



# Trabajo final de grado en ingeniería mecánica.

---

## “Diseño y fabricación de línea enfriadora de productos de mar”

**Autor:** Botta, Fausto

**Matricula:** 13414

**Tutor:** Dr.Ing. Marcos Lopez

**Fecha de entrega:** 06/02/2023

**Jurado:** Dr.Ing. Diego Santiago  
Mg.Ing. Nicolas Scheggia  
Ing. Alejo Mandri



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-  
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



# Trabajo final de grado en ingeniería mecánica.

---

## “Diseño y fabricación de línea enfriadora de productos de mar”

**Autor:** Botta, Fausto

**Matricula:** 13414

**Tutor:** Dr.Ing. Marcos Lopez

**Fecha de entrega:** 06/02/2023

**Jurado:** Dr.Ing. Diego Santiago  
Mg.Ing. Nicolas Scheggia  
Ing. Alejo Mandri

# “Diseño y fabricación de línea enfriadora de productos de mar” 1

Introducción: .....	4
Objetivos .....	7
Antecedentes .....	8
1-Marco teórico.....	9
1.1-Ciclo frigorífico .....	9
1.2-Transferencia de calor .....	12
1.3 - Fluidodinámica .....	17
1.4 - Bombas de agua .....	20
1.5 - Pérdidas de carga .....	22
1.5 - Diseño de árboles.....	24
1.6 - Selección de rodamientos.....	27
1.7 - Sistema de sellado.....	30
2 Diseño de Maquina .....	33
2.1 Cálculo de cantidad de salmuera a desplazar .....	33
2.2 Selección de bomba .....	38
2.3 Diseño de bomba .....	48
2.3.8 Diseño final.....	69
3.0 Sistema de enfriamiento .....	75
3.1Carga frigorífica .....	75
3.2 Diseño de los evaporadores.....	80
3.3 Calculo de cañerías.....	86
Trabajos futuros .....	90
Conclusiones .....	91
Bibliografía .....	92
Anexo 1.....	93
Anexo 2.....	95

### *Agradecimientos*

Este trabajo pudo ser realizado gracias a personas muy importantes en mi vida.

A mi Familia, a mi novia y mis abuelas por su apoyo incondicional a lo largo de toda la carrera. A mis amigos y mentores del karting y mis tíos por impulsarme a seguir aprendiendo. A mis compañeros que día a día hicieron el estudio más llevadero. A Marcelo quien me incorporó en el mundo de los sistemas de refrigeración y me enseñó tan lindo oficio. En especial a todos los profesores de esta facultad que todos los días comparten sus conocimientos y ayudan a formar profesionales, guiando con la mejor intención e intentado enseñar todo lo que sea necesario. Por último a Marcos Lopez, quien a pesar de mis contratiempos estuvo disponible en cada momento corrigiendo y guiándome para finalizar este trabajo.

A todos ellos.... MUCHAS GRACIAS.

## Introducción:

El presente proyecto final se encuadra dentro del trabajo de la empresa privada Herxon Ingeniería, empresa metal-mecánica y de Ingeniería de la industria marplatense que brinda servicios tanto a la industria naval/pesquera como a la industria alimenticia, farmacéutica y demás. Esta empresa tiene entre sus objetivos fabricar y comercializar plantas de procesamiento de pescado, siendo primordial en ellas la fase del enfriamiento del mismo. En este caso en particular, se incursionará en el mercado del langostino teniendo que enfriar el mismo a granel con un caudal máximo y temperaturas definidas. Para desarrollar el sistema se cuenta inicialmente con una máquina comercial de similares características que cumple esta función, la cuál será empleada como punto de partida para el diseño general. Sobre la base del diseño de esta máquina, se pretende diseñar un nuevo modelo estandarizado el cual pueda ser adaptado de acuerdo a las necesidades expresadas por el cliente y optimizando su fabricación y operación. Una de las características principales de este tipo de maquinaria es la capacidad de realizar el descenso de temperatura de manera muy rápida, lo cual resulta primordial en la conservación del pescado fresco y, en consecuencia, en la calidad del producto.

En el caso particular del langostino, se trata de un producto muy propenso al tipo de degradación enzimática (melanosa) que induce un ennegrecimiento de ciertas partes del cuerpo y de las patas del crustáceo. Los langostinos, contenidos en sus cestas, son descendidos del barco enseguida en la bodega y conservados hasta el retorno del barco al puerto. Para disminuir la degradación, una técnica tradicional de conservación consiste en someter los langostinos todavía vivos a un lavado por riego con agua de mar y espolvoreando con un producto en polvo antioxidante, a saber, metabisulfito de sodio.

Este proceso alivia la degradación pero no la detiene, ya que para que el lavado con antioxidante sea más efectivo, es conveniente disminuir la temperatura del langostino, y dado que el tiempo es una de las variables más importante en la degradación, llevar a cabo el descenso de temperatura lo más rápido posible resulta crucial.

Otro método para la conservación del langostino es el tratamiento de crustáceos, y principalmente de langostinos, con propósitos de su conservación, que no recurre a ningún aditivo químico, siendo los únicos productos empleados agua y sal (cloruro de sodio). En este caso se expone un langostino vivo, recién capturado, a una temperatura muy baja, por lo menos inferior a  $-10^{\circ}\text{C}$ , que provoca que el crustáceo entre de manera suave y progresiva a una anestesia por adormecimiento que no genera estrés, y luego muera por frío. En estas condiciones, probablemente gracias a la ausencia de estrés, no se observa el fenómeno de desarrollo de melanosa, y el langostino muerto y refrigerado está intacto en los planos fisicoquímico y visual. Si bien este método no es el desarrollado en este proyecto, se procurara que el diseño básico del sistema pueda adaptarse a esta necesidad.

La enfriadora será la tercera etapa del proceso del pescado, el cual consta de 5 etapas principales.

- Recepción (despacho del producto de mar directo del barco)
- Lavado (Limpieza del producto con agua, aire a presión y algunos productos químicos)

- Enfriado (Enfriado rápido del producto para evitar su deterioro)
- Clasificación (separación de productos según tamaño y calidad)
- Empaque (preparación final del producto para ser despachado)

El funcionamiento de las máquinas de enfriamiento rápido de langostinos es sencillo. El descenso de temperatura del producto se produce mediante una lluvia de salmuera a la temperatura adecuada. El producto avanza en cajones o suelto sobre una cinta transportadora metálica, la cual permite que el líquido se recupere a través de una batea. Esta batea cumple las funciones de recuperación de la salmuera del sistema y de depósito para la refrigeración de la misma.

El sistema está constituido, mencionando sus partes de arriba hacia abajo, por:

1. Un sistema de placas perforadas que oficia de distribuidor de salmuera (Figura 1).
2. Una cinta transportadora que moviliza el langostino a través del sistema.
3. Una batea que recupera la lluvia de salmuera y hace de acumulador (Figura 2).
4. Una bomba elevadora de salmuera que abastece a las placas perforadas.
5. Un conjunto de placas de enfriamiento que se encuentran dentro de la batea (Figura 3).
6. Una bomba de recirculación que mantiene la salmuera en movimiento dentro de la batea.



Figura 1. Placas distribuidoras de salmuera.



Figura 2. Enfriadora de langostinos, en la parte inferior se observa la batea con recubrimiento azul.



Figura 3. Placas de enfriamiento de salmuera

El cliente solicitó una máquina con capacidad para enfriar 5000 kg por hora de langostinos de 12°C a 2°C. Los datos a tener en cuenta para el diseño e instalación son los siguientes:

- En la planta donde se instalará la máquina no existen restricciones de espacio.
- Se cuenta con un sistema de refrigeración centralizado que utiliza refrigerante R-717.
- La planta cuenta con red eléctrica trifásica.
- El langostino llegará hasta la máquina a granel pero previo a su ingreso se colocará en cajones que se mantendrán recirculando en la misma. Esto es para darle una contención a las piezas más pequeñas.

## Objetivos

Este proyecto tiene como objetivo primordial diseñar y fabricar una máquina adaptable a una línea de producción con capacidad para enfriar una cantidad determinada de langostinos u otros productos de mar.

Desde el punto de vista comercial, la importancia del presente proyecto radica en la posibilidad de explotar un segmento del mercado que actualmente carece de oferta, debido a que ninguna empresa nacional fabrica este tipo de enfriadoras. Fabricar este tipo de maquinaria de generosas dimensiones a nivel local permite una gran ventaja de costos ya que se evitan los elevados costos de fletes y aduanas. Además, desde el punto de vista de posicionamiento de la empresa Herxon Ingeniería, este proyecto permitiría incursionar en la fabricación de toda una línea completa de procesamiento de pescado, no dependiendo así de la adaptación con otro tipo de maquinaria, y por lo tanto pudiendo independizarse de terceros.

Como objetivos particulares se tiene:

- Efectuar el cálculo del sistema enfriador de langostinos teniendo en cuenta la capacidad frigorífica y todo el sistema de fluido.
- Llevar a cabo un rediseño que mejore la eficiencia de la máquina actual, cumpliendo con las necesidades del cliente.

Por lo tanto, en este proyecto se diseñará una máquina dimensionada según los requerimientos del cliente, pero se procurará que el sistema sea lo suficientemente versátil para adaptarse a otros requerimientos y de esta manera lograr la producción en serie de estos equipos.

## Antecedentes

Respecto del producto a fabricar, el mismo parte de la necesidad de una empresa pesquera del sur del país de expandir su planta de procesamiento. La planta ya cuenta con un sistema de refrigeración bajo el mismo concepto. El esquema existente, de procedencia extranjera, presenta varios inconvenientes que se deben resolver con el rediseño y dimensionamiento del nuevo sistema.

Los principales defectos presentes en el equipo actual son los siguientes:

- El tiempo de limpieza y puesta en marcha de la maquina es muy alto.
- La cinta transportadora no cumple con las normas de calidad de alimentos de la empresa.
- Los rodamientos de la bomba principal de salmuera se ven afectados por el ambiente corrosivo.
- La placa de soporte del manguito de transferencia de potencia se rompe en periodos de tiempo muy cortos.

Todos estos defectos se tendrán en cuenta en el rediseño del sistema presentado en este trabajo con el fin de optimizar el funcionamiento de la máquina. Además, se buscará mejorar la eficiencia del sistema tanto de refrigeración como de impulsión.

## 1-Marco teórico

En este capítulo se presenta la base teórica necesaria para encarar este proyecto.

En el sector alimentario el frío es la clave para ralentizar el crecimiento de bacterias en los productos y evitar así su deterioro o pérdida. La seguridad alimentaria y la cadena de frío van unidas de la mano. Un buen sistema de frío que controle la temperatura, nos garantiza la seguridad y la conservación óptima de los alimentos. El frío se consigue mediante sistemas frigoríficos.

Los denominados sistemas frigoríficos o sistemas de refrigeración corresponden a arreglos mecánicos que utilizan las propiedades termodinámicas de la materia para trasladar energía térmica en forma de calor entre dos o más focos, conforme se requiera.

En el diseño de estos sistemas frigoríficos se aplican diversas ciencias, tales como la química, en las propiedades y composición de los refrigerantes; la termodinámica, en el estudio de las propiedades de la materia y su energía interna; la transferencia de calor, en el estudio de intercambiadores de calor y soluciones técnicas; así como la ingeniería mecánica, en el estudio de compresores de gas para lograr el trabajo de compresión requerido. Para este trabajo se hará foco en la transferencia de calor y la termodinámica.

El calor es la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de una diferencia de temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esa transferencia es la transferencia de calor. La razón por la cual se estudian tanto la transferencia de calor como la termodinámica es que con esta última se podría determinar perfectamente cuanta energía es necesario extraerle al langostino para enfriarlo a la temperatura requerida, pero no en cuanto tiempo será extraída esa cantidad de energía. La termodinámica trata de los estados de equilibrio y de los cambios desde un estado de equilibrio hacia otro. Por otra parte, la transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los que falta el equilibrio térmico y, por tanto, existe un fenómeno de no equilibrio.

### 1.1-Ciclo frigorífico

La refrigeración es un proceso que consiste en bajar o mantener el calor de un cuerpo o un espacio. Considerando que realmente el frío no existe y que debe hablarse de mayor o menor cantidad de calor o de mayor o menor nivel térmico (nivel que se mide con la temperatura), refrigerar es un proceso termodinámico en el que se extrae calor del objeto considerado (reduciendo su nivel térmico), y se lleva a otro lugar capaz de admitir esa energía térmica sin problemas o con muy pocos problemas. Los fluidos utilizados para llevar la energía calorífica de un espacio a otro, son llamados refrigerantes. Para posibilitar este transporte de energía comúnmente se utilizan ciclos frigoríficos a compresión.

#### *Sistema frigorífico a compresión*

Un sistema frigorífico de compresión consta de cuatro etapas principales (Figura 4 y Figura 5), las cuales posibilitan el transporte de energía (calor), a partir del cambio de estado del medio refrigerante. El evaporador es un dispositivo mediante el cual se produce la absorción de calor del recinto o materia (salmuera en este caso) a partir de la evaporación del refrigerante en su

interior. El gas resultante de la evaporación es conducido, por la línea de aspiración, hacia un separador de líquidos, el cual se encarga de separar los restos de refrigerante líquido o gotas del gas. Esto evita posibles roturas en el compresor, ya que el líquido es un fluido incompresible. Luego del recipiente de líquido se puede encontrar más de una válvula termostática que permita a cada evaporador trabajar a diferentes presiones obteniendo así diferentes temperaturas (Figura 6 y Figura 7). Luego de separar ambas fases, la línea de succión continúa hacia el compresor. El compresor cumple con la función de elevar la presión del gas e impulsar el caudal másico de refrigerante a toda la instalación (Etapa 1-2 en la Figura 7). El compresor aspira los gases a baja presión que retornan del evaporador (Etapa, 4-1/8 -1, en la Figura 7) y los lleva a una presión tal que, al disminuir su temperatura en el intercambiador de alta presión se produce la condensación del refrigerante (Etapa 2-3, en la Figura 7). El líquido condensado en esta etapa, baja por gravedad a un recipiente llamado tanque receptor, que cumple la función de almacenar el líquido refrigerante ante posibles variaciones en la demanda de carga frigorífica. El refrigerante en estado líquido a alta presión es conducido a través de filtros de líneas que garantizan un estado óptimo y deshumidificado, hacia el elemento termostático. La válvula de expansión termostática, es un dispositivo que produce una obstrucción en la línea de líquido, generando así una gran pérdida de carga y una eventual caída abrupta de la presión, de la cual se obtiene una mezcla de refrigerante gaseoso y líquido listo para absorber energía (calor), al momento de evaporarse dentro del evaporador (Etapa 3-6/3-4, en la Figura 7).

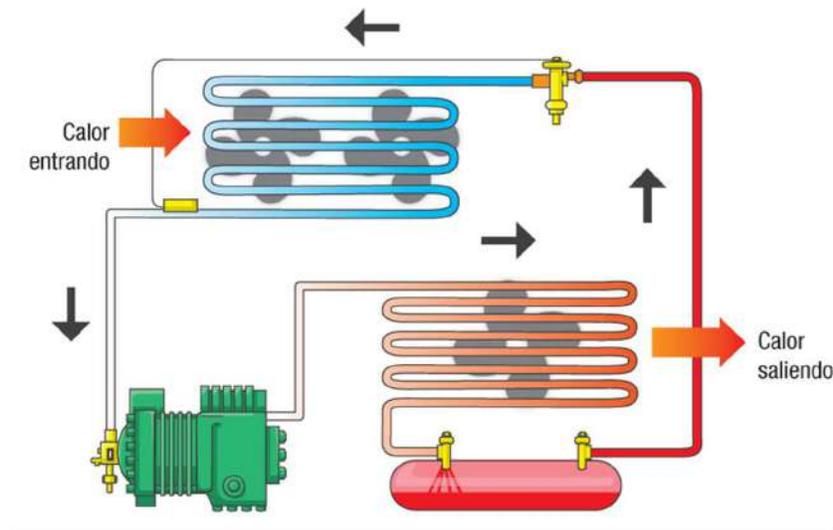


Figura 4 Ciclo frigorífico por compresión. (0grados.com)

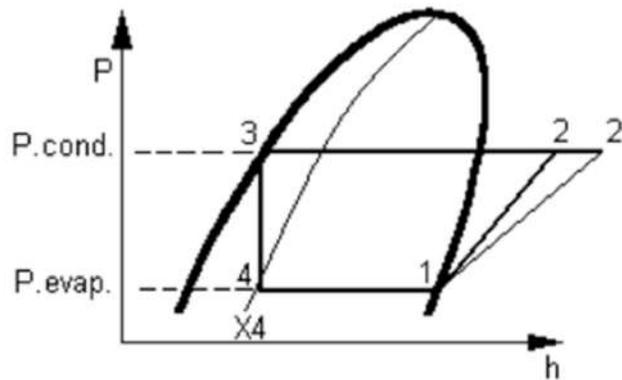


Figura 5 Diagrama p-h (presión vs entalpia) Ciclo frigorífico básico de compresión. (ITM, 2022)

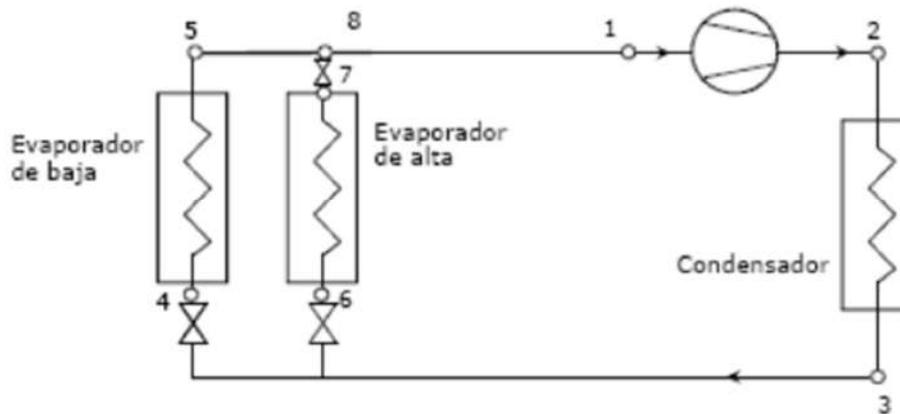


Figura 6 Ciclo de refrigeración de temperaturas múltiples (ITM, 2022)

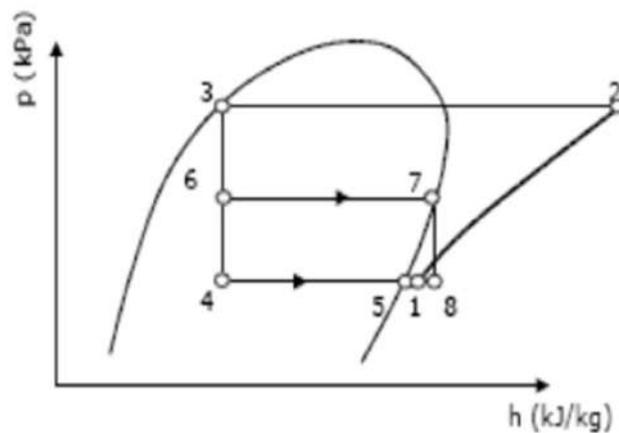


Figura 7 Diagrama p-h ciclo de refrigeración de temperaturas múltiples (ITM, 2022)

Para diseñar un ciclo frigorífico se debe partir de las necesidades en términos de evacuación de calor. Es decir, la carga total de refrigeración. Esta se consigue realizando un balance térmico. Las partes de la carga frigorífica total son:

- La *carga de transmisión*: calor transmitido al espacio refrigerado a través de su superficie. La ganancia de calor sensible a través de las paredes, del suelo y del techo varía con el tipo de aislamiento, la construcción, el área de las paredes exteriores, el espesor del aislamiento y la diferencia de temperaturas entre el espacio refrigerado y el aire ambiente.
- La *carga del producto*: calor liberado por los productos introducidos y mantenidos en el espacio refrigerado. La cantidad de calor a extraer puede calcularse por el conocimiento del tipo de producto, incluyendo su estado al entrar en el espacio refrigerado, el estado final, la masa, el calor específico por encima y por debajo de la temperatura de congelación y el calor latente de solidificación.
- La *carga interna*: calor producido por fuentes internas, por ejemplo, iluminación, motores eléctricos y las personas que trabajan en el local. En la carga interna de calor debe incluirse toda la energía eléctrica disipada en el espacio refrigerado (de las luces, los motores, los calentadores y otros equipos).
- La carga propia del equipo de refrigeración. En esencia, la carga calorífica del equipo consiste en el calor de los ventiladores, cuando se utiliza la circulación forzada del aire; el calor del recalentamiento cuando hay control de humedad (el aire se subenfria y luego se calienta); la ganancia de calor del desescarche cuando se utiliza éste, y la evaporación de la humedad cuando el proceso de desescarche se expone al aire refrigerado.

Las primeras tres partes de la carga constituyen la carga neta de calor, por la cual es preciso disponer de un sistema frigorífico; la cuarta parte consiste en todas las ganancias de calor creadas por el equipo frigorífico en el proceso de refrigeración, tales como motores de forzadores de aire de los enfriadores, calor entregado en el proceso de descongelamiento de los enfriadores y otros.

Para calcular todas estas cargas se utilizarán conceptos de transferencia de calor los cuales se procede a explicar a continuación.

## 1.2-Transferencia de calor

El requisito básico para la transferencia de calor es la presencia de una diferencia de temperatura. No puede haber transferencia neta de calor entre dos medios que están a la misma temperatura. La diferencia de temperatura es la fuerza impulsora para la transferencia de calor.

Habiendo comprendido lo que se denomina como Transferencia de calor, es necesario entender la diferencia entre la energía térmica, calor, y la transferencia de energía térmica, transferencia de calor. La cantidad de calor transferido durante el proceso se denota por  $Q$ . La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama razón de transferencia de calor y se denota por  $\dot{Q}$ . El punto arriba representa la derivada respecto al tiempo, o “por unidad de tiempo”. La velocidad de transferencia de calor,  $\dot{Q}$ , tiene la unidad J/s, lo cual es equivalente a W. Este concepto se emplea al momento de definir la capacidad frigorífica del sistema. En primera instancia, se calcula la energía térmica  $Q$  a extraer del producto y luego se llevan a cabo los cálculos de  $\dot{Q}$  para conocer los requerimientos de extracción del sistema por hora.

Otro punto característico de la transferencia de calor son los métodos de transferencia. El calor se puede transferir por tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren desde el medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. Para el desarrollo de este trabajo nos concentraremos principalmente en la convección y la conducción.

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La transferencia de calor por conducción es caracterizada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx}$$

Siendo:

- K: La conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor.  $(\frac{J}{s.k^{\circ}.m})$
- A: El área de intercambio.  $(m^2)$
- $\frac{dT}{dx}$ : el gradiente de temperatura.  $(k^{\circ}/m)$

Existe una forma de calcular la conducción de calor a través de una pared que resulta más sencilla o amigable. La misma se basa en una analogía con una resistencia eléctrica en serie, donde cada sector representa una resistencia y las temperaturas la diferencia de potencial (Figura 8). La resistencia térmica "R" se calcula como:

$$R = \frac{L}{kA}$$

Dónde:

- L: Longitud característica
- k: Conductividad del material
- A: Área de intercambio.

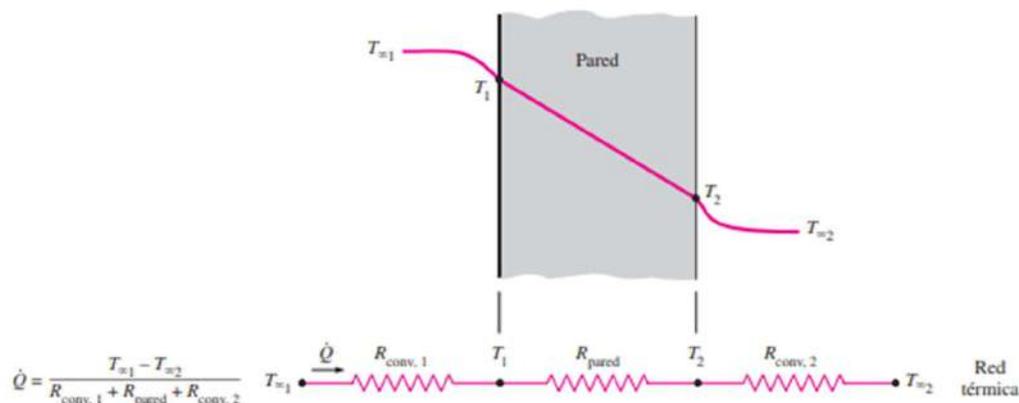


Figura 8. Representación sistema de resistencias para la conducción. (CENGEL, 2007)

La **convección** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección (ver Figura 9).

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

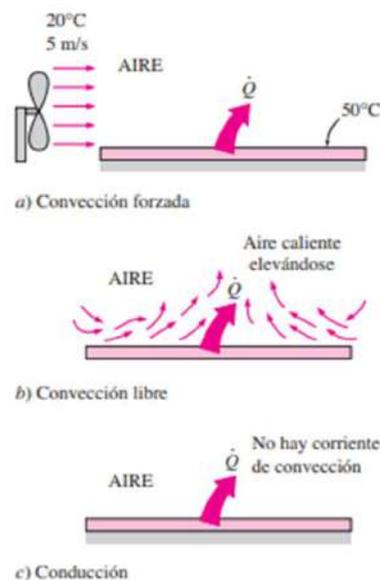


Figura 9 Representación transferencia de calor de una superficie caliente hacia el fluido circundante, por convección y conducción (CENGEL, 2007)

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty)$$

Siendo

- $h$ : el coeficiente de transferencia de calor por convección.  $(\frac{J}{s \cdot m^2 \cdot K})$
- $A$ : el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección.  $(m^2)$
- $T_s$ : La temperatura de la superficie.  $(K)$
- $T_\infty$ : la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.  $(K)$

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende de las propiedades viscosidad dinámica  $\mu$ , conductividad térmica  $k$ , densidad  $\rho$  y calor específico  $c_p$  del fluido, así como de la velocidad del fluido. También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido (el que sea laminar o turbulento). Por tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a su dependencia de tantas variables. Esto no es sorprendente, ya que la convección es el mecanismo más complejo de transferencia de calor.

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. A continuación se presentan algunos de los números adimensionales más característicos que se emplean en Transferencia de Calor.

### Número de Nusselt

En general, para obtener un valor del coeficiente de transferencia de calor  $h$  se realizan una serie de cálculos basados en experimentos prácticos. Para esto, además de adimensionalizar las ecuaciones, se recurre a quitar las dimensiones al coeficiente de transferencia de calor a través del número de Nusselt, este es:

$$Nu = \frac{hL_c}{k}$$

Siendo:

- $k$ : conductividad térmica del fluido.  $\left(\frac{J}{s \cdot k^\circ \cdot m}\right)$
- $L_c$ : longitud característica. (m)

El número de Nusselt parte de realizar el cociente entre el flujo de calor por conducción y por convección con igual diferencia de temperatura. Por lo tanto, el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

Como se mencionó anteriormente, la obtención del valor del número de Nusselt es experimental. Para esto se utilizan correlaciones que tienen su base en otros números adimensionales que describiremos a continuación.

### Numero de Prandtl

El número de Prandtl se obtiene del cociente entre el espesor de las capas límite de velocidad y térmica. Se puede definir rápidamente el espesor de capa límite como la distancia a la placa o superficie para la cual el fluido ya no se ve afectado por la misma.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Siendo:

- $\mu$ : viscosidad dinámica.  $\left(\frac{kg}{m.s}\right)$
- $C_p$ : calor específico.  $\left(\frac{J}{kg.k^\circ}\right)$
- $K$ : Conductividad térmica.  $\left(\frac{J}{s.k^\circ.m}\right)$

### Número de Reynolds

Como se mencionó anteriormente, la transferencia de calor y más precisamente el valor de  $h$  dependen de si el flujo se comporta de manera laminar o turbulenta. La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. El régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como **número de Reynolds**, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VLc}{\nu}$$

Siendo:

- $V$ : velocidad de la corriente superior  $\left(\frac{m}{s}\right)$
- $L_c$ : longitud característica de la configuración geométrica. (m)
- $\nu$ : viscosidad cinemática  $\left(\frac{\mu}{\rho}\right)$ .  $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

El número de Reynolds para el cual el flujo se vuelve turbulento se llama número crítico de Reynolds. El valor de este número crítico es diferente para configuraciones geométricas diferentes. Para el flujo sobre una placa plana, el valor aceptado en general del número crítico de Reynolds es  $Re_{cr} = 5 \times 10^5$ . No obstante, el valor de  $Re_{cr}$  puede cambiar de manera sustancial dependiendo del nivel de turbulencia en la corriente libre.

### Número de Grashof

Otro número adimensional que se emplea en el proyecto es el número de Grashof, el cual representa la razón de la fuerza de flotación a la fuerza viscosa. Este número permite determinar el régimen de flujo en la convección natural, de la misma manera que el Reynolds en los casos de convección forzada. Por lo tanto, el Grashof proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural. Se define como:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)Lc^3}{\nu^2}$$

En donde:

- $g$ : Aceleración gravitacional ( $\frac{m}{s^2}$ )
- $\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica(1/K)
- $T_s$ : Temperatura de la superficie(K°)
- $T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie(K°)
- $Lc$ : Longitud característica de la configuración geométrica(m)
- $\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido( $\frac{m^2}{s}$ )

A partir de toda esta información, y obteniendo los datos característicos de cada fluido y su geometría asociada, se pueden obtener todos los valores de transferencia de calor necesarios para diseñar el sistema de frío de la máquina propuesta.

### 1.3 - Fluidodinámica

Para el desarrollo del trabajo es necesario introducir varios conceptos relacionados con la Mecánica de los Fluidos. Uno de los conceptos principales es el teorema o ecuación de Bernoulli. En dinámica de fluidos, el principio de Bernoulli, describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente. Este principio se puede aplicar a varios tipos de flujo de fluidos, lo que da como resultado varias formas de la *ecuación de Bernoulli*. La forma simple de la ecuación de Bernoulli es válida para flujos incompresibles, como la mayoría de los flujos de líquidos y gases que se mueven a un bajo número de Mach. Se pueden aplicar formas más avanzadas a flujos compresibles a números de Mach más altos.

El principio de Bernoulli se deriva del principio de conservación de la energía o la Ecuación de Euler. De hecho, no es más que la ecuación de Euler integrada a densidad constante, es decir, para un tipo de fluido incompresible. Esto indica que, en un flujo constante, la suma de todas las formas de energía en un fluido a lo largo de una línea de flujo es la misma en todos los puntos de esa línea. Esto requiere que la suma de la energía cinética, energía potencial y energía interna permanezca constante. Por lo tanto, un aumento en la velocidad del fluido, que implica un aumento en su energía cinética, es decir, de la presión dinámica, conlleva una disminución simultánea en la suma de su energía potencial —incluida la presión estática— y energía interna. Si el fluido sale de un depósito, la suma de todas las formas de energía es la misma en todas las líneas de corriente porque en un depósito la energía por unidad de volumen es la misma en todas partes.

En la mayoría de los flujos de líquidos y de gases con un número de Mach bajo, la densidad de una porción de fluido puede considerarse constante independientemente de las variaciones de presión en el flujo, por lo que se puede considerar que el fluido es incompresible. Estos flujos se denominan flujos incompresibles.

La energía de un fluido en cualquier momento consta de tres componentes:

Cinética: es la energía debida a la velocidad que posea el fluido;

Potencial o gravitacional: es la energía debido a la altitud que un fluido posea;

Energía de presión: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

La siguiente ecuación conocida como "ecuación de Bernoulli", consta de estos mismos términos.

$$\frac{V^2 \rho}{2} + P + \rho g z = CTE$$

donde:

- $V$  = velocidad del fluido en la sección considerada.
- $\rho$  = densidad del fluido.
- $P$  = presión a lo largo de la línea de corriente.
- $g$  = aceleración gravitatoria.
- $z$  = altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia.

Para aplicar la ecuación se deben realizar los siguientes supuestos:

- Viscosidad (fricción interna) = 0. Es decir, se considera que la línea de corriente sobre la cual se aplica se encuentra en una zona 'no viscosa' del fluido.
- Caudal constante.
- Flujo incompresible, donde  $\rho$  es constante.
- La ecuación se aplica a lo largo de una línea de corriente o en un flujo laminar.

En el caso particular de estudio en este proyecto, nos interesa la aplicación de esta ecuación al vaciado de un recipiente a través de un orificio, el cual se estudia en la sección pertinente.

Es importante aclarar que se observa en la práctica un fenómeno denominado *vena contracta*. El mismo se da cuando la velocidad del fluido es máxima y la presión es mínima. El caso típico es el de un fluido desagotando desde un tanque a la atmosfera donde la variación de velocidad es alta y la presión es mínima. En estos casos se observa una contracción del diámetro de salida del fluido por debajo del orificio de desagote (Ver Figura 10).

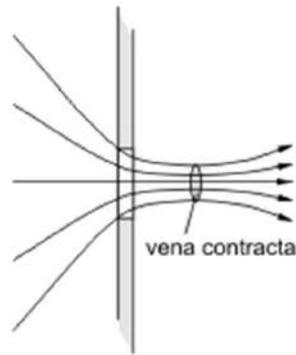


Figura 10 Representación de la vena contracta (Munson Okiishi Huebsch Rothmayer, 2013)

El fenómeno se ve afectado por el acabado del orificio siendo este más o menos acentuado según la geometría del corte (Ver Figura 11). Es por esto que durante el proyecto además del cálculo teórico se efectúa un cálculo experimental para poder contemplar de forma cuantitativa este fenómeno.

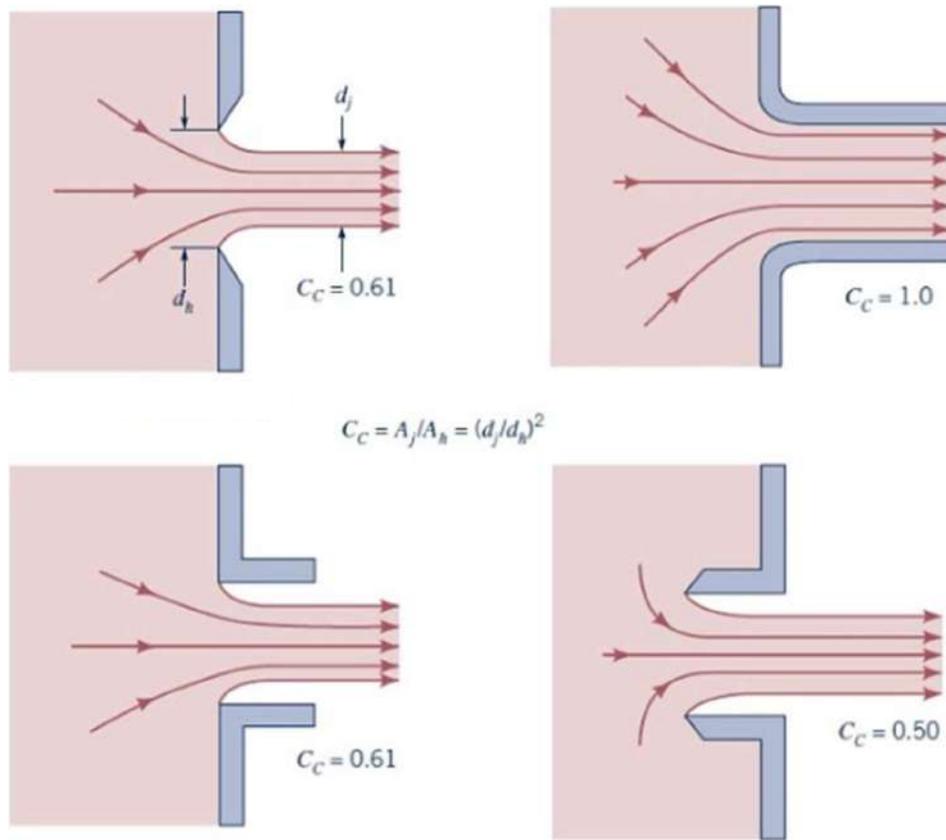


Figura 11 Efecto del acabado del orificio sobre la vena contracta. (Munson Okiishi Huebsch Rothmayer, 2013)

## 1.4 - Bombas de agua

Las bombas son máquinas en las cuales se produce una transformación de la energía mecánica en energía hidráulica (velocidad y presión) comunicada al fluido que circula por ellas. Atendiendo al principio de funcionamiento, pueden clasificarse en los siguientes grupos:

- Bombas de desplazamiento positivo o volumétrico: En ellas se cede energía de presión al fluido mediante volúmenes confinados. Se produce un llenado y vaciado periódico de una serie de cámaras, produciéndose el traslado de cantidades discretas de fluido desde la aspiración hasta la impulsión. Pueden a su vez subdividirse en alternativas y rotativas. Dentro del primer grupo se encuentran las bombas de pistones y émbolos; al segundo pertenecen las bombas de engranajes, tornillo, lóbulos, paletas, etc.
- Turbo bombas: La turbo bomba es una máquina hidráulica que cede energía al fluido mediante la variación del momento cinético producido en el impulsor o rodete. Atendiendo a la dirección del flujo a la salida del rodete, pueden clasificarse en:
  - Centrífugas: el flujo a la salida del rodete tiene dirección perpendicular al eje (flujo radial).
  - Axiales: dirección del flujo a la salida es paralela al eje (flujo axial).
  - Helicocentrífugas: el flujo es intermedio entre radial y axial (flujo mixto).

La forma del rodete y de la carcasa son variables según el tipo de bomba centrífuga. En las bombas de flujo radial el líquido entra axialmente en el rodete por la boquilla de aspiración y se descarga radialmente hacia la carcasa. En las bombas de flujo mixto el líquido entra axialmente en el rodete y se descarga en una dirección entre la radial y la axial. En las bombas de flujo axial el líquido entra y sale del rodete axialmente.

Más allá de la dirección de salida del flujo que a los fines prácticos resulta irrelevante, ya que se puede redireccionar el mismo a gusto del consumidor, las bombas según sean axiales radiales o mixtas, obtienen diferentes curvas de rendimiento (ver Figura 12).

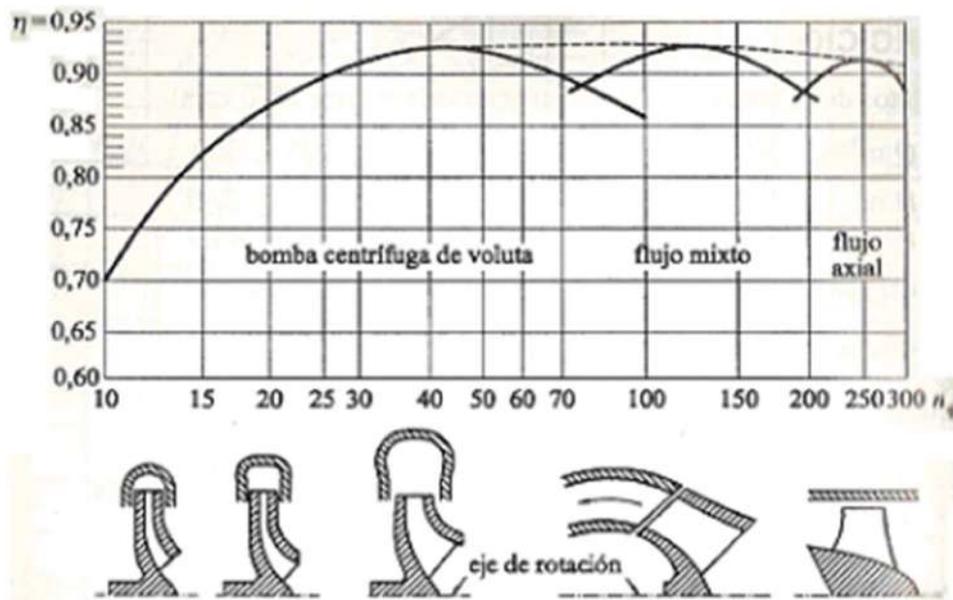


Figura 12 Curva de rendimiento de bombas (Pastrana)

Se observa que para velocidades específicas altas (alto caudal y baja presión) las bombas de tipo axiales son el tipo que obtiene mejor rendimiento.

El término velocidad específica de la bomba es un concepto que une los tres parámetros principales de las características de funcionamiento de una bomba (capacidad, carga y velocidad de giro) en un único término. Este concepto se define por la expresión:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{h_b^{3/4}}$$

Donde:

- N<sub>s</sub>: velocidad específica de la bomba
- n: Velocidad de giro de la bomba
- Q: Capacidad de la bomba
- h<sub>b</sub>: carga de la bomba

La velocidad específica de una bomba es un valor que nos da una gran información sobre el tipo de bomba, y que hace que las bombas que tienen un determinado valor de N<sub>s</sub> tengan unas características de funcionamiento distintas de las que tengan otro valor.

El rendimiento de una bomba viene asociado a su capacidad de convertir la potencia mecánica (N) entregada en el eje en potencia útil (N<sub>u</sub>).

$$\eta = \frac{N_u}{N}$$

Siendo la potencia útil:

$$N_u = Q\rho gH$$

- Q = caudal desplazado
- g = gravedad
- H = altura de elevación de la bomba
- $\rho$  = Densidad del fluido a elevar

Para obtener la altura H de la bomba debe plantearse la ecuación de energía (Bernoulli + pérdidas) en la instalación hidráulica en la que se colocará la bomba.

Además de las pérdidas recientemente mencionadas, ha de tenerse en cuenta la diferencia existente entre la potencia real de la bomba y la potencia útil. Esta disparidad se debe a que existen pérdidas dentro del sistema de bombeo. Las cuales se pueden clasificar en tres tipos:

- Pérdidas hidráulicas: Son causadas por la fricción del fluido en las paredes de la carcasa, de los canales de circulación de los líquidos y los cambios continuos de dirección de los fluidos que atraviesan la bomba.
- Pérdidas volumétricas: Son causadas por cantidades de líquidos que regresan de la descarga a la succión impulsados por el diferencial de presiones, por las holguras en los anillos de desgaste, por los agujeros de balance de los impulsores y por las holguras de los pistones de balance; estas pérdidas se incrementan con el aumento de las holguras generales de rodaje.
- Pérdidas mecánicas: Se refieren a las pérdidas causadas por las partes en movimiento de la bomba tales como cojinetes, sellos mecánicos, etc.

## 1.5 - Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias.

- Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.
- Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

En ambos casos las pérdidas se pueden representar en función de la altura de columna de fluido, lo que permite incluirlas en la ecuación de Bernoulli. Para el caso de las pérdidas primarias existen varios métodos para su cálculo, todos con una base experimental. En este trabajo se utilizará el diagrama de Moody (Figura 13) el cual es la representación gráfica de dos ecuaciones, la de Poiseuille que es utilizada para flujos laminares, y la de Colebrook-White que se emplea para flujos turbulentos.

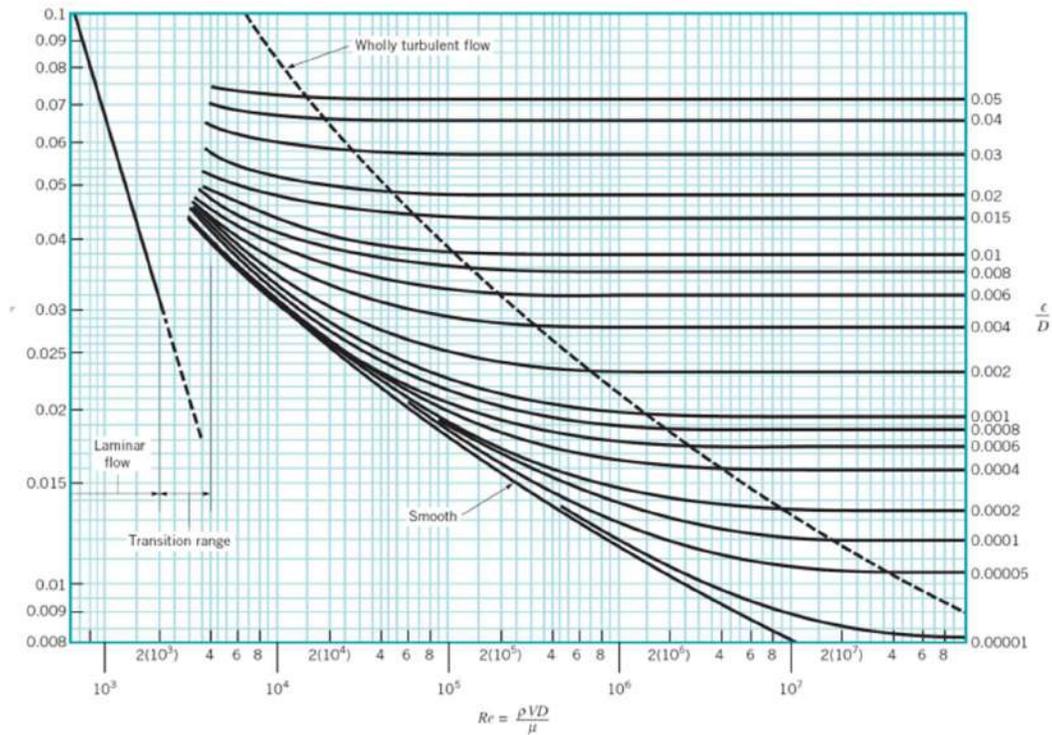


Figura 13. Diagrama de Moody (Munson Okiishi Huebsch Rothmayer, 2013)

A continuación se presenta el procedimiento para efectuar el cálculo de las pérdidas primarias, empleando el factor de fricción determinado mediante el diagrama de Moody, siendo conocidos: Q, caudal, L, longitud de la cañería, D, diámetro de la cañería, v, velocidad del fluido, k, rugosidad de la cañería.

1. Según el material de la tubería se toma el valor de rugosidad.
2. Se calcula la rugosidad relativa  $k/D$ .
3. Se calcula el número de Reynolds  $Re$ .
4. Se lee el factor de fricción en el diagrama de Moody.
5. Este valor de  $f$  se lleva a la ecuación de Darcy-Weisbach y se calcula la altura de pérdidas primarias ( $H_{lp}$ ).

La ecuación de Darcy-Weisbach es la siguiente:

$$H_{primarias} = f \frac{l v^2}{D 2g}$$

Siendo:

- $f$ : factor de fricción
- $l$  longitud de la tubería
- $D$ : diámetro de la tubería
- $V$ : velocidad del fluido
- $g$ : gravedad
- $l/D$  longitud equivalente

Para el caso de las pérdidas secundarias se reemplaza la longitud equivalente “ $l/D$ ” de la ecuación anterior por la adecuada para cada accesorio. La misma se obtiene de tablas y es producto de estudios experimentales.

## 1.5 - Diseño de árboles

Un árbol es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Por otro lado, un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos.

Los diferentes aspectos a estudiar para el diseño de un árbol son los siguientes: Selección del material, configuración geométrica, esfuerzo y resistencia, resistencia estática, resistencia por fatiga, deflexión y rigidez, deflexión por flexión, deflexión por torsión. A continuación analizamos cada uno de dichos aspectos.

**Materiales:** La deflexión no se ve afectada por la resistencia sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante en todos los aceros. Por esa razón, la rigidez no puede controlarse mediante decisiones sobre el material, sino sólo por decisiones geométricas. En este punto es necesario tener en cuenta las características del ambiente, si se requiere resistencia al desgaste y, por último, el límite de la resistencia a la fatiga del material.

**Configuración geométrica:** La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria.

**Esfuerzo y resistencia:** No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, pueden identificarse unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales puede basarse el diseño.

**Resistencia estática:** Para el cálculo estático de un árbol o eje se procede de manera análoga al dimensionamiento de una viga, es decir realizando diagramas de cuerpo aislado y obteniendo de estos los diagramas de esfuerzo cortante y flector. En función de estos se procede a realizar un cálculo utilizando algún método o bien mediante alguna teoría de combinación de tensiones. También existen métodos más prácticos provenientes de normas como puede ser el código ASME.

**Resistencia dinámica:** Es importante notar que un árbol, al estar en movimiento, está usualmente sometido a cargas dinámicas las cuales pueden tener un valor mucho mayor que las cargas estáticas habituales. Por lo tanto, es necesario realizar un análisis crítico del sistema en funcionamiento para poder entender las probabilidades de que el eje afronte una situación de cargas extremas y en función de estas proponer un fusible, o rediseñar para poder afrontar las mismas. Existen métodos prácticos que proponen coeficientes de seguridad según la severidad posible de los impactos sobre el árbol. (Ver Tabla 1. Factor de carga dinámicaTabla 1)

$f_s$	Tipo de carga
1,5 – 2	choques suaves
2 – 4	choques moderados
4 – 8	choques fuertes

Tabla 1. Factor de carga dinámica (FI-UNMDP, 2018)

**Resistencia por fatiga:** Uno de los aspectos más importantes a la hora de estudiar el diseño son las cargas alternativas a las cuales va a estar sometido el árbol o eje, ya que la resistencia del mismo a este tipo de cargas definirán la vida útil del elemento. Las fallas más comunes en este tipo de elemento de máquina se producen por este mecanismo. Existen varios métodos para el diseño a la fatiga, todos ellos son ingenieriles y se sustentan en pruebas prácticas.

La falla por fatiga se produce mediante la propagación de una grieta o fisura normalmente producida sobre la superficie en un punto donde existe concentración de tensiones originada por diseño o acabados superficiales. Una vez generada la grieta, se propaga en cada ciclo disminuyendo el área sobre la que se distribuyen las tensiones, generando entonces un estado tensional más alto hasta producir la falla del material por disminución del área efectiva de trabajo. (Ver Figura 14)

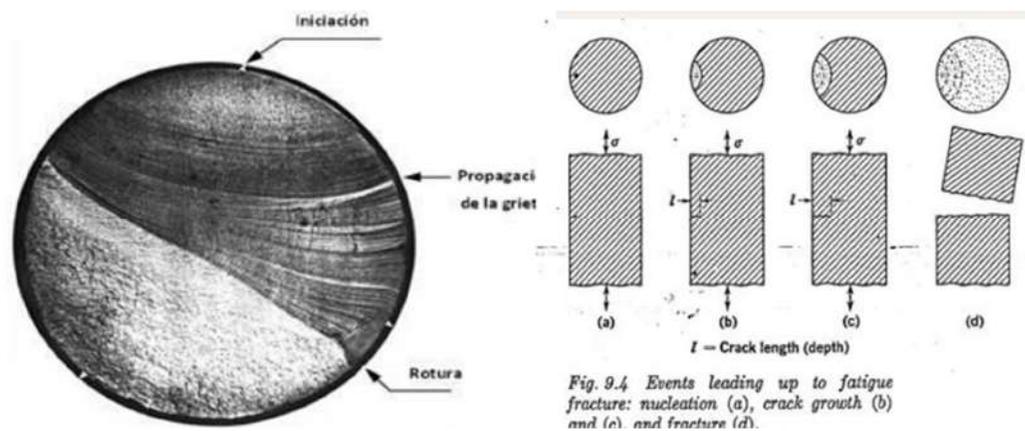


Figura 14. Representación de un cilindro con falla por fatiga (UNLP)

Son varios los factores que tienen influencia sobre la vida a la fatiga de una pieza. Entre ellos se encuentran:

- Material: composición, variabilidad.

- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo. Las operaciones de mecanizado producen pequeñas rayas y surcos en la superficie de la pieza por acción del corte. Estas marcas limitan la vida a fatiga pues son zonas en las cuales se puede producir la nucleación de fisuras con mayor facilidad. Por esta razón, al mejorar el acabado superficial mediante pulido aumenta la vida a la fatiga.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.
- Estado tensional: La distribución de tensiones de una pieza puede afectar en la generación o no de la fisura iniciadora del proceso. Un estado tensional compresivo alarga la vida a la fatiga de una pieza. El diagrama de Wohler, que representa el número de ciclos que soporta una probeta normalizada en función del estado tensional de la misma, nos confirma lo que la teoría nos anticipa. El estado de cargas compresivo evita la generación y/o propagación de fisuras alargando la vida útil de la pieza. (Ver Figura 15)

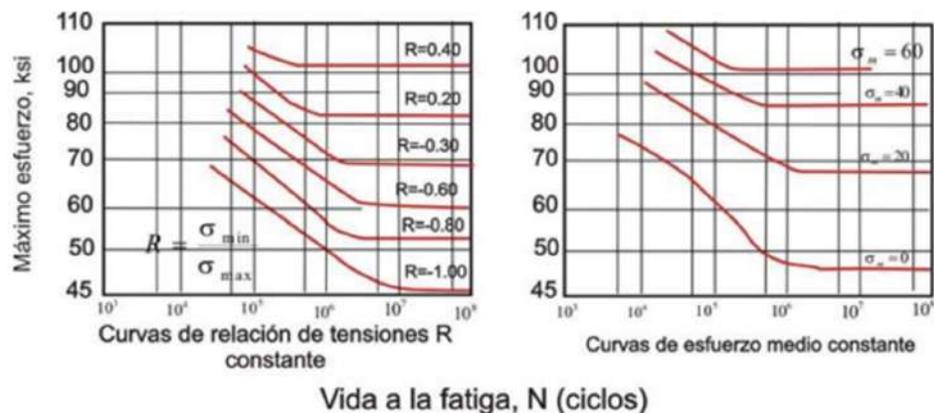


Figura 15. Diagramas de Wohler para diferentes amplitudes y tensiones medias. (UNLP)

En cuanto a la concentración de esfuerzos es necesario cuantificar la misma. Esto se realiza utilizando valores de tabla para cada tipo de entalla en función de las variables geométricas de la entalla, obteniendo así un valor de  $K_t$  (concentrador de tensiones). Para cuantificar su efecto considerando el tipo de material, se utiliza un factor reducido de  $K_t$ , llamado  $K_f$ . Este factor  $K_f$  es comúnmente llamado factor de concentración de tensiones por fatiga, pero su aplicación se da también para casos estáticos. Así, la forma de considerar el material, se aborda usando un factor llamado factor de sensibilidad a la entalla  $q$ , que se define como:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

La sensibilidad a la entalla es entonces una forma de considerar la ductilidad del material en la concentración de tensiones. Así, cuando  $q = 0 \rightarrow K_f = 1$  y el material no tiene en absoluto

sensibilidad a la entalla. Este es el caso del material totalmente dúctil. Por otra parte, si  $q = 1 \rightarrow K_f = K_t$  y el material tiene sensibilidad completa a la entalla. Este es el caso de material “totalmente frágil”. Con esto se ve que cuando el material es dúctil se toma un factor  $K_f$ , que es un factor de  $K_t$  reducido por “ $q$ ”. Por otro lado, cuanto más frágil es el material, se aprecia que  $K_f$  tiende a  $K_t$  pues “ $q$ ” no se reduce tanto (igual a 1) dado que el material tiene más sensibilidad a la entalla. En los trabajos de análisis o diseño, se determina primero el valor de  $K_t$  a partir de la geometría de la pieza, y luego se halla el valor de “ $q$ ” (especificando el material).

**Deflexiones:** Antes de dar por terminado el cálculo siempre es conveniente verificar que la deformación que sufre el elemento en una sección determinada no supere el valor aconsejado según su utilización. Las deformaciones a acotar pueden ser angulares, producidas por la aplicación del momento torsor, o lineales como consecuencia de un momento flector.

El análisis de deflexión incluso en un solo punto de interés requiere información completa de la geometría de todo el eje. Por esta razón es deseable diseñar las dimensiones de las ubicaciones críticas para manejar los esfuerzos, y encontrar estimaciones razonables de todas las otras dimensiones, antes de realizar un análisis de deformación. La deflexión del eje, tanto lineal como angular, debe verificarse en los engranes y cojinetes. Las deflexiones permisibles dependerán de muchos factores. En el caso de interés para este trabajo la deflexión lineal del eje puede llevar a un mal funcionamiento de la hélice de la bomba y de los retenes del sistema.

## 1.6 - Selección de rodamientos

El primer paso en el proceso de selección de rodamientos es comprender y documentar:

- el rendimiento requerido.
- las condiciones de funcionamiento y los supuestos de ellas.
- cualquier otro requisito previo de la aplicación.

Una aplicación puede establecer diversos requisitos en la solución de rodamientos. Los factores habituales incluyen:

- la vida útil del rodamiento.
- la capacidad de velocidad y la capacidad para soportar los niveles de aceleración aplicados.
- la precisión de la posición radial y axial del eje.
- la capacidad para soportar bajas o altas temperaturas o gradientes de temperatura.
- los niveles de ruido y vibración generados.

La importancia relativa de estos factores de rendimiento puede influir en la naturaleza de los pasos que se deben seguir en el proceso de selección de rodamientos y análisis de la aplicación. Se deben evaluar las condiciones de funcionamiento con todos los detalles posibles. Los parámetros de funcionamiento más importantes son:

- la carga.

- la velocidad.
- la temperatura.
- el lubricante y la limpieza del lubricante.

Generalmente, estos se pueden determinar a partir del análisis físico y mecánico de la aplicación, o de la experiencia con aplicaciones similares. Las condiciones de funcionamiento varían, por lo general, con el tiempo, p. ej., en aplicaciones de velocidad variable o debido a cambios estacionales de temperatura o una mayor potencia de salida. El rango de la variación es importante. En algunos casos, ambos límites del rango pueden ser importantes, mientras que en otros, puede serlo solo el límite inferior o el superior.

SKF proporciona una tabla <sup>1</sup> que permite comprender la diferencia entre cada uno de los tipos de rodamientos y cuáles son sus principales características como por ejemplo, carga axial, radial y momento, desalineación soportada, uso como soporte fijo o móvil, alta duración, alta velocidad, entre otras.

El tamaño de un rodamiento debe asegurar que sea lo suficientemente fuerte como para ofrecer la vida útil requerida/esperada en las condiciones de funcionamiento definidas. Usualmente esto se define por la carga a la que el rodamiento se verá sometido o bien por el tamaño del eje.

Un rodamiento puede considerarse como un sistema de componentes, donde el rendimiento de cada componente contribuye con el rendimiento global y la vida útil del rodamiento. Existen varios aspectos a tener en cuenta para determinar por qué podría fallar un rodamiento, como lo son:

- La fatiga por contacto de rodadura (este es el aspecto principal que dicta la vida útil del rodamiento en la mayoría de las aplicaciones).
- La deformación permanente de los elementos rodantes y caminos de rodadura debido a cargas pesadas.
- Tipo o material de la jaula.
- Límite de velocidad de los labios de los sellos rozantes.
- Vida útil del lubricante.

Las condiciones de funcionamiento de la aplicación determinan cuál de estos factores influye en mayor medida en el rendimiento y la vida útil del rodamiento.

Hay aplicaciones en las que el tamaño del rodamiento se determina por factores diferentes de la carga que soporta. Un ejemplo puede ser el diámetro del eje, el cual puede que no se pueda disminuir y por lo tanto el rodamiento quede sobredimensionado. En estos casos el rodamiento se puede cargar ligeramente en relación con su tamaño y capacidad de carga. En los casos en que hay cargas muy ligeras, a menudo prevalecen los mecanismos de falla diferentes de la fatiga, como los daños de la jaula o los caminos de rodadura por adherencias y

---

<sup>1</sup> [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196805fd45c-1708-0021-EN---17000-w\\_tcm\\_12-291479.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196805fd45c-1708-0021-EN---17000-w_tcm_12-291479.pdf)

deslizamientos. La importancia de aplicar una carga mínima es mayor en aplicaciones sometidas a grandes aceleraciones, o arranques y paradas rápidos, y en las que las velocidades superan el 50% del límite de velocidad para el elemento en cuestión. Si no se pueden cumplir los requisitos de carga mínima, se puede considerar el uso de rodamientos con recubrimiento NoWear o la aplicación de una precarga.

Según el tipo de rodamiento, la precarga puede ser radial o axial. Por ejemplo, debido a su diseño, los rodamientos de rodillos cilíndricos de superprecisión solo pueden precargarse radialmente, mientras que los rodamientos de bolas de contacto angular o los rodamientos de rodillos cónicos solo pueden precargarse axialmente. La precarga suele hacerse con muelles y no solo mejora la vida útil sino el ruido en ciertas aplicaciones que así lo requieren.

Otros aspectos importantes para la vida útil de un rodamiento son los asientos de los rodamientos sobre ejes y en soportes, y los componentes que fijan un rodamiento axialmente. Los asientos de los rodamientos deben estar fabricados en función de las tolerancias geométricas y dimensionales adecuadas y sus superficies no deben tener ranuras, orificios ni otros defectos.

Las tolerancias dimensionales de los asientos de rodamientos vienen determinadas por el ajuste requerido. Los requisitos de precisión de la aplicación indicarán la clase de tolerancia que debe usarse para el rodamiento y, en consecuencia, la tolerancia de variación necesaria del asiento. A la hora de definir los ajustes deberán tenerse en cuenta las siguientes cuestiones:

- Condiciones de giro: Las condiciones de giro hacen referencia al movimiento relativo entre el aro del rodamiento y la carga que actúa sobre este.
- Magnitud de la carga: El aro de un rodamiento se deforma de manera proporcional a la carga. Para las cargas sobre el aro interior giratorio, esta deformación puede aflojar el ajuste de interferencia entre el aro interior y el eje, y hacer que el aro se deslice sobre el asiento del eje.
- Diferencias de temperatura: Las diferencias de temperatura pueden afectar por dilatación el ajuste previsto para el sistema.
- Requisitos de precisión en el sistema.
- Facilidad de montaje y desmontaje: Los ajustes flojos resultan beneficiosos para facilitar el montaje y desmontaje.

SKF proporciona recomendaciones para las tolerancias de los asientos del eje y del soporte, según cada caso de carga. Son válidas para aplicaciones estándares, pero no incluyen todos los detalles de una aplicación específica.

Las disposiciones de rodamientos incluyen, por lo general, un eje, rodamientos, soporte(s), lubricante, componentes relacionados y sellos. Los sellos son fundamentales para garantizar la limpieza del lubricante y la vida útil de los rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante dentro del rodamiento y los contaminantes fuera. Existen dos tipos posibles de sellado:

- **Placas de protección:** Entre la placa de protección y el aro interior, existe un pequeño intersticio. Los rodamientos equipados con placas de protección se utilizan cuando las condiciones de funcionamiento son relativamente limpias.
- **Sellos:** Los rodamientos con sellos son los preferidos para disposiciones en las que el nivel de contaminación es moderado. En los casos en que no se puede evitar la presencia de agua o humedad, normalmente se utilizan sellos rozantes (Figura 16).

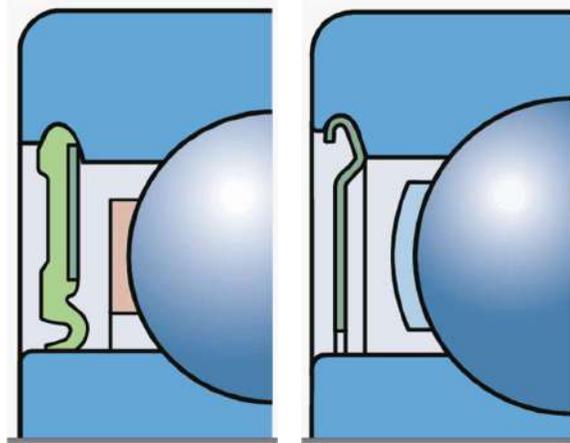


Figura 16. Tipos de sellos. A la izquierda sello rozante a la derecha placa de protección (SKF)

## 1.7 - Sistema de sellado

El objetivo de los sellos es evitar la pérdida de lubricante y la entrada de contaminantes en un entorno controlado. Existen diversos tipos de sellos básicos:

- sellos no rozantes
- sellos rozantes
- sellos estáticos

Los sellos radiales del eje no rozantes forman un intersticio estrecho entre el componente fijo y el giratorio. El intersticio puede disponerse de forma axial, radial o combinada. Los sellos no rozantes incluyen desde sellos simples de tipo intersticio hasta sellos laberínticos de múltiples piezas (Figura 17). Este tipo de sello se utiliza principalmente para las aplicaciones lubricadas con grasa que funcionan en entornos secos y sin polvo.

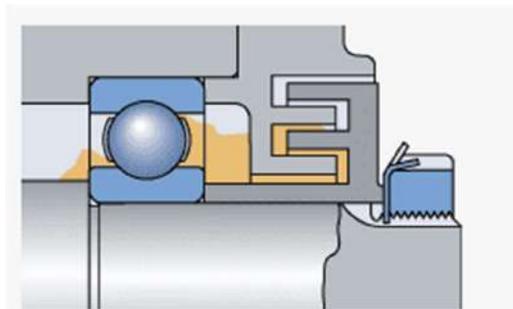


Figura 17. Sello no rozante, tipo laberinto. (SKF)

Los sellos que están en contacto con superficies deslizantes se denominan sellos rozantes y se utilizan para sellar tabiques entre componentes de la máquina que se mueven circunferencial o linealmente entre sí. El sello rozante más común es el sello radial del eje que se instala entre el componente fijo y el giratorio (Figura 18).

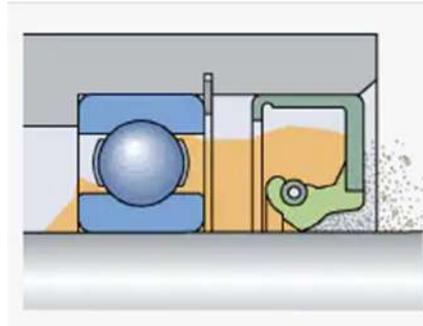


Figura 18. Sello rozante (SKF)

Los sellos entre superficies fijas se denominan sellos estáticos. Su eficacia depende de la deformación radial o axial de su sección transversal una vez instalados. Las juntas y juntas tóricas son ejemplos típicos de sellos estáticos (Figura 19).

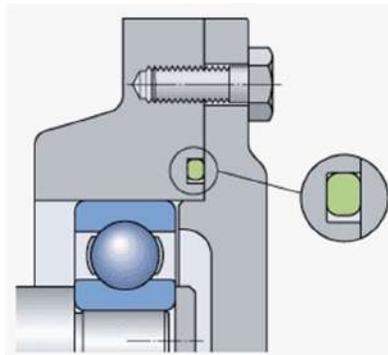


Figura 19. Junta tórica (SKF)

Los sellos radiales del eje son sellos rozantes. Estos componentes vienen listos para su montaje, y por lo general, constan de un refuerzo o una carcasa de metal, un cuerpo de caucho sintético, un labio del sello y un muelle toroidal. El labio del sello se encuentra contra el eje, presionado por el muelle toroidal. Según el material del sello y el medio que se debe retener y/o excluir, los materiales comúnmente usados para los sellos radiales del eje se pueden usar a temperaturas entre  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $-65\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) y  $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $390\text{ }^{\circ}\text{F}$ ).

La superficie de contacto del sello, que es la parte del eje que está en contacto con el labio del sello, es de vital importancia para la eficacia de sellado. La dureza de la superficie de contacto debe ser de, al menos, 45 HRC a una profundidad de 0,3 mm como mínimo. La textura superficial debe estar dentro de los valores orientativos de  $R_a$  (Rugosidad media superficial) = 0,2 a 0,5  $\mu\text{m}$ . (SKF) En aplicaciones con bajas velocidades, una buena lubricación y un nivel de contaminación mínimo, se puede aceptar una dureza menor. En el caso de la

lubricación con aceite, para evitar el efecto de bombeo inducido por las marcas helicoidales de rectificado, SKF recomienda usar el rectificado en profundidad para las superficies de contacto.

Si el propósito principal del sello radial del eje es evitar la pérdida de lubricante, entonces debe montarse con el labio hacia adentro. Si el propósito principal es evitar la entrada de contaminantes, el labio debe orientarse hacia afuera, en dirección contraria al rodamiento. (Figura 20)

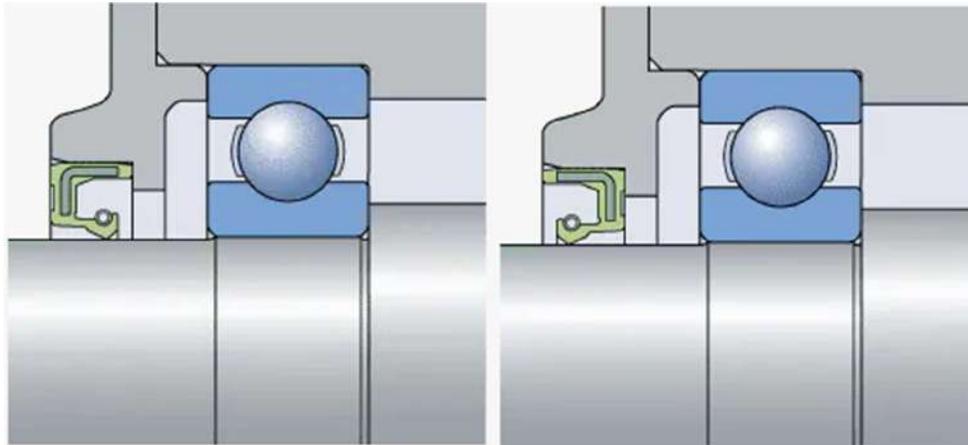


Figura 20. Izquierda, sello para evitar pérdida de grasa o lubricante. Derecha sello para evitar ingreso de contaminantes. (SKF)

Habiendo desarrollado los contenidos teóricos necesarios para comprender y analizar el diseño de los sistemas involucrados en la máquina enfriadora de langostinos, se procederá ahora con el diseño de la misma.

## 2 Diseño de Máquina

Como punto de partida en el diseño de la máquina se debe tomar el objetivo de la misma. Como ya se mencionó varias veces en el trabajo este es; disminuir la temperatura de langostinos de 12°C a 2°C de manera rápida y eficiente. El tiempo disponible para realizar el descenso de temperatura lo define el caudal de producto junto con el tamaño de la máquina. El tamaño general de la máquina influirá luego en cada uno de los siguientes puntos de diseño, como lo son:

1. Cantidad de salmuera a desplazar
2. Sistema de desplazamiento de salmuera (elevación y recirculación)
3. Sistemas de enfriamiento de salmuera

Todos estos aspectos serán abarcados en esta sección.

Las dimensiones generales de la máquina fueron determinadas principalmente por la cinta transportadora, la cual definirá el tiempo en máquina del producto. El proceso de descenso de temperatura se define por dos variables: 1) el tiempo disponible; y 2) La diferencia de temperatura entre el producto y la salmuera. Como ya se mencionó anteriormente, el producto ingresa estable a unos 12°C, mientras que la temperatura mínima de la salmuera está dada por la salinidad de la mezcla, la cual está limitada para proteger la calidad del producto. De esta manera, la temperatura de la salmuera no podrá descender por debajo de los -5°C. Dada esta diferencia de temperatura, se estimó un tiempo de descenso de aproximadamente 4 minutos. La cinta transportadora se acordó con el cliente de 1600 mm de ancho. El largo estará definido en función de la velocidad y el tiempo de permanencia del producto en máquina

La velocidad de la cinta será de 1,5 m/min, velocidad lenta pero acorde para una cinta transportadora con manipulación humana y carga manual.

Con estos valores se requerirá una zona estable de lluvia con recepción de fluido por batea (zona recta) de 6000 mm y un ancho mínimo de 1800 mm para asegurar que todo el producto esté bajo la lluvia. Esto, sumado a los dos semicírculos para ayudar a la recirculación de salmuera en la batea, nos da un largo total de la batea de 7800 mm x 1800 mm de ancho.

### 2.1 Cálculo de cantidad de salmuera a desplazar

Para el cálculo del caudal necesario a impulsar hacia las placas de distribución se procederá a realizar un cálculo teórico y uno experimental.

#### 2.1.1 Cálculo teórico

El cálculo teórico se basará en la ecuación de Bernoulli presentada en la sección 1-3, por lo que se escribirá la misma sin tener en cuenta las pérdidas ni las contracciones o deformaciones que puede sufrir el chorro de agua al atravesar los orificios de la placa de distribución. Además, ya que el agua se abastece constantemente, se considerará que el nivel de la misma es constante (Figura 21).

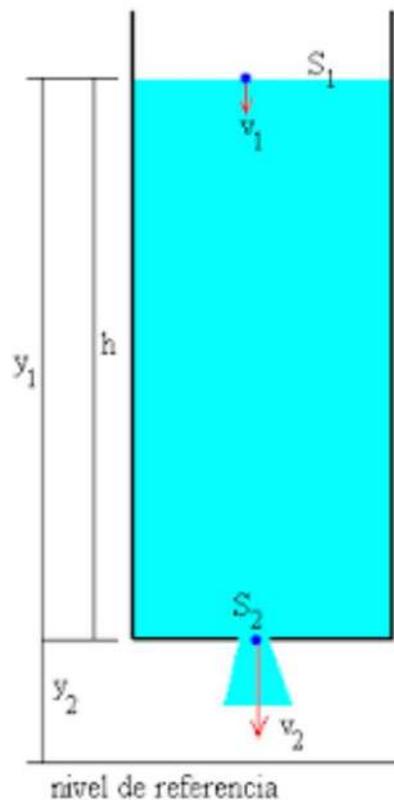


Figura 21. Ilustración del sistema

Si bien el agua está avanzando en dirección horizontal, no se tendrá en cuenta la velocidad horizontal del flujo por ser relativamente baja.

Por el contrario, la velocidad en el eje vertical “y” es pertinente en el estudio de este caso. “ $v_1$ ” se considera nula, ya que si bien existe un desagote, es la idea de este cálculo realizar el balance tal que se igualen el consumo y el aprovisionamiento del sistema. “ $v_2$ ” es la variable a calcular para poder obtener el caudal.

Por lo que la ecuación de Bernoulli quedará:

$$y_1 = y_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Luego:

$$v_2 = \sqrt{2g\Delta h}$$

$$Q = A_c v_2$$

Obtenemos finalmente:

$$Q = A_c \sqrt{2g\Delta h}$$

Siendo:

- $Q$  el caudal a través de un agujero de las placas.
- $A_c$  el área de un agujero de 7 mm de diámetro (Mismo diámetro utilizado en la máquina de referencia que permite un correcto funcionamiento).
- $g$  la aceleración de la gravedad.
- $\Delta h$  la diferencia de alturas. En este caso se trata de la altura de la columna de agua por sobre el agujero. Esta irá variando a medida que se avanza a lo largo de las placas de distribución. Para poder realizar el cálculo se midió en la máquina existente y se llegó a la conclusión que, en promedio, la altura es de 5 cm.

Con estos datos se obtiene que el caudal teórico por agujero es de:

$$Q = 0.1385 \frac{m^3}{h}$$

Las placas de distribución cuentan con un agujero cada 30 mm a lo ancho de la batea (52 agujeros en 1605 mm de ancho) e hileras de agujeros cada 35 mm (200 hileras en 7000 mm de largo) a lo largo de la misma, obteniendo un total de 10400 agujeros. (Los últimos 805 mm de largo se dejan libres para drenar la salmuera de los cajones)

Luego el caudal total que necesita desplazar la bomba es de:

$$Q = 0.1385 \frac{m^3}{h} \times 10400 = 1424.8 \frac{m^3}{h}$$

### 2.1.2 Cálculo experimental

En esta sección se presenta un cálculo experimental del caudal circulante, de forma tal de poder verificar el valor teórico obtenido en la sección anterior. El experimento consiste en el empleo de una batea que está cargada con agua al nivel de 5 cm, tal como se consideró para el cálculo teórico, a la que se le realizó mediante corte laser (por su buena precisión) un agujero de 7 mm de diámetro en el fondo.

Con este sistema preparado se procedió a cronometrar el tiempo necesario para que por el agujero caigan 500 ml de agua. El procedimiento es el siguiente:

1. Se coloca la batea sobre dos soportes tales que se pueda colocar el recipiente de volumen graduado por debajo (El recipiente se graduó a 500 ml utilizando una balanza) (Figura 22).Figura 22
2. Se tapa el agujero y se llena la batea con agua hasta una marca previamente hecha en la batea a 5 cm de altura.
3. Se destapa el agujero y mientras se mantiene el nivel de agua, vertiendo en la batea más líquido con una botella, se ingresa el recipiente graduado debajo del sumidero. Esto es así para evitar cualquier transitorio, es decir, el recipiente graduado comienza a llenarse con el flujo totalmente desarrollado.

4. Al momento de ingresar el recipiente se inicia el cronometro y se cronometra hasta llegar a la marca de 500 ml.



Figura 22. Setup de pruebas experimentales.

El procedimiento se llevó a cabo 30 veces para poder luego realizar un promedio de las 20 mejores mediciones descartando aquellas que a criterio del encargado de realizar las pruebas no son válidas por las siguientes causas:

- El nivel de agua en la batea no se mantuvo constante durante la prueba.
- Se perdió el agua del recipiente calibrado.
- El cronometro no se activó o frenó en el momento indicado.

Los resultados obtenidos en las pruebas se muestran en la Tabla 2.

Prueba N°	Tiempo [s]
1	14,69
2	15,11
3	14,89
4	14,95
5	14,75
6	15,03
7	15,17
8	14,96
9	14,88
10	15,02
11	14,76
12	14,81
13	15,12
14	14,87
15	14,93
16	15,06
17	14,98
18	14,77
19	14,68
20	14,96
<b>Promedio</b>	<b>14,92</b>

Tabla 2. Tiempos de descarga de agua.

Con este promedio de tiempo para un solo agujero llenando un recipiente de 500 ml obtenemos del siguiente valor de caudal:

$$Q = 0.1206 \frac{m^3}{h}$$

Obteniendo un valor para el total de agujeros de:

$$Q = 1254.733 \frac{m^3}{h}$$

La diferencia entre el cálculo teórico y el experimental en % es de:

$$100 - \frac{1254.733 \frac{m^3}{h}}{1424.8 \frac{m^3}{h}} \times 100 = 11.9\%$$

El valor del error obtenido es muy bueno debido a que en el cálculo teórico no se tiene en cuenta la contracción que sufre el desagote al pasar por el agujero y demás variables que podrían afectar tanto al cálculo teórico como al experimental.

De esta manera se adopta un caudal de diseño  $1400 \frac{m^3}{h}$ .

## 2.2 Selección de bomba

Para realizar el proceso de selección de una bomba se deberán tener en cuenta los siguientes datos:

- Tipo de fluido a impulsar
- Caudal necesario a la salida de la bomba
- Altura de elevación del fluido
- Restricciones de tamaño
- Tipo de alimentación

En este caso tenemos que elevar un alto caudal ( $1400 \frac{m^3}{h}$ ) con un diferencial de altura de 1,5 metros (Ver Figura 25). El fluido a elevar es salmuera, con características muy similares al agua de mar. El tipo de impulsión deberá ser mediante un motor eléctrico. Al momento de seleccionar una bomba, observando curvas de Q vs H de diferentes tipos de bombas es evidente que para las condiciones dadas en este caso se requiere de una bomba de tipo de flujo axial ya que estas son aptas para altos caudales pero no para presión de elevación alta.

Este tipo de bombas no es la de mayor uso comercial (como sí lo son la bombas centrifugas) pero para llegar a este caudal con una bomba centrifuga requeriríamos de una bomba muy grande y que trabajaría por fuera de su zona de rendimiento óptimo. Por este motivo se optó por diseñar una bomba de tipo axial. Con los datos obtenidos de caudal y altura de elevación se solicitó a un experto el diseño de una hélice apta para las condiciones dadas y a partir de esta se efectuó el diseño de un sistema de eje motriz, porta rodamientos y transmisión de potencia.

Las limitaciones para el diseño de la bomba son las siguientes:

- En cuanto al tamaño de la hélice, la misma debe caber dentro de la batea y debe impulsar el agua por una cañería, por lo que deberá tener un diámetro acotado.
- Ambiente corrosivo.
- Fluido con mucha suciedad.

Por otro lado las ventajas para este sistema son las siguientes:

- En este sistema no es necesario contar con holguras tan finas como con una bomba centrifuga por lo que las partículas en suspensión del fluido no serán un problema.
- Ya que el sistema es de diseño propio nos permite realizar correcciones sin necesidad de recurrir al cambio de bomba completa.

El fabricante y diseñador de la hélice propuso una hélice de 3 palas, de diámetro 12" con velocidad de giro de 1700 vueltas por minuto. A partir de esta propuesta se procedió a realizar el diseño de todo el sistema de transmisión de potencia hacia la hélice. La hélice está diseñada para ir dentro de una cañería de 12" de diámetro nominal.

### 2.2.1 Potencia necesaria

Habiendo definido el tipo de bomba para el diseño del sistema de transmisión se deberá tener en cuenta la potencia que será necesario transmitir al fluido para cumplir con los objetivos previstos. El cálculo se puede separar en dos, la potencia útil que es la que efectivamente se le aporta al fluido y la potencia total.

Para obtener esta última se debe tener en cuenta las pérdidas (ver sección 1.5 del Marco teórico). De cada una de estas se habló en el marco teórico por lo que no se profundizará en el concepto sino en el valor que adoptan para el cálculo.

La potencia útil (necesaria en ese caso) será igual a:

$$P_B = Q\rho gH_B$$

Siendo:

- $Q$ : caudal
- $\rho$ : densidad
- $g$ : gravedad
- $H$ : altura

En este caso la altura se obtiene de la ecuación de Bernoulli con pérdidas:

$$H_e + H_b + \frac{v_e^2}{2g} = H_s + H_l + \frac{v_s^2}{2g}$$

Para poder definir todas las variables del sistema nos ayudaremos con las Figura 23, Figura 24, 25 Y Figura 26 a continuación presentadas.

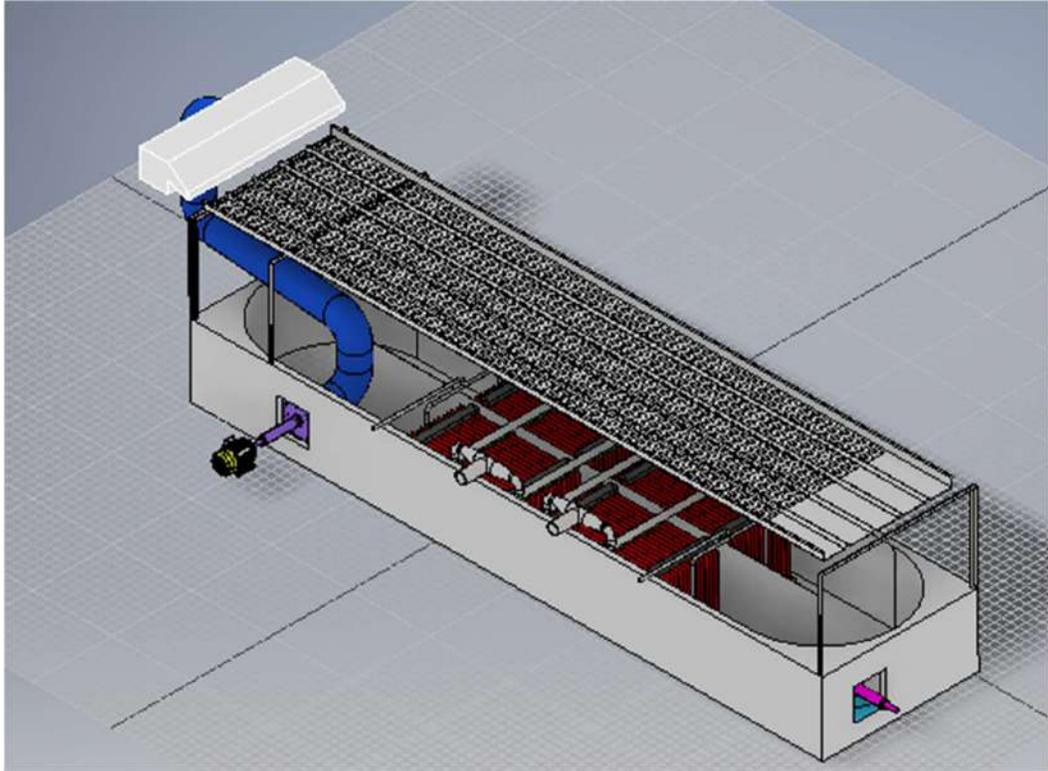


Figura 23. Bosquejo de la máquina, en azul cañería de sistema de distribución de salmuera.

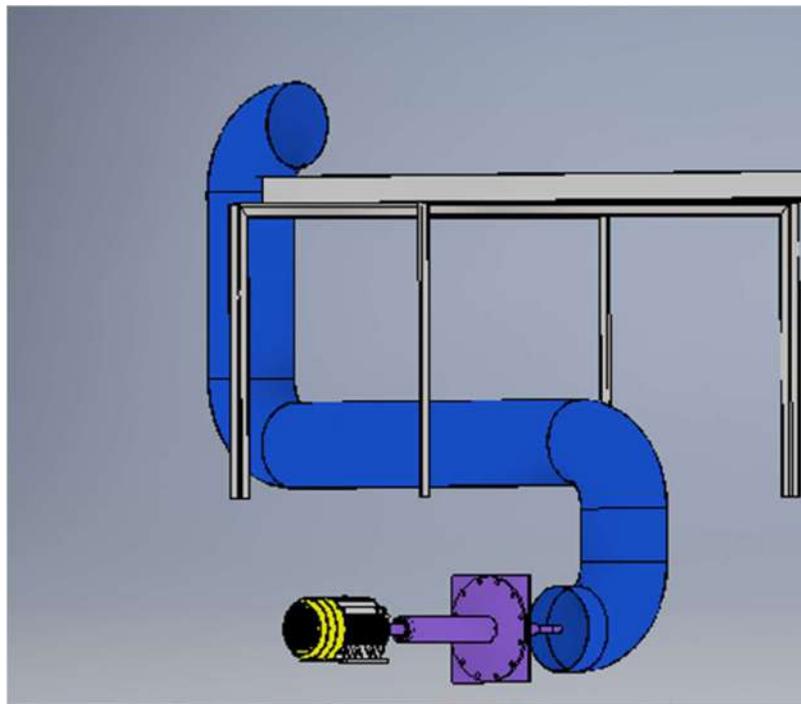


Figura 24. Detalle cañería elevación de salmuera.

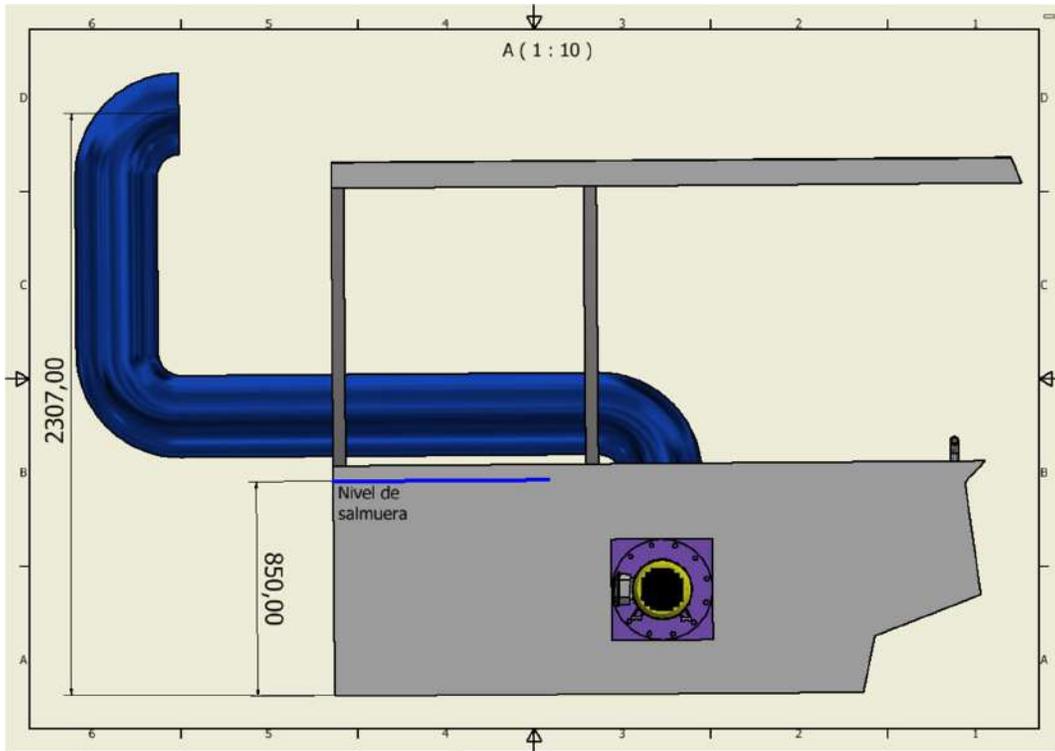


Figura 25. Alturas del sistema

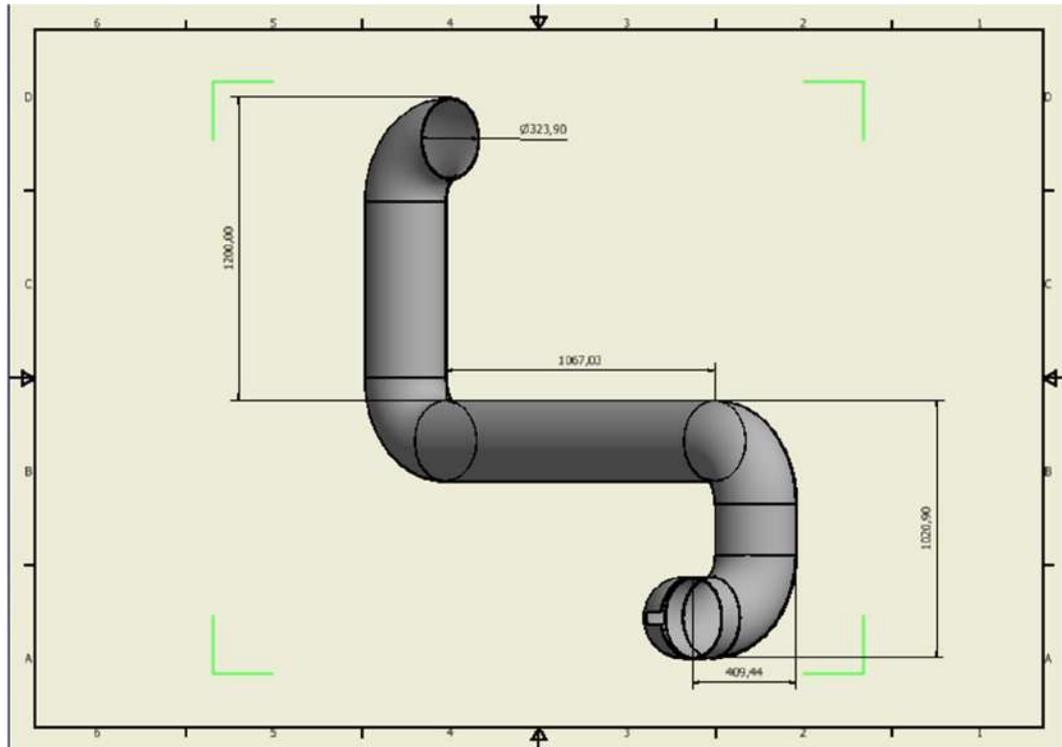


Figura 26. Plano cañería de salmuera. Fabricación tubo 12" x 3mm

Ubicando convenientemente el volumen de control sobre la superficie del líquido en la batea y el siguiente a la salida de tubo de distribución podemos decir que:

$$v_e = 0$$

$$v_s = \frac{Q}{Area_{tubo}} = \frac{0,38 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi(0,15895\text{m})^2} = 4,78 \text{ m/s}$$

$$H_b = H_s + \frac{v_s^2}{2g} - H_e + H_l$$

Quedando entonces por calcular  $H_l$ , valor asociado a las pérdidas de carga en el sistema expresadas en metros de columna de agua. Estas se definirán como pérdidas primarias dadas por el roce del fluido con la cañería y pérdidas secundarias debidas a los accesorios del sistema. Como ya se mencionó en la sección 1.5, las pérdidas primarias se calculan mediante la siguiente expresión:

$$H_{primarias} = f \frac{l v^2}{D 2g}$$

Siendo:

- f: factor de fricción
- l: longitud de la tubería

- D: diámetro de la tubería
- V: velocidad del fluido
- g: gravedad
- l/D: longitud equivalente

Para poder determinar el valor del coeficiente de fricción mediante el diagrama de Moody es necesario primeramente determinar la rugosidad superficial del tubo. En la Tabla 3 se presentan los valores de rugosidad para distintos materiales; como se puede observar, para el caso del acero comercial la rugosidad es de 0,045 mm. Este es el valor que se adoptará para los cálculos en este trabajo.

**Equivalent Roughness for New Pipes [From Moody (Ref. 7) and Colebrook (Ref. 8)]**

Pipe	Equivalent Roughness, $\epsilon$	
	Feet	Millimeters
Riveted steel	0.003–0.03	0.9–9.0
Concrete	0.001–0.01	0.3–3.0
Wood stave	0.0006–0.003	0.18–0.9
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.045
Drawn tubing	0.000005	0.0015
Plastic, glass	0.0 (smooth)	0.0 (smooth)

Tabla 3. Rugosidad superficial de los materiales. (Munson Okiishi Huebsch Rothmayer, 2013)

Por otro lado, el número de Reynolds se calcula a partir de los valores presentados en la Tabla 4.

Variable	Valor	Unidad
Diámetro	0,3179	m
$\rho$ densidad del fluido	1156	kg/ m <sup>3</sup>
V velocidad del fluido	4,78	m/s
$\mu$ viscosidad del fluido	0,00185	kg /m s
Re	1.424.281,36	

Tabla 4. Cálculo Reynolds

Con esta información se puede ingresar al diagrama de Moody y determinar el valor del coeficiente de fricción, tal como se indica en la Figura 27.

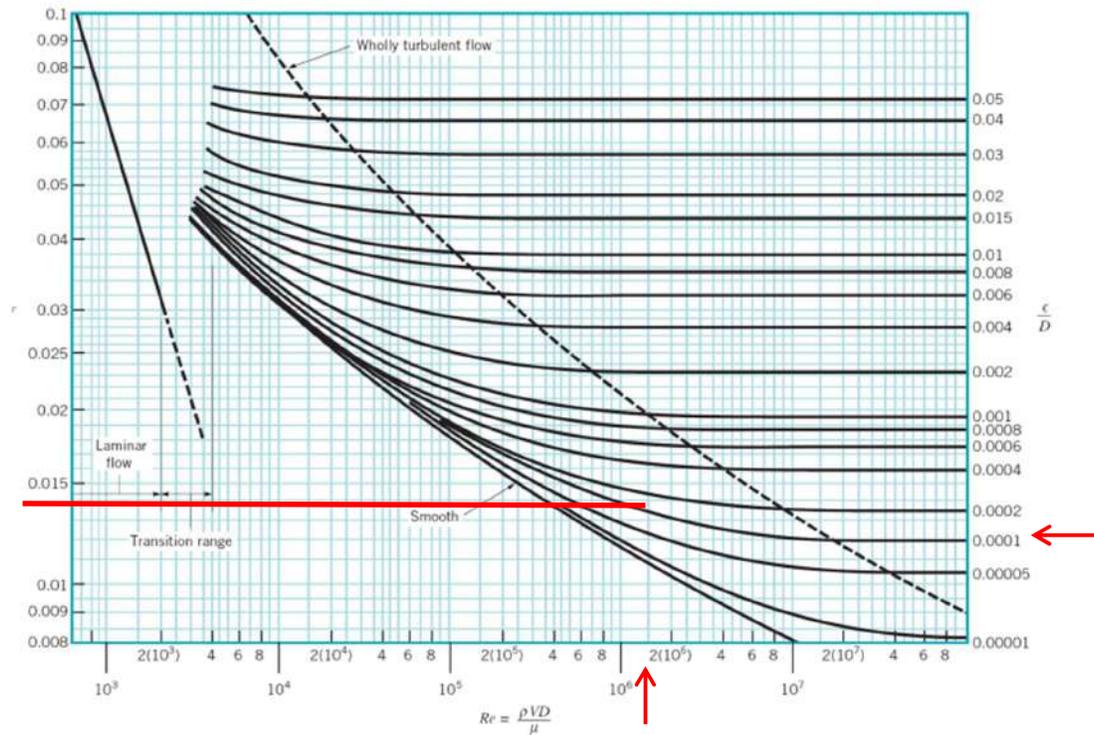


Figura 27. Diagrama de Moody

De esta manera, para el caso de estudio se obtiene un valor de factor de fricción  $f=0,0135$ .  
Por lo tanto:

$$H_{primarias} = 0,0135 \frac{3,69m (4,78 m/s)^2}{0,3179 \cdot 2 \times 9,8 m/s^2} = 0,18m$$

Para el caso de las pérdidas secundarias, se tienen en cuenta como accesorios los 4 codos que redireccionan el flujo de salmuera (ver Figura 26) y la entrada de la salmuera al sistema de bombeo. Las pérdidas secundarias se calculan de la siguiente manera:

$$H_{secundarias} = \frac{L_e}{D} \cdot f \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Siendo:

- $f$ : factor calculado del diagrama de Moody
- $v$ : velocidad del fluido
- $g$ : gravedad
- En este caso se utiliza un coeficiente de pérdida específico de cada accesorio expresado como una longitud equivalente sobre el diámetro  $\frac{L_e}{D}$ .

El valor de la longitud equivalente para los codos utilizados se toma a partir de la Figura 28, de donde se obtiene  $L_e/D = 20$ .

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería $L_e/D$
Válvula de globo —totalmente abierta	340
Válvula de ángulo —totalmente abierta	150
Válvula de compuerta —totalmente abierta	8
—abierta $\frac{3}{4}$	35
—abierta $\frac{1}{2}$	160
—abierta $\frac{1}{4}$	900
Válvula de retención —tipo oscilante	100
Válvula de retención —tipo bola	150
Válvula de mariposa —totalmente abierta, 2-8 in	45
—10-14 in	35
—16-24 in	25
Válvula de pie —tipo disco de vástago	420
Válvula de pie —tipo disco de bisagras	75
Codo estándar de 90°	30
Codo de 90° y radio largo	20
Codo de 90° para calle	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de 45° para calle	26
Doblez de retorno cerrado	50
Te estándar —con flujo por la línea principal	20
—con flujo por la ramificación	60

Figura 28. Valores de longitud equivalente para accesorios. (fluidos, 2023)

Para el caso de las pérdidas de entrada se utiliza el sistema referenciado en la Figura 29:

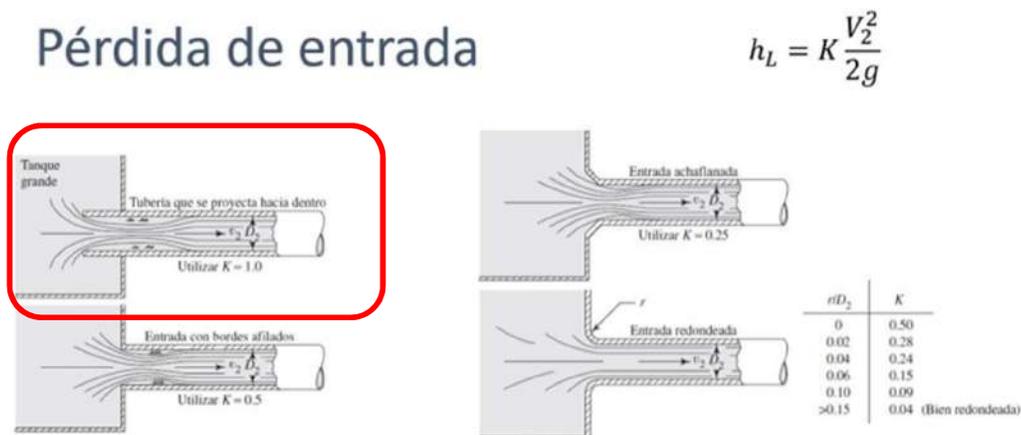


Figura 29. Perdidas de entrada. (fluidos, 2023)

De esta manera, el valor de las pérdidas secundarias será:

$$H_{secundarias} = (4 * 20 * 0,0135 + 1) \frac{\left(\frac{4,78m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}} = 2,42m$$

Habiendo obtenido las pérdidas primarias y secundarias podemos calcular la altura equivalente para el cálculo de potencia de bomba:

$$H_b = H_s(2,3m) + \frac{\left(\frac{4,78m}{s}\right)^2}{2 * 9,8 \frac{m}{s^2}} - H_e(0,85m) + H_{prim}(0,18m) + H_{sec}(2,42m) = 5,21 m$$

Recordamos entonces que la potencia útil de la bomba será:

$$P_B = Q\rho gH_B$$

- $Q = 1400 \frac{m^3}{h} = 0,38 \frac{m^3}{s}$
- $\rho = 1159 \frac{kg}{m^3}$
- $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$
- $H_b = 5,21 m$

Obteniendo entonces:

$$P_B = 0,38 \frac{m^3}{s} * 1159 \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 5,21 m = 22487 kg \frac{m^2}{s^3} = 22,5kW$$

Dado que la bomba será de diseño propio no existen datos precisos sobre los rendimientos más que el asociado a las pérdidas eléctricas (dato del motor) por lo que se decidió investigar valores de rendimiento mecánico e hidráulico de bombas similares y se llegó a las siguientes conclusiones:

- Para el rendimiento hidráulico, dado que se le darán huelgos holgados a los alojamientos de la hélice y que los tratamientos superficiales no son más que los que se proveen en el caño, se utilizará un rendimiento de 0.85 (el cual se puede considerar bajo en promedio).
- Para el caso del rendimiento mecánico, ya que el motor se coloca de forma directa acoplada al eje y que el sistema es relativamente sencillo, se optará por un rendimiento alto, de 0.99.
- En cuanto al motor eléctrico el mismo cuenta con una eficiencia del 93,5%

De esta manera la potencia total necesaria es de:

$$P_{motor} = P_B / \text{rendimientos} = 28,6kW$$

Se procede entonces a la selección del motor. Este será de alimentación trifásica, con buena protección anticorrosiva en su carcasa y de 4 polos para obtener velocidad síncrona de 1800 rpm.

En la marca WEG el producto que cumple con estas características es el que se presenta en la Figura 30.

Multimontaje IE3 30 kW 4P 200M/L 3F 400-460 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T

Producto: 15635718

[VISIÓN GENERAL](#)
[DETALLES DEL PRODUCTO](#)
[SOBRE EL PRODUCTO](#)
[CENTRO DE DESCARGAS](#)
[GENERAR DOCUMENTOS](#)



El motor W21 Multimontaje posee carcasa de aluminio y patas removibles. Este motor es capaz de suministrar gran flexibilidad y facilidad en el cambio de configuración, sin necesidad de mecanizado o modificaciones adicionales. Su caja de conexión puede ser rotada de 90 en 90 grados, permitiendo la conexión de los cables del motor en cualquier lado. Además de eso, estos motores son totalmente intercambiables con los motores de hierro fundido.

**Resumen de las características técnicas**

Norma	IEC 60034-1	Potencia	30 kW
Frecuencia	60 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	400-460 V	Brida	Sin
Numero de polos	4	Forma constructiva	B3T
Grado de protección	IP55	Caja de conexión <sup>1</sup>	Superior
Rotación sincrona	1800 rpm	Refrigeración	IC411 - TEFC

Figura 30. Motor de impulsión de la bomba

Las características de este motor se muestran en la Figura 31.

Motores Eléctricos

Carcasa	200M/L	Momento de inercia (J)	0.3469 kgm <sup>2</sup>
Potencia	30 kW (40 HP)	Categoría	N
Numero de polos	4	Clase de aislamiento	F
Frecuencia	60 Hz	Factor de servicio	1.15
Rotación nominal	1775 rpm	Elevación de temperatura	80 K
Resbalamiento	1.39 %	Ciclo de servicio	S1
Tensión nominal	400 V	Método de partida	Partida directa
Corriente nominal	54.8 A	Temperatura ambiente	-20°C hasta +50°C
Corriente de arranque	389 A	Altitud	1000 m
Ip/In	7.1	Grado de protección	IP55
Corriente en vacío	22.1 A	Refrigeración	IC411 - TEFC
Torque nominal	16.5 kgfm	Forma constructiva	B3T
Torque de arranque	229 %	Dirección de rotación <sup>1</sup>	Ambos
Torque máximo	270 %	Nivel de ruido <sup>2</sup>	66.0 dB(A)

Figura 31. Características motor seleccionado.

## 2.3 Diseño de bomba

En esta etapa se procederá a realizar el diseño de todos los componentes necesarios para transmitir potencia a la hélice. Estos son:

- Un eje propulsor que permita ubicar la hélice en el lugar más propicio dentro de la batea para su buen funcionamiento.
- Un manguito de soporte que permita vincular el sistema de propulsión de agua a la batea y a la vez soportar el eje con sus rodamientos.

### 2.3.1 Diseño de Eje

Para realizar el diseño del eje propulsor de la bomba de agua del tipo axial es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Las solicitaciones en condiciones de uso del mismo. Estas estarán dadas por las fuerzas que se producen al impulsar el caudal de salmuera y se verán afectadas por las disposiciones de los rodamientos (Apoyos).
- Los requerimientos de forma. Estos son:
  - El largo total del mismo para que la hélice quede ubicada correctamente dentro de la batea.
  - Los chaveteros para la transmisión de potencia a la hélice.
  - La conicidad necesaria para el encastre de la hélice en el eje.
  - La rosca para el apriete de la hélice.
  - Chavetero para manguito de transmisión de potencia.

### 2.3.2 Solicitaciones en condiciones de uso

Al tratarse de una bomba de tipo de flujo axial la mayor carga que deberá soportar el eje será en este sentido. Para obtener el valor de la fuerza que atraviesa el eje en la dirección principal del mismo se procederá calculando el impulso que produce el desplazamiento del caudal de salmuera, ya que el mismo será igual a la fuerza que atraviesa el eje (en esa dirección) por principio de acción y reacción.

Por el teorema del impulso o conservación de la cantidad de movimiento sabemos que,

$$F = \rho \cdot \int v_2 dQ - \int v_1 dQ$$

Ahora, el caudal que ingresa a la bomba será igual al que sale de la misma y tomando un volumen de control tal que:

- La velocidad de entrada pueda considerarse 0 ya que es el caso más desfavorable.
- La velocidad de salida está dada por el caudal de la bomba y el diámetro del caño de salida.

Obtenemos:

$$F = \rho \cdot Q \Delta v$$

Operando y teniendo en cuenta las consideraciones antes mencionadas, se obtiene:

$$F = \rho \cdot Q \cdot \frac{Q}{A}$$

Con:

$$\rho = 1156 \text{ kg/m}^3 \text{ (Densidad de la salmuera al 15% a } 0^\circ\text{C)}$$

$$Q = 1400 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0.39 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{ (Caudal máximo posible según fabricante de la hélice)}$$

$$A = \pi r^2 = 0.075 \text{ m}^2 \text{ (Área del tubo de salida de la bomba)}$$

$$\text{Se obtiene entonces con estos valores una fuerza } F = 2344 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ (N)}$$

También se verá involucrada en este mismo sentido la fuerza debido a la diferencia de presión antes y después de la hélice de la bomba. La misma en este caso se considera de mucha menor magnitud a la fuerza debido a la variación de cantidad de movimiento por lo que solo se considera en el factor de riesgo del cálculo.

Como mencionamos antes, este es un cálculo aproximado por lo que se tomara un factor de riesgo de 2. Obteniendo así una fuerza total de 4650 N.

Por otro lado tendremos una fuerza del tipo radial provocada por el mismo peso de la hélice. El mismo es de 6 kg por lo que tenemos una fuerza de 60 N.

### 2.3.2 Ubicación de componentes

Habiendo definido las solicitaciones el siguiente paso es ubicar los componentes y sus esfuerzos asociados en la línea del eje. Para eso hay que tener en cuenta varios aspectos y sus posibles soluciones asociadas.

Lo principal a ubicar en este caso es la hélice, razón de ser de este eje. La misma estará ubicada a 250 mm de la pared lateral de la batea y se ubicará dentro de la cañería de elevación de líquido.

Debido a que la misma se encuentra sumergida en salmuera, tenemos dos opciones para sus apoyos:

1. Colocar un rodamiento y sello en un manguito de soporte exterior a la batea y un buje que soporte la corrosión, dentro de la batea, inmerso en la salmuera en el otro extremo del eje.
2. Colocar 2 rodamientos y un sello en el manguito exterior a la batea. En esta configuración la hélice y por lo tanto todas las cargas quedan en voladizo. Esto implica aumentar la longitud del manguito debido a que en el mismo se ubican dos rodamientos, y al estar la carga en voladizo será necesario separar los mismos.

La segunda opción permite aumentar la vida útil del conjunto ya que se evita el uso del buje en condiciones de funcionamiento desfavorables. Además esta opción asegura que la alineación del conjunto sea más precisa pudiendo evitar problemas con el sello y posibles derrames de salmuera que disminuirían drásticamente la durabilidad de los rodamientos. Teniendo en cuenta lo expuesto, la opción 2 es la que se va a utilizar en este diseño, quedando los apoyos y las fuerzas como se muestra en el siguiente diagrama (Figura 32).

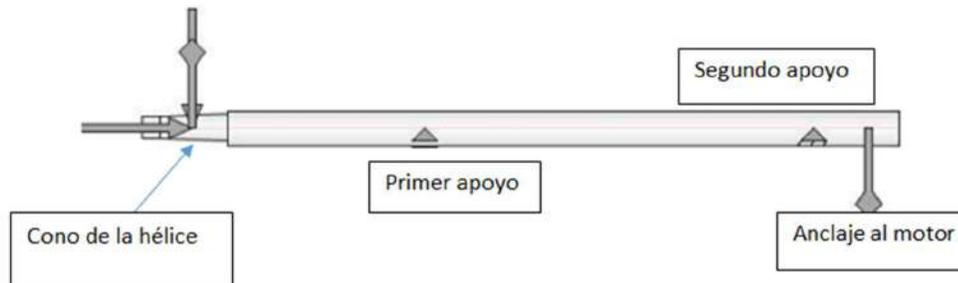


Figura 32. Lay out eje de bomba

Con estos datos se procede a utilizar el programa INVENTOR de la conocida plataforma de Autodesk para desarrollar los primeros cálculos del eje.

### 2.3.3 Cálculo de solicitaciones

En el cono de la hélice se encuentra la carga por el peso, la fuerza axial de la misma y el par torsor de reacción. En el otro extremo, en el anclaje del motor está el par torsor generado por el motor.

En el siguiente cuadro vemos las solicitaciones que deberán soportar los apoyos del eje, con esta configuración de cargas (Tabla 5).

Soportes

Índice	Tipo	Ubicación	Fuerza de reacción				Elasticidad	Tipo	Flexión			Ángulo de flexión
			Y	X	Tamaño	Dirección			Fuerza axial	Y	X	
1	Fijo	410 mm	173,157 N	173,157 N		4650,000 N		Usuario	0,000 µm	0,000 µm		0,01 gr
2	Libre	858,5 mm	-18,753 N	18,753 N	180,00 gr			Usuario	-0,000 µm	0,000 µm	180,00 gr	0,00 gr

Tabla 5 Reacciones en los apoyos

En este primer paso se estimó una geometría del eje sin resaltos para obtener una aproximación al diámetro. A la hora de diseñar el eje final se ha de tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Apoyo de rodamientos.
- Ranura para anillos segger.
- Armado, desarmado y mantenimiento del sistema.

- Chavetas para transmisión de potencia.

Teniendo en cuenta todos estos aspectos, se modifica la geometría del eje y se procede a realizar nuevamente los cálculos sobre el mismo. Las fuerzas externas que actúan sobre este se mantienen idénticas al primer caso tanto en posición como en magnitud. La geometría general y las dimensiones que se adoptan para el eje se presentan en la Figura 33 y Figura 34.

▣ Vista preliminar

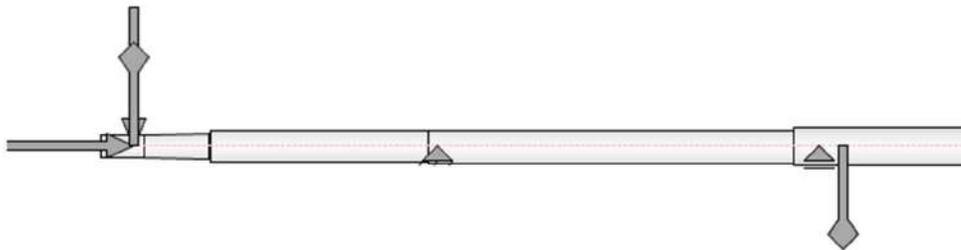


Figura 33. Vista de eje final.

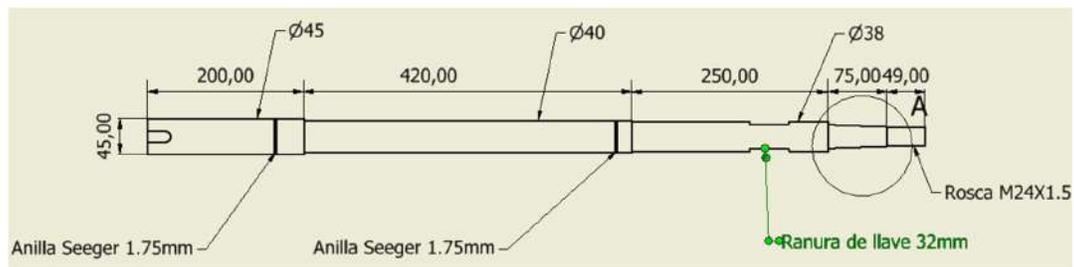


Figura 34. Plano eje

Utilizando la plataforma antes mencionada, con las mismas cargas de la Tabla 5 se procede a obtener el gráfico de momento flector, y tensiones (Figura 35. Momento flector a Figura 38).

☐ Momento flector

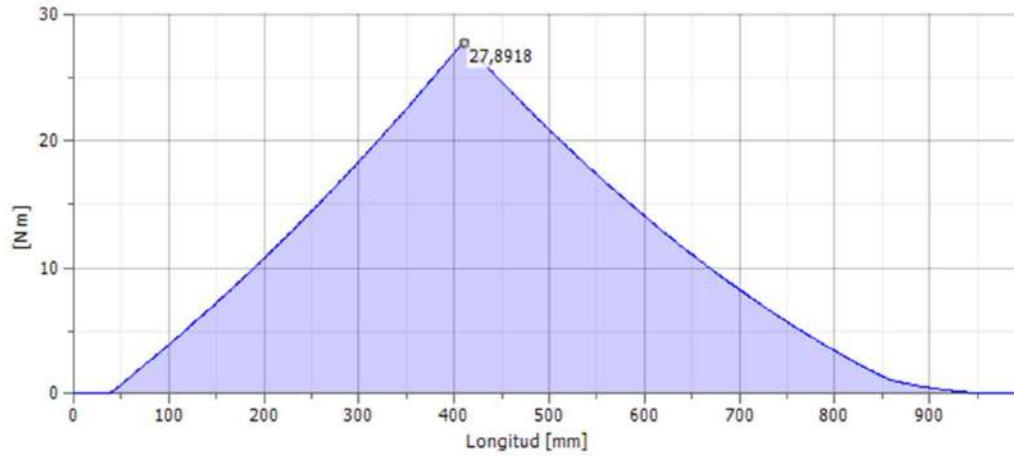


Figura 35. Momento flector

☐ Tensión de plegado

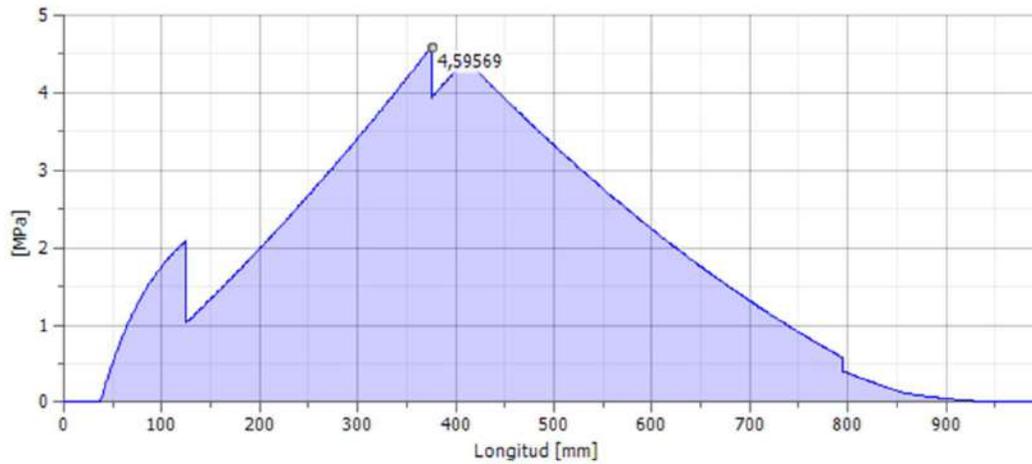


Figura 36. Tensión de plegado

☐ Tensión de torsión

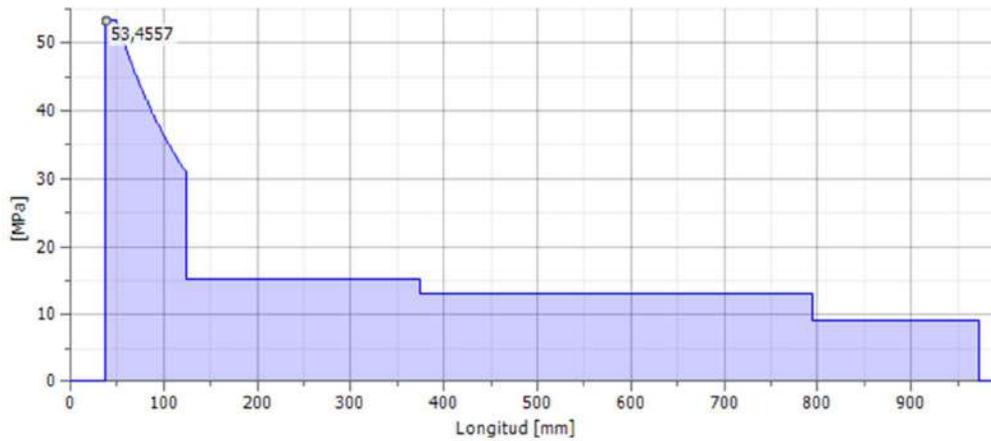


Figura 37. Tensión de torsión

☐ Tensión

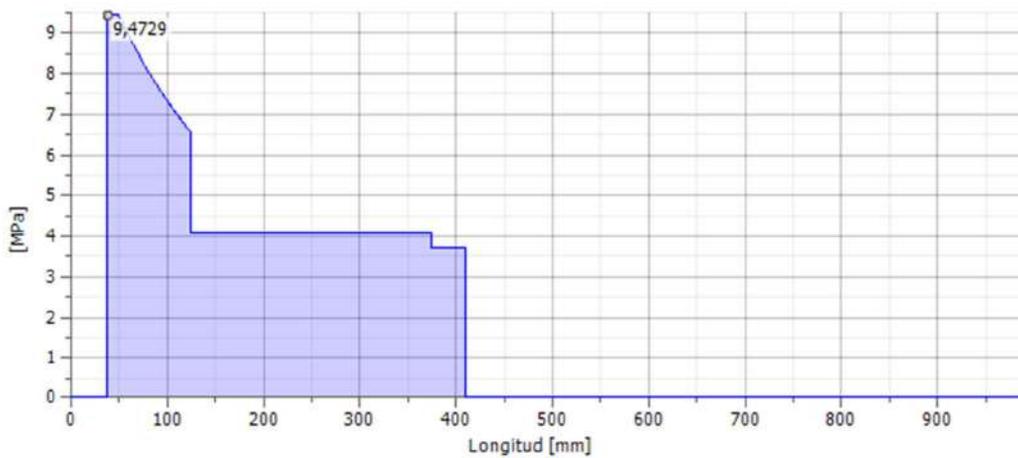


Figura 38. Tensión axial

Por último, se obtuvo la tensión reducida (Figura 39) de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_T)^2 + \alpha * (\tau^2 + \tau_S^2)}$$

Dónde:

- $\sigma_b$ : tensión de plegado
- $\sigma_c$ : tensión (compresión)

- $\tau$ : tensión de torsión
- $\tau_s$ : tensión de corte
- $\alpha = 4$  para Tresca-Guest

☐ Tensión reducida

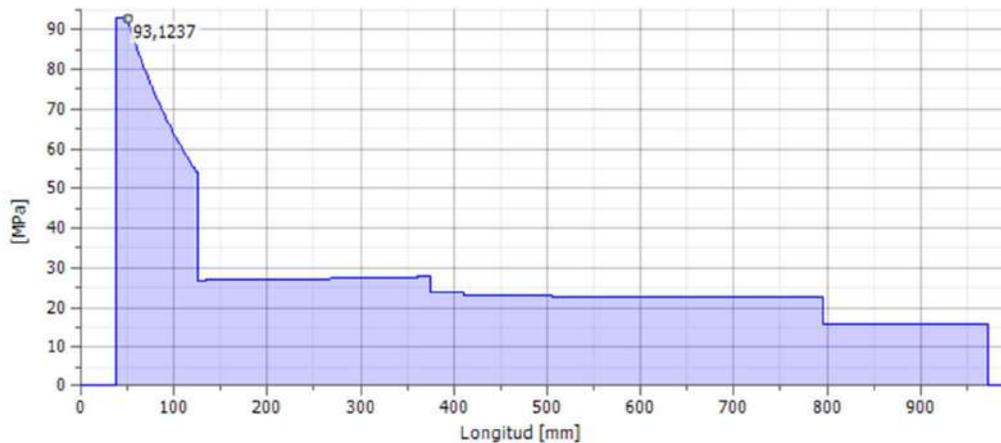


Figura 39. Tensión reducida

El pico de tensión se ubica en la punta del eje lado hélice dado que en este punto tenemos el menor diámetro y la mayor fuerza de compresión.

Habiendo obtenido estos valores, se comprueba que para un cálculo del tipo estático el eje soporta holgadamente los esfuerzos a los que se le someterá. Sin embargo, aún no podemos asegurar la integridad del eje ya que estos son tan solo cálculos estáticos y no se está teniendo en cuenta dos actores principales en el diseño de ejes como son: la fatiga y los concentradores de tensiones.

### 2.3.4 Cálculo a la fatiga

Se desarrolla un cálculo basándose en la teoría de SODERBERG la cual se mencionó en el marco teórico. Además, se obtiene de bibliografía los valores de concentración de tensiones adecuados para este tipo de cálculo. (Shigley, 2008)

En este caso se presenta un eje sometido a un par torsor constante y flexión alternativa (peso de la hélice). El esfuerzo axial no se tiene en cuenta para el cálculo de fatiga, ya que como se comentó en el marco teórico este genera un estado compresivo en la pieza que evita la generación de fisuras.

Teniendo la geometría del eje y las cargas que en él se aplican podemos proceder a realizar el cálculo del diámetro mínimo necesario para el mismo y así comprobar que el diámetro seleccionado es el correcto.

Según la teoría de Soderberg, el cálculo se realiza de la siguiente manera:

$$d = \sqrt[3]{32^s / \pi \sqrt{(M_t / \sigma_f)^2 + (K_f * M_f / \sigma_{wc})^2}}$$

(FI-UNMDP, 2018)

Donde:

- d = diámetro mínimo necesario de la sección analizada (cm).
- s = coeficiente de seguridad adoptado.
- $M_t$  = momento torsor actuante en la sección analizada (kg cm).
- $\sigma_f$  = tensión de fluencia del acero adoptado (kg/cm<sup>2</sup>).
- $K_f$  = concentrador de tensiones, que tiene en cuenta la discontinuidad, el material y el tipo de esfuerzo.
- $M_f$  = momento flector resultante en la sección analizada (kg cm).
- $\sigma_{wc} = \sigma_w \cdot C_s \cdot C_t \cdot C_c$  límite de fatiga corregido (kg/cm<sup>2</sup>). Siendo  $\sigma_w$  tensión de rotura por fatiga ó tensión de Wöhler, que vale con suficiente aproximación  $\sigma_w = 0,5\sigma_{rot}$ . Por otro lado,  $C_s$  es el factor de superficie,  $C_t$  es el factor de tamaño y  $C_c$  es el factor de confiabilidad.

Por otro lado, a partir de la Tabla 6 se obtendrán las propiedades mecánicas típicas del material utilizado, el cual es acero inoxidable 304:

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales\* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. [editores en jefe]. *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					
			Fluencia $S_y$ MPa (kpsi)	Última $S_u$ MPa (kpsi)	A la fractura, $\sigma_u$ MPa (kpsi)	Coficiente $\sigma_u$ MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura $\epsilon_f$
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) <sup>†</sup>	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) <sup>†</sup>	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) <sup>†</sup>	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) <sup>†</sup>	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) <sup>†</sup>	0.048	0.43
303	Acero Inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) <sup>†</sup>	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero Inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) <sup>†</sup>	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) <sup>†</sup>	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) <sup>†</sup>	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) <sup>†</sup>	882 (128)	0.13	0.18

\*Los valores se tomaron de una o dos caladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de campo. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.  
<sup>†</sup>Valor derivado.

Tabla 6. Propiedades mecánicas del acero a utilizar (Shigley, 2008)

Obteniendo que:

- La tensión de fluencia del acero inoxidable 304 es de 276 Mpa
- La tensión de rotura del acero inoxidable 304 es 568 Mpa

Por lo tanto para obtener el valor de  $\sigma_{wc}$  deberemos definir el valor de los 3 factores.  
El factor de superficie  $C_s$  se define como:

$$C_s = a\sigma_{rot}^b$$

Siendo a y b factores dependientes del acabado superficial que se definen en la Tabla 7. Factores de acabado superficial).

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

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

Tabla 7. Factores de acabado superficial (Shigley, 2008)

En este caso el valor obtenido será igual a:

$$C_s = 1,58 \cdot 560^{-0,085} = 0,92$$

Para el caso del factor de tamaño  $C_t$ , se obtiene de la Tabla 8:

7,6mm < d < 50mm ..... $C_T = 0,85$	d > 50mm ..... $C_T = 0,75$
-------------------------------------	-----------------------------

Tabla 8. Factor de tamaño (FI-UNMDP, 2018)

Por lo que

$$C_t = 0,85$$

El factor de confiabilidad  $C_c$  se adopta con un valor de 0,81 de acuerdo a lo especificado en la Tabla 9:

Confiabilidad deseada	$C_c$
0,50	1
0,90	0,90
<b>0,99</b>	<b>0,81</b>
0,999	0,75
0,999 999 999	0,52

Tabla 9. Factor de confiabilidad (FI-UNMDP, 2018)

Habiendo obtenido los valores de los diferentes factores se procede al cálculo de  $\sigma_{wc}$ :

$$\sigma_{wc} = 284 * 0,92 * 0,85 * 0,81 = 179 \text{ Mpa}$$

Posteriormente se adopta un coeficiente de seguridad  $S = 3$  recomendado en la bibliografía para las condiciones dadas.

Por último, se obtendrá el valor del concentrador de tensiones,  $K_t$ . Ya que el eje cuenta con diferentes medidas, se deberá verificar en los sectores más críticos que el diámetro adoptado para el diseño es el indicado. Existe una zona en el modelo la cual es la más expuesta a fallar por fatiga dadas las condiciones de tensión. Esta es la zona indicada en la Figura 40:

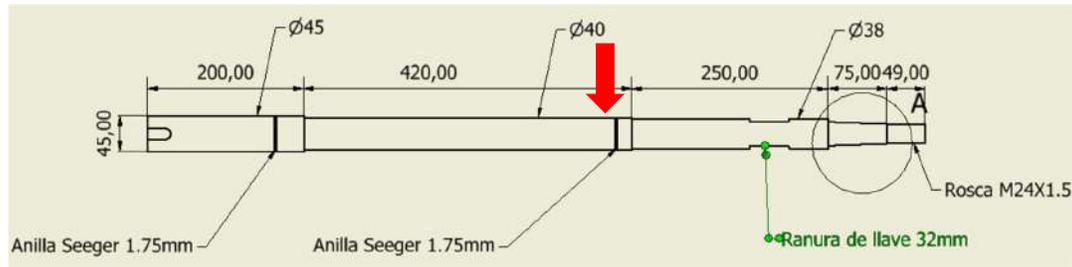


Figura 40. Medidas del eje

En este punto la tensión de plegado es máxima y existen dos concentradores de tensión como los son el anillo seeger y el cambio de diámetro. Por lo que el cálculo se concentrará en esta zona.

Los valores de concentración de tensiones se obtienen a partir de las Figura 41 y Figura 423. En la Figura 41 observamos los valores de concentrador de tensión para un escalón con diferentes radios de acuerdo y en la Figura 43 para el caso de una ranura de fondo plano.

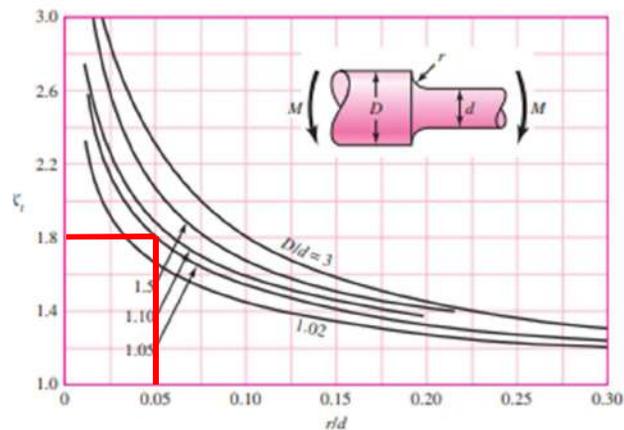


Figura 41.  $K_t$  para escalón en eje redondo (Shigley, 2008)

En este caso:

- $D/d = 40\text{mm}/38\text{mm} = 1,05$

- $r=2\text{mm}$  por lo que  $r/d=0,05$

Se obtiene así un  $K_t$  (por el escalón) de 1.8.

Para el caso del anillo segger en la Figura 42 se observa el detalle de sus medidas:

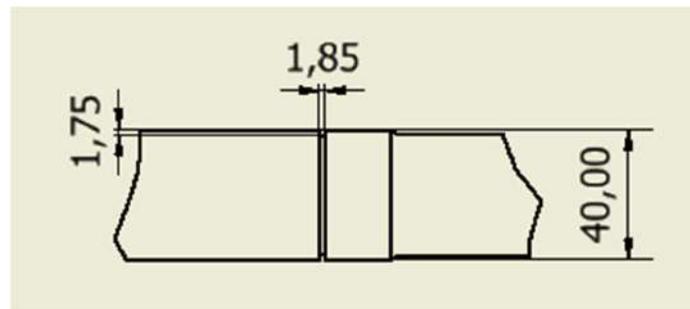


Figura 42. Detalle anillo segger eje de bomba

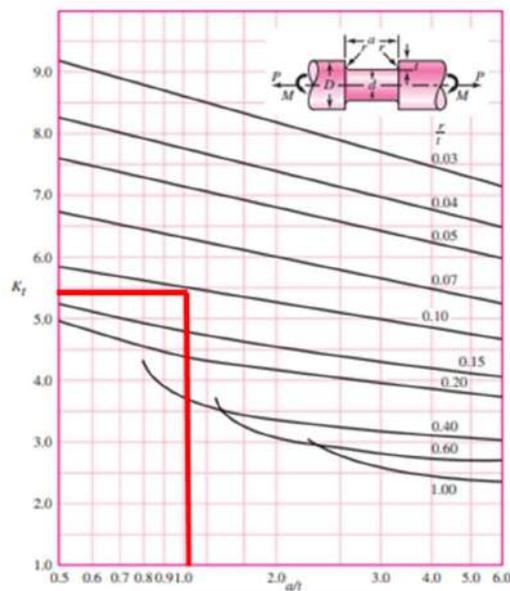


Figura 43.  $K_t$  ranura de fondo plano. (Shigley, 2008)

Como se observa del detalle de la Figura 42:

- $r=0,2$  por lo tanto  $r/t=0,1$
- $a/t=1,05$

Se obtiene así un  $K_t$  (anillo segger) de 5,5.

Para este caso se puede utilizar el  $K_t=K_f$  ya que los valores de  $q$  (sensibilidad a la muesca) para un acero inoxidable con radios de muesca grandes no se alejan de la unidad. Luego:

$$K_f = K_t = 5,5 * 1,8 = 9,9$$

En la Tabla 10 se da un resumen de todas las variables y el valor del diámetro mínimo en cm. El momento torsor se obtiene de la Figura 30 y Figura 31 (Curva del motor seleccionado para la bomba). El momento flector se obtiene de la Figura 35 de esta sección.

Variable	Valor	Unidades
s	3	
Mt	1650	kgcm
$\sigma_f$	2814	kg/cm <sup>2</sup>
kf	9,9	
Mf	284,4	kgcm
$\sigma_{wc}$	1825	kg/cm <sup>2</sup>
<b>Diametro</b>	<b>3,69</b>	<b>cm</b>

Tabla 10. Calculo del diámetro mínimo.

Como se observa en la Tabla 10, el valor mínimo calculado para esta sección es de 37 mm, mientras que el diámetro de diseño adoptado es de 40 mm. Por lo tanto, se puede asegurar la vida a la fatiga del eje.

### 2.3.5 Carga de pandeo critica

Dado que el eje es una sección esbelta y con carga mayoritaria axial se debe realizar la comprobación de la carga critica de pandeo. Para eso se utilizara la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 E A k^2}{L^2}$$

Siendo:

- E: Modulo de Young del material: 193000  $N/mm^2$
- L: Longitud = 325mm
- A: Area del eje = 1134.1  $mm^2$
- K: radio de giro: 0,25 Diametro =9,5mm
- C: Constante que depende de las condiciones de los extremos.

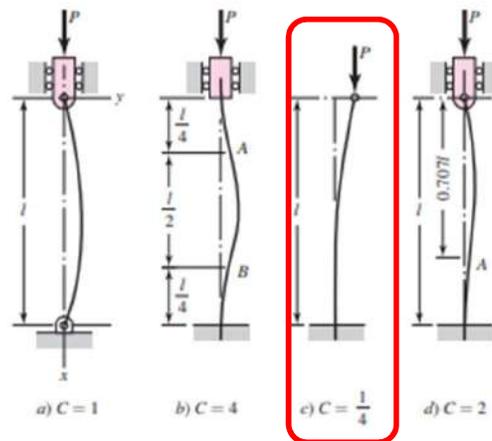


Figura 44. Constante C, carga crítica de pandeo. (Shigley, 2008)

Procediendo a realizar el cálculo:

$$P_{cr} = \frac{\frac{1}{4} * \pi^2 * 193.000 \text{ N/mm}^2 * 1134.1 \text{ mm}^2 * (9,5 \text{ mm})^2}{325 \text{ mm}^2} = 461 \text{ kN}$$

Siendo esta carga menor a la carga aplicada en el eje, el mismo no sufrirá deformación por pandeo.

### 2.3.6 Deformaciones máximas admisibles

Habiendo comprobado que el diámetro elegido es el adecuado para las condiciones de carga se deberá comprobar la deformación del mismo, tanto en torsión como en flexión.

Para el caso de la deformación a la flexión la misma está limitada por la utilización de sellos para evitar el paso de salmuera al exterior de la batea. Los sellos o retenes para su correcto funcionamiento y duración tienen valores acotados tanto en excentricidad como coaxialidad. El valor clave en este aspecto es la excentricidad dado que un eje trabajando flexionado está efectivamente fuera de su centro. Para el cálculo de la deformación se utilizó la misma plataforma de cálculo antes mencionada, obteniendo los siguientes resultados (Figura 45 y Figura 46):

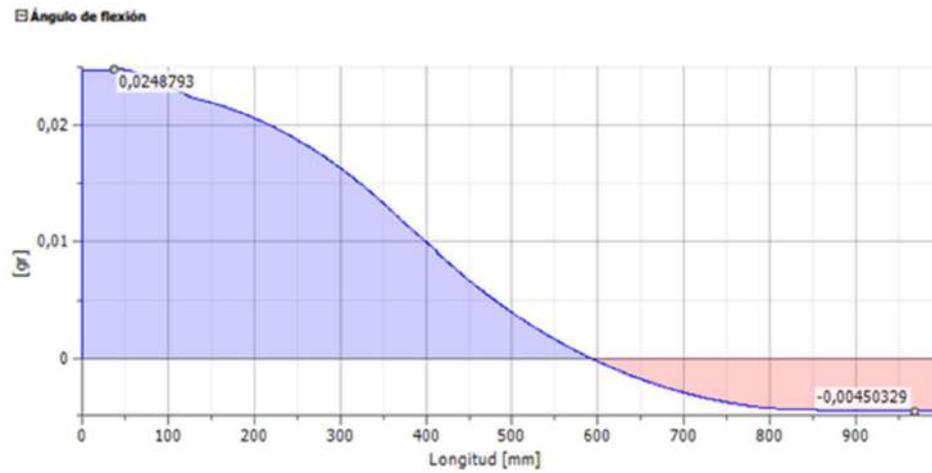


Figura 45. Ángulo de flexión del eje

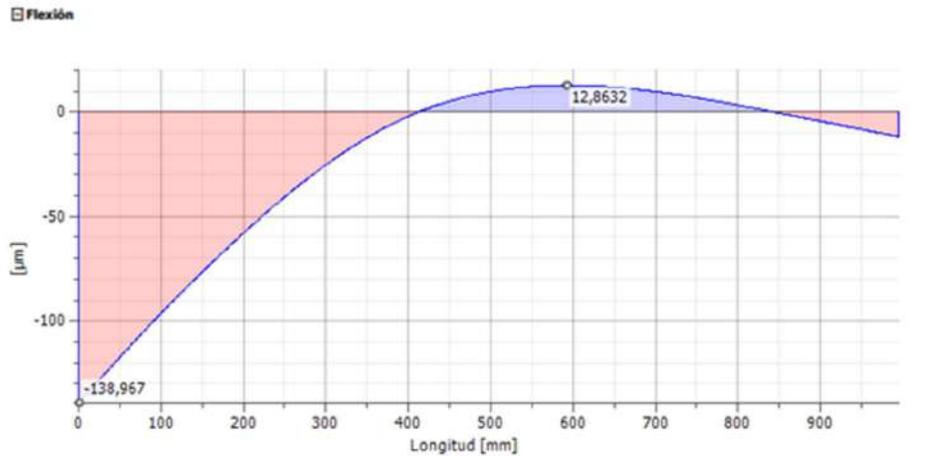


Figura 46. Flexión del eje

Se aprecia que la deformación no supera los 0,2 mm, lo cual se encuentra ampliamente por debajo de las especificaciones de los sellos. Además, el sello se ubica estratégicamente cercano al rodamiento el cual, al ser punto de apoyo, asegura baja deformación y en consecuencia un buen funcionamiento del mismo.

### 2.3.7 Selección de rodamientos

Para el proceso de selección de rodamientos del eje se utilizó la plataforma SKF BEARING SELECT<sup>2</sup> de la página oficial SKF. A continuación se explican los pasos de la selección de rodamientos.

En principio se puede elegir entre un cojinete o un rodamiento, y si solo se va a seleccionar un rodamiento o un arreglo de dos rodamientos en un eje. En las Figura 47 y Figura 48 se puede observar los ítems seleccionados.

#### Bearing type & arrangement

##### Rolling or plain bearing



##### Single or 2 bearings on a shaft

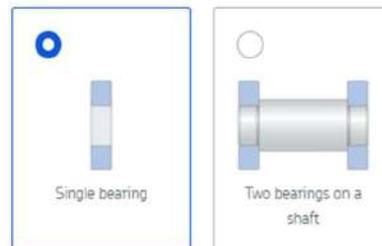


Figura 47. Selección tipo de rodamiento y arreglo

<sup>2</sup> <https://skfbearingselect.com/>

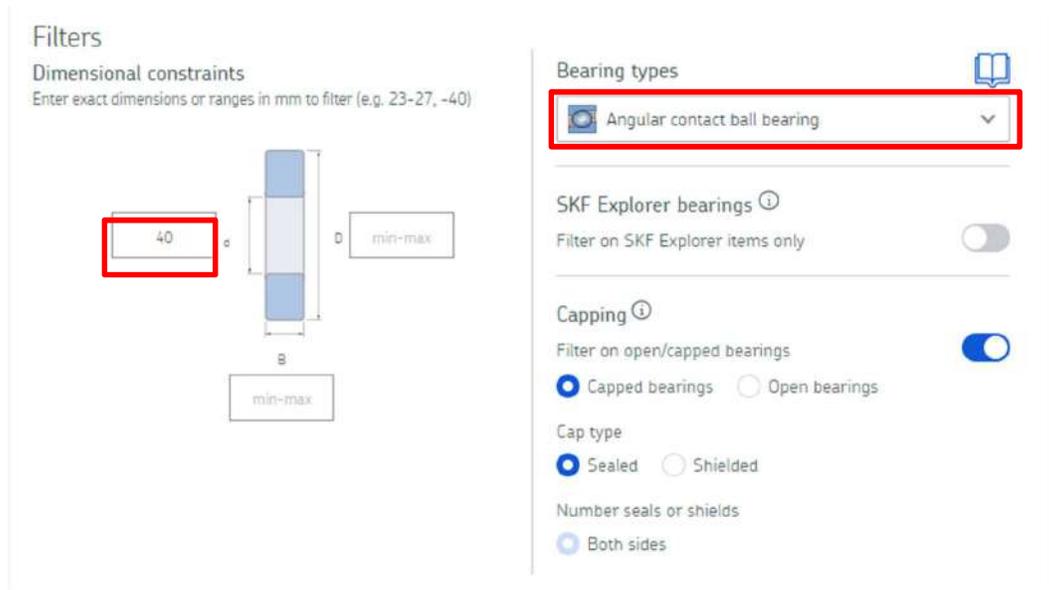


Figura 48. Filtrado por medidas

Como primer paso se debe seleccionar el tipo de rodamiento a colocar y, en este caso, la referencia del diámetro interno (Ver Figura 48). Para el rodamiento del lado hélice, que soporta el esfuerzo axial, se busca colocar un rodamiento rígido de bolas con contacto angular, el cual provee buena precisión en el movimiento y soporte de esfuerzos axiales. Además, al ser fabricado en una sola pieza, facilita el armado y da la posibilidad de seleccionar la versión blindada, la cual elimina el inconveniente de la lubricación.

Para el lado motor se seleccionó un rodamiento rígido de bolas común, donde la limitante fue el diámetro interior de 45 mm. En ambos casos se consultó al proveedor local por un rodamiento de fácil acceso dado que ante una eventual falla se necesita reponerlos rápidamente. Teniendo en cuenta estas recomendaciones se seleccionó para el lado hélice el rodamiento 3208-A-2RS1 (Rígido de bolas de doble hilera con contacto angular y sellado) y para el lado motor el rodamiento 6209-2RS1 (Rígido de bolas sellado). Luego, se procedió a indicar las cargas asociadas a cada uno (Figura 49 y Figura 50).



Figura 49. Cargas rodamiento rígido de bolas de doble hilera



Figura 50. Arreglo de cargas

Posteriormente se especificaron los ajustes necesarios, para lo cual la herramienta de SKF ofrece la posibilidad de recomendar un ajuste en función del tipo de carga y si será necesario el desplazamiento del eje sobre el anillo interior del rodamiento. En este caso, ya que será necesario poder desarmar el conjunto, se resalta en cada selección el tipo de ajuste que se utilizará. En el resumen se especifica la designación y las medidas para esos ajustes (Figura 51 y Figura 52).



Figura 51. Tipo de ajuste 3208



Figura 52. Tipo de ajuste 6209

Habiendo seleccionado estos rodamientos, la herramienta de cálculo brinda los siguientes datos sobre cada uno de los mismos:

Para el rodamiento 6209, la información se presenta en la Figura 53.

**3. Results**

**3.1. Loads & static safety**

	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	$S_0$	P (kN)	$P_0$ (kN)
☆ ■ 6209-2RS1	> 100	> 20	0.01	0.014

**3.2. Lubrication conditions**

Designation	Operating viscosity			Viscosity ratio
	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	$v$ (mm <sup>2</sup> /s)	$v_1$ (mm <sup>2</sup> /s)	$v_{ref}$ (mm <sup>2</sup> /s)	K
☆ ■ 6209-2RS1	257	10.9	6.53	23.4

**3.3. Bearing rating life**

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF		
	$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)	$a_{skf}$	$\eta_c$
☆ ■ 6209-2RS1	> 2x10 <sup>5</sup>	> 2x10 <sup>5</sup>	50.0	0.83

Figura 53. Resultados selección de rodamiento

Para el rodamiento 3208, lado hélice, la información se presenta en la Figura 54.

**3. Results**

**3.1. Loads & static safety**

	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	$S_0$	P (kN)	$P_0$ (kN)
☆ ■ 3208 A-2RS1	8.18	11.3	5.87	3.23

**3.2. Lubrication conditions**

Designation	Operating viscosity			Viscosity ratio
	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	$v$ (mm <sup>2</sup> /s)	$v_1$ (mm <sup>2</sup> /s)	$v_{ref}$ (mm <sup>2</sup> /s)	K
☆ ■ 3208 A-2RS1	30.3	11.5	23.5	2.62

**3.3. Bearing rating life**

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF		
	$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)	$a_{skf}$	$\eta_c$
☆ ■ 3208 A-2RS1	5060	82300	16.26	0.55

Figura 54. Resultados selección de rodamiento

Se observa que el rodamiento más exigido, como era de esperarse, es el que soporta la carga axial, por lo que será el que tenga menor vida útil. El segundo apoyo (lado motor) queda sobredimensionado para el diámetro de eje seleccionado, pero se le dio preferencia en este

caso a la facilidad de desarme. Un rodamiento más pequeño requeriría extender las horas de maquinado del soporte y no sería rentable económicamente.

### 2.3.8 Selección de sellos

El sistema requerirá de sellos para evitar el paso de salmuera de la batea al exterior a través del orificio donde se inserta el eje. Para esto se seleccionó del catálogo de SKF dos sellos tipo retenes.

Ya que el líquido a retener es de baja viscosidad será necesario utilizar un sello cargado radialmente mediante un muelle toroidal (Figura 55).

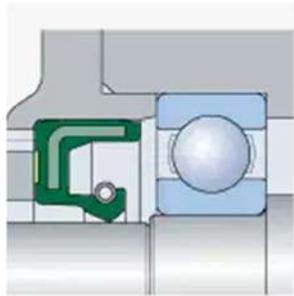


Figura 55. Sello con muelle toroidal

Dado que el sello se ubicará en un ambiente muy contaminante se selecciona el elemento con labio auxiliar que mejora el rendimiento en este tipo de ambientes (Figura 56).

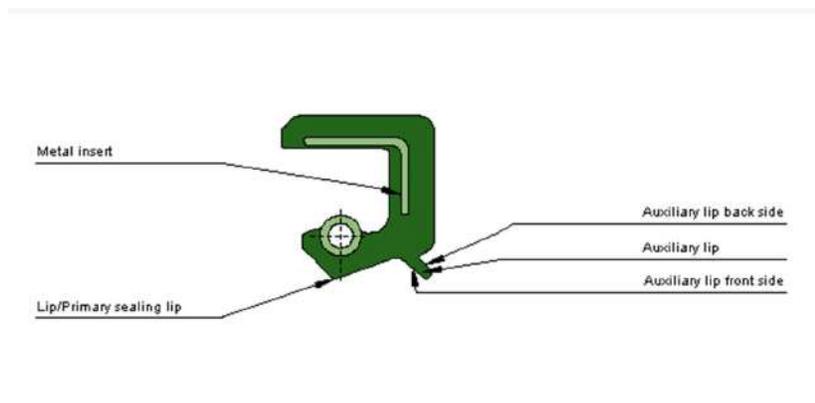


Figura 56. Detalle de sellos

La existencia de estos sellos limitará las desviaciones de la coaxialidad (Figura 57), es decir, la diferencia entre las líneas centrales del eje y el agujero del soporte, las cuales provocan una distribución irregular de la fuerza sobre el labio de sello. Esto evita que una sección del labio de sello esté sometida a más fuerza, lo que provocaría un ensanchamiento del área de contacto entre el labio y la superficie de contacto, mientras que la sección opuesta estaría proporcionalmente descargada y su efecto sellador se vería reducido.

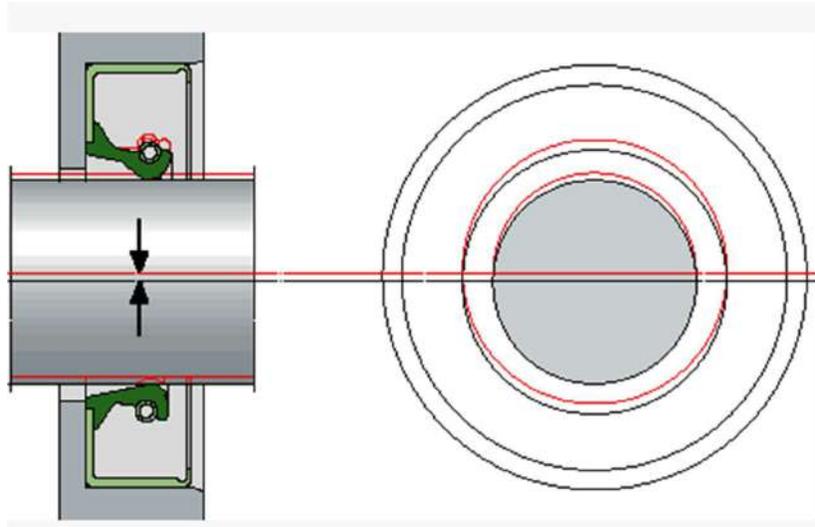


Figura 57. Coaxialidad en sellos

Para el buen funcionamiento se deberán asegurar los siguientes requisitos en el eje:

- Tolerancia: El diámetro del eje deberá tener una tolerancia h11, lo que representa un diámetro máximo de 38 mm y mínimo de 37.84 mm.
- Acabado superficial: La superficie debe tener un acabado tal que el Ra sea de 0,2-0,5 y Rz (Rugosidad superficial máxima) 1,2-3.
- El error de redondez debe ser inferior a 0,005 mm con un máximo de 2 lóbulos, o bien inferior a 0,0025 mm con un máximo de 7 lóbulos.
- Se recomienda que la dureza de la superficie de contacto del sello sea, al menos, 30 HRC. Si la superficie de contacto puede resultar dañada durante el transporte o la instalación, este valor se deberá incrementar a 45 HRC. Si las velocidades de contacto no son altas y el sistema se encuentra bien lubricado el nivel de dureza puede ser mas bajo.
- Además deberá asegurarse que la variación máxima en giro no supere los valores expresados en la Figura 58. (Se ingresa al gráfico con el valor de RPM hasta interceptar la curva y obtener el valor máximo de variación de giro)

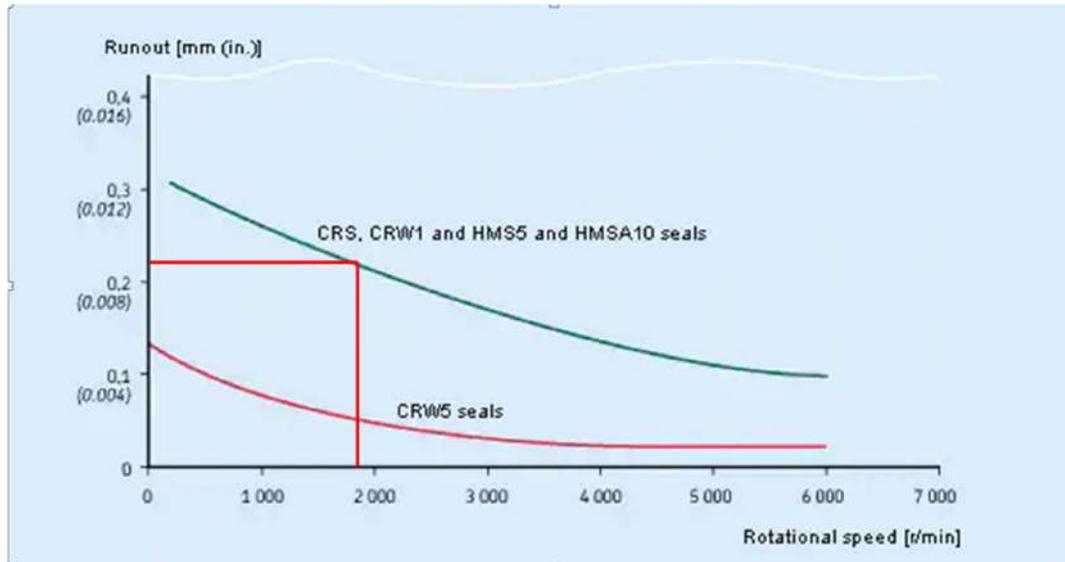


Figura 58. Variación máxima en giro

En cuanto el agujero de soporte, este deberá tener una tolerancia H8.

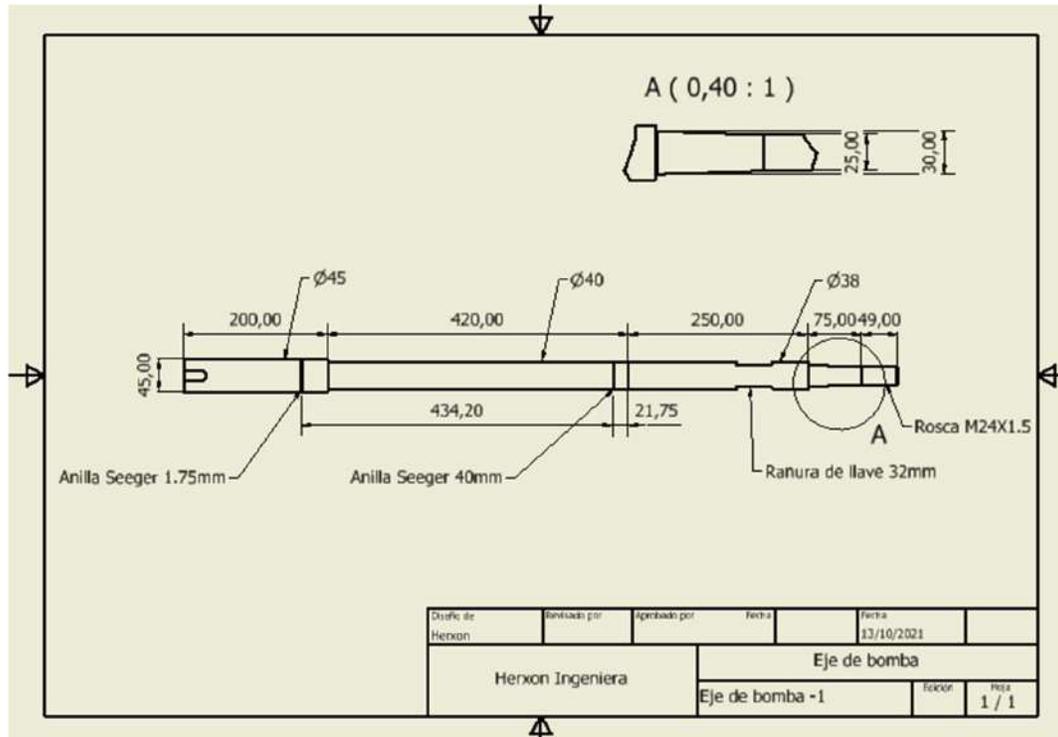
Los tipos de sello a utilizar se presentan en la Figura 59. Se trata de sellos de caucho de nitrilo con muelle toroidal que permiten una velocidad máxima de giro de 3360 rpm. Se utilizará un arreglo de dos sellos enfrentados para asegurar el sellado del sistema.



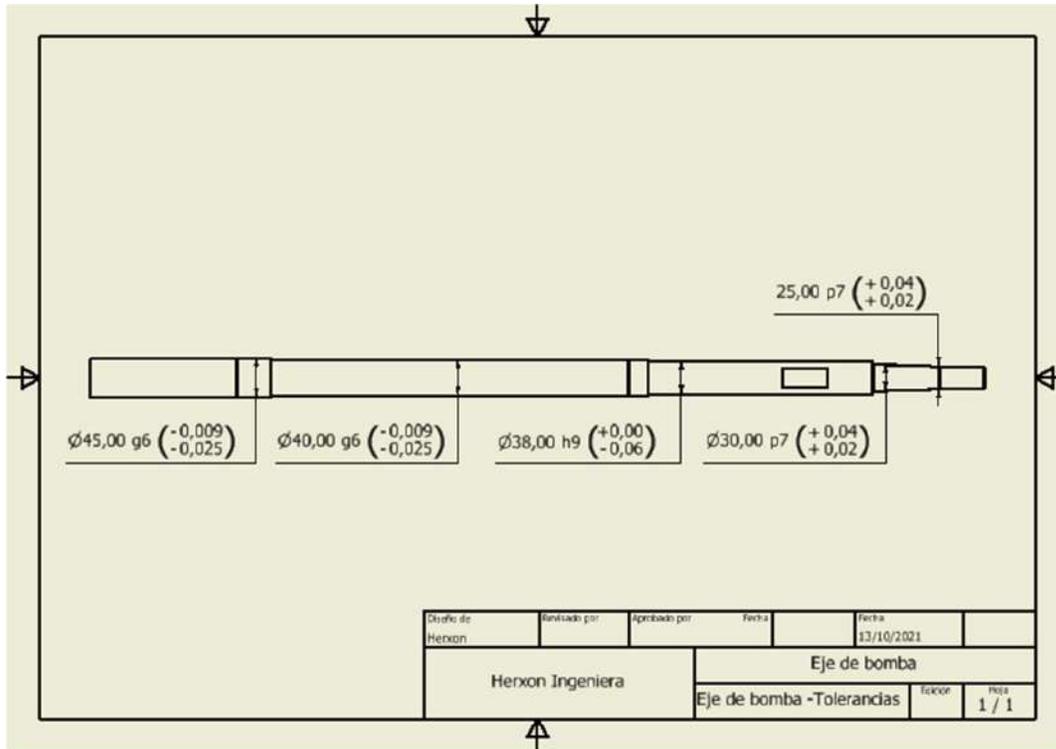
Figura 59. Sellos elegidos.

### 2.3.9 Diseño final

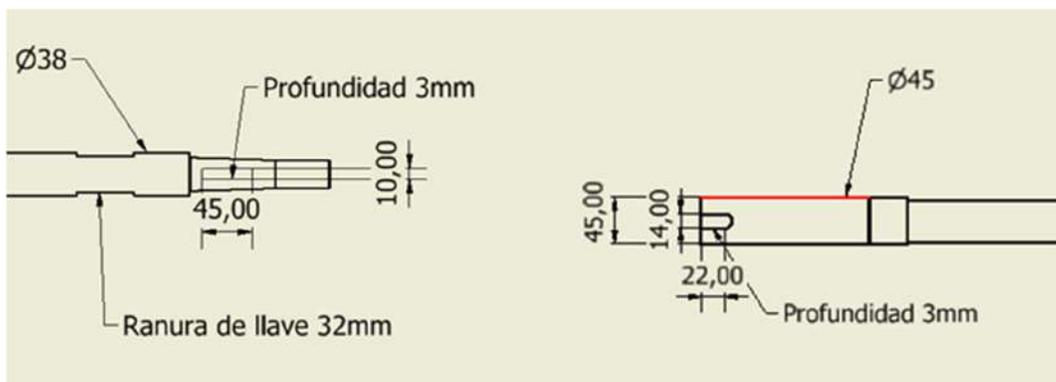
A continuación, se muestran los planos finales del eje, del soporte y del sistema ensamblado.



Plano 1. Eje de bomba

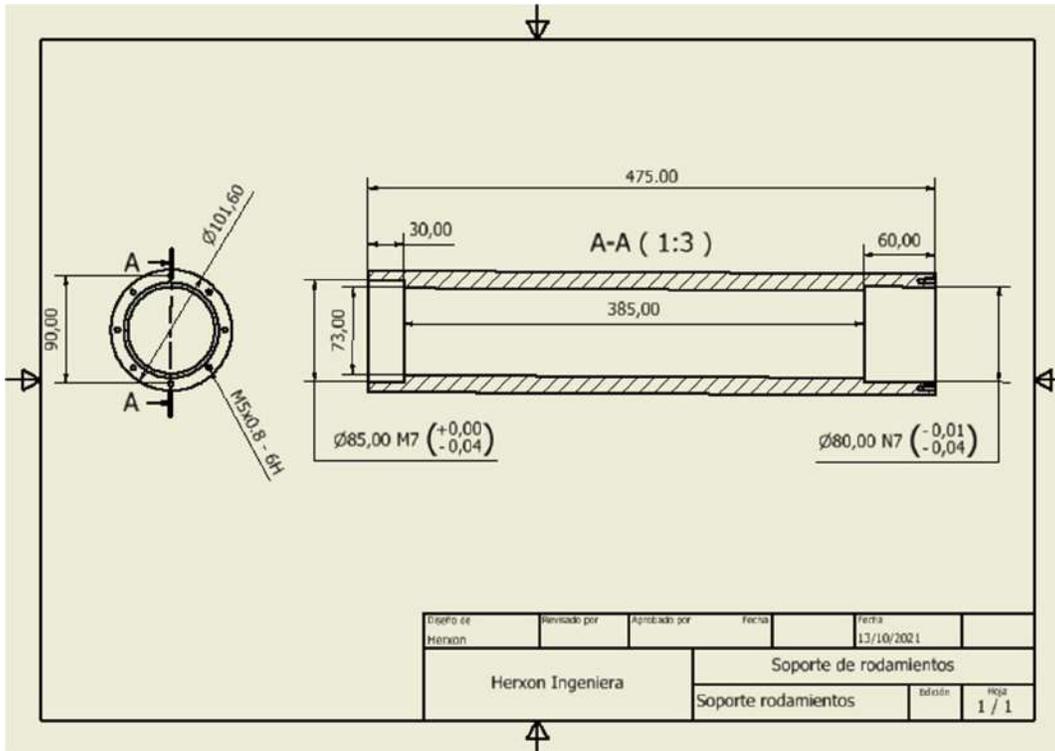


Plano 2. Tolerancias de eje

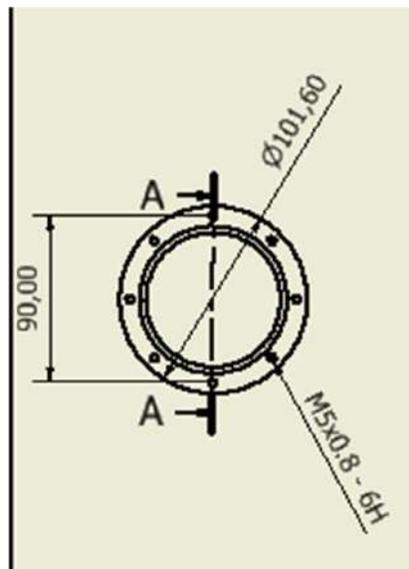


Plano 3. Detalle chaveteros.

Por otro lado, se diseñó el soporte para rodamientos, el cual cumplirá la función de vincular el sistema a la batea, alojará los rodamientos y contará con una brida al frente, la cual permitirá unir al sistema el soporte de sellos. Las tolerancias fueron dadas en función de los requerimientos de los rodamientos. Para fabricar el mismo se partió de un tubo de diámetro exterior 101.6 mm y espesor 16.15 mm.

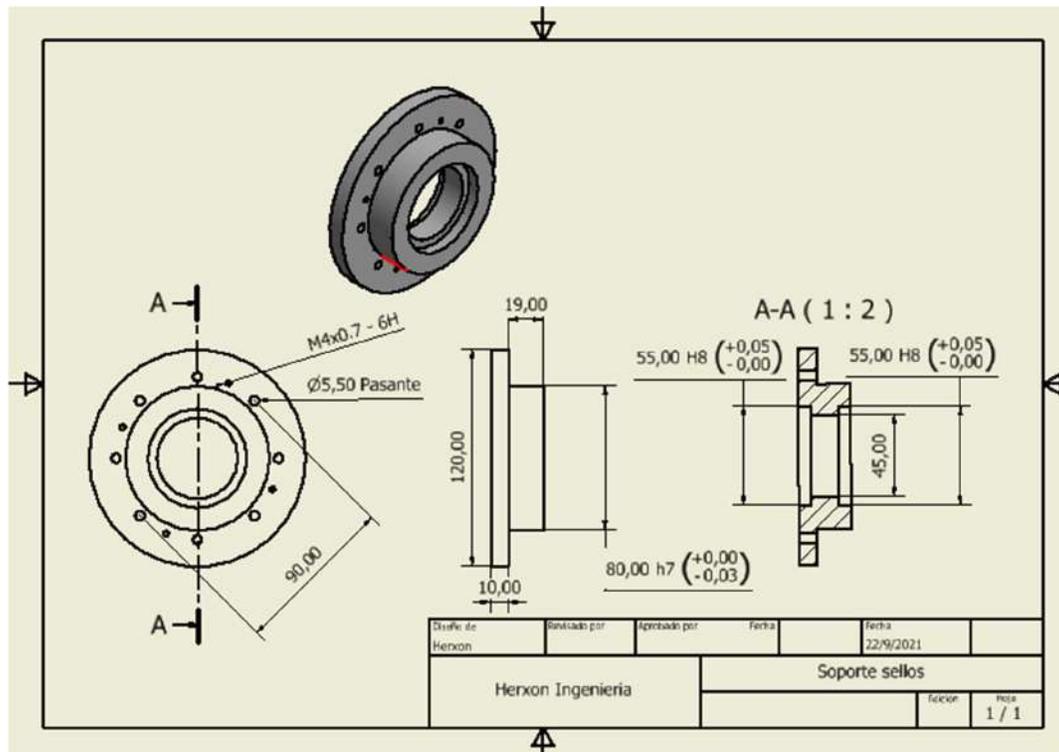


Plano 4. Soporte rodamientos



Plano 5. Detalle soporte rodamientos

El soporte de sellos se fabricó en una pieza separada que facilita el montaje y desmontaje del conjunto. El mismo se diseñó con interferencia para eliminar cualquier juego posible que genere desalineación entre los sellos y el eje, reduciendo la vida útil de los primeros.



Plano 6 Soporte sellos

A continuación, se presentan dos esquemas del sistema ensamblado (Figura 60 y Figura 61). El conjunto está diseñado para facilitar su desarme y por consiguiente las tareas de mantenimiento.

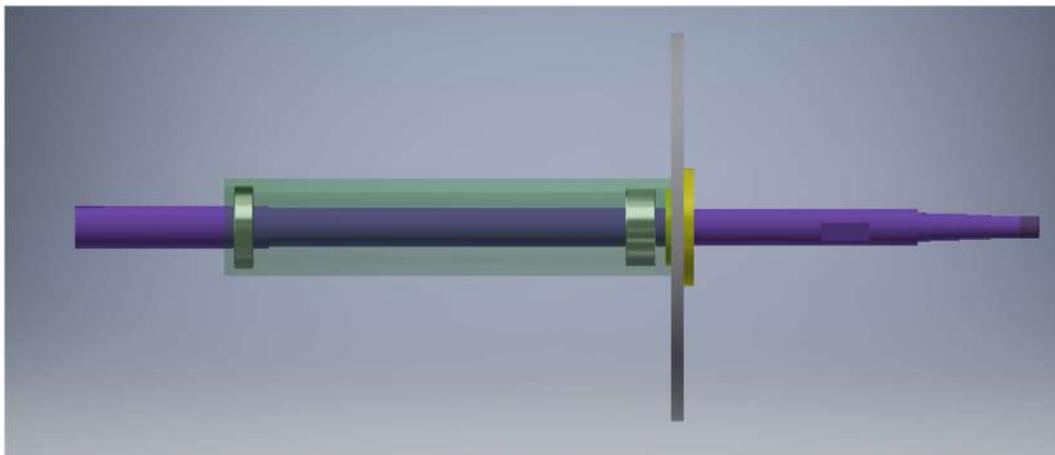


Figura 60. Ensamblado

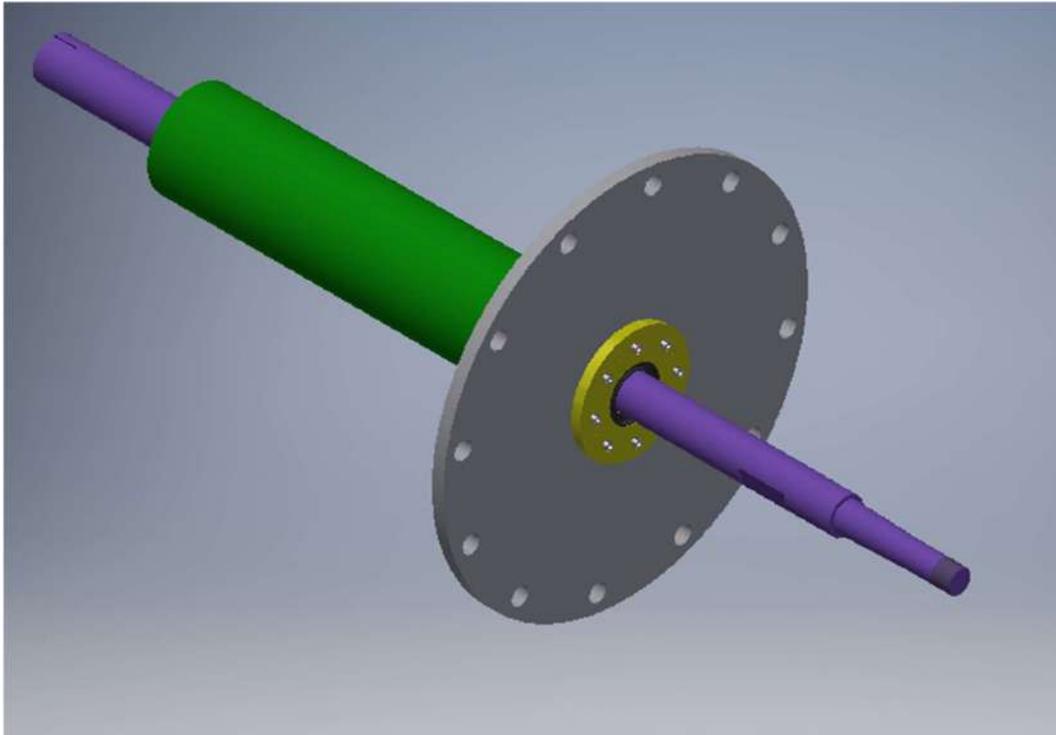
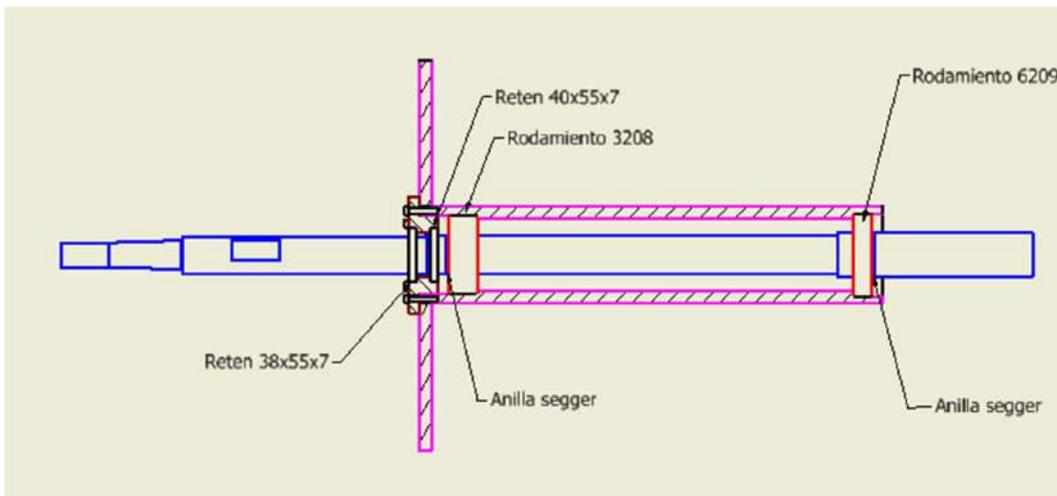
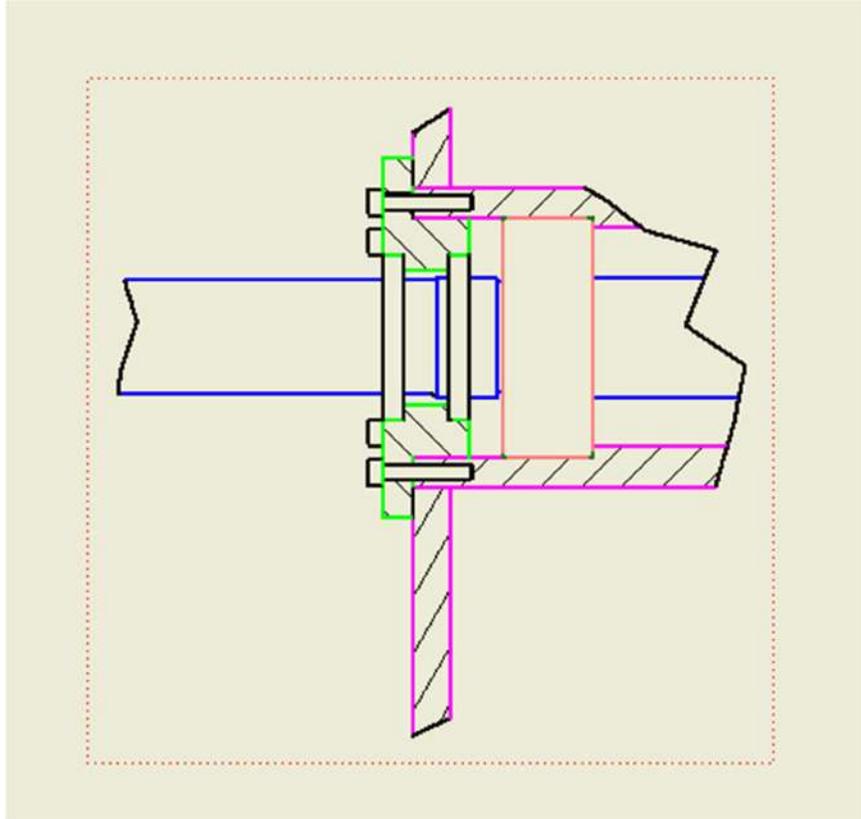


Figura 61. Sistema ensamblado



Plano 7 Detalle ensamblado



Plano 8 Detalle porta sellos

### 3. Sistema de enfriamiento

En esta etapa se procederá a realizar el diseño de la parte frigorífica, lo cual requiere hacer los siguientes cálculos:

- Obtención de la carga frigorífica necesaria para el funcionamiento del sistema.
- Definición de la superficie necesaria de intercambio.
- Calculo de cañerías y accesorios.

#### 3.1 Carga frigorífica

Como primera instancia es necesario calcular la carga frigorífica necesaria. De esta manera podremos realizar un balance térmico, siendo el objetivo del mismo determinar cuál será el calor a extraer de un ambiente refrigerado, según su aplicación particular de uso, tipo y cantidad de mercadería a enfriar o congelar, elementos generadores de calor instalados en el ambiente, ingreso de calor desde el exterior, etc. -

##### 3.1.1 Carga de transmisión

Como se detalló anteriormente en el marco teórico, la ganancia de calor sensible a través de las paredes y del suelo varía con el tipo de aislamiento, la construcción, el área de las paredes exteriores, el espesor del aislamiento y la diferencia de temperaturas entre el espacio refrigerado y el aire ambiente.

Para calcular esta carga de transmisión se deberá tener en cuenta la convección de las paredes de la batea con la salmuera, la conducción a través de las paredes y la convección de las paredes exteriores con el medio ambiente.

##### 3.1.2 Cálculo de superficie de transmisión de la batea

Se realizó el cálculo de la superficie total exterior de la batea de recepción de salmuera (Ver Figura 62).

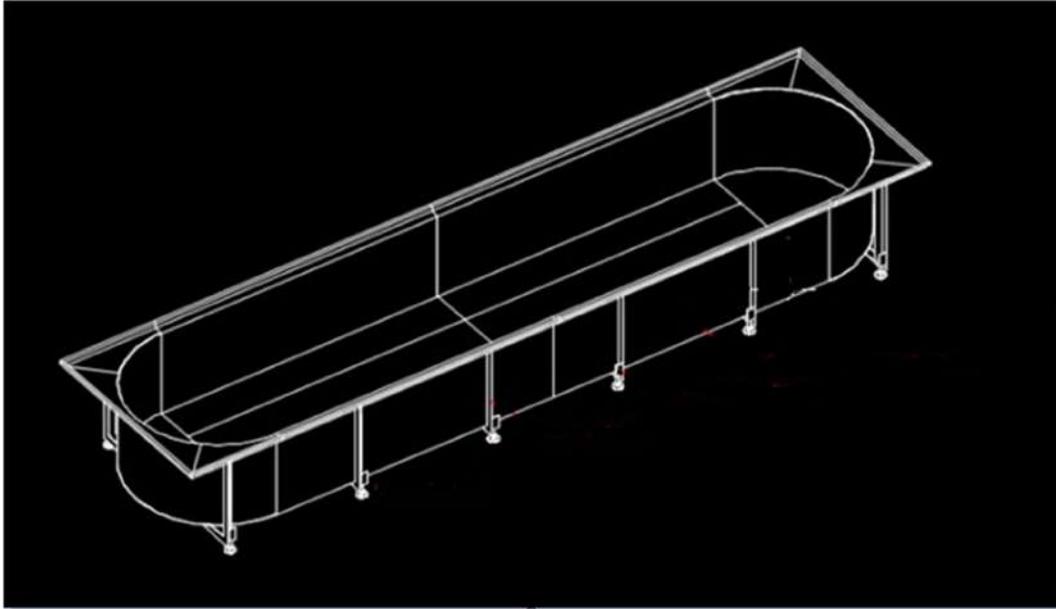


Figura 62. Batea de recuperación de líquido

Tanto el piso como todos los laterales y el techo contarán con el mismo tipo y espesor de aislación por lo que a efectos de calcular la carga de transmisión se tomará un único coeficiente convectivo y toda la superficie de la batea.

La superficie total de la batea es:

$$Sup_{total} = Sup_{piso} + Sup_{laterales} + Sup_{semicirculo} + Sup_{tech}$$

$$Sup_{total} = (6 \times 1.805 + \pi \times 0.9025^2) + (2 \times 6 \times 0.9025) + (\pi \times 1.805 \times 0.9025) + (6 \times 1.805 + \pi \times 0.9025^2)$$

$$Sup_{total} = 42.72 \text{ m}^2$$

Para estimar los coeficientes superficiales de transmisión a través del cálculo de coeficientes de convección exterior ( $h_e$ ) se utiliza la fórmula de Jurgens para superficies planas:

$$h = a + b v^n$$

Donde:

- $h$ : coeficiente superficial de transmisión [ $\text{kcal/h}^2\text{Cm}^2$ ]
- $v$ : velocidad del aire [ $\text{m/s}$ ]
- $a, b$  y  $n$ : coeficientes de tabla

Los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $n$  se obtienen de la Tabla 11 donde se indican los valores correspondientes. Como en este caso la máquina estará ubicada en el interior, el aire se considera estanco, es decir  $v=2 \text{ m/s}$ .

Estado superficial pared	Velocidades del aire					
	v < 5 m/s			v > 5 m/s		
	a	b	n	a	b	n
Pulida	4,83	3,30	1	0	6,17	0,78
Rugosa	5,32	3,7	1	0	6,54	0,78

Tabla 11. Coeficientes a, b y n para calcular el coeficiente convectivo del aire (ITM, 2022)

Reemplazando resulta:

$$h_e = a + b v_i^n = 4.83 + 3.3 \cdot 2^1 = 11.43 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ\text{C m}^2}$$

Teniendo en cuenta la Ecuación general de transmisión de calor para una pared plana:

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{e}{\lambda} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Siendo:

- $\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$ : Es la resistencia térmica referida a todas las capas del cerramiento, menos la del material aislante. Se considera  $\sum \frac{e_i}{\lambda_i} = 0$  debido a los bajos espesores y altas conductividades térmicas.
- $\Delta T = T_e - T_i = 25^\circ\text{C} - (-4^\circ\text{C}) = 29^\circ\text{C}$
- $h_e = 11.43 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ\text{C m}^2}$
- $e = 50\text{mm} = 0.05\text{m}$  espesor de la capa aislante
- $\lambda = 0.024 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 0.0206 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ\text{C m}^2}$  coeficiente de transmisión térmica del poliuretano expandido.

De esta manera se obtiene la cantidad de calor cedida al medio ambiente por  $\text{m}^2$  (q):

$$q = \frac{29^\circ\text{C}}{\frac{0.05}{0.0206} + 0 + \frac{1}{11.43}} = 11.52 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$$

Si se multiplica este valor por la superficie de intercambio. Se obtiene:

$$Q_{\text{transmission}} = 11.52 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot 42.72\text{m}^2 = 492.45 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

### 3.1.3 Carga de Producto

La carga térmica correspondiente al enfriamiento del producto, refleja el calor que hay que extraer al producto para llegar a su temperatura de conservación. Esta carga depende del calor específico del producto.

Las componentes primarias de la carga frigorífica del producto son:

- $Q_1$ : Calor necesario a extraer para reducir la temperatura del pescado desde la inicial hasta la del almacenamiento.
- $Q_2$ : Calor generado por el pescado almacenado, llamado calor de respiración. En este caso, se considera nulo.
- $Q_3$ : Calor necesario a extraer para reducir la temperatura de los cajones de almacenamiento desde la inicial hasta la del almacenamiento.

Para el cálculo de  $Q_1$  es imprescindible el conocimiento de las propiedades termodinámicas del langostino fresco en el rango de temperaturas de trabajo, en el cual se tienen condiciones óptimas para un correcto almacenamiento y evitar estados de putrefacción u oxidación.

Las características son las siguientes (ASHRAE, 2002):

- Calor específico: 3,65 kJ/kg·K
- Calor latente: 253kJ/kg

Además, se debe conocer la temperatura de congelación del pescado, la cual es  $-2.2^{\circ}\text{C}$ . Como esta temperatura es menor que la que se busca alcanzar, no se tiene en cuenta el calor latente de solidificación y  $Q_1$  resulta ser el calor a extraer hasta una temperatura superior a la de congelación. Por lo tanto:

$$Q_{\text{Producto}} = Q_1 = m C_p (T_1 - T_2)$$

Donde:

- $m = 5000 \text{ kg}$
- $C_p = 3,65 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $T_1 = 12^{\circ}\text{C}$  Temperatura inicial del producto
- $T_2 = 2^{\circ}\text{C}$  Temperatura final del producto

Resultando:

$$\dot{Q}_1 = 5000 \text{ kg} \cdot 3,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}} \cdot \frac{(285 \text{ K} - (275 \text{ K}))}{1 \text{ hora}} = 182500 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 43620 \text{ kcal/h}$$

Para el cálculo de  $Q_3$  se deben conocer los mismos valores, correspondientes al canasto de plástico:

- $m_{\text{cajon}} = 500 \text{ cajones} \cdot \frac{2 \text{ kg}}{\text{cajon}} = 1000 \text{ kg}$
- $C_p_{\text{polietileno}} = 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$
- $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$

Resultando:

$$\dot{Q}_3 = 1000 \text{ kg} \cdot 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \cdot \frac{20^{\circ}\text{C}}{1 \text{ horas}} = 42000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 10000 \text{ kcal/h}$$

Entonces la carga de producto será:

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_3 = 10000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} + 43620 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 53620 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

### 3.1.3 Carga Interna

Se debe incluir en esta carga toda la energía eléctrica disipada en el espacio refrigerado, entre ellos el calor generado por iluminación, motores eléctricos y personas. Como en este caso nos encontramos con un equipo aislado sin iluminación y con sus motores eléctricos por fuera del espacio refrigerado, solo se tendrá en cuenta en este apartado la carga del equipo. Esto se puede estimar como un 100% de la potencia eléctrica instalada en el equipo.

En el sistema encontramos principalmente 3 motores eléctricos, los cuales son los correspondientes a la bomba de recirculado, a la bomba de elevación y a la cinta transportadora. Entre los 3 se estima una potencia de 55 HP, por lo que se obtiene:

$$\dot{Q}_{Interna} = 55HP = 41013 W = 35264 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

### 3.1.4 Carga total

Por último, sumando los valores de Q obtenidos obtenemos el calor total a extraer del sistema.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Total} &= \dot{Q}_{transmision} + \dot{Q}_{Producto} + \dot{Q}_{Interna} \\ \dot{Q}_{Total} &= 492 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} + 53620 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} + 35264 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 89376 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \end{aligned}$$

### 3.2 Diseño de los evaporadores

Los evaporadores cumplen la función de extraer calor del fluido circundante, salmuera en este caso, mientras en su interior se produce la evaporación del líquido refrigerante. Esta extracción de calor tiene que ser igual o mayor al valor obtenido en los cálculos anteriores. Se utilizarán placas tipo baudelot de medias estándar 1500x750mm (Figura 63) para el evaporador, ya que un sistema de este tipo cuenta con ciertas ventajas como pueden ser:

- No hay riesgo de congelación y bloqueo del equipo.
- Adecuado para líquidos contaminados (por ejemplo, aguas sucias).
- Fácil acceso al sistema abierto.
- Fácil de limpiar.
- Sin sellos.
- Completamente de acero inoxidable.
- Apto para agua salada.



Figura 63. Placas de tipo baudelot.

Para asegurar el nivel de extracción de calor requerido se deberá realizar el cálculo de la superficie de intercambio necesaria. Esto es:

$$q = \frac{(T_{\text{salmuera}} - T_{NH})A}{k}$$

- $q$  = carga frigorífica total
- $k$  = resistividad
- $T_{\text{salmuera}}$  = temperatura de la salmuera en estado de funcionamiento

- $T_{NH_3}$  = temperatura de evaporación amoníaco
- A = superficie de placas

Para obtener el valor de transferencia de calor entre el refrigerante y la salmuera se deberán calcular los convectivos amoníaco-placas y placas-salmuera. Para esto será necesario incluir otras variables, además de la superficie, las cuales dependen de cómo se confeccione el sistema completo. Estas son:

- Velocidad del fluido entre placas.
- Tamaño de placas (definido por el fabricante).
- Posicionamiento de las placas.

Para obtener el valor de h se procederá utilizando la analogía de resistencias explicada en el marco teórico:

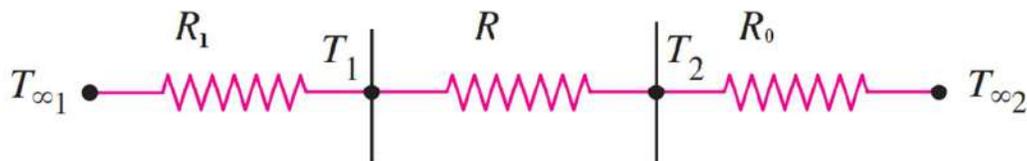


Figura 64. Esquema de resistencias para el cálculo de transmisión de calor (CENGEL, 2007)

En la Figura 64 las referencias son las siguientes:

- $T_{\infty 1}$  = temperatura de amoníaco
- $T_1$  = temperatura interior de placa
- $T_2$  = temperatura exterior de placa
- $T_{\infty 2}$  = temperatura de salmuera
- $R_1 = \frac{1}{h_1}$  convectivo amoníaco - placas
- $R = \frac{e}{k}$  conductividad placas. e, espesor. k, conductividad térmica acero inoxidable
- $R_0 = \frac{1}{h_0}$  convectivo placas- salmuera

Y por lo tanto nos quedará:

$$R_t = R_1 + R + R_0$$

Los valores de convectividad entre placas ( $R_1$  y  $R_0$ ) se deberán calcular de la siguiente manera:

- El convectivo amoníaco-placas ( $h_1$ ) es provisto por el fabricante de las placas de intercambio, el mismo solicitó información relevante sobre las condiciones de uso de las mismas.
- En el caso del par placas-salmuera ( $h_0$ ), a continuación se realizarán dos cálculos en paralelo, y se adoptará el cálculo que brinde el valor más elevado.

### *Determinación de $h_0$ considerando convección natural*

El primer cálculo de  $h_0$  será considerando convección natural en la dirección vertical. Se utilizarán los números adimensionales de Grashof, Prandtl y Nusselt. Todos ellos fueron presentados en el marco teórico, sección 1.2. Utilizando los datos provistos en la Tabla 12 se procede a calcular los mismos.

TABLA DE DATOS		Unidades
<b>Cp</b>	3,396	Kj/kg°C
<b>K</b>	0,531	w/m°C
<b>Densidad</b>	1159	kg/m3
<b>viscosidad dinamica, u</b>	0,00374	kg/m.s
<b>coeficiente de expansion volumetrica, B</b>	7,00E-05	1/k
<b>Longitud caracteristica, L</b>	0,75	m
<b>aceleracion gravitacional, g</b>	9,81	m/s2
<b>Diferencial de Temperatura <math>\Delta T</math></b>	7	

Tabla 12. Datos del sistema

Con estos datos en sus correspondientes unidades se obtiene:

$$Gr = \frac{L^3 \delta^2 \beta g \Delta T}{\mu^2} = 194747793.2$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{3.396 \frac{Kj}{kg^\circ C} \cdot 0.00374 \frac{kg}{m.s}}{0.531 \frac{W}{m.\circ C}} = \frac{0.01270 \frac{Kj}{s} \cdot \frac{1}{m^\circ C} \cdot \frac{1000W}{1 \frac{Kj}{s}}}{0.531 \frac{W}{m.\circ C}} = 23.91$$

$$Gr \cdot Pr = 23.91 \times 194747793.2 > 10^9$$

Luego, utilizando la correlación correspondiente a convección natural para obtener el valor del número Nusselt, se obtiene:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387(Gr \cdot Pr)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,825 + \frac{15.8144}{1.0321} \right\}^2 = 260.74 = \frac{h \cdot x}{k}$$

Por lo que  $h_0$  queda:

$$h_0 = \frac{Nu \cdot k}{x} = \frac{260,74 \times 0,531}{1,5} = 90,30 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

### *Determinación de $h_0$ considerando convección forzada*

Para el segundo cálculo del convectivo placas-salmuera se tendrá en cuenta el movimiento horizontal del fluido circulando en la batea. Para este caso el número de Nusselt se puede ajustar al sistema en particular con dos variables adimensionales tales que:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

Los coeficientes  $m$  y  $n$  dependen de la configuración geométrica del sistema, del fluido y de la condición del fluido (turbulento o laminar).

Transferencia de calor por convección	
<b>1. Convección forzada sobre una placa plana</b>	
a) Flujo laminar ( $Re < 5 \times 10^5$ )	$Nu = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3}, \quad Pr > 0.6$
b) Flujo turbulento ( $5 \times 10^5 < Re < 10^7$ )	$Nu = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3}, \quad Pr > 0.6$
<b>2. Flujo completamente desarrollado en tubos circulares lisos</b>	
a) Flujo laminar ( $Re < 2300$ )	$Nu = 3.66$
b) Flujo turbulento ( $Re > 10000$ )	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad 0.7 < Pr < 160$
<b>3. Convección natural sobre superficies</b>	
a) Placa vertical	
	$Nu = 0.59(Gr Pr)^{1/4}, \quad 10^5 < Gr Pr < 10^9$
	$Nu = 0.1(Gr Pr)^{1/3}, \quad 10^9 < Gr Pr < 10^{13}$
b) Superficie superior de una placa horizontal	
La superficie está caliente ( $T_s > T_\infty$ )	
	$Nu = 0.54(Gr Pr)^{1/4}, \quad 10^4 < Gr Pr < 10^7$
	$Nu = 0.15(Gr Pr)^{1/3}, \quad 10^7 < Gr Pr < 10^{11}$
c) Superficie inferior de una placa horizontal	
La superficie está caliente ( $T_s > T_\infty$ )	
	$Nu = 0.27(Gr Pr)^{1/4}, \quad 10^5 < Gr Pr < 10^{11}$

Tabla 13. Valores de Nu. (CENGEL, 2007)

Teniendo todas las variables físicas del fluido y características del sistema como son la velocidad de la salmuera y longitud de placas podemos obtener tanto el número de Prandtl como el Reynolds. Con estos valores y ajustando las constantes del número de Nusselt para el caso particular se obtiene el valor del convectivo entre placas.

Como primer paso se procede a calcular el número de Reynolds. Este proporciona un estimativo del tipo de flujo con el que nos encontramos (laminar o turbulento), lo que permite determinar la correlación más apropiada para hallar el número de Nusselt.

Utilizando los valores de la Tabla 14 se efectúa el cálculo del número de Reynolds.

TABLA DE DATOS		Unidades
<b>Cp</b>	4,43	Kj/kg°C
<b>K</b>	0,5621	w/m°C
<b>Densidad</b>	682	kg/m <sup>3</sup>
<b>viscosidad dinamica, u</b>	0,00022	kg/m.s
<b>coeficiente de expansion volumetrica, B</b>	2,05E-03	1/k
<b>Longitud característica, L</b>	0,75	m
<b>aceleracion gravitacional, g</b>	9,81	m/s <sup>2</sup>
<b>Diferencial de Temperatura ΔT</b>	7	
<b>velocidad entre placas</b>	0,15	m/s

Tabla 14. Datos del sistema

Por lo tanto, el número de Reynolds (Re) queda:

$$Re = \frac{\delta \cdot V \cdot L}{\mu}$$

- $\delta$  es la densidad del fluido
- $V$  es la velocidad del fluido entre placas <sup>3</sup>
- $L$  es la longitud de las placas
- $\mu$  es la viscosidad del fluido

$$Re = \frac{1159 \cdot 0,15 \cdot 1,5}{0,00374} = 69725,935$$

Por lo tanto se trata de un flujo laminar.

El número de Prandtl, debido a que es una constante dependiente pura y exclusivamente del fluido, se mantiene igual que en el caso anterior.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 23,91$$

Dado el número de Reynolds obtenido, las correlaciones que se utilizarán para el cálculo del Nusselt son de flujo laminar entre placas (Ver Tabla 13), obteniendo lo siguiente:

$$Nu = 0.664 Re_L^{0.5} \cdot Pr^{0.33} = 499,8$$

$$h_0 = \frac{Nu \cdot k}{x} = \frac{499,8 \times 0,531}{1,5} = 177 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

<sup>3</sup> La velocidad entre placas se asume a partir de un valor definido por el diseñador, el cual luego deberá verificarse en el diseño final. (Anexo 1)

Dado que el valor de  $h_0$  para el caso de convección forzada entre placas es más alto que el previamente obtenido mediante convección natural, se optará por utilizar este último para el diseño.

Luego se puede calcular el valor total de la resistividad:

$$R_t = R_1 + R + R_0 = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_0} = \frac{1}{2000} + \frac{0,001}{60} + \frac{1}{177} = 6.16 \times 10^{-3} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Habiendo hallado este valor, se puede realizar el cálculo de cantidad de calor (Q) que extrae cada placa con los datos de la Tabla 15. Esto es:

TABLA DE DATOS		Unidades
<b>Tsalmuera</b>	-4	°C
<b>Tnh3</b>	-10	°C
<b>Area de las placas</b>	2.25	m2

Tabla 15. Datos para el cálculo de transmisión

$$Q = \frac{(T_{salmuera} - T_{NH3})A}{R_t} = \frac{(-4 - (-10))2.25m^2}{6.16 \times 10^{-3}} = 2192W$$

Por lo tanto cada placa tiene la capacidad de evacuar 2192W. Teniendo un  $Q_{total}$  de 89376 kcal/h = 104000 Watts, serán necesarias 47,4 placas, es decir 48 placas.

### *Puesta en marcha de la máquina*

El cliente manifestó la necesidad de que el periodo de puesta en marcha de la máquina sea inferior a 6 h por cuestiones organizativas y de operación de la planta. Dada esta situación se solicitaron datos del sistema de abastecimiento de agua de la planta. Con los mismos se llegó a la conclusión de que la batea demora aproximadamente 5 hs en llenarse con agua nueva a 14°C por lo que solo resta 1 h para enfriar la salmuera de 14°C a -4°C.

Para realizar el cálculo de la cantidad de placas necesarias para cumplir con las condiciones de arranque se debe plantear la siguiente ecuación, en la que se evalúa el calor que deben extraer las placas mientras la temperatura de la salmuera desciende desde 14°C a -4°C:

$$P(T_s) = N_{placas} \frac{(T_{salmuera} - T_{NH3})A}{R_t} = \frac{dQ}{dt} = -mC_p \frac{dT_{salmuera}}{dt} = -\rho V C_p \frac{dT_{salmuera}}{dt}$$

$$\int_0^{t_f} N_{placas} \frac{A}{R_t * \rho * V * C_p} dt = - \int_{T_0}^{T_f} \frac{dT_{salmuera}}{T_{salmuera} - T_{NH3}}$$

$$N_{placas} \frac{A}{R_t * \rho * V * C_p} * t_f = \ln\left(\frac{T_0 - T_{NH3}}{T_f - T_{NH3}}\right)$$

Utilizando los datos de la Tabla 16 se procede a realizar el cálculo de la cantidad de placas necesarias para la puesta en marcha de la máquina.

TABLA DE DATOS		Unidades
Cp	0,9433	W h/kg°C
Volumen de batea	12	m <sup>3</sup>
Densidad	1159	kg/m <sup>3</sup>
Tiempo disponible	1	hs
Area de placas	2,25	m <sup>2</sup>
Rt	0,00616	m <sup>2</sup> °C/W

Tabla 16. Datos para el cálculo potencia frigorífica

De esta manera se obtiene:

$$N_{\text{placas}} = \frac{2,25 \text{ m}^2}{6,16 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}{\text{W}} * 1159 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 12 \text{ m}^3 * 0,9433 \frac{\text{W h}}{\text{kg} \cdot \text{°C}}} * 1 \text{ h} = \ln\left(\frac{14 - (-10)}{-4 - (-10)}\right)$$

$$N_{\text{placas}} = 50$$

Teniendo en cuenta las posibles variaciones del sistema se decidió sobredimensionar el sistema un 10%. Por lo que se instalarán 56 placas de intercambio.

El sistema tendrá dos bloques de enfriamiento separados que permitirán regular la potencia de frío en caso de ser necesario. Cada bloque constara de 28 placas llegando a un total de 56 placas, teniendo así un pequeño margen de seguridad para el funcionamiento.

### 3.3 Cálculo de cañerías

Se procederá en esta etapa a realizar el cálculo del diámetro de cañería necesario para cada tramo del sistema. Como este se compone de dos bloques de idénticas dimensiones, se realizará el cálculo para uno de ellos y se replicará en el otro.

El diámetro de una cañería en refrigeración queda definido por el caudal volumétrico de refrigerante que circula en la misma. Lo que se busca realmente es limitar la velocidad de fluido dentro de la cañería y por consecuente manejar las pérdidas de carga. Se trata de un balance costo-beneficio en el que a mayor diámetro de cañería, menor costo de operación del sistema, pero mayor costo de fabricación del mismo.

Por cada placa tenemos una extracción de 2192 W por lo que en total con las 28 placas del bloque tendremos 61376W o  $52774 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ . Luego se procede a calcular el caudal másico de refrigerante:

$$G = \frac{Q}{\Delta h}$$

Los valores para realizar los cálculos se obtuvieron mediante la aplicación coolpack, la cual nos permite en la opción Refrigerant calculator obtener diferentes puntos del diagrama, P vs h del refrigerante R717. Los datos obtenidos fueron los siguientes:

Refrigerante R717 en estado Líquido a  $-10^{\circ}\text{C}$ . Titulo  $X=0,16$

- Temperatura =  $-10,00^{\circ}\text{C}$
- Presion = 290,7517 kPa
- Densidad =  $0,00153\text{ m}^3/\text{kg}$
- Entalpia =  $345,4\text{ kJ/kg} = 82.55\frac{\text{kcal}}{\text{Kg}}$

Refrigerante R717 en estado gaseoso a  $-10^{\circ}\text{C}$

- Temperatura =  $-10,00^{\circ}\text{C}$
- Presion = 290,7517 kPa
- Densidad =  $0,41769\text{ m}^3/\text{kg}$
- Entalpia =  $1434.1\text{ kJ/kg} = 342.75\frac{\text{kcal}}{\text{Kg}}$

Se procede a realizar el cálculo:

$$G = \frac{52774\frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{342.75\frac{\text{kcal}}{\text{Kg}} - 82.55\frac{\text{kcal}}{\text{Kg}}} = 202.82\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

### 3.3.1 Cañería de Aspiración

La cañería de aspiración será la encargada de recolectar todo el gas refrigerante que viene de las diferentes placas. Cada placa cuenta con dos acometidas destinadas para la succión de gases. Por lo tanto, se realizará el cálculo para una de ellas, asumiendo que en ambas circula la misma cantidad de gas refrigerante. Por lo que se dividirá el caudal másico en 2 partes, para luego obtener el caudal volumétrico (o gasto volumétrico, GV), con el volumen específico del gas en condiciones de operación.

$$GV = 101.41\frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 0,417\frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} = 42.28\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

En la Tabla 17 se puede observar las velocidades recomendadas para cada línea. A partir de las mismas se calcula el área necesaria para la circulación del refrigerante y con esta el diámetro del tubo.

R-717	Peq. dimensiones	Med. dimensiones	Gr. dimensiones
Línea succión (seco)	(3/4" - 1 1/2") 8 - 15 m/s	(2" - 3 1/2") 12 - 20 m/s	(4" - 10") 16 - 24 m/s
Línea descarga	(3/4" - 1 1/2") 6 - 12 m/s	(2" - 3 1/2") 9 - 15 m/s	(4" - 6") 12 - 18 m/s
Líquido alta presión (recibidor a V.Expansión)	(3/8" - 1/2") 0.2 - 0.5 m/s	(3/4" - 1") 0.4 - 0.8 m/s	(1 1/4" - 1 1/2") 0.6 - 1.2 m/s
Líquido alta presión (condensador a recibidor)	X dimensiones mayor que "líquido alta presión (recibidor a V.Exp.)"		
Línea ecualización	Igual a "líquido alta presión (recibidor a V.Exp.)"		
Líquido/Gás (evaporador a separador)	2 dimensiones mayor que "línea succión (seco)"		

Tabla 17. Velocidades recomendadas de refrigerante (ITM, 2022)

Línea Líquido/Gas: Salida de las placas, para esta línea se toma una velocidad de diseño de 12 m/s (Línea de succión, seco) y se multiplica por 2 la dimensión obtenida. Se toma una velocidad relativamente baja ya que debido a que el equipo de frío es centralizado en la planta, la cañería es muy extensa, lo que aumenta la pérdida de carga. De esta manera el área del tubo necesaria es:

$$A = \frac{GV}{v} = \frac{42,28 \frac{m^3}{h}}{43200 \frac{m}{h}} \times 2 (\text{dimension} \frac{\text{Líquido}}{\text{gas}}) = 0,002m^2$$

El área interior que se corresponde con esta medida es de un tubo de 2" SCH 40, para la línea líquido/gas que hace de colector de todas las placas.

La línea general de Líquido/Gas se realizará de 4" SCH 40 ya que esta tiene un poco más del doble de área y nos permitirá mantener las velocidades bajas. (ver Figura 65)

### 3.3.2 Cañería de Líquido

En este caso volvemos a calcular el GV de refrigerante ya que el volumen específico en estado líquido cambia:

$$GV = 202,82 \frac{Kg}{h} * 0,00153 \frac{m^3}{Kg} = 0,31 \frac{m^3}{h}$$

En este caso la velocidad de diseño es de 0,3 m/s, por lo que el área del tubo necesaria es:

$$A = \frac{GV}{v} = \frac{0,31 \frac{m^3}{h}}{1080 \frac{m}{h}} = 0,000287m^2$$

El área interior que se corresponde con esta medida es de un tubo de 3/4" SCH 40.

Los bloques de enfriamiento quedan definidos como se muestra en la Figura 65. En la misma se muestra la identificación de cada cañería junto con su diámetro. En la Figura 66 se puede apreciar el sistema configurado dentro de la batea.

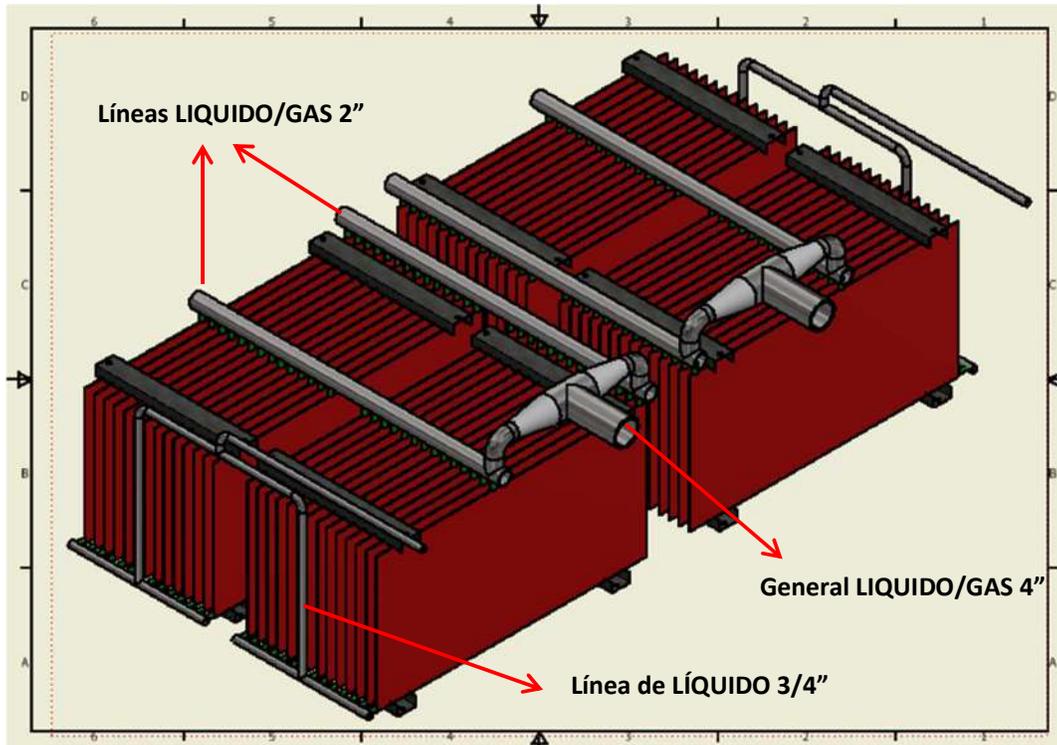


Figura 65. Diseño final sistema de evaporación

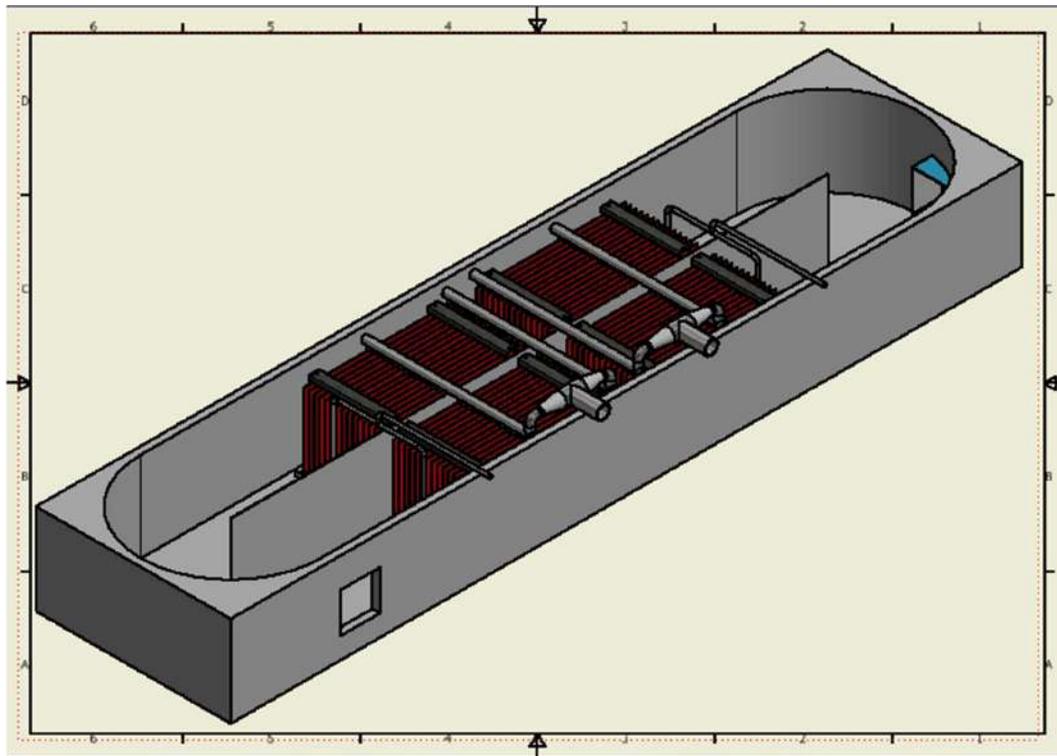


Figura 66. Esquema del sistema de enfriamiento en la batea.

De esta manera queda definido todo el sistema evaporador de la máquina enfriadora de langostinos. Las medidas entre placas se pueden encontrar en el Anexo 1 junto con los cálculos pertinentes que aseguran que se cumplan todas las condiciones impuestas durante el procedimiento de cálculo planteado.

## Trabajos futuros

Del presente trabajo se desprenden una serie de mejoras posibles que requieren de un análisis más exhaustivo y la realización de pruebas en campo. Estas propuestas se indican a continuación:

- Análisis y documentación de los resultados obtenidos con el diseño actual.
- Optimización de medidas y materiales utilizados para disminuir costos de fabricación.
- Estudio del sistema de refrigeración en campo para optimización del mismo.
- Integración del sistema de lavado de langostinos a la máquina de refrigeración.

## Conclusiones

Para el desarrollo del presente trabajo, en primera instancia se estudió el modelo de máquina existente para entender el funcionamiento y las posibles mejoras a realizar sobre la misma. Se detectaron las principales deficiencias de la máquina en funcionamiento tanto desde el punto de vista operativo como de fabricación. En base a esto, las mejoras planteadas fueron:

- Aumentar eficiencia del sistema de impulsión.
- Aumentar velocidad del sistema de vaciado de la batea.
- Mejorar accesibilidad para la limpieza del sistema.
- Sistema de impulsión de salmuera desarmable que facilite su mantenimiento.

Posteriormente se realizó el rediseño y cálculo de la nueva máquina, aplicando las mejoras propuestas, logrando así satisfacer las expectativas del cliente.

Como experiencia personal, este trabajo resultó ser un gran desafío debido a la multiplicidad de conceptos de Ingeniería Mecánica que se debieron aplicar para el correcto desarrollo del mismo. Fue necesario efectuar una asociación de todo lo aprendido durante la carrera de Ingeniería Mecánica para poder desarrollar, no solo una pieza, sino toda una máquina que en su conjunto funcione adecuadamente y cumpla con las expectativas de un cliente real. Sumado a esto, se llevó a cabo la fabricación del equipo diseñado, lo que requirió de una gran coordinación con personal de diferentes rubros y una buena organización de las tareas para respetar los plazos de entrega establecidos.

## Bibliografía consultada

1. “Mecanica de los fluidos y maquinas hidráulicas” Claudio Mataix segunda edición.
2. “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett
3. Catedra Instalaciones termomecánicas “conceptos de transferencia de calor” “Instalaciones frigoríficas”
4. “Manual de refrigeración” Juan Manuel Franco Lijo
5. “Apunte arboles y ejes” Catedra Calculo de elementos de maquina (UNMDP)
6. “Modelado y simulación mecánica de un sistema de propulsión de un buque” Carlos Antonio Marquez Estrada tesis de Maestria
7. Skf bearing select <https://www.skfbearingselect.com>
8. “Diseño y selección de bombas” Reyes-Saavedra-Hernandez
9. “Mecanica de los fluidos” STREETER
10. “Perdida de carga y bombas” Catedra mecánica de los fluidos y maquinas fluidodinámicas.
11. World Steel Association AISBL. (2020). <https://www.worldsteel.org/>
12. Catálogo de productos WEG <https://www.weg.net/>
13. “Tables of technical Properties” <https://www.worldstainless.org/>

## Trabajos citados

1. *Ogrados.com*. (s.f.). Recuperado el 1 de 02 de 2023, de Ciclo básico de la refrigeración: <https://Ogrados.com/ciclo-basico-de-la-refrigeracion/>
2. CENGEL, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw Hill.
3. FI-UNMDP, C. C. (2018). *Apunte arboles y ejes*.
4. fluidos, C. d. (2023). *Perdidas de carga y bombas*.
5. ITM. (2022). *CICLOS FRIGORIFICOS A COMPRESION DE VAPOR*. (UNMDP)
6. Munson Okiishi Huebsch Rothmayer. (2013). *Fundamentals of Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons .
7. Pastrana, J. P. (s.f.). *Maquinas auxiliares y bombas centrifugas*. sección de publicaciones de la UPM: Etsin.
8. Shigley, D. e. (2008). *Budynas y Nisbett*. McGraw hill.
9. SKF. (s.f.). *SKF BEARING SELECT*. Recuperado el 2023, de <https://skfbearingselect.com/>
10. UNLP, I. (s.f.). Recuperado el 2023, de <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Fatiga.pdf>

## Anexo 1

En este anexo se procede a calcular el caudal de recirculación para asegurar una correcta velocidad de la salmuera entre las placas. Para realizar este cálculo se supondrá que el caudal que circula entre cada par de placas es idéntico para todas ellas.

El sistema se observa en la Figura 67, donde se indica el sentido de circulación de la salmuera.

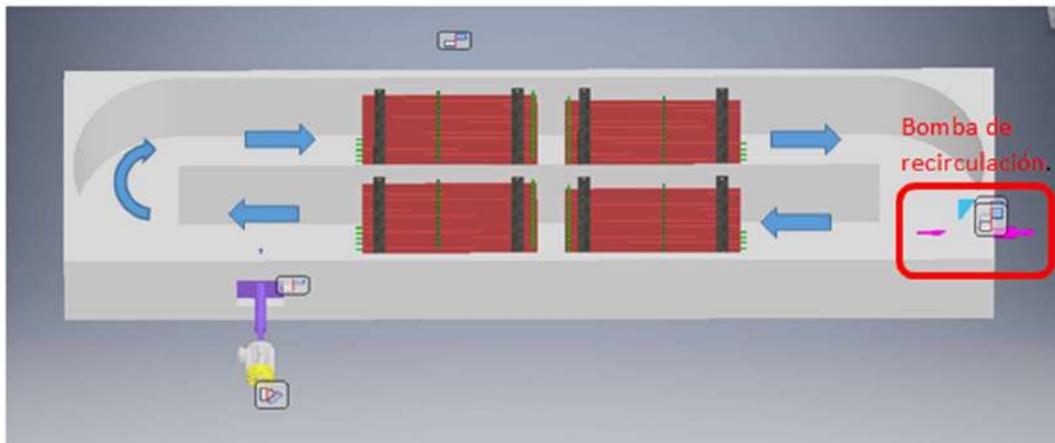


Figura 67. Sistema de recirculación de salmuera.

La velocidad de salmuera entre placas estará dada por el caudal que impulse la bomba de recirculación sobre el área disponible entre placas. Esta área se puede observar en la Figura 68.

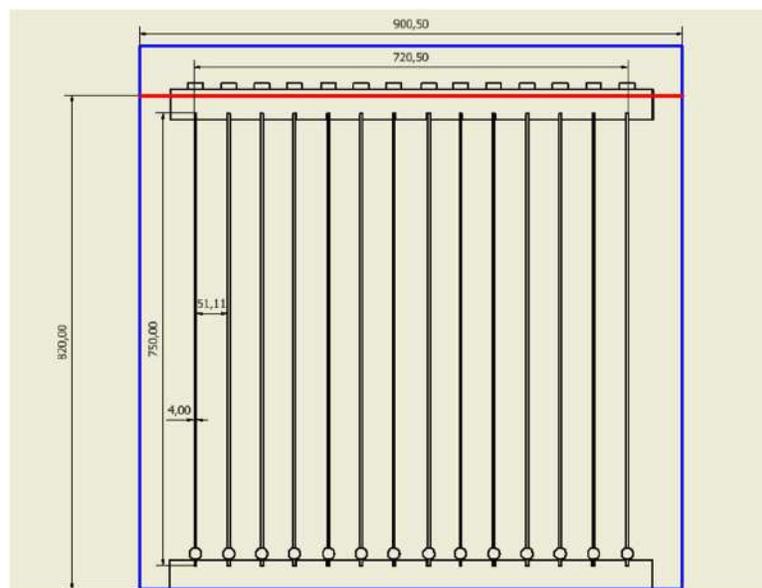


Figura 68. Esquema de placas de refrigeración.

En la Figura 69 se observa con azul el “encajonamiento” que produce la batea y en rojo el nivel de agua. En el cálculo se supondrá que toda la columna de fluido se desplaza a la misma

velocidad. Por lo tanto, teniendo en cuenta la velocidad requerida entre placas se procederá a realizar el cálculo del caudal, de la siguiente manera:

$$Q = v \times (13A_{ep} + 2A_{pp})$$

Siendo:

- Q: caudal de salmuera a recircular
- v: velocidad de la salmuera entre placas= 0,15m/s por diseño
- $A_{ep}$ : Area entre placas
- $A_{pp}$ : Area entre pared y placas

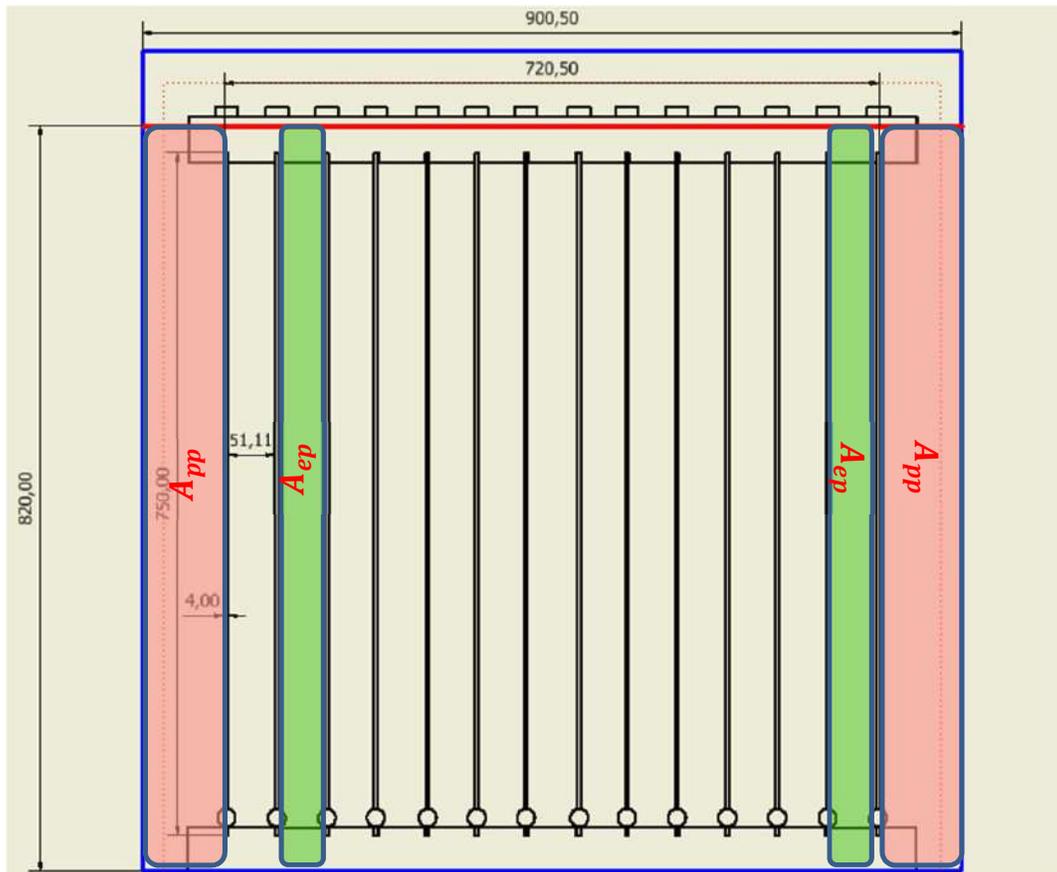


Figura 69. Área entre placas de refrigeración.

$$A_{ep} = 820\text{mm} \times 51,11\text{mm} = 0,82\text{m} \times 0,051\text{m} = 0,041\text{m}^2$$

$$A_{pp} = 820\text{mm} \times 90\text{mm} = 0,82\text{m} \times 0,09\text{m} = 0,0738\text{m}^2$$

$$Q = 0,15 \text{ m/s} \times (13 \cdot 0,041\text{m}^2 + 2 \cdot 0,0738\text{m}^2) \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} = 367,524 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo tanto se obtiene un caudal necesario para cumplir con los requerimientos de velocidad entre placas de  $370 \text{ m}^3/h$ .

El caudal antes mencionado será impulsado por un sistema de iguales características al sistema de elevación de salmuera. De la bomba antes calculada se mantuvo el sistema de transmisión de potencia idéntico, pero se modificó la hélice con una propuesta de menor diámetro y preparada para girar a menor velocidad.

## Anexo 2

En este anexo se procede a explicar la metodología usada para realizar el cálculo de la temperatura a la cual debería estar la lluvia de salmuera para obtener los valores deseados de temperatura del langostino al final del proceso.

El método utilizado busca recrear las condiciones de utilización de la máquina de manera práctica. Se tuvieron en cuenta las siguientes variables del proceso como lo son:

1. Temperatura de salmuera (Incógnita).
2. Movimiento relativo entre la salmuera y el langostino (Se tiene en cuenta durante el desarrollo de la prueba).
3. Tiempo en contacto del langostino con la salmuera (Está dado por la capacidad de la maquina).
4. Tamaño del langostino (Se tiene en cuenta en el desarrollo de la prueba).
5. Temperatura de entrada del langostino (Información que provee el cliente).

La variable 3 está dada por la capacidad del sistema, en otras palabras la velocidad con la que avanza la cinta transportadora, la cual está diseñada para cumplir con los requisitos del cliente en cuanto productividad de la máquina. Esto es:

La cinta transportadora tiene 1600 mm de ancho por lo que en cada hilera entran 4 cajones de langostinos (ver Figura 70). Cada uno de ellos se carga con hasta 10 kg de langostino para favorecer un descenso de la temperatura parejo en todo el producto. De esta manera se cargarán 40 kg de langostino por hilera. Dado que el proceso de carga no es continuo, se estima que se pueden cargar unas 12 hileras en cada ciclo (cantidad de hileras bajo la lluvia de salmuera). Es decir, será necesario que la cinta transportadora realice 11 ciclos por hora.

$$12 \text{ hileras} \times 4 \text{ cajones (10 kg)} \times 11 \text{ ciclos} = 5280 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Por lo que cada hilera de cajones estará bajo la lluvia por 4 minutos y en total en la maquina por 5,3 minutos, con una velocidad de cinta transportadora de 1.5 m/min.

### CAJON LIVIANN LANGOSTINERO

Medidas: 55x36x24cm

Material Virgen. Color Blanco.

Art. 017001190

Material Recuperado.

Consultar colores

Art. 017001191



Figura 70. Cajón Langostinero

Los instrumentos para realizar la prueba son los siguientes:

1. Conservadora comercial, que servirá de recipiente para la salmuera permitiendo disponer de la misma lo suficientemente fría por el tiempo necesario.
2. Termómetro de sonda de refrigeración. Este permitirá monitorear la temperatura de la salmuera mientras se realizan las pruebas (Figura 71).
3. Termómetro de aguja, tipo cocinero, permite medir la temperatura interna del langostino (Figura 71).
4. Reloj cronometro.



Figura 71. (Izquierda) Termómetro de sonda. (Derecha) Termómetro de aguja

Los pasos para realizar la prueba fueron los siguientes:

1. Se colocó agua, sal y hielo en una conservadora y se monitoreó la temperatura hasta que la misma se mantuviera estable en  $-5^{\circ}\text{C}$ . (Figura 72)

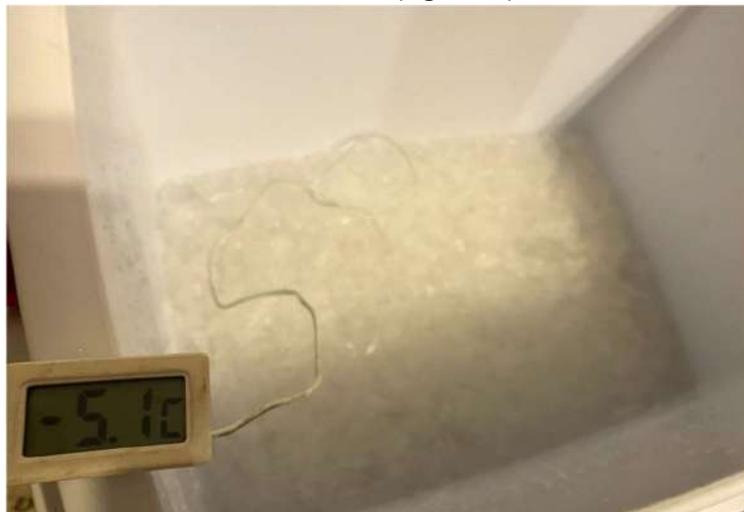


Figura 72. Conservadora con salmuera

2. Con la temperatura estable se colocan 5 langostinos (intentando abarcar todos los tamaños) en la salmuera y se mueve la misma enérgicamente para simular las condiciones de la lluvia en la máquina.
3. Luego de 4 min se comienza a retirar los langostinos de la salmuera con pinza y se coloca un termómetro de aguja en los mismos para medir su temperatura interior (Figura 73).



Figura 73. Medición de temperatura langostino

4. Se releva el tiempo de permanencia, la temperatura de la salmuera, la temperatura de entrada del langostino y la temperatura de salida.
5. Se repite la prueba con  $-4^{\circ}\text{C}$  y  $-3,5^{\circ}\text{C}$ .

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 18.

Temperatura salmuera ( $^{\circ}\text{C}$ )	Tiempo permanencia (min)	Temperatura entrada Producto ( $^{\circ}\text{C}$ )	Temperatura salida producto. ( $^{\circ}\text{C}$ )	Promedio ( $^{\circ}\text{C}$ )
-5	04:00	$12^{\circ}\text{C}$	1,2	0,26
-5	04:10	$12^{\circ}\text{C}$	0,8	
-5	04:24	$12^{\circ}\text{C}$	-0,1	
-5	04:31	$12^{\circ}\text{C}$	0,1	
-5	04:40	$12^{\circ}\text{C}$	-0,7	
-5	04:00	$12^{\circ}\text{C}$	0,9	0,32
-5	04:08	$12^{\circ}\text{C}$	1,0	
-5	04:14	$12^{\circ}\text{C}$	0,6	
-5	04:23	$12^{\circ}\text{C}$	-0,1	
-5	04:34	$12^{\circ}\text{C}$	-0,8	
-4	04:00	$12^{\circ}\text{C}$	2,4	<b>1,96</b>

-4	04:08	12°C	2,1	
-4	04:14	12°C	1,9	
-4	04:26	12°C	1,7	
-4	04:32	12°C	1,7	
-4	04:00	12°C	2,5	<b>1,92</b>
-4	04:10	12°C	2,2	
-4	04:18	12°C	1,8	
-4	04:30	12°C	1,6	
-4	04:40	12°C	1,5	
-3,5	04:00	12°C	2,4	2,02
-3,5	04:12	12°C	2,1	
-3,5	04:16	12°C	2,0	
-3,5	04:28	12°C	1,9	
-3,5	04:37	12°C	1,7	
-3,5	04:00	12°C	2,6	1,98
-3,5	04:08	12°C	2,3	
-3,5	04:14	12°C	1,9	
-3,5	04:23	12°C	1,8	
-3,5	04:34	12°C	1,3	

Tabla 18. Resultados de pruebas de frío.

En la Tabla 18 se observa que para la temperatura de -4°C de salmuera se cumple la condición de temperatura de salida del producto de 2°C. Si bien para el caso de -3,5°C vemos que en promedio se cumple con las condiciones, se elige bajar más la temperatura para asegurarse el enfriamiento del total de los langostinos.