



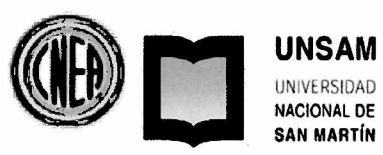
Instituto de Tecnología Nuclear

Trabajo Final de la Especialización en Reactores Nucleares y su Ciclo de Combustible

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE PARADA DE UN DISPOSITIVO DE IRRADIACIÓN A UTILIZAR EN EL REACTOR RA-3

**Alumno: Axel Gvirtzman
Director: David Parkansky**

Abril 2014



Índice

1	OBJETIVO.....	3
2	ALCANCE	3
3	INTRODUCCIÓN	3
4	DESCRIPCIÓN DEL REACTOR RA3.....	3
5	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE PARADA.....	4
6	CARACTERÍSTICAS TERMOHIDRÁULICAS.....	4
6.1	CIRCUITO HIDRÁULICO.....	4
6.2	CAÑO DE DISIPACIÓN	6
7	METODOLOGÍA DE CÁLCULO.....	9
8	DATOS E HIPÓTESIS DE CÁLCULO	11
9	CÁLCULOS DE TEMPERATURAS DE INTERFASES DEL CAÑO DE DISIPACIÓN.....	12
10	DETERMINACIÓN DEL CAUDAL MÁSSICO DE CIRCULACIÓN Y TEMPERATURA MEDIA DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE	14
11	CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL CIRCUITO HIDRÁULICO	15
11.1	CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN Y POR VARIACIÓN DE DENSIDADES EN EL CIRCUITO HIDRAULICO	15
11.1.1	Rama fría	15
11.1.2	Rama caliente	20
12	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LA VAINA DE LOS ELEMENTOS COMBUSTIBLES	28
13	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL CENTRO DE LA PASTILLA COMBUSTIBLE.....	29
14	CÁLCULO DE TEMPERATURA DE PARED DE LA VAINA PARA EL INICIO DE LA EBULLICIÓN NUCLEADA.....	32
15	RESULTADO DEL ANÁLISIS	33
16	CONCLUSIONES.....	34
17	REFERENCIAS.....	35
18	NOMENCLATURA Y UNIDADES	35
19	ANEXOS	37
19.1	ANEXO I - PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA	37
19.2	ANEXO II – CÁLCULOS ITERATIVOS.....	39
19.3	ANEXO III – CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS MATERIALES	49
19.4	ANEXO IV – GEOMETRIA DEL CAÑO DE DISIPACION.....	49
19.5	ANEXO V – DIAGRAMAS DEL CIRCUITO HIDRAULICO	50

1 OBJETIVO

El principal objetivo de este documento es evaluar la evacuación de calor de decaimiento radiactivo y parámetros termohidráulicos en el circuito de refrigeración de parada de un dispositivo de irradiación de barras combustibles de centrales nucleares a utilizarse en el reactor RA3

2 ALCANCE

La evaluación incluye los mecanismos de transferencia de calor de decaimiento radiactivo desde las barras combustibles contenidas en el interior del dispositivo de irradiación a la pileta del reactor RA3 para un nivel de potencia determinado

Análisis del material aislante más adecuado del caño de disipación de calor

3 INTRODUCCIÓN

El objetivo del módulo de irradiación es poder testear el comportamiento de distintas barras combustibles de reactores de potencia a ser utilizados en los reactores Atucha I, Atucha II, Embalse y Carem

Esta facilidad debe replicar las condiciones de operación a encontrarse en las centrales de potencia, como son la tasa de fisiones, temperatura, presión, velocidad y química del refrigerante.

El módulo de irradiación cuenta con un circuito cerrado de circulación independiente de los sistemas del reactor, usa agua liviana como refrigerante y moderador, cuenta con la posibilidad de irradiar hasta 3 barras combustibles de reactores de potencia cuyos tramos oscilan entre 40 y 60 cm de longitud, posee un sistema de control de presión con presurizador y un sistema pasivo de refrigeración de parada y, la entrada y salida del refrigerante es desde boca de tanque.

Para poder verificar las condiciones de operación y estudiar el comportamiento de las barras combustibles, el dispositivo debe estar instrumentado de modo de poder medir los siguientes parámetros:

- Temperatura de la vaina
- Temperatura en el centro de la pastilla combustible
- Temperatura de entrada y salida del líquido refrigerante
- Caudal del refrigerante
- Flujo neutrónico

La potencia generada en las barras combustibles está determinada por la potencia del reactor de manera que el apagado de la facilidad de irradiación será alcanzado a través del apagado del reactor.

4 DESCRIPCIÓN DEL REACTOR RA3

Este reactor es de investigación y producción de radioisótopos, del tipo piscina y con una potencia máxima de operación de 10 MW térmicos. El núcleo está dentro de un tanque abierto a la atmósfera, a una profundidad aproximada de 8,40 metros. El

refrigerante circula por el núcleo en sentido descendente, impulsado por bombas y cede el calor extraído en el núcleo al refrigerante secundario en los intercambiadores de calor. El calor transferido al refrigerante secundario es cedido al medio ambiente mediante la utilización de torres de enfriamiento. El núcleo está formado por 25 elementos combustibles del tipo MTR con U_3O_8 como material físil. La grilla del núcleo donde se ubican los elementos combustibles, consta de 80 posiciones (10 x 8). Los elementos combustibles están rodeados por bloques de grafito envainado en aluminio que conforman el reflector.

5 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE PARADA

La función del sistema de refrigeración de parada es asegurar la refrigeración de las barras combustibles luego de la parada del reactor y de la bomba principal de refrigeración, de modo de evacuar el calor generado por decaimiento radioactivo a la pileta del reactor.

El sistema es pasivo ya que no hay ninguna bomba que provoque la circulación del líquido refrigerante sino que su movimiento es por diferencias de densidad.

La finalidad de utilizar un dispositivo de este tipo es independizar la refrigeración de las barras combustibles del uso de bombas e intercambiadores de calor ya que estos equipos pueden presentar fallas o dejar de cumplir su función en caso de corte de suministro eléctrico

La refrigeración de las barras combustibles debe asegurar su integridad, de modo de impedir que la temperatura de la vaina alcance o supere la temperatura de ebullición y la del centro de pastilla de UO_2 , la de fusión.

El sistema está compuesto por un circuito hidráulico y por un caño de disipación de calor. El primero tiene la finalidad de transportar el calor de decaimiento radiactivo generado en las barras combustibles hacia el caño de disipación, el cual transfiere dicho calor al agua de la pileta del reactor. Ésta funciona como el último sumidero de calor

El líquido refrigerante que absorbe el calor de decaimiento de las barras combustibles y lo cede a la pileta a través del caño de disipación, no debe cambiar de fase durante su recorrido sino que solo sufre una variación de temperatura. Este proceso ocurre a presión constante.

El circuito hidráulico puede dividirse en una rama fría y otra caliente. La rama caliente consiste en los tramos desde que el líquido refrigerante ingresa a las barras combustibles en el extremo inferior del módulo de irradiación hasta antes de ingresar al caño de disipación. La rama fría incluye desde el ingreso del refrigerante al caño de disipación hasta el extremo inferior del módulo de irradiación, antes de ingresar a las barras combustibles.

6 CARACTERÍSTICAS TERMOHIDRÁULICAS

6.1 CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico esta formado, en su parte inferior, por un módulo de irradiación que contiene las barras combustibles, los elementos centradores y sostenedores de las mismas, dos caños de interfase que permiten el ingreso y egreso del agua al módulo y el caño de disipación de calor.

El módulo de irradiación está formado por dos tubos concéntricos, el exterior tiene la función de tubo de presión y el interior permitir la división entre la circulación ascendente

y descendente del refrigerante. Una vez que el agua llega a su parte inferior cambia de dirección e ingresa al tubo interior donde se alojan las barras combustibles, a través de unas lumbreras.

La rama fría se inicia con el ingreso descendente del agua por el caño de disipación, siguiendo su recorrido a través del caño de interfase para luego continuar por el conducto anular del módulo de irradiación hasta la parte inferior del mismo.

La rama caliente se inicia con el ingreso ascendente del agua por la zona de irradiación del módulo, siguiendo su recorrido a través del caño de interfase hasta la parte superior del caño de disipación.

En la rama fría, la longitud o altura del tramo comprendido por el caño de disipación se denomina: HCD, y entre la parte inferior del caño y la parte inferior de las barras combustibles HSRF

En la rama caliente, la longitud o altura del tramo comprendido por las barras combustibles o zona de irradiación se denomina: HBC, y entre la parte superior de las barras y la parte superior del caño de disipación HSRC

Durante su recorrido ascendente, el agua sale del tubo concéntrico a través de unas lumbreras e ingresa al caño de interfase de retorno del módulo de irradiación para luego continuar su recorrido al caño de disipación. Al salir de este último caño sigue su trayecto por el caño de interfase e ingresa al módulo de irradiación para finalmente descender por el anulo entre el tubo de presión y el tubo interior.

El refrigerante que ingresa a la zona de irradiación de las barras combustibles de la rama caliente con la temperatura de salida de la rama fría, ira aumentando la misma a lo largo de su recorrido ascendente hasta abandonar la zona con la temperatura máxima de la rama caliente. A su vez, el agua que ingresa al caño de disipación lo hace con la temperatura caliente máxima e ira enfriándose hasta salir del mismo con una temperatura fría.

Si bien, la temperatura ira cambiando a medida que el agua asciende por la zona de irradiación, para todos los cálculos a efectuar, se considera que la misma tiene una temperatura promedio entre las de entrada y salida. La misma consideración es válida para el agua que desciende por el caño de disipación

El movimiento del líquido refrigerante a lo largo del circuito hidráulico, durante la parada del reactor, es por convección natural. Esto se debe a que las diferentes densidades del agua, las cuales son función de las temperaturas, provocan distintas presiones hidrostáticas entre las ramas fría y caliente.

Con el fin de determinar la densidad del refrigerante en función de la temperatura se consideran tres temperaturas:

-Temperatura fría (Tf): temperatura de salida del agua del caño de disipación y de ingreso a los elementos combustibles

-Temperatura caliente (Tc): temperatura de salida del agua de los elementos combustibles y de ingreso al caño de disipación

-Temperatura media (Tm): promedio entre temperatura fría (Tf) y temperatura caliente (Tc)

A cada una de estas temperaturas, le corresponde una densidad; Por lo tanto $\rho_f > \rho_m > \rho_c$

La diferencia de presión hidrostática entre las ramas fría y caliente genera la fuerza motriz que permitirá que el líquido refrigerante mantenga su movimiento a lo largo del circuito hidráulico. Esta fuerza motriz podrá calcularse del siguiente modo:

Fuerza motriz = Δ Presión rama fría (RF) - Δ Presión rama caliente (RC)

Δ Presión rama fría (RF) = Densidad promedio (ρ_m) * HCD + Densidad rama fría (ρ_f) * HSRF

Δ Presión rama caliente (RC) = Densidad promedio (ρ_m) * HBC + Densidad rama caliente (ρ_c) * HSRC

Como consecuencia del movimiento del fluido por el circuito hidráulico se produce una caída de presión por fricción que es función de la velocidad de circulación.

Δ Presión fricción [kg/cm^2] = $(\sum \Lambda * L / D + \sum k_{\text{accesorios}}) * \gamma v^2 / 2g$

El caudal de circulación en el circuito hidráulico para una condición estable e independiente del tiempo, será aquel que cumpla la siguiente condición:

Δ Presión fuerza motriz = Δ Presión fricción

El calor requerido para aumentar la temperatura de una unidad de masa de refrigerante

de T_0 a T_f es $\int_{T_0}^{T_f} c_p(T) dT$ donde $C_p(T)$ es el calor específico a presión constante por unidad de masa del refrigerante

Siendo W el caudal de circulación del agua, la potencia calórica absorbida por el

refrigerante es $Q = W \int_{T_0}^{T_f} c_p(T) dT$

Escribiendo las ecuaciones de transferencia en términos de la función entalpía, se tiene

que: $h_f = h_0 + \int_{T_0}^{T_f} c_p(T) dT$, siendo h_0 y h_f las entalpías específicas de ingreso y egreso

del refrigerante a la zona de irradiación y caño de disipación. La potencia calórica absorbida por el refrigerante puede escribirse de la siguiente manera:

$Q = W (h_f - h_0)$

Donde la entalpía de salida h_f es función de la temperatura de salida y la entalpía de ingreso h_0 es función de la temperatura de ingreso

6.2 CAÑO DE DISIPACIÓN

El caño de disipación es el encargado de transferir a la pileta del reactor el calor de decaimiento radioactivo de los elementos combustibles durante la parada del mismo.

Se considero que tiene una posición vertical, longitud de 3 mts y esta completamente sumergido en la pileta del reactor. El caño interno por el cual circula el líquido refrigerante es de acero inoxidable recubierto por un material aislante el cual a su vez esta rodeado por otro caño que lo separa de la pileta del reactor también de acero inoxidable. La temperatura máxima que puede alcanzar la superficie que esta en contacto con el agua de la pileta debe ser menor a la temperatura de ebullición para evitar que se produzcan turbulencias o burbujas que afecten la visibilidad del núcleo desde la parte superior de la pileta.

Los mecanismos de transferencia de calor desde el líquido refrigerante que circula por el interior del caño de disipación a la pileta del reactor ocurren de la siguiente manera:

- **Convección forzada entre la pared interna del caño disipación y el líquido refrigerante que circula por su interior.**

Se considera convección forzada por ser el calor de decaimiento de los elementos combustibles una fuente de calor permanente que provoca el movimiento del agua. Asimismo, el movimiento del refrigerante en el interior del caño es similar al generado por una bomba.

Según la Ley de Enfriamiento de Newton, la energía transferida entre la pared y el líquido es:

$$\bullet \quad q = h_1 * \text{Sup} * (\text{Temp. Pared} - \text{Temp. Fluido})$$

donde h_1 es el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada.

En el caso de convección forzada sin cambio de fase, el fenómeno puede describirse a través de los números adimensionales Nusselt (Nu), Reynolds (Re), Prandtl (Pr) y L/D , siendo:

$$\bullet \quad \text{Nu} = a * (\text{Gr} * \text{Pr})^n$$

$$\bullet \quad \text{Nu} = \frac{\text{Calor transferido por convección}}{\text{Calor transferido si sólo hubiera conducción}} = \frac{q_{\text{conv.}}}{q_{\text{cond.}}} = \frac{\text{Sup.} * h * (T_p - T_f)}{\text{Sup.} * K * \frac{(T_p - T_f)}{X}} = \frac{h * X}{K}$$

$$\bullet \quad \text{Pr} = \frac{\text{capacidad de transferir cantidad de movimiento}}{\text{capacidad de transferir energía}} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{K}{\rho * c_p}} = \frac{\mu * c_p}{K}$$

$$\bullet \quad \text{Re} = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}}$$

$$\bullet \quad L/D = \frac{\text{Longitud}}{\text{Diámetro}}$$

Una ecuación que vincula la relación de números adimensionales y se ajusta bien a los resultados experimentales es la expresión de Colburn para régimen turbulento ($\text{Re} > 10000$):

$$\bullet \quad h = 0,023 * k/Dh * \text{Re}^{0,8} * \text{Pr}^{1/3}$$

- **Conducción en el interior del caño de disipación, material aislante del caño de disipación y caño cobertor del material aislante**

El mecanismo de transferencia de calor en el interior del caño de disipación, material aislante del caño de disipación y cobertor del material aislante es por conducción y la ecuación que rige este fenómeno es la ley de Fourier. Esta es:

$$q_x = -K * A * \left. \frac{dt}{dx} \right|_x$$

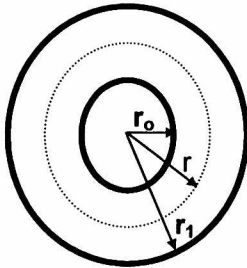
Es decir, el calor transferido por unidad de tiempo en la dirección perpendicular a la superficie de transferencia A es directamente proporcional al valor negativo del gradiente

de temperaturas en el área considerado. La constante de proporcionalidad se denomina conductividad térmica: K

Al aplicar esta ley para una geometría cilíndrica como es la del caño de disipación y en estado estacionario con una conductividad térmica constante, se tiene:

$$q_r = k * A * \left. \frac{dT}{dr} \right|_r$$

En donde:



q_r = constante por estado estacionario

A = área de transferencia constante = $2 * \pi * r * l$

l = longitud del cilindro considerado

r = radio genérico

k = conductividad térmica = constante

Desarrollando la ecuación y separando variables:

$$\int_r^{r_1} \frac{q_r}{2 * \pi * k * l} \frac{dr}{r} = - \int_{T_0}^{T_1} dT = \int_{T_1}^{T_0} dT$$

$$\frac{q_r}{2 * \pi * k * l} * \ln \frac{r_1}{r_0} = (T_0 - T_1)$$

$$T_1 = T_0 - \frac{q_r}{2 * \pi * k * l} * \ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)$$

El perfil de temperaturas es logarítmico.

- **Convección natural entre la pared externa del caño cobertor del material aislante y la pileta del reactor**

Según la Ley de Enfriamiento de Newton, la energía transferida entre la pared y el líquido es:

- $q = h_2 * \text{Sup} * (\text{Temp. Pared} - \text{Temp. Pileta}) \Rightarrow$
- q_2'' (flujo calórico medio) = $q / \text{Sup}(D3) = h_2 * (T_p(D3) - \text{Temp. pileta})$

donde:

h_2 : es el coeficiente de transferencia de calor por convección natural

q_2'' : flujo calórico medio en la superficie calefactora de la pared externa del caño cobertor del aislante

$\text{Sup}(D3)$: superficie calefactora en la pared externa del caño cobertor del aislante

$T_p(D3)$: temperatura en la pared externa del caño cobertor del aislante

En el caso de convección natural sin cambio de fase, el fenómeno puede describirse a través de los números adimensionales Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) y Grashop (Gr), siendo:

$$\bullet \quad Gr = \frac{\text{fuerzas de empuje}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{\alpha * g * \theta * \rho^2 * X^3}{\mu^2}$$

Donde:

$$\alpha = \text{coeficiente de dilatación cúbica del fluido} = \alpha = \frac{1}{\rho} * \frac{d\rho}{dt}$$

$$\theta = \text{salto de temperaturas} = T_p - T_f$$

g = constante de gravedad;

ρ = densidad;

μ = viscosidad;

X = Altura; para cilindros y placas verticales

Al igualar las formulas $\frac{h * X}{K} = a * (Gr * Pr)^n$ se puede despejar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h_2) entre la superficie externa del caño cobertor del material aislante y la pileta del reactor.

7 METODOLOGÍA DE CÁLCULO

A continuación se detallan los pasos a seguir para calcular los parámetros termohidráulicos que permitan evacuar el calor de decaimiento de parada del dispositivo de irradiación de elementos combustibles

Estos parámetros calculados deben cumplir con las siguientes condiciones referentes a la seguridad y operabilidad de la instalación:

- la temperatura de la vaina del elemento combustible no supere la temperatura de ebullición para la combinación de temperatura media del líquido refrigerante y caudal de circulación seleccionados
- la temperatura media del centro de pastilla no supere la temperatura de fusión
- La temperatura máxima de la superficie que esta en contacto con el agua de la pileta sea menor a la temperatura de ebullición para evitar que se produzcan turbulencias o burbujas que afecten la visibilidad del núcleo desde la parte superior de la pileta.

Para el logro de ellos, también se debe cumplir que:

- El caudal del refrigerante y por lo tanto su velocidad de circulación, como así también su temperatura media en contacto con la pared externa de la vaina permitan disipar la potencia térmica de decaimiento
- la temperatura media del líquido refrigerante y caudal de circulación deben ser tales que la variación de presión por diferencia de densidades o fuerza motriz se iguale

con la caída de presión por fricción (Δ Presión fuerza motriz = Δ Presión fricción) en el circuito hidráulico

Paso 1:

Calcular la temperatura media de la cara externa del caño cobertor del material aislante $T_p(D3)$ que esta en contacto con el agua de la pileta del reactor mediante un proceso iterativo.

Las iteraciones continúan hasta que se cumpla con la condición:

- q_2'' (flujo calórico medio) = Potencia calórica total (q) / $Sup(D3)$ = $h_2 * (T_p(D3) - T_{pileta})$

Donde:

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h_2) entre la pared externa del caño cobertor y la pileta del reactor se utilizan los valores de Nu, Pr y Gr, los cuales a su vez dependen de la temperatura media de la cara externa del caño cobertor.

La potencia calórica total (q), la superficie calefactora externa del caño cobertor del aislante ($Sup(D3)$) y la temperatura de la pileta del reactor son datos.

Paso 2:

Para una temperatura media de la pared externa del caño cobertor del material aislante $T_p(D3)$ y el material aislante seleccionado, calcular las temperaturas medias de interfase en el interior del caño de disipación:

- Temperatura media de la pared interna del caño cobertor del material aislante $T_p(d3)$
 $= T_p(D3) + q * \ln(R3 / r3) / 2 * \pi * K_{acero\ inox} * L$
- Temperatura media de la cara externa del material aislante $T_p(D2)$ = Temperatura media en la pared interna del caño cobertor del material aislante $T_p(d3)$
- Temperatura media de la pared interna del material aislante $T_p(d2) = T_p(D2) + q * \ln(R2 / r2) / 2 * \pi * L * K_{aislante}$
- Temperatura media de la cara externa del caño de disipación $T_p(D1)$ = Temperatura media de la pared interna del material aislante $T_p(d2)$
- Temperatura media de la pared interna del caño de disipación $T_p(d1) = T_p(D1) + q * \ln(R1 / r1) / 2 * \pi * L * K_{acero\ inox}$

Paso 3:

Mediante un proceso iterativo, en el cual se varía el caudal del refrigerante, calcular una temperatura media del líquido hasta que se cumpla con:

- q_1'' (flujo calórico medio) = Potencia calórica total (q) / $Sup(d1)$ = $h_1 * (Temp. Media\ Líq\ Refrig - T_p(d1))$

Donde:

Para la determinación del coeficiente de convección (h_1) se utilizan los valores de K/DH , Re y Pr a la temperatura del film, los cuales a su vez dependen de la temperatura media del refrigerante. La temperatura del film se define como: $(Temp. Media\ Líq\ Refrig + T_p(d1)) / 2$

La potencia calórica total (q), la superficie calefactora de la cara interna del caño de disipación ($Sup(d1)$) y el material del aislante son datos.

Paso 4:

Con el dato de la potencia a disipar y el caudal de circulación adoptado en el Paso 3, calcular el salto térmico entre el ingreso y egreso del agua al caño de disipación (el cual es coincidente con el salto térmico de la zona de irradiación) mediante la fórmula:

- $T_e - T_s = \text{Pot} / (W * C_p \text{ medio})$

Donde:

- $T_s = T \text{ Media Líq Refrig.} - \Delta T/2$
- $T_e = T \text{ Media Líq Refrig.} + \Delta T/2$

Para estos valores de temperatura de ingreso y egreso, y con la temperatura media del refrigerante calculada en el Paso 3, calcular las correspondientes densidades del agua para el ingreso, egreso y media.

Con los distintos valores de densidad del agua, calcular la variación de presión hidrostática entre la rama fría y caliente.

El proceso iterativo iniciado en el Paso 3, continúa hasta que se cumpla la condición:

- $\Delta \text{Presión fuerza motriz} = \Delta \text{Presión fricción} \Rightarrow$

$$\Delta \text{Presión rama fría (RF)} - \Delta \text{Presión rama caliente (RC)} = \left(\sum \Lambda * L / D + \sum k_{\text{accesorios}} \right) * \gamma v^2 / 2g$$

Paso 5:

Calcular las temperaturas medias de la pared interna y externa de la vaina

- q_3'' (flujo calórico medio) = $q / \text{Sup}(Dv) = h_1 * (T(Dv) - \text{Temp. Media Líq Refrig})$
- Temperatura media en la cara interna de la vaina = $T(dv) = T(Dv) + q * \ln(Rv / rv) / 2 * \pi * L * K_{zy}$

Paso 6:

Calcular la temperatura media del centro de pastilla del elemento combustible

Paso 7:

Calcular la temperatura media de la pared externa de la vaina para que se produzca una ebullición nucleada mediante la aplicación de la fórmula:

- $T_p = T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{sat}}$

$$\Delta T_{\text{sat}} = 25 * [q_3'' \text{ (flujo calórico medio en la superficie calefactora de la cara externa de la vaina)}]^{0.25} / e^{p/62}$$

Donde las unidades de q_3'' y presión son MWatts/m² y bars

Paso 8:

Verificar que la temperatura media de la pared externa de la vaina sea inferior a la temperatura de pared para la cual comienza el fenómeno de ebullición nucleada ($T_p = T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{sat}}$)

8 DATOS E HIPÓTESIS DE CÁLCULO

Se asume que la potencia calórica por decaimiento radioactivo de los elementos combustibles a ser disipada es de 12000 Watts térmicos.

El dispositivo de irradiación cuenta con 3 barras combustibles a testear

La potencia calórica de decaimiento de cada barra combustible es 4000 Watts térmicos.

El análisis de la evacuación de calor de decaimiento radiactivo es para un estado estacionario en el cual la potencia a disipar, velocidad de circulación y distintos parámetros termohidráulicos son constantes e invariantes en el tiempo. No se tienen en cuenta estados transitorios.

La presión del circuito hidráulico es del orden de las 100 atmósferas aportadas por el presurizador.

Durante la parada del reactor si mantiene la presión normal de operación

Al ser las pérdidas de carga por fricción en el circuito hidráulico muy bajas y despreciables frente a la aportada por el presurizador del sistema, se considera que, para definir las propiedades del fluido, todo el circuito esta a la misma presión.

Se asume una temperatura del agua de la pileta del reactor de 40°C

En operación nominal del reactor, la temperatura del refrigerante de los elementos combustibles es del orden de los 300°C. En refrigeración de parada la temperatura del agua debe ser menor o igual a dicho valor

Para los cálculos de los coeficientes de convección natural y forzada, las propiedades se toman a la temperatura del film: $T_f = (T_p + T_{liq})/2$

El calor de decaimiento de las barras combustibles es constante.

El material cobertor del material aislante es acero inoxidable

La geometría del circuito hidráulico esta definida

Las temperaturas de la cara interna de la vaina y de la cara externa del pellet de material combustible, son coincidentes. No se considera un salto térmico en el gap que pueda existir entre ambos

Los materiales aislantes seleccionados en los cálculos son OMg y Magnesita

El material de la vaina del elemento combustible es circaloy (Zy)

El pellet combustible es UO_2

Para calcular la temperatura en el centro de la pastilla combustible se debe tener en cuenta que la conductividad del UO_2 depende de la temperatura

9 CÁLCULOS DE TEMPERATURAS DE INTERFASES DEL CAÑO DE DISIPACIÓN

En este informe se presenta en forma detallada, los cálculos para la Magnesita como material aislante. Los cálculos con OMg estan detallados en el Anexo II

Paso 1 – Cálculo de la temperatura media de la pared externa del caño cobertor del material aislante $T_p(D3)$

Luego de realizar el proceso iterativo descrito en el Paso 1 del ítem 7 “Metodología de Cálculo” se comprueba que la temperatura media de la pared externa del caño cobertor de $T_p(D3) = 50,8 \text{ °C}$

Siendo el coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h_2) natural:

- Temperatura del film 1 = $(T_p(D3) + \text{Temp agua pileta}) / 2 = (50,8 \text{ °C} + 40 \text{ °C}) / 2 = 45,4 \text{ °C}$

- $Nu = a * (Gr * Pr)^n = \frac{h * X}{K}$
- Temperatura del agua de la pileta del reactor = 40°C
- $\theta = \text{salto de temperaturas} = T_p - T_f = 50,8^\circ\text{C} - 45,4^\circ\text{C} = 5,4^\circ\text{C} = 278,43^\circ\text{K}$
- $X = \text{Altura del caño de disipación} = 3 \text{ m}$
- $Gr = \frac{\text{fuerzas de empuje}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{\alpha * g * \theta * \rho^2 * X^3}{\mu^2} = 0,0005660 [1/\text{K}] * 9,81 [\text{m}/\text{seg}^2] * 278,43 [^\circ\text{K}] * (979 [\text{kg}/\text{m}^3])^2 * (3 [\text{m}])^3 / (0,00068 [\text{kg}/\text{m}.\text{seg}])^2 = 6,79 * 10^{13}$
- Para una temperatura de film de 45,4 °C el número de Pr = 4,52
- $Gr * Pr = 6,79 * 10^{13} * 4,52 = 3,072 * 10^{14}$
- Si $Gr * Pr > 2 * 10^7$ o $2 * 10^{13} \Rightarrow$ el coeficiente $a = 0,13$ y $n = 1/3$
- $Nu = a * (Gr * Pr)^n = 0,13 * (3,072 * 10^{14})^{1/3} = 8772$
- $h_2 = K / X * (a * (Gr * Pr)^n) = 0,6628 [\text{W}/\text{m}.\text{°C}] / 3 [\text{m}] * 8772 = 1938 [\text{W}/\text{m}^2.\text{°C}]$

Al calcular la potencia térmica superficial, se tiene:

- q_2'' (flujo calórico medio) = $q / \text{Sup} (D3) = h_2 * (T_p(D3) - T_{\text{pileta}}) = 1938 [\text{W}/\text{m}^2.\text{°C}] * (50,8^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) = 21048 [\text{W}/\text{m}^2] = 2,1048 [\text{watt}/\text{cm}^2]$

Este valor es coincidente con el calculado mediante la fórmula

- q_2'' (flujo calórico medio) = $\text{Potencia calórica total} (q) / \text{Sup} (D3) = q'' [\text{watt}/\text{cm}^2] = 12000 \text{ watts} / 5702 \text{ cm}^2 = 2,1045 [\text{watt}/\text{cm}^2]$

Paso 2 – Cálculos de temperaturas de interfases del caño de disipación

Siendo $T_p(D3) = 50,8^\circ\text{C}$, las temperaturas medias en las interfases son:

- Temperatura media de la pared interna del caño cobertor del material aislante $T_p(d3) = T_p(D3) + q * \ln(R3 / r3) / 2 * \pi * K_{\text{acero inox}} * L = 50,8 [^\circ\text{C}] + 12000 [\text{watts}] * 0,1418 / 2 * 3,1416 * 3 [\text{m}] * 16,282 [\text{watt}/\text{m}^\circ\text{C}] = 56^\circ\text{C}$
- Temperatura media de la cara externa del material aislante $T_p(D2) = \text{Temperatura media en la pared interna del caño cobertor del material aislante } T_p(d3) = 56^\circ\text{C}$
- Temperatura media de la pared interna del material aislante $T_p(d2) = T_p(D2) + q * \ln(R2 / r2) / 2 * \pi * K_{\text{magnesita}} * L = 56^\circ\text{C} + 12000 [\text{watts}] * 0,2193 / 2 * 3,1416 * 3 [\text{m}] * 3,81 [\text{watt}/\text{m}^\circ\text{C}] = 93^\circ\text{C}$
- Temperatura de la cara externa del caño de disipación $T_p(D1) = \text{Temperatura de la pared interna del material aislante } T_p(d2) = 93^\circ\text{C}$
- Temperatura de la pared interna del caño de disipación $(T_d1) = T_p(D1) + q * \ln(R1 / r1) / 2 * \pi * K_{\text{acero inox}} * L = 93^\circ\text{C} + 12000 [\text{watts}] * 0,2614 / 2 * 3,1416 * 3 [\text{m}] * 16,282 [\text{watt}/\text{m}^\circ\text{C}] = 103^\circ\text{C}$

10 DETERMINACIÓN DEL CAUDAL MÁSSICO DE CIRCULACIÓN Y TEMPERATURA MEDIA DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE

Paso 3 – Realizar proceso iterativo consistente en asignar valores de caudal másico de circulación y temperatura media del líquido refrigerante de modo de cumplir la condición:

- q_1'' (flujo calórico medio) = Potencia calórica total (q) / Sup(d1) = $h_1 * (Temp\ Media\ Líq\ Refrig - T_p(d1))$

Luego de haber determinado las temperaturas medias de interfases del caño de disipación a través de los pasos de cálculo previos, y habiendo realizado el proceso iterativo descrito en los Pasos 3 y 4 se comprueba que para un caudal másico del refrigerante de $W = 0,155$ [kg/seg], y una temperatura media del agua de $T_m = 124,30$ °C se logra evacuar la potencia térmica fijada y cumplir con las condiciones requeridas

A continuación se detalla el procedimiento empleado.

Para calcular la potencia superficial en la cara interna del caño, es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada (h_1) para cada temperatura media del agua.

Una ecuación que vincula la relación de números adimensionales y se ajusta bien a los resultados experimentales es la expresión de Colburn para régimen turbulento ($Re > 10000$):

- $h = 0,023 * k/Dh * Re^{0,8} * Pr^{1/3}$

Donde las temperaturas del líquido son evaluadas a la temperatura del film 2:

$$T_{f2} = (Temp.\ media\ del\ agua + Temp.\ Pared\ interna\ del\ caño\ de\ disip) / 2$$

- Temperatura del film 2 = (Temp. media del agua + Temp. Pared interna del caño de disip) / 2 = $(124,30°C + 103°C) / 2 = 113,8°C$
- Superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación [m^2] = $\pi * (diam\ interno)^2 / 4 = 3,1416 * (0,03246 [m])^2 / 4 = 0,0008 m^2$
- Velocidad de circulación [m/seg] = $W [kg/seg] / (Sup\ de\ pasaje\ de\ la\ pared\ interna\ del\ caño\ de\ disipación [m^2] * \rho [kg/m^3]) = 0,155 [kg/seg] / (0,0008 m^2 * 948 kg/m^3) = 0,1977 [m/seg]$
- Viscosidad dinámica para la temperatura del film = $0,0002340 [kg/m.seg]$
- Densidad del agua para la temperatura del film = $948 kg/m^3$
- Reynolds $Re = (Vel [m/s] * DH [m] * \rho [kg/m^3]) / \mu [kg/m.seg] = (0,1977 [m/seg] * 0,03246 [m] * 948 kg/m^3) / 0,0002340 [kg/m.seg] = 25982$
- Coeficiente de conducción de calor del agua para una temperatura de $124,30$ °C = $k = 0,6849 [w/m.°C]$
- $h = 0,023 * k/Dh * Re^{0,8} * Pr^{1/3} = 0,023 * (0,685 [w/m.°C] / 0,03246 [m]) * 25982^{0,8} * 1,44^{1/3} = 1866 [w/m^2.°C]$

Con este valor de h, puedo calcular:

- q_1'' (flujo calórico medio) = $q / Sup(d1) = h_1 * (T\ Media\ Líq\ Refrig - T_p(d1)) = 1866 [w/m^2.°C] * (124,3 °C - 103°C) = 39228 [watts / m^2]$

Ademas:

- $q_1'' = Potencia\ total / Sup(d1) = 12000 [watts] / 0,3059 m^2 = 39225 [watts/m^2]$

Por lo tanto, se cumple con la condición requerida

11 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL CIRCUITO HIDRÁULICO

Paso 4 - Verificación de la igualdad: Δ Presión fuerza motriz = Δ Presión fricción, para cada iteración con los valores de caudal másico y temperatura media del líquido refrigerante seleccionados en el Paso 3

Para calcular el salto térmico entre las temperaturas de ingreso (Temp. Caliente) y egreso (Temp. Fría) del agua al caño de disipación según la potencia y caudal de circulación adoptados en el Paso 3, se tiene:

- $TC - TF = Pot / (W * Cp \text{ medio}) = 12000 / (0,155 * 4228) = 18,3 \text{ }^\circ\text{C}$
- $Temp. Fría = [2 * T_{media} - Pot/W * Cp] / 2 = (2 * 124,30 - 12000 / 0,155 * 4228) = 115,1 \text{ }^\circ\text{C}$
- $Temp. Caliente = TF + \Delta T = 115,1 + 18,3 = 133,46 \text{ }^\circ\text{C}$

Las densidades para estas temperaturas, son:

$$\rho_f = 947 \text{ kg/m}^3 > \rho_m = 938 \text{ kg/m}^3 > \rho_c = 930 \text{ kg/m}^3$$

11.1 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN Y POR VARIACIÓN DE DENSIDADES EN EL CIRCUITO HIDRÁULICO

Cuando el reactor se detiene y la bomba de refrigeración principal deja de funcionar, el fluido circula por convección natural a lo largo del circuito de parada.

Durante su recorrido por la rama caliente o ascendente y fría o descendente el agua recorre distintos tramos de tubos y singularidades que generan una pérdida de carga.

A continuación se detallan los cálculos de la caída de presión para las ramas fría y caliente con los datos obtenidos en los pasos previos:

11.1.1 Rama fría

Tramo 1 – Longitud del caño de disipación

- Diámetro interno del caño de disipación: 0,03246 m
- Diámetro externo del caño de disipación: 0,04216 m
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación) = $\pi * (\text{diam interno})^2 / 4 = 3,1416 * (0,03246 \text{ [m]})^2 / 4 = 0,0008 \text{ m}^2$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * Sup / \text{Perimetro Mojado} = (4 * \pi * (\text{diam interno})^2 / 4) / (2 * \pi * (\text{diam interno})/2) = 0,03246 \text{ m}$
- Longitud del caño de disipación: 3 m
- Viscosidad dinámica del agua al ingreso: 0,00021 kg/m*seg
- Viscosidad dinámica del agua al egreso: 0,00027 kg/m*seg

- Viscosidad dinámica media del agua: (Viscosidad dinámica del agua al ingreso + Viscosidad dinámica del agua al egreso) / 2 = 0,00024 kg/m*seg
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho_m \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00083 \text{ m}^2 * 938 \text{ kg/m}^3) = 0,2 \text{ m/seg}$
- $Re = \{Vel \text{ (m/s)} * DH \text{ (m)} * \rho_m \text{ (kg/m}^3)\} / \mu \text{ (kg/m.seg)} = (0,2 \text{ m/seg} * 0,03246 \text{ m} * 938 \text{ kg/m}^3) / 0,00024 \text{ kg/m*seg} = 25333$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25}$) = $0,316 / 25333^{0,25} = 0,0250$
- Caída de presión por fricción [$Pa = \text{kg} / \text{m}^3 \text{seg}^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_m \text{ (kg/m}^3)) * (vel \text{ (m/seg)})^2 / 2 = (0,0250 * (3 \text{ m} / 0,03246 \text{ m}) * 938 \text{ kg/m}^3) * (0,2 \text{ m/seg})^2 / 2 = 43 \text{ Pa}$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = \text{kg} / \text{m}^3 \text{seg}^2$] = $\text{Altura (m)} * g \text{ (m/seg}^2) * \rho \text{ media del agua (kg/m}^3) = 3 \text{ m} * 9,81 \text{ (m/seg}^2) * 938 \text{ (kg/m}^3) = 27618 \text{ Pa}$

Tramo 2 – Singularidad, codo a 90° desde la base del caño de disipación hasta la T del caño de interfase de ingreso al módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho_f \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00083 \text{ m}^2 * 947 \text{ kg/m}^3) = 0,198 \text{ m/seg}$
- $Re = \{Vel \text{ (m/s)} * DH \text{ (m)} * \rho_f \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_f \text{ (kg/m.seg)} = (0,198 \text{ m/seg} * 0,03246 \text{ m} * 947 \text{ kg/m}^3) / 0,00027 \text{ kg/m*seg} = 22560$
- Coeficiente de resistencia del codo a 90°, $K = 30FT$
- Factor de fricción del codo a 90°, $FT = 0,022$
- $K = 30FT = 30 * 0,022 = 0,66$
- Caída de presión por fricción [$Pa = \text{kg} / \text{m}^3 \text{seg}^2$] = $(K * \rho_f \text{ (kg/m}^3)) * (vel \text{ (m/seg)})^2 / 2 = (0,66 * 947 \text{ kg/m}^3) * (0,198 \text{ m/seg})^2 / 2 = 12 \text{ Pa}$

Tramo 3 – Singularidad, conexión en T a 90° luego del codo a 90° del caño de disipación al caño de interfase de ingreso al módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00083 \text{ m}^2 * 947 \text{ kg/m}^3) = 0,198 \text{ m/seg}$
- $Re = \{Vel \text{ (m/s)} * DH \text{ (m)} * \rho_f \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_f \text{ (kg/m.seg)} = (0,198 \text{ m/seg} * 0,03246 \text{ m} * 947 \text{ kg/m}^3) / 0,00027 \text{ kg/m*seg} = 22560$
- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 90°, $K = 60FT$
- Factor de fricción de conexión en T a 90°, $FT = 0,022$
- $K = 60FT = 60 * 0,022 = 1,32$
- Caída de presión por fricción [$Pa = \text{kg} / \text{m}^3 \text{seg}^2$] = $(K * \rho_f \text{ (kg/m}^3)) * (vel \text{ (m/seg)})^2 / 2 = (1,32 * 947 \text{ kg/m}^3) * (0,198 \text{ m/seg})^2 / 2 = 24 \text{ Pa}$

Tramo 4 – Tramo recto del caño de interfase de ingreso al módulo de irradiación, desde la "T" a 90° hasta el codo a 45°

- Longitud del caño de interfase de ingreso: 1,144 m
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00083 \text{ m}^2 * 947 \text{ kg/m}^3) = 0,198 \text{ m/seg}$

- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_f (kg/m^3)\} / \mu_f (kg/m \cdot seg) = (0,198 m/seg * 0,03246 m * 947 kg/m^3) / 0,00027 kg/m \cdot seg = 22560$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 22560^{0,25} = 0,0258$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_f (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,0258 * (1,144 m / 0,03246 m) * 947 kg/m^3) * (0,198 m/seg)^2 / 2 = 17 Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $Altura (m) * g (m/seg^2) * \rho_f (kg/m^3) = 1,144 m * 9,81(m/seg^2) * 947 (kg/m^3) = 10624 Pa$

Tramo 5 – Singularidad, codo a 45° en el caño de interfase de ingreso al módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,00083 m^2 * 947 kg/m^3) = 0,198 m/seg$
- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_f (kg/m^3)\} / \mu_f (kg/m \cdot seg) = (0,198 m/seg * 0,03246 m * 947 kg/m^3) / 0,00027 kg/m \cdot seg = 22560$
- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 45°, $K = 16FT$
- Factor de fricción de conexión en T a 45°, $FT = 0,022$
- $K = 16FT = 16 * 0,022 = 0,352$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(K * \rho_f (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,352 * 947 kg/m^3) * (0,198 m/seg)^2 / 2 = 7 Pa$

Tramo 6 – Tramo recto del caño de interfase de ingreso al módulo de irradiación luego del codo a 45°

- Longitud del caño de disipación: 0,90 m
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,00083 m^2 * 947 kg/m^3) = 0,198 m/seg$
- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_f (kg/m^3)\} / \mu_f (kg/m \cdot seg) = (0,198 m/seg * 0,03246 m * 947 kg/m^3) / 0,00027 kg/m \cdot seg = 22560$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 22560^{0,25} = 0,0258$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_f (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,0258 * (0,90 m / 0,03246 m) * 947 kg/m^3) * (0,198 m/seg)^2 / 2 = 13 Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $Altura (m) * g (m/seg^2) * \rho_f (kg/m^3) = 0,90 m * 9,81(m/seg^2) * 947 (kg/m^3) = 8358 Pa$

Tramo 7 – Singularidad, conexión a 90° de ingreso del refrigerante al conducto anular (down comer) del módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,00083 m^2 * 947 kg/m^3) = 0,198 m/seg$
- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_f (kg/m^3)\} / \mu_f (kg/m \cdot seg) = (0,198 m/seg * 0,03246 m * 947 kg/m^3) / 0,00027 kg/m \cdot seg = 22560$

- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 90°, $K = 60FT$
- Factor de fricción de conexión en T a 90°, $FT = 0,022$
- $K = 60FT = 60 * 0,022 = 1,32$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m * seg^2$] = $(K * \rho_f (kg / m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2$
 $= (1,32 * 947 kg/m^3) * (0,198 m/seg)^2 / 2 = 24 Pa$

Tramo 8 – Conducto anular descendente del módulo de irradiación (Down Comer)

- Longitud del caño: 2,58 m
- Diámetro interno de pasaje: 0,04826 m
- Diámetro externo de pasaje: 0,05901 m
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje del anulo del caño de disipación) = $\pi * [(diam\ externo)^2 - (diam\ interno)^2] / 4 = 3,1416 * [(0,05901[m])^2 - (0,04826[m])^2] / 4 = 0,0009057 m^2$
- Perímetro Mojado superficie interna de pasaje = $2 * \pi * (diam\ interno) / 2 = 2 * 3,1416 * (0,04826 m) / 2 = 0,1516 m$
- Perímetro Mojado superficie externa de pasaje = $2 * \pi * (diam\ externo) / 2 = 2 * 3,1416 * (0,05901 m) / 2 = 0,1853 m$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * Sup / Perímetro\ Mojado\ total = (4 * \pi * (diam\ interno)^2 / 4) / (Perim\ mojado\ sup\ interna + Perim\ mojado\ sup\ externa) = 0,01075 m$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho_f (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,0009057 m^2 * 947 kg/m^3) = 0,181 m/seg$
- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_f (kg/m^3)\} / \mu_f (kg/m \cdot seg) = (0,181 m/seg * 0,01075 m * 947 kg/m^3) / 0,00027 kg/m \cdot seg = 6827$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 6827^{0,25} = 0,0348$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m * seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_f (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,0348 * (2,58 m / 0,01075 m) * 947 kg/m^3) * (0,181 m/seg)^2 / 2 = 129 Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m * seg^2$] = $Altura (m) * g (m/seg^2) * \rho_f (kg/m^3) = 2,58 m * 9,81(m/seg^2) * 947 (kg/m^3) = 23961 Pa$

Tramo 9 – Contracción suave del conducto anular descendente del módulo de irradiación (Down Comer)

- Longitud del caño: 0,086 m
- Diámetro interno de pasaje: 0,04826 m
- Diámetro interno de pasaje luego de la contracción: 0,04216 m
- Diámetro externo de pasaje: 0,05901 m
- Diámetro externo de pasaje luego de la contracción: 0,04925 m
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje del anulo del caño de disipación) = $\pi * [(diam\ externo)^2 - (diam\ interno)^2] / 4 = 3,1416 * [(0,05901[m])^2 - (0,04826[m])^2] / 4 = 0,0009057 m^2$

- Área de circulación del refrigerante luego de la contracción (superficie de pasaje del anulo del caño de disipación) = $\pi * [(diam\ externo)^2 - (diam\ interno)^2] / 4 = 3,1416 * [(0,04925[m])^2 - (0,04216[m])^2] / 4 = 0,0005090\ m^2$
- Velocidad del refrigerante antes de la contracción (m/seg) = $W\ (kg/seg) / (Sup\ (m^2) * \rho_f\ (kg/m^3)) = (0,155\ kg/seg) / (0,0009057\ m^2 * 947\ kg/m^3) = 0,181\ m/seg$
- Velocidad del refrigerante luego de la contracción (m/seg) = $W\ (kg/seg) / (Sup\ (m^2) * \rho_f\ (kg/m^3)) = (0,155\ kg/seg) / (0,0005090\ m^2 * 947\ kg/m^3) = 0,32\ m/seg$
- Coeficiente de resistencia para una reducción suave, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,0005090\ m^2 / 0,0009057\ m^2)]^2 = 0,1918$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m * seg^2$] = $(K * \rho_f\ (kg/m^3)) * (vel\ (m/seg))^2 / 2 = (0,1918 * 947\ kg/m^3) * (0,32\ m/seg)^2 / 2 = 9,4\ Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m * seg^2$] = $Altura\ (m) * g\ (m/seg^2) * \rho_f\ (kg/m^3) = 0,086\ m * 9,81\ (m/seg^2) * 947\ (kg/m^3) = 799\ Pa$

Tramo 10 – Conducto anular descendente del módulo de irradiación (Down Comer) luego de la contracción suave

- Longitud del caño: 0,68 m
- Diámetro interno de pasaje luego de la contracción: 0,04216 m
- Diámetro externo de pasaje luego de la contracción: 0,04925 m
- Área de circulación del refrigerante luego de la contracción (superficie de pasaje del anulo del caño de disipación) = $\pi * [(diam\ externo)^2 - (diam\ interno)^2] / 4 = 3,1416 * [(0,04925[m])^2 - (0,04216[m])^2] / 4 = 0,0005090\ m^2$
- Perímetro Mojado superficie interna de pasaje = $2 * \pi * (diam\ interno) / 2 = 2 * 3,1416 * (0,04216\ m) / 2 = 0,1324\ m$
- Perímetro Mojado superficie externa de pasaje = $2 * \pi * (diam\ externo) / 2 = 2 * 3,1416 * (0,04925\ m) / 2 = 0,1547\ m$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * Sup / Perímetro\ Mojado\ total = (4 * \pi * (diam\ interno)^2 / 4) / (Perim\ mojado\ sup\ interna + Perim\ mojado\ sup\ externa) = 4 * 0,0005090\ m^2 / (0,1324\ m + 0,1547\ m) = 0,00709$
- Velocidad del refrigerante luego de la contracción (m/seg) = $W\ (kg/seg) / (Sup\ (m^2) * \rho_f\ (kg/m^3)) = (0,155\ kg/seg) / (0,0005090\ m^2 * 947\ kg/m^3) = 0,322\ m/seg$
- $Re = \{Vel\ (m/s) * DH\ (m) * \rho_f\ (kg/m^3)\} / \mu_f\ (kg/m * seg) = (0,322\ m/seg * 0,00709\ m * 947\ kg/m^3) / 0,00027\ kg/m * seg = 8011$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 8011^{0,25} = 0,0334$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m * seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_f\ (kg/m^3)) * (vel\ (m/seg))^2 / 2 = (0,0334 * (0,68\ m / 0,00709\ m) * 947\ kg/m^3) * (0,322\ m/seg)^2 / 2 = 157\ Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m * seg^2$] = $Altura\ (m) * g\ (m/seg^2) * \rho_f\ (kg/m^3) = 0,68\ m * 9,81\ (m/seg^2) * 947\ (kg/m^3) = 6315\ Pa$

Tramo 11 - Giro de 180° en la base del módulo de irradiación

- Área de circulación del refrigerante = 0,0003361 m²

- Diámetro hidráulico $DH = 4 \cdot \text{Sup} / \text{Perímetro Mojado} = 0,00574 \text{ m}$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup} \text{ (m}^2\text{)} \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3\text{)}) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,0003361 \text{ m}^2 \cdot 947 \text{ kg/m}^3) = 0,487 \text{ m/seg}$
- $Re = \{\text{Vel} \text{ (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_f \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)} = (0,487 \text{ m/seg} \cdot 0,00574 \text{ m} \cdot 947 \text{ kg/m}^3) / 0,00027 \text{ kg/m}\cdot\text{seg} = 9822$
- Coeficiente de resistencia, $K = 50FT$
- Factor de fricción, $FT = 0,027$
- $K = 50FT = 50 \cdot 0,027 = 1,35$
- Caída de presión por fricción [$Pa = \text{kg} / \text{m}\cdot\text{seg}^2$] = $(K \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3)) \cdot (\text{vel} \text{ (m/seg)})^2 / 2 = (1,35 \cdot 947 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,487 \text{ m/seg})^2 / 2 = 152 \text{ Pa}$

Tramo 12 - Lumberras de ingreso del refrigerante a los elementos combustibles

- Área de circulación del refrigerante = $0,0032 \text{ m}^2$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup} \text{ (m}^2\text{)} \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3\text{)}) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,0032 \text{ m}^2 \cdot 947 \text{ kg/m}^3) = 0,051 \text{ m/seg}$
- $Re = \{\text{Vel} \text{ (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_f \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)} = (0,155 \text{ m/seg} \cdot 0,0032 \text{ m} \cdot 947 \text{ kg/m}^3) / 0,00027 \text{ kg/m}\cdot\text{seg} = 575$
- Coeficiente de resistencia, $K = 2,65$
- Caída de presión por fricción [$Pa = \text{kg} / \text{m}\cdot\text{seg}^2$] = $(K \cdot \rho_f \text{ (kg/m}^3)) \cdot (\text{vel} \text{ (m/seg)})^2 / 2 = (2,65 \cdot 947 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,051 \text{ m/seg})^2 / 2 = 3,28 \text{ Pa}$

Sumatoria de las caídas de presión por fricción y por diferencias en la densidad del agua en todos los tramos de la rama fría

Sumando todas las caídas de presión por fricción en la rama fría (tramos 1 al 12) se obtiene: 591 Pa

Sumando todas las caídas de presión por diferencias en la densidad en la rama fría (tramos 1 al 12) se obtiene: 77675 Pa

11.1.2 Rama caliente

Tramo 1 – Longitud de la zona de irradiación - HBC

- Diámetro interno: $0,01308 \text{ m}$
- Diámetro externo: $0,01870 \text{ m}$
- Área de circulación del refrigerante = $0,0003361 \text{ m}^2$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 \cdot \text{Sup} / \text{Perímetro Mojado} = 0,00574 \text{ m}$
- Longitud de la zona de irradiación: $0,505 \text{ m}$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup} \text{ (m}^2\text{)} \cdot \rho_m \text{ (kg/m}^3\text{)}) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,0003361 \text{ m}^2 \cdot 938 \text{ kg/m}^3) = 0,487 \text{ m/seg}$
- $Re = \{\text{Vel} \text{ (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho_m \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_m \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)} = (0,487 \text{ m/seg} \cdot 0,00574 \text{ m} \cdot 938 \text{ kg/m}^3) / 0,00024 \text{ kg/m}\cdot\text{seg} = 9822$

- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25}$) = $0,316 / 9822^{0,25} = 0,0317$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_m (kg / m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,0207 * (0,505 m / 0,00574 m) * 938 kg/m^3) * (0,487 m/seg)^2 / 2 = 314 Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $Altura (m) * g (m/seg^2) * \rho_m (kg/m^3) = 0,505 m * 9,81(m/seg^2) * 938 (kg/m^3) = 4649 Pa$

Tramo 2 – Expansión brusca desde el conducto anular de las barras combustibles al tramo sostén de barras combustibles

- Diámetro interno: 0,01308 m
- Diámetro externo: 0,01870 m
- Diámetro externo luego de la expansión: 0,03886 m
- Área de circulación antes de la expansión = $0,0003361 m^2$
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,03886 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,01308 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0007829 m^2$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho_c (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,0007829 m^2 * 930 kg/m^3) = 0,213 m/seg$
- Coeficiente de resistencia para una expansión brusca, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,0003361 m^2 / 0,0007829 m^2)]^2 = 0,3257$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(K * \rho_c (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,2139 * 930 kg/m^3) * (0,213 m/seg)^2 / 2 = 7 Pa$

Tramo 3 – Luego de la expansión brusca desde el conducto anular de las barras combustibles al tramo sostén de barras combustibles

- Longitud: 0,16 m
- Diámetro interno: 0,01308 m
- Diámetro externo luego de la expansión: 0,03886 m
- Perímetro mojado interno = $[2 * \pi * (diam\ interno) / 2] * 3\ elementos\ comb = 0,1232$
- Perímetro mojado externo luego de la expansión = $[2 * \pi * (diam\ externo) / 2] = 0,1220$
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,03886 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,01308 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0007829 m^2$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * Sup / Perimetro\ Mojado = (4 * \pi * (diam\ interno)^2 / 4) / (2 * \pi * (diam\ interno + diam\ externo) / 2) = 0,01276 m$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho_c (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,0007829 m^2 * 930 kg/m^3) = 0,213 m/seg$
- $Re = \{Vel (m/s) * DH (m) * \rho_c (kg / m^3)\} / \mu_c (kg/m \cdot seg) = (0,213 m/seg * 0,01276 m * 930 kg/m^3) / 0,00021 kg/m \cdot seg = 12004$

- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25}$) = $0,316 / 12004^{0,25} = 0,0302$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_c (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,0302 * (0,16 m / 0,01276 m) * 930 kg/m^3) * (0,213 m/seg)^2 / 2 = 8 Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $Altura (m) * g (m/seg^2) * \rho_c (kg/m^3) = 0,16 m * 9,81(m/seg^2) * 930 (kg/m^3) = 1460 Pa$

Tramo 4 – Expansión suave en el tramo sostén de barras combustibles

- Diámetro interno: 0,01308 m
- Diámetro externo: 0,03886 m
- Diámetro externo luego de la expansión: 0,04496 m
- Área de circulación del refrigerante antes de la expansión = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,03886 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,01308 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0007829 m^2$
- Área de circulación del refrigerante luego de la expansión = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,01308 [m])^2 / 4) * 3 = 0,001184 m^2$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho_c (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,001184 m^2 * 930 kg/m^3) = 0,141 m/seg$
- Coeficiente de resistencia para una expansión brusca, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,0007829 m^2 / 0,001184 m^2)]^2 = 0,1149$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(K * \rho_c (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,1149 * 930 kg/m^3) * (0,141 m/seg)^2 / 2 = 1 Pa$

Tramo 5 – Contracción brusca en el tramo sostén de barras combustibles

- Diámetro interno: 0,01308 m
- Diámetro interno luego de la contracción: 0,02166 m
- Diámetro externo: 0,04496 m
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,01308 [m])^2 / 4) * 3 = 0,001184 m^2$
- Área de circulación del refrigerante luego de la contracción = $(\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02166 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0004821 m^2$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (kg/seg) / (Sup (m^2) * \rho_c (kg/m^3)) = (0,155 kg/seg) / (0,0004821 m^2 * 930 kg/m^3) = 0,346 m/seg$
- Coeficiente de resistencia para una expansión brusca, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,0004821 m^2 / 0,001184 m^2)]^2 = 0,3516$
- Caída de presión por fricción [$Pa = kg / m \cdot seg^2$] = $(K * \rho_c (kg/m^3)) * (vel (m/seg))^2 / 2 = (0,3516 * 930 kg/m^3) * (0,346 m/seg)^2 / 2 = 20 Pa$

Tramo 6 – Elemento centrador y sostenedor de las tomas de las barras combustibles.

- Longitud: 0,065 m
- Diámetro interno: 0,02166 m
- Diámetro externo: 0,04496 m
- Área de circulación del refrigerante $= (\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02166 [m])^2 / 4) * 3 = 0,001184\ m^2$
- Área de circulación del refrigerante $= (\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02166 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0004821\ m^2$
- Perímetro mojado externo $= [2 * \pi * (diam\ externo) / 2] = 0,1412$
- Perímetro mojado interno $= [2 * \pi * (diam\ interno) / 2] * nro\ de\ elementos\ combustibles = 0,2041$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * Sup / Perímetro\ Mojado = (4 * \pi * (diam\ interno)^2 / 4) / (2 * \pi * (diam\ interno + diam\ externo) / 2) = 0,00558\ m$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) $= W\ (kg/seg) / (Sup\ (m^2) * \rho_c\ (kg/m^3)) = (0,155\ kg/seg) / (0,0004821\ m^2 * 930\ kg/m^3) = 0,346\ m/seg$
- $Re = \{Vel\ (m/s) * DH\ (m) * \rho_c\ (kg/m^3)\} / \mu_c\ (kg/m \cdot seg) = (0,346\ m/seg * 0,00558\ m * 930\ kg/m^3) / 0,00021\ kg/m \cdot seg = 8528$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 8528^{0,25} = 0,0329$
- Caída de presión por fricción $[Pa = kg / m \cdot seg^2] = (\Lambda * L / D * \rho_c\ (kg/m^3)) * (vel\ (m/seg))^2 / 2 = (0,0329 * (0,065\ m / 0,00558\ m) * 930\ kg/m^3) * (0,346\ m/seg)^2 / 2 = 21\ Pa$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante $[Pa = kg / m \cdot seg^2] = Altura\ (m) * g\ (m/seg^2) * \rho_c\ (kg/m^3) = 0,065\ m * 9,81\ (m/seg^2) * 930\ (kg/m^3) = 593\ Pa$

Tramo 7 – Expansión brusca en el tramo sostén de barras combustibles

- Diámetro interno: 0,02166 m
- Diámetro interno luego de la expansión: 0,02667 m
- Diámetro externo: 0,04496 m
- Área de circulación del refrigerante antes de la expansión $= (\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) * cantidad\ de\ elementos\ combustibles = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02166 [m])^2 / 4) * 3 = 0,0004821\ m^2$
- Área de circulación del refrigerante luego de la expansión $= (\pi * [(diam\ externo)^2] / 4) - (\pi * [(diam\ interno)^2] / 4) = (3,1416 * (0,04496 [m])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02667 [m])^2 / 4) = 0,001028\ m^2$
- Velocidad del refrigerante (m/seg) $= W\ (kg/seg) / (Sup\ (m^2) * \rho_c\ (kg/m^3)) = (0,155\ kg/seg) / (0,001028\ m^2 * 930\ kg/m^3) = 0,162\ m/seg$

- Coeficiente de resistencia para una expansión brusca, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,0004821 \text{ m}^2 / 0,001028 \text{ m}^2)]^2 = 0,2824$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $(K * \rho_c (\text{kg} / \text{m}^3)) * (\text{vel} (\text{m}/\text{seg}))^2 / 2 = (0,2824 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) * (0,162 \text{ m}/\text{seg})^2 / 2 = 3 \text{ Pa}$

Tramo 8 – Conducto anular

- Diámetro interno: 0,02667 m
- Diámetro externo: 0,04496 m
- Perímetro mojado interno = $[2 * \pi * (\text{diam interno}) / 2] = 0,08378$
- Perímetro mojado externo = $[2 * \pi * (\text{diam externo}) / 2] = 0,1412$
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(\text{diam externo})^2 / 4] - (\pi * [(\text{diam interno})^2 / 4]) = (3,1416 * (0,04496 [\text{m}])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02667 [\text{m}])^2 / 4) = 0,001028 \text{ m}^2$
- Diámetro hidráulico $DH = 4 * \text{Sup} / \text{Perímetro Mojado} = (4 * \pi * (\text{diam interno})^2 / 4) / (2 * \pi * (\text{diam interno}) / 2) = 0,01829 \text{ m}$
- Longitud: 2,58 m
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (\text{kg}/\text{seg}) / (\text{Sup} (\text{m}^2) * \rho_c (\text{kg} / \text{m}^3)) = (0,155 \text{ kg}/\text{seg}) / (0,001028 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0,162 \text{ m}/\text{seg}$
- $Re = \{\text{Vel} (\text{m}/\text{s}) * DH (\text{m}) * \rho_c (\text{kg} / \text{m}^3)\} / \mu_c (\text{kg}/\text{m} \cdot \text{seg}) = (0,162 \text{ m}/\text{seg} * 0,01829 \text{ m} * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) / 0,00021 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{seg} = 13089$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25}$) = $0,316 / 13089^{0,25} = 0,0295$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho_c (\text{kg} / \text{m}^3)) * (\text{vel} (\text{m}/\text{seg}))^2 / 2 = (0,0295 * (2,58 \text{ m} / 0,01829 \text{ m}) * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) * (0,162 \text{ m}/\text{seg})^2 / 2 = 51 \text{ Pa}$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $\text{Altura} (\text{m}) * g (\text{m}/\text{seg}^2) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3) = 2,58 \text{ m} * 9,81 (\text{m}/\text{seg}^2) * 930 (\text{kg}/\text{m}^3) = 23,542 \text{ Pa}$

Tramo 9 – Expansión brusca

- Diámetro interno: 0,02667 m
- Diámetro externo: 0,04496 m
- Diámetro externo luego de la expansión: 0,047 m
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(\text{diam externo})^2 / 4] - (\pi * [(\text{diam interno})^2 / 4]) = (3,1416 * (0,04496 [\text{m}])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02667 [\text{m}])^2 / 4) = 0,001028 \text{ m}^2$
- Área de circulación del refrigerante luego de la expansión = $(\pi * [(\text{diam externo})^2 / 4] - (\pi * [(\text{diam interno})^2 / 4]) = (3,1416 * (0,047 [\text{m}])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02667 [\text{m}])^2 / 4) = 0,001176 \text{ m}^2$
- Velocidad del refrigerante luego de la expansión (m/seg) = $W (\text{kg}/\text{seg}) / (\text{Sup} (\text{m}^2) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)) = (0,155 \text{ kg}/\text{seg}) / (0,001176 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0,142 \text{ m}/\text{seg}$
- Coeficiente de resistencia para una expansión brusca, $K = [1 - (A1/A2)]^2 = [1 - (0,001028 \text{ m}^2 / 0,001176 \text{ m}^2)]^2 = 0,0157$

- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $(K * \rho * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)) * (\text{vel} (\text{m}/\text{seg}))^2 / 2 = (0,0157 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) * (0,142 \text{ m}/\text{seg})^2 / 2 = 0,1 \text{ Pa}$

Tramo 10 – Conducto anular

- Diámetro interno: 0,02667 m
- Diámetro externo: 0,0470 m
- Perímetro mojado interno = $[2 * \pi * (\text{diam interno}) / 2] = 0,08378$
- Perímetro mojado externo = $[2 * \pi * (\text{diam externo}) / 2] = 0,1476$
- Área de circulación del refrigerante = $(\pi * [(\text{diam externo})^2 / 4] - (\pi * [(\text{diam interno})^2 / 4]) = (3,1416 * (0,047 [\text{m}])^2 / 4) - (3,1416 * (0,02667 [\text{m}])^2 / 4) = 0,001176 \text{ m}^2$
- Diámetro hidráulico $\text{DH} = 4 * \text{Sup} / \text{Perímetro Mojado} = (4 * \pi * (\text{diam interno})^2 / 4) / (0,08378 + 0,1476) = 0,02033 \text{ m}$
- Longitud: 0,04 m
- Velocidad del refrigerante luego de la expansión (m/seg) = $W (\text{kg}/\text{seg}) / (\text{Sup} (\text{m}^2) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)) = (0,155 \text{ kg}/\text{seg}) / (0,001176 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0,142 \text{ m}/\text{seg}$
- $\text{Re} = \{\text{Vel} (\text{m}/\text{s}) * \text{DH} (\text{m}) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)\} / \mu_c (\text{kg}/\text{m} \cdot \text{seg}) = (0,142 \text{ m}/\text{seg} * 0,02033 \text{ m} * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) / 0,00021 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{seg} = 12726$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < \text{Re} < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/\text{Re}^{0,25} = 0,316 / 12726^{0,25} = 0,0298$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $(\Lambda * L / D * \rho (\text{kg}/\text{m}^3)) * (\text{vel} (\text{m}/\text{seg}))^2 / 2 = (0,0298 * (0,04 \text{ m} / 0,02033 \text{ m}) * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) * (0,142 \text{ m}/\text{seg})^2 / 2 = 1 \text{ Pa}$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $\text{Altura} (\text{m}) * g (\text{m}/\text{seg}^2) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3) = 0,04 \text{ m} * 9,81 (\text{m}/\text{seg}^2) * 930 (\text{kg}/\text{m}^3) = 365 \text{ Pa}$

Tramo 11 – Salida del refrigerante por conexión en T hacia el caño de interfase de salida

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W (\text{kg}/\text{seg}) / (\text{Sup} (\text{m}^2) * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)) = (0,155 \text{ kg}/\text{seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0,201 \text{ m}/\text{seg}$
- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 90° , $K = 60\text{FT}$
- Factor de fricción de conexión en T a 90° , $\text{FT} = 0,022$
- $K = 60\text{FT} = 60 * 0,022 = 1,32$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m}^3 \cdot \text{seg}^2$] = $(K * \rho_c (\text{kg}/\text{m}^3)) * (\text{vel} (\text{m}/\text{seg}))^2 / 2 = (1,32 * 930 \text{ kg}/\text{m}^3) * (0,201 \text{ m}/\text{seg})^2 / 2 = 25 \text{ Pa}$

Tramo 12 – Tramo recto del caño de interfase de retorno del módulo de irradiación

- Diámetro interno del caño de disipación: 0,03246 m
- Perímetro mojado = $[2 * \pi * (\text{diam interno}) / 2] = 0,1019$
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación) = $\pi * (\text{diam interno})^2 / 4 = 3,1416 * (0,03246 [\text{m}])^2 / 4 = 0,00083 \text{ m}^2$

- Diámetro hidráulico $DH = 4 \cdot \text{Sup} / \text{Perimetro Mojado} = (4 \cdot \pi \cdot (\text{diam interno})^2 / 4) / (2 \cdot \pi \cdot (\text{diam interno})/2) = 0,03246 \text{ m}$
- Longitud del caño de disipación: 0,9 m
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 \cdot 930 \text{ kg/m}^3) = 0,201 \text{ m/seg}$
- $Re = \{\text{Vel (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_c \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)} = (0,201 \text{ m/seg} \cdot 0,03246 \text{ m} \cdot 640 \text{ kg/m}^3) / 0,00021 \text{ kg/m}\cdot\text{seg} = 28883$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 28883^{0,25} = 0,0242$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg / m}\cdot\text{seg}^2$] = $(\Lambda \cdot L / D \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) \cdot (\text{vel (m/seg)})^2 / 2 = (0,0242 \cdot (0,9 \text{ m} / 0,03246 \text{ m}) \cdot 930 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,201 \text{ m/seg})^2 / 2 = 13 \text{ Pa}$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$\text{Pa} = \text{kg / m}\cdot\text{seg}^2$] = $\text{Altura (m)} \cdot g \text{ (m/seg}^2) \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3) = 0,9 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ (m/seg}^2) \cdot 930 \text{ (kg/m}^3) = 8212 \text{ Pa}$

Tramo 13 – Singularidad, codo a 45° en el caño de interfase de retorno del módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 \cdot 930 \text{ kg/m}^3) = 0,201 \text{ m/seg}$
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación) = $\pi \cdot (\text{diam interno})^2 / 4 = 3,1416 \cdot (0,03246 \text{ [m]})^2 / 4 = 0,00083 \text{ m}^2$
- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 45°, $K = 16FT$
- Factor de fricción de conexión en T a 45°, $FT = 0,022$
- $K = 16FT = 16 \cdot 0,022 = 0,352$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg / m}\cdot\text{seg}^2$] = $(K \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) \cdot (\text{vel (m/seg)})^2 / 2 = (0,352 \cdot 930 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,201 \text{ m/seg})^2 / 2 = 7 \text{ Pa}$

Tramo 14 – Tramo recto del caño de interfase de retorno del módulo de irradiación luego del codo a 45°

- Longitud del caño de disipación: 4,14 m
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 \cdot 930 \text{ kg/m}^3) = 0,201 \text{ m/seg}$
- $Re = \{\text{Vel (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)\} / \mu_c \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)} = (0,201 \text{ m/seg} \cdot 0,03246 \text{ m} \cdot 930 \text{ kg/m}^3) / 0,00021 \text{ kg/m}\cdot\text{seg} = 28883$
- Coeficiente de Darcy, (para $2100 < Re < 10^5$ y tubos lisos $\Rightarrow \Lambda = 0,316/Re^{0,25} = 0,316 / 28883^{0,25} = 0,0242$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg / m}\cdot\text{seg}^2$] = $(\Lambda \cdot L / D \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3)) \cdot (\text{vel (m/seg)})^2 / 2 = (0,0242 \cdot (4,14 \text{ m} / 0,03246 \text{ m}) \cdot 930 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,201 \text{ m/seg})^2 / 2 = 57 \text{ Pa}$
- Variación de presión por diferencias en la densidad del refrigerante [$\text{Pa} = \text{kg / m}\cdot\text{seg}^2$] = $\text{Altura (m)} \cdot g \text{ (m/seg}^2) \cdot \rho_c \text{ (kg/m}^3) = 4,14 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ (m/seg}^2) \cdot 930 \text{ (kg/m}^3) = 37776 \text{ Pa}$

Tramo 15 – Singularidad, conexión en T a 90° en el caño de interfase de retorno del refrigerante y antes del caño de disipación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho_c \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg/m}^3) = 0,201 \text{ m/seg}$
- Área de circulación del refrigerante (superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación) = $\pi * (\text{diam interno})^2 / 4 = 3,1416 * (0,03246 \text{ [m]})^2 / 4 = 0,00083 \text{ m}^2$
- Coeficiente de resistencia de conexión en T a 90°, $K = 60FT$
- Factor de fricción de conexión en T a 90°, $FT = 0,022$
- $K = 60FT = 60 * 0,022 = 1,32$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m} * \text{seg}^2$] = $(K * \rho_c \text{ (kg/m}^3)) * (\text{vel (m/seg)})^2 / 2 = (1,32 * 930 \text{ kg/m}^3) * (0,201 \text{ m/seg})^2 / 2 = 25 \text{ Pa}$

Tramo 16 – Singularidad, codo a 90° luego de la conexión en T del caño de interfase de retorno previo al módulo de irradiación

- Velocidad del refrigerante (m/seg) = $W \text{ (kg/seg)} / (\text{Sup (m}^2) * \rho_c \text{ (kg/m}^3)) = (0,155 \text{ kg/seg}) / (0,00080 \text{ m}^2 * 930 \text{ kg/m}^3) = 0,201 \text{ m/seg}$
- Coeficiente de resistencia del codo a 90°, $K = 30FT$
- Factor de fricción del codo a 90°, $FT = 0,022$
- $K = 30FT = 30 * 0,022 = 0,66$
- Caída de presión por fricción [$\text{Pa} = \text{kg} / \text{m} * \text{seg}^2$] = $(K * \rho_c \text{ (kg/m}^3)) * (\text{vel (m/seg)})^2 / 2 = (0,66 * 930 \text{ kg/m}^3) * (0,201 \text{ m/seg})^2 / 2 = 12 \text{ Pa}$

Sumatoria de las caídas de presión por fricción y por diferencias en la densidad del agua en todos los tramos de la rama caliente

Sumando todas las caídas de presión por fricción en la rama caliente (tramos 1 al 16) se obtiene: 564 Pa

Sumando todas las caídas de presión por diferencias en la densidad en la rama caliente (tramos 1 al 16) se obtiene: 76598 Pa

Verificación de la condición en la cual la variación de presión por diferencia de densidades o fuerza motriz se iguala con la caída de presión por fricción ($\Delta P_{\text{presión fuerza motriz}} = \Delta P_{\text{presión fricción}}$)

La suma de las caídas de presión por fricción para la rama fría y caliente, es: 591 Pa + 564 Pa = 1156 Pa

La fuerza motriz por diferencias en la densidad del agua entre las ramas fría y caliente es: 77675 Pa – 76598 Pa = 1078 Pa

Por lo tanto, se puede confirmar que para la combinación de:

-caudal de refrigeración de $W = 0,155 \text{ kg/seg}$, y

-temperatura media del refrigerante de $T_m = 124,30 \text{ }^\circ\text{C}$

se logran las condiciones de refrigeración requeridas. (la diferencia de 78 Pa entre ambos valores, se considera despreciable)

12 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LA VAINA DE LOS ELEMENTOS COMBUSTIBLES

Con los valores de caudal y temperatura media del refrigerante encontrados para el caño de disipación, calcular la temperatura media de la vaina y centro de la pastilla combustible de modo de verificar que no se alcance la ebullición local para la potencia de calor transferida.

El valor de la temperatura media de la vaina para que se produzca el inicio de la ebullición nucleada es $T_p = T_{sat} + \Delta T_{sat}$

El elemento combustible del módulo de irradiación contiene 3 barras combustibles con lo cual se puede considerar que la potencia calórica de cada barra es 12000 watts/ 3 barras = 4000 watts/barra

Paso 5 - Cálculo de la temperatura de pared interna y externa de la vaina

A continuación se detallan los cálculos de las temperaturas medias de la vaina:

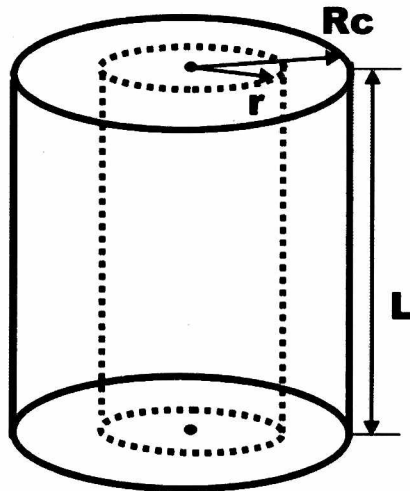
- Diámetro hidráulico del anulo de pasaje del refrigerante por la zona de irradiación es: 0,00562 m
- Superficie de pasaje del refrigerante por los elementos combustibles = 0,000420 m²
- Caudal másico, $W = 0.155$ kg/seg
- Temperatura media del refrigerante, $T_m = 124,30$ °C
- Velocidad del refrigerante (m/seg) = W (kg/seg) / (Sup (m²) * ρ_m (kg/m³)) = (0,155 kg/seg) / (0,000420 m² * 939,41 kg/m³) = 0,3921 m/seg
- $Re = \{Vel$ (m/s) * DH (m) * ρ_m (kg/m³) $\} / \mu_m$ (kg/m.seg) = (0,3921 m/seg * 0,00562 m * 939,41 kg/m³) / 0,000080 kg/m*seg = 25970
- Número de Prandtl = 1,44
- Coeficiente de conducción del agua k (w/m.°C) = 0,68
- $h = 0,023 * k/Dh * Re^{0,8} * Pr^{1/3} = 0,023 * (0,68$ [w/m.°C] / 0,00562 [m]) * 25970^{0,8} * 1,44^{1/3} = 10774 [w/m².°C]
- Diámetro externo de la vaina = 0,01308 m
- Espesor de la vaina = 0,0005 m
- Diámetro interno de la vaina = 0,01258 m
- Longitud de la barra combustible = 0,505 m
- Superficie calefactora interna de un elemento combustible = $\pi * Diam$ interno * Longitud = 3,1416 * 0,01258 m * 0,505 m = 0,01995 m²
- Superficie calefactora externa de un elemento combustible = $\pi * Diam$ externo * Longitud = 3,1416 * 0,01308 m * 0,505 m = 0,02075 m²
- q_3'' (flujo calórico medio) = q / Sup calefactora de la cara externa de la vaina = $h_1 * (T(Dv) - T$ Media del Líq Refrig)
- Temperatura media en la cara externa de la vaina = $T(Dv) = (q_3'' / h_1) + Temp.$ Media del Líq Refrig. = 4000 watts / (0,02075 m² * 10774 [w/m².°C]) + 124,30 °C = 142,19 °C
- Radio externo de la vaina = 0,00654 m

- Radio interno de la vaina (interfase vaina - uranio) = 0,00629 m
- $\ln (R_v / r_v) = \ln (0,00654 / 0,00629) = 0,03897$
- Temperatura media en la cara interna de la vaina = $T(dv) = T(Dv) + q \cdot \ln (R_v / r_v) / (2 \cdot \pi \cdot L \cdot K (z)) = 142,19 \text{ }^\circ\text{C} + 4000 \cdot 0,03897 / (2 \cdot 3,1416 \cdot 0,505 \text{ m} \cdot 17 \text{ [W / m }^\circ\text{C]}) = 145,08 \text{ }^\circ\text{C}$

13 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL CENTRO DE LA PASTILLA COMBUSTIBLE

Paso 6 - Para calcular la temperatura en el centro de la pastilla combustible se debe tener en cuenta que la conductividad del UO_2 depende de la temperatura

Aplicando la ley de Fourier para una geometría cilíndrica en estado estacionario y una conductividad térmica variable con generación interna de energía:



El calor generado internamente en un cilindro de radio ($r < R_c$) es: $q = q_v \cdot r^2 \cdot \pi \cdot L$
 Donde q_v es la densidad de potencia generada.
 El área del cilindro es: $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$

$$(q_v \cdot r^2 \cdot \pi \cdot L) / (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L) = K(T) \cdot dT/dr \Rightarrow (q_v \cdot r) / 2 \cdot dr = K(T) \cdot dT$$

$$\int_0^{R_c} \frac{q_v}{2} \cdot r \cdot dr = \int_{T_1}^{T_0} k(T) \cdot dT$$

Se denomina integral de conductividad $I = \int_{T_1}^{T_0} K(T) \cdot dT \Rightarrow I = \frac{q_v \cdot R_c^2}{4}$

Expresando la integral de conductividad en función del q_l :

$$q_l \cdot l = q_v \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot l \Rightarrow q_v = \frac{q_l}{\pi \cdot R_c^2} \Rightarrow I = \frac{q_l \cdot R_c}{4 \cdot \pi \cdot R_c^2} = \frac{q_l}{4 \cdot \pi}$$

Para una conductividad térmica cuya dependencia con la temperatura sigue la expresión:

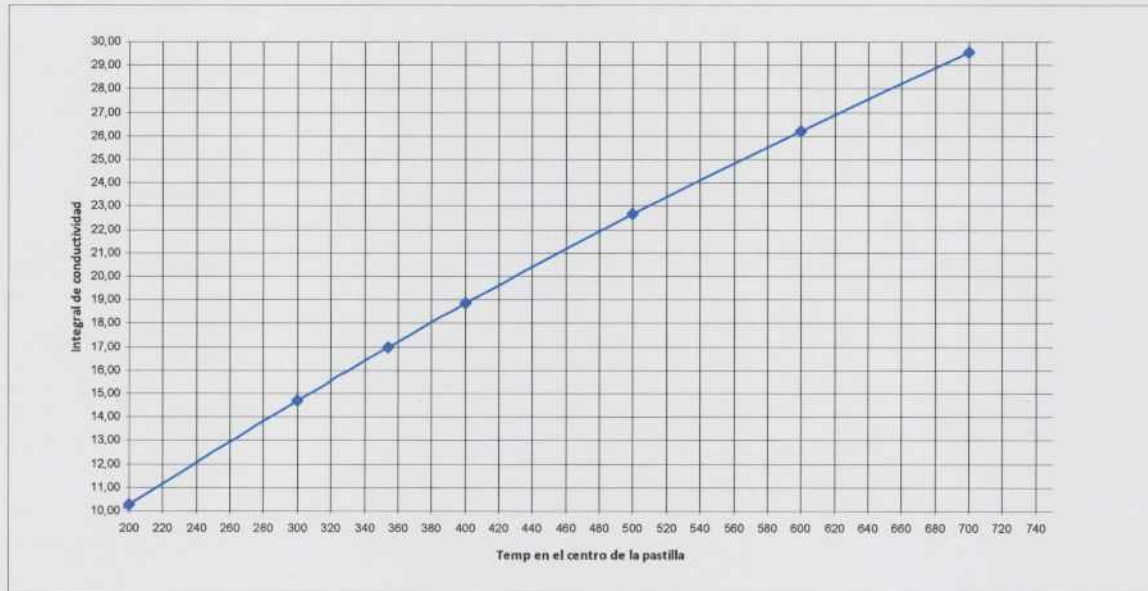
$$K(T) = \frac{53,5}{950 + T} + (273 + T) + \frac{10^{-12}}{4} \text{ watt/cm}^{\circ}\text{C}$$

Su integral de conductividad es:

$$\int_0^T K(T) * dT = 53,5 * \ln\left(\frac{950 + T}{950}\right) + \frac{10^{-12}}{4}$$

Temperatura media en la cara interna de la vaina: T(dv) (°C)	Integral de conductividad (W/cm)
100	5,35
145	7,60
200	10,22
300	14,68
352	16,86
400	18,80
500	22,62
600	26,19
700	29,54
800	32,68
900	35,66
1000	38,47
1100	41,15
1200	43,70
1300	46,13
1400	48,46
1500	50,68
1600	52,83
1700	54,88
1800	56,86
1900	58,78
2000	60,62
2100	62,40
2200	64,13
2300	65,80
2400	67,42
2500	69,00
2600	70,53
2700	72,01
2800	73,46
2900	74,87
3000	76,24

Esta función puede graficarse de la siguiente manera:



La integral $\int_{T_1}^{T_0} K(T) * dT$ se puede expresar como:

$$\underbrace{\int_{T_1}^{T_0} K(T) dT}_I = \underbrace{\int_0^{T_0} K(T) dt}_{I_0} - \underbrace{\int_0^{T_1} K(T) dT}_{I_1} \Rightarrow \Delta I = I_0 - I_1 = \frac{q_l}{4 * \pi}$$

Siendo la potencia clórica de cada barra combustible de 4000 watts, la potencia lineal es:

$$q_l = q / L = 4000 \text{ watts} / 0,505 \text{ m} = 7920,79 \text{ watts/m} = 79,20 \text{ watts/cm}$$

$$\text{Además, } \Delta I = \frac{q_l}{4 * \pi} = 79,20 \text{ watts/cm} / 4 * \pi = 6,30 \text{ watts/cm}$$

Para una temperatura de la pared interna de la vaina de 145 °C, el valor de $I_1 = 7,60$ (watts/cm)

$$\text{Por lo tanto } I_0 = \Delta I + I_1 = 6,30 \text{ (watts/cm)} + 7,60 \text{ (watts/cm)} = 13,90 \text{ (watts/cm)}$$

Del gráfico puede calcularse que para un $I_0 = 13,90$ (watts/cm) la temperatura en el centro de la pastilla combustible es: 285 °C

Por lo tanto, en estas condiciones, al ser la temperatura en el centro de la pastilla $T_{cpc} = 285 \text{ °C} < a$ la temperatura de fusión del UO_2 $T_{fus} = 2,865 \text{ °C}$ no habrá fusión y se cumple con la condición postulada

14 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED DE LA VAINA PARA EL INICIO DE LA EBULLICIÓN NUCLEADA

Paso 7 - El valor de la temperatura media de la vaina para que se produzca la ebullición nucleada es $T_p = T_{sat} + \Delta T_{sat}$.

$$\Delta T_{sat} = 25 * [q_3'' \text{ (flujo calórico medio)}]^{0,25} / e^{p/62}$$

donde las unidades de q_3'' es: MWatts/m² y la presión es: bars

$$q_3'' \text{ (flujo calórico medio)} = q / (\text{Sup}(Dv)) = 4000 \text{ watts} / 0,02075 \text{ m}^2 = 192757 \text{ watt/m}^2 = 0,192757 \text{ MWatt/ m}^2$$

En el gráfico de abajo se calcularon los valores de T_p para $q_3'' = 0,192757 \text{ MWatt/ m}^2$

Presión	Temperatura de saturación	Δt_{sat}	$T_p = T_{sat} + \Delta t_{sat}$
(bar)	(°C)	(°C)	(°C)
4,76	150	15,341	
6,18	160	14,994	
7,90	170	14,583	
10,03	180	14,091	
12,55	190	13,529	
15,55	200	12,890	
19,08	210	12,177	
23,20	220	11,394	
27,98	230	10,549	
33,48	240	9,653	
39,78	250	8,721	
46,94	260	7,769	
51,00	265	7,277	
55,06	270	6,816	
64,19	280	5,882	
74,45	290	4,985	
85,92	300	4,144	
98,69	310	3,372	313,372
112,90	320	2,681	
128,64	330	2,080	
146,08	340	1,570	
165,37	350	1,150	
186,74	360	0,815	
210,53	370	0,555	

Paso 8 - Verificación que la temperatura media de la pared externa de la vaina sea inferior a la temperatura media de pared para la cual comienza el fenómeno de ebullición nucleada ($T_p = T_{sat} + \Delta T_{sat}$)

Para una presión de 100 atm, la temperatura de saturación es 310 °C y el salto térmico entre la pared y la temperatura de saturación es 3,372 °C

La temperatura de ebullición es: $T_{sat} + \Delta T_{sat} = 310 \text{ °C} + 3,372 \text{ °C} = 313,372 \text{ °C}$

Según el cálculo de la temperatura media en la cara externa de la vaina = $(q_3'' / h_1) + \text{Temp. Media del Líq Refrig.} = 4000 \text{ watts} / (0,02075 \text{ m}^2 * 10774 \text{ [w/m}^2 \text{ °C]}) + 124,30 \text{ °C} = 142,19 \text{ °C}$

Por lo tanto, en estas condiciones, al ser la temperatura media en la cara externa de la vaina $142,19 \text{ °C} <$ a la temperatura media de ebullición $313,372 \text{ °C}$ no habrá un inicio de la ebullición nucleada y se cumple con la condición postulada

15 RESULTADO DEL ANÁLISIS

En el recuadro de abajo se detallan y comparan, los parámetros obtenidos al utilizar los materiales aislantes OMg y Magnesita.

Parámetros / Unidades		Material aislante	
Parámetro	Unidades	OMg	Magnesita
Caudal de circulación (W)	Lts/seg	0,197	0,155
T media del refrigerante	°C	327,22	124,30
T media en la pared externa de la vaina (T(Dv))	°C	349,50	142,2
Teb = Tsat + ΔTsat	°C	313,3	313,3
T en el centro de la pastilla (Tcpc)	°C	515	285
T de fusión del UO2	°C	2.865	2.865
T en pared ext del material cobertor del aislante del caño de disipación (Tp(D3))	°C	50,86	50,86

Para ambos aislantes se cumple: Fza motriz = ΔP fricción

Se comprueba que, para la utilización de OMg como material aislante, la $T(Dv) >$ Teb

16 CONCLUSIONES

Utilizando Magnesita como material aislante se comprueba que:

- La temperatura media de la pared externa de la vaina no supera la temperatura de ebullición
- La temperatura del centro de pastilla no supera la temperatura de fusión del UO_2
- No se ve afectada la visibilidad del núcleo a través del agua de la pileta

Por lo tanto, se cumple con los requerimientos postulados de seguridad y operabilidad para lograr una refrigeración apropiada del calor de decaimiento radiactivo en el circuito hidráulico en condiciones de parada del reactor.

17 REFERENCIAS

- Informe Técnico: SISTEMA de REFRIGERACIÓN de PARADA. Transferencia del calor a la piscina y determinación de los parámetros operativos. Realizado por David Parkansky
- Informe Técnico: Cálculo de la Caída de Presión por fricción. Realizado por David Parkansky

18 NOMENCLATURA Y UNIDADES

- C_p (J / Kg. °C): calor específico
- h_1 (W / m².°C): coeficiente de transferencia de calor por convección forzada
- h_2 (W / m².°C): coeficiente de transferencia de calor por convección natural
- HBC (m): altura de la zona de irradiación (longitud barras combustibles)
- HCD (m): altura del caño de disipación
- HSRF (m): altura entre la parte inferior del caño de disipación y la parte inferior de las barras combustibles
- HSRC (m): altura entre la parte superior de las barras combustibles y la parte superior del caño de disipación
- DH: diámetro hidráulico
- $K_{\text{acero inox}}$ (W / m °C) = coeficiente de transferencia del acero inoxidable.
- $K_{\text{óxido de magnesio}}$ (W / m °C) = coeficiente de transferencia del OMg
- $K_{\text{magnesita}}$ (W / m °C) = coeficiente de transferencia de la Magnesita
- Potencia (Watts): potencia generada por las barras combustibles
- Pr: número de Prandtl
- Gr: número de Grashoff
- Nu: número de Nusselt
- Re: número de Reynolds
- q_1'' (W/cm²): flujo calórico medio en la superficie calefactora de la cara interna del caño de disipación
- q_2'' (W/cm²): flujo calórico medio en la superficie calefactora de la pared externa del caño cobertor del aislante
- q_3'' (W/cm²): flujo calórico medio en la superficie calefactora de la pared externa de la vaina
- T_{sat} (°C): temperatura de saturación del agua en función de la presión.
- V (m/seg): velocidad de circulación.
- W (Kg/s): caudal másico.
- β (1 / °C): coeficiente de dilatación térmica del agua.
- ρ_m (Kg/m³): densidad media en la zona de irradiación
- ρ_c (Kg/m³): densidad de egreso de la zona de irradiación

- ρ_f (Kg/m^3): densidad de ingreso a la zona de irradiación
- μ_m ($\text{Kg/m}\cdot\text{seg}$): viscosidad dinámica a la temperatura media
- μ_c ($\text{Kg/m}\cdot\text{seg}$): viscosidad dinámica a la temperatura caliente
- μ_f ($\text{Kg/m}\cdot\text{seg}$): viscosidad dinámica a la temperatura fría
- T_m ($^{\circ}\text{C}$) Temperatura media: promedio entre temperatura fría (T_f) y temperatura caliente (T_c): $(T_f + T_c) / 2$
- T_c ($^{\circ}\text{C}$) Temperatura caliente: temperatura de salida del agua de los elementos combustibles y de ingreso al caño de disipación
- T_f ($^{\circ}\text{C}$) Temperatura fría: temperatura de salida del agua del caño de disipación y de ingreso a los elementos combustibles
- T_{film1} ($^{\circ}\text{C}$): (Temperatura media de la pared externa caño cobertor del aislante + Temperatura del agua de la pileta) / 2
- T_{film2} ($^{\circ}\text{C}$): (Temperatura media del refrigerante + Temperatura media de la pared interna del caño de disipación) / 2
- $T_p(d1)$: Temperatura media de la pared interna del caño de disipación
- $T_p(D3)$: temperatura media de la pared externa del caño cobertor del aislante
- $T(Dv)$: Temperatura media en la pared externa de la vaina
- $T(dv)$: Temperatura media en la pared interna de la vaina
- T_{cpc} ($^{\circ}\text{C}$): Temperatura en el centro de la pastilla combustible
- T_{fus} ($^{\circ}\text{C}$): Temperatura de fusión del UO_2
- $d1$ (m): Diámetro interno caño de disipación
- $D1$ (m): Diámetro externo caño de disipación
- $d2$ (m): Diámetro interno del material aislante
- $D2$ (m): Diámetro externo del material aislante
- $d3$ (m): Diámetro interno del caño cobertor del material aislante
- $D3$ (m): Diámetro externo del caño cobertor del material aislante
- $\text{Sup}(d1)$: Superficie calefactora de la pared interna del caño de disipación
- $\text{Sup}(D3)$: Superficie calefactora en la pared externa del caño cobertor del aislante
- $\text{Sup}(Dv)$: Superficie calefactora en la pared externa de la vaina

19 ANEXOS

19.1 ANEXO I - PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA

Temperatura T(°C)	Densidad $\rho(\text{kg/m}^3)$	Calor esp Cp(KJ/kg.°C)	Viscosidad $\mu(\text{kg/m.seg})$	Conductividad k(W/m.°C)	Nro de Prandt Pr = cp * μ / k
27	995	4178	0,00086	0,6105	5,89
32	994	4173	0,00076	0,6209	5,13
38	992	4178	0,00068	0,6291	4,52
66	979	4186	0,00043	0,6628	2,74
93	962	4186	0,00031	0,6756	1,89
121	941	4228	0,00023	0,6849	1,44
149	917	4312	0,00019	0,6814	1,18

Presión (bar)	Vol. específico (m3/kg)	Temperat. T(°C)	Densidad $\rho(\text{Kg/m}^3)$	Viscosidad $\mu(\text{Kg/m.s})$	Calor esp Cp (J/Kg.°C)	K(W/m.°C)	$(\rho / \mu)^{0,8}$	Pr ^{1/3}
4,76	0,00109	150	917	0,000189333	4278	0,69	222823	1,05
6,18	0,00110	160	907	0,00017658	4303	0,69	233655	1,03
7,90	0,00111	170	897	0,000164808	4335	0,69	244732	1,01
10,03	0,00113	180	887	0,000155979	4366	0,68	253374	1,00
12,55	0,00114	190	876	0,000145188	4406	0,68	265695	0,98
15,55	0,00116	200	864	0,000138321	4446	0,67	273327	0,97
19,08	0,00117	210	853	0,000131454	4500	0,67	281561	0,96
23,20	0,00119	220	840	0,000125568	4554	0,66	288650	0,95
27,98	0,00121	230	827	0,000119682	4628	0,65	296235	0,95
33,48	0,00123	240	813	0,000114777	4701	0,64	302266	0,95
39,78	0,00125	250	799	0,000109872	4797	0,62	308564	0,95
46,94	0,00128	260	784	0,000104967	4906	0,61	315180	0,94
55,06	0,00130	270	768	0,000101043	5055	0,60	319575	0,95
64,19	0,00133	280	751	9,67266E-05	5203	0,58	325018	0,95
74,45	0,00137	290	732	9,28026E-05	5450	0,56	329396	0,96
85,92	0,00140	300	713	0,000089271	5697	0,55	332438	0,98

Temperatura		Densidad	Coef de dilatación cúbica del fluido
T(°K)	T(°C)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$\beta(1/°K)$
300	27	997	0,0002761
310	37	993	0,0003619

320	47	989	0,0004367
330	57	984	0,0005040
340	67	979	0,0005660

19.2 ANEXO II – CÁLCULOS ITERATIVOS

- Iteraciones para encontrar la temperatura de la pared externa del tubo cobertor del material aislante: $T_p(D3)$
- Cálculos de temperaturas de las interfases del caño de disipación
- Material aislante: OMg

POTENCIA SUPERFICIAL	CONVECCION FORZADA	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL CAÑO DE DISIPACIÓN				CONVECCION NATURAL	POTENCIA SUPERFICIAL
$q'' = \text{Potencia total / Sup en } T_p(d1) = 12000 \text{ watts} / 0,3059\text{m}^2$	$q'' = q/\text{Sup calefactora} = h1 * (\text{Temp. Liq Refrig} - T_p \text{ interna del Caño Disip})$	$T_p(d1) = T_p(D1) + q'' \cdot \ln(R1 / r1) / 2 \cdot \pi \cdot K1$	$T_p(D1) = T_p(d2)$	$T_p(d2) = T_p(D2) + q'' \cdot \ln(R2 / r2) / 2 \cdot \pi \cdot K3$	$T_p(D2) = T_p(d3)$	$q'' = q / \text{Sup calefactora} = h2 * (\text{Temp. Pared ext del caño cobertor} - T \text{ pileta})$	$q'' = \text{Potencia total / Sup en } T_p(D3) = 12000 \text{ watts} / 0,5702\text{m}^2$
$q'' \text{ superficial en } T_p(d1)$	$q'' \text{ superficial en } T_p(d1)$	Temp de la cara interna del caño de disipación $T_p(d1)$	Temp de la cara externa del caño de disipación $T_p(D1)$	Temp de la cara interna del aislante $T_p(d2)$	Temp de la cara externa del aislante $T_p(D2)$	$q'' \text{ superficial en } T_p(D3)$	$q'' \text{ superficial en } T_p(D3)$
(w/m ²)	(w/m ²)	T(°C)	T(°C)	T(°C)	T(°C)	(w/m ²)	(w/m ²)
--	--	354	344	344	95	120137	21045
--	--	345	335	335	86	93873	21045
--	--	340	330	330	81	81904	21045
--	--	316	306	306	56	21048	21045
• <u>Material aislante: Magnesita</u>							
--	--	141	131	131	95	120137	21045
--	--	132	122	122	86	93873	21045
--	--	127	117	117	81	81904	21045
--	--	127	117	117	75	81904	21045

—	—	—	103	93	56	56	50,86	21048	2,1048	21045	2,1045
---	---	---	-----	----	----	----	-------	-------	--------	-------	--------

- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h2) para diferentes temperaturas de la pared externa del cobertor del material aislante: Tp(D3)

Acceleración de la gravedad	Temp de la pared externa del caño del cobertor del aislante Tp(D3) T(°C)	Temp del agua de la pileta T(°C)	Temp film 1 = (Temp TpD3 + Temp agua pileta) / 2 T(°C)	θ = salto de temperaturas (Tp - T film) T(°C)	T(°K)	(X) = Altura del caño de disipación (m)	Número de Grashop (Gr) = α g θ / r2 X ^ 3 / (μ)2	Gr^Pr	SI Gr^Pr > 2* 10 ^ 7 o 2* 10 ^ 13 =>	Nu = a * (Gr * Pr) ^ n	h2 = K / X * (a * (Gr * Pr) ^ n)	
9,81	89	40	64,5	24,5	297,5	3	2,26946E+14	6,22055E+14	0,13	1/3	11097	2452
9,81	80	40	60	20	293	3	1,99029E+14	5,45536E+14	0,13	1/3	10622	2347
9,81	75	40	57,5	17,5	290,5	3	1,97331E+14	5,40881E+14	0,13	1/3	10592	2340
9,81	50,86	40	45,43	5,43	278,43	3	6,79416E+13	3,07278E+14	0,13	1/3	8772	1938

- Cálculo de la temperatura media del líquido refrigerante
- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada (h_1) para diferentes caudales másicos y temperatura media del líquido refrigerante
- Material aislante: OMg

Diametro hidráulico	Superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación. $(d_1) = \pi \cdot d_1^2 / 4$	Caudal másico	Velocidad W (kg/seg) / (Sup (m ²) * ρ (kg/m ³))	Temperatura media del fluido	Temp de la cara interna del caño de disipación $T_p(d_1)$	Temperatura de la película (film)	Densidad a la temp de film	Viscosidad dinámica a la temp de film	Reynolds $Re = (Vel \text{ (m/s)} \cdot DH \text{ (m)} \cdot \rho \text{ (kg/m}^3\text{)}) / \mu \text{ (kg/m}\cdot\text{seg)}$	Prandtl $Pr = cp \cdot \mu / k$	Coefficiente de conducción k	Coefficiente de convección $h_1 = 0,023 \cdot k/Dh \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$
DH (m)	m ²	(Kg/seg)	V (m/seg)	Tl (°C)	T(°C)	$T_f = (T_l + T_p)/2$	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m·seg)	Re	Pr	k (w/m·°C)	h (w/m ² ·°C)
0,03246	0,0008	0,330	0,5978	329	316	322,49	667	0,0000825	156988	0,8612202	0,5454470	5275
0,03246	0,0008	0,330	0,5978	328	316	321,99	667	0,0000825	156988	0,8612202	0,5454470	5275
0,03246	0,0008	0,330	0,5978	327	316	321,49	667	0,0000825	156988	0,8612202	0,5454470	5275
0,03246	0,0008	0,330	0,5978	326	316	320,99	667	0,0000825	156988	0,8612202	0,5454470	5275
0,03246	0,0008	0,330	0,5978	323,40	316	319,69	667	0,0000825	156988	0,8612202	0,5454470	5275
0,03246	0,0008	0,1580	0,2862	330,50	316	323,24	667	0,0000825	75164	0,8612202	0,5454470	2926
0,03246	0,0008	0,1580	0,2862	329,50	316	322,74	667	0,0000825	75164	0,8612202	0,5454470	2926
0,03246	0,0008	0,1580	0,2862	327,00	316	321,49	667	0,0000825	75164	0,8612202	0,5454470	2926
0,03246	0,0008	0,1580	0,2862	326,00	316	320,99	667	0,0000825	75164	0,8612202	0,5454470	2926
0,03246	0,0008	0,1580	0,2862	323,40	316	319,69	667	0,0000825	75164	0,8612202	0,5454470	2926
0,03246	0,0008	0,2365	0,4284	328,00	316	321,99	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
0,03246	0,0008	0,2365	0,4284	326,00	316	320,99	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041

Diametro hidráulico	0,03246	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación (dt) = $\pi \cdot dt^2 / 4$	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Caudal másico	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Velocidad (m/seg) = $W / (\text{Sup} \cdot \rho)$	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Temperatura media del fluido	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Temp de la cara interna del caño de disipación (dt)	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Temperatura de la película de la película (film)	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Densidad a la temp de film	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Viscosidad dinámica a la temp de film	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Reynolds $Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Prandit $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
Coefficiente de convección $h = 0,023 \cdot k / D_H \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$	0,0008	0,2365	0,4284	325,70	316	320,84	667	0,0000825	112508	0,8612202	0,5454470	4041
0,03246	0,0008	0,1970	0,3607	330,00	316	322,99	660	0,0000825	93717	0,8612202	0,5454470	3491
0,03246	0,0008	0,1970	0,3607	327,22	316	321,60	660	0,0000825	93717	0,8612202	0,5454470	3491
0,03246	0,0008	0,1970	0,3580	326,00	316	320,99	665	0,0000825	93717	0,8612202	0,5454470	3491
0,03246	0,0008	0,1970	0,3580	325,00	316	320,49	665	0,0000825	93717	0,8612202	0,5454470	3491
0,03246	0,0008	0,1970	0,3566	324,00	316	319,99	668	0,0000825	93717	0,8612202	0,5454470	3491

• Material aislante: Magnesita

DH (m)	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246	0,03246
Superficie de pasaje de la pared interna del caño de disipación (dt) = $\pi \cdot dt^2 / 4$	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008
Caudal másico	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446	0,446
Velocidad (m/seg) = $W / (\text{Sup} \cdot \rho)$	0,6235	0,6078	0,5941	0,5880	0,5664	0,5664	0,5664	0,5664	0,5664	0,5664	0,5664	0,5664
Temperatura media del fluido	297	257	217	197	113,00	113,00	113,00	113,00	113,00	113,00	113,00	113,00
Temp de la cara interna del caño de disipación (dt)	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103
Temperatura de la película de la película (film)	200,14	180,14	160,14	150,14	108,14	108,14	108,14	108,14	108,14	108,14	108,14	108,14
Densidad a la temp de film	864	887	907	917	952	952	952	952	952	952	952	952
Viscosidad dinámica a la temp de film	0,0001383	0,0001560	0,0001766	0,0001893	0,0002695	0,0002695	0,0002695	0,0002695	0,0002695	0,0002695	0,0002695	0,0002695
Reynolds $Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$	126476	112158	99073	92399	64914	64914	64914	64914	64914	64914	64914	64914
Prandit $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$	0,915	0,996	1,100	1,171	1,667	1,667	1,667	1,667	1,667	1,667	1,667	1,667
Coefficiente de convección $h = 0,023 \cdot k / D_H \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$	0,672	0,684	0,691	0,692	0,680	0,680	0,680	0,680	0,680	0,680	0,680	0,680
0,03246	0,0008	0,446	0,6235	297	103	200,14	864	0,0001383	126476	0,915	0,672	5580
0,03246	0,0008	0,446	0,6078	257	103	180,14	887	0,0001560	112158	0,996	0,684	5304
0,03246	0,0008	0,446	0,5941	217	103	160,14	907	0,0001766	99073	1,100	0,691	5015
0,03246	0,0008	0,446	0,5880	197	103	150,14	917	0,0001893	92399	1,171	0,692	4850
0,03246	0,0008	0,446	0,5664	113,00	103	108,14	952	0,0002695	64914	1,667	0,680	4044

Trabajo Final de la Especialización en Reactores Nucleares y su Ciclo de Combustible



0,03246	0,0008	0,155	0,2167	297	103	200,14	864	0,0001383	43955	0,915	0,672	2396
0,03246	0,0008	0,155	0,2112	257	103	180,14	887	0,0001560	38979	0,996	0,684	2277
0,03246	0,0008	0,155	0,2065	217	103	160,14	907	0,0001766	34431	1,100	0,691	2153
0,03246	0,0008	0,155	0,2043	197	103	150,14	917	0,0001893	32112	1,171	0,692	2082
0,03246	0,0008	0,155	0,1977	124,30	103	113,79	948	0,0002340	25982	1,445	0,685	1866

- Cálculos iterativos para encontrar, con distintos valores de caudal y temperatura media del refrigerante, la potencia térmica a ser disipada en la superficie calefactora correspondiente al diámetro interno del caño de disipación. La iteración finaliza cuando el flujo calorico calculado coincide con el transferido del refrigerante a la superficie interna del caño de disipación.
- Material aislante: OMg

POTENCIA SUPERFICIAL	CONVECCION FORZADA	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL CAÑO DE DISIPACIÓN	CONVECCION NATURAL	POTENCIA SUPERFICIAL
$q'' = \text{Potencia total / Sup en } T_p(d1) = 12000 \text{ watts} / 0,3059\text{m}^2$	$q'' = q/\text{Sup calefactora} = h1 * (\text{Temp. Liq Refrig} - T_p \text{ interna del Caño Disip})$	$T_p(d1) = \frac{T_p(D1) + q''}{\ln(R1/r1) / 2 * \pi * K1}$ $T_p(d2) = \frac{T_p(D2) + q'' \cdot \ln(R2/r2)}{2 * \pi * K1}$ $T_p(d3) = \frac{T_p(D3) + q'' \cdot \ln(R3/r3)}{2 * \pi * K1}$	$q'' = q/\text{Sup calefactora} = h2 * (\text{Temp. Pared ext del caño cobertor} - T_p \text{ ileta})$	$q'' = \text{Potencia total / Sup en } T_p(D3) = 12000 \text{ watts} / 0,5702\text{m}^2$
$q'' \text{ superficial en } T_p(d1)$	Caudal máscico	Temperatu ra media del fluido	Temp de la pared externa del caño cobertor del aislante $T_p(D3)$	$q'' \text{ superficial en } T_p(D3)$
(w/m^2)	(Kg/seg)	$T_f (^\circ\text{C})$	$T (^\circ\text{C})$	(w/cm^2)
39225	0,330	329	50,86	21045
39225	0,330	328	50,86	21045
39225	0,330	327	50,86	21045
39225	0,330	326	50,86	21045
39225	0,330	323,40	50,86	21045
39225	0,1580	330,50	50,86	21045
39225	0,1580	329,50	50,86	21045
39225	0,1580	327,00	50,86	21045

Trabajo Final de la Especialización en Reactores Nucleares y su Ciclo de Combustible



39225	3,9225	29323	2,93	0,1580	326,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	21714	2,17	0,1580	323,40	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	48572	4,86	0,2365	328,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	40490	4,05	0,2365	326,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	39278	3,93	0,2365	325,70	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	36449	3,64	0,2365	325,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39225	3,9225	32408	3,24	0,2365	324,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
48948	4,89	48948	4,89	0,1970	330,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
39242	3,924	39242	3,924	0,1970	327,22	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
34983	3,50	34983	3,50	0,1970	326,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
31492	3,15	31492	3,15	0,1970	325,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045
28001	2,80	28001	2,80	0,1970	324,00	316	306	306	56	50,86	21048	21048	21045	2,1045

• Material aislante: Magnesita

POTENCIA SUPERFICIAL	CONVECCION FORZADA	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL CAÑO DE DISIPACIÓN	CONVECCION NATURAL	POTENCIA SUPERFICIAL
$q'' = \text{Potencia total / Sup en } Tp(D1) = 12000 \text{ watts} / 0,3059\text{m}^2$	$q'' = q/\text{Sup calefactora} = h1 * (\text{Temp. Liq Refrig} - Tp \text{ interna del Caño Disip})$	$Tp(d1) = \frac{Tp(D1) + q''}{\ln(R1/r1) / 2 * \pi * K1}$ $Tp(d2) = \frac{Tp(D2) + q'' \cdot \ln(R2/r2)}{2 * \pi * K3}$	$q'' = q / \text{Sup calefactora} = h2 * (\text{Temp. Pared ext del caño cobertor} - T \text{ pileta})$	$q'' = \text{Potencia total / Sup en } Tp(D3) = 12000 \text{ watts} / 0,5702\text{m}^2$
$q'' \text{ superficial en } Tp(D1)$	Temperatura media del fluido Caudal másico $q'' \text{ superficial en } Tp(D1)$	$Tp(d1) = \frac{Tp(D1) + q''}{\ln(R1/r1) / 2 * \pi * K1}$ $Tp(d2) = \frac{Tp(D2) + q'' \cdot \ln(R2/r2)}{2 * \pi * K3}$ Temp de la cara interna del caño de disipación Temp de la cara externa del caño de disipación Temp de la cara interna del	$q'' \text{ superficial en } Tp(D3)$	$q'' \text{ superficial en } Tp(D3)$

- Cálculos para encontrar, con distintos valores de caudal y temperatura media del refrigerante, el salto térmico y la temperatura de ingreso (caliente) y egreso (frío) del caño de disipación
- Material aislante: OMg

Temp de la cara interna del caño de disipación Tp(dt)	(Temp. Liq Refrig - Tp interna del Caño Disip) = q/(h1 * Sup)	Temp. del Liq Refrig (en su seno) = Temp. Media del refrigerante	Te - Ts = Pot / (W * Cp medio)	Cp Medio (J/Kg.°C)	W (kg/seg)	Q (m3/seg)	Temp. Entrada	Temp. Salida
T(°C)	T(°C)	T(°C)	T(°C)	J/Kg.°C	W (kg/seg)	Q (m3/seg)	T(°C)	T(°C)
316	13,02	329,00	6,38	5697,15	0,3300	0,0004	332,19	325,81
316	12,02	328,00	6,38	5697,15	0,3300	0,0004	331,19	324,81
316	11,02	327,00	6,38	5697,15	0,3300	0,0004	330,19	323,81
316	10,02	326,00	6,38	5697,15	0,3300	0,0004	329,19	322,81
316	7,42	323,40	6,38	5697,15	0,3300	0,0004	326,59	320,21
316	14,52	330,50	13,33	5697,15	0,1580	0,0002	337,17	323,83
316	13,52	329,50	13,33	5697,15	0,1580	0,0002	336,17	322,83
316	11,02	327,00	13,33	5697,15	0,1580	0,0002	333,67	320,33
316	10,02	326,00	13,33	5697,15	0,1580	0,0002	332,67	319,33
316	7,42	323,40	13,33	5697,15	0,1580	0,0002	330,07	316,73
316	12,02	328,0000	8,91	5697,15	0,2365	0,0003	332,45	323,55
316	10,02	326,0000	8,91	5697,15	0,2365	0,0003	330,45	321,55
316	9,72	325,7000	8,91	5697,15	0,2365	0,0003	330,15	321,25
316	9,02	325,0000	8,91	5697,15	0,2365	0,0003	329,45	320,55
316	8,02	324,0000	8,91	5697,15	0,2365	0,0003	328,45	319,55

316	14,02	330,0000	10,69	5697,15	0,1970	0,0003	335,35	324,65
316	11,24	327,2200	10,69	5697,15	0,1970	0,0003	332,57	321,87
316	10,02	326,0000	10,69	5697,15	0,1970	0,0003	331,35	320,65
316	9,02	325,0000	10,69	5697,15	0,1970	0,0003	330,35	319,65
316	8,02	324,0000	10,69	5697,15	0,1970	0,0003	329,35	318,65

• Material aislante: Magnesita

Temp de la cara interna del caño de disipación T _p (d ₁)	(Temp. Liq Refrig - T _p interna del Caño Disp) = q / (h ₁ * Sup)	Temp. del Liq Refrig (en su seno) = Temp. Media del refrigerante	Te - Ts = Pot / (W * Cp medio)	Cp Medio (J/Kg.°C)	Caudal de liquido refrigerante	Temp. Entrada	Temp. Salida
103	193,72	297,00	4,72	5697,15	0,4460	299,36	294,64
103	153,72	257,00	5,48	4905,99	0,4460	259,74	254,26
103	113,72	217,00	5,91	4554,37	0,4460	219,95	214,05
103	93,72	197,00	6,05	4445,53	0,4460	200,03	193,97
103	9,72	113,00	6,40	4207,00	0,4460	116,20	109,80
103	193,72	297,00	13,59	5697,15	0,1550	303,79	290,21
103	153,72	257,00	15,78	4905,99	0,1550	264,89	249,11
103	113,72	217,00	17,00	4554,37	0,1550	225,50	208,50
103	93,72	197,00	17,42	4445,53	0,1550	205,71	188,29
103	21,02	124,30	18,31	4228,00	0,1550	133,46	115,14

19.3 ANEXO III – CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS MATERIALES

Material	Unidad	Conductividad térmica (K)
Acero inoxidable 304	W / m °C	16,282
Óxido de magnesio (OMg)	W / m °C	0,56
Magnesita	W / m °C	3,81
Helio	W / m °C	0,198
Nitrógeno	W / m °C	0,0366
Zyrcaloy (Zy)	W / m °C	17
Aluminio (Al)	W / m °C	165
Dispersión de U3O8 en Al	W / m °C	20
Aluminio (Al)	W / m °C	165
Uranio metálico (U)	W / m °C	27

19.4 ANEXO IV – GEOMETRIA DEL CAÑO DE DISIPACION

Componente	Variable	Unidad	Valor
Caño de disipación - HCD	Diámetro interno (d1)	m	0,03246
	Diámetro externo (D1)	m	0,04216
	Altura	m	3,00
	Espesor	m	0,0097
Material aislante	Diámetro interno (d2)	m	0,04216
	Diámetro externo (D2)	m	0,0525
Caño cobertor del aislante	Diámetro interno (d3)	m	0,0525
	Diámetro externo (D3)	m	0,0605
Diámetro hidráulico del caño de disipación	DH (d1)	m	0,03246
Superficie calefactora de transferencia pared interna del caño de disipación (d1)	Sup (d1)	m ²	0,3059
Superficie de transferencia pared externa del caño cobertor del aislante (D3)	Sup (D3)	m ²	0,5702
Logaritmo natural entre (R1/r1)	Ln(R1/r1)		0,2614
Logaritmo natural entre (R2/r2)	Ln(R2/r2)		0,2193
Logaritmo natural entre (R3/r3)	Ln(R3/r3)		0,1418

19.5 ANEXO V – DIAGRAMAS DEL CIRCUITO HIDRAULICO

Figura 1: Diagramas del caño de disipación y caños de interfase

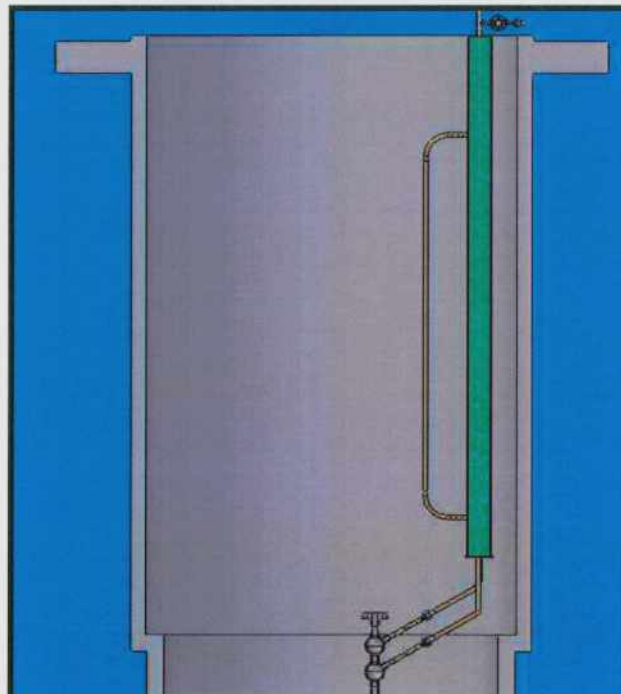
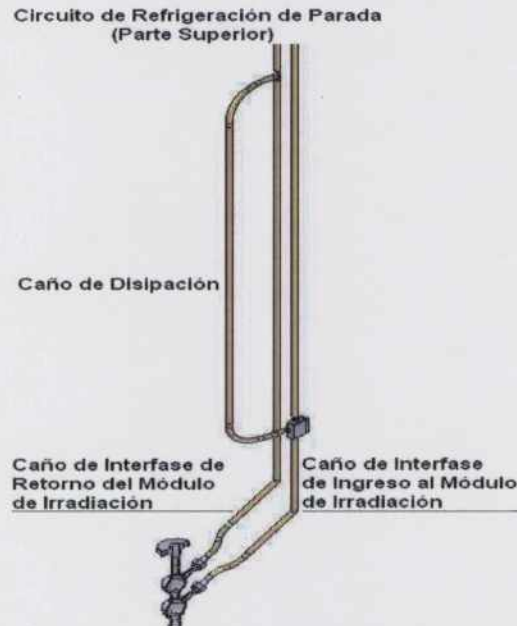


Figura 2: Diagrama del circuito hidráulico

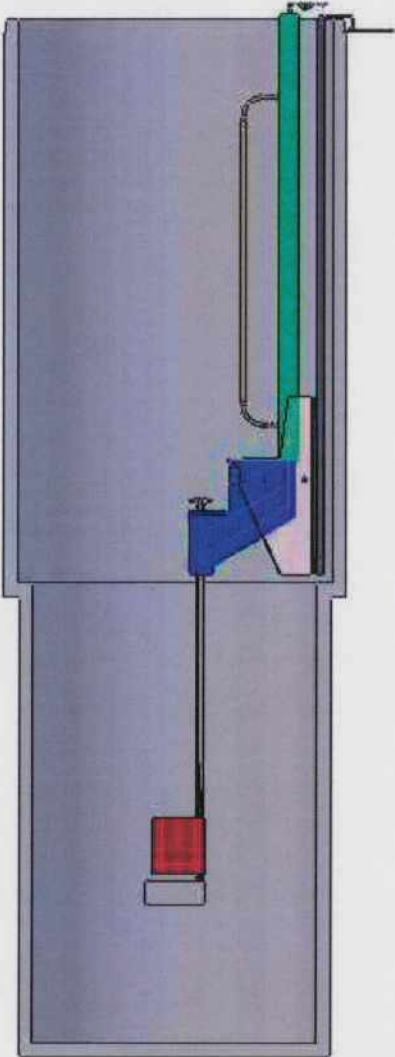


Figura 3: Diagramas de la zona de irradiación en el núcleo del Reactor RA3

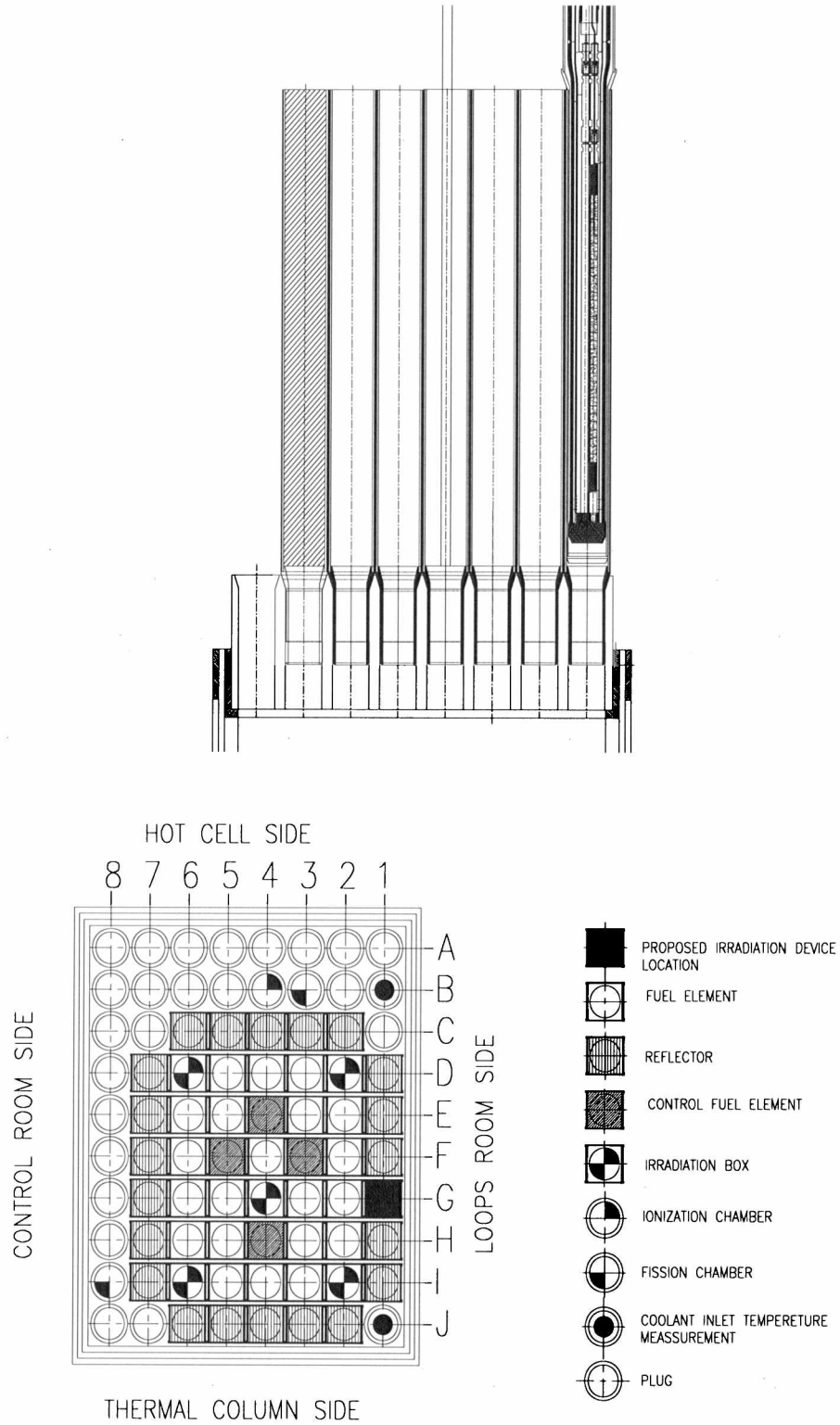


Figura 4: Diagrama del corte transversal del Caño de Disipación

