

***“Cálculo de los parámetros técnicos y económicos de
un loop de sodio líquido de escala de laboratorio”***

***CARRERA: ESPECIALIZACIÓN EN REACTORES NUCLEARES
Y SU CICLO DE COMBUSTIBLE***

Alumno: Ing. Juan Ignacio Gutierrez

Director: Dr. Osvaldo E. Azpitarte

Marzo 2017.



UNSAM
UNIVERSIDAD
NACIONAL DE
SAN MARTÍN

RESUMEN

En este trabajo se calcularán los parámetros técnicos y económicos de un circuito termohidráulico cerrado de sodio líquido de dimensiones de laboratorio, para su empleo tanto en convección natural como en convección forzada. El loop estará compuesto por un recipiente de almacenamiento frío, una resistencia de calentamiento, un recipiente de expansión, un intercambiador de calor para enfriamiento, una sección de prueba, un dispositivo de purificación de sodio (trampa fría), una bomba centrífuga y una bomba electromagnética.

Se efectuará un estudio paramétrico en condición estacionaria, que relacione las dimensiones del loop (altura y diámetro de tubo), los flujos de calor entrantes y salientes, la altura proporcionada por la bomba y el caudal de circulación en el loop.

Para obtener los flujos de calor que permitan que se establezca convección natural en el loop, deberán diseñarse las fuentes e intercambiadores de calor correspondientes (dimensiones y material refrigerante).

Para el caso de convección forzada, deberán obtenerse los parámetros característicos de dos bombas alternativas, centrífuga y electromagnética.

El interés de este trabajo está enmarcado en el estudio general de las tecnologías relevantes al funcionamiento de los reactores nucleares rápidos refrigerados por sodio líquido. En particular, estos reactores poseen un Sistema de Extracción de Calor Residual (*Residual Heat Removal System*) que consiste en un loop de sodio en convección natural, con un intercambiador de calor sodio-aire.

La CNEA ha seleccionado el concepto de reactor rápido refrigerado por sodio para un programa de futuros estudios y desarrollos. Para el primer paso de este programa se prevé, en el corto a mediano plazo, la adquisición o construcción de un circuito termo-hidráulico de ensayos de sodio líquido de escala de laboratorio, a fin de estudiar las propiedades fisicoquímicas del sodio, adiestrarse en el uso del instrumental necesario para su funcionamiento y aprender los principios del manejo de sodio como refrigerante.

El estudio paramétrico del circuito termohidráulico cerrado de sodio líquido de escala de laboratorio se realiza mediante el estudio teórico pertinente en cada caso y para cada componente, ya sea en convección natural, o en convección forzada. De esta manera se evalúa con mayor claridad la influencia de cada variable en el desempeño requerido en dicho loop, pudiendo concluir con valores más acertados para la elección adecuada de sus dimensiones y sus componentes, y obtener así un funcionamiento más eficiente.

Índice

Capítulo 1: Introducción General	4
1.1 Introducción.....	4
1.2 Antecedentes	7
1.3 Objetivos	8
Capítulo 2: Marco Teórico	10
2.1 Objetivo de la termohidráulica de reactores	10
2.2 Conducción de calor.....	10
2.3 Convección de calor.....	10
2.3.1 Convección natural	12
2.4 Flujo viscoso en tubería	13
2.5 Potencia de bombeo	16
Capítulo 3: Loop de Sodio	19
3.1 Introducción.....	19
3.2 Descripción del loop de sodio	19
3.2.1 Trampa fría	22
Capítulo 4: Estudio Paramétrico	23
4.1 Convección natural.....	23
4.1.1 Cálculo del caudal de circulación.....	23
4.1.2 Intercambiadores de calor	30
4.2 Convección forzada.....	37
4.2.1 Bomba electromagnética	38
Capítulo 5: Dimensionado	41
5.1 Tubería.....	41
5.2 Loop	41
5.3 Fuente caliente.....	42
5.4 Fuente fría.....	42
5.5 Bombas	43
Capítulo 6: Estimación de Costos	44
6.1 Tubería.....	44
6.2 Válvulas.....	44
6.3 Aislante	45
6.4 Bomba.....	45
6.5 Manta calefactora.....	46
6.6 Ventilador centrífugo	46
6.7 Costo total	47

Capítulo 7: Conclusiones	48
7.1 Convección natural.....	48
7.2 Convección forzada.....	48
Referencias bibliográficas.....	50
Anexos	51

Capítulo 1: Introducción General

1.1 Introducción

Los SFR (Sodium Fast Reactor) son reactores rápidos refrigerados por sodio (Na) a alta temperatura (aproximadamente 500°C) y a presión atmosférica y que operan en un ciclo de combustible cerrado, esto quiere decir que los combustibles una vez quemados, se procesan para volver a obtener nuevos elementos combustible con el material físil.

Dentro del marco del proyecto *Generation IV International Forum* (GIF), se pretende que esta nueva generación de reactores haga su entrada al mercado a mediados del siglo XXI, satisfaciendo cuatro metas generales: sustentabilidad, competitividad, seguridad y resistencia a la proliferación de armas nucleares.

El SFR ofrece excelentes posibilidades de satisfacer las metas de sustentabilidad del proyecto GIF debido a su capacidad de reproducir material físil y de transmutar actínidos por ser operado con un espectro rápido de neutrones. Asimismo, este tipo de reactor cuenta con una amplia experiencia en operación a nivel mundial, con centrales construidas cuyos rangos de potencia van desde unos pocos MW hasta centrales de tamaño comercial.

Existen hasta la fecha dos líneas de diseño tradicionales: el reactor tipo pileta (*pool*) y el reactor tipo *loop*. En el reactor tipo pileta, el núcleo, las bombas principales y el circuito intermedio de intercambio de calor están todos sumergidos en una pileta de sodio contenida en un único recipiente.

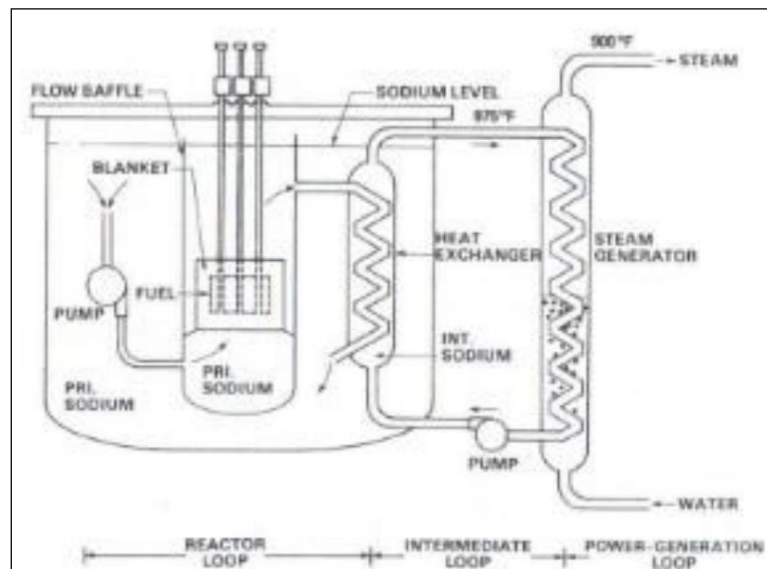


Fig. 1.1: Diseño tipo "pool".

En el diseño tipo *loop* el circuito intermedio de intercambio de calor se encuentra fuera del recipiente del reactor.

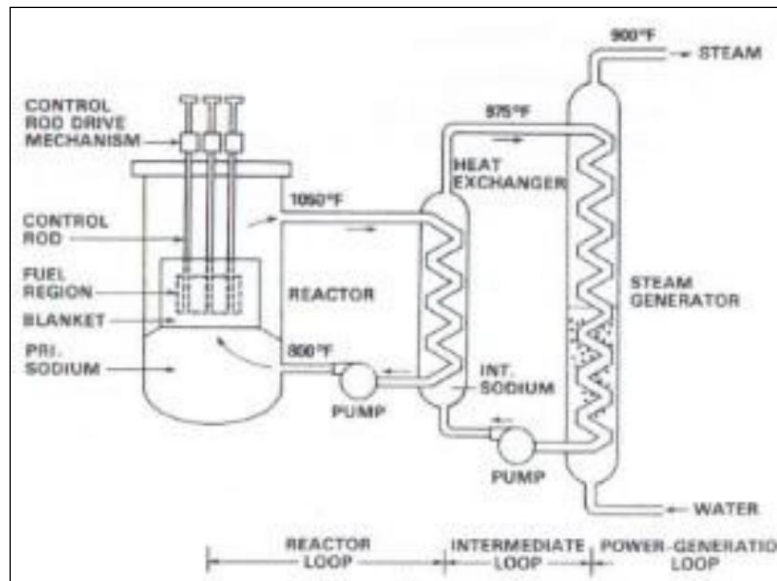


Fig. 1.2: Diseño tipo "loop".

Diseño tipo piletta.

Un importante sistema de seguridad que posee este tipo de reactor es el sistema de remoción de calor residual (RHRS), que compone, junto con el sistema intermedio de transporte de calor (IHTS), el sistema primario de transporte de calor. El RHRS comprende 4 intercambiadores sodio-sodio (DHX) ubicados dentro del recipiente y acoplados, cada uno de ellos, a un intercambiador sodio-aire ubicado fuera del recipiente; todos ellos incorporan características de actuación pasiva. El diseño promueve por ello la convección natural para la extracción del calor de decaimiento. Los IHX sodio-sodio son del tipo carcasa-tubo, cilíndricos, de orientación vertical dentro del recipiente del reactor, doble pared y flujo contra corriente. El sodio primario y el secundario fluyen en la región de la carcasa y tubos respectivamente.

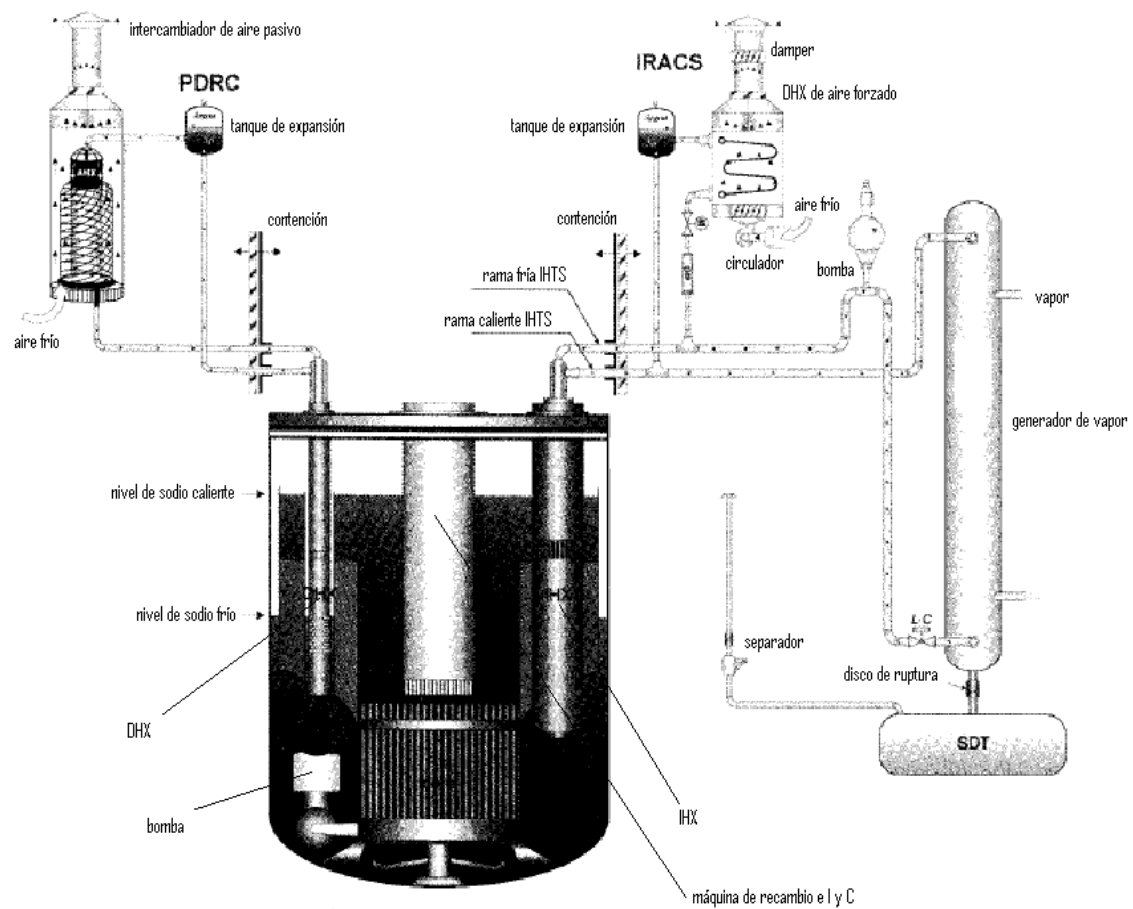


Figura 1.3: Esquema para el diseño tipo piletta del reactor coreano de 1200 MWe [Hahn et al., 2009].

Diseño tipo loop.

En este caso el reactor está diseñado para que la potencia térmica pueda ser extraída en dos ramas pero con dos IHX en lugar de cuatro, cada uno de los cuales posee su propia bomba integrada. Un sólo DHX se encuentra integrado dentro del recipiente del reactor. El IHTS está comprendido en este caso por dos IHX ubicados fuera del recipiente del reactor con sus respectivas bombas. Actúan como RHRS en este caso, los dos IHX recién mencionados y el único DHX ubicado dentro del recipiente del reactor. El RHRS posee características pasivas y cualquiera de los intercambiadores tiene la capacidad de extraer la totalidad del calor de decaimiento del núcleo. Los IHX también son del tipo carcasa-tubo, doble pared y flujo contra-corriente.

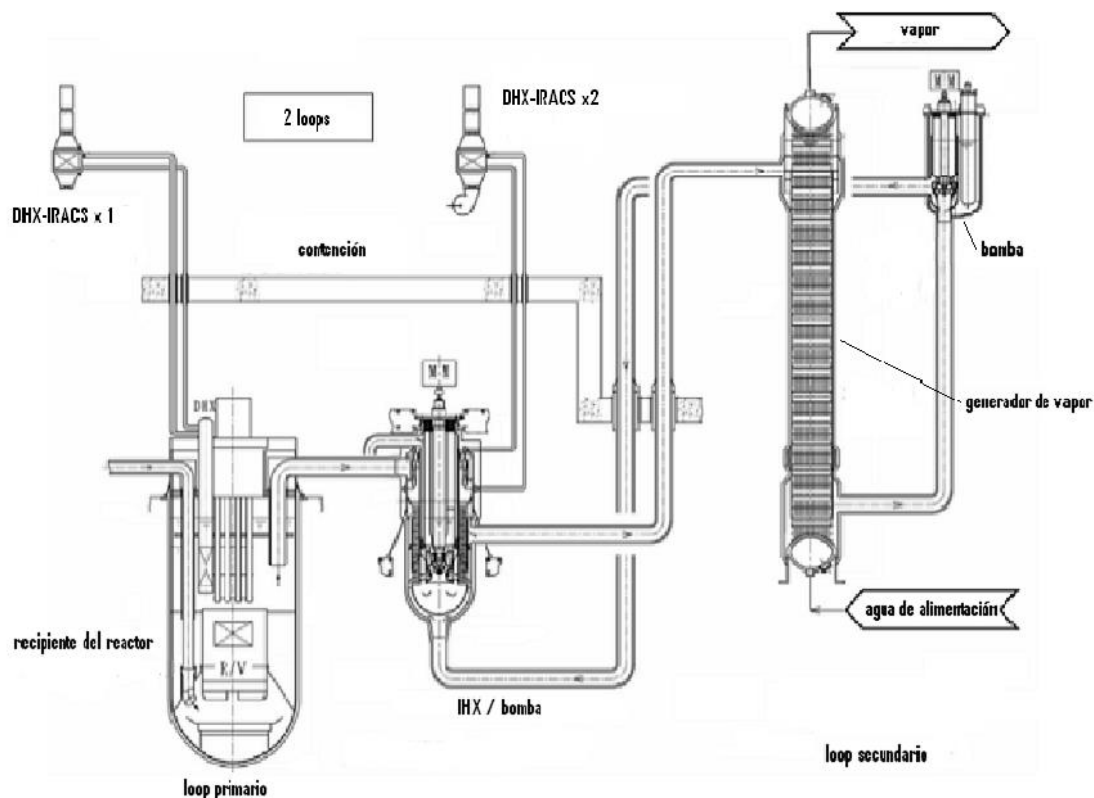


Figura 1.4: Esquema para el diseño tipo loop del reactor japonés de 1500 MWe [Ichimiya et al., 2007].

En definitiva, el sistema de extracción de calor residual en ambos diseños, *loop* y piletas, cuenta con dos intercambiadores de calor sodio-aire, acoplados cada uno de ellos a uno de los intercambiadores de calor intermedios sodio-sodio, cada uno de los cuales es capaz de extraer el 100% del calor de decaimiento. Además, dependiendo del diseño, el reactor cuenta con uno o más intercambiadores sodio-aire sumergidos en el recipiente del reactor, también con capacidad total del 100%. Todos estos sistemas están diseñados para promover la convección natural tanto del sodio como del aire. Además incorporan características pasivas, aunque no pueden funcionar en ausencia total de suministro eléctrico externo.

1.2 Antecedentes

En base a una política planteada años atrás, la Comisión Nacional de Energía Atómica llevó a cabo el desarrollo del Plan Estratégico de CNEA 2010-2019, que abarca la totalidad de las actividades de la institución.

El tercer objetivo estratégico dentro del área de reactores de potencia de este plan estratégico es la implementación de un programa de seguimiento de nuevas tecnologías de reactores nucleares de Generación IV y sus ciclos de combustible para evaluar y generar líneas de investigación y desarrollo asociadas. [1]

Se realizó una evaluación comparativa de los seis conceptos seleccionados en el marco del proyecto *Generation IV International Forum (GIF)*, y en base a éste, se efectuaron recomendaciones para definir las líneas tecnológicas de Generación IV hacia las cuales se considera conveniente que CNEA dirija recursos económicos y humanos en el futuro inmediato, en cumplimiento del “Acuerdo Final Generación IV”, teniendo presente los tres objetivos específicos:

- **Objetivo específico 3.1:** Realizar estudios y evaluaciones con el objetivo de definir la o las líneas de Generación IV de mayor interés para el país.
- **Objetivo específico 3.2:** Promover la participación en proyectos internacionales a través de la colaboración en proyectos específicos.
- **Objetivo específico 3.3:** Desarrollar facilidades experimentales.

Como resultado de esta investigación, y en cuanto a lo señalado en el **Objetivo Específico 3.3** se recomienda, para las líneas que resulten finalmente consideradas de interés para el país, promover la iniciación de proyectos experimentales de investigación y desarrollo los que, además de generar conocimiento propio en diferentes áreas tales como química del refrigerante, diseño del núcleo – termohidráulica – seguridad nuclear, materiales del cladding, materiales estructurales, etc., llevarán al desarrollo de las facilidades experimentales necesarias para su ejecución, como por ejemplo, un loop de sodio, motivo de este trabajo.

1.3 Objetivos

El interés de este trabajo está enmarcado en el estudio general de las tecnologías relevantes al funcionamiento de los reactores nucleares rápidos refrigerados por sodio líquido. En particular, estos reactores poseen un Sistema de Extracción de Calor Residual (*Residual Heat Removal System*), como se vio anteriormente, que consiste en un loop de sodio en convección natural, con un intercambiador de calor sodio-aire.

Como resultado de la evaluación comparativa de los seis conceptos seleccionados en el marco del proyecto *Generation IV International Forum (GIF)*, la CNEA ha seleccionado el concepto de reactor rápido refrigerado por sodio para un programa de futuros estudios y desarrollos. Para el primer paso de este programa se prevé, en el corto a mediano plazo, la adquisición o construcción de un circuito termo-hidráulico de ensayos de sodio líquido de escala de laboratorio, a fin de estudiar las propiedades fisicoquímicas del sodio, adiestrarse en el uso del instrumental necesario para su funcionamiento y aprender los principios del manejo de sodio como refrigerante.

En este trabajo se calcularán los parámetros característicos de un circuito termohidráulico cerrado de sodio líquido de dimensiones de laboratorio, compuesto básicamente por dos intercambiadores de calor, una bomba centrífuga y una bomba electromagnética, entre otras cosas.

El principal objetivo de este trabajo es desarrollar un estudio paramétrico en condición estacionaria, que relacione las dimensiones del loop (altura y diámetro de tubo), los flujos de calor entrantes y salientes, la altura proporcionada por la bomba y el caudal de circulación en el loop, analizando la influencia de cada uno de estos para así poder concluir en sus valores más aceptables teniendo en cuenta aspectos tanto económicos como la accesibilidad en el mercado de todos sus componentes.

Capítulo 2: Marco Teórico

2.1 Objetivo de la termohidráulica de reactores

El objetivo principal de la termohidráulica de reactores es resolver el problema de asegurar la remoción de la energía generada en el reactor, tanto en su operación normal, transitorios previstos en su funcionamiento y situaciones accidentales, de manera tal que no comprometa la seguridad e integridad de la instalación (en especial que la vaina de los elementos combustibles no alcance temperaturas inaceptables). Esto es válido para todo tipo de reactores.

2.2 Conducción de calor

La conducción de calor se considera como una transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas.

Las temperaturas más altas se asocian con las energías más altas y, cuando las moléculas vecinas chocan, como lo hacen constantemente, debe ocurrir una transferencia de energía de las moléculas más energéticas a las menos energéticas. En presencia de un gradiente de temperatura, la transferencia de energía por conducción debe ocurrir entonces en la dirección de la temperatura decreciente.

La conducción de calor vendrá regida entonces, por la *ley de Fourier*.

$$q''_x = -k \cdot \frac{dT}{dx}$$

El flujo de calor o transferencia de calor por unidad de área q''_x (W/m²) es la velocidad con que se transfiere calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección. La constante de proporcionalidad, k , es una propiedad de transporte conocida como *conductividad térmica* (W/m K) y es una característica del material de la pared. El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente. [3]

2.3 Convección de calor

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de calor debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Hablamos de *convección forzada* cuando el flujo es causado

por medios externos, como un ventilador o una bomba. En cambio, en la *convección natural* el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty)$$

Donde q'' , el flujo de calor por convección (W/m^2), es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ respectivamente. Esta expresión se conoce como la *ley de enfriamiento de Newton*, y la constante de proporcionalidad h ($\text{W/m}^2 \text{ K}$), se denomina *coeficiente de transferencia de calor por convección*. Sobre éste influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

Un primer paso esencial en el tratamiento de cualquier problema de convección es determinar si el flujo es *laminar* o *turbulento*. La fricción superficial y la transferencia de calor por convección dependen en gran medida de cuál de estas condiciones existe. Para determinar cuál es esta condición se utiliza un agrupamiento adimensional de variables denominado *número de Reynolds*.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_h}{\mu}$$

Este número representa la razón entre las fuerzas inerciales y las viscosas. Donde:

v : velocidad del fluido en (m/s).

d_h : diámetro hidráulico en (m).

μ : viscosidad en ($\text{N} \cdot \text{s/m}^2$).

Si $Re > 4000$: flujo turbulento.

Si $Re < 2000$: flujo laminar.

Si $2000 < Re < 4000$: régimen de transición.

Además definimos otros parámetros adimensionales esenciales para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Número de *Prandtl*:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

Representa la razón de las difusividades de momento y térmica. Donde:

c_p : calor específico a presión constante.

k : conductividad térmica en $(W/m \cdot K)$.

Si Pr grande domina difusividad de momento

Si Pr chico, domina difusividad térmica, caso del sodio.

Número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot d_c}{k}$$

Donde:

h : coeficiente de transferencia de calor por convección en $(W/m^2 \cdot K)$.

d_c : diámetro calefactor en (m) .

γ representa el gradiente de temperatura adimensional sobre la superficie.

El Nu se determina mediante correlaciones en cada caso en particular, en función de la geometría y el tipo de flujo y en la que se involucran los números de Re y de Pr , para luego obtener el coeficiente de transferencia h , correspondiente a tal sistema. [3]

2.3.1 Convección natural

La convección natural es un proceso físico que se establece cuando una masa de fluido se encuentra a distintas temperaturas. Aquí el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de las diferencias de densidades ocasionadas por estas variaciones de temperatura.

En consecuencia, la facilidad experimental consistirá en dos tramos verticales de altura h , una rama caliente y otra fría, conectadas por dos ramas horizontales, siendo éstas lo más cortas posibles para evitar pérdidas de fricción que se opongan al caudal másico establecido por la diferencia de temperatura.

Este fenómeno se manifiesta siempre que tengamos un fluido caliente, y por consiguiente menos denso en la parte inferior y el más denso en la parte superior, por lo tanto, se tiene una fuente localizada en la esquina inferior de la rama caliente mientras que el sumidero se encuentra en la esquina superior de la rama fría.

2.3.1.1 Resolución analítica del fenómeno de convección natural

El propósito de la resolución analítica es establecer una relación entre la diferencia de temperatura y el caudal establecido en el sistema, por lo tanto se debe analizar la relación entre la fuerza por unidad de área que surge de la diferencia de densidades, llamada *fuerza boyante o flotabilidad* y la fricción que presenta el circuito.

La fuerza por unidad de área que aparece debido a la diferencia de densidad tiene la siguiente forma (Baliño & Converti, 2013) [9]:

$$\frac{\bar{F}_B}{A} = - \int \rho(l) \cdot \bar{g} \cdot d\bar{l}$$

Siendo $d\bar{l}$ un versor en la dirección del movimiento, por lo que en un tramo en donde el fluido asciende, dicha integral será negativa y la fuerza positiva.

Además, se tienen las siguientes hipótesis:

- El volumen de control adoptado es el fluido que circula por las ramas.
- Estado estacionario.
- Es válida la *Aproximación de Boussinesq* en donde el fluido es incompresible pero varía su densidad con la temperatura.
- Ramas de Ascenso y Descenso Perfectamente Aisladas.

Resolviendo la integral para cada rama se obtiene:

$$\text{Rama Descenso o Fría: } \left. \frac{F_B}{A} \right|_D = -\rho(T_D) \cdot g \cdot h$$

$$\text{Rama de Ascenso o Caliente: } \left. \frac{F_B}{A} \right|_A = \rho(T_A) \cdot g \cdot h$$

Definimos como *fuerza impulsora* a la *diferencia de presión boyante* Δp_{boy} generada por la diferencia de densidad entre las ramas del circuito.

$$\Delta p_{boy} = \Delta \rho \cdot g \cdot h$$

2.4 Flujo viscoso en tubería

Los sistemas de tubería se encuentran en casi todos los diseños de ingeniería y por lo tanto han sido ampliamente estudiados. Existe bastante teoría disponible si discutimos efectos importantes, tales como la viscosidad y la compresibilidad, pero no existe una teoría general. La razón es que un profundo y desconcertante cambio en el comportamiento de los fluidos se produce a números de Reynolds moderados. El flujo deja de ser suave y continuo (laminar) y pasa a ser fluctuante y agitado (turbulento). Este cambio se denomina transición a la turbulencia.

El problema básico de una tubería es el siguiente: dada la geometría del tubo y sus componentes añadidos (como por ejemplo, conexiones, válvulas, codos y difusores) más el caudal deseado y las propiedades de los fluidos, nos preguntamos cuál será la presión necesaria para conducir dicho flujo. O dicho de otra manera, dada una diferencia de presión disponible, ¿qué ocurrirá con el caudal?

Experimentalmente se encuentra que existe una relación entre las pérdidas por fricción y la velocidad al cuadrado.

La expresión que determina las pérdidas de cargas por fricción viene dada por [5]:

$$h_f = f_D \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Esta es la expresión de *Darcy-Weisbach*, válida para conductos de cualquier sección transversal y para flujo laminar y flujo turbulento, donde f_D es el factor de fricción de *Darcy*.

Para cualquier sistema de tuberías, además de este tipo de pérdida de carga por fricción, hay otro tipo de pérdidas llamadas pérdidas de carga en accesorios o localizadas, y se deben a:

- Entrada o salida de tubo.
- Expansión o contracción brusca.
- Curvas, codos, tes, y otros accesorios.
- Abrir o cerrar válvulas parcialmente.
- Expansiones o contracciones graduales.

Estas pérdidas son normalmente determinadas experimentalmente y dependen, especialmente para las válvulas, del particular diseño del fabricante.

La pérdida de carga localizada se expresa generalmente como una longitud equivalente del tubo, satisfaciendo la expresión de *Darcy*.

$$h_{acc} = f_D \cdot \frac{l_{eq}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = K \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Si todo el circuito posee un diámetro constante, la altura de pérdida total puede ser resumida como:

$$\Delta h_{tot} = h_f + \sum h_{acc} = \frac{v^2}{2g} \cdot \left(f_D \frac{l}{d} + \sum K \right)$$

Teniendo en cuenta el caudal másico en función de la velocidad $\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$ (donde A es la sección transversal), a esta pérdida de carga total del circuito se la puede dividir en los efectos de los distintos componentes o fenómenos que generan una pérdida de energía por fricción en el fluido. Y expresada en términos de presión:

$$\Delta p_{tot} = (K_{TR} + K_{Acc}) \cdot \frac{\dot{m}^2}{2\rho \cdot A^2}$$

Donde K_{tr} es el coeficiente adimensional de resistencia o de pérdida de carga por fricción en un tramo recto de cañería circular, y K_{acc} es el coeficiente de pérdida de carga en los accesorios. Y se tiene entonces:

$$K_{TR} = f_D \cdot \frac{l}{d}$$

El coeficiente de fricción de *Darcy*, se obtiene de manera aproximada por la correlación de *Haaland* [5]:

$$\frac{1}{f_D^{1/2}} = 1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\epsilon}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad \epsilon: \text{rugosidad del tubo. (anexo [Tabla 3])}.$$

Otra manera de obtener este coeficiente de pérdida de carga por fricción es mediante la correlación de *Curchill* (1977) [8], en donde:

$$K_{TR} = 4 \cdot f \cdot \frac{l}{d}$$

Y f es el coeficiente de fricción de *Fanning*:

$$f = 2 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(\mathbb{A} + \mathbb{B})^{3/2}} \right]^{1/12}$$

Donde:

$$\mathbb{A} = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\epsilon}{d}} \right) \right]^{16} \quad \epsilon: \text{rugosidad del tubo}$$

$$\mathbb{B} = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Para el cálculo de la pérdida de carga en los accesorios se utiliza el método del doble coeficiente de resistencia de *Hooper* (1981) de manera tal de obtener el coeficiente de pérdida en los accesorios:

- Codos:

$$K_{codo} = \frac{K_1}{Re} + K_\infty \cdot \left(1 + \frac{1}{d} \right) \quad \text{con } K_1 = 800 \text{ y } K_\infty = 0.20; \quad d(mm)$$

- Tes:

$$K_T = \frac{K_1}{Re} + K_\infty \cdot \left(1 + \frac{1}{d} \right) \quad \text{con } K_1 = 800 \text{ y } K_\infty = 0.80; \quad d(mm)$$

- Válvulas: anexo [Tabla 2].

2.5 Potencia de bombeo

En un circuito ideal sin rozamiento, para elevar una masa m , la bomba deberá realizar un trabajo $W = m \cdot g \cdot h$ en $(N \cdot m)$, que por unidad de tiempo nos dará la potencia de bombeo [4]:

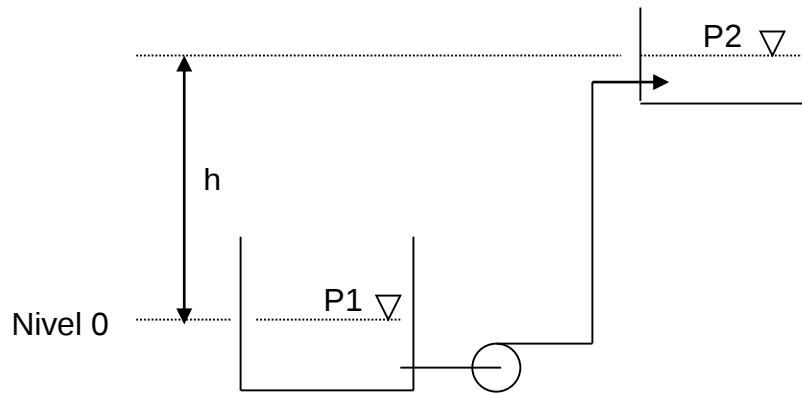
$$P = \frac{W}{t} = \dot{m} \cdot g \cdot h$$

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Entonces:

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

Potencia de bombeo para elevar un caudal Q , una altura h .



En reposo $v = 0$, según Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$

Donde:

$$\rho \cdot g = \gamma$$

Si ahora se consideran los rozamientos se deberá que entregar una altura mayor (Δh).

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot (h + \Delta h) = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta H$$

Entonces:

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta H = Q \cdot \Delta p \quad (\text{Potencia efectiva a entregar por una bomba})$$

Potencia eléctrica de una bomba:

$$P_e = \frac{P}{\eta}$$

η = Coeficiente que relaciona la potencia eléctrica con la sacada de red eléctrica (rendimiento).

Entonces:

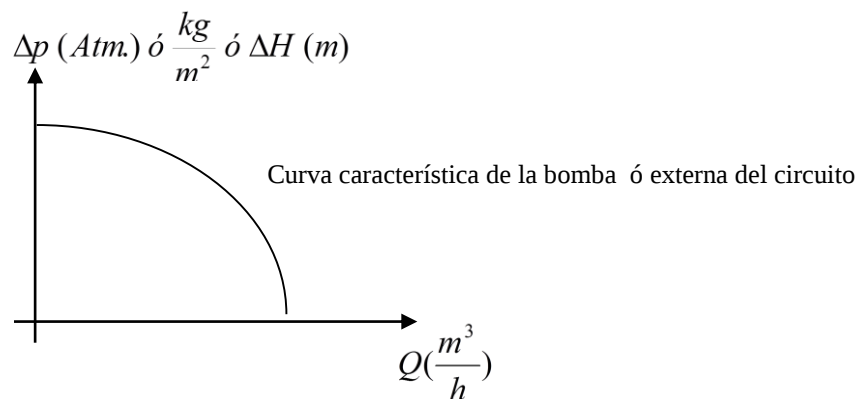
$$P_e = \frac{P \cdot \gamma \cdot \Delta H}{\eta}$$

Donde en general $0,7 < \eta \leq 0,8$

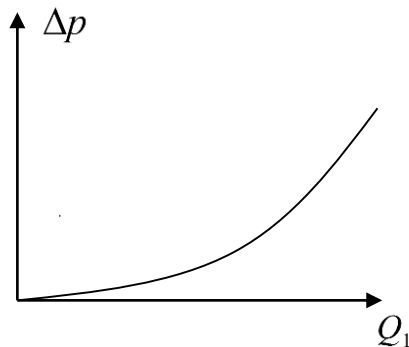
Observemos que $h \sim Q^2$ y $P_e \sim Q^3$.

Se observa que incrementar un poco el caudal es elevar mucho el Δp y la potencia de bombeo.

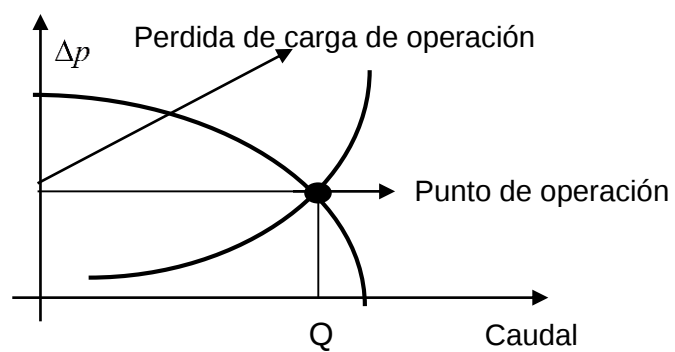
Las bombas tienen curvas características definidas según su diseño que definen la capacidad de elevar presión de impulsión en función de su caudal.



Si se grafica la pérdida de carga correspondiente a un circuito cualquiera para diferentes caudales se puede construir una curva característica interior del circuito.



Si se superpone la curva interna y la externa se tendrá un punto de curva que será el de la operación para ese circuito y esa bomba.



Capítulo 3: Loop de Sodio

3.1 Introducción

Un loop es un circuito cerrado en el cual circula fluido, ya sea por convección forzada o natural, para el estudio de las características fisicoquímicas de dicho fluido. Por lo general no poseen material radiactivo, como es en nuestro caso.

El fluido de trabajo en este caso es sodio líquido, por lo que será de gran importancia conocer sus propiedades físico-químicas más relevantes. [2]

- Líquido entre 98°C y 883°C (a presión atmosférica.)
- Reacción exotérmica Na-agua, Na-aire.
- Compatibles con aceros.
- Densidad menor a la del agua.

Estas propiedades condicionan fuertemente el nivel de precauciones necesarias para su manejo, como así también determinan los parámetros necesarios a tener en cuenta para su estudio.

El punto de fusión, aunque relativamente bajo (98°C) y el alto punto de ebullición a presión atmosférica son determinantes en uso de sistemas exclusivos para mantener el sodio en tales condiciones. El primero es responsable de que los loop de sodio posean calentadores para llevar el sodio a esa temperatura de fusión. Asimismo, el alto punto de ebullición hace posible que los loops operen a bajas presiones, comúnmente la atmosférica. Casualmente es ésta, una de las principales ventajas de los reactores rápidos de sodio, ya que disminuye fuertemente la probabilidad de ocurrencia de un accidente de pérdida de refrigerante, y además este no representaría demasiada gravedad debido a que el fluido no escaparía a alta presión.

La reacción exotérmica tanto con el agua como con el aire, es la característica más delicada del sodio, por lo que se debe realizar un riguroso seguimiento de los sistemas de seguridad de detección y mitigación de fugas. Es ésta la causa por la cual en los reactores rápidos refrigerados con éste metal se dispone de un sistema intermedio de intercambio de calor sodio-sodio para evitar una posible liberación de sodio activado, de ésta manera se disminuye la probabilidad de liberación del inventario radiactivo frente a una eventual reacción del sodio con el agua.

3.2 Descripción del loop de sodio

El loop de sodio consta básicamente de dos tramos verticales de altura H , una rama fría y otra caliente, conectadas por dos ramas horizontales, siendo estas lo más cortas posibles para evitar pérdidas de carga por fricción. Posee una fuente (manta calefactora) en el extremo inferior de la rama caliente y un sumidero (refrigeración forzada de aire) en el extremo superior de la rama fría. Todo el

circuito se encuentra aislado térmicamente con el material correspondiente para evitar la pérdida de calor al entorno a temperatura ambiente.

En la parte superior de la rama caliente se tiene un recipiente de expansión que es común a todo el circuito. Además, para realizar pruebas sencillas en distintos tipos de materiales o inclusive probar distintos tipos de instrumentos, se instala en el medio de la rama fría una sección de prueba delimitada por dos válvulas para facilitar su desmontaje.

Además posee un tanque de almacenamiento conectado al circuito mediante una válvula, equipado convenientemente con una resistencia para lograr llevar el sodio más allá de su punto de fusión, y un juego de válvulas para lograr el llenado y vaciado de la parte superior del recipiente con gas inerte para evitar el contacto del sodio con el oxígeno o la humedad atmosférica.

Contiene dos tramos horizontales en paralelo al tramo principal (correspondiente al de convección natural) con bombas electromagnética (EMP) y centrífuga respectivamente, para la circulación por convección forzada.

Se ubica en un punto del circuito una trampa fría para la debida purificación del sodio. Y todo el circuito se encuentra recubierto por un aislante para mantener la temperatura de funcionamiento correspondiente.

En este capítulo se describirá brevemente la trampa fría. La cañería, la fuente y sumidero de calor, y las bombas, serán analizadas en detalle más adelante mediante el estudio paramétrico.

La altura H del loop, se definirá mediante el estudio paramétrico, ya que influye en gran medida sobre la velocidad y el caudal de circulación para en convección natural.

En página siguiente se observa un esquema de loop de sodio con las dimensiones generales en donde definimos algunas de antemano:

Ancho: $A = 50 \text{ cm}$.

Profundidad: $B = 50 \text{ cm}$; $25 \text{ cm de cada lado}$.

h es la altura de la rama caliente, que coincide también con la altura de la rama fría, es por eso que se considera desde el centro de la fuente hasta el extremo superior de loop.

Tanto h como H serán determinadas mediante el estudio paramétrico.

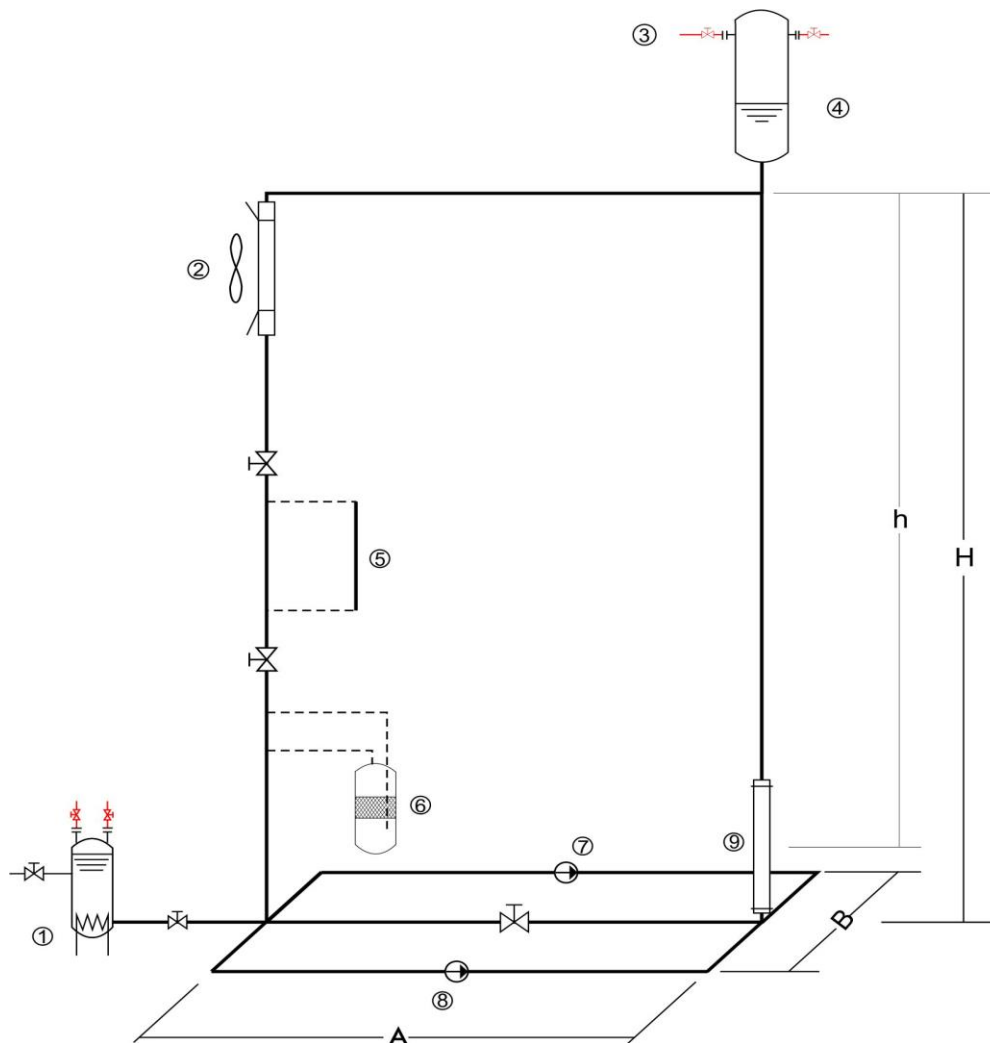


Fig. 3.1: Esquema general del loop.

REFERENCIAS

- ① Recipiente de almacenamiento
- ② Fuente fría
- ③ Gas de cobertura
- ④ Recipiente de expansión
- ⑤ Sección de prueba
- ⑥ Trampa fría
- ⑦ Bomba Centrífuga
- ⑧ EMP
- ⑨ Fuente caliente

3.2.1 Trampa fría

La trampa fría es un sistema que se utiliza para purificar el sodio, basada en la disminución, por enfriamiento, de la solubilidad de las impurezas disueltas en él.

Es un sistema aparte del circuito principal constituido por una sección de enfriamiento y un cilindro con filtro donde cristalizan las impurezas.

El tiempo de residencia del líquido en el cristalizador es el parámetro clave de diseño de este equipo.

Se tiene una trampa fría de las siguientes características generales [6]:

Recipiente de 1 litro de volumen, tiempo de residencia dentro del cristalizador de 5 minutos, caudal de entrada de 0,2 L/min. Además posee un filtro para evitar que los cristales se integren al circuito principal y se redisuelvan.

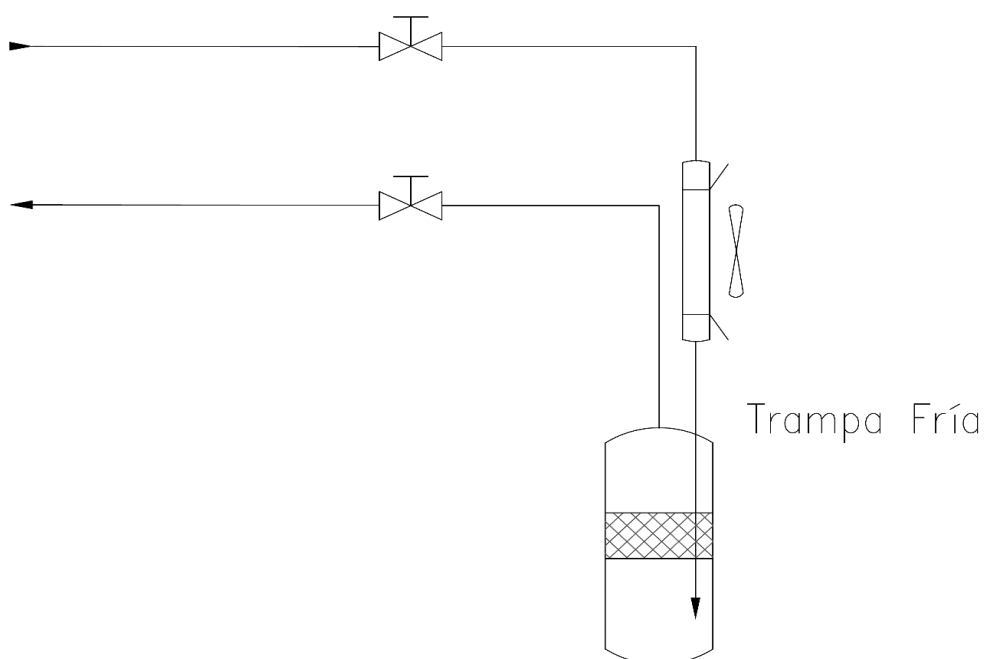


Fig. 3.2: Esquema de la Trampa Fría. Se puede apreciar la Sección de Enfriamiento y el Cristalizador.

Capítulo 4: Estudio Paramétrico

En este capítulo se realizará un estudio paramétrico del circuito en general, diámetro, altura y ancho del loop, temperatura de trabajo, velocidad de circulación, caudal, masa total y potencia necesaria para modificar la temperatura del sodio. De esta manera se podrá determinar el grado de influencia de cada parámetro sobre los objetivos de diseño, lo que permitirá decidir de manera más adecuada los valores más convenientes para sus dimensiones.

Esto permitirá realizar una primera aproximación sobre las variables intervinientes y así poder estimar si sus componentes son o no son accesibles en el mercado local.

4.1 Convección natural.

Se calcularán entonces aquí, las parametrizaciones que definen el régimen para este tipo de circulación.

4.1.1 Cálculo del caudal de circulación

A fin de calcular el caudal que circula a través del circuito, se plantea para la condición de estado estacionario, la siguiente igualdad:

$$\Delta p_{fm} = \Delta p_{fric} \quad (ec. 4.1)$$

Donde el término Δp_{fm} representa la fuerza impulsora para la convección natural, mientras Δp_{fric} indica las caídas de presión totales en el loop.

La primera, que para la convección natural viene dada por la fuerza boyante Δp_{fb} , es debida a la variación de densidad del sodio líquido a lo largo de la fuente de calor, lo que genera que una diferencia de presión entre la columna vertical de la rama fría y la rama caliente, y se expresa como:

$$\Delta p_{fm} = \Delta p_{fb} = \Delta \rho \cdot g \cdot h \quad (ec. 4.2)$$

Donde h es la altura de la columna de cada rama (fría y caliente), y corresponde a la diferencia de altura entre ambas fuentes de calor.

$\Delta \rho$ es la variación de densidad que experimenta el sodio desde la entrada hasta la salida de la fuente caliente.

La densidad del sodio líquido en kg/m^3 está determinada por la siguiente ecuación (Fink, J. K., & Leibowitz) [2]:

$$\rho_l = \rho_c + k \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + g \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{0,5} \quad (ec. 4.3)$$

Donde:

$$\rho_c = 219$$

$$k = 275,32$$

$$g = 511,58$$

$$T_c = 2503,7 \text{ K}$$

ρ_c y T_c son la densidad y temperatura crítica del sodio respectivamente.

Como se observa, la densidad es dependiente de la temperatura T .

Por consiguiente, en la ec. 4.2 se observa que la fuerza boyante estará determinada por la diferencia de altura entre las fuentes fría y caliente, y por la diferencia de temperatura que exista entre ellas.

La caída de presión total a lo largo del circuito viene dada por:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{Tramos Rectos} + \Delta p_{Accesorios}$$

$$\Delta p_{tot} = (K_{TR} + K_{Acc}) \cdot \frac{\dot{m}^2}{2\rho \cdot A^2}$$

Donde:

$$K_{TR} = 4 \cdot f \cdot \frac{l}{d}$$

$\dot{m}$: caudal másico de circulación del sodio en el loop.

d : diámetro interno.

l_f y l_{cal} : longitud total de la rama fría y caliente respectivamente.

K_f y K_{cal} : coeficientes de pérdida localizada de la rama fría y caliente.

f_f y f_{cal} : factores de fricción de Fanning de cada rama (fría y caliente).

Para determinar el número de Reynolds es necesario conocer la viscosidad μ en $N \cdot s/m^2$ o $Pa \cdot s$ la cual, al igual que la densidad, también es dependiente de la temperatura T [2]:

$$\ln \mu = -6,4406 - 0,3958 \cdot \ln T + \frac{556,835}{T} \quad (ec. 4.5)$$

Por último:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (ec. 4.6)$$

O en función del caudal másico:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot d}$$

Con todo esto se puede determinar, planteando la ecuación de equilibrio estacionario, como varía el caudal de circulación, en función de la variación de distintos parámetros, como ser: diámetro d , diferencia de altura h y diferencia de temperatura ΔT entre la fuente fría y la fuente caliente.

$$\Delta\rho \cdot g \cdot h = (K_{TR} + K_{Acc}) \cdot \frac{\dot{m}^2}{2\rho \cdot A^2}$$

$$\Delta\rho \cdot g \cdot h = \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot A^2} \left[\frac{1}{\rho_{cal}} \left(4f_{cal} \cdot \frac{l_{cal}}{d} + \Sigma K_{cal} \right) + \frac{1}{\rho_f} \cdot \left(4f_f \cdot \frac{l_f}{d} + \Sigma K_f \right) \right]$$

$$\Delta\rho \cdot g \cdot h = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\dot{m}^2}{d^5} \left[\frac{1}{\rho_{cal}} (4f_{cal} \cdot l_{cal} + \Sigma K_{cal} \cdot d) + \frac{1}{\rho_f} \cdot (4f_f \cdot l_f + \Sigma K_f \cdot d) \right]$$

Nótese que el primer y segundo término dentro del corchete corresponde a la rama caliente y fría respectivamente. De aquí se puede despejar el caudal de circulación.

4.1.1.1 Caso 1: Caudal vs Diámetro

Se analiza a continuación el grado de contribución del diámetro sobre el caudal de circulación, y para diferentes alturas entre las fuente fría y caliente.

Se considera, para simplificar la comparación, que el sodio se encuentra a una temperatura fría de 200°C y una caliente de 300°C, entre las cuales con seguridad se encuentra en estado líquido.

Parámetro	Dimensión	Valor a 200°C	Valor a 300°C
Densidad (ρ)	kg/m ³	903,001	880,517
Viscosidad (μ)	Pa s	4,52 x10 ⁻⁴	3,41 x10 ⁻⁴

Dado que es necesario conocer el valor del caudal, casualmente nuestra incógnita, para poder obtener el número de Reynolds, se procederá para obtener

su resultado, a un método iterativo, asignándole un valor cualquiera hasta obtener como resultado el mismo valor asignado.

Se realizará también para diferentes valores de h (altura de rama fría y rama caliente).

Se obtuvieron los siguientes resultados:

Diámetro	Caudal (kg/s)		
	Altura h (m)		
	2	2,5	3
3/8"	0,011	0,012	0,012
1/2"	0,025	0,026	0,027
3/4"	0,070	0,074	0,077
1"	0,145	0,153	0,160

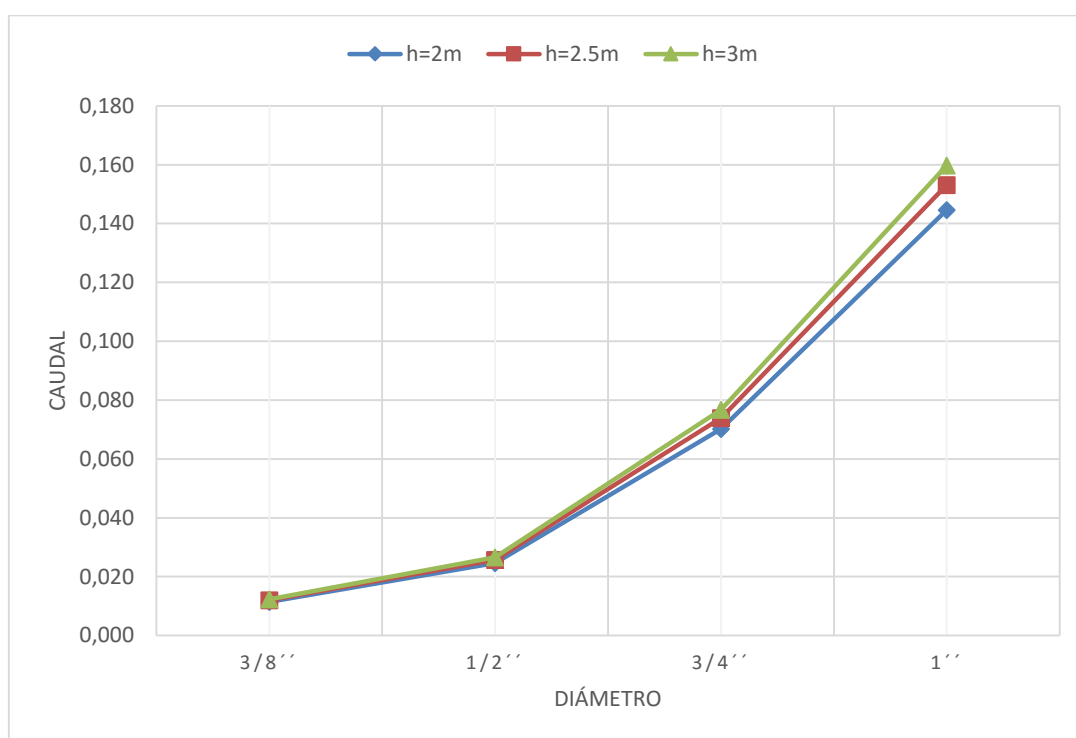


Fig. 4.1: Caudal (kg/s) – Diámetro

Aquí se observa, para este caso particular en donde el orden de magnitud que se maneja para las alturas está determinado por la altura del recinto, la poca influencia que tiene la altura h sobre el caudal, y no así el diámetro d , el cual hace más despreciables las pérdidas de carga a medida que crece.

4.1.1.2 Caso 2: Caudal vs Altura

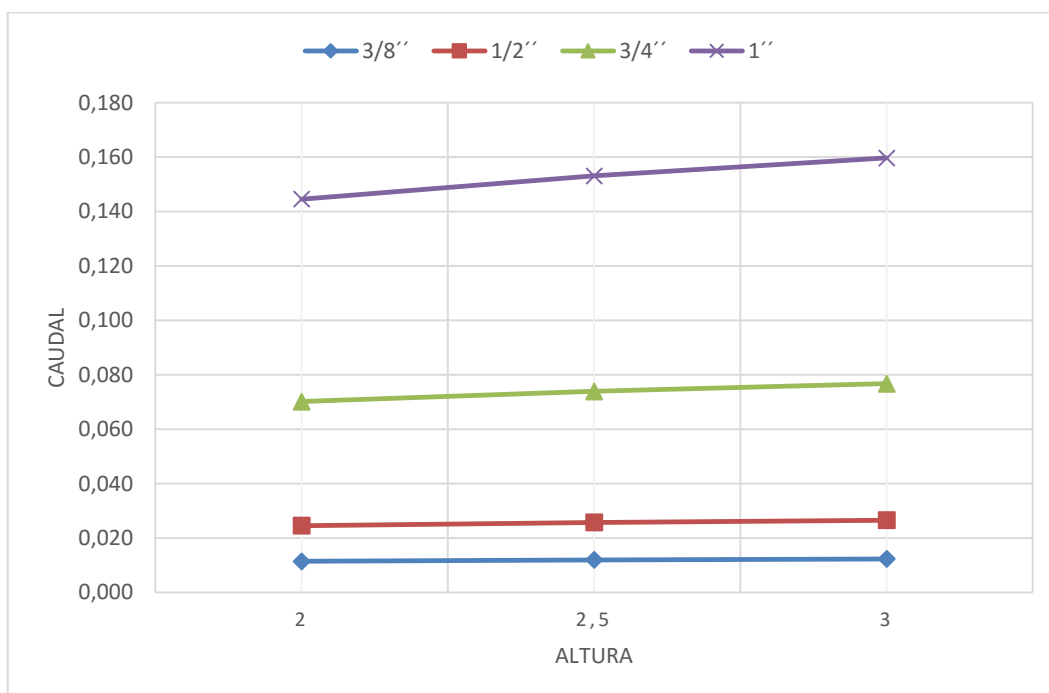


Fig. 4.2: Caudal (kg/s) – Altura (m)

Se observa claramente la poca influencia que tiene la altura, en este caso particular, sobre el caudal de circulación.

4.1.1.3 Caso 3: Caudal vs ΔT

Ahora se analiza el grado de influencia que tiene la diferencia de temperatura de ambas fuentes sobre el caudal.

Como se dijo anteriormente, tanto la densidad como la viscosidad dependen de la temperatura, por lo que se espera que esta tenga gran influencia sobre el valor del caudal.

Es importante definir una temperatura mínima en la cual esté garantizado el estado líquido del sodio. Esta será $T=200^{\circ}\text{C}$. Por lo tanto las variaciones de temperatura se obtendrán tomando ésta como referencia.

Se considerará, a fin de simplificación, un diámetro de $\frac{1}{2}$ ".

Caudal (kg/s)			
ΔT	h=2m	h=2,5m	h=3m
50	0,017	0,017	0,018
100	0,025	0,026	0,027
150	0,031	0,032	0,033

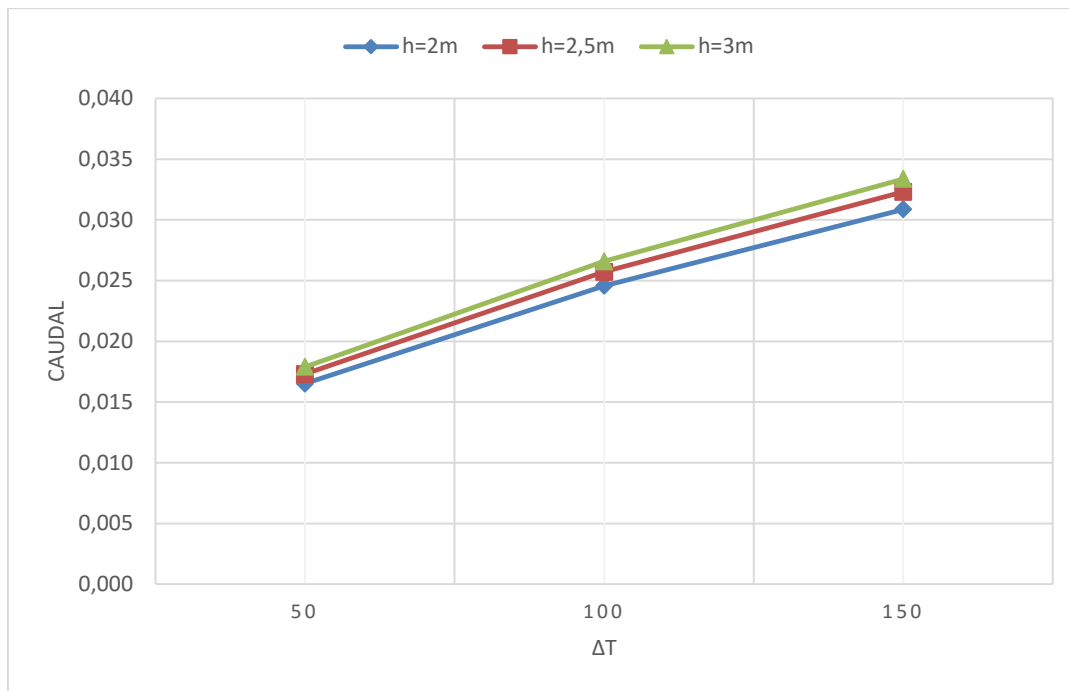


Fig. 4.3: Caudal (kg/s) – ΔT (°C)

Como se presumía, se observa que la diferencia de temperatura entre las fuentes caliente y fría tiene gran incidencia sobre el caudal de circulación.

4.1.1.4 Caso 4: Masa total de sodio vs Diámetro

Analizamos simplemente aquí como varía la cantidad total necesaria de sodio en función del diámetro d y de la altura h .

Se obtuvieron los siguientes resultados:

Masa total (kg)			
Diámetro	h=2m	h=2,5m	h=3m
3/8"	0,41	0,48	0,54
1/2"	0,73	0,85	0,96
3/4"	1,65	1,91	2,16
1"	2,94	3,39	3,84

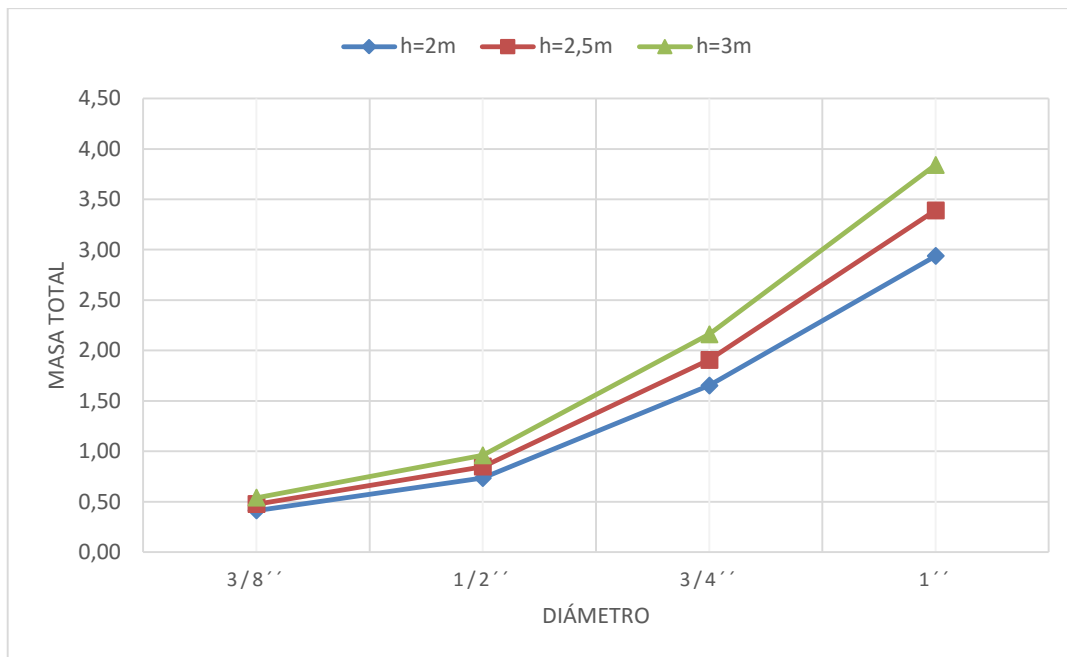


Fig. 4.4: Masa total (kg) – Diámetro

Se observa claramente aquí la gran dependencia del diámetro para la cantidad total de sodio, acentuando inclusive, la incidencia también de la altura h a medida que éste crece.

Se debe tener presente que se busca manejar la menor cantidad de sodio razonablemente posible, por razones de seguridad.

4.1.1.5 Conclusiones

En los casos 1 y 2 se observa que si bien el diámetro del tubo favorece tanto a la velocidad de circulación como así también al caudal, en el caso 5 se ve como aumenta la cantidad total necesaria de sodio a medida que crece el diámetro.

En cuanto a la altura se ve que en lo que respecta al caudal y a la velocidad de circulación, tiene muy poca relevancia. Sí cobra relativa importancia en la masa total necesaria de sodio, pero solo a medida que crece el diámetro. Para diámetros chicos su influencia no resulta tan significativa.

Aún queda por averiguar el nivel de influencia que tiene el diámetro en la potencia necesaria para elevar la temperatura del sodio. Por lo tanto, las conclusiones finales respecto a los parámetros característicos serán definidas más adelante (*ítem 4.1.2.1*).

4.1.2 Intercambiadores de calor

También resulta de gran importancia conocer como varía la potencia superficial que habrá que entregarle al tubo (fuente caliente) para elevar la temperatura del sodio un ΔT , la misma que luego se le debe extraer (fuente fría).

La transferencia de calor total del tubo al sodio será:

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Donde:

$\dot{m}$: caudal másico,

c_p : calor específico a presión constante,

ΔT : diferencia de temperatura entre las fuentes caliente y fría.

La potencia por unidad de superficie será:

$$q'' = \frac{q}{A}$$

Donde el área A es igual a:

$$A = \pi \cdot d \cdot l$$

4.1.2.1 Fuente caliente

Como se mencionó anteriormente, como fuente caliente se tiene una manta calefactora, la cual es de sencilla instalación y resulta poco invasiva para el circuito.

Se limita aquí, como criterio, la longitud L de la manta calefactora a un valor de 50cm, pues no puede ocupar gran parte de la altura total del loop.

4.1.2.1.1 Caso 1: Calor vs Diámetro

Se hará el cálculo de la potencia por unidad de superficie para diferentes valores del diámetro externo D .

Se debe tener en cuenta que el valor del diámetro determinará también el caudal de circulación, lo que incidirá fuertemente sobre el calor necesario.

A modo de simplificación se calculará para una diferencia de temperatura de 100°C, y se considerará un espesor del tubo de 1mm ya que no lo conocemos pues no fue dimensionado todavía.

Se obtuvieron los siguientes valores:

Potencia (W/cm ²)				
Diámetro	D exterior (m)	Altura h (m)		
		2	2,5	3
3/8"	0,011525	9,3	9,6	9,9
1/2"	0,0147	15,6	16,3	16,8
3/4"	0,02105	31,0	32,7	33,9
1"	0,0274	49,1	52,0	54,2

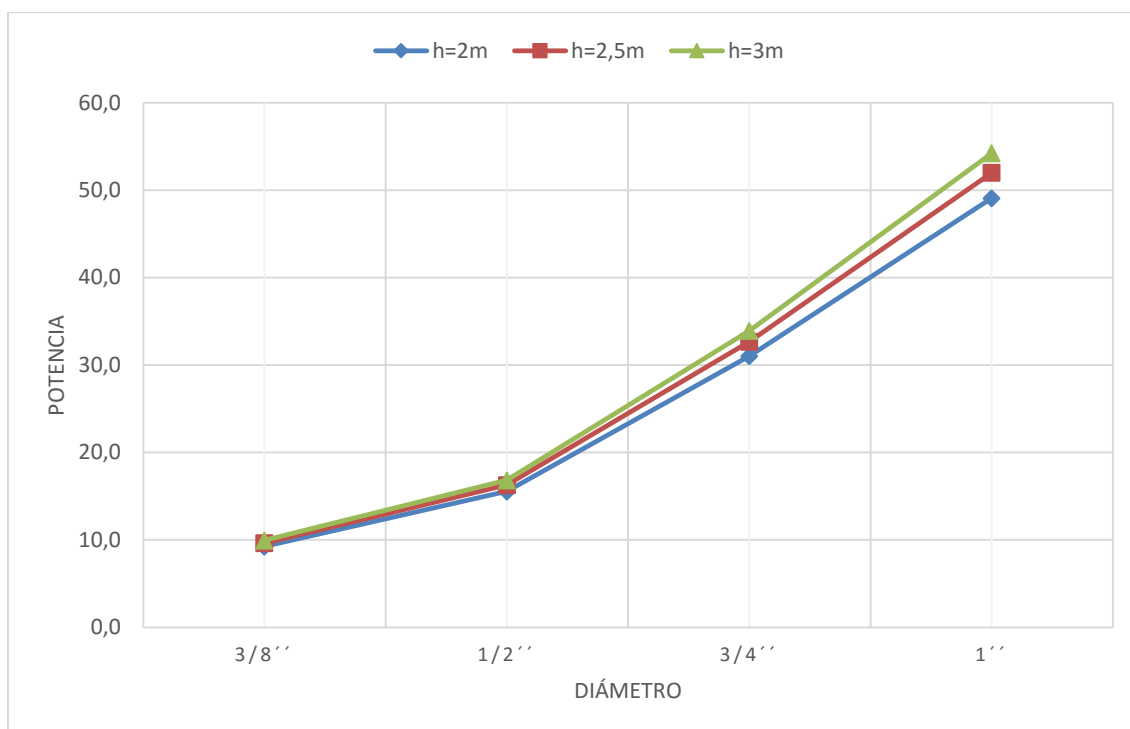


Fig. 4.5: Potencia (W/cm²) - Diámetro

Se observa una fuerte influencia del diámetro en el valor de la potencia necesaria para elevar en 100°C la temperatura del sodio, por lo que será conveniente no elegir un diámetro demasiado grande.

Dicho todo esto se concluye que el diámetro no puede ser muy grande, porque una de las mayores limitaciones que tenemos es conseguir en el mercado local una manta calefactora capaz de cubrir la potencia necesaria para elevar la temperatura del sodio. Esto también favorece a que la masa total del sodio necesaria para cubrir todo el circuito no sea tan grande.

Como contraparte, el diámetro tampoco podrá ser muy chico, ya que de esta manera tanto el caudal como la velocidad de circulación resultarían muy bajos, algo no deseado.

Se adoptan entonces, por todo esto, los siguientes valores de los parámetros:

Parámetro	Unidad	Valor
Altura del loop H	m	2,75
Distancia entre fuente fría y caliente h	m	2,5
Longitud de fuente caliente	cm	50
Longitud de fuente fría	cm	50
Diámetro interno de cañería	cm	1,27

4.1.2.2 Fuente fría

La refrigeración se debe aquí al flujo cruzado de aire en un tramo de la cañería, preferentemente de la misma longitud que la fuente caliente. Entonces:

$$L = 50\text{cm}$$

Para el caso de flujo cruzado en un cilindro se tiene la correlación de Zhukauskas para obtener el número de Nusselt [3]:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$$

Válida para:

$$0,7 < Pr < 500$$

Y

$$1 < Re < 10^6$$

Donde todas las propiedades se evalúan a la temperatura del aire T_∞ excepto Pr_s que se evalúa en la temperatura de la superficie del tubo T_s . En la siguiente tabla se presentan los valores de C y m.

Re_D	C	m
1–40	0.75	0.4
40–1000	0.51	0.5
10^3 – 2×10^5	0.26	0.6
2×10^5 – 10^6	0.076	0.7

Fig. 4.6: Constantes para cilindro en flujo cruzado.

Si $Pr \leq 10$, $n = 37$; si $Pr > 10$, $n = 36$.

Se realiza primero un cálculo preliminar bajo un conjunto específico de condiciones de operación en que la velocidad y la temperatura del aire se mantuvieron a $v = 30\text{(m/s)}$ y 27°C (300K) respectivamente. Se tiene que la potencia a disipar es $q = 4406,76\text{ (W)}$, mientras que la temperatura de la

superficie de la cañería se considera uniforme y es el promedio entre la máxima y la mínima, $T = 250^{\circ}\text{C}$ (523K). Se estima que alrededor de 15% de la disipación de potencia se pierde a través del efecto acumulado de la radiación superficial.

Propiedades: ver anexo [Tabla 1].

	Aire a 300K	Aire a 523K
$\mu(\text{Ns/m}^2)$	0,00001846	
$\rho(\text{kg/m}^3)$	1,1614	
$C_p(\text{kJ/kgK})$	1,007	
$k(\text{W/mK})$	0,0263	
Pr	0,707	0,6835

El número de *Reynolds* del aire es:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} = 23970,4$$

Entonces:

$$C = 0,26$$

$$m = 0,6$$

$$n = 0,37$$

Al trabajar con la relación de *Zhukauskas*:

$$Nu = 97,89$$

Por definición el número de *Nusselt* es:

$$Nu = \frac{h \cdot d_c}{k}$$

d_c (diámetro calefactor) es igual a el diámetro exterior de la cañería.

Entonces:

$$h = 0,0203 \left(\frac{\text{W}}{\text{cm}^2\text{K}} \right)$$

El flujo de calor es:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_{\infty})$$

Donde:

$$q'' = \frac{q}{A}$$

y el área es:

$$A = \pi \cdot D \cdot l$$

Lo que se hace entonces es verificar la longitud necesaria para un diámetro de $\frac{1}{2}$ pulgada y un $\Delta T = 100^\circ\text{C}$ en el sodio como ya se dijo.

$$A = \frac{0,85 \cdot q}{h \cdot (T_s - T_\infty)}$$

Donde $0,85 \cdot q$ se debe al 15% de pérdida por el efecto acumulado de radiación.

$$l = \frac{0,85 \cdot q}{h \cdot \pi \cdot D \cdot (T_s - T_\infty)}$$

$$l = 153,2 \text{ cm}$$

Claramente un valor muy superior al de 50 cm que deseamos.

Se plantea ahora la opción de utilizar aire frío, a 5°C , manteniendo las mismas dimensiones y la temperatura del tubo. Las propiedades del aire a esa temperatura son las siguientes:

	Aire a 278K	Aire a 523K
$\mu(\text{Ns/m}^2)$	0,00001736	
$\rho(\text{kg/m}^3)$	1,704	
$C_p(\text{kJ/kgK})$	1,00656	
$K(\text{W/mK})$	0,02454	
Pr	0,71272	0,6835

El número de *Reynolds* y las constantes C , m , y n son:

$$Re = 37397,6959$$

$$C = 0,26$$

$$m = 0,6$$

$$n = 0,37$$

Con la relación de *Zhukauskas*:

$$Nu = 128,47$$

Entonces:

$$h = 0,0248 \left(\frac{W}{\text{cm}^2 K} \right)$$

Por lo que resulta:

$$l = 125,1 \text{ cm}$$

Todavía muy superior al valor deseado.

Cabe aclarar que se descartará la opción de enfriar el aire porque si bien se logra disminuir un poco la superficie de transferencia necesaria para la remoción de calor, introduce un componente más al loop (que además es muy costoso), necesario para enfriar el aire, volviendo más complejo el circuito, y se considera que no genera una mejora tan relevante que lo justifique.

Entonces se procede a buscar otra alternativa, manteniendo la temperatura del aire de 27°C.

Una solución para mantener la longitud que deseada del tramo de la cañería en que se realizará el intercambio calórico, es incorporar aletas circunferenciales alrededor del tubo y de esta manera aumentar la superficie de transferencia sin cambiar la longitud, como se observa en el ejemplo de la siguiente figura.



Fig. 4.7: Tubo aletado de acero inoxidable.

Para calcular el área de transferencia se adoptan las siguientes hipótesis:

- El proceso ocurre en régimen estacionario.
- La conductividad térmica de la aleta es constante.
- El coeficiente de transferencia de calor es constante sobre toda la superficie de la aleta.
- No hay gradientes de temperatura en la aleta.
- La temperatura del aire que rodea la aleta es constante.
- La unión entre la aleta y el tubo no ofrece resistencia térmica.
- No hay resistencia térmica en la aleta. Disipación de energía por conducción despreciable (aleta ideal).

El área total de transferencia ahora será:

$$A = \pi \cdot d \cdot (l - n \cdot e) + \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot (d_{ale}^2 - d^2) + \pi \cdot d_{ale} \cdot e \cdot n$$

Donde e es el espesor de cada aleta y n la cantidad.

También se tenía que:

$$A = \frac{0,85 \cdot q}{h \cdot (T_s - T_{\infty})}$$

Por lo tanto, dado un espesor e y una cantidad n , se puede obtener el diámetro d_{ale} .

Se considera un espesor fijo $e = 1\text{ mm}$ y se analiza como varía el diámetro de la aleta en función de su cantidad y la velocidad del viento.

v(m/s)	d aleta (cm)		
	n=100	n=75	n=50
5	4,92	5,64	6,85
10	3,96	4,50	5,43
15	3,48	3,93	4,72
20	3,17	3,57	4,26
25	2,95	3,30	3,92
30	2,78	3,10	3,66
35	2,64	2,93	3,45
40	2,53	2,80	3,27

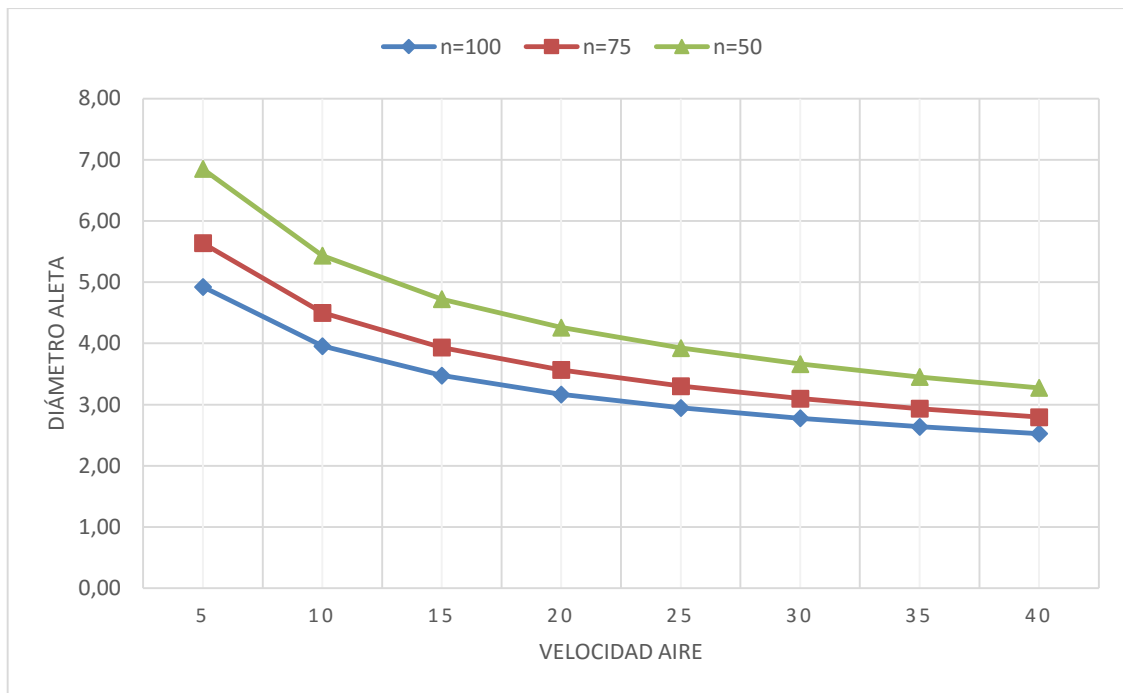


Fig. 4.8: Diámetro aleta (cm) – Velocidad aire (m/s)

Una de las hipótesis planteada para este cálculo era que no existe gradiente de temperatura en la aleta. Esta se cumple cada vez menos a medida que agrandamos el diámetro de la aleta, de manera que debemos poner el empeño suficiente en conseguir el menor diámetro en ellas. Por lo tanto necesitaremos un impulsor de aire y una tobera tal que se consiga sobre el tubo una velocidad de 40 (m/s) .

Dicho esto, se concluye en adoptar:

Parámetro	Unidad	Valor
Cantidad de aletas n	-	100
Espesor de aletas e	mm	1
Velocidad del aire	m/s	40
Temperatura del aire	°C	27
Paso entre aletas	mm	5
Diámetro de aletas	mm	25,3

Cabe remarcar aquí, que la velocidad del viento de 40(m/s) es una velocidad factible de conseguir, aún más con la ayuda de la tobera que direccionará el flujo de aire sobre la sección del tubo aletado.

A continuación, se muestra la *Escala de Beaufort*, la cual nos orienta sobre las velocidades y el tipo de viento que se considera.

Escala de Beaufort	Nombre de Viento	Velocidad m/s
0	Calma	0,5
0	Calma	0,5
1	Aire ligero	1,5
2	Brisa ligera	3
3	Brisa suave	6
4	Brisa moderada	8
5	Brisa fresca	11
6	Brisa fuerte	14
7	Viento moderado	17
8	Viento fresco	21
9	Viento fuerte	24
10	Gran viento	28
11	Tempestad	32
12	Huracán	36 o más

Fig. 4.9: Escala de Beaufort

Con este caudal se procederá a adoptar un ventilador centrífugo de uso industrial.

4.2 Convección forzada

Aquí se procederá a determinar la potencia de bombeo necesaria para obtener un determinado caudal de circulación.

La potencia de bombeo se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P = \dot{m} \cdot g \cdot \Delta h$$

Donde:

$$\Delta h = H + h_f$$

H es la altura de loop.

$$h_f = (K_{TR} + K_{Acc}) \cdot \frac{\dot{m}^2}{2g\rho^2 A^2}$$

Entonces:

$$h_f = \frac{8}{\pi^2} \frac{\dot{m}^2}{g \cdot d^5} \frac{1}{\rho_{frío}^2} \left(f \cdot l + \sum K \cdot d \right)$$

Donde el primer y segundo término dentro del corchete corresponde a la rama fría y caliente respectivamente.

Se fija como requisito la velocidad de circulación por convección forzada de aproximadamente 1 (m/s).

De esta manera se obtienen los siguientes resultados:

Parámetro	Dimensión	Valor
Velocidad	m/s	1,000
Densidad	kg/m ³	891,760
Diámetro interno	m	0,0127
Altura del loop H	m	2,750
Pérdidas por fricción h_f	m	1,029
Δh	m	3,779
Caudal másico	kg/s	0,113
Caudal volumétrico	m ³ /h	0,462
Potencia de bombeo	W	4,187

Para ejercer esta potencia de bombeo, de adoptarán dos tipos de bombas, una electromagnética y otra centrífuga.

A continuación se da una breve descripción de la bomba electromagnética, cuyos parámetros característicos fueron determinados en un trabajo anterior (Vergara-2015) [7].

4.2.1 Bomba electromagnética

Las bombas electromagnéticas basan su principio de funcionamiento en la capacidad intrínseca que tiene un fluido conductor de sufrir una fuerza cuando es sometido a la acción conjunta de una corriente eléctrica y un campo magnético, o bien a la acción de un campo electromagnético variable en el tiempo.

La magnetohidrodinámica (MHD) es un área del conocimiento que describe la combinación de dos campos, por un lado la mecánica clásica de fluidos y por otro lado la electrodinámica, siendo su área de aplicación la de aquellos fluidos

eléctricamente conductores, los cuales se encuentran bajo la influencia de campos electromagnéticos y corrientes eléctricas.

Entre las varias aplicaciones que tiene esta área se puede citar entre otras aquellas relacionadas a la medición de flujos, y bombas para impulsar metales líquidos.

En lo referente a las bombas electromagnéticas para metales líquidos, éstas tienen importantes aplicaciones técnicas. Esto es posible ya que el fluido de trabajo metálico, por ejemplo el sodio, tiene como característica una buena conducción de la electricidad. Aprovechando esta propiedad y aplicando campos electromagnéticos de forma apropiada se puede poner en movimiento el fluido, prescindiendo de esta manera de elementos mecánicos como es el caso de los que emplean las bombas mecánicas tradicionales.

En la siguiente figura se esquematizan los dos principios básicos de funcionamientos posibles.

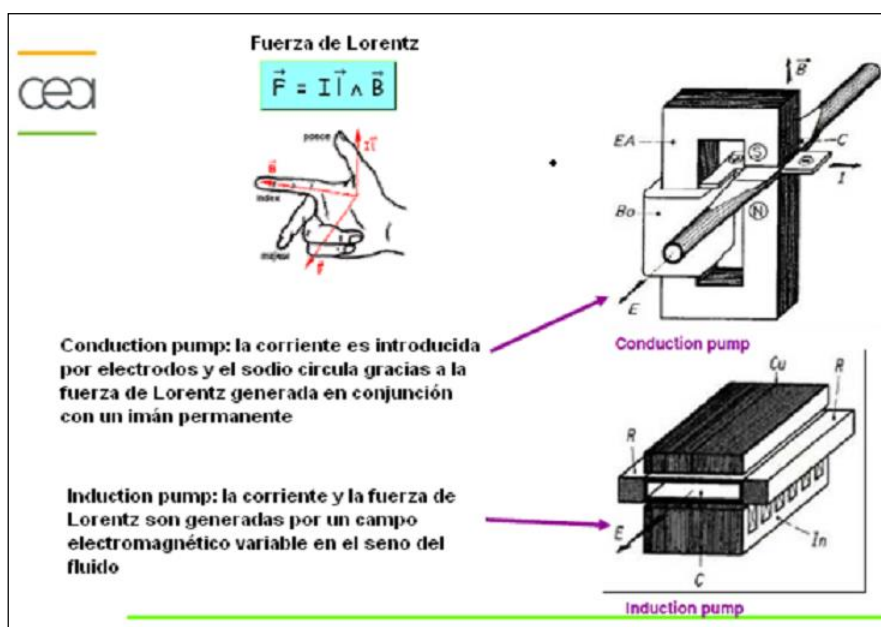


Fig. 4.10: Principios básicos de funcionamientos.

Fuente: CEA – Comisión de Energía Atómica y Energías Alternativas Francesa.

En la ilustración se observa que estas bombas pueden trabajar bajo el principio de conducción e inducción. Para el principio de conducción, la corriente eléctrica atraviesa el líquido en el conducto e interactúa con el campo magnético externo aplicado generando una fuerza electromagnética inducida, llamada fuerza de Lorentz, la cual empuja el líquido a través de la tubería.

En cambio, el principio de inducción consiste en hacer circular corrientes alternas a través de bobinas eléctricas ubicadas en forma apropiada alrededor de la tubería generando de esta manera un campo magnético móvil el cual induce una corriente eléctrica en el fluido y esta corriente interactúa a su vez con el campo magnético dando origen a la fuerza de Lorentz que impulsa el fluido a través de

la tubería. Sin embargo esto es posible si hay un adecuado desfasaje entre la corriente eléctrica y el campo magnético.

La bomba electromagnética que se utilizará en el loop es una bomba de conducción.

De acuerdo a las características del circuito magnético y del imán permanente se establece un punto de trabajo, es decir, que variando los parámetros del circuito magnético se pueden obtener los valores deseados de campo magnético exterior (B_0).

4.2.1.1 Análisis del caudal volumétrico y corriente a inyectar

Se tiene la correlación entre la velocidad del fluido de trabajo en el loop (en forma indirecta dado por el caudal del loop), el campo magnético externo aplicado y la corriente a inyectar al sistema (S. Vergara-2015) [7].

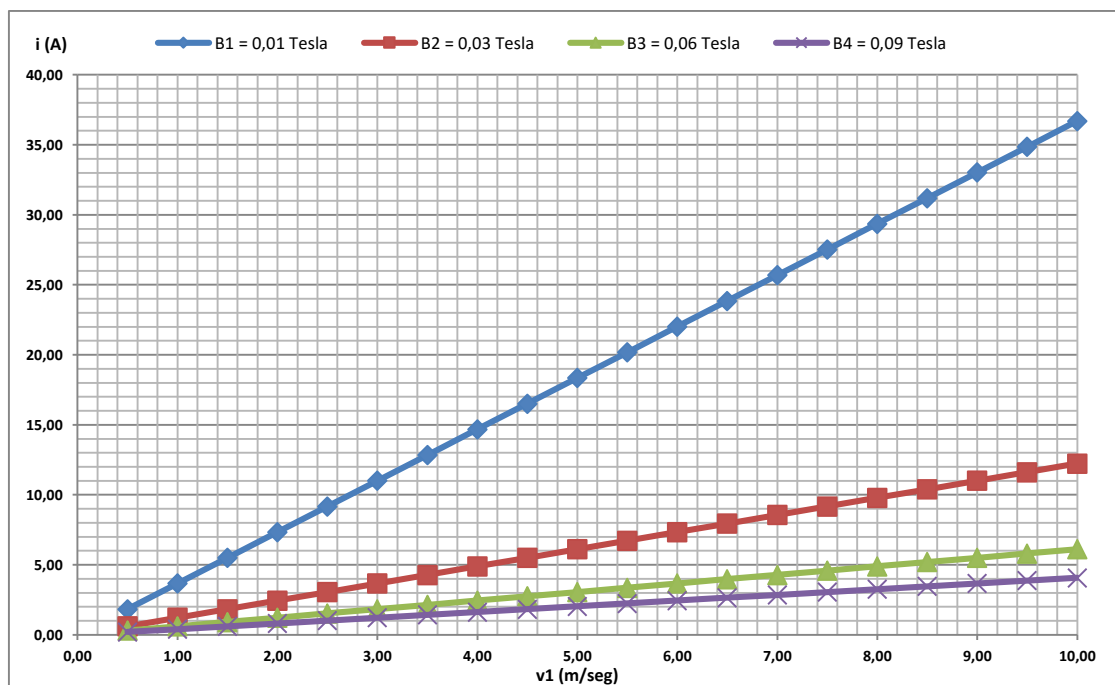


Fig. 4.11: Correlación de variables del sistema planteado.

En el gráfico se observa que para pequeños campos magnéticos aplicados, las corrientes a inyectar para obtener mayores velocidades en el loop (indirectamente caudales) deben ser cada vez mayores; a medida que el campo magnético aplicado es mayor, la pendiente de las rectas es menor, y la diferencia entre pendientes no es tan acentuada, es decir, que para campos magnéticos grandes se observa que su eficacia es cada vez menor.

Como conclusión de esto se puede decir entonces que para bajos campos magnéticos, la corriente inyectada al sistema tiene mayor eficacia en lo referente a obtener el valor de caudal deseado.

Capítulo 5: Dimensionado

Habiendo realizado una correcta aproximación dimensional con el correspondiente estudio paramétrico, se exponen aquí las especificaciones de los valores y características adoptados para este loop de sodio.

5.1 Tubería

Tubería	
Parámetros Geométricos	
Material	Acero inoxidable
D nominal	1/2"
Dint	12,7mm
Dexterno	15,7mm
Espesor	1,5mm
Longitud total	10m
Rugosidad	0,046mm
Válvulas	
Tipo	Exclusa
Material	Acero inoxidable
Cantidad	8
Codo 90º	
Material	Acero inoxidable
Cantidad	6
Te	
Material	Acero inoxidable
Cantidad	2

Teniendo ahora datos más precisos, como por ejemplo el diámetro exterior del tubo, se redimensionan de manera más exacta el resto de los parámetros.

5.2 Loop

Loop		
Parámetros físicos		
	Conv Nat.	Conv. Forz.
Caudal	0,026 kg/s	0,113 kg/s
Velocidad Promedio	0,228 m/s	1 m/s
Tmín	200 °C	-
Tmáx	300 °C	-
Potencia calórica q	3764 W	-

5.3 Fuente caliente

Fuente Caliente	
Manta Calefactora	
Longitud	50 cm
Área de transferencia	246,6 cm ²
Potencia térmica superficial	15,2 W/cm ²

De aquí se desprende que debe conseguirse una manta calefactora capaz de transmitir una potencia térmica superficial de 15,2 (W/cm^2).

5.4 Fuente fría

Fuente Fría	
Tubo Aletado	
Material	Acero inoxidable
Longitud	50 cm
Cantidad de aletas	100
Espesor de aleta	1 mm
Diámetro de aleta	2,55 cm
Paso entre aletas	5 mm

En el caso de la fuente fría también hay que hacer mención sobre el ventilador centrífugo, el cual debe proporcionar el caudal adecuado de aire para obtener una velocidad de aire incidente sobre el tubo de $v_{aire} = 40(m/s)$.

La sección de incidencia del aire es:

$$A = D_{aleta} \cdot L$$

Entonces el caudal de aire necesario será:

$$Q = 40 \frac{m}{s} \cdot 0,0255m \cdot 0,5m$$

$$Q = 0,51 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Se adopta un ventilador cuya sección de salida es de $A * B = 190 * 227,5 (mm^2)$ (ver anexo [Tabla 6]).

Para un caudal de 0,51 (m^3/s) y para tal sección de salida se tiene una velocidad del aire a la salida del ventilador de:

$$v = \frac{0,51}{0,190 \cdot 0,2275}$$

$$v = 11,8 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Teniendo en cuenta una velocidad del aire en la superficie del tubo de $40(m/s)$, será necesario colocar una tobera a la salida del ventilador centrífugo para lograr reducir la sección y así obtener por continuidad la velocidad de aire necesaria.

Sección de entrada de la tobera:

$$A_{entrada} = 19cm * 22,75cm$$

Sección de salida de la tobera:

$$A_{salida} = 2,55cm * 50cm$$

Entonces por continuidad:

$$v_{entrada} * A_{entrada} = v_{salida} * A_{salida}$$

$$v_{salida} = \frac{v_{entrada} * A_{entrada}}{A_{salida}} = \frac{11,8(m/s) * 19cm * 22,75cm}{2,55cm * 50cm}$$

$$v_{salida} = 40(m/s)$$

5.5 Bombas

Bombas	
Parámetros físicos	
Caudal másico	0,113 kg/s
Caudal volumétrico	0,46 m ³ /h
Altura de elevación	4 m
Potencia de bombeo necesaria	4,19 w

Estas son las características necesarias que deben cubrir ambas bombas (EMP y centrífuga).

Capítulo 6: Estimación de Costos

En este capítulo se realizará una estimación aproximada de los costos totales de material correspondiente al loop dimensionado.

6.1 Tubería

Tubería	
Material	Acero austenítico con molibdeno
Norma (material)	AISI 316 L
Norma (caño con costura)	AISI A-312
Precio	8,90 U\$S/m+IVA
Longitud tiras	6m
Longitud necesaria	10m
Costo(T)	106,8 U\$S+IVA

Dado que se necesitan aproximadamente 10m de tubería en total, y las tiras en el mercado vienen por 6m, tendremos que invertir en 2 tiras para cubrir la longitud. Entonces:

$$\text{Costo(Tubería)} = 8,90 \left(\frac{\text{U\$S}}{\text{m}} \right) \cdot 12 \text{ (m)}$$

$$\text{Costo(Tubería)} = 106,8 \text{ (U\$S)} + \text{IVA}$$

6.2 Válvulas

Válvulas	
Material	Anexo [Tabla 4]
Dimensiones	Anexo [Tabla 4]
Cantidad	8
Precio	516 (U\$S)
Costo(V)	4128 (U\$S)

$$\text{Costo(Válvulas)} = 516 \left(\frac{\text{U\$S}}{\text{Válvula}} \right) \cdot 8 \text{ (Válvulas)}$$

$$\text{Costo(Válvulas)} = 4128 \text{ (U\$S)}$$

6.3 Aislante

Se adopta un aislante térmico de tipo media caña para el diámetro nominal de 1/2". Son secciones cilíndricas premoldeadas de lana mineral y posee un revestimiento en papel aluminio.

Aislante			
Diámetro nominal	1/2"		
Espesor	25mm	38mm	50mm
Precio	5,15(U\$S/m)+IVA	7,26(U\$S/m)+IVA	10,53(U\$S/m)+IVA
Longitud aproximada	10m		
Costo(A)	51,15(U\$S)+IVA	72,6(U\$S)+IVA	105,3(U\$S)+IVA

Teniendo en cuenta que el precio del aislante tiene muy poca relevancia sobre el costo total del loop, y por considerarse solo un cálculo estimativo, se adopta el espesor más grande del aislante.

Además, con esta simplificación, y teniendo en cuenta que en este trabajo no se efectuó el dimensionado del aislante, se garantiza una mayor eficiencia térmica del todo el circuito termohidráulico.

$$\text{Costo}(\text{Aislante}) = 10,53 \left(\frac{\text{U\$S}}{\text{m}} \right) \cdot 10 \text{ (m)}$$

$$\text{Costo}(\text{Aislante}) = 105,3 \text{ (U\$S)}$$

6.4 Bomba

Bomba centrífuga	
Modelo	25-160 (anexo [Tabla 5])
Dimensiones	Anexo [Tabla 5]
Material	Acero inoxidable
Precio	2800 U\$S

En la curva de performance de la bomba se observa que para el caudal de $0,46(\text{m}^3/\text{h})$ se tiene aproximadamente una altura de elevación de $4,5\text{m}$; suficiente para nuestro caso.

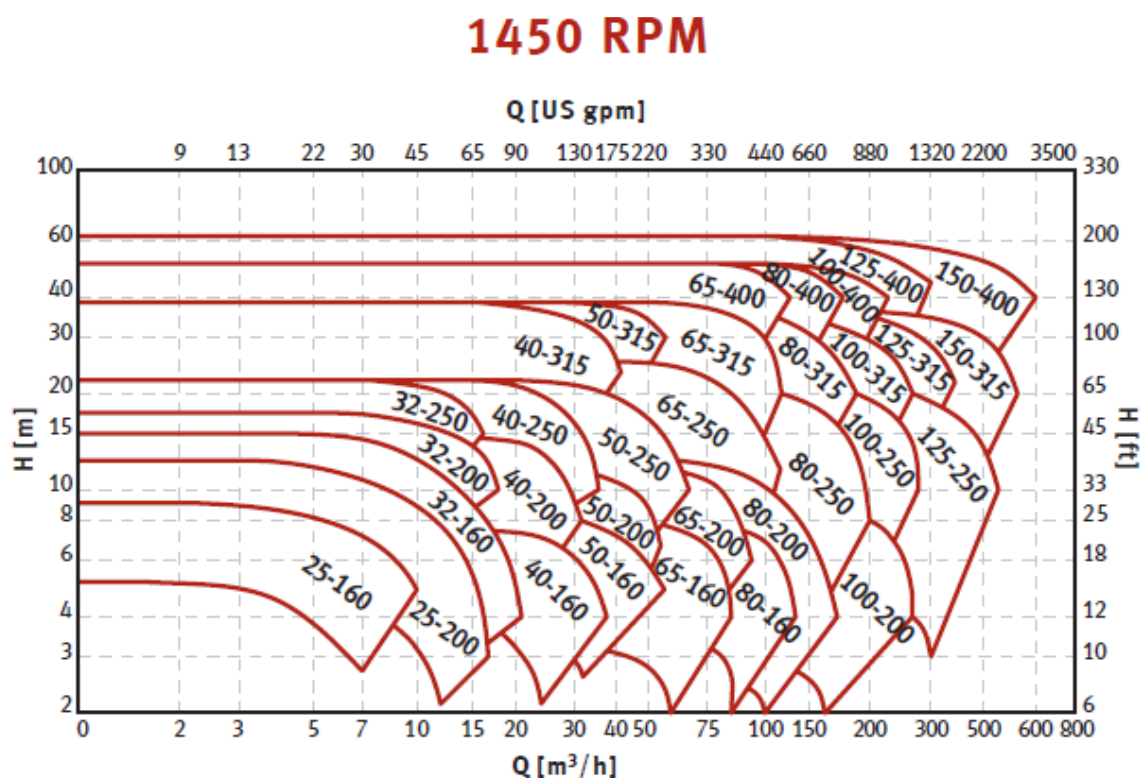


Fig. 5.1: Curva de performance bomba centrífuga.

6.5 Manta calefactora

La empresa proveedora extranjera no pudo proporcionar un precio de manera inmediata. Dada la relativa simpleza de construcción se estima que el costo no superará los 1500 U\$S.

6.6 Ventilador centrífugo

Ventilador centrífugo	
Modelo	RA-250 (anexo [Tabla 7])
Dimensiones	Anexo [Tabla 6]
Precio	305,8 U\$S+IVA

Se debe notar aquí que este precio no tiene en cuenta el costo de la tobera.

6.7 Costo total

Antes que nada se debe aclarar que el valor de costo total obtenido corresponde a un valor estimativo, ya que no se consideran para este cálculo algunos componentes que se fabricarían en CNEA (tanque de almacenamiento, recipiente de expansión, trampa fría). Entonces:

$$\text{Costo total} = C(\text{tubería}) + C(\text{válvula}) + C(\text{aislante}) + C(\text{bombas}) \\ + C(\text{manta calefactora}) + C(\text{ventilador})$$

$$\text{Costo total} = [106,8 \text{ (U\$S)} + \text{IVA}] + 4128 \text{ (U\$S)} + 105,3 \text{ (U\$S)} + 2800 \text{ (U\$S)} \\ + 1500 \text{ (U\$S)} + [305,8 \text{ (U\$S)} + \text{IVA}]$$

$$\text{Costo total} = 9032,6 \text{ (U\$S)}$$

Capítulo 7: Conclusiones

De acuerdo al estudio paramétrico realizado anteriormente se puede concluir lo siguiente:

7.1 Convección natural

En lo que respecta al diámetro interno del tubo, se observa que el aumento de éste favorece al caudal de circulación, no solo porque aumenta el área, sino también porque aumenta la diferencia de presión debida a la diferencia de densidades, lo que determina la fuerza boyante.

De la misma manera se ve que la altura del loop tiene un aporte en el mismo sentido que el diámetro sobre la fuerza boyante, pero con mucha menor relevancia.

Si se considera la masa total de sodio del sistema, claramente la altura influye sobre ésta, pero a diámetros pequeños, como es nuestro caso, y para el orden de valores que manejamos, no tiene mucha importancia.

Teniendo en cuenta la elevación de temperatura necesaria para establecer la convección natural (ΔT), se observa como varía la potencia superficial que se debe tanto entregar como extraer en la fuente y sumidero respectivamente. Es de notar aquí la gran influencia del diámetro sobre este parámetro, por lo que se concluye que éste no debe ser muy grande debido a la dificultad que se tiene en conseguir en el mercado local una manta calefactora de la potencia superficial indicada.

El diámetro tampoco debe ser muy pequeño, ya que de esta manera tanto el caudal como la velocidad de circulación resultan muy chicos.

De todo esto se concluye seleccionar un diámetro tal que satisface las necesidades termohidráulicas contemplando las limitaciones impuestas por el mercado.

7.2 Convección forzada

Debido a que las dimensiones principales del circuito quedan determinadas por la convección natural, solo se impone una velocidad de circulación promedio, de donde se desprende la potencia necesaria de ambas bombas (electromagnética y centrífuga).

Un detalle importante que se tiene en cuenta a la hora de la elección de la bomba centrífuga, y la razón por la que se incluye en el circuito una bomba electromagnética, es garantizar la hermeticidad de dicho componente debido a la peligro que significa la fuga de sodio por ser explosivo en contacto con el aire y la humedad ambiente.

Cabe hacer una breve reflexión sobre la bomba electromagnética, la cual se debe construir teniendo en cuenta los parámetros estudiados en trabajo ya realizado (S. Vergara 2015) [7].

El campo magnético externo aplicado en la bomba es fijado de antemano de acuerdo a la disponibilidad de imanes permanentes comerciales y a los parámetros del circuito magnético. Se tiene en cuenta, de acuerdo a lo estudiado, la necesidad de bajos campos magnéticos para una mayor eficacia en lo referente a obtener el valor del caudal deseado.

Referencias bibliográficas

1. CNEA. (2011). *"Evaluación Comparativa de los Seis Conceptos de Reactores Seleccionados en el Marco del Proyecto GIF"*.
2. Fink, J. K., & Leibowitz, L. (1995). *"Thermodynamic and Transport Properties of Sodium Liquid and Vapor"*. Argonne National Laboratory.
3. Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *"Fundamentals of Heat and Mass Transfer"*. John Wiley & Sons, Inc.
4. Parra S., Parkansky D. *"Termohidráulica – Especialización en reactores nucleares y su ciclo de combustible (2016)"* CNEA.
5. White, F. M. (1979). *"Fluid Mechanics"*. McGraw-Hill.
6. Vazquez, E. (2016). "Propiedades de fluidos refrigerantes para reactores de IV generación: sodio"
7. Vergara, S. (2015). *"Estimación de los parámetros característicos de un circuito termohidráulico de sodio líquido de escala de laboratorio utilizando una bomba electromagnética"*
8. Churchill, S. (1977). *"Friction-factor equation spans all fluids-flow regimes. Chemical Eng"*. 7, 91-92.
9. Baliño, E., & Converti, J. (2013). *Analisis Termohidraulico en Conveccion Natural de un Reactor Nuclear Compacto*. Tesis: Carrera de Especializacion en Aplicaciones Tecnologicas de la Energia Nuclear., CNEA; Instituto Balseiro; FI.UBA.

Tabla 1. Propiedades del aire.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Tabla 2. Coeficientes de pérdida localizada.

	Nominal diameter, in									
	Screwed					Flanged				
	$\frac{1}{2}$	1	2	4		1	2	4	8	20
Valves (fully open):										
Globe	14	8.2	6.9	5.7		13	8.5	6.0	5.8	5.5
Gate	0.30	0.24	0.16	0.11		0.80	0.35	0.16	0.07	0.03
Swing check	5.1	2.9	2.1	2.0		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Angle	9.0	4.7	2.0	1.0		4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Elbows:										
45° regular	0.39	0.32	0.30	0.29						
45° long radius						0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° regular	2.0	1.5	0.95	0.64		0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° long radius	1.0	0.72	0.41	0.23		0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° regular	2.0	1.5	0.95	0.64		0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° long radius						0.40	0.30	0.21	0.15	0.10
Tees:										
Line flow	0.90	0.90	0.90	0.90		0.24	0.19	0.14	0.10	0.07
Branch flow	2.4	1.8	1.4	1.1		1.0	0.80	0.64	0.58	0.41

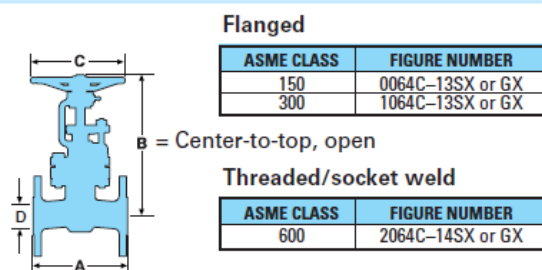
Tabla 3. Valores recomendados de rugosidades para tuberías.

Material	Condition	ϵ		Uncertainty, %
		ft	mm	
Steel	Sheet metal, new	0.00016	0.05	± 60
	Stainless, new	0.000007	0.002	± 50
	Commercial, new	0.00015	0.046	± 30
	Riveted	0.01	3.0	± 70
	Rusted	0.007	2.0	± 50
Iron	Cast, new	0.00085	0.26	± 50
	Wrought, new	0.00015	0.046	± 20
	Galvanized, new	0.0005	0.15	± 40
	Asphalted cast	0.0004	0.12	± 50
Brass	Drawn, new	0.000007	0.002	± 50
Plastic	Drawn tubing	0.000005	0.0015	± 60
Glass	—	Smooth	Smooth	
Concrete	Smoothed	0.00013	0.04	± 60
	Rough	0.007	2.0	± 50
Rubber	Smoothed	0.000033	0.01	± 60
Wood	Stave	0.0016	0.5	± 40

Tabla 4. Materiales y dimensiones de válvulas.

Precision high quality investment castings

Gate valves with unique flexible wedge



STANDARD MATERIALS

PART	MATERIAL
Body	A351 Gr. CF8M
Bonnet	A351 Gr. CF8M
Wedge	A351 Gr. CF8M
Stem	Gr. 316
Gland	Gr. 316
Gland flange	A351 Gr. CF8M
Handwheel	Malleable iron (painted)
Handwheel nut	Stainless steel
Body/bonnet cap screw	Gr. B8M
Body/bonnet nut	Gr. 8M
Gland stud	Gr. 304
Gland nut	Gr. 8M
Gland packing	SX PTFE
	GX Graphite
Gasket	SX PTFE with stainless
	GX Graphite with stainless
Name plate	Stainless steel
Stem nut	Gr. 416

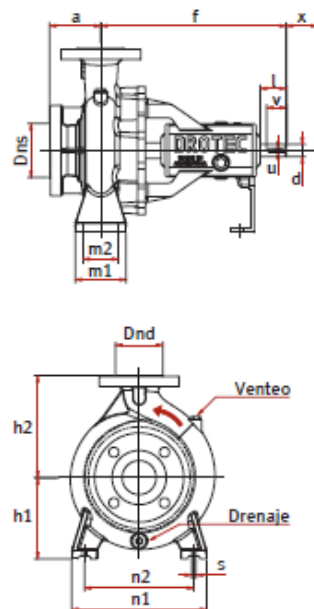
DIMENSIONS AND WEIGHTS

SIZE NPS DN	FLANGED, ASME 150						FLANGED, ASME 300						THREADED - SOCKET WELD, ASME 600					
	A	B	C	D	WEIGHT lb (kg)		A	B	C	D	WEIGHT lb (kg)		A	B	C	D	WEIGHT lb (kg)	
1/2	4.25	8.06	4.75	0.62	8		5.50	8.11	4.75	0.62	10		2.88	7.97	4.75	0.62	6	
15	108	205	121	15.7	3.6		140	206	121	15.7	4.5		73	202	121	15.7	2.7	
3/4	4.63	8.07	4.75	0.75	9		6.00	8.14	4.75	0.75	11		3.25	7.95	4.75	0.75	7	
20	118	205	121	19	4.1		152	207	121	19	5.0		83	202	121	19	3.2	
1	5.00	8.67	4.75	1.00	10		6.50	8.73	4.75	1.00	14		3.50	8.55	4.75	1.00	8	
25	127	303	121	25.4	4.5		165	222	121	25.4	6.4		89	217	121	25.4	3.6	
1 1/2	6.50	11.91	8.00	1.50	23		7.50	11.95	8.00	1.50	25		5.00	11.79	8.00	1.50	20	
40	165	220	203	38.1	10.4		191	304	203	38.1	11.3		127	300	203	38.1	9.1	

Tabla 5. Dimensiones de la bomba.

DIMENSIONES

TAMAÑO	DIMENSIONES DE LAS BRIDAS		DIMENSIONES DE LA BOMBA					DIMENSIONES DE LAS PATAS					DIMENSIONES DEL EJE						
	Succión	Descarga	a	f	h1	h2	X*	m1	m2	n1	n2	s	d	u	v	l	q**		
25-160	1"	1"	65	285	112	160	40	100	70	220	180	12	22	6	32	48	24		
25-200	1 1/2"		80	360	160	180	50			240	190		24	8	40	50	30		
32-160	2"	1 1/2"			132	160		100	70	240	190		14	24	8	40	50	30	
32-200			80	360	160	180													
32-250					180	225		125	95	320	250								
40-160	2 1/2"	1 1/2"	80		132	160		100	70	240	190		14	24	8	40	50	30	
40-200					160	180	50			265	212								
40-250			100	360	180	225		125	95	320	250								
40-315			128	470	200	253	100			350	280		32	10	70	80	40		
50-160	2 1/2"	2"			160	180		100	70	265	212		14	24	8	40	50	30	
50-200			100	360	200	250	50			320	250								
50-250					180	225		125	95	320	250								
50-315			125	470	225	280	100	130		350	280		32	10	70	80	40		
65-160	3"	2 1/2"			160	200		100	70	280	212		14	24	8	40	50	30	
65-200			100	360	180	225	50	125	95	320	250								
65-250					200	250				360	280								
65-315					225	280	140	160	120	400	315	18	32	10	70	80	40		
65-400			125	470	250	355				420	335								
80-160	4"	3"			160	225		100	70	320	250		14	24	8	40	50	30	
80-200					180	250	50	125	95	345	280								
80-250			125	470	200	280				400	315	18	32	10	70	80	40		
80-315					250	315	140	160	120	435	355	22	42	12	60	110	50		
80-400			150	530	280	355				460	380								
100-200	5"	4"	125		200	280		140	160	400	315	18	32	10	70	80	40		
100-250					250	315				435	355	22	42	12	60	110	50		
100-315			140		280	355		200	150	500	400	22	42	12	60	110	50		
100-400					315	400		250	150	550	450	22	42	12	60	110	50		
125-250	6"	5"			250	355		140	160	400	315	18	32	10	70	80	40		
125-315					280	355				435	355	22	42	12	60	110	50		
125-400			140		315	400		200	150	500	400	22	42	12	60	110	50		
150-315	8"	6"			280	400		140	200	550	450	22	42	12	60	110	50		
150-400			160	530	315	450		200	150	550	450	22	42	12	60	110	50		



* Distancia para el desarme
 ** Diámetro del eje en la zona de la empaquetadura o el sello mecánico
 Sujetas a variación sin previo aviso.
 No aptas para construcción.
 Válidas sólo para referencia.

Tabla 6. Dimensiones del ventilador centrífugo.

DIMENSIONES MM

DIMENSION MM

The image contains three technical drawings of a centrifugal fan. The left drawing is a side view showing dimensions T, U max, Z, Z', D, P, P', A, B, Q, C, E, R, S, and shaft diameters ØV and ØW. The middle drawing is another side view, similar to the first but with slightly different dimension labels. The right drawing is a front view showing dimensions I, J, M, L, F, G, H, ØX, N, O, K, and a detail view 'Sección ZZ' showing dimensions a, b, and c.

Pag. 2

Modelo/ Model	A	B	C	D	E	F	G	H		I	J	K	L	M	N
								Sirocco	Radial						
RA-RG 250	190	227.5	257.5	295	210	328	290	200	155	271	195	466	350	218	240
RA-RG 330	250	295	315.5	362.5	264	409	370	268	218	337	240	577	452	285	310
RA-RG 390	300	356	368.5	423.5	270	475	430	330	-	395.8	320	715.8	530	333	340
RA-RG 450	340	401	408.5	468.5	300	540	495	381	270	443	342	785	610	377	375
RB-RH 200	125	180	192.5	247	190	275	240	168	-	216.6	150	366.6	295	175.9	220
RB-RH 250	160	227.5	227.5	295	210	328	290	204	155	271	195	466	350	218	240
RB-RH 330	200	295	267.5	362.5	264	409	370	271	218	336	240	576	452	285	310
RB-RH 450	270	401	338.5	468.5	300	540	495	384	270	443	342	785	610	377	375

Tabla 7. Características del ventilador centrífugo.

DATOS TÉCNICOS					TECHNICAL DATA		
Series	Modelo	Carcasa motor frame	Motor		Caudal Air volume m3/min.	Presión Pressure mm c. a.	Transmisión Transmission
Series	Model		C.V.	R.P.M.			
	RA-120	-	0.18	2810	9	38	-
	RA-150	-	0.2	1376	10	14	-
	RA-250	80	0.75	1420	25 40	40 30	T20