08.

λ : Factor de fugas por asientos de válvulas, para un desgaste normal de las mismas es 1,10.

$p_{1'}$: Presión de succión del compresor es aproximadamente la de evaporación a -10°C , que es 0,34528 MPa [3].

p_2 : Presión de descarga del compresor es aproximadamente la de condensación a 50°C , que es 1,7133 MPa [4].

n : El coeficiente politrópico de compresión se asume cercano al adiabático reversible que es igual a 1,26.

$\frac{Z_1}{Z_2}$: La relación de los factores de compresibilidad en la admisión y la descarga, asumiendo que ambos factores son bastante cercanos, es 1.

$$\eta_v = 1 + 0,08 - 0,08 \cdot 1,1 \left(\frac{1,7133}{0,34528} \right)^{1/1,26} (1) = 76,6\%$$

Para que el desplazamiento real satisfaga las condiciones requeridas la velocidad de giro del compresor deberá ser:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{1'} &= \eta_v (V_c \cdot N_c) \\ N_c &= \frac{\dot{V}_{1'}}{\eta_v \cdot V_c} = \frac{4,039 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \right]}{76,6\% \cdot 76,34 [\text{cm}^3]} = 1151 [\text{RPM}] \end{aligned} \quad (2.5)$$

En el catálogo del compresor establece que el compresor puede trabajar entre 500 y 1450 RPM, como se puede apreciar este compresor satisface la capacidad requerida, permitiendo incluso una mayor capacidad si es que fuese necesaria. También es importante mencionar que el compresor estará conectado al motor de combustión

interna mediante fajas; sin embargo, entre la polea y el compresor, se empleará un embrague electro-magnético que acoplará o desacoplará el compresor en función a las señales del sistema de control. La potencia consumida por el compresor se puede estimar asumiendo compresión adiabática reversible como se detalla a continuación:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r (h_{2i} - h_{1r})$$

Siendo:

h_{1r} : Entalpía del refrigerante en la succión del compresor, para vapor sobrecalentado a 0°C y a 0,34528 MPa es 580,24 kJ/kg [5].

h_{2i} : Entalpía ideal del refrigerante en la descarga del compresor, asumiendo compresión adiabática reversible es 659.69 kJ/kg [6].

$$\dot{W}_c = 29,35 \left[\frac{kg}{hr} \right] (659,69 - 580,24) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 647,74 [W] \quad (2.6)$$

2.2.2 Selección del condensador

Se empleará un condensador enfriado por aire. Como se comentó en el capítulo 1 el ventilador del condensador será movido por el motor de combustión interna. Los parámetros de selección del condensador son:

- **Temperatura de Condensación:** $T_3 = 50 [^{\circ}C]$
- **Máxima Temperatura Ambiental:** $T_{amax} = 35 [^{\circ}C]$
- **Capacidad de Condensación:** Se obtiene de:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{ph} + \dot{W}_c = 2497 [W] \quad (2.7)$$

Se seleccionó a partir del catálogo comercial de Lu-Ve Contardo [7] el condensador enfriado por aire modelo STFT 202033 con los siguientes datos técnicos:

- **Capacidad Nominal para una diferencia de temperaturas de 15 K:** 2730 W.
- **Peso:** 5,2 kg.
- **Superficie:** 3,5 m².
- **Volumen Interno:** 0,78 dm³

2.3 Cálculo del productor de hielo

2.3.1 Área de transmisión

Uno de los parámetros más importantes para el diseño del productor es el tiempo necesario para la formación de la capa de hielo. Para ello, se emplearon las relaciones

propuestas por F. Kreith [8]. Se inicia en el análisis de la formación de una capa de hielo entre agua y un medio a menor temperatura, como se muestra en la *Figura 2.1*.

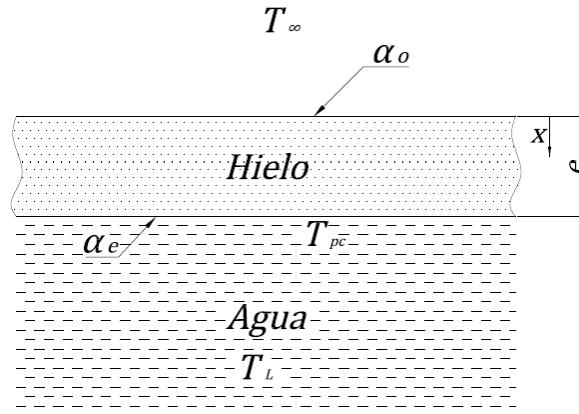


Figura 2.1 Zona de análisis de la formación de la capa de hielo propuesta por F. Kreith [9].

Donde la ecuación de transferencia de calor entre el medio frío y el punto de congelación es:

$$\dot{Q} = \frac{A \cdot (T_{pc} - T_{\infty})}{\frac{e}{k_h} + \frac{1}{\alpha_o}}$$

Por otro lado el calor necesario para la formación de la capa de hielo, que crece con una rapidez de de/dt es:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot \Delta h_{fh} = \left(\rho_h \cdot A \cdot \frac{de}{dt} \right) \Delta h_{fh}$$

Compatibilizando ambas ecuaciones, ya que el flujo de calor se empleará completamente en la formación de la capa de hielo, se obtiene:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{T_{pc} - T_{\infty}}{\frac{e}{k_h} + \frac{1}{\alpha_o}} = \rho_h \cdot \frac{de}{dt} \cdot \Delta h_{fh} \quad (2.8a)$$

Despejando la ecuación (2.8a) se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$de \left(\frac{e}{k_h} + \frac{1}{\alpha_o} \right) = \frac{T_{pc} - T_{\infty}}{\rho_h \cdot \Delta h_{fh}} dt \quad (2.8b)$$

Para trabajar en la ecuación adimensionalmente se aplicó un cambio de variables:

$$e' = \frac{\alpha_o \cdot e}{\Delta h_{fh}} \quad (2.9a)$$

$$t' = t \cdot \alpha_0^2 \left(\frac{T_{pc} - T_\infty}{\rho_h \cdot \Delta h_{fh} \cdot k_h} \right) \quad (2.9b)$$

Substituyendo ambos valores en la ecuación (2.8b) se obtiene como resultado luego de simplificar las expresiones:

$$de'(1 + e') = dt$$

Siempre que la temperatura T_L , constante, sea mayor a la de solidificación, el coeficiente convectivo de la fase líquida se mantiene constante e igual a α_e . Lo que nos permite obtener la siguiente expresión simplificada como resultado:

$$\frac{de'(1 + e')}{1 + R'T'(1 + e')} = dt' \quad (2.10a)$$

Donde:

$$R' = \frac{\alpha_e}{\alpha_o} \quad (2.10b)$$

$$T' = \frac{T_L - T_{pc}}{T_{pc} - T_\infty} \quad (2.10c)$$

Para resolver la ecuación diferencial (2.10a) además es necesario tener en cuenta que las condiciones de borde. Para el inicio de la solidificación $t = 0$ y $e = 0$, por lo tanto $t' = 0$ y $e' = 0$. Cuando alcanza un espesor e' los valores adimensionales serán $t' = t'$ y $e' = e'$. Con lo que la solución de la ecuación diferencial viene a ser:

$$t' = -\frac{1}{(R'T')^2} \ln \left(1 + \frac{R'T'e'}{1 + R'T'} \right) + \frac{e'}{R'T'} \quad (2.11)$$

El productor, como fue descrito en la sección 1.6.3, está compuesto básicamente por dos cilindros concéntricos y una cuchilla que gira en el interior del cilindro de menor diámetro. Por el espacio entre los dos cilindros circulará el refrigerante, con el objetivo de enfriar la cara externa del cilindro de menor diámetro. Ya que, sobre la cara interior de ese cilindro se rociará continuamente agua que formará una capa de hielo. Un esquema del productor se muestra en la *Figura 2.2*. Luego esta será raspada por la cuchilla que gira continuamente. Es por ello que, como se puede observar en la figura, la forma de la capa de hielo es una espiral, que alcanza su menor diámetro en el punto donde se encuentra la cuchilla, es decir la capa alcanza el espesor deseado.

Inmediatamente después de la cuchilla el espesor es el mínimo, ya que la cuchilla acaba de cortar la capa de hielo.

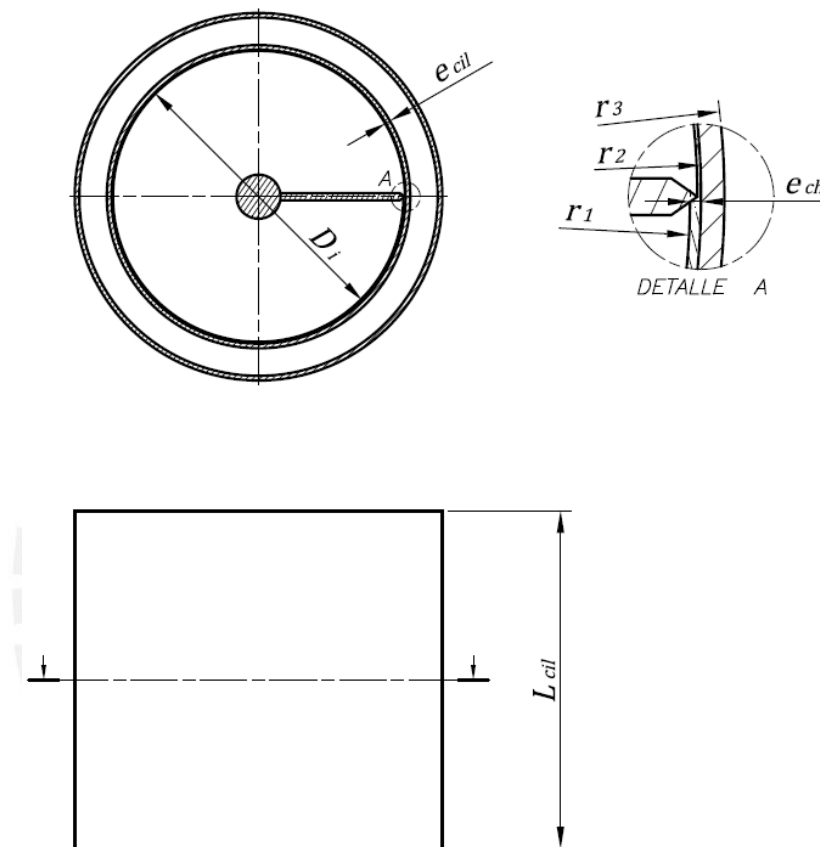


Figura 2.2. Esquema del productor de hielo fluido.

Para el cálculo del área necesaria para la transferencia de calor, se inició el cálculo definiendo una geometría del cilindro y de la capa de hielo. Estas se variaron hasta obtener las condiciones óptimas de transferencia de calor, variando además la temperatura de evaporación. Los valores obtenidos en cada una de las iteraciones y la secuencia de cálculo usada en Mathcad se muestran en el Anexo 2. En la Figura 2.3 se aprecia gráficamente los valores obtenidos en dichas iteraciones.

A continuación se detallan los cálculos para las dimensiones que permiten obtener el mayor intercambio de calor.

$$D_i = 180[mm]$$

$$L_{cil} = 220[mm]$$

$$e_{cil} = 1/16[in] = 1,587[mm]$$

$$e_{ch} = 1,5 [mm]$$

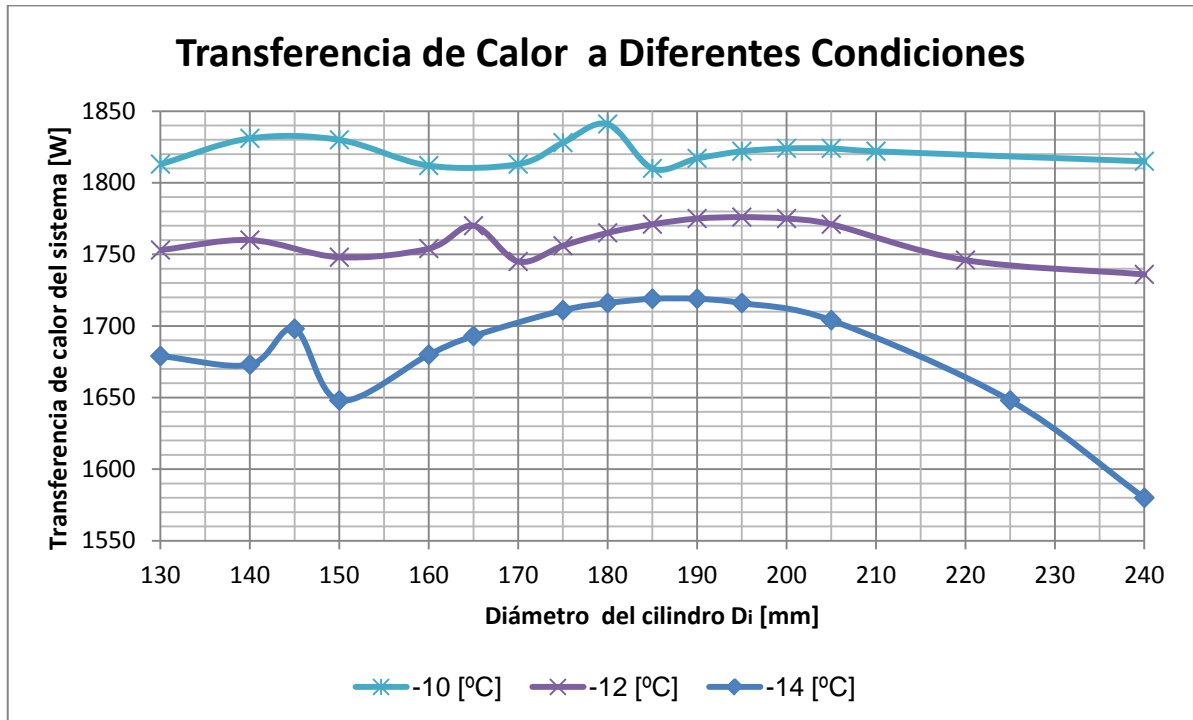


Figura 2.3. Representación gráfica de los valores obtenidos en las iteraciones de diferentes diámetros y temperaturas de evaporación como calculados en el Anexo 1.

En primer lugar se determinó el coeficiente convectivo del propano con la pared del cilindro, para estas condiciones. Para ello se empleó la correlación de Gorenflo para ebullición nucleada en volumen [10]. Dicha correlación permite calcular el valor de coeficiente convectivo a partir de un coeficiente convectivo de referencia, medido bajo condiciones estándar (presión, flux y rugosidad), y la relación entre las condiciones actuales y las estándar como se muestra a continuación:

$$\alpha_r = \left[\alpha_0 \cdot F_{FP} \left(\frac{T_{sp} - T_{ev}}{q_0} \right)^n \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0,133} \right]^{\frac{1}{1-n}} \quad (2.12a)$$

$$p_r = \frac{p_{ev}}{p_{crit}} \quad (2.12b)$$

$$F_{FP} = 1,2p_r^{0,27} + 2,5p_r + \frac{p_r}{1 - p_r} \quad (2.12c)$$

$$n = 0,9 - 0,3p_r^{0,3} \quad (2.12d)$$

Donde:

α_r : Coeficiente convectivo del propano en las condiciones de operación.

α_0 : Coeficiente convectivo medido bajo condiciones de referencia para el propano, 4000 W/m²-K [11].

T_{sp} : Temperatura de la superficie en contacto con el refrigerante. Se asumió -5,98 °C.
Valor comprobado luego de iterar.

T_{ev} : Temperatura de evaporación -10°C.

q_0 : Flux de calor de referencia, 20000 W/m² [12].

R_p : Rugosidad de la pared del cilindro. Se consideró para el cilindro, construido de una plancha de acero inoxidable 2,5 µm.

R_{p0} : Rugosidad superficial de referencia, 0,4 µm [13].

p_{ev} : Presión de evaporación del propano. Para la temperatura de evaporación de -12°C, 345,28 kPa [14].

p_{crit} : Presión del punto crítico del propano, 4240 kPa [15].

Reemplazando en las expresiones (2.12b), (2.12c), (2.12d) y (2.12a), el coeficiente convectivo del propano sobre la pared externa del cilindro es:

$$\begin{aligned}
 p_r &= \frac{345,28}{4240,0} = 0,081 \\
 F_{FP} &= 1,2(0,081)^{0,27} + 2,5(0,081) + \frac{(0,081)}{1 - (0,081)} = 0,902 \\
 n &= 0,9 - 0,3(0,081)^{0,3} = 0,759 \\
 \alpha_r &= \left[4000 \cdot 0,902 \left(\frac{-5,98 - (-10)}{20000} \right)^{0,759} \left(\frac{2,5}{0,4} \right)^{0,133} \right]^{\frac{1}{1-0,902}} = 3615 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (2.13)
 \end{aligned}$$

Para el caso del coeficiente convectivo de la película de agua sobre la capa de hielo en formación se empleó la correlación de convección natural sobre una pared vertical propuesta por S.W. Churchill y H.H.S. Chu [16], para $10^{-1} < Gr \cdot Pr_{mp} < 10^{12}$. Teniendo en cuenta que el agua ingresa a 30°C y que la superficie de la capa de hielo se encuentra a 0°C porque está cambiando de fase.

$$Nu = \frac{\alpha_{pa} \cdot L_{cil}}{k_{mp}} = \left[0,825 + \frac{0,387(Gr \cdot Pr_{mp})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{mp}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (2.14a)$$

$$Gr = \frac{\rho_{mp}^2 \cdot L_{cil}^3 \cdot g \cdot \beta(T_a - T_{sh})}{\mu_{mp}^2} \quad (2.14b)$$

$$\beta = \frac{1}{\rho_{sh}} \left(\frac{\rho_{sh} - \rho_a}{T_a - T_{sh}} \right) \quad (2.14c)$$

Donde:

α_{pa} : Coeficiente convectivo de la película de agua sobre el hielo en formación.

T_{mp} : Temperatura media de película. Para las condiciones del flujo de agua, 15°C.

k_{mp} : Conductividad del agua a la temperatura media de película, 0,5894 W/m-K [17].

Pr_{mp} : Número de Prandtl del agua a la temperatura media de película, 8,084 [18].

ρ_{mp} : Densidad del agua a la temperatura media de película, 999,1 kg/m³ [19].

T_a : Temperatura del agua rociada sobre el hielo, 30°C.

T_{sh} : Temperatura de la superficie del hielo, 0°C.

μ_{mp} : Viscosidad a la temperatura media de película, 1138·10⁻⁶ Pa-s

ρ_{sh} : Densidad del agua a la temperatura de superficie del hielo, 999,87 kg/m³ [20].

ρ_a : Densidad del agua a la temperatura de masa, 995,65 kg/m³ [21].

Reemplazando los valores y despejando la ecuación se obtuvo que el coeficiente convectivo de la película de agua es:

$$\beta = \frac{1}{999,87} \left(\frac{999,87 - 995,65}{30 - 0} \right) = 1,407 \cdot 10^{-4}$$

$$Gr = \frac{999,87^2 \cdot 0,22^3 \cdot 9,81 \cdot 1,407 \cdot 10^{-4} \cdot (30 - 0)}{(1138 \cdot 10^{-6})^2} = 3,401 \cdot 10^8$$

$$\alpha_{pa} = \frac{0,5894}{0,220} \cdot \left[0,825 + \frac{0,387(3,401 \cdot 10^8 \cdot 8,084)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{8,084}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 = 565,15 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (2.15)$$

Finalmente se comprobó si se cumple con el campo de aplicación de la correlación:

$$Gr \cdot Pr_{mp} = 2,749 \cdot 10^9 \in < 10^{-1}; 10^{12} >$$

Para el cálculo del tiempo de enfriamiento se empleó la ecuación (2.11), detallada anteriormente. Primero para hacer equivalente el sistema del productor con el planteado por Kreith, se considerará que el refrigerante y el cilindro refrigerado como equivalentes del medio a menor temperatura con un coeficiente convectivo equivalente α_{eq} .

$$\alpha_{eq} = \frac{1}{r_2 \left(\frac{1}{\alpha_r r_2} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_{cil}} \right)} \quad (2.16)$$

Donde:

r_2 : Radio interno del cilindro refrigerado, 0,09 m.

r_3 : Radio externo del cilindro refrigerado, 0,09159 m.

α_r : Coeficiente convectivo del refrigerante calculado en (2.13), 3615 W/m²-K.

k_{cil} : Conductividad del cilindro refrigerado de acero inoxidable, 22 W/m-K.

Reemplazando se obtiene:

$$\alpha_{eq} = \frac{1}{0,1 \left(\frac{1}{3615 \cdot 0,09} + \frac{\ln(0,09159/0,09)}{22} \right)} = 2912 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2.17)$$

Luego se determinaron los valores de las expresiones (2.6), (2.9) y (2.10), para el caso analizado.

$$e' = \frac{\alpha_{eq} \cdot e_{ch}}{\Delta h_{fh}} \quad (2.18a)$$

$$R' = \frac{\alpha_{pa}}{\alpha_{eq}} \quad (2.18b)$$

$$T' = \frac{T_a - T_{pc}}{T_{pc} - T_{ev}} \quad (2.18c)$$

Donde:

α_{eq} : Coeficiente convectivo equivalente del medio de enfriamiento calculado en (2.16), 2912 W/m²-K.

e_{ch} : Espesor de la capa de hielo, 0,0015 m.

Δh_{fh} : Calor latente de solidificación del hielo, 333500 J/kg.

α_{pa} : Coeficiente convectivo de la película de agua sobre el hielo calculado en (2.15), 565,15 W/m²-K.

T_a : Temperatura del agua rociada sobre la capa de hielo, 30 °C.

T_{pc} : Temperatura de solidificación del hielo, 0°C.

T_{ev} : Temperatura de evaporación del refrigerante, -10°C.

Reemplazando los valores en las expresiones se obtiene:

$$e' = \frac{2912 \cdot 0,0015}{333500} = 1,968$$

$$R' = \frac{565,15}{2912} = 0,194$$

$$T' = \frac{30 - 0}{0 - (-10)} = 3$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (2.11), se obtiene:

$$t' = -\frac{1}{(0,194 \cdot 3)^2} \ln\left(1 + \frac{0,194 \cdot 3 \cdot 1,948}{1 + 0,194 \cdot 3}\right) + \frac{1,968}{0,194 \cdot 3} = 1,773$$

A partir de la ecuación (2.9b) se obtiene:

$$t = \frac{t'}{\alpha_{eq}^2 \left(\frac{T_{pc} - T_{ev}}{\rho_h \cdot \Delta h_{fh} \cdot k_h}\right)} \quad (2.19)$$

Donde:

ρ_h : Densidad del hielo, 917,52 kg/m³.

k_h : Conductividad del hielo, 2,233 W/m-K [22]

Reemplazando los valores calculados en la ecuación (2.19) se obtiene:

$$t = \frac{1,773}{2912^2 \left(\frac{0 - (-10)}{917,52 \cdot 333500 \cdot 2,233}\right)} = 14.19[s] \quad (2.20)$$

Por otro lado es necesario además determinar si el sistema cumple con la capacidad de enfriamiento del equipo y la de producción. En el caso de la capacidad de enfriamiento se debe comprobar que el sistema de refrigeración y la configuración del productor permitan transmitir el calor necesario para producir la cantidad de hielo necesaria, calculado en (1.3). Y para comprobar la capacidad de producción se debe verificar que la geometría del sistema permite obtener el flujo de hielo requerido.

La transferencia de calor en este caso no es constante en cada sector del cilindro. Porque como se detalló anteriormente, la capa de hielo tendrá una forma de espiral que irá aumentando de espesor gradualmente hasta el espesor deseado en el instante en que la cuchilla la corta. Conforme la cuchilla va girando, donde acaba de pasar el espesor es el mínimo, definido por el juego entre la cuchilla y el cilindro; y donde está cortando es máximo. Lo que conlleva a que, a pesar de que para un sector del cilindro el flujo de calor va cambiando, el flujo total de calor para todo el cilindro es el mismo. Esto permite realizar el cálculo del calor instantáneamente y establecer que será constante. El cálculo de la transferencia de calor se realizó asumiendo conducción unidireccional, en la dirección radial, donde la transferencia de calor se puede calcular empleando la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{cil} = \frac{2\pi L_{cil}(T_a - T_{ev})}{\frac{1}{r_1 \alpha_{pa}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_h} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_{cil}} + \frac{1}{r_3 \alpha_r}} \quad (2.21)$$

Donde:

\dot{Q}_{cil} : Flujo de calor total en el cilindro en W.

L_{cil} : Longitud del cilindro, 0,225 m.

T_a : Temperatura del agua rociada sobre la capa de hielo, 30 °C.

T_{ev} : Temperatura de evaporación del refrigerante, -10 °C.

α_{pa} : Coeficiente convectivo de la película de agua sobre el hielo, calculado en (2.15), 565,15 W/m²-K.

k_h : Conductividad del hielo, 2,2334 W/m-K [23].

k_{cil} : Conductividad del cilindro refrigerado de acero inoxidable, 22 W/m-K [24].

α_r : Coeficiente convectivo del refrigerante sobre la pared refrigerada, calculado en (2.13), 3615 W/m²-K

Y las dimensiones de los radios, como se muestra en la *Figura 2.4*, para un ángulo θ , en sexagesimales, respecto a la posición de la cuchilla, quedan definidas de la siguiente manera:

$$r_2 = \frac{D_i}{2}$$

$$r_3 = r_2 + e_{cil}$$

$$r_1 = (r_2 - e_{min}) - (e_{ch} - e_{min}) \frac{\theta}{360}$$

Donde:

D_i : Diámetro interior del cilindro, 0,09 m.

e_{cil} : Espesor del cilindro, 0,001587 m.

e_{min} : Espesor mínimo de la capa de hielo, depende del espacio entre la cuchilla y el cilindro, 0,001 m.

e_{ch} : Espesor de la capa de hielo deseado, 0,0015 m.

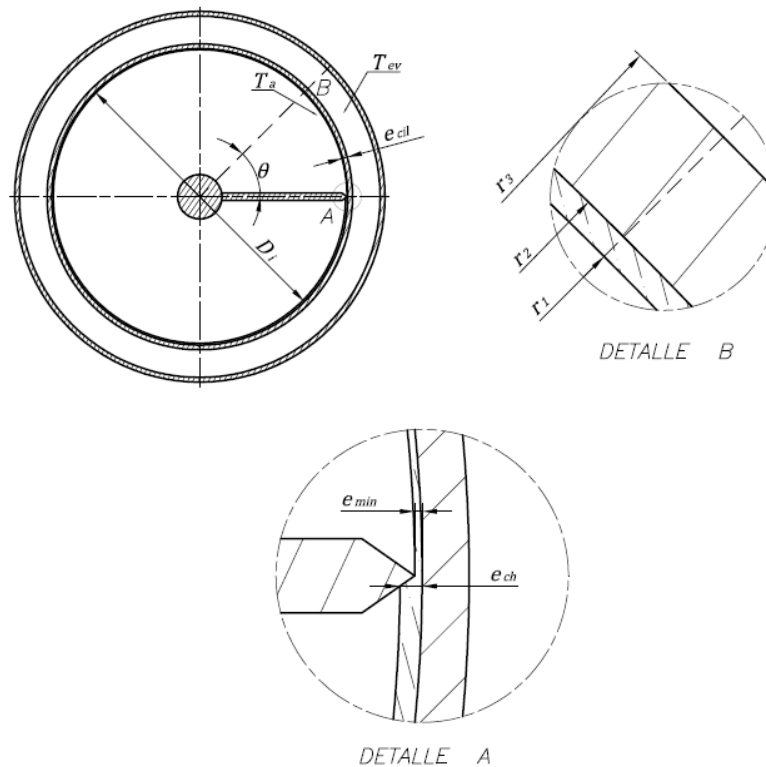


Figura 2.4. Dimensiones del proceso de formación de la capa de hielo.

Como el valor de r_1 depende del ángulo respecto a la posición de la cuchilla, la ecuación (2.21) no se puede aplicar directamente. Por lo que se dividió el cilindro en sectores circulares y se analizó la transferencia de calor en cada uno de los sectores circulares. En cada sector se asumió r_1 constante e igual al radio medio de dicho sector como se muestra a continuación para el sector entre θ_i y θ_{i+1} :

$$r_{1i} = (r_2 - e_{min}) - \frac{(e_{ch} - e_{min})}{360} \cdot \frac{(\theta_{i+1} + \theta_i)}{2} \tag{2.22}$$

Luego, para el sector circular entre θ_i y θ_{i+1} el flujo de calor se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_i = \frac{(\theta_{i+1} - \theta_i) \frac{180}{\pi} \cdot L_{cil}(T_a - T_{ev})}{\frac{1}{r_1 \alpha_{pa}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_h} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_{cil}} + \frac{1}{r_3 \alpha_r}} \quad (2.23)$$

En el Anexo 3 se muestra el cálculo de la transferencia de calor dividiendo el cilindro en 72 sectores circulares y aplicando las expresiones (2.22) y (2.23). El flujo de calor total de calor en el evaporador del sistema es igual a la sumatoria de todos los flujos de calor en los sectores circulares. El resultado obtenido en el Anexo 3 se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{ph} = \sum_{i=1}^{72} \dot{Q}_i = 1843[W]$$

Como se puede ver es mayor al establecido termodinámicamente en (1.3), esto significa que las dimensiones permiten el flujo de calor necesario para la capacidad de producción de diseño. Luego, con este valor, se realizó la comprobación de la temperatura superficial asumida para el coeficiente convectivo del refrigerante. Esto se obtuvo resolviendo el circuito de transferencia de calor entre el refrigerante y la superficie externa del cilindro, como resume la siguiente expresión:

$$T_{sp'} = T_{ev} + \frac{\dot{Q}_i}{2\pi \cdot r_3 \cdot L_{cil} \cdot \alpha_r (T_a - T_{ev})} \quad (2.24)$$

Reemplazando los valores obtenidos en (2.19):

$$T_{sp'} = -10 + \frac{1843}{2\pi \cdot 0,09159 \cdot 0,2 \cdot 3615(30 - (-10))} = -5,98[^\circ\text{C}]$$

Para verificar la capacidad de producción, se calculó si es que el volumen de hielo producido cumple con el requerido. En primer lugar es necesario definir la velocidad de rotación de la cuchilla. Esta, debe permitir la formación del espesor de hielo de diseño. Por lo tanto la expresión para el cálculo de la velocidad queda definida como:

$$N_{cu} = \frac{1}{t} = 4,2[rpm]$$

Donde:

t : Tiempo necesario para la formación de la capa de hielo de 1,5 mm calculado en (2.20), 14,19 s.

El volumen de hielo raspado en una vuelta de la cuchilla es:

$$V_h = \frac{\pi}{4} [(D_i - e_{ch})^2 - (D_i - e_{min})^2] \cdot L_{cil}$$

Donde:

D_i : Diámetro interior del cilindro, 0,09 m.

e_{min} : Espesor mínimo de la capa de hielo, depende del espacio entre la cuchilla y el cilindro, 0,001 m.

e_{ch} : Espesor de la capa de hielo deseado, 0,0015 m.

L_{cil} : Longitud del cilindro, 0,220 m.

$$V_h = \frac{\pi}{4} [(D_i - e_{min})^2 - (D_i - e_{min})^2] \cdot L_{cil} = 6,134 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

Por lo que el flujo de hielo a la salida será:

$$\dot{V}_h = V_h \cdot N_{cu} = 2,593 \cdot 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0,01556 \left[\frac{m^3}{hr} \right]$$

Lo que establece que la capacidad sea:

$$\dot{m}_h = \dot{V}_h \cdot \rho_h = 14,27 \left[\frac{m^3}{hr} \right]$$

Para finalizar la presente sección, a continuación se muestran las principales dimensiones establecidas:

- **Diámetro interno cilindro de acero inoxidable refrigerado:** 180 mm.
- **Espesor del cilindro refrigerado:** 1/16 in.
- **Longitud del cilindro refrigerado:** 220 mm.
- **Espesor máximo de la capa de hielo:** 1,5 mm.
- **Espesor mínimo de la capa de hielo:** 1 mm.
- **Temperatura de ingreso del agua:** 30 °C.
- **Temperatura de evaporación:** -10 °C.
- **Tiempo para la formación de la capa de hielo:** 14,19 s.
- **Velocidad de rotación de la cuchilla:** 4,2 rpm.

2.3.2 Volumen de refrigerante

Con el objetivo de calcular del volumen de refrigerante a cargar en el sistema, se determinó la masa de refrigerante en cada uno de los componentes de sistema y en los ductos.

Para el caso del evaporador, se calculó el volumen del espacio ocupado por el refrigerante a partir de la siguiente expresión:

$$V_{ev} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D'_i{}^2) \cdot L_{cil}$$

Donde:

V_{ev} : Volumen interno del evaporador.

D_e : Diámetro interno del cilindro exterior, 220 mm.

D'_i : Diámetro externo del cilindro interior, 183,18 mm.

L_{cil} : Longitud del cilindro, 220 mm.

Reemplazando se obtiene:

$$V_{ev} = \frac{\pi}{4} (220^2 - 183,18^2) \cdot 220 = 2,565 \cdot 10^6 [mm^3] = 0,002565 [m^3]$$

La masa que se encontrará en el evaporador en las condiciones de operación se puede determinar a partir de la siguiente expresión:

$$m_{ev} = \frac{V_{ev}}{v_4}$$

Donde:

m_{ev} : Masa en de refrigerante en el evaporador en condiciones de operación.

v_4 : Volumen específico del refrigerante al ingreso del evaporador, vapor húmedo a -10°C , $0,05556 \text{ m}^3/\text{kg}$ [25].

Lo que nos permite establecer que la masa de refrigerante en el evaporador es:

$$m_{ev} = \frac{0,002565}{0,05556} = 0,04197 [kg] \quad (2.25a)$$

Para el caso del condensador, el condensador se puede obtener directamente empleando la siguiente expresión:

$$m_{cond} = \frac{V_{cond}}{v_{2r}}$$

Donde:

V_{cond} : Volumen interno del condensador, según catálogo [26], 0,78 dm³.

v_{2r} : Volumen específico en el condensador, vapor saturado a 50 °C, 0,02589m³/kg.

Reemplazando se obtiene:

$$m_{cond} = \frac{7,8 \cdot 10^{-4}}{0,025887} = 0,03013[kg] \quad (2.25b)$$

Para compresor al igual que en el condensador, directamente con el volumen desplazado por el compresor calculado en (2.4), se puede obtener la masa a partir de la siguiente expresión:

$$m_c = \frac{V_c}{v_1}$$

Donde:

V_c : Volumen interno del compresor calculado en (2.4), 76,34 cm³.

v_1 : Volumen específico del refrigerante al ingreso a la salida del evaporador, vapor saturado a -10 °C, 0,13103m³/kg [27].

Lo que nos permite obtener luego de reemplazar:

$$m_c = \frac{7,634 \cdot 10^{-5}}{0,13103} = 5,826 \cdot 10^{-4}[kg] \quad (2.25c)$$

En el caso de los ductos de refrigerante, se emplearán tuberías de cobre de tipo L. Los diámetros se seleccionaron en función a los de succión y de descarga del compresor, establecidos por el fabricante [28], y al diámetro de salida del condensador [29]. Para el tramo de succión desde el evaporador al compresor se empleará el diámetro a la succión del compresor, tubería de 5/8 tipo L, y se considerará una longitud de 1 m, con lo que el volumen en la tubería se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$V_{ts} = \frac{\pi}{4} D_{ts}^2 \cdot L_{ts}$$

Donde:

D_{ts} : Diámetro interno de la tubería en el tramo de succión, 16.916 mm.

L_{ts} : Longitud de la tubería, 1 m.

Reemplazando se obtiene:

$$V_{ts} = \frac{\pi}{4} 0,01692^2 \cdot 1 = 2,248 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

Con lo que podemos calcular la masa de refrigerante en este tramo en condiciones de operación:

$$m_{ts} = \frac{V_{ts}}{v_1}$$

Donde:

V_{ts} : Volumen interno del tramo de succión de la tubería.

v_1 : Volumen específico del refrigerante al ingreso a la salida del evaporador, vapor saturado a $-10\text{ }^\circ\text{C}$, $0,13103\text{m}^3/\text{kg}$ [30].

Luego de reemplazar se obtiene:

$$m_{ts} = \frac{2,248 \cdot 10^{-4}}{0,13103} = 0,001715 [kg] \quad (2.25d)$$

Análogamente, para el tramo desde el compresor hasta el condensador y luego al dispositivo de expansión se utilizará el diámetro de descarga del compresor, tubería de 1/2 tipo L, y una longitud de 1 m. De igual forma que para el tramo de succión se determinó la masa de refrigerante:

$$V_{td} = \frac{\pi}{4} D_{td}^2 \cdot L_{td}$$

$$m_{td} = \frac{V_{td}}{v_{2r}}$$

Donde:

D_{td} : Diámetro interno de la tubería en el tramo de descarga, 13.84 mm.

L_{td} : Longitud de la tubería, 1 m.

v_{2r} : Volumen específico del refrigerante en el condensador, vapor saturado a $50\text{ }^\circ\text{C}$, $0,02589\text{m}^3/\text{kg}$ [31].

Reemplazando se obtiene:

$$V_{td} = \frac{\pi}{4} 0,01384^2 \cdot 1 = 1,505 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

$$m_{td} = \frac{1,505 \cdot 10^{-4}}{0,02589} = 0,005811 [kg] \quad (2.25e)$$

Finalmente para el tramo del condensador al evaporador se seleccionó una tubería con diámetro igual al de salida del condensador, tubería de 3/8 tipo L, y una longitud de 1m. De igual forma que para los dos tramos anteriores la masa de refrigerante se puede calcular a partir de las siguientes expresiones:

$$V_{tc} = \frac{\pi}{4} D_{tc}^2 \cdot L_{tc}$$

$$m_{tc} = \frac{V_{tc}}{v_3}$$

Donde:

D_{tc} : Diámetro interno de la tubería de condensado, 10,92 mm.

L_{tc} : Longitud de la tubería, 1 m.

v_3 : Volumen específico del refrigerante a la salida del condensador, líquido saturado a 50 °C, 0,002228m³/kg [32].

Reemplazando se obtiene:

$$V_{tc} = \frac{\pi}{4} 0,01092^2 \cdot 1 = 9,366 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

$$m_{td} = \frac{9,366 \cdot 10^{-5}}{0,002228} = 0,04204 [kg] \quad (2.25f)$$

Luego a partir de lo calculado en (2.20a), (2.20b), (2.20c), (2.20d), (2.20e) y (2.20f) se puede calcular la masa de refrigerante a cargar en el sistema de refrigeración.

$$m_{ref} = m_{ev} + m_{cond} + m_c + m_{ts} + m_{td} + m_{tc}$$

$$m_{ref} = 0,04649 + 0,03013 + 5,826 \cdot 10^{-4} + 0,001715 + 0,005814 + 0,04204$$

$$m_{ref} = 0,1222 [kg] \quad (2.26a)$$

Para realizar la carga del refrigerante al sistema, se ingresa todo el refrigerante al tanque de líquido del sistema, por lo que el volumen total del refrigerante debe representar no más de 75% del volumen del tanque. Con lo cual el volumen mínimo de este se puede determinar a partir de la siguiente expresión:

$$V_{tl_{min}} = \frac{m_{ref} \cdot v_3}{75\%}$$

Donde:

m_{ref} : Masa total de refrigerante, 0,1222 kg.

v_3 : Volumen específico del refrigerante a la salida del condensador, líquido saturado a 50 °C, 0,002228m³/kg [33].

Reemplazando se obtiene:

$$V_{tl_{min}} = \frac{0,1268 \cdot 0,002228}{75\%} = 363,14[cm^3] \quad (2.26b)$$

Con este valor se seleccionó el tanque de líquido a emplear del catálogo comercial de la marca AIRMENDER [34] con las siguientes especificaciones técnicas:

- **Marca:** AIRMENDER
- **Modelo:** CR-101-3
- **Volumen:** 0,95 L.
- **Diámetro de Ingreso:** 3/8 in.
- **Diámetro de Salida:** 3/8 in.

2.3.3 Dimensionamiento Mecánico

Para el dimensionamiento mecánico es necesario determinar la fuerza necesaria para el corte de la capa de hielo según las especificaciones requeridas. Es por ello que en primer lugar se analizó el proceso físico del corte del hielo. En la *Figura 2.5* se muestra una vista de corte de la geometría de la cuchilla y del hielo. Está, además, representada la fuerza resultante necesaria para el corte F_R , perpendicular a la superficie de corte de la cuchilla. Que se puede descomponer para un mejor análisis en una paralela al plano de cizalladura F_s y una perpendicular F_{ns} ; o en una fuerza paralela a la dirección del corte F_c y una perpendicular F_t .

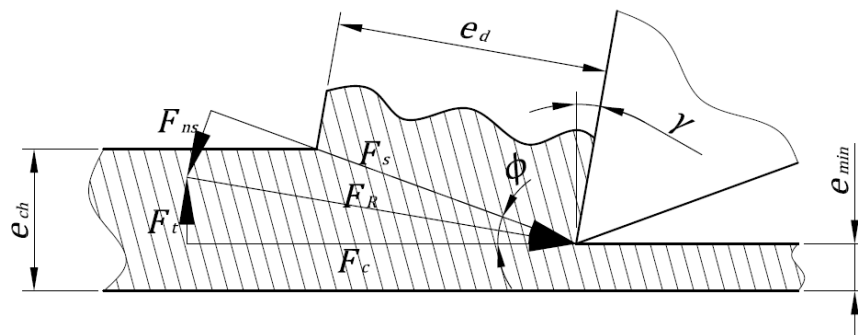


Figura 2.5. Esquema del proceso de corte de hielo.

Adicionalmente se puede inferir que para lograr el corte del hielo la fuerza de corte debe ser tal que en el plano de cizalladura se obtenga un esfuerzo igual al de rotura por corte, esto debido a que el hielo se comporta como un material frágil. Por lo tanto

la componente de la fuerza de corte en el plano de cizalladura se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$F_s = \tau_{rc} \cdot A_c \quad (2.27a)$$

Donde:

τ_{rc} : Esfuerzo cortante de rotura del hielo en N/mm².

A_c : Área del plano de cizalladura en mm².

A partir del esquema, mostrado en la *Figura 2.5*, se puede deducir que el área de cizalladura es igual a:

$$A_c = e_d \cdot L = \left(\frac{e_{ch} - e_{min}}{\sin \phi} \right) \cdot L_{cil}$$

Donde:

e_d : Espesor del hielo deformado luego del corte en mm.

L_{cil} : Longitud de la sección de hielo cortada. Establecida en la sección 2.3.1, 220mm.

e_{ch} : Espesor de la capa de hielo. Establecido en la sección 2.3.1, 1,5 mm.

e_{min} : Espesor de la capa de hielo no cortado. Establecido en la sección 2.3.2, 1mm.

ϕ : Ángulo del plano de cizalladura.

Con lo que luego de reemplazar en la expresión (2.27a) se obtiene:

$$F_s = \frac{\tau_{rc} \cdot (e_{ch} - e_{min}) \cdot L_{cil}}{\sin \phi} \quad (2.27b)$$

Por lo que la fuerza resultante sobre la cuchilla queda definida por:

$$F_R = \frac{F_s}{\cos(\phi - \gamma)} = \frac{\tau_{rc} \cdot (e_{ch} - e_{min}) \cdot L_{cil}}{\sin \phi \cdot \cos(\phi - \gamma)} \quad (2.28)$$

Donde:

F_R : Fuerza resultante del corte que actúa sobre la cuchilla en N.

γ : Ángulo de ataque de la cuchilla, en el productor se empleará una cuchilla con 10°.

Como se puede apreciar la fuerza resultante depende de las condiciones geométricas definidas en la sección 2.3.2, el esfuerzo cortante de rotura del hielo y el ángulo del plano de cizalladura. A partir de la fuerza resultante se puede obtener la componente

de la fuerza paralela a la superficie de corte, la cual es la que genera el torque de corte y una perpendicular. Para finalmente calcular la potencia de corte como se muestra a continuación.

$$F_c = F_R \cdot \cos(\phi) \quad (2.29a)$$

$$F_t = F_R \cdot \sin(\phi) \quad (2.29b)$$

$$P_c = F_c \cdot \left(\frac{D_i}{2} - e_{min} \right) \cdot \left(N_c \cdot \frac{\pi}{30} \right) \quad (2.29c)$$

Donde:

D_i : Diámetro interno del cilindro metálico sobre el que se forma la capa de hielo, definido en la sección 2.3.2, 180 mm.

N_c : Velocidad de giro de la cuchilla, calculada en la sección 2.3.2, 4,2 rpm.

Para el cálculo de estos valores se empleó, como esfuerzo de rotura del hielo sometido a corte, el obtenido en experimentaciones por L.E. Raraty y D. Tabor [35]. En el *Anexo 4* se muestra un análisis de la fuerza resultante para los distintos valores del ángulo del plano de cizalladura.

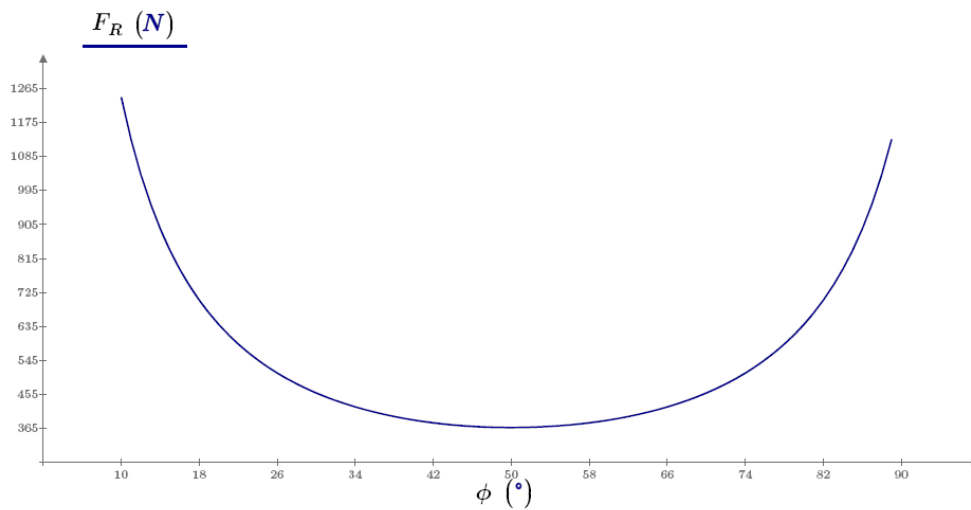


Figura 2.6. Fuerza de corte para distintos ángulos del plano de cizalladura con respecto a la superficie de corte.

En la *Figura 2.6* se muestra la variación de la fuerza resultante necesaria para el corte en función al ángulo de cizalladura. Como se puede observar la fuerza alcanza un

valor mínimo para un ángulo del plano de cizalladura de 50° . Sin embargo, para el hielo, al ser un material frágil, generalmente se obtiene ángulos del plano de cizalladura bastante bajos durante el corte. Por lo que para el diseño de los componentes mecánicos se tomará el valor de fuerza obtenido para 10° reemplazando en la expresión (2.28):

$$F_R = \frac{\tau_{rc} \cdot (e_{ch} - e_{min}) \cdot L_{cil}}{\sin \phi \cdot \cos(\phi - \gamma)} = \frac{1,961 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \cdot (1,5 - 1)[mm] \cdot 220[mm]}{\sin 10^\circ \cdot \cos(10^\circ - 10^\circ)} = 1242[N]$$

Con lo que luego de reemplazar en las expresiones (2.29a), (2.29b) y (2.29c) se obtiene:

$$F_c = F_R \cdot \cos(\phi) = 1242[N] \cdot \cos 10^\circ = 1224 [N] \quad (2.30a)$$

$$F_t = F_R \cdot \sin(\phi) = 1242[N] \cdot \sin 10^\circ = 215,7[N] \quad (2.30b)$$

$$P_c = F_c \cdot \left(\frac{D_i}{2} - e_{min} \right) \cdot \left(N_c \cdot \frac{\pi}{30} \right)$$

$$P_c = 1224[N] \cdot \frac{\left(\frac{180[mm]}{2} - 1[mm] \right)}{1000} \cdot \left(4,2[rpm] \cdot \frac{\pi}{30} \right)$$

$$P_c = 48,12[W] \quad (2.30c)$$

Con los valores de la geometría y la potencia definidos anteriormente se procedió a realizar el dimensionamiento mecánico de los componentes del productor. Para el diseño mecánico se partió del cálculo de la cuchilla. La herramienta de corte será de acero inoxidable debido a que estará en contacto con el hielo. Y estará sujeta al árbol porta cuchilla por medio de tornillos, básicamente debido a que la herramienta al cortar el hielo sufre un desgaste por lo que debe ser reemplazada cada cierto periodo. En la *Figura 2.7* se muestra un esquema de la cuchilla, el brazo porta cuchilla y el árbol.

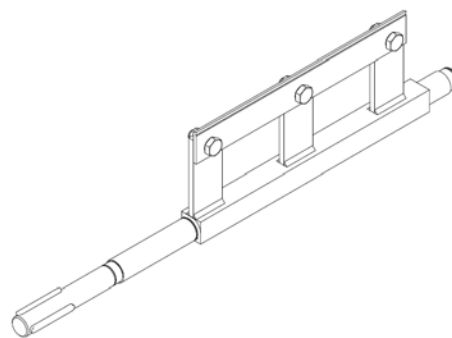


Figura 2.7. Esquema del árbol que se encarga de mover a la cuchilla de corte de hielo.

2.3.3.1 Dimensionamiento de la unión atornillada entre la herramienta de corte y el árbol porta-cuchilla

Se partió del análisis del tipo de carga a la que estará sometido el tornillo. Como se puede ver en el esquema mostrado en la *Figura 2.8*, la unión trabaja con una carga de flexión y además proporcionar una fuerza de compresión, entre la herramienta de corte y el brazo del árbol porta-cuchilla, tal que permita que la fricción entre ambas contrarreste la fuerza de perpendicular a la superficie cortada. Con el objetivo que los tornillos no estén sometidos a fuerzas cortantes, que son críticas considerando que la zona roscada es muy débil a este tipo de cargas por que se comporta como concentrador de tensiones.

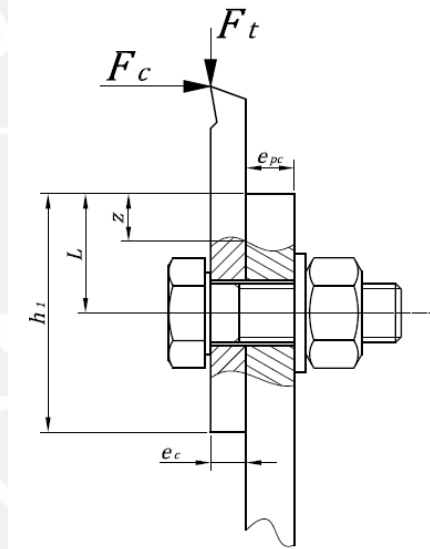


Figura 2.8. Esquema de la unión atornillada, mostrando las dimensiones principales para el análisis y las cargas aplicadas sobre la junta debido al corte.

Se planteó por tanto determinar el torque de montaje mínimo para que los tornillos no trabajen a corte, y luego se verificó la resistencia de los tornillos en estas condiciones. Para determinar el número de tornillos a emplear, la clase, torque de montaje, etc., se empleó un proceso iterativo en el que se fueron probando distintas posibilidades hasta obtener una solución adecuada. A continuación se muestra el cálculo y la configuración para la solución elegida que fue emplear tres tornillos de cabeza hexagonal M8 según ISO 4017 de clase 8.8.

Las condiciones geométricas de la junta y las cargas externas mostradas en la *Figura 2.9* para la solución elegida se detallan a continuación:

- F_c : Fuerza producida por el corte paralela a la superficie de cortada, calculada en (2.30a), 1224 N.
- F_t : Fuerza producida por el corte perpendicular a la superficie de cortada, calculada en (2.30b), 1224 N.
- h_1 : Ancho de la herramienta de corte superpuesto al brazo del árbol porta-cuchilla, 20mm.
- L : Posición del tornillo respecto al extremo del brazo del árbol porta cuchilla, 10mm.
- L_F : Posición del punto de aplicación de la fuerza respecto al extremo del brazo del árbol porta cuchilla, 10 mm.
- e_c : Espesor de la herramienta de corte, 3 mm.
- e_{pc} : Espesor del brazo porta-cuchilla, 5 mm.
- d_{ag} : Diámetro del agujero sobre el que irá montada la herramienta de corte, 9 mm.
- d : Diámetro efectivo del tornillo, 8 mm.
- d_1 : Diámetro de la circunferencia inscrita en el hexágono de la cabeza del tornillo, 13mm.
- d_2 : Diámetro de paso del tornillo, 7,188 mm.
- d_3 : Diámetro de raíz del tornillo, 6,466 mm.
- φ : Ángulo de hélice de la rosca del tornillo, 3,17 °.
- α : Ángulo entre flancos de filete del tornillo, 60 °.

El cálculo parte de la determinación del área que trabajará a compresión y el área que trabajará a tracción. Para ello se necesita calcular el ancho z del área del brazo que trabajará a compresión, con este fin se iguala el primer momento del área de los tornillos al primer momento del área que trabajará a compresión como se muestra a continuación.

$$\frac{h_2 \cdot z^2}{2} = n_{tr} \cdot A_t \cdot (L - z)$$

Donde:

- h_2 : Longitud de la herramienta de corte, 220mm.
- n_{tr} : Número de tornillos de la junta, 3.
- A_t : Área transversal de raíz de un tornillo, 32,84 mm².

Con lo cual luego de reemplazar y despejar se obtuvo como respuesta:

$$z = 2,578[mm]$$

Esto comprueba que los tornillos están ubicados en la zona de tracción. Se continuó con el cálculo de la fuerza externa aplicada sobre la unión atornillada a partir de las ecuaciones de equilibrio de la herramienta de corte como se muestra a continuación:

Equilibrio fuerzas horizontales:
$$R = n_{tr} \cdot F_{ext} + F_c \quad (2.31a)$$

Equilibrio de momentos en extremo superior del brazo:
$$n_{tr} \cdot F_{ext} \cdot (L - z) + R \cdot \frac{z}{2} = F_c \cdot L_F \quad (2.31b)$$

Donde:

F_{ext} : Fuerza externa que soportará cada unión atornillada.

R : Fuerza resultante de la presión entre la herramienta de corte y los brazos del árbol porta-cuchilla.

A partir de las ecuaciones (2.31a) y (2.31b) se despejó la carga externa a la que estará sometida cada junta atornillada como se muestra a continuación.

$$F_{ext} = 361 [N]$$

$$R = 2307 [N]$$

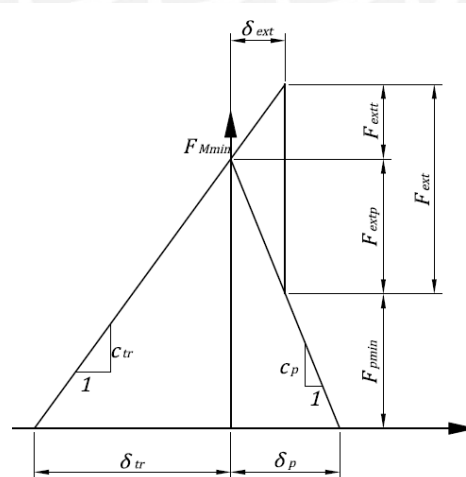


Figura 2.9. Diagrama de carga de la unión atornillada, considerando asentamiento y carga externa.

Como se explicó anteriormente se estima como condición crítica que durante el montaje se aplique el torque mínimo que permita que los tornillos no trabajen a corte, para ello se planteó el diagrama de carga, mostrado en la *Figura 2.9*, donde se aprecia

en primer lugar las condiciones de montaje y carga externa, para las condiciones mínimas de montaje considerando asentamiento y factor de ajuste.

Teniendo en cuenta el coeficiente de fricción entre la herramienta de corte y el brazo, se calculó la fuerza de compresión residual mínima, entre las placas (herramienta de corte y brazo), necesaria para cada junta como se muestra a continuación:

$$F_{pmin} = \frac{F_t}{\mu_p \cdot n_{tr}} = 288 [N]$$

Donde:

μ_p : Coeficiente de fricción entre la herramienta de corte y el brazo del árbol portacuchilla, acero inoxidable – acero inoxidable, 0,25.

Para determinar la fuerza de montaje mínima y la distribución de la carga externa es necesario el cálculo de las constantes de rigidez de las placas y del tornillo. Con lo cual se determinaron las proporción de carga externa aplicadas sobre las placa y sobre el tornillo empleando las expresiones detalladas a continuación.

$$F_{extt} = \frac{c_{tr}}{c_{tr} + c_p} \cdot F_{ext} = 49 [N]$$

$$F_{extp} = \frac{c_p}{c_{tr} + c_p} \cdot F_{ext} = 312 [N]$$

Donde:

c_{tr} : Constante de rigidez del tornillo, el cálculo se muestra en el Anexo 5, 412,8 kN/mm.

c_p : Constante de rigidez de las placas, el cálculo se muestra en el Anexo 5, 2608 kN/mm.

Luego con estos valores se determinó la fuerza de montaje mínima necesaria empleando la siguiente expresión obtenida a partir del gráfico:

$$F_{Mmin} = F_{pmin} + F_{extp} = 600 [N]$$

Luego se calculó la fuerza debida al asentamiento, ocurrido entre todas las superficies de la junta. Y considerando también un factor de ajuste debido a la incertidumbre durante el montaje se calculó la fuerza de montaje máxima a partir de la siguiente expresión:

$$F_{Mmax} = (F_{Mmin} + F_{as}) \cdot \alpha_A = 12604 [N]$$

Donde:

F_{as} : Fuerza de asentamiento, calculada en el Anexo 5, 5703 N.

α_A : Factor de carga, considerando un montaje con momento de torsión controlado con entornillador (según VDI 2230), 2.

Con lo cual se procedió a calcular el torque de montaje mínimo requerido para que los tornillos no estén sometidos a carga cortante, con este fin se calculó el ángulo efectivo de fricción a partir de la siguiente expresión:

$$\rho' = \tan^{-1} \left(\mu_h \sqrt{1 + \cos(\varphi)^2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2} \right) = 6,58^\circ$$

Donde:

μ_h : Coeficiente de fricción entre filetes de tornillo y tuerca, tornillos galvanizados con lubricante sólido, 0,1.

Los torques de montaje máximo y mínimo se obtuvieron aplicando la siguientes expresiones:

$$M_{tMmax} = F_{Mmax} \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot d_2 = 7,79 [N \cdot m]$$

$$M_{tMmin} = (F_{Mmin} + F_{as}) \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot d_2 = 3,89 [N \cdot m]$$

Finalmente, se verificó la resistencia de los tornillos tanto en el montaje como con carga exterior estática. El cálculo detallado del cálculo de los esfuerzos se muestra en el Anexo 5, en ambos casos se cumple con los requerimientos establecidos en la norma VDI 2230.

2.3.3.2 Dimensionamiento del árbol porta-cuchilla

El dimensionamiento del árbol partió del cálculo de los brazos sobre los que está sujeta la herramienta de corte y su unión con el árbol en sí. De igual forma que en los anteriores cálculos se plantearon varias alternativas y se eligió una. Se emplearán tres brazos de igual longitud que estarán unidos al árbol mediante cordones de soldadura. El análisis partió del diagrama de cuerpo libre de uno de uno de los brazos y de los respectivos diagramas de fuerzas internas que se muestran en la Figura 2.10. Como se puede apreciar la sección más crítica es la base, que estará soldada al árbol. Para determinar las dimensiones de la sección de los brazos se empleó un proceso iterativo en el que se asumen el espesor y el ancho del brazo, luego se calculan los esfuerzos máximos en dicha sección y el esfuerzo equivalente para comprobar la resistencia del

brazo, esperando obtener un factor de seguridad aproximado de 1.5. A continuación se detalla el cálculo para la opción elegida, tres brazos con un espesor de 6 mm y un ancho de 40 mm.

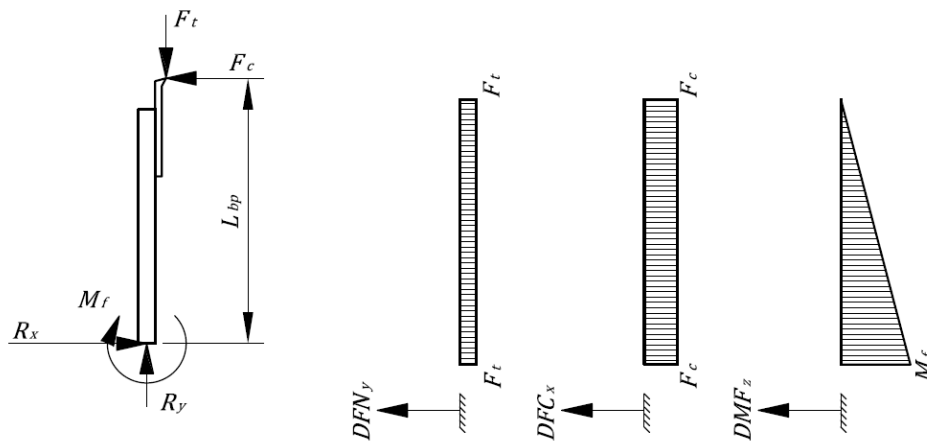


Figura 2.10. Diagrama de cuerpo libre de los brazos del árbol porta-cuchilla, con sus respectivos diagramas de fuerzas y momentos internos.

El cálculo se inicio determinando los esfuerzos obtenidos el punto crítico de la sección ubicada en la base empleando las expresiones que se muestran a continuación:

$$\sigma_n = \frac{F_t}{t \cdot l} = 0,3 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_f = \frac{F_c \cdot L_{bp} \cdot \frac{t}{2}}{\frac{l \cdot t^3}{12}} = 134,3 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_c = \frac{F_t}{t \cdot l} = 1,7 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Donde:

- σ_n : Esfuerzo normal debido a la carga de compresión.
- t : Espesor de los brazos del árbol porta-cuchilla, 6 mm.
- l : Ancho equivalente de los tres brazos del árbol porta-cuchilla, tres brazos de 40 mm, 120 mm.
- σ_f : Esfuerzo normal debido a la carga de flexión.
- L_{bp} : Longitud del brazo de palanca del punto de aplicación la fuerza con respecto a la sección crítica, 79 mm.
- τ_c : Esfuerzo cortante debido a la carga cortante.

Con los valores de dichos esfuerzos se procedió a calcular el esfuerzo equivalente para dicho punto considerando que es un punto con esfuerzos en un plano.

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_n + \sigma_f}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_n + \sigma_f}{2}\right)^2 + \tau_c^2} = 134,6 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con lo cual se paso a comprobar el factor de seguridad a la fluencia, empleando la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 1,52$$

Donde:

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, AISI 316 laminado en caliente, 205 N/mm².

Se continuó con el dimensionamiento de los cordones de soldadura a emplear para unir los brazos al árbol, para ello se plantearon distintas alternativas para las cuales se comprobó el factor de seguridad. A continuación se describe el proceso de cálculo para la alternativa seleccionada, se decidió emplear cordones a todo lo ancho de las placas por ambos lados con un espesor de garganta de 3 mm. En la *Figura 2.11* se muestra el esquema de la junta soldada que une los brazos con el árbol.

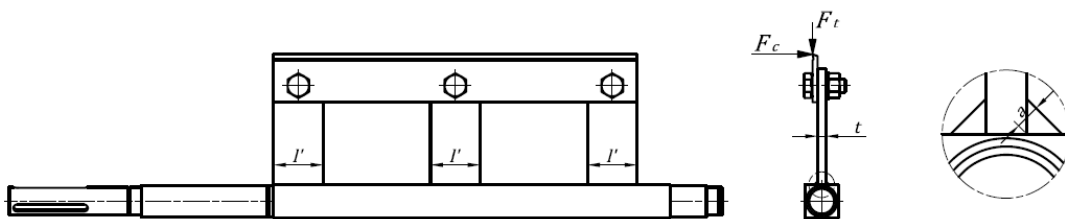


Figura 2.11. Esquema de la junta soldada entre el árbol y los brazos, muestra además el detalle del cordón de soldadura con sus respectivas dimensiones.

Como se puede apreciar en el esquema la junta estará sometida básicamente a carga de flexión. Para lo cual se comenzó calculando la inercia respecto al eje neutro del área de los cordones para luego determinar de los esfuerzos en el punto crítico de la sección de soldadura, que al ser la carga de flexión estará en el extremo izquierdo del

detalle mostrado en el esquema. A continuación se muestran las expresiones empleadas para el cálculo:

$$I = 2 \left(\frac{(3 \cdot l') \cdot a^3}{12} + \left(\frac{t + a}{2} \right)^2 \cdot (3 \cdot l') \cdot a \right) = 15120 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$n_f = \frac{F_c \cdot L_{bp} \cdot \frac{t}{2}}{I} = 19,19 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

$$n_n = \frac{F_t}{2 \cdot 3 \cdot l' \cdot a} = 0,3 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

$$t_c = \frac{F_c}{2 \cdot 3 \cdot l' \cdot a} = 1,7 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

Donde:

I : Inercia del área de los cordones en contacto con el árbol porta-cuchilla.

l' : Ancho de los brazos del árbol portacuchilla, 40 mm.

a : Espesor de la garganta del cordón de soldadura, 3 mm.

n_f : Esfuerzo normal en el punto crítico de la sección debido a la carga de flexión.

n_n : Esfuerzo normal en el punto crítico de la sección debido a la carga de compresión.

t_c : Esfuerzo normal en el punto crítico de la sección debido a la carga cortante.

Luego se prosiguió con el cálculo el esfuerzo equivalente en el punto crítico. Para ello se empleó la expresión basada en la hipótesis cercana a valores experimentales como se muestra a continuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(n_f + n_n)^2 + 1,8 \cdot t_c^2} = 19,62 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

Finalmente se comprobó el factor de seguridad de la junta teniendo en cuenta los factores de carga estática y de calidad de la unión, como se muestra a continuación:

$$FS = \frac{v \cdot v_2 \cdot \sigma_{FS}}{\sigma_{eq}} = 13$$

Donde:

v : Factor de carga estática, unión en ángulo, 0,8.

v_2 : Factor de calidad de la unión, calidad II según DIN 1912, 0,8.

σ_{FS} : Resistencia a la fluencia del material de aporte, se empleará como material de aporte AWS A5.4 E385-16, 400 N/mm².

Como se puede apreciar el factor de seguridad es elevado lo que nos podría inducir a trabajar con cordones de menor longitud, sin embargo debido a que el árbol trabajará expuesto a agua el emplear cordones discontinuos daría lugar a posibles acumulaciones de agua que a la larga pueden dañar el material.

Posteriormente se analizó la resistencia del árbol en sí. En la *Figura 2.12* se muestra el diagrama de cuerpo libre del árbol con las fuerzas actuantes sobre él y las reacciones en los apoyos.

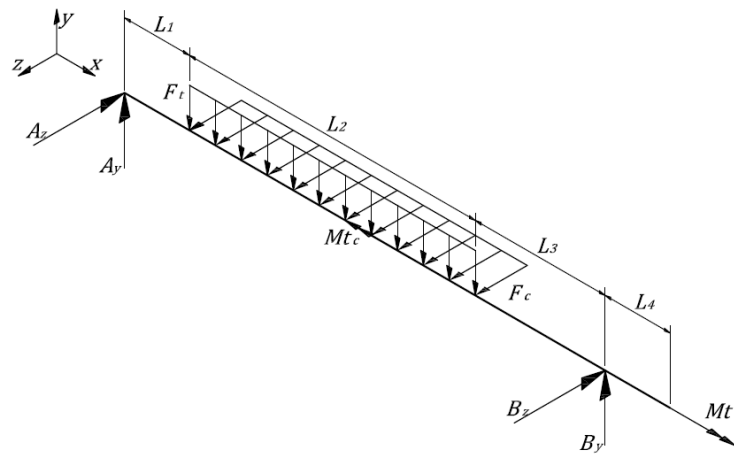


Figura 2.12. Diagrama de cuerpo libre del árbol del productor de hielo.

A partir del diagrama de cuerpo libre se realizaron los diagramas de fuerzas internas como se muestra en la *Figura 2.13*. Donde se puede apreciar las tres secciones en las que se debe analizar la resistencia del árbol. La sección M debido a que tiene los mayores momentos flectores en ambos ejes. La sección N debido a que presenta el mayor momento torsor y se da un cambio de sección. Y finalmente B debido a que presenta el mayor momento torsor y es también lugar de un cambio de sección. Para el análisis en cada una de las secciones se realizó la comprobación de la resistencia del eje a la fluencia. En la secciones B y N se adicionaron unos factores en el cálculo de la resistencia para considerar la concentración de tensiones debido al cambio de sección.

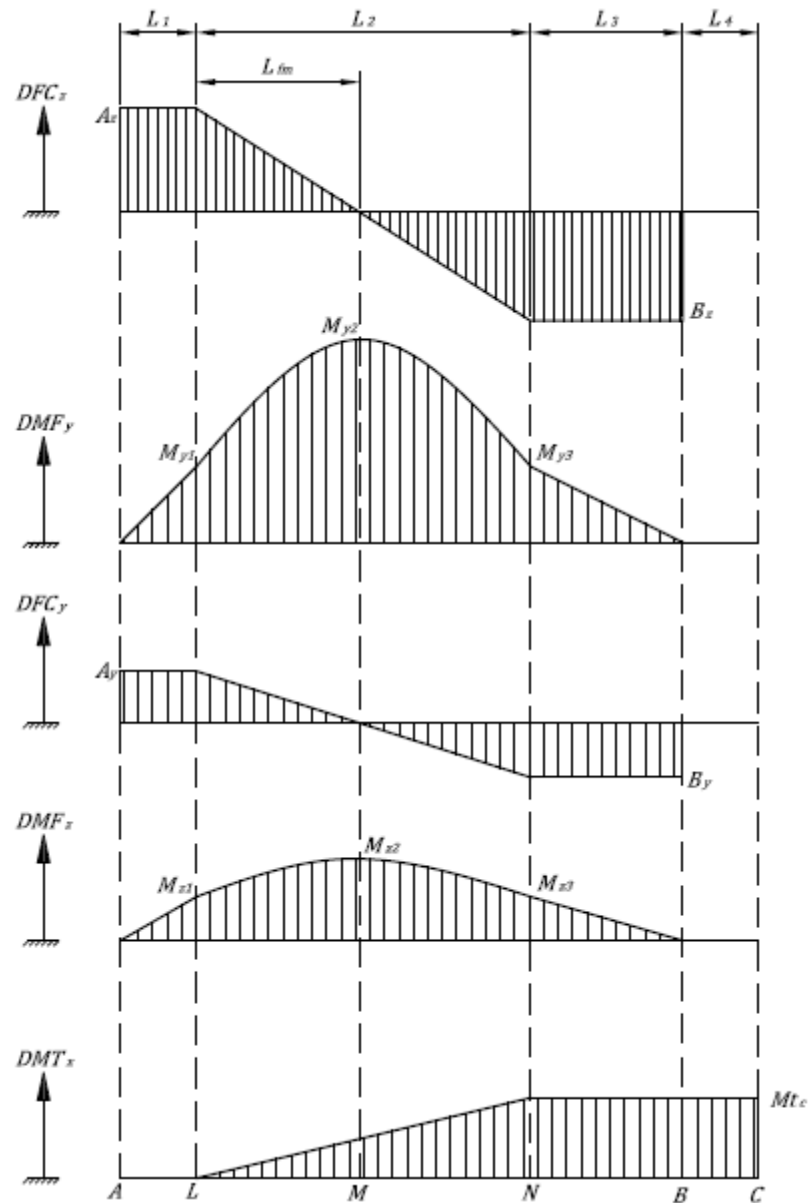


Figura 2.13. Diagramas de fuerzas internas del árbol del productor de hielo.

Luego de definir las secciones de análisis se procedió a verificar la resistencia del árbol en cada una de estas secciones a la fluencia. A continuación se detalla el procedimiento de cálculo y los resultados obtenidos en cada una de las secciones de análisis

- **Sección M:**

Ubicada en la parte central del eje sobre la que van soldados los brazos porta cuchilla, de sección cuadrada, donde se producen los momentos flectores más altos. El valor de las fuerzas y momentos en dicha sección se detallan a continuación:

$$\begin{aligned}
 F_{y2} &= 0[N] \\
 F_{z2} &= 0[N] \\
 M_{z2} &= 12,42[N \cdot m] \\
 M_{y2} &= 70,47[N \cdot m] \\
 M_{t2} &= 60,34[N \cdot m]
 \end{aligned}$$

Con dichos valores se calcularon los esfuerzos aplicados en el punto en el que son máximos, para este caso es el más alejado del eje neutro.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{fM} &= \frac{M_{z2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{l^4}{16}} + \frac{M_{z2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{l^4}{16}} = 62,2 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\
 \tau_{tM} &= \frac{M_{t2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sqrt{2}}{\frac{l^4}{4}} = 21,3 \left[\frac{N}{mm^2} \right]
 \end{aligned}$$

Donde:

l : Lado del cuadrado de la sección M, 20 mm.

Para la evaluar la resistencia a la fluencia del material se calculó el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad a la fluencia, como se muestra a continuación.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{eqM} &= \sqrt{\sigma_{fM}^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2} = 72,3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\
 FS_M &= \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqM}} = 8,98
 \end{aligned}$$

Donde:

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, para la barra cuadrada AISI 431, 650 N/mm².

- **Sección N:**

Ubicada en un cambio de sección cuadrada a circular donde irá apoyado el deflector del agua sobrante. Presenta carga cortante, de flexión y de torsión. El valor de las fuerzas y momentos en dicha sección se detallan a continuación:

$$\begin{aligned}
 F_{y3} &= -96,2[N] \\
 F_{z3} &= -546,0[N] \\
 M_{z3} &= 7,7[N \cdot m] \\
 M_{y3} &= 43,68[N \cdot m] \\
 M_{t3} &= 108,9[N \cdot m]
 \end{aligned}$$

Con dichos valores se procedió a determinar los esfuerzos en el punto crítico de dicha sección como se muestra a continuación:

$$\sigma_{fN} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{z3}^2 + M_{z3}^2}}{\pi \cdot d_N^3} = 65,9 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{tN} = \frac{16 \cdot M_{t3}}{\pi \cdot d_N^3} = 80,9 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Donde:

d_N : Diámetro de la sección N, 19 mm.

Sin embargo, como se comentó anteriormente en dicha sección ocurre un cambio de sección de circular con 19 mm de diámetro a una sección cuadrada con 20 mm de lado con un radio de entalla de 0,5 mm. Por lo tanto es necesario adicionar el efecto de concentración de esfuerzos a cada una de las cargas. A continuación se muestra el cálculo de dichos factores:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0,745$$

$$\beta_{kf} = 1 + \eta(\alpha_{kf} - 1) = 1,856$$

$$\beta_{kt} = 1 + \eta(\alpha_{kt} - 1) = 1,521$$

Donde:

η : Factor de sensibilidad a entalla.

r : Radio de entalla, 0,5 mm.

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, para la barra cuadrada AISI 431, 650 N/mm².

σ_B : Resistencia límite a la tracción del material, para la barra cuadrada AISI 431, 900 N/mm².

β_{kf} : Factor efectivo de concentración de esfuerzos de flexión.

β_{kt} : Factor efectivo de concentración de esfuerzos de torsión.

α_{kf} : Factor de concentrador de esfuerzos de flexión, para las condiciones detalladas, 2,15 [36].

α_{kt} : Factor de concentrador de esfuerzos de torsión, para las condiciones detalladas, 1,7 [37].

Con los que se paso a corregir los valores de esfuerzo obtenidos para considerar la concentración de tensiones, como se muestra a continuación:

$$\sigma'_{fN} = \beta_{kf} \cdot \sigma_{fN} = 122,3 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau'_{tN} = \beta_{kt} \cdot \tau_{tN} = 123,1 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Para la evaluar la resistencia a la fluencia del material se calculó el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad a la fluencia, como se muestra a continuación.

$$\sigma_{eqN} = \sqrt{\sigma'_{fN}{}^2 + 3 \cdot \tau'_{tN}{}^2} = 245,7 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$FS_M = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqB}} = 2,64$$

- **Sección B:**

Ubicada en el apoyo del rodamiento. De manera análoga a la sección anterior se analizó la resistencia a la fluencia de la sección teniendo en cuenta la concentración de esfuerzos producida. Esta sección está sometida solo a carga de torsión. El valor de las fuerzas y momentos en dicha sección se detallan a continuación:

$$B_y = -96,2[N]$$

$$B_z = -546,0[N]$$

$$M_{zB} = 0[N \cdot m]$$

$$M_{yB} = 0[N \cdot m]$$

$$M_{tB} = 108,9[N \cdot m]$$

Con dichos valores se procedió a determinar el esfuerzo en el punto crítico de dicha sección como se muestra a continuación:

$$\tau_{tB} = \frac{16 \cdot M_{t3}}{\pi \cdot d_B^3} = 80,9 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Donde:

d_B : Diámetro de la sección B, 17 mm.

Sin embargo, como se comento anteriormente en dicha sección ocurre un cambio de sección de circular con diámetro 17 mm a una con 19 mm, con un radio de entalla de 0,5 mm. Por lo tanto es necesario adicionar el efecto de concentración de esfuerzos a cada una de las cargas. A continuación se muestra el cálculo de dichos factores:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0,636$$

$$\beta_{kt} = 1 + \eta(\alpha_{kt} - 1) = 1,57$$

Donde:

η : Factor de sensibilidad a entalla.

r : Radio de entalla, 0,3 mm.

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, para la barra cuadrada AISI 431, 650 N/mm².

σ_B : Resistencia límite a la tracción del material, para la barra cuadrada AISI 431, 900 N/mm².

β_{kt} : Factor efectivo de concentración de esfuerzos de torsión.

α_{kt} : Factor de concentrador de esfuerzos de torsión, para las condiciones detalladas, 1,9 [38].

Con los que se paso a corregir el valor del esfuerzo obtenido para considerar la concentración de tensiones, como se muestra a continuación:

$$\tau'_{tB} = \beta_{kt} \cdot \tau_{tB} = 177,6 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Para la evaluar la resistencia a la fluencia del material se calculó el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad a la fluencia, como se muestra a continuación.

$$\sigma_{eqB} = \sqrt{3 \cdot \tau'_{tB}{}^2} = 307,61 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$FS_M = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqB}} = 2,11$$

Como se puede apreciar, la sección más crítica es la sección B debido a la entalla, lo que hace que el factor de seguridad general del árbol sea 2,11, si bien este factor podría llevar a pensar que se puede reducir la sección del árbol, el hecho de emplear rodamientos comerciales restringe la gama de dimensiones, por lo que si reduzco el diámetro lo tendría que reducir a una dimensión estándar que probablemente no soporte la carga.

Finalmente teniendo ya las dimensiones del eje definidas, se realizó el cálculo de los apoyos del árbol. Se eligió un rodamiento SKF W61903-2RS1 para cada apoyo. La selección detallada muestra en el *Anexo 5*.

2.3.3.3 Diseño del sistema de transmisión

Otro aspecto importante en el diseño mecánico fue el dimensionamiento del sistema de transmisión. Como se determinó en la sección 2.3.1 la velocidad requerida en el corte de la cuchilla es mucho menor a la del motor, por lo que se requiere emplear una transmisión en etapas. La primera etapa, del motor al embrague electromagnético, se transmite toda la potencia. En el embrague, parte de la potencia va al compresor y la restante a la siguiente etapa de la transmisión. Para esta etapa se seleccionó una transmisión por faja trapezoidal. La segunda etapa parte del embrague y llega al reductor, y también se seleccionó una faja trapezoidal. La última etapa está compuesta por un reductor de tipo tornillo sin fin – corona, para cambiar el eje de rotación y reducir gran parte de la velocidad. El cálculo detallado de la transmisión se muestra en el *Anexo 5*, a continuación se resumen los resultados obtenidos:

- **1ª Etapa:** Faja trapezoidal
 - Tipo de faja: ISO Z/10
 - Tamaño de faja: Z 33 1/2
 - Número de fajas: 2
 - Diámetro polea menor: 56 mm
 - Diámetro polea mayor: 100 mm

- **2ª Etapa:** Faja trapezoidal
 - Tipo de faja: ISO Z/10
 - Tamaño de faja: Z 42
 - Número de fajas: 1
 - Diámetro polea menor: 50 mm
 - Diámetro polea mayor: 280 mm

- **3ª Etapa:** Reductor tornillo sin fin - corona
 - Relación de transmisión: 47,32

Finalmente se calculó la unión entre el árbol del productor y el cubo del acople. Para dicha unión se seleccionaron tres chavetas paralelas DIN6885. El cálculo detallado se muestra en *Anexo 5*.

2.3.3.4 Dimensionamiento de la estructura

Para el dimensionamiento de la estructura se partió de la geometría definida y los requerimientos de esta para su sujeción. Como por ejemplo la sujeción de los apoyos del árbol o la sujeción de los componentes del sistema, motor, embrague, compresor, reductor, etc. Se decidió emplear perfiles L de alas iguales tratando de uniformizar su selección, por ello se decidió emplear dos tipos de perfiles DIN L 30x30x3.0 y DIN L 30x30x6 ambos de ASTM A36. El análisis de la resistencia de la estructura se realizó empleando el método de flexo-compresión empleando elementos finitos, específicamente en el programa Solidworks Simulation. Debido a que la carga de los apoyos de la cuchilla no son constantes si no que van girando con esta, se tuvo que analizar varias posiciones de la cuchilla. En la *Figura 2.14* se muestra la imagen con los resultados obtenidos en la simulación para la condición crítica. En la *Figura 2.15* se muestra con mayor detalle el punto con mayores esfuerzos.

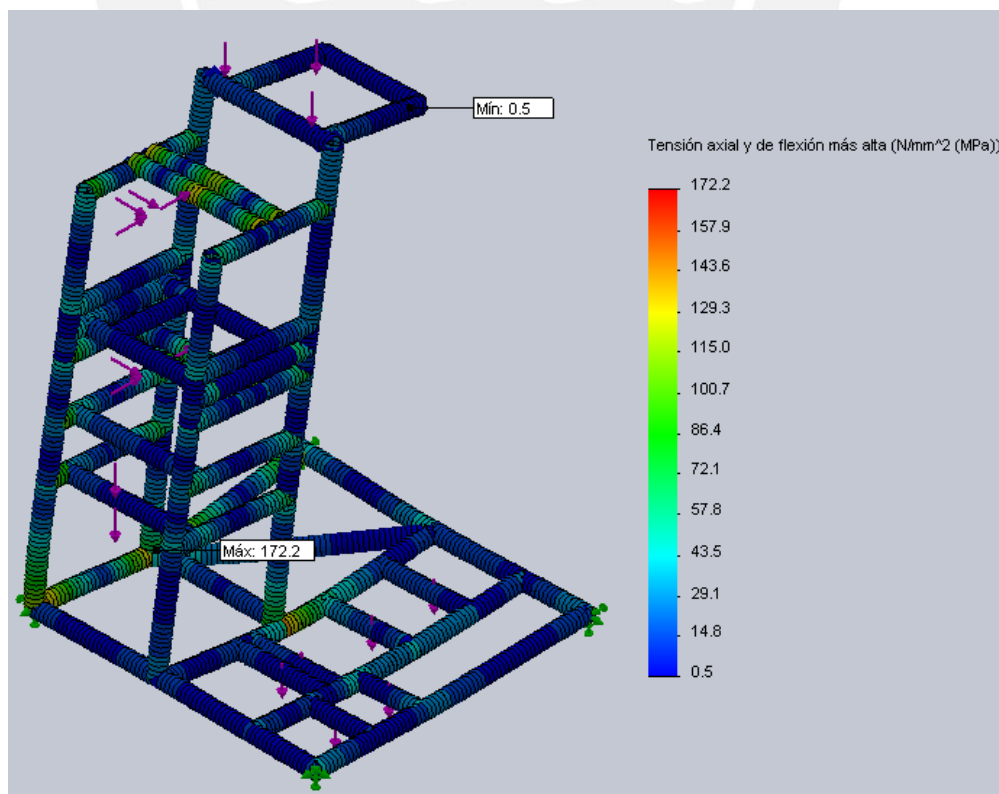


Figura 2.14. Resultados de la simulación de la estructura. Escala de deformaciones 50:1.

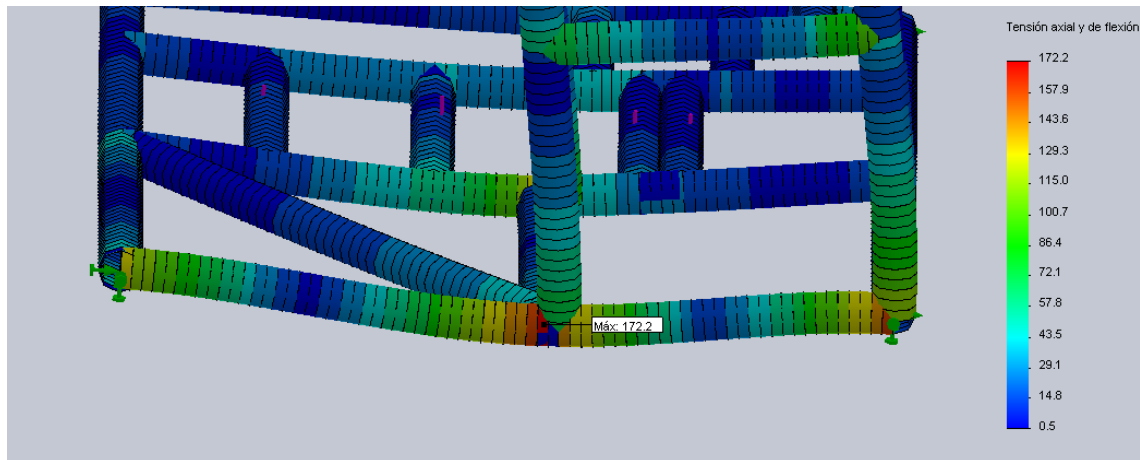


Figura 2.15. Detalle de la zona crítica obtenida en los resultados de la simulación de la estructura. Muestra la deformación con una escala de 50:1.

Como se puede apreciar claramente en las imágenes la condición más crítica se da cuando las reacciones mayores de los apoyos de la cuchilla están en direccionadas hacia el tanque de agua, en tales condiciones la zona más crítica es el apoyo frontal como se muestra en la *Figura 2.15*. Con lo cual se comprobó el factor de seguridad de la estructura a partir de la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{max}} = 1,45$$

Donde:

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, perfiles ASTM A36, 250 N/mm².

σ_{max} : Esfuerzo máximo obtenido en la estructura, como se muestra en las imágenes, 172,2 N/mm².

2.3.4 Dimensionamiento del sistema de alimentación

En la estructura de funciones del productor de hielo detallada en la sección 1.6.3, se estableció la alimentación de agua como una parte del sistema. Por lo cual luego de la elaboración de los conceptos de solución, se seleccionó un sistema de alimentación compuesto por un tanque superior y rociado de agua sobre la superficie refrigerada empleando toberas. Un esquema del sistema de alimentación planteado en el presente proyecto se puede ver en la *Figura 2.16*. El sistema está compuesto básicamente por un tanque de almacenamiento de agua; un sistema de tuberías, compuesto por tubos y accesorios de PVC; y un anillo distribuidor de agua sobre la

superficie, conformado por un ducto doblado con una forma toroidal, con agujeros distribuidos uniformemente por los cuales saldrá el agua a congelar.

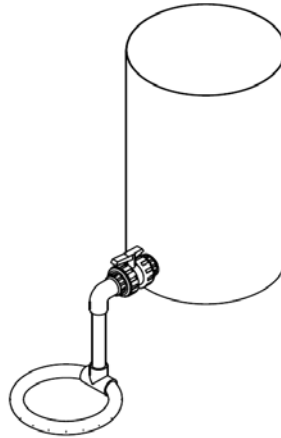


Figura 2.16. Esquema del sistema de alimentación de agua al productor de hielo.

El principal parámetro de operación que el sistema debe cumplir es el flujo nominal de agua uniformemente distribuido sobre la superficie. El flujo nominal de agua, teniendo en cuenta la capacidad y parámetros de operación del productor se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_{ph}}{\rho_a}$$

Donde:

\dot{m}_{ph} : Flujo másico de hielo a producir en el productor, calculado en (1.2), 14 kg/hr.

ρ_a : Densidad del agua al ingreso del sistema, ingresa a temperatura ambiental promedio de 30°C, 995,65 kg/m³ [39].

Reemplazando se obtiene:

$$\dot{V}_a = \frac{14}{995,65} = 14,06 \left[\frac{L}{hr} \right]$$

Como punto de partida para el diseño se estableció la capacidad del tanque teniendo en cuenta que el llenado del mismo se debe realizar en un tiempo mayor a una hora, se decidió emplear un tanque con un volumen nominal de 20 L. Como se mencionó anteriormente es necesario además que se obtenga una distribución uniforme del agua, con este objetivo se propone emplear veinte agujeros equidistantes en el anillo de distribución. Es por ello que para el dimensionamiento de los demás componentes

del sistema se planteó la ecuación de pérdidas entre la superficie libre del agua y el agujero más alejado del anillo de distribución de tal manera que, con las condiciones del sistema, se obtenga el flujo nominal en ese agujero.

Para el cálculo se siguió un proceso iterativo que se inició asumiendo la geometría del sistema para luego, de la ecuación de pérdidas, despejar la altura del nivel de agua necesaria y realizar una nueva iteración con las modificaciones necesarias. Para el cálculo de las pérdidas el sistema puede ser modelado como una red de distribución tipo árbol con los caudales de salida nominales en todos los agujeros. En el Anexo 6 se muestra la secuencia de cálculo empleada para el cálculo del sistema.

Los resultados obtenidos se resumen a continuación:

- **Diámetro Nominal de la tubería:** 1/2 in
- **Altura mínima de nivel de agua requerida:** 138,75 mm
- **Altura del sistema:** 150 mm
- **Número de agujeros de salida:** 20
- **Diámetro de los agujeros de salida:** 0,5 mm

2.4 Cálculo del dispositivo de expansión

En un sistema de refrigeración, el dispositivo de expansión es el responsable de crear la caída de presión desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación necesaria para el enfriamiento. En el presente proyecto se propone como dispositivo de expansión una placa orificio. Las características de operación del dispositivo deben ser las siguientes:

- **Flujo másico de Refrigerante:** $\dot{m}_r = 28,95[kg/hr]$
- **Presión de Condensación:** $p_3 = 1,7133[MPa]$
- **Presión de Evaporación:** $p_4 = 345,3[kPa]$
- **Diámetro de la tubería de entrada al evaporador:** $D_{tc} = 10,92[mm]$

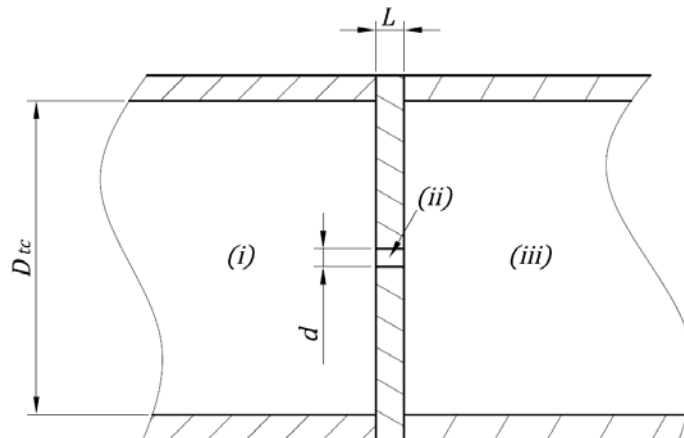


Figura 2.17. Esquema del dispositivo de expansión placa orificio.

En la *Figura 2.17* se muestra el esquema de la placa orificio. Como inicio del cálculo se planteó la ecuación de pérdidas entre antes y después de la placa, puntos (i) y (iii), como se detalla a continuación:

$$Z_i + \frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \frac{V_i^2}{2 \cdot g} = Z_{iii} + \frac{p_{iii}}{\rho_{iii} \cdot g} + \frac{V_{iii}^2}{2 \cdot g} + h_{perd} \quad (2.32a)$$

Se puede simplificar la ecuación (2.32a) teniendo en cuenta que no existe diferencia de alturas entre los puntos (i) y (iii). Con lo que se puede despejar las pérdidas que debe producir la placa:

$$h_{perd} = \frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \frac{V_i^2}{2 \cdot g} - \left(\frac{p_{iii}}{\rho_{iii} \cdot g} + \frac{V_{iii}^2}{2 \cdot g} \right) \quad (2.32b)$$

Donde:

g : Aceleración de la gravedad, 9,81 m/s².

p_i : Presión antes de la placa, presión de condensación del sistema, 1,7133 MPa [40].

p_{iii} : Presión después de la placa orificio, presión de evaporación del sistema, 345,3kPa [41].

V_i : Velocidad del refrigerante antes de la placa.

V_{iii} : Velocidad del refrigerante después de la placa.

ρ_i : Densidad del refrigerante antes del dispositivo de expansión, líquido saturado a 50°C, 448,87 kg/m³ [42].

ρ_{iii} : Densidad del refrigerante después del dispositivo de expansión, vapor húmedo a -10°C, 319,7 kg/m³ [43].

Las velocidades al ingreso y a la salida de la placa se calcularon a partir del flujo másico de refrigerante, las densidades en los puntos y el diámetro de la tubería como se muestra a continuación:

$$V_i = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_i \left(\frac{\pi}{4} D_{tc}^2 \right)} = \frac{28,95}{448,87 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{10,92}{1000} \right)^2 \right)} = 0,191 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$V_{iii} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{iii} \left(\frac{\pi}{4} D_{tc}^2 \right)} = \frac{28,95}{319,7 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{10,92}{1000} \right)^2 \right)} = 0,269 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Reemplazando en (2.32b) se obtiene:

$$h_{perd} = \frac{1,7133 \cdot 10^6}{448,87 \cdot 9,81} + \frac{0,191^2}{2 \cdot 9,81} - \left(\frac{345,3 \cdot 10^3}{319,70 \cdot 9,81} + \frac{0,269^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 279,09[m] \quad (2.32c)$$

Estas pérdidas deben ser generadas por la placa orificio, por lo tanto las dimensiones del diámetro del orificio y el espesor de la placa deben ser tales que permitan dicha de presión. Las pérdidas se pueden dividir en tres etapas, una contracción brusca al ingreso al compresor, las pérdidas al interior de la placa y una expansión súbita a la salida. Se asumió la siguiente geometría de la placa:

$$D_{tc} = 10,92[mm]$$

$$L = 1[mm]$$

$$d = 0,024[in] = 0,6096[mm]$$

Las pérdidas en la contracción y expansión súbitas se calcularon empleando el coeficiente K. El coeficiente para la contracción brusca se puede calcular a partir de la siguiente expresión [44]:

$$K_{cb} = 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D_{tc}^2} \right) = 0,42 \left(1 - \frac{0,6096^2}{10,92^2} \right) = 0,4187 \quad (2.33a)$$

El coeficiente K de pérdidas debido a la expansión súbita a la salida de la placa se puede calcular empleando la siguiente expresión [41]:

$$K_{eb} = \left(1 - \frac{d^2}{D_{tc}^2} \right) = \left(1 - \frac{0,6096^2}{10,92^2} \right) = 0,997 \quad (2.33b)$$

Para el cálculo de las pérdidas en el interior de la placa orificio, la velocidad en el tramo al interior de la placa se calculó análogamente a las de entrada y salida como se muestra a continuación:

$$V_{ii} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_i \left(\frac{\pi}{4} D_{tc}^2 \right)} = \frac{28,95}{448,87 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{0,6096}{1000} \right)^2 \right)} = 61,38 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.33c)$$

Además es necesario determinar el tipo de flujo, que se determinó calculando el número de Reynolds para el punto (ii) como se detalla a continuación:

$$Re_{ii} = \frac{d \cdot V_{ii} \cdot \rho_i}{\mu_i}$$

Donde:

d : Diámetro del orificio, 0,6096 mm.

V_{ii} : Velocidad del refrigerante en el interior de la placa orificio, 61,38 m/s.

ρ_i : Densidad del refrigerante antes del dispositivo de expansión, líquido saturado a 50°C, 448,87 kg/m³ [45].

μ_i : Viscosidad del refrigerante antes del dispositivo de expansión, líquido saturado a 50°C, 74,066 μPa-s [46].

Reemplazando se obtiene:

$$Re_{ii} = \frac{\left(\frac{0,6096}{1000} \right) \cdot 61,38 \cdot 448,87}{74,066 \cdot 10^{-6}} = 2,268 \cdot 10^5$$

El tipo de flujo para el tramo al interior del orificio es completamente turbulento, por lo que se cálculo el coeficiente de fricción empleando la ecuación desarrollada por Swamee & Jain [47], como se detalla a continuación:

$$f = 1,325 \left(\ln \left(0,27 \cdot \left(\frac{e}{D_{tc}} \right) + 5,74 \left(\frac{1}{Re_{ii}} \right)^{0,9} \right) \right)^{-2}$$

Donde:

e : Rugosidad absoluta del orificio, considerando que será fabricado por taladrado, 0,016 mm.

D_{tc} : Diámetro interno de la tubería de refrigerante que va desde el tanque de líquido hasta el evaporador, 10,92 mm.

Reemplazando se obtiene:

$$f = 1,325 \left(\ln \left(0,27 \cdot \left(\frac{0,016}{10,92} \right) + 5,74 \left(\frac{1}{2,268 \cdot 10^5} \right)^{0,9} \right) \right)^{-2} = 0,023$$

Con lo cual las pérdidas en el interior por tanto se pueden estimar empleando la siguiente ecuación:

$$h_{io} = f \frac{L V_{ii}^2}{d \cdot 2 \cdot g}$$

Donde:

L : Espesor de la placa orificio, 1 mm.

Reemplazando se obtiene:

$$h_{io} = 0,023 \frac{1}{0,6096} \frac{61,38^2}{2 \cdot 9,81} = 7,16[m] \quad (2.33d)$$

Finalmente las pérdidas totales en el dispositivo de expansión se pueden calcular, reemplazando los valores obtenidos en (2.33a), (2.33b), (2.33c) y (2.33d), empleando la siguiente expresión:

$$h_{perd} = (K_{cb} + K_{eb}) \frac{V_{ii}^2}{2 \cdot g} + h_{io}$$

$$h_{perd} = (0,4187 + 0,997) \frac{61,38^2}{2 \cdot 9,81} + 7,16 = 279,10 [m] \approx 1,229[MPa]$$

Como se puede ver las pérdidas cumplen con lo requerido según lo calculado en (2.32c). Por lo que se puede establecer que los dos parámetros de la placa orificio, diámetro del orificio (0,024 in) y espesor de la placa (1 mm) son los adecuados para el dispositivo de expansión.

2.5 Selección de accesorios

En la sección 1.7 se mencionó que el control del sistema de refrigeración contará con tres accesorios, un presostato de alta presión, una válvula solenoide y un presostato de baja presión. El presostato de alta presión cumple la función de detener el compresor cuando la presión de descarga del compresor exceda un valor predeterminado, como en el presente proyecto se empleará un motor de combustión interna para mover al compresor, básicamente detendrá el motor desacoplando el embrague electromagnético a la entrada del compresor. La válvula solenoide se encargará de permitir o cortar el flujo de refrigerante antes de la válvula de expansión, en función a la temperatura de evaporación que es proporcional a la presión de evaporación que será medida por el presostato de baja presión

Para la selección del presostato de alta presión se tomaron las siguientes consideraciones:

- **Presión Nominal:** Presión de condensación, 1,711 MPa.
- **Presión Máxima:** El sistema trabajará con una temperatura de condensación máxima de 55°C, por lo tanto la presión máxima es 1,9072 MPa.

Con estas características se seleccionó del catálogo comercial de Danfoss [48] el presostato 060-117166 con las siguientes características:

- **Tipo:** KP6W
- **Rango de Regulación:** De 8 a 32 bar
- **Presión de máxima de operación:** 35 bar
- **Diferencia presiones:** 1,8 a 6 bar
- **Grado de protección:** IP44

Para la selección del presostato de baja presión se tomaron las siguientes consideraciones los siguientes parámetros:

- **Presión Nominal:** Presión de evaporación, 345,28 kPa.
- **Presión Mínima:** El sistema trabajará con una temperatura de evaporación mínima de -15°C, por lo tanto la presión mínima es 291,62 kPa.

Con estas características se seleccionó del catálogo comercial de Danfoss [49] el presostato 060-112066 con las siguientes características:

- **Tipo:** KP2
- **Rango de Regulación:** De -0,2 a 5 bar
- **Presión de máxima de operación:** 17 bar
- **Diferencia presiones:** 0,4 a 1,5 bar

Finalmente para la selección de la válvula solenoide se tomaron en cuenta las siguientes características:

- **Tipo de contacto:** Normalmente Abierto, ya que su función es cortar el flujo cuando recibe la señal del presostato de baja.
- **Diámetro Nominal:** La válvula estará instalada en el tramo entre el tanque de líquido y el dispositivo de expansión, por lo tanto su diámetro nominal es 3/8 in.
- **Presión Nominal:** Presión de condensación, 1,711 MPa

- **Presión Máxima:** La presión máxima a la cual el presostato de alta debe cortar el flujo de refrigerante es 1,9072 MPa.
- **Alimentación:** Como se mencionó anteriormente el sistema de control trabajará con una batería por lo que la alimentación será 12V DC.

En el catálogo comercial de Danfoss [50] se seleccionó la válvula solenoide 032F1290 con las siguientes características:

- **Tipo:** EVR6
- **Presión máxima de trabajo:** 45,2 bar
- **Dímetros nominales de entrada y salida:** 3/8 in
- **Tamaño del tubo de armadura:** 13,5 mm

Se seleccionó también, del catálogo comercial de Danfoss [51], el actuador solenoide 018F6856 para la válvula que presenta las siguientes características:

- **Tipo:** BG012DS
- **Sistema actuador:** 13,5 mm
- **Tensión de Alimentación:** 12 VDC
- **Potencia Nominal:** 20 W
- **Grado de Protección:** IP67

2.6 Especificaciones Técnicas:

Como parte final del presente capítulo se presentan las especificaciones técnicas de los componentes del sistema de producción de hielo:

- **Motor de Combustión Interna:**
 - Marca / Modelo: Honda / GX120TQH
 - Tipo de Motor: 4 tiempos / Monocilíndrico
 - Potencia Neta: 3,5 HP / 3600 rpm
- **Reductor:**
 - Marca / Modelo: SEW / S 47 AD2 M6
 - Relación de Transmisión: 46,62
 - Torque máximo: 155 N·m

- **Acople Flexible:**
 - Marca / Modelo: TSCHAN/ Nor-Mex WND109-Pb82
 - Torque Máximo: 150 N·m
 - Velocidad Máxima : 5000 rpm

- **Embrague electromagnético:**
 - Marca / Modelo: TRANTEX CORP. / FMR 1.2
 - Torque Máximo: 1,1 kgf·m
 - Máxima velocidad de giro: 5000 rpm

- **Acople Flexible:**
 - Marca / Modelo: TSCHAN/ Nor-Mex WND105-Pb72
 - Torque Máximo: 13 N·m
 - Velocidad Máxima : 5000 rpm

- **Compresor:**
 - Marca / Modelo: DORIN / 1HVS
 - Cilindrada: 76,34 cm³
 - Refrigerante: Propano
 - Potencia Nominal -10°C/50°C: 0,65 kW

- **Condensador:**
 - Marca / Modelo: Lu-Ve CONTARDO / STFT20233
 - Capacidad Nominal: 2730 W

- **Ventilador Axial:**
 - Marca / Modelo: ELCO / AL 254-28
 - Diámetro: 254 mm
 - Ángulo de Ataque: 28

- **Recipiente de Líquido:**
 - Marca / Modelo: AIRMENDER / CR-101-3
 - Volumen: 0,95 L

- **Tuberías de cobre tipo L:**
 - Diámetro Nominal / Longitud: 1/2 in / 1 m
 - 5/8 in / 1 m

3/8 in / 1 m

- **Presostato de alta presión:**
 - Marca / Modelo: Danfoss / 060-117166
 - Rango de Regulación: 8 a 32 bar
 - Diferencia de presiones: 1,8 a 6 bar

- **Presostato de baja presión:**
 - Marca / Modelo: Danfoss / 060-112066
 - Rango de Regulación: -0,2 a 5 bar
 - Diferencia de presiones: 0,4 a 1,5 bar

- **Válvula solenoide:**
 - Marca/Modelo: Danfoss / 032F1290
 - Diámetros Nominal: 3/8 in
 - Presión Máxima de Trabajo: 45,2 bar

- **Bobina de la válvula solenoide:**
 - Marca/Modelo: Danfoss / 018F6856
 - Tensión de Alimentación: 12 VDC
 - Potencia Nominal: 20 W

- **Tuberías de PVC**
 - Diámetro Nominal / Longitud: 1/2 in / 1 m
 - Accesorios: 3 Codos 90° 1/2"
1 Té 1/2"
1 Válvula de bola

- **Tanque de agua**
 - Capacidad Nominal: 20 L

- **Productor de Hielo:**
 - Capacidad de producción: 14 kg/hr
 - Torque 109 N-m
 - Velocidad de rotación 4,2 rpm
 - Capacidad de Refrigeración: 1850 W



REFERENCIAS CAPÍTULO 2

- [1] NIST
2007 *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties.*
Versión 8.0
- [2] DORIN Innovation
2011 *Compressori Tipo Aperto.*
Consultado: 20 de enero de 2011. Disponible en:
<
http://www.dorin.com/documents/Download/15/Cat_APE_0907.pdf>
- [3] NIST, Ibid.
- [4] Ibid
- [5] Ibid
- [6] Ibid
- [7] LU-VE CONTARDO
2011 *Condensatori ad aria senza tubo. STN-STFT STVF-STVF...ES*
Consultado: 12 de abril de 2011. Disponible en:
<http://www.luve.it/cms/view/prodotti/tutti_i_prodotti/tutti_i_prodotti/s124?>
- [8] KREITH, Frank y Mark BOHN
2011 *Principios de Transferencia de Calor.* Sexta edición. México D.F.:
Thomson Learning S.A.
- [9] Ibid.
- [10] BEJAN, Adrian y Allan D. Kraus
2003 *Heat Transfer Handbook.* New Jersey: John Willey & Sons.
- [11] Ibid.
- [12] Ibid.
- [13] Ibid.
- [14] NIST, Ibid.
- [15] BEJAN, Ibid
- [16] Ibid.
- [17] NIST, Ibid.
- [18] Ibid.
- [19] Ibid.
- [20] Ibid.
- [21] Ibid.
- [22] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
2009 *ASHRAE Handbook – Fundamentals.*
- [23] Ibid
- [24] ECKERT, Ernest R. G. y Robert M. DRAKE
1959 *Analisis of Heat and Mass Transfer.* Segunda Edición. New
Jersey: Mc Graw-Hill Inc.
- [25] NIST, Ibid.
- [26] LU-VE CONTARDO, Ibid.

- [27] NIST, Ibid.
- [28] DORIN, Ibid.
- [29] Ibid.
- [30] NIST, Ibid.
- [31] Ibid.
- [32] Ibid.
- [33] Ibid.
- [34] AIRMENDER
2011 *Refrigerant Receivers Model: CR-101~CR-107 / CR-106L/107L.*
Consultado: 15 de mayo de 2011. Disponible en:
< <http://www.airmender.com.tw/refrigerant-receivers-p15.html>>
- [35] RARATY, L.E. y D. TABOR
1957 "The adhesion and strenght properties of ice" Proceedings of the
Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical
Sciences, Vol. 245, No. 1241 pp. 184-201.
- [36] RODRIGUEZ, Jorge
2008 *Resistencia de Materiales 2.* Lima: Publicaciones Pontificia
Universidad Católica del Perú.
- [37] Ibid.
- [38] Ibid.
- [39] NIST, Ibid.
- [40] Ibid.
- [41] Ibid.
- [42] Ibid.
- [43] Ibid.
- [44] WHITE, Frank M.
1994 *Fluid Mechanics.* Tercera Edición. New York: McGraw-Hill.
- [45] NIST, Ibid.
- [46] Ibid.
- [47] POTTER, Merle y David WIGGERT
1991 *Mechanics of Fluids.* Primera Edición. New Jersey: Prentice Hall.
- [48] DANFOSS
2011 *Presostato de alta presión.* Consultado: 14 de junio de 2011.
Disponible en:
<http://www.danfoss.com/Latin_America_spanish/Products/Categories/Detail/RA/Pressure-Controls-and-Thermostats/KPKP-EKPUKP-A-pressure-controls-standard-applications/KP-pressure-control-high-pressure>
- [49] DANFOSS
2011 *Presostato de baja presión.* Consultado: 14 de junio de 2011.
Disponible en:
<http://www.danfoss.com/Latin_America_spanish/Products/Categories/Detail/RA/Pressure-Controls-and-Thermostats/KPKP-

EKPUKP-A-pressure-controls-standard-applications/KP-
pressure-control-low-pressure/060-112066/e8acc9ab-f41e-456e-
b6b9-8bdd3414a17f/b2aa58d2-9aaf-4101-ae3c-
5ca67af09c7e.html>

[50] DANFOSS
2011

Válvula Solenoide. Consultado: 14 de junio de 2011. Disponible en:
<http://www.danfoss.com/Latin_America_spanish/Products/Categories/List/RA/Solenoid-Valves/Solenoid-Valves-Fluorinated-Refrigerants/EVR-normally-open-NO/EVR-6-25-NO-copper-solder-connections/62323fbe-9c25-4ffb-9a12-effd674a3902.html>

[51] DANFOSS
2011

Bobina para válvula solenode. Consultado: 14 de junio de 2011. Disponible en:
<http://www.danfoss.com/Latin_America_spanish/Products/Categories/Detail/RA/Solenoid-Valves/Coils-Solenoid-Valves/DC-coils-clip-on-for-solenoid-valves/DC-clip-on-coils-20W-with-terminal-box-IP-67-type-I/018F6856/b6d409e9-36b1-4367-a468-b4a5c6e47ea9/4d4c05a4-74dc-408d-93e7-07e3a38c97a4.html>

CAPÍTULO 3:

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

3.1 Costos de materiales y elementos

Para establecer el costo del prototipo en cuanto a los materiales, se dividieron en cinco grupos básicos: el sistema de refrigeración, el sistema de alimentación de agua, el productor de hielo en sí, el sistema de transmisión de potencia y la estructura. A continuación se detalla el costo de cada uno de los elementos clasificados en sus respectivos grupos.

3.1.1 Sistema de Refrigeración

El sistema de refrigeración está conformado por todos los componentes del sistema encargado de brindar la refrigeración necesaria al productor. En la *Tabla 3.1* se detalla el precio de cada uno de los componentes y el precio total del sistema de refrigeración.

Tabla 3.1. Precio unitario y total de los componentes del sistema de refrigeración

Cant	Descripción	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
1	Compresor DORIN 1HVS	2,330.00	2,330.00
1	Condensador CONTARDO STVF 273	230.00	230.00
1	Recipiente de Líquido AIRMENDER 0.9L	105.00	105.00
1	Presostato de Alta Presión DANFOSS 060-117166	87.00	87.00
1	Presostato de Baja Presión DANFOSS 060-112066	91.00	91.00
1	Válvula Solenoide 3/8" con bobina DANFOSS	105.00	105.00
2	Tuercas de conexiones acampanadas 5/8"	8.00	16.00
2	Tuercas de conexiones acampanadas 3/8"	4.00	8.00
1	Metro de tubería de cobre tipo L 3/8"	8.00	8.00
1	Metro de tubería de cobre tipo L 1/2"	11.00	11.00
1	Metro de tubería de cobre tipo L 5/8"	16.00	16.00
Total			S/. 3,007.00

3.1.2 Sistema de alimentación de agua

El sistema de alimentación, como fue establecido anteriormente, se encarga del suministro de agua al productor de hielo. En la *Tabla 3.2* se detalla el precio de los componentes y el precio total del sistema.

Tabla 3.2. Precio unitario y total de los componentes del sistema de alimentación de agua.

Cant	Descripción	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
1	Válvula de bola de PVC de 1/2"	10.00	10.00
1	Te de PVC 1/2"	1.00	1.00
3	Codo de PVC 1/2"	0.50	1.50
1	Metro de tubería de PVC de 1/2"	2.50	2.50
1	Tanque de agua de 20 L	30.00	30.00
Total			S/. 49.00

3.1.3 Sistema de Transmisión de Potencia

El sistema de transmisión de potencia incluye al motor de combustión interna y cada una de las etapas de transmisión. En la *Tabla 3.3* se detalla el precio unitario y el precio total de cada uno de los componentes.

Tabla 3.3. Precio unitario y total de los componentes del sistema de transmisión de potencia.

Cant	Descripción	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
1	Motor estacionario Honda 3.5HP	1,200.00	1,200.00
1	Embrague Electromagnético	500.00	500.00
2	Faja ISO Z/10 Z33 ½	20.00	20.00
1	Faja ISO Z/10 Z42	40.00	40.00
1	Reductor SEW i=47,32	2,108.70	2,108.70
Total			S/. 3,518.70

3.1.4 Estructura

La estructura metálica básicamente se encarga de posicionar los elementos y soportar las cargas. Se consideró para el costeo la longitud lineal del perfil en L y la soldadura necesaria para la construcción de la estructura. En la *Tabla 3.4* se detalla el costeo de los componentes empleados en la estructura.

Tabla 3.4. Precio unitario y total de los componentes empleados en la fabricación de la estructura.

Cant	Descripción	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
3	Perfil ISO L 30x30x3.0 x 6 m.	20.00	60.00
1	Perfil ISO L 20x20x3.0 x 1 m.	15.00	15.00
2	Kilogramos de soldadura AWS E6011	11.00	22.00
Total			S/. 97.00

3.1.5 Productor de Hielo:

El productor de hielo propiamente dicho está compuesto por una serie de componentes ligados a la formación y raspado del hielo. En la *Tabla 3.5* se detalla el costo de los materiales empleados en la fabricación del productor en sí:

Tabla 3.5. Precio unitario y total de los componentes empleados en la fabricación del productor de hielo en sí.

Cant	Descripción	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
1	Barra cuadrada AISI 431 1" x 500 mm	250.00	250.00
1	Material brazos porta cuchilla AISI 431	50.00	50.00
2	Rodamientos W61903-2RS1	50.00	100.00
3	Chavetas DIN 6885 b=5 h=5 L=40	3.00	9.00
1	Material cuchilla de acero inoxidable	15.00	15.00
3	Tornillos ISO 4017 M8x16 clase 8.8	6.00	18.00
3	Tuercas ISO 4032 M8	1.00	3.00
3	Arandelas planas M8	0.20	0.60
1	Material cilindro de evaporación	200.00	200.00
1	Kilogramo de soldadura AWS A5.4 E385-16	50.00	50.00
1	Material tapas y recubrimientos	50.00	50.00
Total			S/. 745.60

3.2 Costo de fabricación y montaje

En el caso de los costos de fabricación, se consideró el tiempo aproximado de necesario para la fabricación y el montaje, y la cantidad de personas requeridas para estas labores. En la *Tabla 3.6* se muestra el tiempo promedio de las etapas de fabricación y el costo que representan. Se consideró para el costo de hora/hombre, que se requerirá de personal capacitado para realizar estas labores y el sueldo promedio mensual, con lo que el costo horas hombre se puede estimar como:

$$C_{n/h} = \frac{14 \cdot S/.2000}{12[mes]} \cdot \frac{1[mes]}{20[dia]} \cdot \frac{1[dia]}{8[hr]} = \frac{S/.14.6}{[hr]}$$

Tabla 3.6 Precio de la mano a emplearse en la fabricación y montaje del productor de hielo.

Descripción	Pers.	Cant hrs	Precio Total (S/.)
Preparación de Materiales	2	8	233.60
Fabricación estructura	1	8	116.80
Fabricación de Evaporador	1	8	116.80
Montaje de Componentes	1	8	116.80
Total			S/. 584.00

3.3 Costos de diseño

En el costeo del diseño se consideró el tiempo empleado, para cada una de las etapas del proyecto, y el costo por hora. En *Tabla 3.7* se muestra el costeo.

Tabla 3.7 Costos del diseño del proyecto en sus diferentes etapas.

Descripción	Tiempo [h]	Costo por hora [S/.]	Total [S/.]
Pre-ingeniería	80	30	2400.00
Ingeniería	240	35	8400.00
Dibujo	120	20	2400.00
Revisión	30	40	1200.00
Total			S/. 14,400.00

El costo de ingeniería deberá ser asumido por el número total de productores que se fabricarán en el primer lote, por ejemplo si en el primer lote se fabrican 100 unidades, el costo de ingeniería prorrateado a cada uno de los productores es S/. 144.00. Como se puede apreciar a mayor sea el número de productores el costo asociado a la ingeniería será menor.

3.4 Costo Total

El costo total del productor de hielo, incluyendo los costos de materiales y fabricación es S/.8,150.00, como se resume en la *Tabla 3.8*.

Tabla 3.9 Resumen de los costos según los diversos tipos.

Descripción	Costo (S/.)
Sistema de refrigeración	3,007.00
Sistema de alimentación de agua	49.00
Sistema de transmisión de potencia	3,518.70
Estructura	97.00
Productor de hielo	745.60
Diseño	144.00
Fabricación y Montaje	584.00
Total	S/. 8,145.30

Se puede ver que los mayores costos están vinculados con el compresor, el reductor y a los costos de diseño y mano de obra de fabricación y montaje. La fabricación del reductor localmente permitiría reducir sus costos, considerando además una producción en lotes. En cuanto al compresor, que es también de fabricación extranjera, se podría reducir el costo realizando una compra directa de un lote que pueda reducir los costos de importación. Finalmente los costos de diseño y fabricación también se podrían disminuir conforme se trabaje con lotes mayores.

ANEXO 1: Cálculo de Transferencia de Calor del Productor al Ambiente Empleando Mathcad



Uno de los factores a considerar en el dimensionamiento del sistema de refrigeración es la carga térmica. En la sección 2.1, se detalla que la carga termica total es la carga del productor en sí y el flujo de carlor proveniente del ambiente que rodea al productor. A continuación se muestra la secuencia de cálculo del aislante empleada en Mathcad:

Datos:

Diámetro interno del cilindro externo:	$D_e := 220 \text{ mm}$
Longitud del Cilindro	$L_{cil} := 220 \text{ mm}$
Temperatura Ambiental:	$T_{amb} := 30 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de Evaporación	$T_{ev} := -10 \text{ }^\circ\text{C}$
Espesor de la cilindro metálico	$e_{cm} := \frac{1}{16} \text{ in}$
Diámetro externo del aislante	$D_{ea} := 280 \text{ mm}$

Cálculo del coeficiente convectivo interno

Se calculó el coeficiente según correlación de Gorenflo para ebullición nucleada en volumen.

Condiciones de referencia para el cálculo de la transferencia de calor:

Rugosidad superficial:	$Rp_0 := 0.4 \text{ } \mu\text{m}$
Fracción de presión crítica:	$p_{r0} := 0.1$
Flux de calor:	$q_0 := 20 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$
Coeficiente convectivo:	$\alpha_0 := 4 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
Presión crítica del propano:	$p_{crit} := 4240 \text{ kPa}$

Condiciones de evaporación en operación

Rugosidad superficial:	$Rp := 2.5 \text{ } \mu\text{m}$
Fracción de presión crítica:	$p_{ev} := 345.28 \cdot \text{kPa}$
Temperatura superficial del propano:	$T_{sp} := -8.64 \text{ }^\circ\text{C}$

$$p_r := \frac{p_{ev}}{p_{crit}} = 0.0814$$

$$F_{PF} := 1.2 \cdot p_r^{0.27} + 2.5 \cdot p_r + \frac{p_r}{1 - p_r} = 0.9019$$

$$n := 0.9 - 0.3 \cdot p_r^{0.3} = 0.7586$$

$$\alpha'_r := \left(\alpha_0 \cdot F_{PF} \cdot \left(\frac{T_{sp} - T_{ev}}{q_0} \right)^{0.7586} \cdot \left(\frac{Rp}{Rp_0} \right)^{0.133} \right)^{\frac{1}{1 - 0.7586}} = 119.66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Cálculo del coeficiente convectivo externo

Se calculó el coeficiente empleando la correlación de S.W.. Churchill y H.H.S. Chu para convección natural sobre superficie plana vertical

Propiedades a la temperatura superficial

$$T_{se} := 9.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades a la temperatura ambiental

$$T_{ai} := T_{amb} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{ai} := 1.1645 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Propiedades a la temperatura media de película

$$T_{mp} := \frac{T_{se} + T_{ai}}{2} = 19.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{mp} := 1.2042 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k_{mp} := 25.876 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_{mp} := 18.207 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$Pr_{mp} := 0.70812$$

$$\beta := \frac{1}{T_{ai}} = 0.0033 \frac{1}{\text{K}}$$

$$Gr := \frac{\rho_{mp}^2 \cdot L_{cil}^3 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_{ai} - T_{se})}{\mu_{mp}^2} = 3.0738 \cdot 10^7$$

$$Ra := Gr \cdot Pr_{mp} = 2.1767 \cdot 10^7$$

$$\alpha_{ai} := \frac{k_{mp}}{L_{cil}} \cdot \left(0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr_{mp}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 = 4.5869 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Conductividad del cilindro externo

Conductividad del acero inoxidable

$$k_{cm} := 54 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Conductividad del aislante

Conductividad del poliuretano

$$k_{ais} := 0.22 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Cálculo de la transferencia de calor

La geometría viene a quedar definida a partir de las dimensiones generales como:

$$r_1 := \frac{D_e}{2} = 0.11 \text{ m} \quad r_2 := r_1 + e_{cm} = 0.1116 \text{ m} \quad r_3 := \frac{D_{ea}}{2} = 0.14 \text{ m}$$

$$r_4 := r_3 + e_{cm} = 0.1416 \text{ m} \quad e_{ais} := r_3 - r_2 = 28.4125 \text{ mm}$$

Asumiendo conducción unidireccional el calor, asumiendo una emisividad de 0.03 se puede calcular a partir de:

Constante de Stefan-Boltzmann: $\sigma := 5.6697 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$

Emisividad del material: $\varepsilon := 0.3$

$$\alpha_{rad} := \varepsilon \cdot \sigma \cdot \frac{(T_{amb}^4 - T_{se}^4)}{T_{amb} - T_{se}} = 1.7126 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$Q'_{amb} := \frac{2 \cdot \pi \cdot L_{cil} \cdot (T_{amb} - T_{ev})}{\frac{1}{\alpha'_r \cdot r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{cm}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{ais}} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{cm}} + \frac{1}{r_4 \cdot (\alpha_{ai} + \alpha_{rad})}} = 24.81 \text{ W}$$

Comprobando las temperaturas superficiales asumidas:

$$T_{sp} := T_{ev} + Q'_{amb} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot L_{cil}}{1} \right)^{-1} = -8.636 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{se} := T_{amb} - Q'_{amb} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot L_{cil}}{(\alpha_{ai} + \alpha_{rad}) \cdot r_3} \right)^{-1} = 9.65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ANEXO 2: Cálculo en Mathcad de la transferencia de calor en el productor de hielo y valores obtenidos en las iteraciones para distintos parámetros de operación.

A continuación se muestra la secuencia de cálculo empleada en MathCad para el cálculo de la transferencia de calor. El cálculo muestra los valores iterados para obtener la mayor transferencia de calor.

Datos:

Propiedades del agua a la temperatura de superficie del hielo:

Temperatura:	$T_{sh} := 0$	[°C]
Densidad:	$\rho_{sh} := 999.8$	[kg/m ³]

Propiedades del agua a la temperatura interior:

Temperatura:	$T_a := 30$	[°C]
Densidad:	$\rho_a := 995.6$	[kg/m ³]

Propiedades del agua a la temperatura media de película:

Temperatura:	$T_{mp} := \frac{(T_{sh} + T_a)}{2} = 15$	[°C]
Densidad:	$\rho_{mp} := 999.1$	[kg/m ³]
Viscosidad:	$\mu_{mp} := 1137.510^{-6}$	[Pa·s]
Prandtl:	$Pr_{mp} := 8.084$	
Conductividad:	$k_{mp} := 589.3810^{-3}$	[W/m·°C]

Gravedad: $g := 9.81$ [m/s²]

Condiciones de referencia para el coeficiente convectivo de referencia:

Rugosidad	$R_{p0} := 0.4$	[μm]
Fracción de presión crítica	$P_{r0} := 0.1$	
Flux de calor	$q_0 := 2000$	[W/m ²]
Coeficiente convectivo de referencia del propano (Tablas):	$\alpha_0 := 400$	[W/m ² ·K]

Presión de evaporación $p_{ev} := 345.2$ [kPa]

Presión crítica del propano $p_{crit} := 424$ [kPa]

Rugosidad superficial de la pared: $R_p := 2.5$ [μm]

Temperatura de evaporación: $T_{ev} := -10$ [°C]

Temperatura de la superficie en contacto con el propano $T_{sp} := -5.97$ [°C]

Temperatura de congelación: $T_{pc} := 0$ [°C]

Conductividad Térmica del acero inoxidable $k_{cil} := 22$ [W/m·°C]

Espesor de la capa de hielo:	$e_{ch} := 1.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
Conductividad del hielo:	$k_h := 2.219$	[W/m-°C]
Densidad del hielo:	$\rho_h := 916.8$	[kg/m ³]
Calor latente de congelación:	$\Delta h_c := 333.5 \cdot 10^3$	[J/kg]
Espesor del Cilindro de Acero Inoxidable	$e_{cil} := \frac{1}{16} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} = 1.587 \times 10^{-3}$	
Capacidad de producción	$m'_h := 14$	[kg/hr]
Diámetro Interior del Cilindro Refrigerado:	$D_i := 0.18$	[m]
Longitud del cilindro:	$L_{cil} := 0.2$	[m]
Espacio entre la cuchilla y el cilindro	$e_{min} := 1 \cdot 10^{-3}$	[m]
Radio Interior del Cilindro Metálico	$r_2 := \frac{D_i}{2} = 0.09$	[m]
Radio Exterior del Cilindro Metálico	$r_3 := r_2 + e_{cil} = 0.092$	[m]

Cálculo del Coeficiente Convectivo de la Película de Agua sobre la capa de Hielo:

Correlación para convección natural sobre una superficie vertical plana Incropera

$$\beta := \frac{1}{\rho_{sh}} \cdot \frac{(\rho_{sh} - \rho_a)}{T_a - T_{sh}} = 1.407 \times 10^{-4}$$

$$Gr := \frac{[\rho_{mp}^2 \cdot L_{cil}^3 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_a - T_{sh})]}{\mu_{mp}^2} = 3.401 \times 10^8$$

$$Ra := Gr \cdot Pr_{mp} = 2.749 \times 10^9$$

$$\text{Nu} := \left[0.825 + \frac{\left(\frac{1}{0.387\text{Ra}} \right)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}_{\text{mp}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 210.955$$

$$\alpha_{\text{pa}} := \text{Nu} \cdot \frac{k_{\text{mp}}}{L_{\text{cil}}} = 565.149 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}]$$

Cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante sobre la pared refrigerada

Correlación para ebullición nucleada en volumen, específica del fluido de Gorenflo (Bejan-Heat Transfer Handbook)

$$p_r := \frac{p_{\text{ev}}}{p_{\text{crit}}} = 0.081$$

$$F_{\text{PF}} := 1.2p_r^{0.27} + 2.5p_r + \frac{p_r}{1 - p_r} = 0.902$$

$$n := 0.9 - 0.3p_r^{0.3} = 0.759$$

$$\alpha_r := \left[\alpha_0 \cdot F_{\text{PF}} \left(\frac{T_{\text{sp}} - T_{\text{ev}}}{q_0} \right)^n \cdot \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0.133} \right]^{\frac{1}{1-n}} = 3.615 \times 10^3 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}]$$

Cálculo del tiempo necesario para la formación de la capa de hielo

Calculando el coeficiente convectivo equivalente del propano y de la pared de acero inoxidable:

$$\alpha_o := \frac{1}{r_2 \cdot \left(\frac{1}{\alpha_r \cdot r_3} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{\text{cil}}} \right)} = 2.912 \times 10^3 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{-K}]$$

Calculando en base a lo desarrollado por Kreith:

$$R' := \frac{\alpha_{\text{pa}}}{\alpha_o} = 0.194$$

$$T' := \frac{(T_a - T_{pc})}{T_{pc} - T_{ev}} = 3$$

$$e' := \frac{(\alpha_o \cdot e_{ch})}{k_h} = 1.968$$

El tiempo necesario para que se forme la capa de hielo es por tanto:

$$t' := \frac{-1}{(R' \cdot T')^2} \cdot \ln \left[1 + \frac{(R' \cdot T' \cdot e')}{1 + R' \cdot T'} \right] + \frac{e'}{R' \cdot T'} = 1.773$$

$$t := t' \cdot \frac{(\rho_h \cdot \Delta h_c \cdot k_h)}{\alpha_o^2 \cdot (T_{pc} - T_{ev})} = 14.191 \quad [s]$$

La velocidad de rotación máxima de la cuchilla para permitir el congelamiento es:

$$N_c := \frac{1}{\frac{t}{60}} = 4.228 \quad [RPM]$$

Cálculo de las dimensiones:

El volumen de hielo producido debe ser por tanto:

$$V'_h := \frac{m'_h}{\rho_h} = 0.015 \quad [m^3/hr]$$

Asumiendo el diámetro del cilindro interior se obtiene la longitud de cilindro necesaria:

$$L'_{cil} := \frac{V'_h}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_i - 2 \cdot e_{min})^2 - (D_i - 2 \cdot e_{ch})^2] \cdot N_c \cdot 60} = 0.216 \quad [m]$$

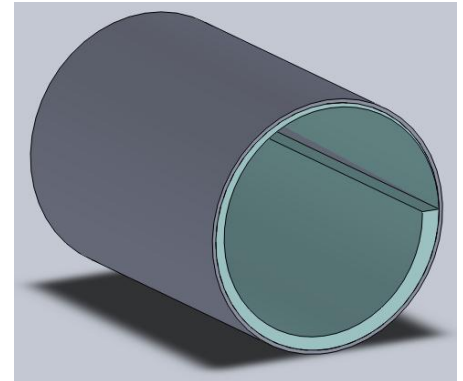
Cálculo del calor que se necesita extraer en el productor de hielo

El radio r_1 no es constante, si no una función del ángulo β :

$$r_1 := (r_2 - e_{\min}) - (e_{\text{ch}} - e_{\min}) \cdot \frac{\beta}{180}$$

Para el cálculo de la transferencia de calor se dividió la capa de hielo en 360 sectores circulares y se asumió que el radio interno se mantiene constante en cada sector. Este además es igual, para el tramo entre $\beta = \beta'$ y $\beta = \beta''$ a el radio medio:

$$r_1 := (r_2 - e_{\min}) - \frac{(e_{\text{ch}} - e_{\min}) \cdot (\beta' + \beta'')}{360 \cdot 2}$$



El calor transferido en cada segmento circular para el mismo tramo anterior se calculó de la siguiente manera:

$$Q'_{\beta'\beta''} := \frac{(\beta'' - \beta') \cdot \frac{(2 \cdot \pi)}{360} \cdot L_{\text{cil}} \cdot (T_a - T_{\text{ev}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{pa}} \cdot r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_h} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{\text{cil}}} + \frac{1}{\alpha_r \cdot r_3}}$$

$$Q'_{\text{tc}} := \begin{cases} \beta' \leftarrow 0 \\ \beta'' \leftarrow 1 \\ Q'_{\beta'\beta''} \leftarrow 0 \\ \text{while } \beta'' \leq 360 \\ \quad r_1 \leftarrow (r_2 - e_{\min}) - \frac{(e_{\text{ch}} - e_{\min}) \cdot (\beta' + \beta'')}{360 \cdot 2} \\ \quad Q'_{\beta'\beta''} \leftarrow Q'_{\beta'\beta''} + \frac{(\beta'' - \beta') \cdot \frac{(2 \cdot \pi)}{360} \cdot L_{\text{cil}} \cdot (T_a - T_{\text{ev}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{pa}} \cdot r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_h} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{\text{cil}}} + \frac{1}{\alpha_r \cdot r_3}} \\ \quad \beta' \leftarrow \beta'' \\ \quad \beta'' \leftarrow \beta'' + 1 \\ Q'_{\beta'\beta''} \end{cases} = 1.841 \times 10^3$$

$$T'_{\text{sp}} := T_{\text{ev}} + \frac{Q'_{\text{tc}}}{\alpha_r \cdot r_3 \cdot L_{\text{cil}} \cdot 2 \cdot \pi} = -5.977$$

A continuación se muestra los valores obtenidos en las distintas iteraciones, para distintas temperaturas de evaporación, distinta geometría del cilindro y de la capa de hielo y los valores graficados para distintas condiciones.

#	ech[mm]	emin[mm]	Tev [°C]	pev [kPa]	Tsp [°C]	Di[mm]	Lcil [mm]	α_p [W/m ² -K]	α_r [W/m ² -K]	t [s]	Q' [W]
1	1.5	0.5	-15	291.62	-10.411	120	130	584.63	3806	11.19	877
2	1.5	0.5	-15	291.62	-10.456	130	120	588.23	3828	11.15	882
3	1.5	0.5	-15	291.62	-10.403	140	110	592.06	3850	11.11	876
4	1.5	0.5	-15	291.62	-10.398	145	105	594.24	3863	11.09	869
5	1.5	0.5	-15	291.62	-10.397	150	105	594.24	3866	11.09	899
6	1.5	0.5	-14	301.81	-9.542	100	165	575.12	3748	11.74	894
7	1.5	0.5	-14	301.81	-9.523	120	135	583.04	3800	11.64	889
8	1.5	0.5	-14	301.81	-9.507	140	115	590.2	3845	11.56	893
9	1.5	0.5	-14	301.81	-9.502	145	110	592.06	3953	11.54	888
10	1.5	0.5	-14	301.81	-9.499	150	105	594.24	3867	11.51	879
11	1.5	0.5	-14	301.81	-9.495	155	100	596.6	3878	11.49	868
12	1.5	0.5	-14	301.81	-9.49	165	95	599.14	3892	11.46	881
13	1.5	0.5	-14	301.81	-9.484	180	90	601.9	3909	11.43	915
14	1.5	0.5	-14	301.81	-9.473	200	80	608.21	3940	11.36	911
15	1.5	0.5	-13	312.27	-8.648	160	140	581.54	3731	12.197	1171
16	1.5	0.5	-13	312.27	-8.646	155	145	580.13	3737	12.205	1173
17	1.5	0.5	-13	312.27	-8.648	150	150	578.78	3731	12.22	1171
18	1.5	0.5	-13	312.27	-8.648	140	160	576.28	3715	12.25	1162
19	1.5	0.5	-12	323.00	-7.756	140	170	574.01	3703	12.80	1202
20	1.5	0.5	-12	323.00	-7.75	150	160	576.29	3720	12.77	1217
21	1.5	0.5	-12	323.00	-7.746	155	150	578.78	3731	12.74	1183
22	1.5	0.5	-12	323.00	-7.746	160	145	580.13	3734	12.72	1182
23	2	1	-14	301.81	-9.618	165	145	580.13	3545	17.02	1190
24	2	1	-14	301.81	-9.621	160	150	578.78	3537	17.05	1191

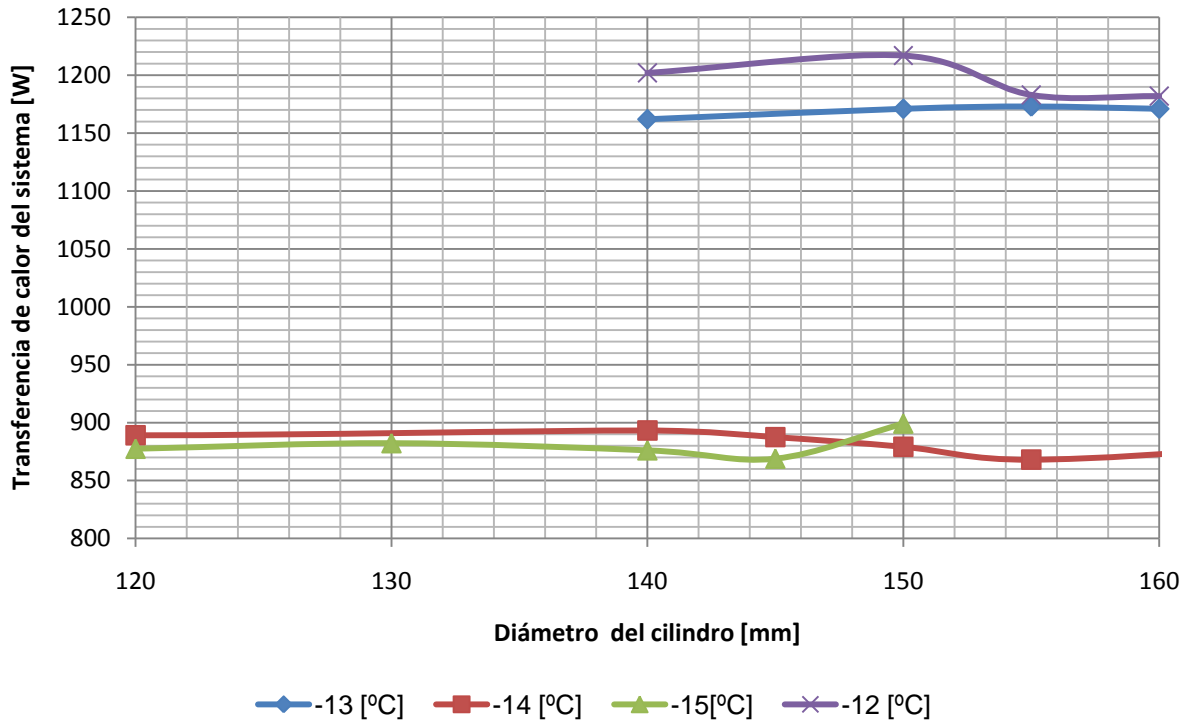
#	ech[mm]	emin[mm]	Tev [°C]	pev [kPa]	Tsp [°C]	Di[mm]	Lcil [mm]	apa [W/m ² -K]	ar [W/m ² -K]	t [s]	Q' [W]
25	2	1	-14	301.81	-9.623	155	155	577.5	3532	17.07	1190
26	2	1	-14	301.81	-9.626	150	160	576.29	3524	17.09	1187
27	2	1	-13	312.27	-8.716	170	145	580.13	3547	17.65	1199
28	2	1	-13	312.27	-8.717	165	150	578.78	3539	17.68	1201
29	2	1	-13	312.27	-8.728	160	155	577.5	3515	17.71	1201
30	2	1	-13	312.27	-8.724	155	160	576.28	3526	17.72	1199
31	2	1	-13	312.27	-8.726	150	165	575.12	3521	17.74	1194
32	2	1	-12	323.00	-8.788	170	145	580.13	3615	17.59	1201
33	2	1	-12	323.00	-8.791	165	150	578.78	3607	17.61	1203
34	2	1	-12	323.00	-8.793	160	155	577.5	3601	17.64	1203
35	2	1	-12	323.00	-8.795	155	160	576.28	3596	17.66	1201
36	2	1	-12	323.00	-8.798	150	165	575.12	3587	17.68	1196
37	2	1	-11	334.00	-6.911	175	150	578.78	3541	19.10	1215
38	2	1	-11	334.00	-6.913	170	155	577.502	3533	19.13	1218
39	2	1	-11	334.00	-6.915	165	160	576.28	3528	19.16	1218
40	2	1	-11	334.00	-6.918	160	165	575.12	3519	19.19	1215
41	2	1	-10	345.28	-6.006	180	155	577.5	3534	19.94	1259
42	2	1	-10	345.28	-6.008	175	160	576.28	3528	19.97	1261
43	2	1	-10	345.28	-6.01	170	165	575.12	3522	20	1261
44	2	1	-10	345.28	-6.013	165	170	574.02	3514	20.03	1259
45	1.5	1	-10	345.28	-6	130	305	555.52	3550	14.35	1813
46	1.5	1	-10	345.28	-5.995	140	285	557.38	3564	14.32	1831
47	1.5	1	-10	345.28	-5.99	150	265	559.46	3578	14.29	1830
48	1.5	1	-10	345.28	-5.985	160	245	561.79	3592	14.25	1812
49	1.5	1	-10	345.28	-5.981	170	230	563.74	3604	14.22	1813
50	1.5	1	-10	345.28	-5.981	175	225	564.43	3609	14.2	1828

#	ech[mm]	emin[mm]	Tev [°C]	pev [kPa]	Tsp [°C]	Di[mm]	Lcil [mm]	αpa [W/m ² -K]	αr [W/m ² -K]	t [s]	Q' [W]
51	1.5	1	-10	345.28	-5.977	180	220	565.15	3615	14.19	1841
52	1.5	1	-10	345.28	-5.975	185	210	566.66	3621	14.17	1810
53	1.5	1	-10	345.28	-5.973	190	205	567.46	3626	14.16	1817
54	1.5	1	-10	345.28	-5.971	195	200	568.29	3632	14.14	1822
55	1.5	1	-10	345.28	-5.969	200	195	569.15	3638	14.12	1824
56	1.5	1	-10	345.28	-5.968	205	190	570.04	3640	14.11	1824
57	1.5	1	-10	345.28	-5.966	210	185	570.97	3646	14.1	1822
58	1.5	1	-10	345.28	-5.957	240	160	576.29	3672	14.01	1815
59	1.5	1	-12	323.00	-7.759	240	145	580.13	3695	12.77	1736
60	1.5	1	-12	323.00	-7.766	220	165	576.28	3675	12.83	1746
61	1.5	1	-12	323.00	-7.772	205	175	572.96	3659	12.87	1771
62	1.5	1	-12	323.00	-7.773	200	180	571.95	3656	12.88	1775
63	1.5	1	-12	323.00	-7.775	195	185	570.97	3651	12.9	1776
64	1.5	1	-12	323.00	-7.777	190	190	570.04	3645	12.91	1775
65	1.5	1	-12	323.00	-7.779	185	195	569.15	3639	12.92	1771
66	1.5	1	-12	323.00	-7.781	180	200	568.29	3634	12.94	1765
67	1.5	1	-12	323.00	-7.783	175	205	567.46	3628	12.95	1756
68	1.5	1	-12	323.00	-7.785	170	215	566.66	3623	12.96	1745
69	1.5	1	-12	323.00	-7.787	165	220	565.15	3615	12.98	1770
70	1.5	1	-12	323.00	-7.789	160	225	564.43	3612	12.99	1754
71	1.5	1	-12	323.00	-7.794	150	240	562.42	3598	13.02	1748
72	1.5	1	-12	323.00	-7.8	140	260	560.02	3582	13.06	1760
73	1.5	1	-12	323.00	-7.805	130	280	557.88	3568	13.09	1753
74	1.5	1	-14	301.81	-9.553	240	125	586.32	3719	11.71	1580
75	1.5	1	-14	301.81	-9.56	225	140	581.55	3700	11.77	1648
76	1.5	1	-14	301.81	-9.569	205	160	576.28	3675	11.83	1704
77	1.5	1	-14	301.81	-9.574	195	170	574.02	3662	11.86	1716

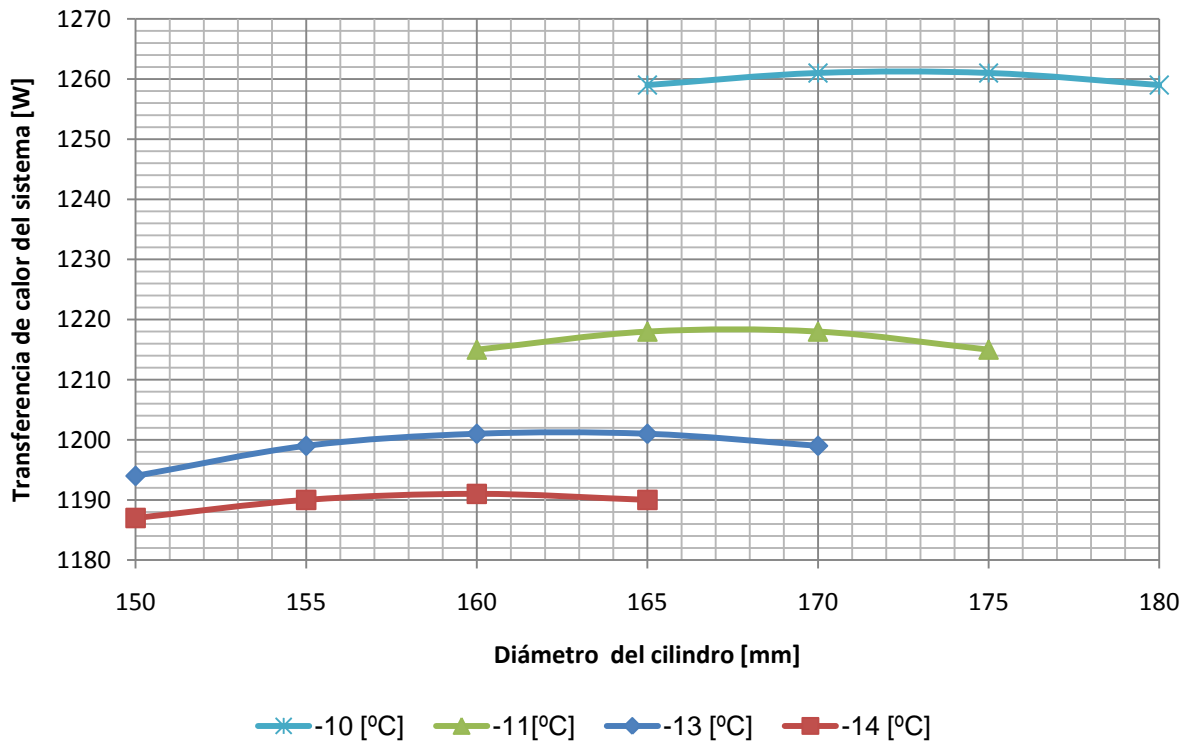
#	ech[mm]	emin[mm]	Tev [°C]	pev [kPa]	Tsp [°C]	Di[mm]	Lcil [mm]	αpa [W/m ² -K]	αr [W/m ² -K]	t [s]	Q' [W]
78	1.5	1	-14	301.81	-9.576	190	175	572.96	3657	11.87	1719
79	1.5	1	-14	301.81	-9.578	185	180	571.95	3651	11.88	1719
80	1.5	1	-14	301.81	-9.58	180	185	570.97	3646	11.89	1716
81	1.5	1	-14	301.81	-9.582	175	190	570.04	3640	11.91	1711
82	1.5	1	-14	301.81	-9.586	165	200	568.29	3630	11.93	1693
83	1.5	1	-14	301.81	-9.588	160	205	567.46	3624	11.94	1680
84	1.5	1	-14	301.81	-9.592	150	215	565.89	3614	11.96	1648
85	1.5	1	-14	301.81	-9.597	145	220	567.74	3601	11.99	1698
86	1.5	1	-14	301.81	-9.59	140	235	563.07	3595	11.99	1673
87	1.5	1	-14	301.81	-9.605	130	255	560.59	3579	12.02	1679



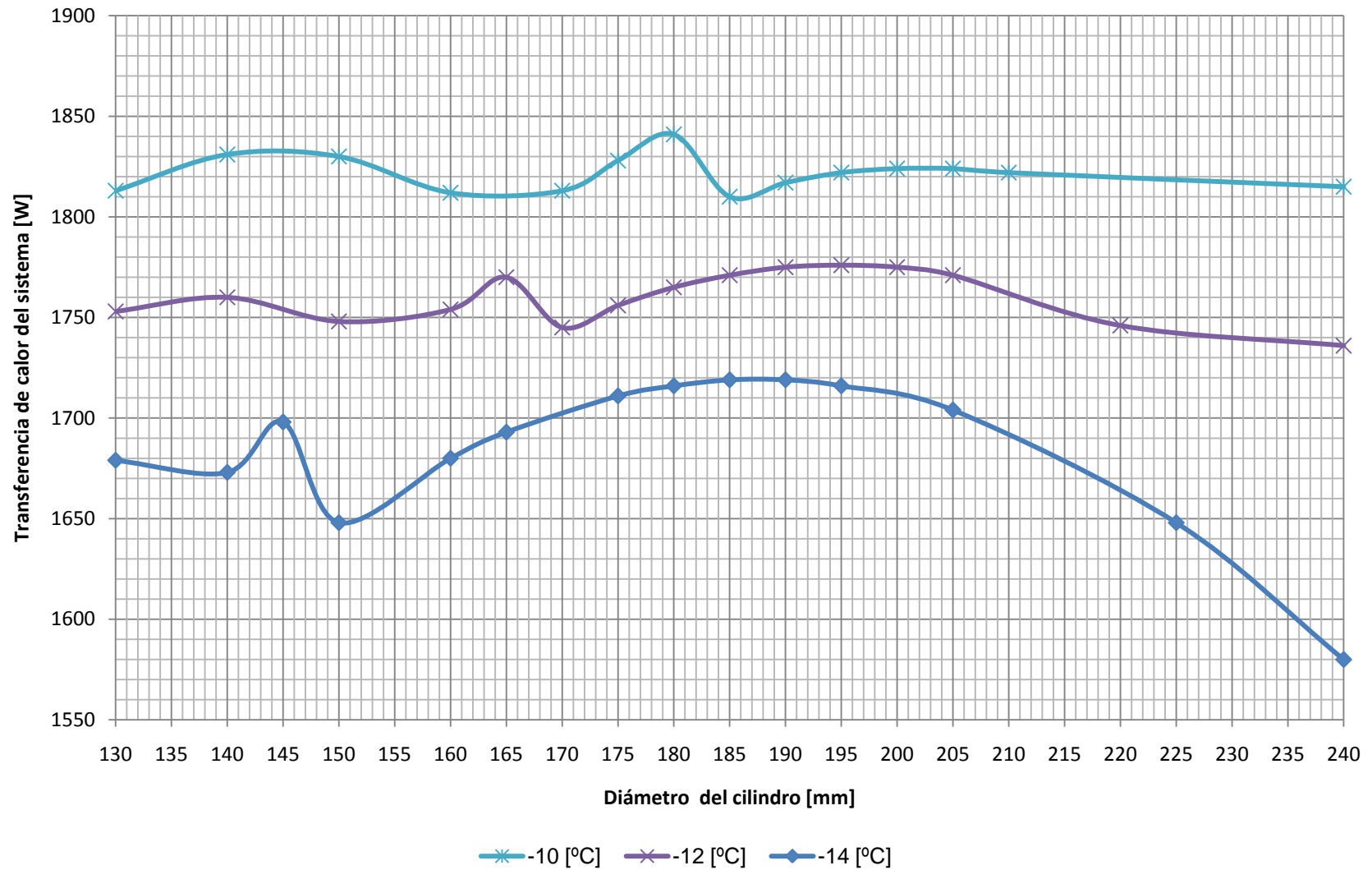
Transferencia de Calor para ech=1,5 y emin=0,5



Transferencia de Calor para ech=2,0 y emin=1,0



Transferencia de Calor para $ech=2,0$ y $emin=1,0$



ANEXO 3: Cálculo de transferencia de calor en el cilindro refrigerado.



Para el cálculo de la transferencia de calor, como se detalla en la sección (2.2.1), se dividió en cilindro en 72 sectores circulares, de 5 ° cada uno. La siguiente tabla muestra el cálculo del calor empleando la expresión (2.18) para cada uno de los sectores circulares. También se muestra el cálculo el valor del radio medio de la capa de hielo para cada uno de los sectores circulares, según la expresión (2.17). Los valores y expresiones empleadas en el cálculo, para un sector circular genérico entre θ_i y θ_{i+1} , se muestran a continuación:

$$r_{1i} = (r_2 - e_{min}) - \frac{(e_{ch} - e_{min}) \cdot (\theta_{i+1} + \theta_i)}{360} \quad (2.17)$$

$$\dot{Q}_i = \frac{(\theta_{i+1} - \theta_i) \frac{180}{\pi} \cdot L_{cil} (T_a - T_{ev})}{\frac{1}{r_{1i} \alpha_{pa}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_h} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_{cil}} + \frac{1}{r_3 \alpha_r}} \quad (2.18)$$

Donde:

r_2 : Radio interior del cilindro de acero inoxidable, 0,1 m.

e_{min} : Espesor mínimo de la capa de hielo, depende del espacio entre la cuchilla y el cilindro, 0,0005 m.

e_{ch} : Espesor de la capa de hielo deseado, 0,0015 m.

L_{cil} : Longitud del cilindro, 0,225 m.

T_a : Temperatura del agua rociada sobre la capa de hielo, 25 °C.

T_{ev} : Temperatura de evaporación del refrigerante, -12 °C.

r_3 : Radio exterior del cilindro de acero inoxidable, 0,10318 m.

α_{pa} : Coeficiente convectivo de la película de agua sobre el hielo, 486,44 W/m²-K.

k_h : Conductividad del hielo, 2,233 W/m-K

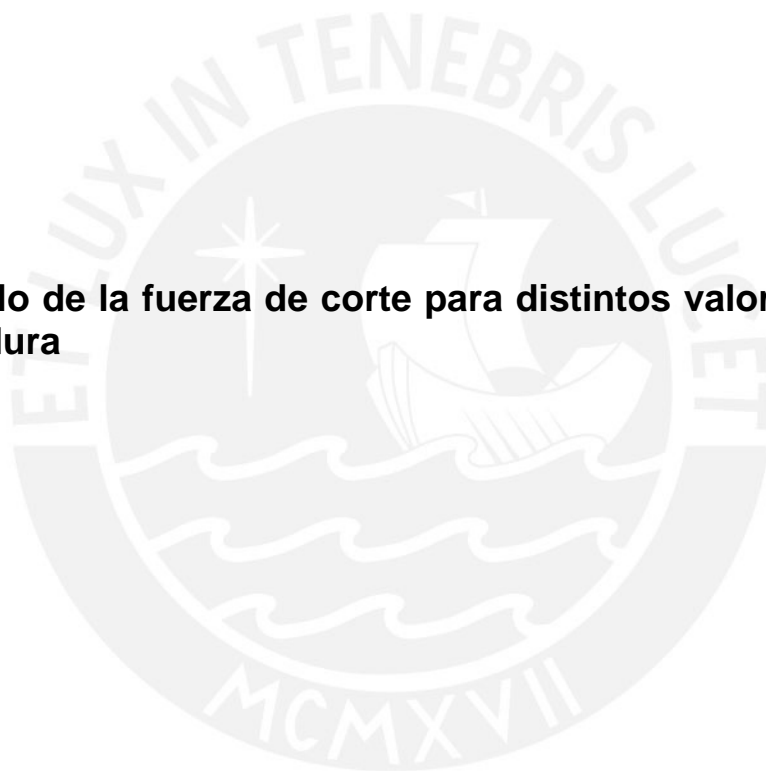
k_{cil} : Conductividad del cilindro refrigerado de acero inoxidable, 22 W/m-K.

α_r : Coeficiente convectivo del refrigerante sobre la pared refrigerada, 3065W/m²-K.

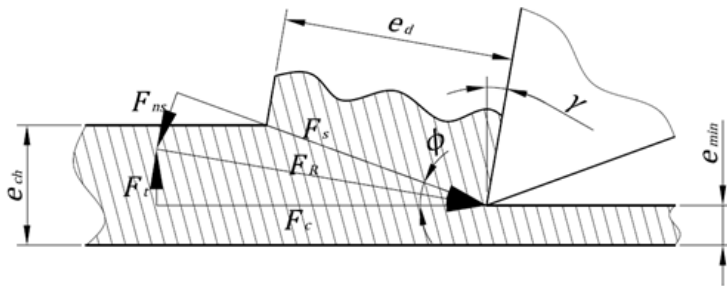
Cálculo de Transferencia de Calor en los Sectores Circulares			
θ_i	θ_{i+1}	r_{1i}	Q^i
°	°	[m]	[W]
0	5	0.08900	26.740
5	10	0.08899	26.707
10	15	0.08898	26.673
15	20	0.08898	26.639
20	25	0.08897	26.605
25	30	0.08896	26.572
30	35	0.08895	26.538
35	40	0.08895	26.505
40	45	0.08894	26.471
45	50	0.08893	26.438
50	55	0.08893	26.405
55	60	0.08892	26.372
60	65	0.08891	26.339
65	70	0.08891	26.306
70	75	0.08890	26.273
75	80	0.08889	26.240
80	85	0.08889	26.207
85	90	0.08888	26.175
90	95	0.08887	26.142
95	100	0.08886	26.110
100	105	0.08886	26.077
105	110	0.08885	26.045
110	115	0.08884	26.013
115	120	0.08884	25.980
120	125	0.08883	25.948
125	130	0.08882	25.916
130	135	0.08882	25.884
135	140	0.08881	25.852
140	145	0.08880	25.821
145	150	0.08880	25.789
150	155	0.08879	25.757
155	160	0.08878	25.726
160	165	0.08877	25.694
165	170	0.08877	25.663
170	175	0.08876	25.631
175	180	0.08875	25.600

Cálculo de Transferencia de Calor en los Sectores Circulares			
θ_i	θ_{i+1}	r_{1i}	Q^i
°	°	[m]	[W]
180	185	0.08875	25.569
185	190	0.08874	25.538
190	195	0.08873	25.507
195	200	0.08873	25.476
200	205	0.08872	25.445
205	210	0.08871	25.414
210	215	0.08870	25.383
215	220	0.08870	25.353
220	225	0.08869	25.322
225	230	0.08868	25.291
230	235	0.08868	25.261
235	240	0.08867	25.231
240	245	0.08866	25.200
245	250	0.08866	25.170
250	255	0.08865	25.140
255	260	0.08864	25.110
260	265	0.08864	25.080
265	270	0.08863	25.050
270	275	0.08862	25.020
275	280	0.08861	24.990
280	285	0.08861	24.960
285	290	0.08860	24.930
290	295	0.08859	24.901
295	300	0.08859	24.871
300	305	0.08858	24.842
305	310	0.08857	24.812
310	315	0.08857	24.783
315	320	0.08856	24.754
320	325	0.08855	24.724
325	330	0.08855	24.695
330	335	0.08854	24.666
335	340	0.08853	24.637
340	345	0.08852	24.608
345	350	0.08852	24.579
350	355	0.08851	24.550
355	360	0.08850	24.522
			1843.235

ANEXO 4: Cálculo de la fuerza de corte para distintos valores del ángulo del plano de cizalladura



Para el cálculo de la fuerza de corte se partió de la definición de los parámetros geométricos que se muestran en el esquema y el esfuerzo cortante de rotura del hielo.



$$e_{ch} := 1.5 \text{ mm}$$

$$e_{min} := 1 \text{ mm}$$

$$\gamma := 10^\circ$$

$$L := 220 \text{ mm}$$

$$\tau_s := 20 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 1.961 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$N_c := 4.2 \text{ rpm}$$

$$D_i := 180 \text{ mm}$$

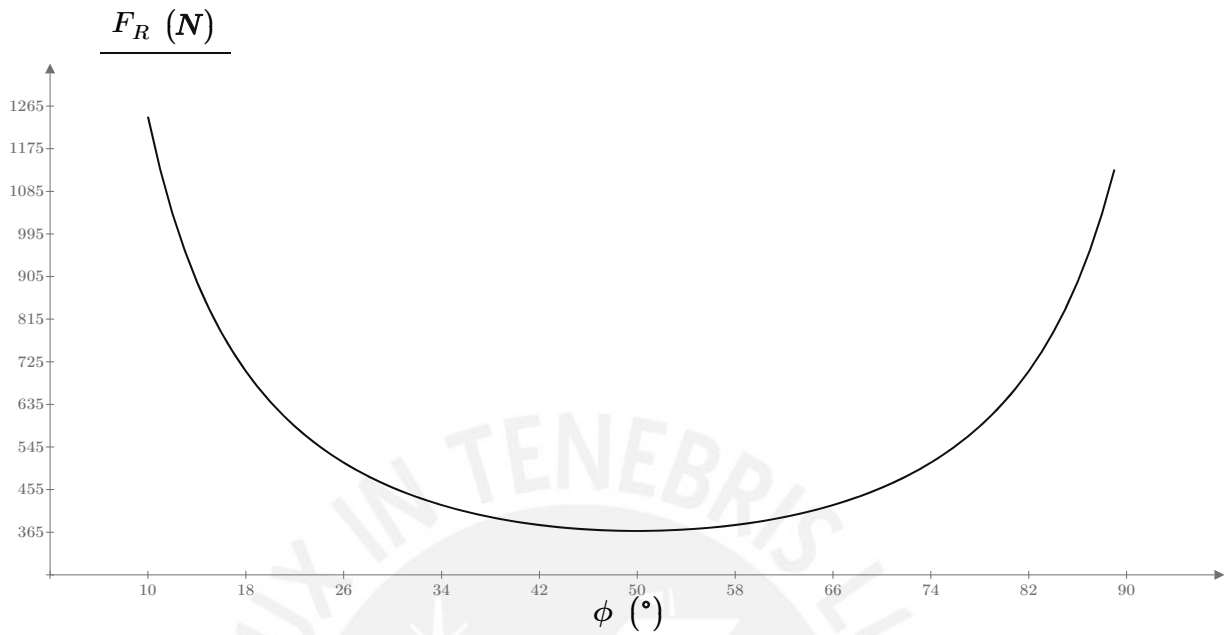
Para el cálculo de la fuerza para distintos valores del ángulo del plano de cizalladura, se definió una matriz con todos los valores, desde el menor valor cuando la fuerza resultante es completamente cortante y el máximo cuando el plano de corte es vertical, como se muestra a continuación:

$$\phi := \begin{array}{l} fi \leftarrow 10^\circ \\ i \leftarrow 0 \\ \text{while } fi \leq 90^\circ \\ \quad \phi_{i,0} \leftarrow fi \\ \quad i \leftarrow i + 1 \\ \quad fi \leftarrow fi + 1^\circ \\ \phi \end{array} = \begin{array}{l} 10 \\ 11 \\ 12 \\ 13 \\ 14 \\ 15 \\ 16 \\ 17 \\ 18 \\ 19 \\ 20 \\ 21 \\ \vdots \end{array} \text{ }^\circ$$

Luego se procedió a calcular la fuerza resultante necesaria para el corte empleando la expresión (2.28) para cada uno de los valores del ángulo como se muestra a continuación.

$$F_R := \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 80 \\ \quad F_{R_{i,0}} \leftarrow \frac{\tau_s \cdot (e_{ch} - e_{min}) \cdot L}{\sin(\phi_{i,0}) \cdot \cos(\phi_{i,0} - \gamma)} \\ \quad i \leftarrow i + 1 \\ F_R \end{array} = \begin{array}{l} 1242 \\ 1131 \\ 1038 \\ 960 \\ 894 \\ 837 \\ 787 \\ 743 \\ 705 \\ 671 \\ 641 \\ 613 \\ \vdots \end{array} \text{ N}$$

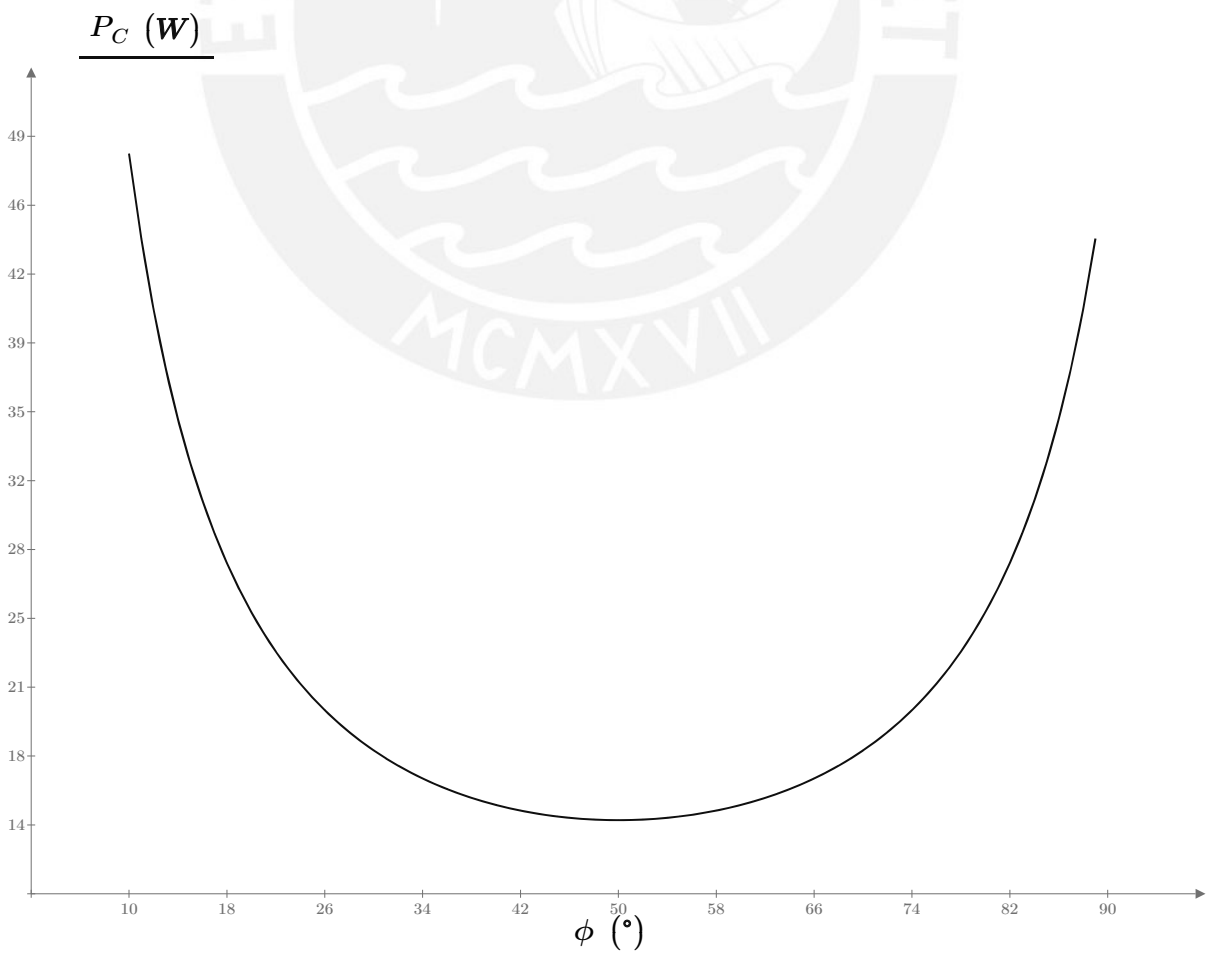
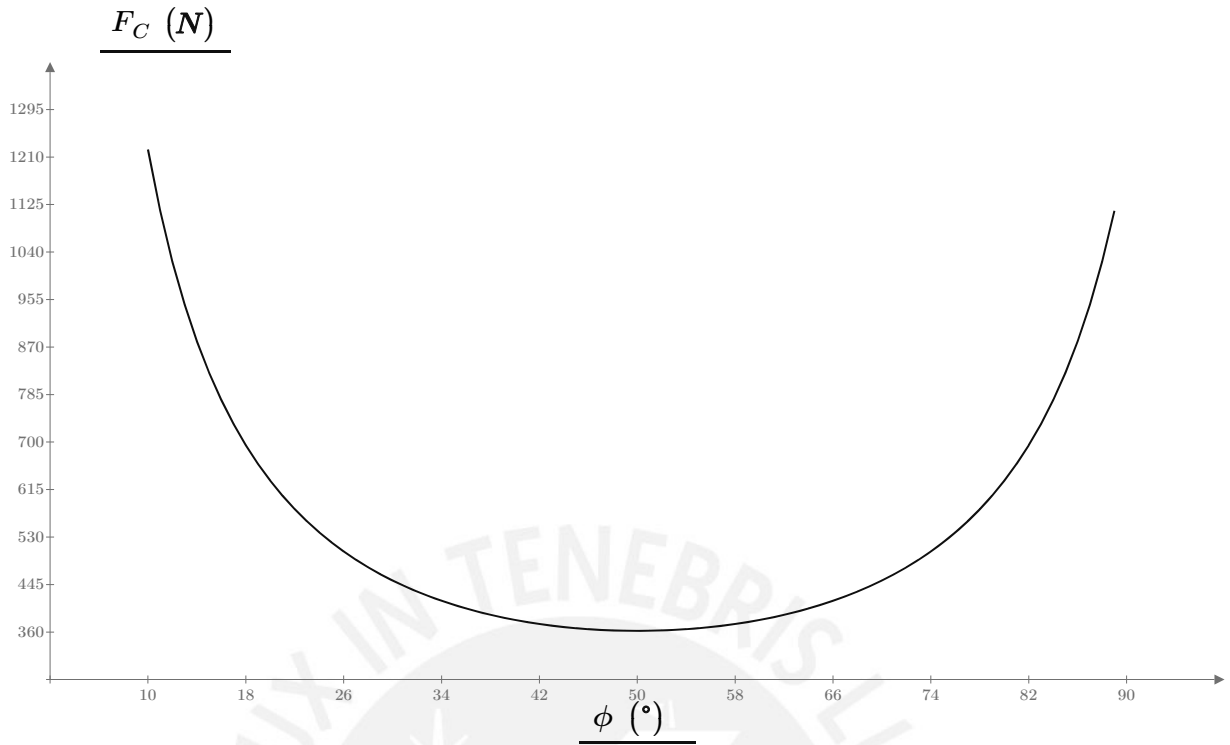
Para un mejor análisis del efecto del ángulo del plano de cizalladura se grafico el valor de la resultante en función al valor del ángulo.



Adicionalmente se puede calcular la componente de la fuerza de corte paralela a la superficie de corte en función al ángulo del plano de cizalladura según la expresión (2.29a) y la potencia necesaria para el corte según la expresión (2.29c) como se muestra a continuación.

$$F_C := \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 80 \\ \quad F_{C_{i,0}} \leftarrow F_{R_{i,0}} \cdot \cos(\gamma) \\ \quad i \leftarrow i + 1 \\ F_C \end{array} = \begin{array}{l} 1224 \\ 1114 \\ 1023 \\ 946 \\ 880 \\ 824 \\ 775 \\ 732 \\ 694 \\ 661 \\ 631 \\ 604 \\ \vdots \end{array} \text{ N}$$

$$P_C := \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 80 \\ \quad P_{c_{i,0}} \leftarrow F_{C_{i,0}} \cdot \left(\frac{D_i}{2} - e_{min} \right) \cdot N_c \\ \quad i \leftarrow i + 1 \\ P_C \end{array} = \begin{array}{l} 48 \\ 44 \\ 40 \\ 37 \\ 35 \\ 32 \\ 30 \\ 29 \\ 27 \\ 26 \\ 25 \\ 24 \\ \vdots \end{array} \text{ W}$$

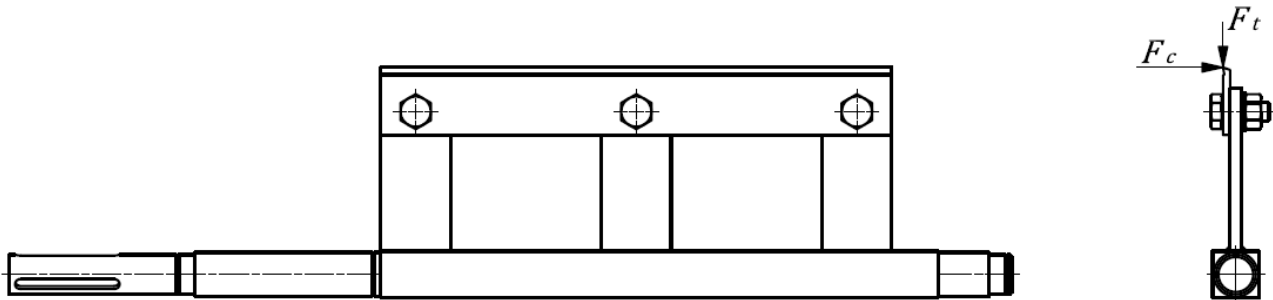


ANEXO 5: Dimensionamiento de los componentes mecánicos del productor de hielo.



Dimensionamiento de la Unión entre la Cuchilla y el Árbol Porta-cuchilla

Se propone como forma de sujeción de la cuchilla el empleo de uniones atornilladas como se muestra a continuación:

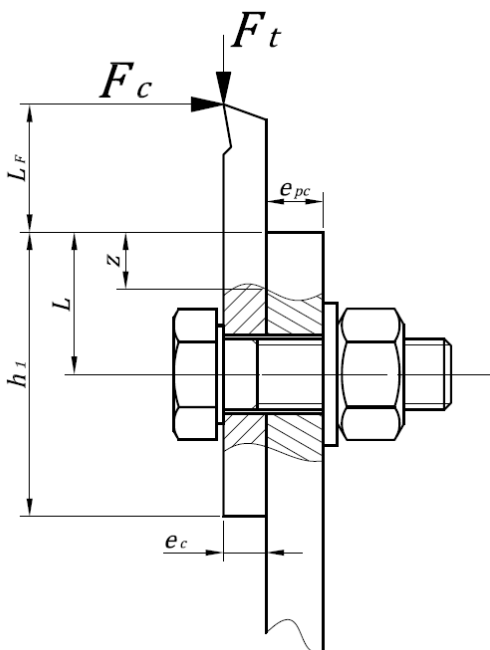


Donde:

$$F_t := 215.7 \text{ N}$$

$$F_c := 1224 \text{ N}$$

Como es puede ver en el diagrama la unión trabaja con una carga de flexión y además debe proporcionar una fuerza tal que permita que la fricción entre la placa y la cuchilla contrarreste la fuerza de corte de tal manera que el tornillo no trabaje a corte. Una imagen más detallada se muestra a continuación:



Para el diseño se partió asumiendo un tornillo de cabeza hexagonal ISO 4017 M8, con las siguientes características:

Número de Tornillos $n_{tr} := 3$

Diámetro efectivo: $d := 8 \text{ mm}$

Diámetro de la circunferencia inscrita en el hexagono de la cabeza del tornillo $d_1 := 13 \text{ mm}$

Diámetro de raíz: $d_3 := 6.466 \text{ mm}$

Ángulo de la hélice $\varphi := 3.17^\circ$

Ángulo entre flancos de filete: $\alpha := 60^\circ$

Diámetro de paso del tornillo: $d_2 := 7.188 \text{ mm}$

Características geométricas:

Distancia al punto base: $L := 10 \text{ mm}$ Espesor del portacuchilla: $e_{pc} := 5 \text{ mm}$

Longitud de la cuchilla: $h_2 := 220 \text{ mm}$ Diámetro del agujero pasante: $d_{ag} := 9 \text{ mm}$

Ancho de la cuchilla: $h_1 := 20 \text{ mm}$

Distancia del punto de aplicación de la fuerza: $L_F := 9 \text{ mm}$

Espesor de la cuchilla: $e_c := 3 \text{ mm}$

Las propiedades de los materiales son:

Tornillo Clase 8.8:

$$E_{tr} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_B := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{0.2} := 640 \frac{N}{mm^2}$$

Placas:

$$E_p := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\mu_p := 0.25$$

Se comenzará el cálculo determinando la parte del área que trabajará comprimida y la parte traccionada, asumiendo que los tornillos trabajarán a tracción. Con lo que el primer momento del área de los tornillos debe ser igual al primer momento del área que trabaja a compresión.

$$A_t := \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 = 32.837 \text{ mm}^2$$

$$\frac{h_2 \cdot (z)^2}{2} = n_{tr} \cdot A_t \cdot (L - z)$$

$$g(z) := \frac{\frac{h_2}{mm} \cdot (z)^2}{2} - n_{tr} \cdot \frac{A_t}{mm^2} \cdot \left(\frac{L}{mm} - z \right)$$

$$z := \text{root}(g(z), z, 0, 50) \text{ mm} = 2.578 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar los tornillos trabajarán a tracción como se asumió. Con lo que luego se prosigue con el cálculo de la fuerza externa sobre la unión:

Equilibrando momentos en el extremo superior del brazo porta cuchilla:

$$n_{tr} \cdot F_{ext} \cdot (L - z) + R \cdot \frac{z}{2} = F_c \cdot L_F \quad \dots (i)$$

Por equilibrio de fuerzas horizontales:

$$R = n_{tr} \cdot F_{ext} + F_c \quad \dots (ii)$$

Reemplazando (ii) en (i):

$$n_{tr} \cdot F_{ext} \cdot (L - z) + (n_{tr} \cdot F_{ext} + F_c) \cdot \frac{z}{2} = F_c \cdot L_F$$

$$h(F_{ext}) := n_{tr} \cdot F_{ext} \cdot (L - z) + (n_{tr} \cdot F_{ext} + F_c) \cdot \frac{z}{2} - F_c \cdot L_F$$

$$F_{ext} := \text{root}(h(z), z, 0, 1000) \text{ N} = 361.162 \text{ N}$$

$$R := n_{tr} \cdot F_{ext} + F_c = 2307.5 \text{ N}$$

Además es necesario verificar que la unión no trabaje a corte por lo que se analizará la fuerza de montaje necesaria para que el tornillo no trabaje a corte. Para lo cual se calculará la constante de rigidez del tornillo y de las placas:

Para el tornillo:

Tramo I: Cabeza Hexagonal

$$d_I := d = 8 \text{ mm}$$

$$L_I := 0.5 \cdot d = 4 \text{ mm}$$

$$A_I := \frac{\pi}{4} \cdot d_I^2 = 50.265 \text{ mm}^2$$

$$c_I := \frac{E_{tr} \cdot A_I}{L_I} = 2639 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Tramo II: Tramo roscado que permanece fuera de la tuerca

$$d_{II} := d_3 = 6.466 \text{ mm}$$

$$L_{II} := 8 \text{ mm}$$

$$A_{II} := \frac{\pi}{4} \cdot d_{II}^2 = 32.837 \text{ mm}^2$$

$$c_{II} := \frac{E_{tr} \cdot A_{II}}{L_{II}} = 862 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Tramo III: Tramo roscado en el interior de la tuerca que se deforma parcialmente.

$$d_{III} := d_3 = 6.466 \text{ mm}$$

$$L_{III} := 0.5 \cdot d = 4 \text{ mm}$$

$$A_{III} := \frac{\pi}{4} \cdot d_{III}^2 = 32.837 \text{ mm}^2$$

$$c_{III} := \frac{E_{tr} \cdot A_{III}}{L_{III}} = 1724 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Tramo IV: Filetes en contacto que se deforman por flexión.

$$d_{IV} := d = 8 \text{ mm}$$

$$L_{IV} := 0.4 \cdot d = 3.2 \text{ mm}$$

$$A_{IV} := \frac{\pi}{4} \cdot d_{IV}^2 = 50.265 \text{ mm}^2$$

$$c_{IV} := \frac{E_{tr} \cdot A_{IV}}{L_{IV}} = 3299 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Con lo que la constante de rigidez del tornillo viene a ser:

$$c_{tr} := \frac{1}{\frac{1}{c_I} + \frac{1}{c_{II}} + \frac{1}{c_{III}} + \frac{1}{c_{IV}}} = 412.8 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Para las placas:

En primer lugar se determinará el tipo de distribución de esfuerzos en las placas.

$$L_p := e_c + e_{pc} = 8 \text{ mm}$$

$$D_{ext} := 2 \cdot L = 20 \text{ mm}$$

$$\beta_L := \frac{L_p}{d_1} = 0.615$$

$$\varepsilon := \frac{D_{ext}}{d_1} = 1.538$$

$$\gamma := \text{atan} \left(0.362 + .032 \cdot \ln \left(\frac{\beta_L}{2} \right) + 0.153 \cdot \ln(\varepsilon) \right) = 21.32^\circ$$

$$D_{max} := d_1 + L_p \cdot \tan(\gamma) = 16.122 \text{ mm}$$

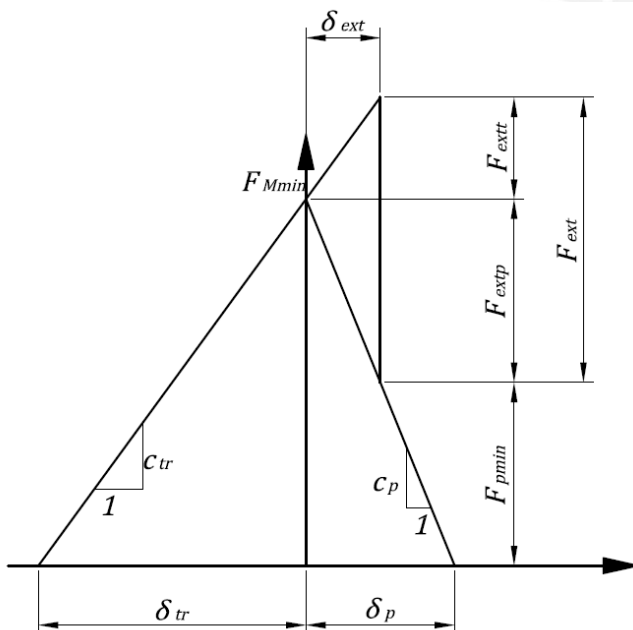
Como se puede apreciar el diámetro externo de las placas es mayor al diámetro máximo del cono del flujo de líneas de esfuerzo, por lo que la constante de rigidez se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$c_p := \frac{E_p \cdot \pi \cdot d_{ag} \cdot \tan(\gamma)}{2 \cdot \ln \left(\frac{(d_1 + d_{ag}) \cdot (d_1 + L_p \cdot \tan(\gamma) - d_{ag})}{(d_1 - d_{ag}) \cdot (d_1 + L_p \cdot \tan(\gamma) + d_{ag})} \right)} = 2608 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Para que la unión no trabaje a corte la fuerza de fricción en las placas debe contrarrestar la fuerza cortante aplicada, con lo que la fuerza de compresión mínima en las placas de cada unión debe ser:

$$F_{pmin} := \frac{F_t}{\mu_p \cdot n_{tr}} = 288 \text{ N}$$

A continuación se muestra el análisis de las fuerzas en la unión con el objetivo de calcular la fuerza de montaje mínima para que el tornillo no trabaje a corte



$$F_{extt} := \frac{c_{tr}}{c_p + c_{tr}} \cdot F_{ext} = 49.4 \text{ N}$$

$$F_{extp} := \frac{c_p}{c_p + c_{tr}} \cdot F_{ext} = 311.8 \text{ N}$$

$$F_{Mmin} := F_{pmin} + F_{extp} = 599.4 \text{ N}$$

Además se debe tener en cuenta el asentamiento entre las superficies y el factor de ajuste debido a la incertidumbre en el montaje.

$$\text{Factor de ajuste: } \alpha_A := 2$$

Fuerza de Asentamiento:

Considerando que la unión está sometida a carga transversal:

Asentamiento cabeza del tornillo-placa:	2.5
Asentamiento placa-placa:	3.5
Asentamiento placa-arandela:	3.5
Asentamiento arandela-tuerca:	3.5
Asentamiento hilos del tornillo-tuerca:	3.0

$$\delta_{as} := (2.5 + 3.5 \cdot 3 + 3.0) \cdot \mu m = 16 \mu m$$

$$F_{as} := \frac{c_{tr} \cdot c_p}{c_p + c_{tr}} \cdot \delta_{as} = 5703 \text{ N}$$

Con lo que la fuerza de montaje máxima de la unión se puede calcular como:

$$F_{Mmax} := (F_{Mmin} + F_{as}) \cdot \alpha_A = 12604 \text{ N}$$

Y a partir de dicha fuerza se calculó el torque de montaje:

Fricción entre filetes considerando tornillos galvanizados con lubricante sólido:

$$\mu_h := 0.1$$

$$\rho' := \text{atan} \left(\mu_h \cdot \left(1 + \cos(\varphi)^2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 6.584^\circ$$

$$M_{tMmax} := F_{Mmax} \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} = 7.787 \text{ N} \cdot m$$

Verificando la resistencia de los tornillos:

En el montaje:

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2} = 6.827 \text{ mm}$$

$$\sigma_M := \frac{F_{Mmax}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2} = 344.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tM} := \frac{M_{tMmax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_0^3} = 249.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2} = 552.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Comprobando la resistencia según VDI 2230:

$$\sigma_{eqM} < 0.9 \cdot \sigma_{0.2} = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Durante el trabajo con carga exterior estática:

$$F_{maxt} := F_{Mmax} + F_{extt} = 12653 \text{ N}$$

$$\sigma_{maxt} := \frac{F_{maxt}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2} = 345.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{ttrab} := 0.5 \cdot \tau_{tM} = 124.643 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_{maxt}^2 + 3 \cdot \tau_{ttrab}^2} = 407.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{0.2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

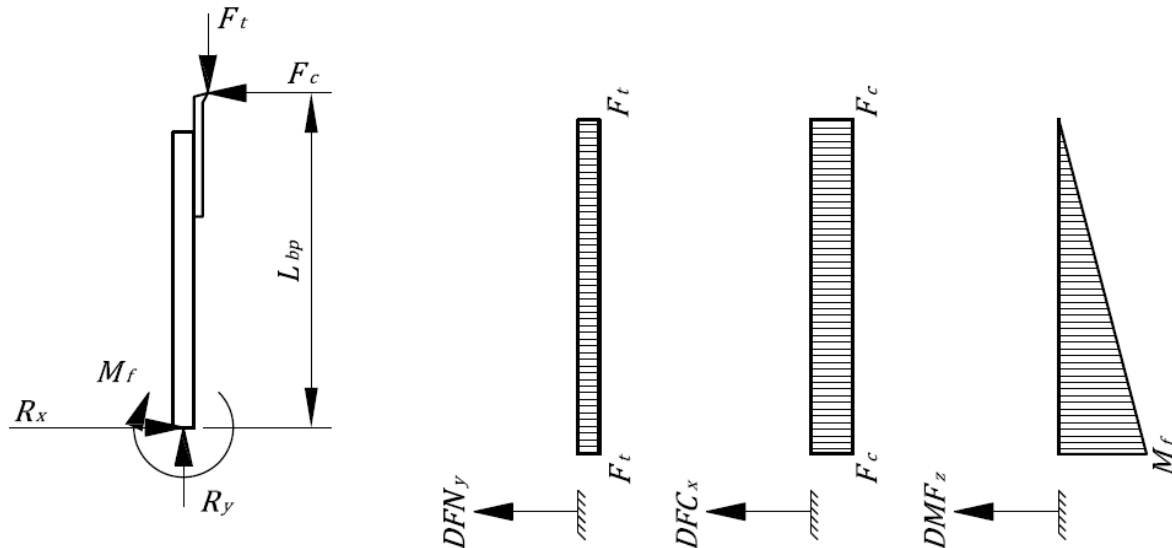
Finalmente el torque mínimo de montaje que se debe aplicar durante el montaje para que la unión no trabaje a corte debe ser:

$$M_{tMmin} := (F_{Mmin} + F_{as}) \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} = 3.894 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Dimensionamiento del Árbol Porta-cuchilla

Para el dimensionamiento del árbol porta-cuchilla se partió del dimensionamiento de los brazos sobre los que se sujeta la cuchilla. A continuación se pueden ver el diagrama de cuerpo libre y los diagramas de fuerzas internas de uno de los brazos:



Donde:

$$F_t := 215.7 \text{ N} \quad F_c := 1224 \text{ N} \quad L_{bp} := 79 \text{ mm} \quad M_f := F_c \cdot L_{bp} = 96.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$t := 6 \text{ mm} \quad l := 120 \text{ mm} \text{ (tres brazos de 40 mm cada uno)}$$

Y teniendo en cuenta que se fabricarán a partir de acero inoxidable AISI 316, las propiedades de dicho material son:

$$\sigma_F := 205 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad E := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como se puede ver la sección más crítica es la base de los brazos, los esfuerzos máximos en dichas secciones son:

$$\sigma_n := \frac{F_t}{t \cdot l} = 0.3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_f := \frac{F_c \cdot L_{bp} \cdot \frac{t}{2}}{l \cdot (t)^3} = 134.3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_c := \frac{F_c}{t \cdot l} = 1.7 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

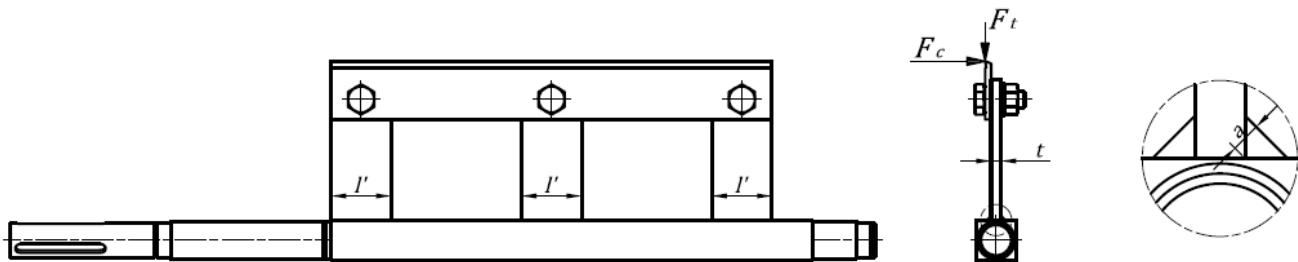
El esfuerzo equivalente en el punto más crítico es por tanto:

$$\sigma_{eq} := \frac{(\sigma_n + \sigma_f)}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_n + \sigma_f}{2}\right)^2 + \tau_c^2} = 134.621 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Con lo cual el factor de seguridad a la fluencia del material y el desplazamiento debido a la flexión son:

$$FS := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 1.523 \quad \delta_{max} := \frac{F_c \cdot L_{bp}^3}{3 \cdot E \cdot \frac{l \cdot (t)^3}{12}} = 0.443 \text{ mm}$$

Posteriormente se calculó la unión soldada de los brazos con el árbol propiamente dicho, para ello se establecieron unas características geométricas parah994 luego comprobar si el el material empleado para soldar soporta las condiciones de carga, como se muestra a continuación:



Donde:

$$a := 3 \text{ mm}$$

$$L_2 := l = 120 \text{ mm}$$

$$L_1 := t = 6 \text{ mm}$$

$$A := 2 \cdot L_2 \cdot a = 720 \text{ mm}^2 \quad I := 2 \cdot \left(\frac{L_2 \cdot a^3}{12} + \left(\frac{L_1 + a}{2} \right)^2 \cdot L_2 \cdot a \right) = 15120 \text{ mm}^4$$

Con lo que los esfuerzos en el punto crítico de la sección se pueden calcular como se muestra a continuación:

$$n_f := \frac{F_c \cdot L_{bp} \cdot \frac{L_1}{2}}{I} = 19.186 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad n_n := \frac{F_t}{A} = 0.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad t_c := \frac{F_c}{A} = 1.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para luego calcular el esfuerzo equivalente en este punto:

$$\sigma_{eq} := \sqrt{(n_f + n_n)^2 + 1.8 \cdot t_c^2} = 19.618 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Finalmente teniendo en cuenta las propiedades del material de aporte empleado para soldar, el factor de seguridad de la junta se calcula de la siguiente manera:

Resistencia a la fluencia del material de aporte (AWS A5.4 E385-16):

$$\sigma_{Fs} := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor de carga estática (unión en ángulo) :

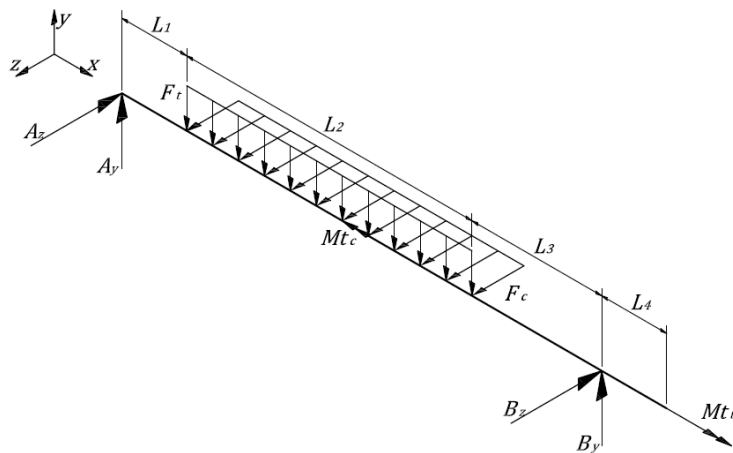
$$\nu := 0.8$$

Factor de calidad de la unión (Calidad II):

$$\nu_2 := 0.8$$

$$FS := \frac{\nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_{Fs}}{\sigma_{eq}} = 13.049$$

Para el dimensionamiento del árbol porta-cuchilla, en sí, se partió del diagrama de cuerpo libre y las características del material, en este caso AISI 431, como se muestra a continuación:



Propiedades del Material:

$$\sigma_F := 650 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_B := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Alt} := 450 \frac{N}{mm^2}$$

Además:

$$L_1 := 43 \text{ mm} \quad L_c := 220 \text{ mm} \quad L_3 := 80 \text{ mm} \quad L_4 := 67 \text{ mm} \quad L_2 := L_c = 220 \text{ mm}$$

$$F_c := \frac{1224 \text{ N}}{L_c} = 5.564 \frac{N}{mm}$$

$$M_{tc} := 1224 \text{ N} \cdot 89 \text{ mm} = 108.9 \text{ N} \cdot m$$

$$F_t := \frac{215.7 \text{ N}}{L_c} = 0.98 \frac{N}{mm}$$

$$M_{tt} := M_{tc} = 108.936 \text{ N} \cdot m$$

Luego en base a estos valores se calcularon las reacciones en los apoyos A y B

$$A_y := \frac{F_t \cdot L_c \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_3\right)}{L_1 + L_2 + L_3} = 119.484 \text{ N}$$

$$A_z := \frac{F_c \cdot L_c \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_3\right)}{L_1 + L_2 + L_3} = 678.017 \text{ N}$$

$$B_y := F_t \cdot L_c - A_y = 96.216 \text{ N}$$

$$B_z := F_c \cdot L_c - A_z = 545.983 \text{ N}$$

Con estos resultados se procedieron a realizar los diagramas de fuerzas como se muestra a continuación:

$$L_{fm} := \frac{L_2}{A_y + B_y} \cdot A_y = 121.9 \text{ mm}$$

$$M_{z1} := A_y \cdot L_1 = 5.138 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{y1} := A_z \cdot L_1 = 29.155 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{z2} := M_{z1} + \frac{A_y \cdot L_{fm}}{2} = 12.42 \text{ N} \cdot m$$

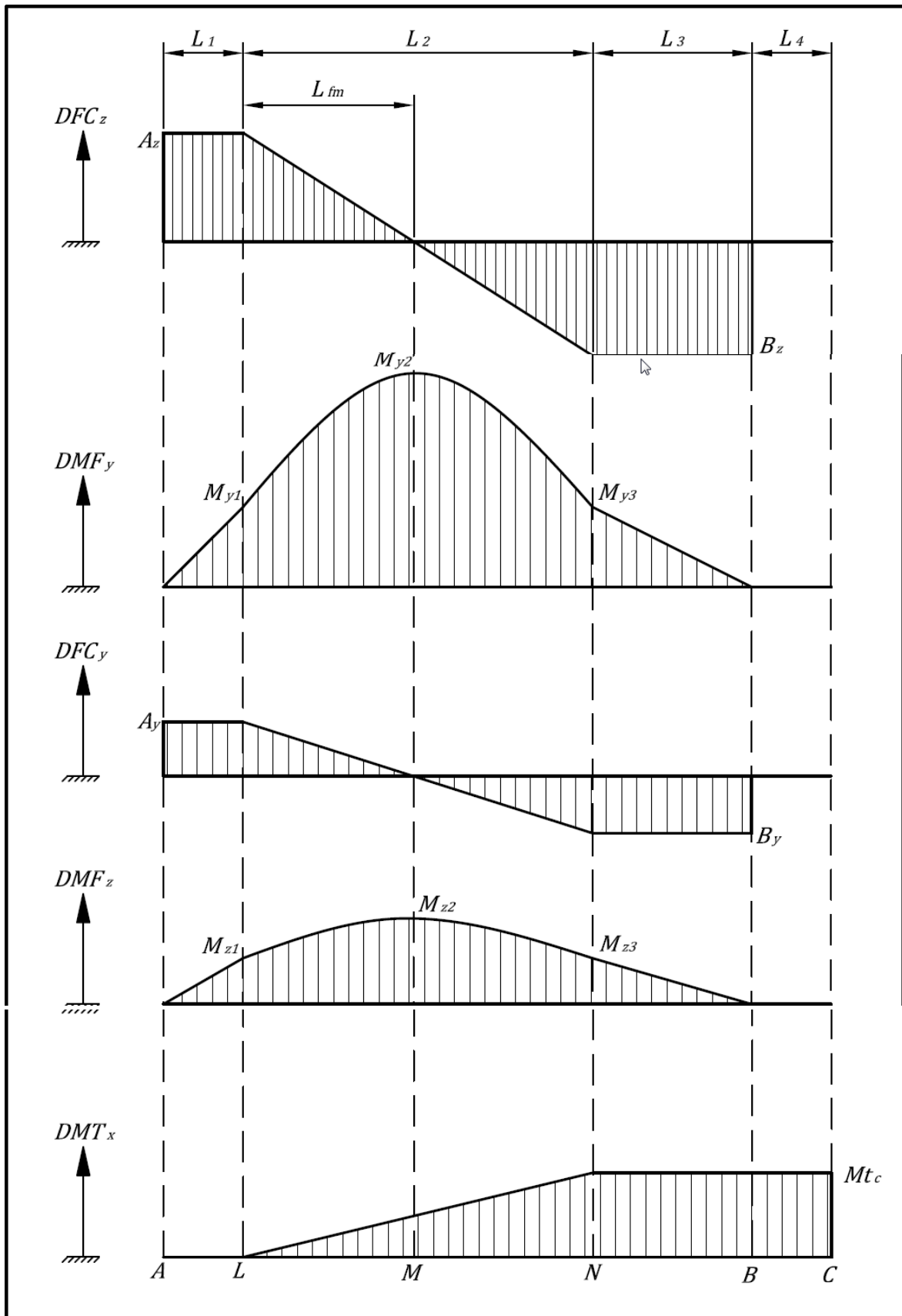
$$M_{y2} := M_{y1} + \frac{A_z \cdot L_{fm}}{2} = 70.47 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{z3} := M_{z2} - \frac{B_y \cdot (L_2 - L_{fm})}{2} = 7.7 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{y3} := M_{y2} - \frac{B_z \cdot (L_2 - L_{fm})}{2} = 43.679 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{z3} - B_y \cdot L_3 = -3.553 \cdot 10^{-15} \text{ N} \cdot m$$

$$M_{y3} - B_z \cdot L_3 = -2.132 \cdot 10^{-14} \text{ N} \cdot m$$



Del análisis del diagrama de fuerzas internas se tomo como primera sección aquella donde se dan los momentos flectores máximos, la sección "M". Se analizó punto más alejado de la línea neutra en esta sección, que es el de mayor esfuerzo está sometido a momento flector y torsión. Teniendo en cuenta que se empleará una barra de sección cuadrada para este tramo, se asumieron las dimensiones para luego comprobar el factor de seguridad obtenido para dichas condiciones :

$$l := 20 \text{ mm}$$

$$\sigma_{fM} := \frac{M_{z2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{l^4}{12}} + \frac{M_{y2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{l^4}{12}} = 62.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{t2} := \frac{M_{tc}}{L_2} \cdot L_{fm} = 60.34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{tM} := \frac{M_{t2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \sqrt{2}}{\frac{l^4}{4}} = 21.33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Análisis del factor de seguridad a la fluencia del material aplicando el esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eqMs} := \sqrt{\sigma_{fM}^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2} = 72.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$FS_{Ms} := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqMs}} = 8.988$$

El análisis por la resistencia a la fatiga debido a que el esfuerzo de flexión es alternante puro:

$$\sigma_{fa} := \sigma_{fM} = 62.17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{fm} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tm} := \tau_{tM} = 21.33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- **Coefficiente de superficie:** Barra lisa y $\sigma_B = 650 \text{ N/mm}^2$. $c_s := 0.88$
- **Coefficiente de Tamaño:** Diámetro 20 mm y flexión. $c_t := 0.83$
- **Coefficiente de Temperatura:** Temperatura Ambiental. $c_{temp} := 1$
- **Coefficiente de Carga:** Flexión y Torsión. $c_{carg} := 1$
- **Coefficiente de Confiabilidad:** Se trabajará con los valores medios de la resistencia obtenidos en ensayos por lo tanto la confiabilidad es de 50%. $c_c := 1$
- **Factor de Concentración de Esfuerzos:** No hay cambio de sección. $\beta_K := 1$

Esfuerzo equivalente medio o estático:

Flexión: $\sigma_{fm} = 0 \text{ Pa}$

Torsión: $\tau_{tm} = 21.33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{meq} := \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo equivalente alternante

$$\text{Flexión: } \sigma'_{fa} := \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa} = 85.11 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Torsión: } \tau'_{ta} := \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma'_{aeq} := \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 \cdot \tau'_{ta}{}^2} = 85.1 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$FS_{Mf} := \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} \right)^{-1} = 4.344$$

Luego análogamente para el punto "N" en el cual se tiene la torsión máxima y momentos flectores.

$$D_3 := 19 \text{ mm}$$

$$M_{f3} := \sqrt{M_{z3}{}^2 + M_{y3}{}^2} = 44.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{t3} := M_{tc} = 108.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{fN} := \frac{32 \cdot M_{f3}}{\pi \cdot D_3^3} = 65.86 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tN} := \frac{16 \cdot M_{t3}}{\pi \cdot D_3^3} = 80.887 \frac{N}{mm^2}$$

Radio de la entalla:

$$r := 0.5 \text{ mm}$$

Factor de concentrador de esfuerzos:

$$\text{Flexión: } \alpha_{kf} := 2.15$$

$$\frac{r}{D_3} = 0.026 \quad \text{y} \quad \frac{l}{D_3} = 1.053$$

$$\text{Torsión: } \alpha_{kt} := 1.7$$

Factor de sensibilidad a la entalla:

$$\eta := \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B} \right)^3} = 0.745$$

$$\beta_{kf} := 1 + \eta \cdot (\alpha_{kf} - 1) = 1.856$$

$$\beta_{kt} := 1 + \eta \cdot (\alpha_{kt} - 1) = 1.521$$

$$\sigma'_{fN} := \sigma_{fN} \cdot \beta_{kf} = 122.266 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau'_{tN} := \tau_{tN} \cdot \beta_{kt} = 123.05 \frac{N}{mm^2}$$

Análisis del factor de seguridad a la fluencia del material aplicando el esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eqNs} := \sqrt{\sigma'_{fN}{}^2 + 3 \cdot \tau'_{tN}{}^2} = 245.7 \frac{N}{mm^2}$$

$$FS_{Ns} := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqNs}} = 2.645$$



Finalmente se analizará la sección B, ya que en este punto se realizará un cambio de sección lo que origina una concentración de tensiones y está sometido a básicamente a esfuerzos de torsión:

El esfuerzo nominal sin considerar la concentración de tensiones es:

$$D_B := 17 \text{ mm}$$

$$M_{tB} := M_{tc} = 108.9 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\tau_{tB} := \frac{16 \cdot M_{tB}}{\pi \cdot D_B^3} = 112.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Los factores que influyen en la concentración de esfuerzos son:

Diámetro mayor de la entalla:	$D := D_3 = 19 \text{ mm}$
Diámetro menor de la entalla:	$d := D_B = 17 \text{ mm}$
Radio de la entalla (el máximo posible para el rodamiento según catálogo):	$r := 0.3 \text{ mm}$

Por lo tanto el Factor Efectivo de Concentración de Esfuerzos a partir de:

$$\eta := \frac{1}{1 + \frac{8}{\frac{r}{\text{mm}}} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.636$$

$\frac{D}{d} = 1.118$ y $\frac{r}{d} = 0.018$ por lo tanto se obtiene de tablas que: $\alpha_k := 1.9$

$$\beta_k := 1 + \eta \cdot (\alpha_k - 1) = 1.573$$

Con lo que el esfuerzo máximo en dicha sección realmente es:

$$\tau'_{tB} := \beta_k \cdot \tau_{tB} = 177.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eq} := \sqrt{3 \cdot \tau'_{tB}{}^2} = 307.607 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$FS_B := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 2.113$$

Como se puede ver el factor de seguridad general del árbol es el obtenido en la sección B y es igual a:

$$FS_{arb} := FS_B = 2.113$$

Selección de Rodamientos del Árbol del Productor de Hielo

Ambos rodamientos serán rígidos de bolas, el apoyo fijo estará en el punto B debido a que va soportar básicamente el peso del árbol y la cuchilla. Y estarán montado en un eje de diámetro 17 mm.

La velocidad de giro del eje es: $N_c := 4.2 \text{ rpm}$

Las reacciones en los apoyos calculadas anteriormente son:

$$\begin{aligned} A_y &:= 122.4 \text{ N} & B_y &:= 93.28 \text{ N} \\ A_z &:= 694.7 \text{ N} & B_z &:= 529.3 \text{ N} \end{aligned}$$

Para la selección de rodamientos se empleó la metodología detallada en el catálogo de SKF, donde se menciona que para una velocidad de giro menor a 10 rpm se debe seleccionar el rodamiento en función a la capacidad de carga estática.

Selección del rodamiento en la sección A

1. Cálculo de las fuerzas equivalentes en el rodamiento

$$\begin{aligned} F_r &:= \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 705.4 \text{ N} \\ F_a &:= 0 \text{ N} \end{aligned}$$

2. Carga Estática Equivalente:

$$P_0 := 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 423.24 \text{ N}$$

$P_0 < F_r$ por lo tanto la carga equivalente se debe considerar:

$$P_0 := F_r = 705.4 \text{ N}$$

3. Carga Estática Requerida:

Considerando un tipo de funcionamiento normal y que se emplearán rodamientos rígidos de bolas:

$$s_0 := 0.5$$

Por lo tanto la carga estática requerida es:

$$C_0 := s_0 \cdot P_0 = 352.7 \text{ N}$$

4. Selección del rodamiento:

En base a la carga estática requerida y debido a que se trabajará en una atmósfera húmeda se seleccionó el rodamiento **SKF W61903-2RS1**

Selección del rodamiento en la sección B

1. Cálculo de las fuerzas equivalentes en el rodamiento

$$F_r := \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = 537.457 \text{ N} \quad F_a := 0 \text{ N}$$

2. Carga Estática Equivalente:

$$P_0 := 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 322.474 \text{ N}$$

$P_0 < F_r$ por lo tanto la carga equivalente se debe considerar: $P_0 := F_r = 537.457 \text{ N}$

3. Carga Estática Requerida:

Considerando un tipo de funcionamiento normal y que se emplearán rodamientos rígidos de bolas:

$$s_0 := 0.5$$

Por lo tanto la carga estática requerida es:

$$C_0 := s_0 \cdot P_0 = 268.728 \text{ N}$$

4. Selección del rodamiento:

En base a la carga estática requerida y debido a que se trabajará en una atmósfera húmeda se seleccionó el rodamiento, igual al anterior teniendo en cuenta la facilidad de mantenimiento, **SKF W61903-2RS1**



Cálculo de la unión entre el Árbol y el Acople al Reductor

Se empleará chaveta paralela DIN 6885, con las características que se detallan a continuación:

Diámetro del árbol:	$d := 17 \text{ mm}$
Ancho de la chaveta:	$b := 5 \text{ mm}$
Espesor de la chaveta:	$h := 5 \text{ mm}$
Profundidad del canal chavetero:	$t_1 := 2.9 \text{ mm}$

Se requiere transmitir un torque nominal de: $M_t := 110 \text{ N}\cdot\text{m}$

El cubo será el acople de fierro fundido, que puede admitir una presión en la superficie de: $p_{ad} := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Con lo que se puede calcular la longitud efectiva mínima necesaria para transmitir el torque:

$$x := \frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} = 0.376 \text{ mm}$$

$$t := h - t_1 + x = 2.476 \text{ mm}$$

$$L_{efmin} := \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{ad}} = 104.535 \text{ mm}$$

Debido a que no se dispone del espacio axial se emplearán 3 chavetas cada una con una longitud mayor a:

$$L_{min} := \frac{L_{efmin}}{3} + b = 39.845 \text{ mm}$$

Por lo cual se seleccionó tres chavetas con una longitud nominal de:

$$L := 40 \text{ mm}$$

$$L_{ef} := L - b = 35 \text{ mm}$$

Selección del Sistema de Transmisión

Como se vio en la sección 2.3.2, las especificaciones técnicas requeridas en la cuchilla son:

$$N_c := 4.2 \text{ rpm} \quad P_C := 48.12 \text{ W} \quad T_C := \frac{P_C}{N_c} = 109.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La transmisión parte del eje del embrague que acopla al compresor, por lo tanto la velocidad de partida para la transmisión es la del compresor calculada (2.5) como se muestra a continuación:

$$N_{comp} := 1151 \text{ rpm} \quad N_2 := N_{comp}$$

La relación de transmisión total del embrague al productor debe ser por tanto igual a:

$$i_{total} := \frac{N_2}{N_c} = 274.048$$

Como se puede apreciar la relación es bastante elevada por lo que se realizará en dos etapas, la primera por faja trapezoidal y la segunda empleando tornillo sin fin helicoidal. Cada una de las etapas tendrán aproximadamente, debido a su tipo, una relación de:

$$i'_2 := 6$$

$$i'_3 := \frac{i_{total}}{i'_2} = 45.675$$

Comercialmente se selecciono el reductor de tipo corona-tornillo sin fin SEW S 47 AD1 con las siguientes características nominales:

Relación de transmisión nominal:	$i := 47.32$
Torque máximo:	$M_{tmax} := 200 \text{ N} \cdot \text{m}$
Potencia de entrada máxima:	$P_{emax} := 0.45 \text{ kW}$
Eficiencia para la ns=4.7	$\eta_R := 66\%$

Con lo que las relaciones de transmisión reales y la potencia de entrada considerando la eficiencia del reductor deben ser:

$$i_3 := i = 47.32 \quad i''_2 := \frac{i_{total}}{i_3} = 5.791 \quad P_R := \frac{P_C}{\eta_R} = 72.909 \text{ W}$$

Luego en base a este dato se calculó la faja empleando el catálogo comercial de OPTIBELT como se detalla a continuación:

Factor de servicio:

Cargas medias, Motor de combustión interna, 12 horas de servicio. $c_2 := 1.2$

Potencia:

$$P_B := P_R \cdot c_2 = 87.49 \text{ W}$$

Tipo de perfil:

$$N_2 = 1151 \text{ rpm} \text{ y } P_B = 87.491 \text{ W} \quad \text{ISO Z o DIN 2215 10}$$

Z/10 o SPZ

Relación de Transmisión:

$$i''_2 = 5.791$$

Diámetro de las poleas:

$$d'_{w2} := d_{w1} \cdot i''_2 = 289.6 \text{ mm}$$

$$d_{w1} := 50 \text{ mm}$$

$$d_{w2} := 280 \text{ mm}$$

Relación de transmisión real:

$$i_2 := \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = 5.6$$

Entreeje:

$$e := 248.49 \text{ mm}$$

Desarrollo primitivo de la correa:

$$L_{wth} := 2 \cdot e + 1.57 \cdot (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot e} = 1068.3 \text{ mm}$$

$$L_{wst} := 1060 \text{ mm} \quad Z 42$$

Entreeje Nominal:

$$e_{nom} := e - \left(\frac{L_{wth} - L_{wst}}{2} \right) = 244.339 \text{ mm}$$

Factor de Ángulo de Contacto:

$$\frac{d_{w2} - d_{w1}}{e_{nom}} = 0.941 \quad \beta := 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot e_{nom}} \right) = 123.846^\circ$$

$$c_1 := 0.945$$

Factor de Longitud:

$$c_3 := 1.067$$

Potencia nominal transmisible por cada correa

$$d_{w1} = 50 \text{ mm}$$

$$i_2 = 5.6$$

$$N_2 = 1151 \text{ rpm}$$

$$P_N := 0.32 \text{ kW}$$

Número de correas:

$$z := \frac{P_C \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3} = 0.179 \quad \text{se empleará una correa}$$

Posteriormente se calculó la relación de transmisión necesaria en la etapa del motor al embrague, que también realizó por medio de fajas trapezoidales:

Velocidad del Motor:	$N_{motor} := 2000 \text{ rpm}$
Velocidad del Acople:	$N_2 = 1151 \text{ rpm}$
Potencia en el compresor:	$P_c := 650 \text{ W}$
Potencia a transmitir:	$P_t := \frac{P_R}{90\%} + P_c = 731.01 \text{ W}$

$$i'_1 := \frac{N_{motor}}{N_2} = 1.738$$

Luego en base a este dato se calculó la faja empleando el catálogo comercial de OPTIBELT como se detalla a continuación:

Factor de servicio:

Cargas medias, Motor de combustión interna, 12 horas de servicio. $c_2 := 1.2$

Potencia:

$$P_B := P_t \cdot c_2 = 877.21 \text{ W}$$

Tipo de perfil:

$N_{motor} = 2000 \text{ rpm}$ y $P_t = 731.01 \text{ W}$ ISO Z o DIN 2215 10
Z/10 o SPZ

Relación de Transmisión:

$$i'_1 = 1.738$$

Diámetro de las poleas:

$d'_{w2} := d_{w1} \cdot i'_1 = 97.3 \text{ mm}$ $d_{w1} := 56 \text{ mm}$
 $d_{w2} := 100 \text{ mm}$

Relación de transmisión real:

$$i_2 := \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = 1.786$$

Entreeje:

Mínimo: $e_{min} := 0.7 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0.109 \text{ m}$ $e := 304.64 \text{ mm}$

Máximo: $e_{max} := 2 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0.312 \text{ m}$

Desarrollo primitivo de la correa:

$$L_{wth} := 2 \cdot e + 1.57 \cdot (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot e} = 855.8 \text{ mm}$$

$$L_{wst} := 850 \text{ mm} \quad Z \text{ 33 } 1/2$$

Entreeje Nominal:

$$e_{nom} := e - \left(\frac{L_{wth} - L_{wst}}{2} \right) = 301.746 \text{ mm}$$

Factor de Ángulo de Contacto:

$$\frac{d_{w2} - d_{w1}}{e_{nom}} = 0.146 \quad \beta := 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot e_{nom}} \right) = 171.638^\circ$$

$$c_1 := 1.0$$

Factor de Longitud:

$$c_3 := 1.011$$

Potencia nominal transmisible por cada correa

$$d_{w1} = 56 \text{ mm} \quad i_2 = 1.786 \quad N_{motor} = 2000 \text{ rpm}$$

$$P_N := 0.61 \text{ kW}$$

Número de correas:

$$z := \frac{P_t \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3} = 1.422 \quad \text{se empleará dos correas}$$

Para un caso a parte representa la transmisión de potencia del motor de combustión interna hacia el compresor además se seleccionó el embrague electro-mecánico y el respectivo acople al compresor. En el caso del embrague se seleccionó en función a las siguientes características:

Potencia a transmitir: $P_e := P_c = 650 \text{ W}$

Velocidad de giro: $N_2 = 1151 \text{ rpm}$

Torque de la transmisión: $T_e := \frac{P_e}{N_2} = 5.393 \text{ N} \cdot \text{m}$

Del catálogo comercial de TRANTEX se seleccionó el embrague FMR 0.6 con las siguientes características:

Torque máximo: $T_{maxe} := 0.55 \text{ kgf} \cdot \text{m} = 5.394 \text{ N} \cdot \text{m}$

Velocidad máxima: $N_{maxe} := 5000 \text{ rpm}$

Posteriormente se realizó la selección del acople del compresor al embrague del catálogo comercial de TSCHAN como se muestra a continuación:

Torque Nominal: $T_N := \frac{P_c}{N_2} = 5.393 \text{ N} \cdot \text{m}$

Torque Nominal del Acople:

Factor de Temperatura:

Temperatura Ambiental Máxima 35°C $S_{\theta} := 1$

Factor de Servicio:

Compresor de pistones-Motor de Comb. Interna $S_L := 1.5$

$$T_{KNmin} := T_N \cdot S_{\theta} \cdot S_L = 8.089 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Con estos valores se seleccionó el acoplamiento flexible TSCHAN Nor-Mex WND105-Pb72.

Finalmente se realizó la selección del acople del árbol porta-cuchilla al reductor, a partir del catálogo comercial de TSCHAN como se muestra a continuación:

Torque Nominal:

$$T_N := T_C = 109.408 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Torque Nominal del Acople:

Factor de Temperatura:

Temperatura Ambiental Máxima 35°C $S_{\theta} := 1$

Factor de Servicio:

Cuchilla de corte-Motor de Comb. Interna $S_L := 1.3$

$$T_{KNmin} := T_N \cdot S_{\theta} \cdot S_L = 142.23 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Con estos valores se seleccionó el acoplamiento flexible TSCHAN Nor-Mex WND109-Pb82.

ANEXO 6: Dimensionamiento del sistema de alimentación de agua al productor de hielo empleando Mathcad



Se requiere distribuir uniformemente el agua sobre la parte superior del cilindro refrigerado con un flujo total de:

$$m'_{ph} := 14 \frac{kg}{hr} \quad \rho_{ag} := 995.65 \frac{kg}{m^3} \quad \mu_{ag} := 797.35 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$$

$$m'_{ag} := m'_{ph}$$

$$V'_{ag} := \frac{m'_{ag}}{\rho_{ag}} = 14.061 \frac{L}{hr}$$

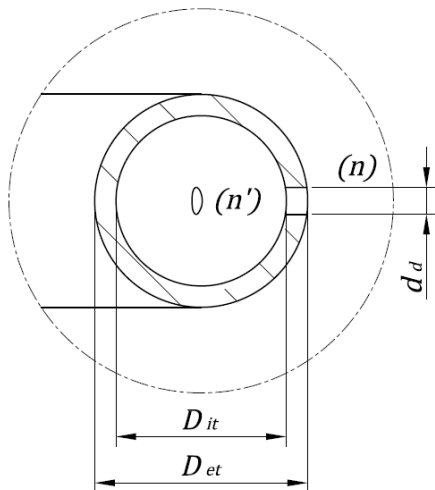
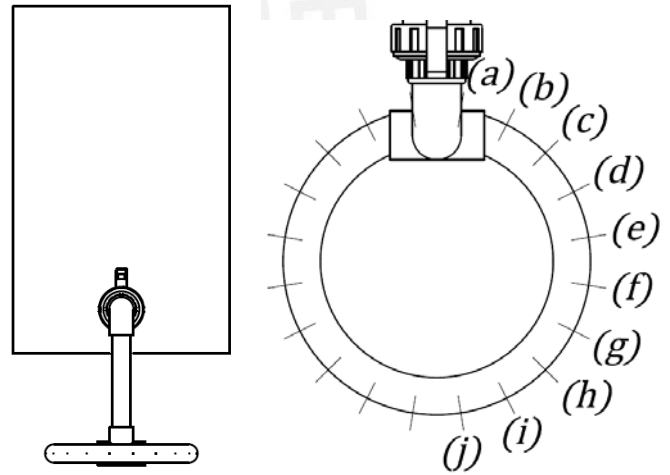
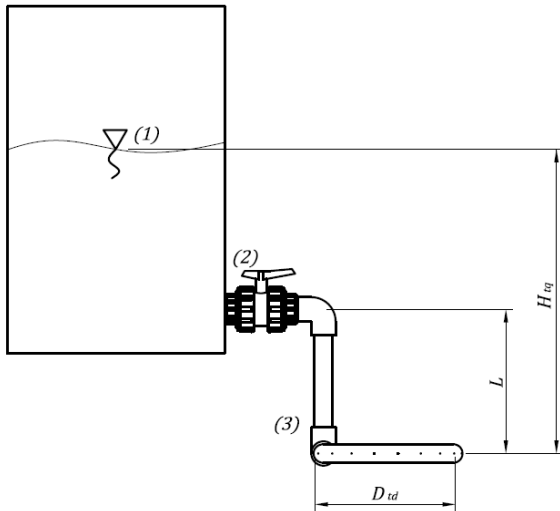
Considerando que el llenado del tanque de alimentación se realice en un tiempo no menor a 1 hr, se decidió emplear un tanque con una capacidad de 20L. con lo cual se pueden estimar las dimensiones del tanque:

$$D_{tq} := 250 \text{ mm} \quad L_{tq} := \frac{20 \text{ L}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{tq})^2} = 407.4 \text{ mm}$$

El flujo de agua necesario en cada uno de los agujeros dispersores para cumplir con el total necesario es:

Número de agujeros: $n_d := 20$

$$V'_{agd} := \frac{V'_{ag}}{n_d} = 0.703 \frac{L}{hr}$$



Donde:

$$L := 150 \text{ mm}$$

$$\text{PVC-RDE} \quad D_{it} := 18.18 \text{ mm}$$

$$13.5 (1/2") \quad D_{et} := 21.34 \text{ mm}$$

$$D_{td} := 176 \text{ mm} - D_{et}$$

Para comprobar que el flujo, se procedió a plantear la ecuación de pérdidas entre la superficie libre del tanque, punto (1), y la el *n*-ésimo agujero dispersor, punto (n), como se detalla a continuación:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho_{ag} \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_n + \frac{p_n}{\rho_{ag} \cdot g} + \frac{V_n^2}{2 \cdot g} + h_{perd1_n}$$

En la ecuación anterior se puede reducir teniendo en cuenta:

- La velocidad en el punto (1) es despreciable.
- Los puntos (1) y (n) están a la presión ambiental.

Para determinar de la altura del tanque necesaria para cumplir con el flujo en cada punto dispersor se planteó la ecuación de pérdidas entre la superficie libre del tanque y el agujero más alejado:

$$H_{tq} = Z_1 - Z_j = \frac{V_j^2}{2 \cdot g} + h_{perd_{1j}} \dots (\alpha)$$

Como se puede apreciar, la altura del tanque dependerá de la velocidad de salida del agua y de las pérdidas entre el tanque y el punto. Para el cálculo de las pérdidas se realizó un análisis por tramos empleando la relación de Darcy-Weisbach.

Tramo I: Desde (2) hasta (3)

Caudal de agua: $V'_I := V'_{ag} = (3.906 \cdot 10^{-6}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro de tubería: $D_I := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_I := L = 0.15 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_I := \frac{V'_I}{\frac{\pi}{4} \cdot D_I^2} = 0.015 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_I := \frac{D_I \cdot V_I \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 341.58$ (Laminar)

Coefficiente de fricción: $f_I := \frac{64}{Re_I} = 0.187$

Coefficiente de pérdida de los accesorios:

1 Entrada de tubería: $K_{I1} := 0.8$

1 Válvula de globo: $K_{I2} := 14$

1 Codo 90° normal: $K_{I3} := 2.00$

En longitud equivalente las pérdidas se pueden expresar como:

$$L_{eqI} := (K_{I1} + K_{I2} + K_{I3}) \cdot \frac{D_I}{f_I} = 1.63 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo I por tanto son:

$$h_{perdI} := f_I \cdot \frac{L_I + L_{eqI}}{D_I} \cdot \frac{V_I^2}{2 \cdot g} = 0.212 \text{ mm}$$

Tramo II: Desde (3) hasta (a')

Caudal de agua: $V'_{II} := \frac{V'_{ag}}{2} = (1.953 \cdot 10^{-6}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro nominal de tubería: $D_{II} := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{II} := \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{20}\right) = 0.012 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_{II} := \frac{V'_{II}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{II}^2} = 0.008 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_{II} := \frac{D_{II} \cdot V_{II} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 170.79 \text{ (Laminar)}$

Coefficiente de fricción: $f_{II} := \frac{64}{Re_{II}} = 0.375$

Coefficiente de pérdida de los accesorios:

1 Te flujo por rama: $K_{II} := 2.4$

En longitud equivalente las perdidas se pueden expresar como:

$$L_{eqII} := (K_{II}) \cdot \frac{D_{II}}{f_{II}} = 0.116 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo II por tanto son:

$$h_{perdII} := f_{II} \cdot \frac{L_{II} + L_{eqII}}{D_{II}} \cdot \frac{V_{II}^2}{2 \cdot g} = 0.008 \text{ mm}$$

Tramo III: Desde (a') hasta (b')

Caudal de agua: $V'_{III} := \frac{V'_{ag}}{2} - V'_{agd} = (1.758 \cdot 10^{-6}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro de tubería: $D_{III} := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{III} := \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{10}\right) = 0.024 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_{III} := \frac{V'_{III}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{III}^2} = 0.007 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_{III} := \frac{D_{III} \cdot V_{III} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 153.711 \text{ (Laminar)}$

Coefficiente de fricción: $f_{III} := \frac{64}{Re_{III}} = 0.416$

Las pérdidas en el tramo III por tanto son:

$$h_{perdIII} := f_{III} \cdot \frac{L_{III}}{D_{III}} \cdot \frac{V_{III}^2}{2 \cdot g} = 0.001 \text{ mm}$$

Tramos IV-XI: Desde (b') hasta (j')

En cada uno de los tramos irá disminuyendo el caudal hasta el punto (j') pero la forma de cálculo es la misma que para el tramo III por lo tanto se planteo la siguiente secuencia para las perdidas en todos los tramos:

$$\begin{aligned}
 h_{perd} := & \left[\begin{array}{l}
 h_{perd_{1,0}} \leftarrow h_{perdI} \\
 h_{perd_{2,0}} \leftarrow h_{perdII} \\
 h_{perd_{3,0}} \leftarrow h_{perdIII} \\
 i \leftarrow 4 \\
 \text{while } i < 12 \\
 \quad V' \leftarrow \frac{V'_{ag}}{2} - (i-2) \cdot V'_{agd} \\
 \quad L \leftarrow \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{10} \right) \\
 \quad V \leftarrow \frac{V'}{\frac{\pi \cdot D_{it}^2}{4}} \\
 \quad Re \leftarrow \frac{D_{it} \cdot V \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} \\
 \quad f \leftarrow \frac{64}{Re} \\
 \quad h_{perd_{i,0}} \leftarrow f \cdot \frac{L}{D_{it}} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \\
 \quad i \leftarrow i + 1 \\
 h_{perd}
 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l}
 0 \\
 211.773 \\
 7.649 \\
 1.301 \\
 1.156 \\
 1.012 \\
 0.867 \\
 0.723 \\
 0.578 \\
 0.434 \\
 0.289 \\
 0.145
 \end{array} \right] \mu m
 \end{aligned}$$

Se puede apreciar que las perdidas por fricción en el conducto de distribución son despreciables por lo que se puede considerar que el flujo en todos los agujeros es igual.

Tramo XII: Desde (j') hasta (j)

Caudal de agua: $V'_{XII} := \frac{V'_{ag}}{2} - 9 \cdot V'_{agd} = (1.953 \cdot 10^{-7}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro del agujero de salida: $d_d := 0.5 \text{ mm}$

Diámetro tubería: $D_{XII} := d_d = (5 \cdot 10^{-4}) \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{XII} := \frac{D_{et} - D_{it}}{2} = 1.58 \text{ mm}$

Velocidad del fluido: $V_{XII} := \frac{V'_{XII}}{\frac{\pi \cdot D_{XII}^2}{4}} = 0.995 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_{XII} := \frac{D_{XII} \cdot V_{XII} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 620.993$ (Laminar)

Coefficiente de fricción: $f_{XII} := \frac{64}{Re_{XII}} = 0.103$

Coefficiente de pérdida de los accesorios:

1 Contracción entrada agujero de descarga: $K_{XII1} := 0.42 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_d}{D_{it}}\right)^2\right) = 0.42$

1 Salida de tubería: $K_{XII2} := 1$

En longitud equivalente las perdidas se pueden expresar como:

$$L_{eqXII} := (K_{XII1} + K_{XII2}) \cdot \frac{D_{XII}}{f_{XII}} = 0.007 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo xii por tanto son:

$$h_{perdXII} := f_{XII} \cdot \frac{L_{XII} + L_{eqXII}}{D_{XII}} \cdot \frac{V_{XII}^2}{2 \cdot g} = 88.034 \text{ mm}$$

Con lo cual para el remplazo en la ecuación de perdidas la velocidad y las perdidas totales son:

$$V_j := \frac{V'_{agd}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_d^2} = 0.995 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_{perdt} := \left\{ \begin{array}{l} i \leftarrow 1 \\ h_{perdt} \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 12 \\ \left\{ \begin{array}{l} h_{perdt} \leftarrow h_{perdt} + h_{perd_{i,0}} \\ i \leftarrow i + 1 \end{array} \right. \\ h_{perdt} \leftarrow h_{perdt} + h_{perdXII} \\ h_{perdt} \end{array} \right. = 88.26 \text{ mm}$$

En la ecuación de pérdidas la altura necesaria para cumplir el flujo en el punto (j) debe ser:

$$H_{tq} := \frac{V_j^2}{2 \cdot g} + h_{perdt} = 138.699 \text{ mm}$$

Como se puede ver en el esquema el sistema cumple con el requerimiento, sin embargo se realizará la comprobación del caudal real en el punto (j) para conocer cual es el caudal máximo que saldrá. Con este fin se plantea la ecuación de perdidas. Luego para iniciar el cálculo se asume un valor de perdidas para calcular una velocidad de salida y luego recalculamos las perdidas iterativamente.

Asumiré que las perdidas son: $h_{perdt} := 337.02 \text{ mm}$

Altura de la superficie libre del agua en el tanque en su posición más alta: $H_{tq} := 150 \text{ mm} + 400 \text{ mm}$

Despejando la velocidad en el punto (j):

$$V_j := \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_{tq} - h_{perdt})} = 2.044 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto el caudal de salida en el agujero es:

$$V'_{agd} := V_j \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_d^2 = 1.445 \frac{L}{hr}$$

Como todos los agujeros tienen el mismo flujo:

$$V'_{ag} := 20 \cdot V'_{agd} = 28.894 \frac{L}{hr}$$

Con lo cual las pérdidas se pueden calcular como se muestra a continuación:

Tramo I: Desde (2) hasta (3)

Caudal de agua: $V'_I := V'_{ag} = (8.026 \cdot 10^{-6}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro de tubería: $D_I := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_I := L = 0.15 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_I := \frac{V'_I}{\frac{\pi}{4} \cdot D_I^2} = 0.031 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_I := \frac{D_I \cdot V_I \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 701.905$ (Laminar)

Coefficiente de fricción: $f_I := \frac{64}{Re_I} = 0.091$

Coefficiente de pérdida de los accesorios:

1 Entrada de tubería: $K_{I1} := 0.8$

1 Válvula de globo: $K_{I2} := 14$

1 Codo 90° normal: $K_{I3} := 2.00$

En longitud equivalente las pérdidas se pueden expresar como:

$$L_{eqI} := (K_{I1} + K_{I2} + K_{I3}) \cdot \frac{D_I}{f_I} = 3.35 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo I por tanto son:

$$h_{perdI} := f_I \cdot \frac{L_I + L_{eqI}}{D_I} \cdot \frac{V_I^2}{2 \cdot g} = 0.856 \text{ mm}$$

Tramo II: Desde (3) hasta (a')

Caudal de agua: $V'_{II} := \frac{V'_{ag}}{2} = (4.013 \cdot 10^{-6}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro nominal de tubería: $D_{II} := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{II} := \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{20} \right) = 0.012 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_{II} := \frac{V'_{II}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{II}^2} = 0.015 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Tipo de Flujo: $Re_{II} := \frac{D_{II} \cdot V_{II} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 350.953$
(Laminar)

Coefficiente de fricción: $f_{II} := \frac{64}{Re_{II}} = 0.182$

Coefficiente de pérdida de los accesorios:

1 Te flujo por rama: $K_{II} := 2.4$

En longitud equivalente las perdidas se pueden expresar como:

$$L_{eqII} := (K_{II}) \cdot \frac{D_{II}}{f_{II}} = 0.239 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo II por tanto son:

$$h_{perdII} := f_{II} \cdot \frac{L_{II} + L_{eqII}}{D_{II}} \cdot \frac{V_{II}^2}{2 \cdot g} = 0.031 \text{ mm}$$

Tramo III: Desde (a') hasta (b')

Caudal de agua: $V'_{III} := \frac{V'_{ag}}{2} - V'_{agd} = (3.612 \cdot 10^{-6}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Diámetro de tubería: $D_{III} := D_{it} = 0.018 \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{III} := \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{10} \right) = 0.024 \text{ m}$

Velocidad del fluido: $V_{III} := \frac{V'_{III}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{III}^2} = 0.014 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Tipo de Flujo: $Re_{III} := \frac{D_{III} \cdot V_{III} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 315.857$
(Laminar)

Coefficiente de fricción: $f_{III} := \frac{64}{Re_{III}} = 0.203$

Las pérdidas en el tramo III por tanto son:

$$h_{perdIII} := f_{III} \cdot \frac{L_{III}}{D_{III}} \cdot \frac{V_{III}^2}{2 \cdot g} = 0.003 \text{ mm}$$

Tramos IV-XI: Desde (b') hasta (j')

En cada uno de los tramos irá disminuyendo el caudal hasta el punto (j') pero la forma de cálculo es la misma que para el tramo III por lo tanto se planteo la siguiente secuencia para las perdidas en todos los tramos:

$$\begin{array}{l}
 h_{perd} := \left[\begin{array}{l}
 h_{perd_{1,0}} \leftarrow h_{perdI} \\
 h_{perd_{2,0}} \leftarrow h_{perdII} \\
 h_{perd_{3,0}} \leftarrow h_{perdIII} \\
 i \leftarrow 4 \\
 \text{while } i < 12 \\
 \quad V' \leftarrow \frac{V'_{ag}}{2} - (i-2) \cdot V'_{agd} \\
 \quad L \leftarrow \frac{D_{td}}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{10} \right) \\
 \quad V \leftarrow \frac{V'}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{it}^2} \\
 \quad Re \leftarrow \frac{D_{it} \cdot V \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} \\
 \quad f \leftarrow \frac{64}{Re} \\
 \quad h_{perd_{i,0}} \leftarrow f \cdot \frac{L}{D_{it}} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \\
 \quad i \leftarrow i + 1 \\
 h_{perd}
 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l}
 0 \\
 855.535 \\
 30.73 \\
 2.673 \\
 2.376 \\
 2.079 \\
 1.782 \\
 1.485 \\
 1.188 \\
 0.891 \\
 0.594 \\
 0.297
 \end{array} \right] \mu m
 \end{array}$$

Se puede apreciar que las perdidas por fricción en el conducto de distribución son despreciables por lo que se puede considerar que el flujo en todos los agujeros es igual.

Tramo XII: Desde (j') hasta (j)

Caudal de agua: $V'_{XII} := \frac{V'_{ag}}{2} - 9 \cdot V'_{agd} = (4.013 \cdot 10^{-7}) \frac{m^3}{s}$

Diámetro del agujero de salida: $d_d := 0.5 \text{ mm}$

Diámetro tubería: $D_{XII} := d_d = (5 \cdot 10^{-4}) \text{ m}$

Longitud de tubería: $L_{XII} := \frac{D_{et} - D_{it}}{2} = 1.58 \text{ mm}$

Velocidad del fluido: $V_{XII} := \frac{V'_{XII}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{XII}^2} = 2.044 \frac{m}{s}$

Tipo de Flujo: $Re_{XII} := \frac{D_{XII} \cdot V_{XII} \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}} = 1.276 \cdot 10^3$
(Laminar)

Coeficiente de fricción: $f_{XII} := \frac{64}{Re_{XII}} = 0.05$

Coeficiente de pérdida de los accesorios:

1 Contracción entrada agujero de descarga: $K_{XII1} := 0.42 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_d}{D_{it}}\right)^2\right) = 0.42$

1 Salida de tubería: $K_{XII2} := 1$

En longitud equivalente las perdidas se pueden expresar como

$$L_{eqXII} := (K_{XII1} + K_{XII2}) \cdot \frac{D_{XII}}{f_{XII}} = 0.014 \text{ m}$$

Las pérdidas en el tramo xii por tanto son:

$$h_{perdXII} := f_{XII} \cdot \frac{L_{XII} + L_{eqXII}}{D_{XII}} \cdot \frac{V_{XII}^2}{2 \cdot g} = 336.119 \text{ mm}$$

Con lo cual para el remplazo en la ecuación de perdidas la velocidad y las perdidas totales son:

$$h_{perdt} := \left\| \begin{array}{l} i \leftarrow 1 \\ h_{perdt} \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 12 \\ \left\| \begin{array}{l} h_{perdt} \leftarrow h_{perdt} + h_{perd_{i,0}} \\ i \leftarrow i + 1 \end{array} \right\| \\ h_{perdt} \leftarrow h_{perdt} + h_{perdXII} \\ h_{perdt} \end{array} \right\| = 337.018 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar el valor asumido se comprueba, por lo cual el flujo real total de agua en el productor con la válvula completamente abierta y el tanque completamente lleno es 28.89L/hr que debe ser regulado con la válvula para obtener el deseado que es 14.1 L/hr.