

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN MARTIN
Instituto de Tecnología Nuclear Dan Beninson



UNSAM
UNIVERSIDAD
NACIONAL DE
SAN MARTÍN



ANÁLISIS TERMOHIDRÁULICO
DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS GENERADORES
DE VAPOR DEL REACTOR CAREM

Tesina de Especialización en Reactores Nucleares
Y su Ciclo de Combustible

Alumno: Ing. Sebastián Parra
Director de Tesina: Anahí Ottaviani

Buenos Aires - 2008



Indice

1. Introducción.....	3
2. Desarrollo.....	3
2.1. Descripción del Código Termohidráulico RELAP5/MOD3.....	3
2.2. Descripción del Generador de Vapor del Reactor Nuclear CAREM 25.....	5
2.2.1. Descripción de Generadores de Vapor Convencionales.....	5
2.2.2. Generador de Vapor del reactor CAREM 25.....	5
2.2.3. Parámetros de Diseño.....	7
2.2.4. Predimensionamiento Mecánico.....	8
2.2.5. Configuración Geométrica.....	8
3. Desarrollo y Resultados del Presente Trabajo de Tesina.....	10
3.1. Desarrollo.....	10
3.2. Resultados.....	10
4. Conclusiones.....	14
5. Referencias Bibliográficas.....	15
ANEXO I: Modelado y análisis de la nodalización para Relap5/Mod3 de los generadores de vapor del CAREM.....	16
ANEXO II: Correlaciones utilizadas por RELAP5/MOD3 para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.....	28

Indice de Tablas y Figuras

TABLAS

1. Parámetros de diseño del generador de vapor a 105%.....	7
2. Datos del diseño mecánico del generador de vapor.....	8
3. Resultados relevantes para arreglos de 6 y 7 camisas.....	9
4. Detalles geométricos del generador de 6 camisas.....	9
5. Resultados de cálculos realizados a 12.25 MPa.....	11
6. Resultados de cálculos realizados a 11.50 MPa.....	12
7. Resultados de cálculos realizados a 11.30 MPa.....	13

FIGURAS

1. Esquema de un generador de vapor convencional.....	5
2. Esquema del generador de vapor helicoidal modular.....	6
3. Esquema del reactor CAREM con su Circuito Primario y Generadores de Vapor.....	7
4. Esquema genérico de la variación del paso axial de un mismo tubo en cada camisa....	9
5. Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 12.25 MPa...11	
6. Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 12.25 MPa.....11	
7. Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 11.5 MPa.....12	
8. Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 11.5 MPa.....12	
9. Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 11.3 MPa.....13	
10. Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 11.3 MPa.....13	
11. Caudal del Sistema Secundario en función de la Presión del sistema primario.....14	

1. Introducción

El presente trabajo de Tesina tiene por objetivo el desarrollo del análisis del comportamiento de los Generadores de Vapor del Reactor Nuclear CAREM 25, a través del uso del Código Termohidráulico RELAP5/MOD3.

Existe el antecedente de un trabajo similar realizado en el año 1999 por técnicos del Centro Atómico Constituyentes, perteneciente a la Comisión Nacional de Energía Atómica (CNEA) de la República Argentina. En este trabajo se realizó el modelado y análisis termohidráulico de los generadores de vapor del reactor CAREM 25 en forma aislada para el estado estacionario. En dicho trabajo se probaron diferentes correlaciones de transferencia de calor existentes en el RELAP5/MOD3, para determinar el modelo que describiera mejor el comportamiento de para estos generadores de vapor.

El objetivo del presente trabajo es realizar con RELAP5/MOD3 un análisis paramétrico del sistema, de manera de estudiar el comportamiento del generador de vapor frente a distintos escenarios de operación del reactor CAREM 25, teniendo como objetivo asegurar la calidad del vapor generado para la producción de energía eléctrica.

Como no se cuenta con datos experimentales relevados en loops de ensayo que simulen el comportamiento de los generadores de vapor con tubos helicoidales del reactor CAREM 25 o similares, los cuales puedan servir como una referencia válida para su comparación con el modelo representado con el código de cálculo: Los resultados obtenidos por lo tanto serán contrastados con datos de diseño.

2. Desarrollo

2.1. Descripción del Código Termohidráulico RELAP5/MOD3

El código de cálculo RELAP5 es un código para análisis de estados transitorios para reactores refrigerados con agua, desarrollado por la Comisión Reguladora Nuclear de los Estados Unidos (NRC) para licenciamiento, evaluación y entrenamiento de operadores entre otros usos, y como base para los análisis determinísticos de una planta nuclear. Aplicaciones específicas de este código han incluido simulaciones de transitorios en sistemas de agua liviana (LWR), tales como accidentes con pérdida de refrigerante, transitorios previstos sin *SCRAM (ATWS)*, transitorios operacionales tales como pérdida de agua de alimentación, pérdida de energía eléctrica, y disparos de turbina. RELAP5 es un código genérico que, además de calcular el comportamiento del sistema de refrigeración del reactor durante un transitorio, puede ser utilizado para la simulación de una amplia variedad de transitorios hidráulicos y térmicos en sistema nucleares y no nucleares que incluyan mezclas de vapor, agua, gases no condensables y solutos.

RELAP5/MOD3.3 ha sido desarrollado conjuntamente por la NRC y un consorcio formado por varios países y organizaciones nacionales que fueron miembros del Programa Internacional de Evaluación y Aplicación de Códigos y de su organización sucesora, el Programa de Aplicación y Mantenimiento de Códigos. Además, se han realizado mejoras en nombre de varios Departamentos de Energía auspiciantes. La

misión del programa de desarrollo de RELAP5/MOD3 era lograr una versión del código adecuado para el análisis de todos los transitorios y accidentes postulados en los sistemas de agua liviana LWR, incluyendo tanto a accidentes por pérdida de refrigerante (LOCA) grandes y pequeños, como a toda la gama de transitorios operacionales.

El núcleo de simulación de RELAP5/MOD3 es la solución numérica de las ecuaciones de conservación de la masa, el momento y la energía del flujo bifásico agua-vapor que discurre por conductos y tuberías. Para ello utiliza el modelo de flujos separados, es decir plantea las tres ecuaciones de conservación para cada una de las dos fases. A partir de aquí se construyen mapas de flujo vertical y horizontal mediante los cuales se establecen patrones bifásicos que permiten seleccionar las correlaciones más adecuadas para reproducir el acoplamiento entre ambas fases.

Además, el código incorpora modelos de transmisión de calor entre el fluido y los materiales, modelos de componentes específicos como bombas o válvulas entre otros y procesos especiales como cambios de área, tipos de escurrimiento y un modelo de cinética puntual para evaluar la potencia generada en el reactor.

La simulación de los sistemas termohidráulicos con RELAP se efectúa construyendo con unos componentes esenciales “volúmenes” las tuberías y caminos de flujo del refrigerante del reactor, conectados entre sí por “uniones”. A la red así creada o “nodalización” se incorporan componentes especiales como bombas, válvulas, separadores, acumuladores, etc. y se añade la simulación de la generación y transmisión de calor a través de “estructuras de calor”. Existen otros componentes especiales para las condiciones de contorno de presión y caudal, que por su flexibilidad permiten simular las condiciones de descarga de una válvula, las condiciones de aspiración de un tanque o las curvas de impulsión de bombas en función de la presión de descarga.

Mediante estos elementos se discretiza la solución espacial de las ecuaciones de flujo bifásico por medio de diferencias finitas. Las dependencias temporales de dichas ecuaciones se resuelven también planteando un esquema semiimplícito que conlleva limitaciones en el tamaño del paso de tiempo y la nodalización espacial.

El manejo de los componentes termohidráulicos activos como válvulas, bombas o calentadores, precisa de la simulación de los circuitos electrónicos que procesan las medidas de la instrumentación de la planta simulada y generan las ordenes de actuación. Para ello, el código RELAP5/MOD3 incorpora la simulación automática de “bloques de control” que no son más que operadores matemáticos que transforman las variables termohidráulicas de entrada (instrumentación) en señales de salida para equipos activos como el caudal de bombas o la posición de servoválvulas.

Mientras los bloques de control permiten simular los cálculos analógicos de las tarjeta electrónicas, otro tipo de variables de RELAP denominadas “trips” se utilizan para simular comparadores lógicos *todo/nada* para generar ordenes unitarias como el disparo de bombas o la apertura y cierre de válvulas motorizadas.

2.2. Descripción del Generador de Vapor del Reactor Nuclear CAREM 25

2.2.1. Descripción de Generadores de Vapor convencionales

Los generadores de vapor tienen como función transferir el calor generado por el núcleo del reactor del sistema primario al sistema secundario, produciendo vapor, durante la operación normal a potencia.

Los Generadores de Vapor más utilizados en las Centrales Nucleares en funcionamiento son de la forma de intercambiadores de calor que se encuentran externos al Recipiente de Presión del Reactor (RPR) y que poseen un arreglo de tubos en U por los cuales circula el agua del circuito primario de refrigeración, tal como se aprecia en la *figura 1*.

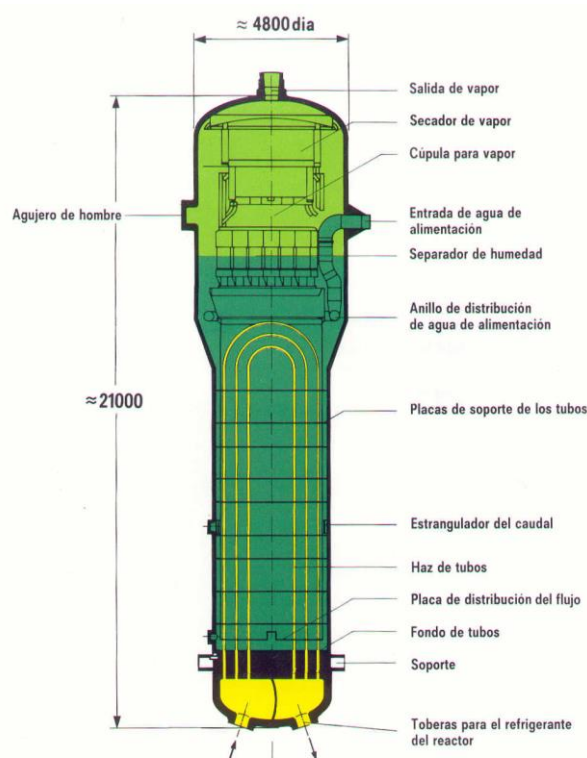


Figura 1 - Esquema de un Generador de Vapor convencional

2.2.2. Generador de Vapor del reactor CAREM 25

A diferencia del diseño convencional, el sistema de generación de vapor del reactor CAREM 25 está basado en 12 módulos individuales ubicados en el espacio anular entre el recipiente de presión y el barrel. Cada módulo consta de un sistema de tuberías, un cabezal superior, una carcasa exterior, un colector interior y un dispositivo para sello en la parte inferior. El sistema de tuberías es un arreglo de varias camisas formadas por el arrollamiento helicoidal de las mismas. El cabezal superior se diseña para permitir el suministro de agua de alimentación, la descarga del vapor y la unión al recipiente de presión. La carcasa exterior envuelve al sistema de tuberías y sirve para establecer el camino del caudal del primario. Los tubos de alimentación se alojan dentro del colector

interior. El dispositivo de sello sirve para evitar un cortocircuito entre la rama fría y caliente del circuito primario y evitar movimientos laterales, así como asimilar movimientos o dilataciones axiales.

El generador de vapor opera de la siguiente manera: el refrigerante del circuito primario ingresa por la parte superior y desciende entre las camisas formadas por el arrollamiento de tubos, transfiriendo el calor hacia el circuito secundario. El refrigerante sale por la boca inferior que posee un sello de cierre y se dirige hacia el núcleo. El agua de alimentación del secundario ingresa por los tubos de alimentación y se dirige a los helicoides donde se convierte en vapor. El vapor se colecta en una cámara desde donde es derivado al colector principal. En la *figura 2* se presenta un esquema del diseño descrito, y en la *figura 3* un esquema general del Sistema Primario del reactor CAREM 25 con la ubicación de los generadores de vapor.

Dado el nivel de integración entre los generadores de vapor y el recipiente de presión, a los efectos de precisar el alcance de los criterios de diseño, se definen a continuación los límites de los primeros. Se consideran límites de un generador de vapor su carcasa externa, la placa tubo hasta su unión con el plenum de vapor del secundario y el distribuidor de alimentación alojado dentro de este plenum.

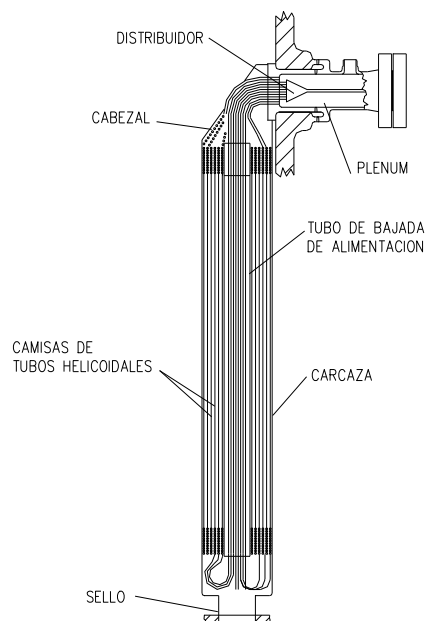


Figura 2 - Esquema del generador de vapor helicoidal modular

Como se puede apreciar a partir de los parámetros de diseño de este generador de vapor, por contraposición con los generadores de vapor de tubos en U (utilizados en CNAI7II y CNE) que producen vapor saturado; el generador del reactor CAREM producirá vapor sobrecalentado.

2.2.4. Predimensionamiento Mecánico

El diseño termohidráulico y las posibles configuraciones parten de limitaciones geométricas relativas al montaje de los generadores de vapor en el recipiente de presión, y un predimensionamiento mecánico del número y tamaño de los tubos sobre la base de limitar la dimensión del cabezal.

El material utilizado para los tubos también es un dato proveniente del diseño mecánico y corresponde en todos los casos a Inconel 690.

Los datos anteriormente mencionados se explicitan en la *tabla 2*.

Tabla 2 - Datos del diseño mecánico del generador de vapor

Número de tubos	52
Diámetro externo de los tubos	15,875 mm
Espesor del tubo	1,83 mm
Material del tubo	INCONEL 690
Diámetro externo mínimo de la bajada de alimentación	230 mm
Diámetro externo máximo de carcasa	610 mm

2.2.5. Configuración Geométrica

Se estudiaron dos configuraciones posibles con diferentes números de camisas: un arreglo de 6 camisas concéntricas y uno de 7. En ambos casos se calculó el área de transferencia necesaria y la pérdida de carga del lado primario y secundario para verificar su compatibilidad con los requerimientos del sistema primario. El número de tubos por camisa se ajustó en cada caso para obtener la mejor similitud en la longitud de cada tubo. Los resultados más relevantes se presentan en la *tabla 3*.

Como resultado de dicho análisis se obtuvo que el arreglo de 6 camisas, que cumple con los requerimientos impuestos en la base de diseño, posee una pérdida de carga adecuada a los requerimientos del sistema primario. La configuración con mayor número de camisas posee una longitud activa menor, pero por contrapartida una pérdida de carga mucho mayor. Debido a que el caudal del primario se logra por equilibrio de las fuerzas boyantes y de fricción, necesariamente esta mayor pérdida de carga debe ser compensada con una mayor diferencia de nivel respecto del núcleo. Dicha compensación en altura es mayor que el acortamiento logrado en la longitud activa e impacta negativamente en la longitud final del recipiente de presión.

En la *tabla 4* se describen los detalles geométricos de la configuración de 6 camisas finalmente adoptada y en la *Figura 4* un esquema genérico de las diferencias en el paso axial de un mismo tubo en cada camisa.

3. Desarrollo y Resultados del Presente Trabajo de Tesina

3.1. Desarrollo

El desarrollo de este trabajo consistió en realizar, utilizando el código RELAP5/MOD3, un análisis paramétrico de diferentes condiciones de operación para evaluar el comportamiento termohidráulico de los generadores de vapor del reactor CAREM 25.

Se realizó previamente un relevamiento de todos los datos de diseño y se verificó que se correspondiesen con los utilizados en el modelo de cálculo.

Se tomó como línea de base para el análisis, el resultado del comportamiento en el estado estacionario obtenido en el informe de referencia.

A partir de ese estado estacionario, se realizó el estudio termohidráulico, buscando como objetivo mantener constante la calidad del vapor de salida del sistema secundario (entalpía nominal de vapor) para asegurar el funcionamiento correcto y eficiente del turbogruppo.

El análisis consistió en representar el comportamiento del sistema ante perturbaciones de los siguientes parámetros:

1. Presión del Sistema Primario

2. Potencia transferida

Para cada presión del sistema primario considerada, al tratarse de un modelo aislado se varió la potencia transferida al secundario mediante la modificación del caudal del sistema primario, y se estudió cómo esto redundaba en una modificación necesaria del caudal del sistema secundario manteniendo fijas las entalpías de entrada y salida del lado secundario.

Las presiones del sistema primario consideradas para el análisis fueron 12.25, 11.50 y 11.30 MPa.

Para cada caso se ajustó el respectivo estado estacionario para el 100% de la potencia nominal transferida, correspondiente a 104.01 MW, y luego se barrió, variando el caudal del sistema primario, un rango de potencia que va del 22 % al 106 % de la potencia nominal.

3.2. Resultados

Los resultados obtenidos del cálculo con RELAP5/MOD3 se muestran a continuación, para cada caso de estudio analizado. Las conclusiones encontradas en este análisis se presentarán en la sección siguiente.

El valor de entalpía de vapor sobrecalentado nominal que debe verificarse en cada caso es de 2987040 J/Kg, correspondiente a 4.7 MPa y 590.4 K.

Para todas las presiones de análisis consideradas, se mostrará una tabla con los resultados obtenidos, resaltándose los valores correspondientes al 100 % de potencia. Para la presión nominal de 12.25 Mpa, los valores resaltados corresponden a los valores de diseño tomados como línea de base. De los resultados obtenidos se hicieron gráficos

del caudal del sistema primario y secundario en función del porcentaje de potencia transferida.

- **Presión del Sistema Primario = 12.25 Mpa**

Tabla 5 – Resultados de cálculos realizados a 12.25 MPa

Caudal Sist. Primario [Kg/seg]	Potencia [MW]	Porcentaje de Potencia [%]	Caudal Sist. Secundario [Kg/seg]
468,55	110,28	106	51,62
410,00	104,01	100	48,72
300,00	86,38	83	40,50
200,00	65,94	63	31,04
100,00	38,69	37	18,80
50,00	22,49	22	11,80

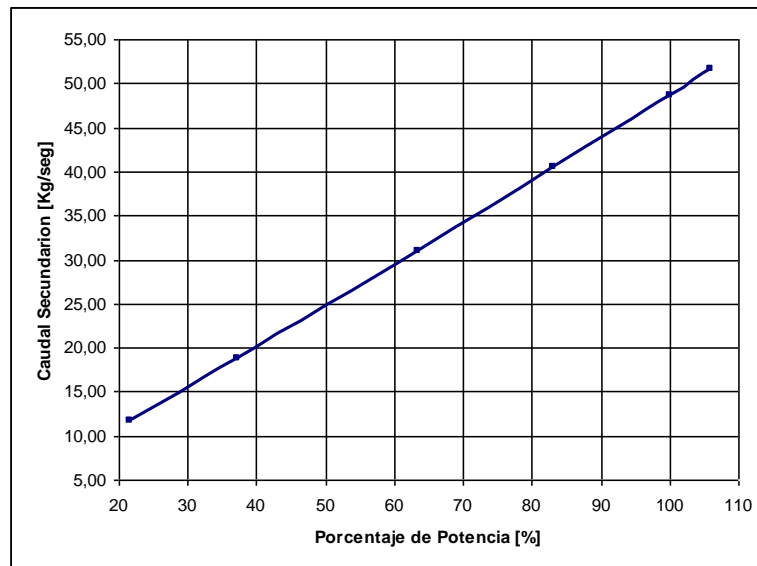


Fig. 5 - Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 12.25 MPa

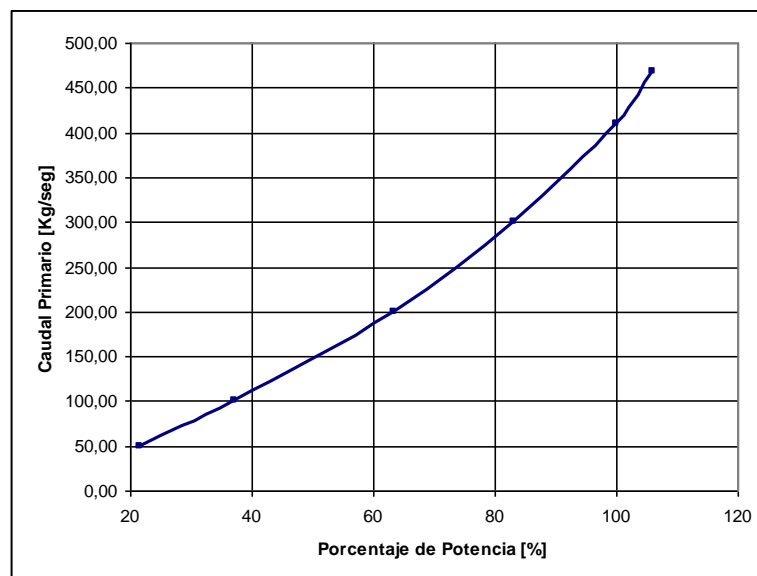


Fig. 6 - Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 12.25 MPa

- **Presión del Sistema Primario = 11.50 Mpa**

Tabla 6 – Resultados de cálculos realizados a 11.50 MPa

Caudal Sist. Primario [Kg/seg]	Potencia [MW]	Porcentaje de Potencia [%]	Caudal Sist. Secundario [Kg/seg]
703,00	110,43	106	51,90
600,00	104,08	100	48,82
500,00	97,10	93	45,50
400,00	87,47	84	41,00
300,00	74,72	72	35,21
200,00	57,82	56	27,45

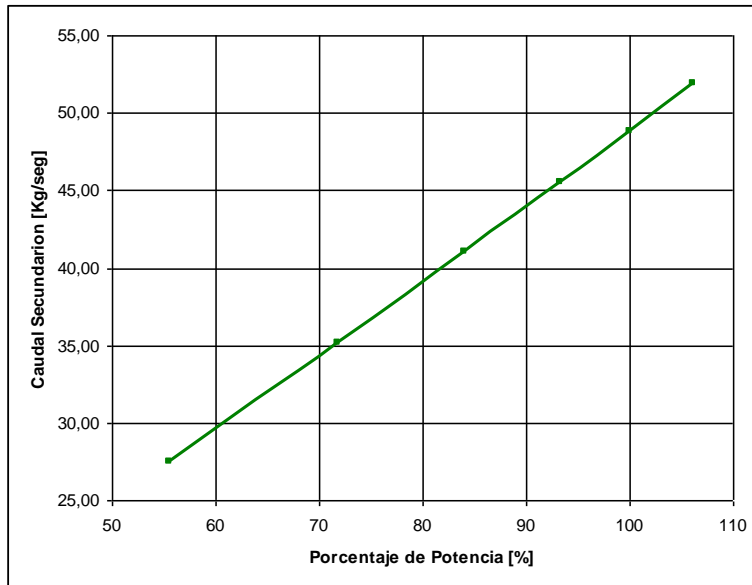


Fig. 7- Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 11.5 MPa

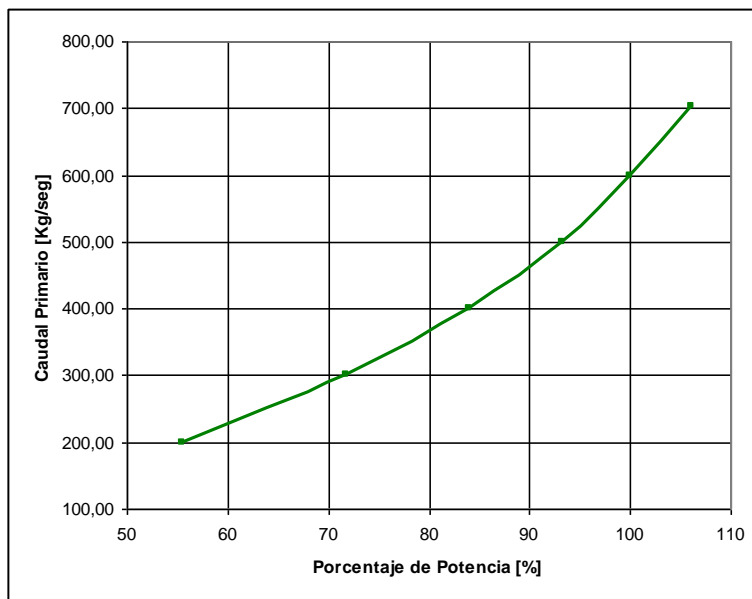


Fig. 8 - Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 11.5 MPa

- **Presión del Sistema Primario = 11.30 Mpa**

Tabla 7 – Resultados de cálculos realizados a 12.25 MPa

Caudal Sist. Primario [Kg/seg]	Potencia [MW]	Porcentaje de Potencia [%]	Caudal Sist. Secundario [Kg/seg]
950,00	110,69	106	52,00
750,00	104,02	100	48,76
700,00	101,55	98	47,60
600,00	96,19	92	45,10
500,00	90,71	87	42,60
400,00	81,16	78	38,00

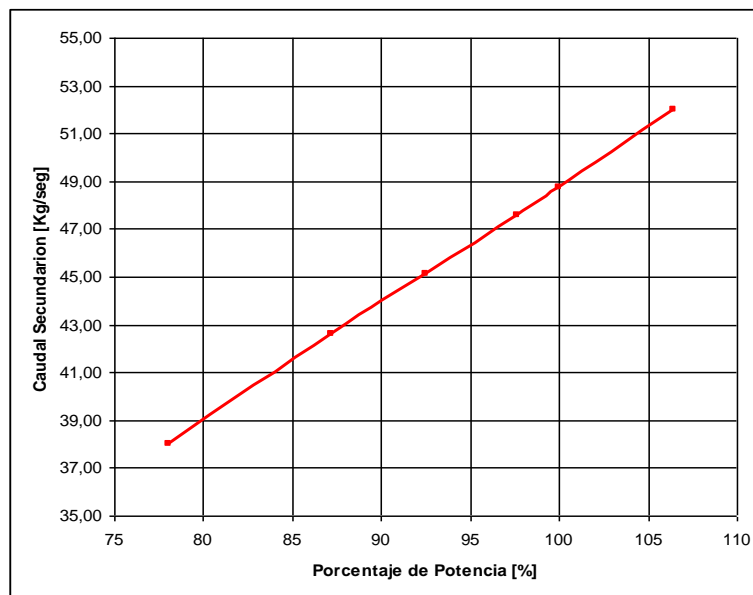


Fig. 9- Caudal del Sistema Secundario en función de la Potencia Transferida a 11.3 MPa

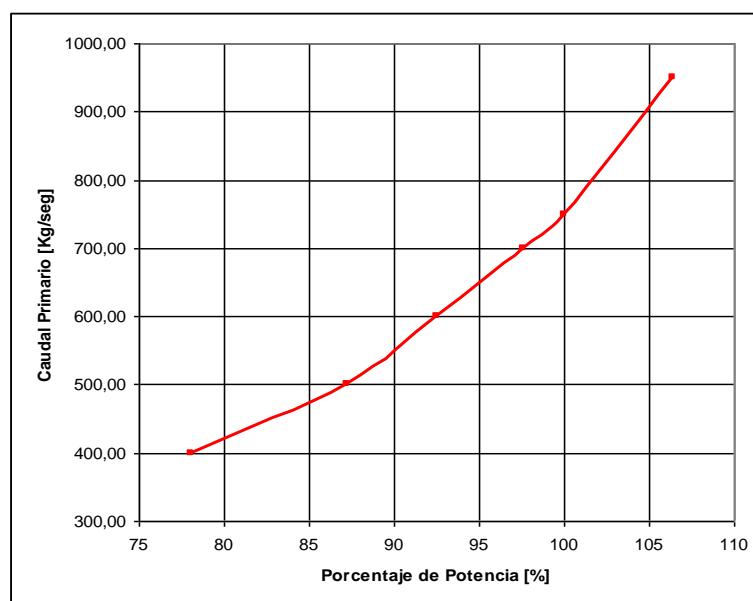


Fig. 10- Caudal del Sistema Primario en función de la Potencia Transferida a 11.3 MPa

- **Variación del caudal del sistema secundario en el rango de presiones estudiado**

A continuación se muestra el gráfico de la tendencia que mostró el caudal del sistema secundario al 100 % y 106 % de potencia transferida, considerando todo el rango de presiones analizadas.

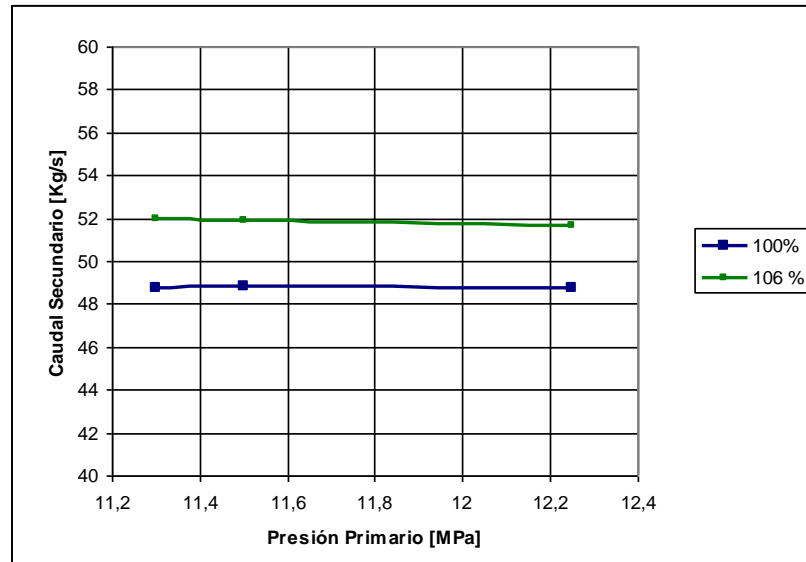


Fig. 11- Caudal del Sistema Secundario en función de la Presión del sistema primario

4. Conclusiones

Luego de analizados los datos se obtuvieron los siguientes resultados del comportamiento termohidráulico del sistema:

1. En base a los cálculos realizados y para el modelo planteado en este trabajo, se demuestra que el código RELAP5/MOD3 es capaz de representar el comportamiento esperado del sistema, tal como fue diseñado, teniendo en cuenta las limitaciones que implica que el código no dispone de las correlaciones específicas para tubos helicoidales.
2. El caudal del sistema secundario tiene una dependencia lineal con la potencia transferida en todo el rango de presión analizado.
3. El caudal del sistema secundario se mantiene aproximadamente constante para cada potencia transferida, en todo el rango de presión analizado.
4. De acuerdo al modelo utilizado, y según los cálculos realizados con RELAP5/MOD3, para presiones del sistema primario inferiores a 11.3 MPa., el sistema no es capaz de transferir la potencia nominal de 104.01 MW, por lo tanto la transferencia de calor en estos estados es insuficiente para conseguir la entalpía requerida del vapor.

El modelo utilizado para el análisis termohidráulico del generador de vapor con el código RELAP podrá ser optimizado cuando se disponga de datos experimentales compatibles con este tipo de análisis

5. Referencias Bibliográficas

- [1] - J. C. Chen, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Process Design and Development*, 5, 1966, pp. 322-327.
- [2] - J. C. Chen, R. K. Sundaram, and F. T. Ozkaynak, A Phenomenological Correlation for Post- HF Heat Transfer, NUREG-0237, June 1977.
- [3] - L. A. Bromley, "Heat Transfer in Stable Film Boiling," *Chemical Engineering Progress*, 46, 1950, pp. 221-227.
- [4] - K. H. Sun, J. M. Gonzales-Santalo, and C. L. Tien, "Calculations of Combined Radiation and Convection Heat Transfer in Rod Bundles Under Emergency Cooling Conditions," *Journal of Heat Transfer*, 1976, pp. 414-420.
- [5] - H. K. Forster and N. Zuber, "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer," *AIChE Journal*, 1, No. 4, December 1955, pp. 531-535.
- [6] - T. A. Bjornard and P. Griffith, "PWR Blowdown Heat Transfer," *Thermal and Hydraulic Aspects of Nuclear Reactor Safety*, 1, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1977, pp. 17-41.
- [7] - R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two Component Flow in Pipes," *Chemical Engineering Progress*, 45, 1949, p. 39.
- [8] - F. D. Moles and J. R. G. Shah, "Boiling Heat Transfer to Subcooled Liquids Under Conditions of Forced Convection," *Transactions, Institution Chemical Engineers*, 50, 1972, pp. 76-84.
- [9] - J. G. Collier, *Convective Boiling and Condensation*, 2nd edition, New York: McGraw-Hill, 1981.
- [10] - D. R. H. Beattie and P. B. Whalley, "A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculational Method," *International Journal of Multiphase Flow*, 8, 1982, pp. 83-87.
- [11] - P. J. Berenson, "Film Boiling Heat Transfer from a Horizontal Surface" *Journal of Heat Transfer*, 1961, pp. 351-358.
- [12] - B. P. Breen and J. W. Westwater, "Effect of Diameter of Horizontal Tubes on Film Boiling Heat Transfer" *Chemical Engineering Progress*, 58, 1962, p. 67.
- [13] - Y. Sudo and Y. Murao, Study on Film Boiling Heat Transfer During Reflood Process, JAERI Report, JPNRSR-15, August 1975.
- [14] - RELAP5/MOD3 Code Manual., Volume IV: Models and correlations, chapter 4.
- [15] - RELAP5/MOD3 Code Manual, Volume I: Code structure, system models, and solution methods
- [16] - Ingeniería Básica Consolidada del Reactor CAREM 25. INVAP. 2000

ANEXO I

Modelado y análisis de la nodalización para Relap5/Mod3 de los generadores de vapor del CAREM

Resumen:

Se realizó una nodalización de los generadores de vapor del CAREM en forma aislada con el código Relap 5-Mod3.2. El lado primario cuenta con las diferentes zonas, la campana de bajada, la zona por donde circulan las helicoides y el recinto Inter GV, tiene como condiciones de contorno los valores nominales del reactor. El secundario simula los tubos en su totalidad y el anillo anular colector del vapor, con condiciones de contorno de operación. Del modelo base se realizó una simplificación para reducir el número de los volúmenes de control y se probaron diferentes tipos de componentes para analizar la respuesta a los mismos.

Nodalización de los Generadores de Vapor (GV)

Se representaron los 12 GV por medio de un único componente con área de pasaje y de transferencia igual a la suma de los 12 Generadores de vapor. El lado primario modela las diferentes zonas, y también contempla el caudal de bypass que existe entre el recinto Inter-GV y el downcomer. Los caudales de ambos lados son los totales.

En la Fig. 1 se muestra el esquema de nodalización del G.V. El mismo comprende a:

Lado Primario

Vol.	Tipo Comp.	# vol.	Descripción Esquema G.V.	Vol.	Tipo Comp.	# vol.	Descripción Esquema G.V.
148	Tmdvol		Cond. de contorno domo rpv.	166	Branch		Zona 5
150	Branch		Zona 1	170	Pipe	10	Zona 6 (Capana)
154	Branch		Zona 2	174	Pipe	12	Zona 7
158	Branch		Zona 3	180	Branch		Parte Superior Downcomer
162	pipe	10	Zona 4 (Zona Activa)	184	Tmdvol		Condición de contorno Downcomer

Lado Secundario

Vol.	Tipo Comp.	# vol.	Descripción Esquema G.V.	Vol.	Tipo Comp.	# vol.	Descripción Esquema G.V.
200	Tmdvol		Cond. de contorno GV.	232	Pipe	30	Zona activa GV (helicoides)
220	Pipe		Tubos de ingreso (zonas 1.2.3)	236	Branch		Tubos de salida (zonas 1.2.3)
224	Pipe	10	Tubos de bajada en zona 6	240	Pipe	10	Toro colector de vapor
228	Pipe	2	Tubos en zona 5	250	Tmdvol		Cond. de contorno GV.

Estructuras de Calor

Est.	# nodos	# est.	Volumen a izquierda	Volumen a derecha	Descripción Estructura
1700	2	10	224	170	Tubos de bajada entrada GV
1701	3	10	170	162	Campana
1740	3	12	156-162-166	174	Pared GV
2320	5	30	232	162	Zona activa elicoides

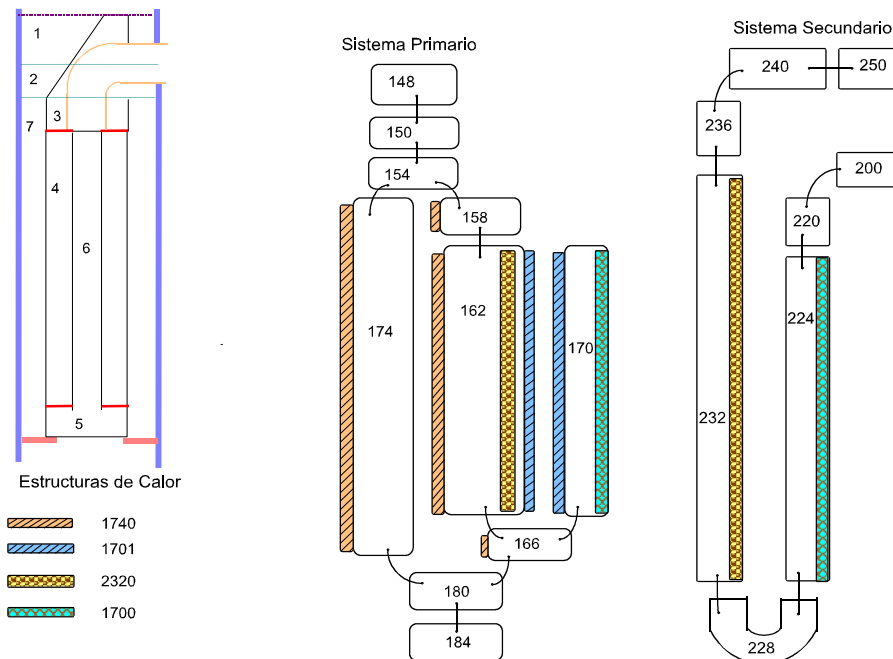


Figura 1: Esquema de nodalización G.V.

Condiciones iniciales y de contorno:

Primario:

Caudal de entrada	410 Kg/s
Temperatura de entrada	326.23 °C
Presión de salida(*)	12.5 Mpa

Secundario:

Caudal nominal de entrada	48.72 Kg/s
Temperatura de entrada	200.0 °C
Presión de salida	4.7 Mpa

Descripción de los Cálculos Realizados:

Durante el estudio del estado estacionario, se probaron diferentes componentes para observar su respuesta frente al cálculo.

De los modelos disponibles en RELAP, se modeló la zona activa de los tubos del GV (helicoides) con un modelo de “pipe” y un modelo de “annulus”.

De las opciones que existen para calcular el coeficiente de transferencia, se probaron: Horizontal structures: bundle tubes, cross-flow and parallel-flow.

Posteriormente se simplificó el modelo, eliminando la campana de bajada y reduciendo el número de volúmenes de control en la zona de Inter-GV (7vol).

Resultados:

De los resultados obtenidos se observó que la potencia transferida por la campana es de 1.83 MW produciendo un precalentamiento del agua que ingresa a la zona activa de 7°K. La temperatura del agua dentro de la campana es superior en el orden de 24 °K a la temperatura de ingreso del secundario del GV.

La transferencia de calor entre el Inter-GV y la zona activa es de 1.05 MW.

La potencia total transferida 103.75 MW.

Luego se simplificó la nodalización de la Fig. 1 dejando un solo volumen para la campana y los tubos de bajada, sin modificar la estructura que intercambia con el primario de la zona activa (se conservaron las 10 estructuras). En este caso la potencia transferida por la campana es de 1.97MW con un precalentamiento para el agua del secundario de 9 °K permaneciendo la temperatura del primario de la campana en el orden de 500. °K, o sea 27 °K superior al del agua de ingreso del secundario. Siendo la transferencia de calor entre el Inter-GV y el primario de la zona activa de 0.54 MW. Y la potencia total transferida 104.01

Los resultados obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

		Campana con 10 volúmenes				Campana con 1 volumen		
	Zona	Vol.	T _{entrada} [°K]	T _{salida} [°K]	Potencia [MW]	T _{entrada} [°K]	T _{salida} [°K]	Potencia [MW]
Secundario	Z.Precal.	224	473.0	481.4	1.83	473.0	481.3	1.80
	Z.Activa	232	481.4	533.7	101.92	481.3	533.6	102.21
		Total			103.75			104.01
Primario	Campana	170	494.2	495.9	1.83	498.3	498.3	1.80
	Z.Activa	162	599.2	555.0		599.2	555.7	
	Inter-GV	174	599.2	586.1	1.05	599.2	568.4	0.55

No se encontraron otras diferencias significativas en los resultados analizados, lo cual justifica que el resto de los análisis se completara utilizando la segunda nodalización que se observa en la Fig. 2. Con este nuevo modelo se obtuvieron los siguientes resultados.

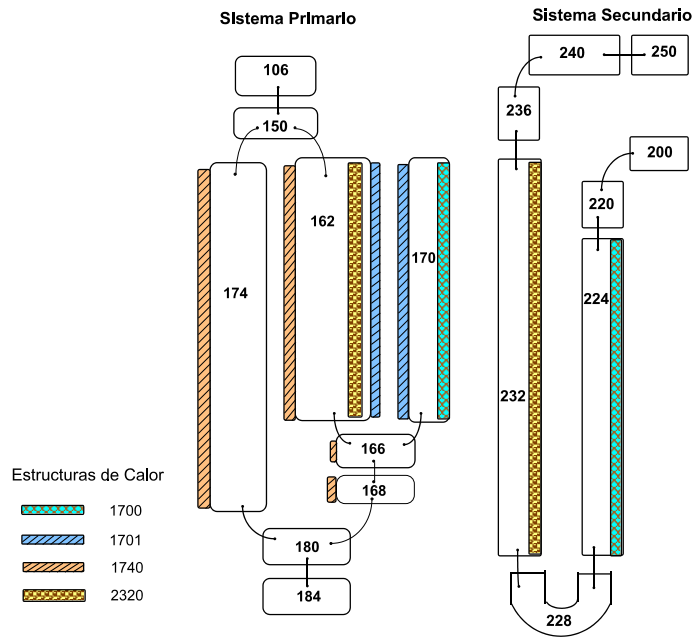


Fig. 2 - Esquema simplificado de la nodalización Del GV

Lado Primario.

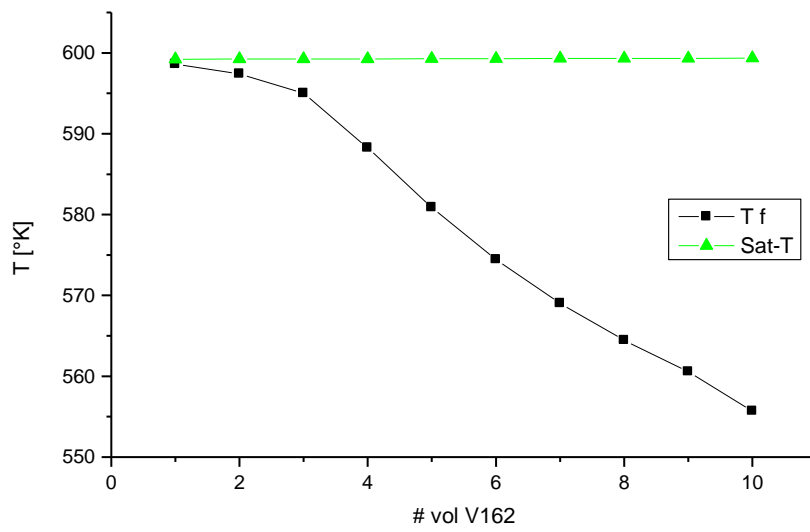


Figura 3: Temperatura Zona Activa lado primario (Vol162)

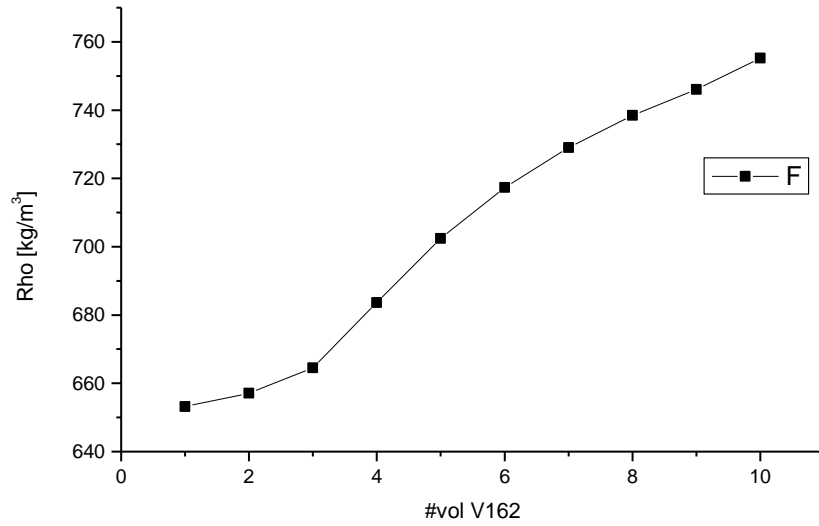


Figura 4: Densidad de la mezcla en Zona Activa lado primario. (Vol162)

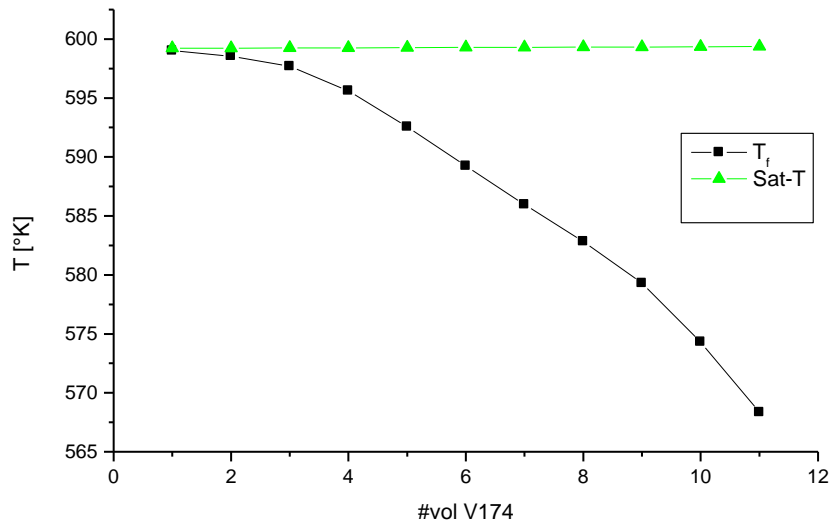


Figura 5: Temperatura en Zona Inter GV (vol 174)

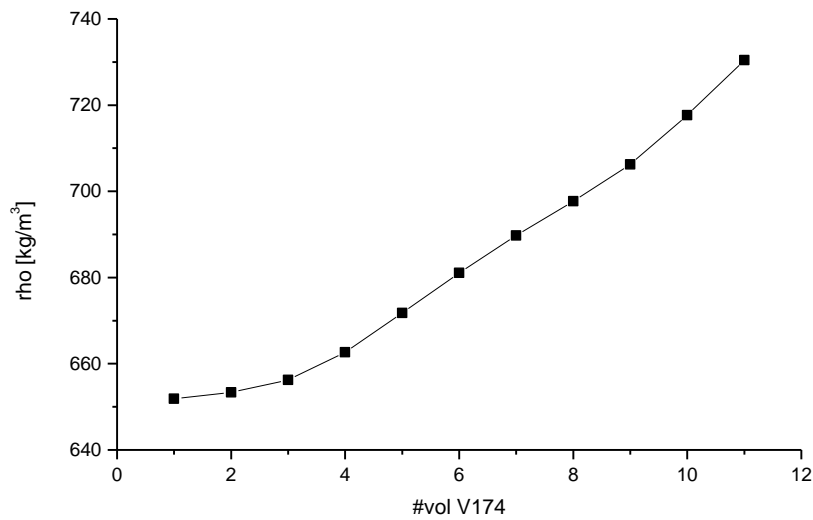


Figura 6: Densidad Zona Inter GV. (Vol174)

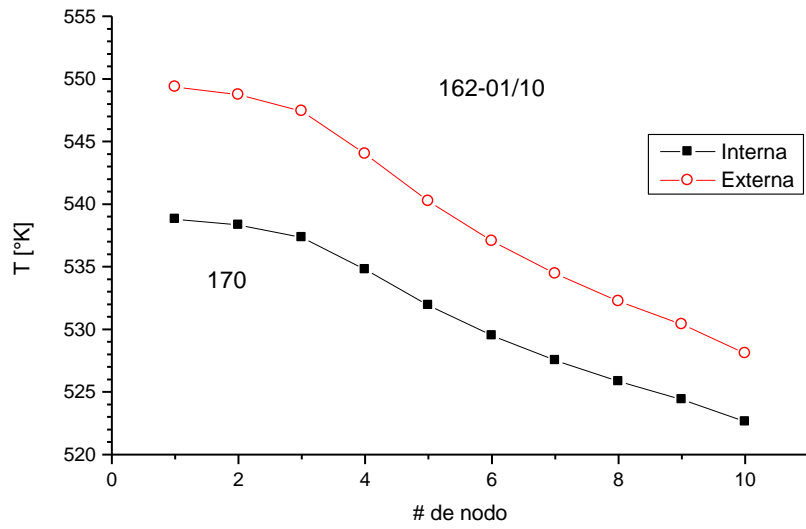


Figura 7: Temperatura de la superficie estructura 170-1

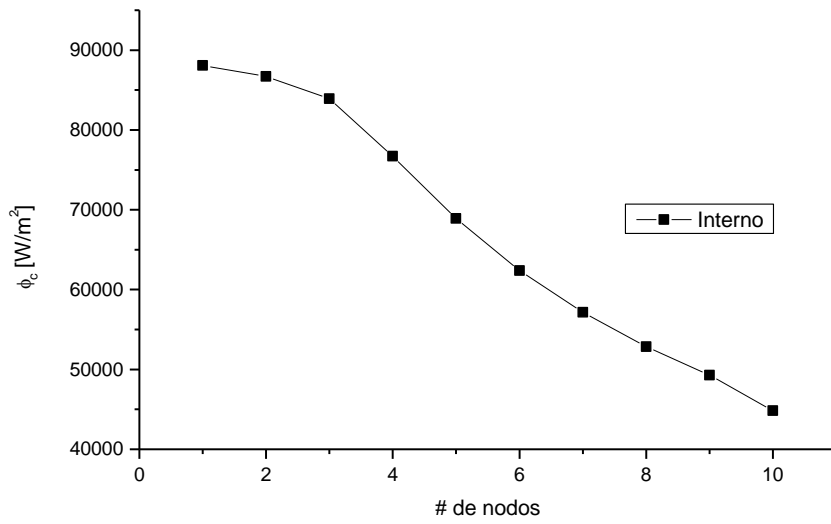


Figura8: Flujo de calor estructura 170-1

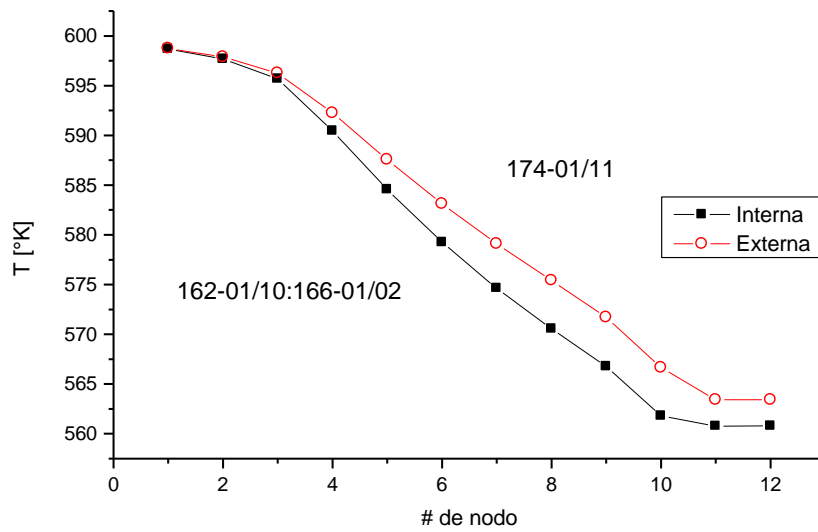


Figura 9: Temperatura de la superficie estructura 174-1

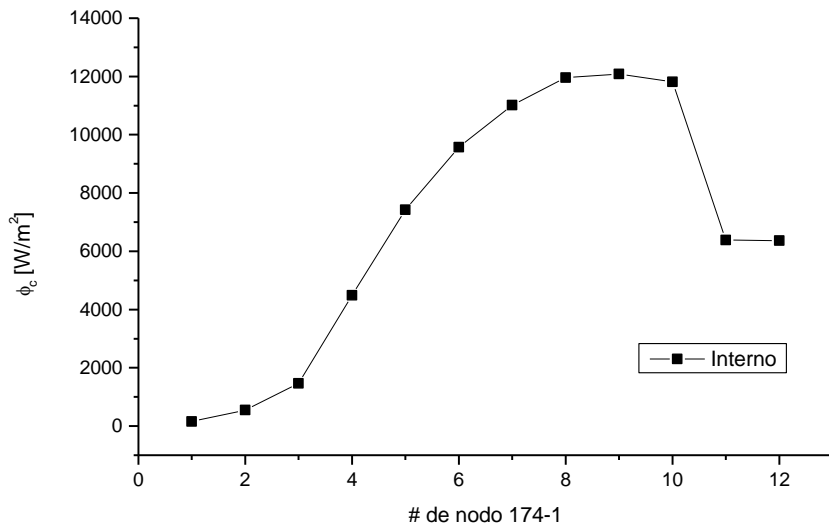


Figura 10: Flujo de calor de la estructura 174-1

En la Fig. 3 y 4 se muestran la temperatura y densidad del agua del lado primario de la zona activa del Generador de vapor. En la Fig. 5 y 6 se observa la evolución de las temperaturas y la densidad del agua en la zona Inter-GV, la cual permanece casi estanca salvo por el caudal de “bypass” con el “downcomer”.

En la fig. 7 se observa las temperaturas de la superficie interna y externa de la estructura de la campana. En la fig. 8 se observa el flujo de calor interno de la misma estructura.

En las fig. 9 y 10 se observan las temperaturas interna y externa de la superficie, y el flujo de calor de la estructura que representa la pared del generador de vapor.

Lado Secundario

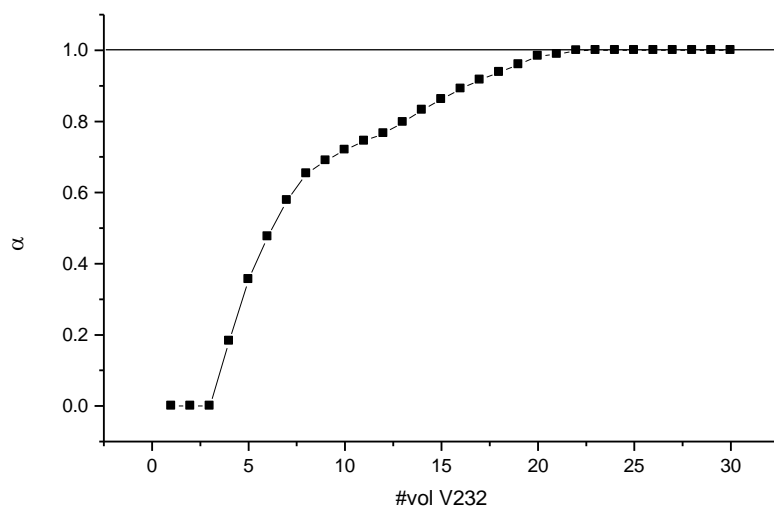


Figura 11: Fracción de vacío Zona Activa lado secundario. (Vol 232)

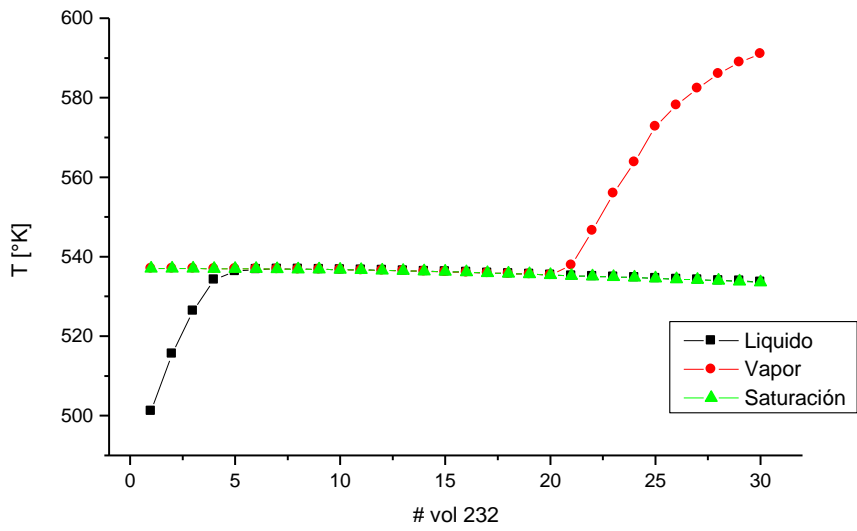


Figura 12: Temperatura Zona Activa lado secundario (vol 232)

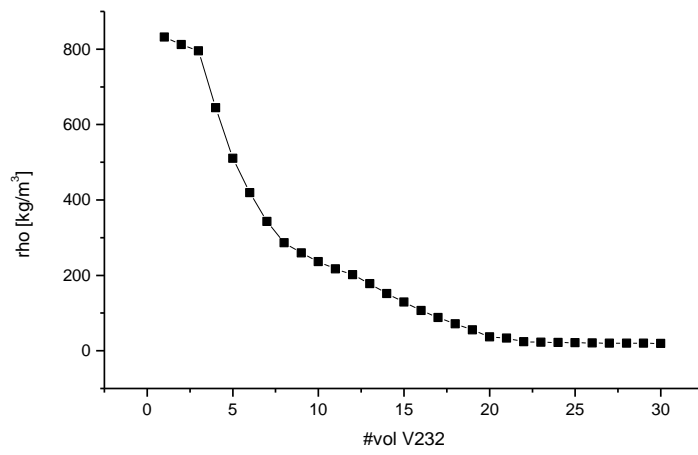


Figura 13: Densidad Zona Activa lado secundario. (Vol 232)

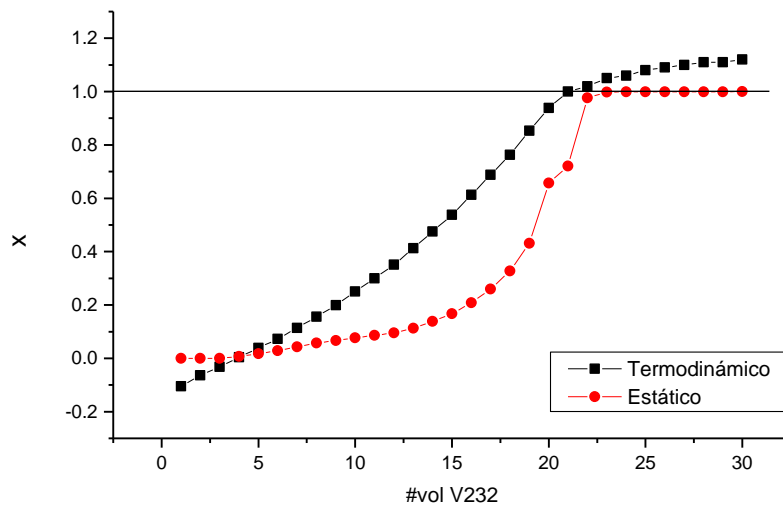


Figura 14: Título en lado secundario zona activa del GV. (Vol 232)

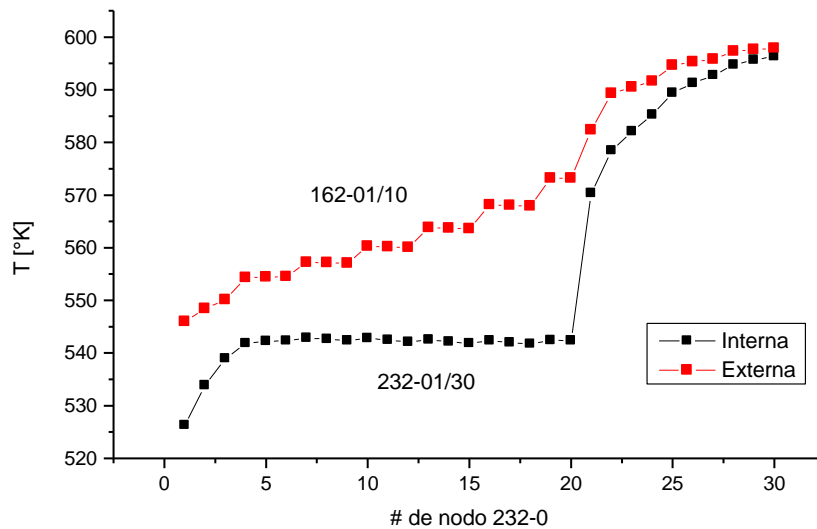


Figura 15: Temperatura de la superficie estructura 232-0

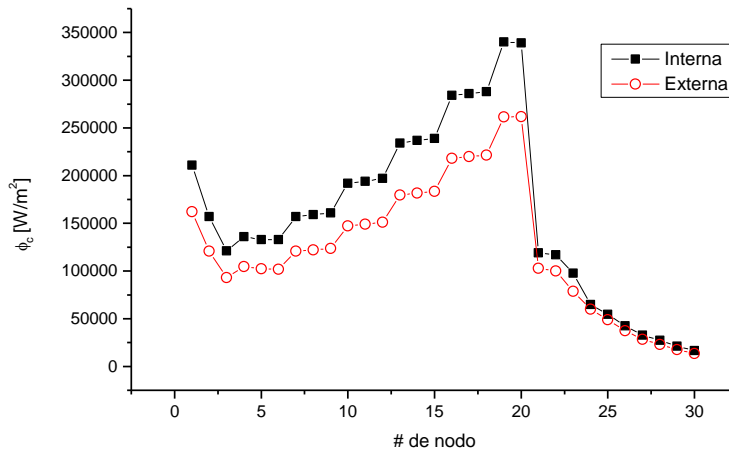


Figura 16: Flujo de calor de la estructura 232-0

Del lado secundario se observan en las figuras 11, 12 y 13 la fracción de vacío, temperaturas del líquido, vapor y saturación, y la densidad en cada nodo. En la figura 12 se observó vapor sobrecalentado a partir del nodo 21, nodo a partir del cual se llega a título termodinámico mayor que 1 (Fig. 14).

En la fig. 15 se muestra la temperatura de la superficie interna y externa de los tubos del generador de vapor.

La fig. 16 muestra el flujo de calor, en el cual se puede observar que cae abruptamente en la zona de vapor sobre calentado, por lo tanto la potencia transferida es muy pequeña.

En la figura 17 se muestra la distribución de los regímenes de flujo y transferencias térmicas encontradas para el estado estacionario. Los modos en que se transfiere el calor son sensibles en los nodos donde hay cambio de patrón, puede saltar de un modo a otro por un pequeño cambio en la pérdida de carga. En los nodos en los cuales hay vapor saturado, el modo de transferencia oscila entre ebullición nucleada subenfriada o saturada. Los primeros 5 nodos están normalmente subenfriados y los restantes están normalmente saturados.

#Vol.	Patrón de flujo	#Nodo	Modo de transferencia
30	Dispersed droplets	30	Single phase vapour convection
29		29	
28		28	
27		27	
26	Annular mist	26	Saturated film boiling
25		25	
24		24	
23		23	
22	Annular	22	Modo 8
21		21	Modo 6
20		20	Saturated or Sub-cooled nucleate boiling
19		19	
18	18		
17	17		
16	16		
15	15		
14	14		
13	13		
12	12		
11	11		
10	Slug	10	Modo 3 y Modo 4
9		9	
8		8	
7		7	
6	Bubbly	6	Single phase liquid or Sub-cooled wall / $\alpha < 0.1$
5		5	
4		4	
3		3	
2		2	Modo 2
1		1	

Figura 17: Esquema de los regímenes de flujo y transferencias de calor

Todos estos resultados se obtuvieron con una nodalización en la cual se tomo como área de pasaje del lado primario (vol162) un área promedio que se obtiene tomando el volumen dividida la longitud. Estos resultados se compararon con los obtenidos con una nodalización con el área de pasaje de la zona activa del lado primario, de manera que es la que se obtiene cuando el flujo encuentra las espiras; conservándose el volumen haciendo mas largo el mismo sin afectar la elevación.

Se hizo este estudio, ya que es importante conservar los volúmenes reales en la nodalización, pero también se debe tener en cuenta que cambiando el área de pasaje se cambia el Reynolds en esta zona y por lo tanto podía afectar la potencia transferida. La comparación de estos datos se pueden resumir en la siguiente tabla:

			Area = 1.3662			Area = 1.8156		
	Zona	Vol.	T _{entrada} [°K]	T _{salida} [°K]	Potencia [MW]	T _{entrada} [°K]	T _{salida} [°K]	Potencia [MW]
Secundario	Z.Precal.	224	473.0	482.01	1.97	473.0	481.3	1.80
	Z.Activa	232	482.01	533.66	102.04	481.3	533.6	102.21
		Total			104.01			104.01
Primario	Campana	170	500.4	500.4	1.97	498.3	498.3	1.80
	Z.Activa	162	599.2	555.33		599.2	555.7	
	Inter-GV	174	599.2	579.54	0.86	599.2	568.4	0.55

Observando la potencia transferida total entre la zona precalentador y zona activa es la misma con ambas nodalizaciones.

Conclusiones

Luego de definir que se puede utilizar una nodlizacion con una campana simplificada para ahorrar tiempo de máquina con el objetivo de integrar este modelo de Generador de Vapor al modelo completo del CAREM, se debe utilizar una nodalización que conserve el volumen real de agua que es un parámetro fundamental en el cálculo de accidentes con perdida de refrigerante.

ANEXO II

Correlaciones utilizadas por RELAP5/MOD3 para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor

Geometría utilizada por defecto

Las geometrías 1, 100 y 101 son los tipos estándar de contornos convectivos usados por todos los grupos de entradas previas. El actual número 101 arroja los mismos resultados que los 1, 100, o 101 usados previamente. Las correlaciones para cada régimen de transferencia de calor son presentadas más abajo.

Correlaciones para líquido en simple fase a presión supercrítica y subcrítica (Modos 1 y 2), Vapor en simple fase (Modo 9), y mezcla vapor – líquido no condensable (Modo 0).

La subrutina de DITTUS calcula los coeficientes de transferencia de calor para la monofase y las mezclas vapor-agua no condensables. Hay correlaciones para la convección turbulenta y laminar forzada y la convección libre. Usar el valor máximo asegura una transición lisa entre las correlaciones y sigue la sugerencia de Raithby y Hollands en el Manual de Transferencia de Calor.

$$Nu = \max(Nu_{forced}, Nu_{free}) \quad (1)$$

Donde:

Nu: número de Nusselt $Nu = \frac{hD}{k}$

k : conductividad térmica del fluido

h : coeficiente de transferencia de calor superficial

D : diámetro equivalente calefactor $D = \frac{4 * A_{cs}}{P_{heated}}$

A_{cs} = area de flujo

P_{heated} = perímetro de la superficie calentado.

Las propiedades del líquido son usadas para agua supercritical, y las propiedades del vapour son usadas cuando la fracción de vacío es mayor que cero.

Base del modelo de la convección forzada turbulenta

La correlación de Dittus-Boelter (1) fue derivada originalmente para el flujo turbulento en tubos lisos para el uso en radiadores de automóviles. Esta ecuación Toma la forma

$$Nu = C Re^{0.8} Pr^n \quad (2)$$

Donde:

C = coeficiente

$$\text{Re} = \text{número de Reynolds} \quad \text{Re} = \frac{GD}{\mu}$$

$$\text{Número de la banda} = \text{de Prandtl} \quad \text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k}$$

G = flujo total

m = viscosidad

Cp= calor específico

Correlaciones para la ebullición nucleada saturada (modo 4) y la ebullición nucleada subenfriada (modo 3)

La correlación de Chen (1) se utiliza para la ebullición nucleada saturada y subenfriada. Aunque la correlación fue basada en condiciones líquidas saturadas, se utiliza para condiciones líquidas subenfriadas usando la temperatura del seno del fluido como la temperatura de referencia para la parte convectiva de la correlación. La pared se ve completamente mojada por el agua a excepción de condiciones estratificadas verticales, o mientras la fracción de vacío pasa por encima 0.99, el coeficiente de transferencia de calor al líquido disminuye a cero en $\alpha_g = 0.999$, y el coeficiente de transferencia de calor al vapor es llega hasta el valor obtenido por la subrutina de DITTUS.

Base del modelo de Ebullición Nucleada Saturada

La correlación de ebullición nucleada propuesta por Chen tiene un término de convección macroscópica más un término de ebullición microscópica:

$$q'' = h_{mac} (T_w - T_{spt})F + h_{mic} (T_w - T_{spt})S \quad (3)$$

Chen elige multiplicar a la ecuación de Dittus-Boelter por un factor F para el término convectivo, y a la ecuación de ebullición en piletta de Forster-Zuber por un factor de supresión S, para el término de ebullición de su ecuación, donde h_{mac} es la ecuación de Dittus-Boelter (2), y la ecuación de Forster-Zuber es:

$$h_{mic} = 0.00122 \left(\frac{k_f^{0.79} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49} g^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right) \Delta T_w^{0.24} \Delta P^{0.75} \quad (4)$$

Donde el subíndice f significa líquido, y el subíndice g significa gas, y

$$\Delta T_w = T_w - T_{spt} \text{ (basado en la presión total)}$$

ΔP = presión basada en temperatura de la pared menos la presión total.

Modelo de Ebullición Nucleada Saturada utilizada por el código

Chen presentó en el informe original a S y F en forma gráfica, y Butterworth ajustó la curva con las ecuaciones (5) y (7) según lo divulgado por Bjornard y Griffith. [6]

El factor de supresión S hace uso el factor F

$$S = \begin{cases} (1 + 0.12 \text{Re}_{tp})^{-1.14} & \text{Re}_{tp} < 32.5 \\ (1 + 0.42 \text{Re}_{tp}^{0.78})^{-1} & 32.5 \leq \text{Re}_{tp} < 70 \\ 0.0797 & \text{Re}_{tp} \geq 70 \end{cases} \quad (5)$$

Donde:

$$\text{Re}_{tp} = \min(70, 10^{-4} \text{Re}_f F^{1.25}) \quad (6)$$

$$\text{Re}_f = \frac{G_f D}{\mu_f}$$

G_f : Liquid mass flux

A $\text{Re}_{tp} = 70$, S es 0.0797, no 0.1, según lo dado por Bjornard y Griffith. [6]. Esto evita una discontinuidad.

El factor de F viene de la inversa del factor de Lockhart-Martinelli [7], X_{tt}

$$F = 2.35 (\chi_{tt}^{-1} + 0.213)^{0.736} \quad (7)$$

Donde

$$\chi_{tt}^{-1} = \left(\frac{G_g}{G_f}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{0.1} \quad (8)$$

χ_{tt}^{-1} tiene un límite en 100 y, si es menos de 0.1, F se fija en 1.0.

El término macroscópico utiliza la ecuación de Dittus-Boelter a menos que el número de Reynolds del líquido sea menor a un millón, después llama a la subrutina de DITTUS y utiliza el máximo de la convección forzada laminar y turbulenta y de la convección natural. Así, cuando el número de Reynolds del líquido es cero, el término macroscópico será distinto a cero. Llamar a la subrutina de DITTUS a números de Reynolds bajos ayuda a suavizar a la transición entre la ebullición y la convección forzada.

Donde el modelo de régimen del flujo del código indica que existe el flujo estratificado vertical o el modelo de nivel está en la celda conectada con la estructura del calor, el código combina los

coeficientes sobre el nivel con aquellos debajo del nivel. Sobre el nivel, se utiliza el máximo de la ecuación de Dittus-Boelter [ecuación (2)] y la ecuación de convección natural de Bayley. La ecuación de Bayley es

$$\text{Nu} = 0.1 \text{ Ra}^{0.3333} \quad (9)$$

Fue desarrollado para aire con valores del número de Grashof por encima de 10^9 . Cuando existe flujo estratificado vertical, el coeficiente por encima del nivel es reducido por la fracción del vacío del gas y los coeficientes de Chen debajo del nivel son reducidos por la fracción de vacío del líquido. Cuando el modelo de nivel está encendido, la altura fraccionaria del nivel dentro de la celda se utiliza como el multiplicador en Chen en vez de la fracción de vacío del líquido, y uno menos este valor multiplica el valor de la región gas. Nótese que el modelo de nivel no debe estar “encendido” para que haya un régimen estratificado vertical del flujo.

Entre un valor de sobrecalentamiento de pared de 0 y 1 K, el factor de F se eleva entre 1.0 y su valor máximo. Su valor es 1.0 para un sobrecalentamiento de cero grado, de modo que el término macroscópico sea equivalente al término macroscópico calculado en CONDEN mientras la temperatura de la pared cruza el valor de saturación. Los valores de CONDEN también se elevan mientras desaparece el subenfriamiento de la pared.

Base del Modelo de Ebullición Nucleada Subenfriada

El modelo de ebullición subenfriada fue desarrollado para generar burbujas en el líquido sobrecalentado al lado de la pared. Era necesario un modelo especial porque RELAP5 puede seguir solamente la temperatura del seno del líquido. En realidad, hay una capa de líquido sobrecalentado al lado de la pared caliente que es una fuente de vapor. La base del modelo es igual al usado para la ebullición nucleada saturada expresado por la ecuación (3), con los cambios propuestos por Bjornard y Griffith; [6] que fija F en uno y utiliza el flujo másico total en el número de Reynolds.

La correlación ha sido probada con algunos datos de agua, amoníaco, y alcohol n-butílico por Moles y Shah [8]. La dispersión de los datos era grande (+180 a -60%), con los datos estando generalmente predichos con valores menores.

Base del Modelo de Ebullición Nucleada Subenfriada utilizada por el código

La codificación sigue la sugerencia de Collier y de Butterworth [9] para condiciones de líquido subenfriado usando $T_w - T_{\text{liquid}}$ en vez de $T_{\text{wall}} - T_{\text{spt}}$ como la fuerza impulsora para el término de convección.

Usar el modelo exactamente como el sugerido podría dar lugar a discontinuidades inaceptables. Entre un subenfriamiento líquido de cero y 5 °K, el factor F de Chen es modificado linealmente del valor de la correlación a 1.0, como sigue:

$$T_{\text{spt}} > T_f > (T_{\text{spt}} - 5) \quad F' = F - 0.2 (T_{\text{spt}} - T_f) (F - 1)$$

$$T_f < (T_{sat} - 5) \quad (10)$$

La relación funcional se muestra en la figura 6. Este procedimiento permite suavizar F para el coeficiente de convección forzada del líquido h si la temperatura del fluido cae entre T_{sat} y $(T_{sat} - 5)$. Además, bajo condiciones de subenfriamiento, el flujo másico total en el número de Reynolds continúa siendo el flujo másico del líquido.

La modificación que da por resultado el factor puede dar lugar a un factor de multiplicación más grande que el recomendado para subenfriamiento entre 0 y un 5°K arbitrario. La modificación resulta en una transición más suave entre la convección forzada subenfriada y saturada, al tiempo en que el subenfriamiento tiende a cero.

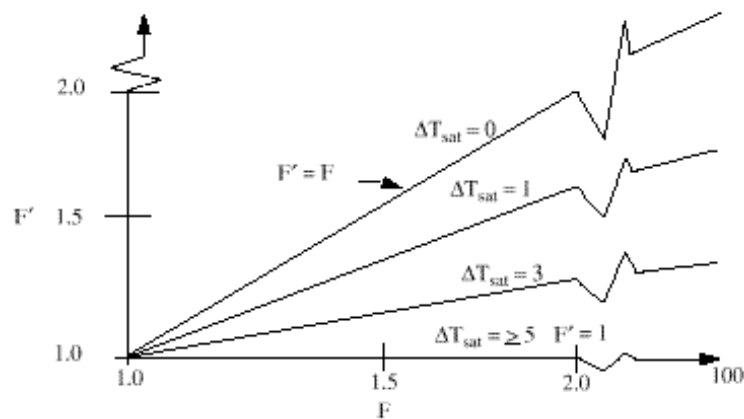


Fig. 1 – Relación funcional de F en la ecuación de Chen

Correlaciones para la Ebullición de Transición Subenfriada (Modo 5) y la Ebullición de Transición Saturada (Modo 6)

Los flujos del calor tanto para la ebullición por película como transitoria se evalúan en la subrutina PSTDNB. Cuando el flujo de la ebullición transitoria es el más alto, el número de Modo es el 5 o el 6. La misma correlación se aplica al flujo saturado y subenfriado.

Base del Modelo de Ebullición Transitoria

El modelo de ebullición transitoria de Chen [2] considera que la transferencia de calor total por ebullición transitoria es la suma de componentes individuales, uno que describe la transferencia de calor de la pared al líquido y un segundo que describe la transferencia de calor de la pared al vapor. La transferencia de calor por radiación de la pared al líquido no se describe específicamente en el modelo, pues se estima que es menor al 10% del total. Cualquier efecto por radiación presente se agrega dentro de los componentes de transferencia de calor del líquido y del vapor.

El desarrollo del modelo de ebullición transitoria de Chen se indica para ser aplicable sobre todo a un régimen del flujo dispersado, donde las gotitas líquidas se suspenden en el seno de una corriente de vapor. Se reconoce que un régimen anular inverso del flujo, donde una película de vapor separa el seno de un líquido de la pared, puede estar presente cerca del punto de flujo de calor crítico (FCC). Los estados de fase en no-equilibrio se tratan a través del aporte de energía térmica a las fases individuales. Se expresa el modelo como

$$q_{tb} = q_f A_f + h g_g (T_w - T_g)(1 - A_f) \quad (11)$$

Donde

q_{tb} : flujo del calor en ebullición transitoria

A_f : área fraccionaria mojada de la pared

$h g_g$: coeficiente del transferencia de calor al gas (de la rutina de DITTUS).

El término de q_f es una relación mecánica compleja que predice el flujo medio del calor durante el tiempo de contacto entre el líquido y la pared. El proceso de retiro del calor es descrito por un modelo de tres pasos que considera un período de prenucleación, un período de crecimiento de burbuja, y un período de evaporación de película.

A_f es dependiente en la cantidad de líquido presente en cada instante en una sección particular del tubo calentado y en la probabilidad de que este líquido entre en contacto con la pared caliente. A_f se correlaciona empíricamente como

$$A_f : e^{-\lambda(T_w - T_{spt})^{0.5}}$$

$$\lambda : \max(\lambda_1, \lambda_2)$$

$$\lambda_1 : C_1 - \frac{C_2 G}{10^5}$$

$$\lambda_2 : \frac{C_3 G}{10^5} \quad (G \text{ es el flujo másico in } lb_m / hr-ft^2)$$

$$C_1 = 2.4 C_2$$

$$C_2 = \frac{0.5}{(1 - \alpha_g^{40})} + 0.075 \alpha_g$$

$$C_3 = 0.2 C_2$$

α_g = fracción de vacío de gas.

Los coeficientes C_1 y C_2 están correctamente dados arriba pero no están correctos en la referencia [2]

La fracción de vacío α_g es calculado asumiendo un flujo homogéneo.

El término hg_g en la ecuación (11) se basa en la analogía de Reynolds para el flujo turbulento forzado del vapor en un conducto con el factor $Pr^{2/3}$ sugerido por Colburn multiplicado por el número de Stanton. La analogía toma la forma

$$StPr^{\frac{2}{3}} = \frac{f}{2} \quad (12)$$

donde f es el factor de fricción de Fanning. El modelo utiliza una forma explícita para f , que se aproxima al trabajo de Beattie [10] quién desarrolló los factores de fricción en la doble fase para las condiciones post-FCC. La forma es $f = 0.037 Re^{-0.17}$. El coeficiente para la transferencia de calor de la pared al vapor entonces toma la forma

$$hg_g = 0.0185 Re^{0.83} Pr^{1/3} \quad (13)$$

Este término hg_g se substituye en la adaptación del código, que será discutida en la sección siguiente, y no será descrita aquí.

El modelo de ebullición transitoria de Chen fue comparado a los datos (4167 puntos) a partir de ocho fuentes para el agua fluyendo en tubos con una desviación media de 16.0%.

La desviación media está dada por $M = \frac{\left(\sum_1^N \frac{|Q_{measured} - Q_{predicted}|}{Q_{measured}} \right)}{N}$

Modelo de la Ebullición Transitoria utilizado por el código

El flujo total de calor de la pared, q_{tb} , se obtiene de los componentes que describen el flujo del calor de la pared al líquido y el flujo del calor de la pared al vapor, como sigue:

$$q_{tb} = q_{FCC} A_f M_f + hg_g (T_w - T_g) (1 - A_f M_f) \quad (14)$$

El término q_{FCC} corresponde al flujo crítico de calor por ebullición calculado para las condiciones locales actuales. Esta substitución simplifica el proceso de cómputo. Los modelos de cómputo de FCC se describen en una sección posterior. M_f es el multiplicador del modelo de estratificación / nivel.

Las modificaciones siguientes fueron hechas al proceso para calcular A_f . El código utilizó la fracción de vacío real por debajo de $\alpha_g = 0.999$ en vez del valor homogéneo. Para limitar la posibilidad de dividir por cero durante la evaluación de la constante C_2 , se puso un límite en α_g , como sigue:

$$\alpha_g = \min(\alpha_g, 0.999) \quad (15)$$

El mínimo de 15 K y la raíz cuadrada de la diferencia de la temperatura, $(T_w - T_{spt})^{1/2}$ se utiliza en la ecuación para Af. Este procedimiento asegura de que la fracción del área mojada de la pared computada, Af, sigue limitada y protege contra desbordamiento de capacidad de la computadora.

Si el régimen del flujo se ha identificado como siendo verticalmente estratificado, o si el modelo de nivel está encendido en la celda, se aplica un factor de reducción (mostrado como Mf más arriba; descrito en la sección de ebullición nucleada donde Mf es la fracción de vacío del líquida cuando se está verticalmente estratificada y Mf es la altura fraccionaria del nivel dentro de la celda cuando el modelo de nivel está encendido). Si el régimen es estratificado el flujo no existe, Mf es 1.0.

El h_{g_0} eficaz para el componente de transferencia de calor de la pared al vapor es obtenido por una llamada a la subrutina de DITTUS con condiciones del gas. La llamada a la subrutina de DITTUS se utiliza aquí para proporcionar una transición suave a la ebullición por película, la cual también llama a la subrutina de DITTUS. El salto lineal se utiliza entre $\alpha_g = 0$ y $\alpha_g = 0.5$. La transferencia de calor al gas debe bajar a cero en $\alpha_g = 0$ porque la transferencia de calor a una masa no existente causa fallas del código. La fracción de vacío puede ir a cero, mientras una superficie conectada con una celda fluida es altamente sobrecalentada si el líquido tiene bastante subenfriamiento para condensar el vapor.

El valor calculado del flujo del calor para la ebullición transitoria se aplica a la transferencia de calor post-FCC si es más grande que el valor de ebullición por película dado abajo.

Correlaciones para la Ebullición por Película Subenfriada (Modo 7) y Ebullición en Película Saturada (Modo 8)

La ebullición por película es descrita por los mecanismos de transferencia de calor que ocurren durante varios patrones del flujo, a saber flujo anular invertido, flujo slug, y flujo dispersado. Los mecanismos de transferencia de calor de la pared al líquido son la conducción a través de una capa de película de vapor al lado de una pared caliente, convección al vapor que fluye y entre el vapor y las gotitas, y radiación a través de la película a una capa líquida continua o una mezcla dispersada de gotitas de líquido y vapor. El líquido no toca la pared debido a una fuerza repulsiva generada por el líquido que se evapora. El ambiente fluido puede ser estancado o con flujo, saturado o subenfriado. Los modelos analíticos para la conducción, la convección, y la radiación que forman la base para los modelos del código se describen abajo

Base del Modelo de Ebullición por Película para la Conducción

El mecanismo de conducción se puede atribuir al trabajo de varios investigadores, [3], [11], [12], Bromley [3] desarrolló una expresión para describir el flujo conductor laminar de la energía calórica de un tubo horizontal a un ambiente fluido estancado. La expresión toma la forma

$$h = C \left[\frac{g \rho_g k_g^2 (\rho_f - \rho_g) h'_{fg} C_{pg}}{L(T_w - T_{spt}) Pr_g} \right]^{0.25} \quad (16)$$

donde h'_{fg} es una corrección al calor de vaporización, h_{fg} , que incluye además la energía absorbida por el vapor que rodea el tubo. Bromley tomó esta energía adicional que se describirá por la temperatura de la media aritmética de la película del vapor.

Así,

$$T_{film} = \frac{(T_w - T_{spt})}{2} \quad (17)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.5 C_{pg} (T_w - T_{spt}) \quad (18)$$

El término de longitud, L , para los tubos es el diámetro del tubo. Un valor para $C = 0.62$ fue obtenido de datos apropiados. Las condiciones de prueba son descritos más abajo

Diámetro del tubo del carbón: 0.63, 0.95, 1.27 cm.

Diámetro del tubo del acero inoxidable: 0.476 cm.

Presión: atmosférica.

Fluidos: agua, nitrógeno, n-pentano, benceno, tetracloruro de carbono, y alcohol etílico.

Los datos del agua eran predichos de alguna forma por la Ecuación (16).

Esencialmente, todos los datos fueron correlacionados dentro de +18%. La porción conductora del flujo experimental total de calor fue obtenida calculando y restando un componente de la radiación basado en un modelo paralelo de placa usando una emisividad apropiada de la pared y del líquido (no indicada).

Berenson [11] realizó un análisis hidrodinámico de la estabilidad para la ebullición por película laminar sobre un placa plana. Una solución fue obtenida para la longitud de onda más peligrosa que diera por resultado inestabilidad. La forma de la solución era similar a la de la ecuación (16), con diferencias

$$L = 2\pi \left(\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right)^{0.5} \quad (19)$$

donde

σ : tensión superficial del líquido y

$C = 0.425$

El factor L de la ecuación (19) fue observado para ser la longitud característica para la ebullición por película en un placa plana horizontal.

Breen y Westwater [12] compararon datos a la ecuación (16) y observaron patrones del flujo de ebullición por película. Determinaron que la transferencia de calor de tubos horizontales en una piscina con fluido estancado se podría caracterizar por el cociente de la longitud de onda hidrodinámica crítica mínima, L (definido arriba), al diámetro del tubo, D. Si era menos de 0.8, la tasa de transferencia de calor excedía la dada por la Ecuación (16). Este límite marcó el alejamiento del flujo viscoso de vapor y un interfaz suave líquido-vapor al flujo turbulento del vapor y a una interfaz ondulada. Los datos consideraban incluido que de los tubos horizontales con los diámetros que se extendían a partir de 0.185 a 1.85 pulg. y los líquidos freon-113 e isopropanol hirviendo a la presión atmosférica y la temperatura de la saturación.

La relación conocida entre la longitud de onda hidrodinámica y el diámetro horizontal del tubo proporciona un análisis razonable para la correlación del código descrita en la sección siguiente.

Modelo de Conducción por Ebullición por Película utilizado por el código

El modelo del código para el transporte de energía a la película del vapor es el obtenido substituyendo el diámetro de la ecuación (16) con la longitud de onda crítica mínima dada por la ecuación (19). La ecuación es

$$hf_{spt} = 0.62 \left[\frac{g\rho_g k_g^2 (\rho_f - \rho_g) h_{fg} C_{pg}}{L(T_w - T_{spt}) Pr_g} \right]^{0.25} M_a \quad (20)$$

donde

M_a : factor de fracción de vacío.

El factor de la fracción de vacío suaviza h sobre la gama de fracciones de vacío observadas comúnmente de un patrón anular invertido del flujo ($\alpha_g = 0.2$) a un flujo dispersado de ebullición por película ($\alpha_g = 0.999$). Un ajuste se utiliza entre 0.2 y 0.999. M_a es uno entre $\alpha_g = 0$ y $\alpha_g = 0.2$. Es cero en $\alpha_g = 0.999$. En una fracción de vacío de 0.95, M_a es 0.0108. La propiedad C_{pg} se evalúa en la temperatura del gas, T_g , mientras que el r_g , el m_g , y k_g se evalúan a la temperatura de la película [ecuación (17)].

El efecto del subenfriamiento del líquido es incluido y es de Sudo y Murao. [13]. Está dado por

$$hf_{spt} = h_{spt} [1 + 0.025 \max(T_{spt} - T_f, 0.01)] \quad (21)$$

Base del Modelo de Ebullición por Película para la Convección

Mientras que el núcleo líquido para el patrón anular invertido del flujo se contrae, la convección al vapor aumenta y se convierte en el mecanismo predominante de la transferencia de calor para tasas de flujo significativas. Las correlaciones monofásicas del vapor presentadas previamente en la sección 2.4.1.1. se convierten en la base modelo.

Modelo de Convección por Ebullición por Película utilizado por el código

El coeficiente que describe la porción convectiva de la transferencia de calor de la ebullición por película al vapor es el valor calculado por la subrutina de DITTUS utilizando las propiedades del gas (véase la descripción anterior del modo 9). El coeficiente disminuye linealmente hasta cero mientras que la fracción de vacío disminuye desde 0.5 hasta cero. Para calcular el flujo del calor, T_g se toma para ser el máximo de T_g o T_{sat} . La convección entre el vapor y el líquido se incluye en los modelos interfaciales de transferencia de calor.