



ANÁLISE TERMO-HIDRÁULICA PRELIMINAR DE UMA VARETA
COMBUSTÍVEL PWR COM SEÇÃO TRANSVERSAL NO FORMATO DE
HEMÁCIA SOB CONDIÇÕES ESTACIONÁRIAS

Maria Vitória Aguiar de Oliveira

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Nuclear, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Nuclear.

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2018

ANÁLISE TERMO-HIDRÁULICA PRELIMINAR DE UMA VARETA
COMBUSTÍVEL PWR COM SEÇÃO TRANSVERSAL NO FORMATO DE
HEMÁCIA SOB CONDIÇÕES ESTACIONÁRIAS

Maria Vitória Aguiar de Oliveira

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA NUCLEAR.

Examinada por:

Prof. Antonio Carlos Marques Alvim, Ph. D.

Prof. Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo, D.Sc.

Prof. Celso Marcelo Franklin Lapa, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
FEVEREIRO DE 2018

Oliveira, Maria Vitória Aguiar

Análise termo-hidráulica preliminar de uma vareta combustível PWR com seção transversal no formato de hemácia sob condições estacionárias/Maria Vitória Aguiar de Oliveira. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

xi, 43 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Nuclear, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 41-43.

1. Análise Termo-Hidráulica sob condições Estacionárias. 2. Varetas Combustíveis Annulares no Formato de Hemácia. I. Alvim, Antonio Carlos Marques II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Nuclear. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a minha capacidade de me manter com saúde física e mental, coragem e muita força de vontade durante o processo de realização deste trabalho.

Agradeço ao professor e orientador Antonio Carlos Marques Alvim por instigar minha autoconfiança, pelo incentivo e apoio durante o processo de realização desta dissertação.

Ao professor Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo pelas dicas e revisão deste trabalho.

Aos professores Fernando Carvalho da Silva e José Antonio Carlos Canedo Medeiros pela disposição em ajudar na elaboração de uma rotina no MATLAB.

Agradeço aos meus amigos, familiares e colegas de trabalho que me apoiaram durante todo o processo desta dissertação.

Em especial, agradeço:

A minha amiga Danielle Teixeira, pelo suporte emocional, por ter me emprestado seus ouvidos todas as vezes que precisei desabafar. Pelo seu carisma e alegria contagiantes que tornaram minha jornada mais suave.

Minha amiga Viviane Alfradique, vulgo miguxinha, pelo suporte técnico, por ter tido a paciência de revisar cada tópico desta dissertação que fez toda diferença no resultado final.

Ao Thiago Daboit Roberto pela atenção, a qualquer hora e qualquer momento, e, principalmente, pela sua paciência em fazer todas as figuras em 3D que melhoraram a qualidade visual desta dissertação.

Sem o suporte de vocês, minha jornada teria sido muito mais difícil.

Deixo um sincero muito obrigado a todos!!!

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE TERMO-HIDRÁULICA PRELIMINAR DE UMA VARETA
COMBUSTÍVEL PWR COM SEÇÃO TRANSVERSAL NO FORMATO DE
HEMÁCIA SOB CONDIÇÕES ESTACIONÁRIAS

Maria Vitória Aguiar de Oliveira

Fevereiro/2018

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Programa: Engenharia Nuclear

Este trabalho tem como objetivo comparar as distribuições de temperatura entre varetas combustíveis vazadas de seção transversal circular e aquelas de seção transversal no formato de hemácia para reatores PWR. A ideia para o trabalho partiu da constatação que a forma dos glóbulos vermelhos permite que os gases de O_2 penetrem até o centro da célula de forma homogênea e mais rapidamente. A equação da difusão dos gases em qualquer ambiente é muito semelhante à equação de difusão de calor (Lei de Fick e do Fluxo de Calor, Lei de Fourier, considerando a temperatura no lugar da concentração). Trabalhos anteriores compararam o formato de varetas combustíveis sólidos de seção circular e de seção no formato de célula vermelha, e mostraram que o novo formato melhorou o processo de transferência de calor, diminuindo-se a resistência térmica entre o centro da pastilha de UO_2 e o revestimento. Assim foi possível um aumento significativo de 23% na potência específica do reator. Trabalhos recentes constataram que conjuntos 12x12 de varetas combustíveis anulares podem aumentar a potência específica do reator em pelo menos 20% quando comparadas às sólidas, sem afetar a segurança do reator. Neste trabalho estudaremos as varetas combustíveis vazadas com seções transversais no formato de glóbulo vermelho e, para isso, analisamos a distribuição da temperatura em função dos parâmetros físicos e geométricos, comparando com os resultados teóricos conhecidos na literatura sobre as varetas de combustíveis vazadas de seção circular no estado estacionário. Ao final, concluímos houve uma melhora na distribuição de temperatura entre o combustível e revestimento da vareta sem ultrapassar os limites de temperatura que garantem a integridade destes componentes.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

PRELIMINARY OF THERMO-HYDRAULIC ANALYSIS OF A PWR
COMBUSTIBLE ROD WITH CROSS SECTION IN THE FORM RED BLOOD
CELL IN STEADY STATE CONDITIONS

Maria Vitória Aguiar de Oliveira

February/2018

Advisor: Antonio Carlos Marques Alvim

Department: Nuclear Engineering

The objective of this work is to compare the temperature distributions between fuel cells with a circular cross-section and those of cross-section in the form of red cells for PWRs. The idea for the work came from the realization that the shape of the red blood cells allows the O₂ gases to penetrate to the center of the cell homogeneously and more quickly. The gas diffusion equation in any environment is very similar to the heat diffusion equation (Fick's Law and Heat Flow, Fourier's Law, considering the temperature at the place of the concentration). Previous work compared the shape of solid fuel rods of circular section and section in the red cell format, and showed that the new format improved the heat transfer process, reducing the thermal resistance between the center of the UO₂ pellet and the coating. Thus, a significant increase of 23% in the specific power of the reactor was possible. Recent studies have found that 12x12 sets of annular fuel rods can increase the specific power of the reactor by at least 20% when compared to solid ones, without affecting the safety of the reactor. In this work we will study the fuel rods cast with cross sections in red globule format, for this we will analyze the temperature distribution in function of the physical and geometric parameters, comparing with the theoretical results known in the literature on the fuel rods of circular section stationary state. At the end, we concluded there was an improvement in the temperature distribution between the fuel and the coating of the rod without exceeding the temperature limits that guarantee the integrity of these components.

Sumário

Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas	x
Lista de Siglas.....	xi
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2 - A GEOMETRIA DA HEMÁCIA.....	14
CAPÍTULO 3 - A CONDUÇÃO DE CALOR NA PASTILHA DE UO_2	18
3.1 Transferência de Calor.....	18
3.2 Equação da Temperatura.....	21
3.3 Cálculo das Temperaturas Radiais	23
3.3.1 Equação da temperatura no intervalo $r_i < r < r_o$	25
3.3.2 Equação da temperatura no intervalo $r_{fi} < r < r_{fo}$	27
3.3.3 Equação da temperatura no intervalo $r_{ci} < r < r_{co}$	29
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DOS PARÂMETROS FÍSICOS.....	31
4.1 Temperatura no Moderador.....	31
4.2 Cálculo do coeficiente de calor por convecção.....	32
4.3 Relações Adimensionais.....	35
CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	37
5.1 Distribuição da Temperatura por Arranjo.....	39
5.2 DNBR.....	45
5.3 Recomendações de Trabalhos Futuros.....	48
CAPÍTULO 6.....	42
CONCLUSÃO.....	42
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	43

Lista de Figuras

2.1	Esquema do processo de oxigenação pela hemácia.....	4
2.2	Diversas formas das ovas de Cassini.....	6
3.1	$\frac{1}{4}$ da seção transversal da vareta combustível no formato de hemácia.....	9
3.2	Corte da seção radial.....	12
3.3	Seção transversais de varetas combustíveis vazadas no formato de hemácia e circular.....	13
3.4	Corte da seção dos componentes da vareta.....	17
4.1	Perfil da temperatura longitudinal do combustível.....	21
4.2	Arranjo quadrático.....	23
4.3	Célula equivalente interna	23
5.1	Perfil da temperatura $T(r)$ - Circular x Hemácia.....	27
5.2	Perfil das temperaturas nas interfaces – Circular x Hemácia.....	29
5.3	Perfil da temperatura no combustível – Circular x Hemácia.....	30
5.4	Perfil das temperaturas radiais em função dos arranjos.....	33
5.5	Típica curva de ebulição em piscina para água saturada à pressão atmosférica.....	34
5.6	Regiões de transferência de calor por ebulição em escoamento.....	35
5.7	DNBR em função dos arranjos.....	37

Lista de Tabelas

2.1	Fórmulas aproximadas.....	7
5.1	Temperaturas radiais.....	27
5.2	Varição do coeficiente de calor por arranjos.....	32
5.3	Varição das temperaturas radiais por arranjos.....	32
5.4	Valores da DNBR por arranjo.....	37

Lista de Siglas e Símbolos

PWR	Pressurized Water Reactor
BWR	Boiling Water Reactor
GV	Gerador de Vapor
P_c	Potência Específica KW/KgU
P_o	Potência térmica do reator MW
\vec{j}	Fluxo
D	Coeficiente de difusão cm^2/s
\vec{q}	Fluxo de calor
k	Condutividade Térmica $W/m^{\circ}C$
k_c	Condutividade Térmica Zircaloy-4 $W/m^{\circ}C$
k_f	Condutividade Térmica UO_2 $W/m^{\circ}C$
q'	Taxa linear de calor MW/m
q''	Fluxo de calor superficial MW/m^2
q'''	Densidade Volumétrica de Potência MW/m^3
h	Coef. de transferência de calor para o refrigerante $W/m^2^{\circ}C$
h_g	Coef. de transferência de calor no gap $W/m^2^{\circ}C$
h_m	Entalpia no moderador KJ/Kg
h_{in}	Entalpia na entrada do núcleo KJ/Kg
\dot{m}	Vazão mássica Mg/s
V_{core}	Volume do núcleo m^3
g_o	Densidade volumétrica de potência MW/m^3
μ	Viscosidade dinâmica $Kg/m s$
ρ	Densidade da água Kg/m^3
V	Velocidade da água m/s
α	Difusividade térmica m^2/s
ν	Viscosidade cinemática m^2/s

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Os reatores comerciais a água leve são considerados de menor custo e com melhor desempenho. Há dois tipos de reatores comerciais com essa característica. O primeiro é o PWR (Pressurized Water Reactor), reator a água pressurizada, sem geração de vapor no núcleo do reator, e o outro é o BWR (Boiling Water Reactor), com geração de vapor no núcleo do reator.

No típico PWR, o núcleo é formado por um conjunto de milhares de pastilhas combustíveis, as quais possuem uma estrutura cerâmica e são compostas de dióxido de urânio enriquecido. Estas pastilhas são responsáveis por fornecer a fonte de calor ao reator por fissão nuclear do urânio 235.

Para uma dada potência e um dado tipo de reator, quanto menor for o vaso de pressão, mais barata será toda a usina. Para uma dada pressão de operação, o que determina o diâmetro desses vasos é a quantidade de combustível presente. Portanto, quanto menor for a quantidade de combustível para uma dada potência, mais barato será o reator, ou seja, quanto maior for a taxa de liberação da energia em (kW_t) por massa de combustível em (KgU) mais econômico será o reator. A razão entre a energia liberada e a massa de combustível, kW_t/KgU , é denominada potência específica, P_c , sendo a potência fornecida por quilograma de urânio usado, e que representa o índice econômico geral de um dado reator. Observa-se que se a quantidade de combustível não se alterar e houver um aumento no valor da P_c , o valor da potência do reator nuclear aumentará, e esta condição está diretamente relacionada ao aumento da demanda de energia elétrica, o que é extremamente desejado (ABE, 1999).

Projetos de reatores nucleares têm como principal objetivo aumentar a potência específica, P_c , e aproximar os custos o mais próximo possível das centrais convencionais. Atualmente, estudam-se modelos diferentes de projetos de elemento combustível que vão além do formato convencional (cilíndrico com seção transversal

circular). Uma solução alternativa, que pode tanto melhorar a potência específica como diminuir os custos de fabricação de pastilhas combustíveis, são os projetos de vareta combustível cilíndrica com seção transversal no formato de uma célula vermelha sanguínea.

O estudo sobre a geometria da célula vermelha sanguínea teve inícios na década de 50, quando um grupo de pesquisa na área biomédica que analisou as propriedades das células vermelhas e percebeu que estas células não possuíam a forma geométrica esférica. Funaki (1955) fez um levantamento do comportamento de fluidos em torno da seção transversal de curvas com as distâncias focais fixas e observou que curvas semelhantes às curvas de Cassini possuíam uma distribuição mais homogênea do fluido. Nesse trabalho, ele conclui que a esfera minimiza a área superficial para um dado volume, sendo assim, limita a taxa de penetração dos fluidos e a relação superfície/volume da esfera é infinitamente menor do que a do disco fino infinito. No disco fino infinito, o fluido penetraria no seu interior mais na região central do que em suas extremidades. O formato da célula vermelha está entre estes dois extremos, o que permite que os gases penetrem de forma homogênea no centro da célula. Esta configuração otimiza a difusão de O_2 para o centro do glóbulo de forma mais eficiente e mais rápida do que o formato esférico. Não se conhece a razão exata das células vermelhas terem esta forma, mas sabe-se que esta é a melhor geometria quando comparada, por exemplo, com a esférica.

A equação que descreve a difusão da concentração de massa e a de condução de calor são similares. A primeira, é a equação da difusão de matéria, dada pela Lei de Fick:

$$\vec{j} = -D\nabla c \quad (1)$$

e a segunda é o fluxo de calor descrita por Fourier:

$$\vec{q} = -k\nabla T \quad (2)$$

Estas equações diferem entre si somente pela temperatura (T) que entra no lugar da concentração (c). A partir do entendimento da otimização da difusão de O_2 para dentro das células de glóbulo vermelho, estima-se que aconteça o mesmo com o fluxo de calor.

Um elemento combustível de seção transversal neste formato pode, então, otimizar a condução de calor tanto para dentro como para fora com a mesma facilidade. Tu (1971) provou, em seu trabalho, que com a geometria no formato de hemoglobina era possível elevar, de forma significativa, a potência específica do reator, mais precisamente em 23%. Abe (1999) também mostrou que varetas combustíveis de seção transversal no formato de glóbulo otimizam a transferência de calor para o fluido refrigerante, diminuindo a resistência térmica entre a pastilha de UO_2 e o revestimento.

A proposta desta dissertação é comparar a distribuição de temperatura de varetas combustíveis vazadas com seções transversais no formato de célula vermelha com os resultados teóricos das varetas combustíveis vazadas de seção circular no estado estacionário.

O trabalho está organizado da seguinte forma: O Capítulo 2 apresenta o procedimento adotado para obter os parâmetros geométricos que descrevem a curva trabalhada; no Capítulo 3, fazemos a análise da condução de calor através das condições de contorno em cada componente da vareta; no Capítulo 4, faz-se a análise detalhada dos parâmetros físicos associados às equações de condução de calor; já no Capítulo 5, apresentam-se a análise e discussão dos resultados obtidos e, por fim, no Capítulo 6 as conclusões relativas aos resultados.

CAPÍTULO 2

SOBRE A GEOMETRIA

2.1 O glóbulo vermelho

O glóbulo vermelho é uma célula responsável por mover o oxigênio exigido nos tecidos dos mamíferos e das aves através da proteína hemoglobina.

Ao respirarmos, o oxigênio penetra na hemácia e se liga ao ferro presente na proteína globular – hemoglobina, formando assim a oxi-hemoglobina. Ao chegar aos tecidos, essa combinação é revertida e o oxigênio é disponibilizado para as células. Além de transportar o oxigênio dos pulmões para os tecidos, a hemoglobina também retira o dióxido de carbono dos tecidos e transporta de volta para os pulmões. A Figura 1 exemplifica de forma simples esse processo.

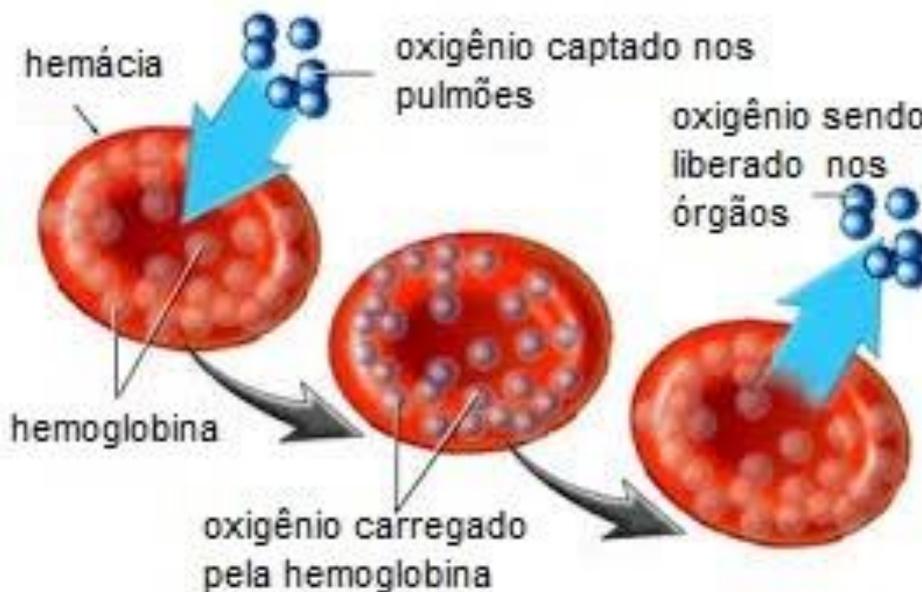


Figura 1 – Esquema do processo de oxigenação pela hemácia
(www.saude.ccm.net , acesso em 05/01/2018 às 08h)

A célula precisa realizar este processo num intervalo curto de tempo. Estima-se que o tempo para oxigenar 50% de um glóbulo vermelho é de aproximadamente 10^{-4} segundos (ABE,199).

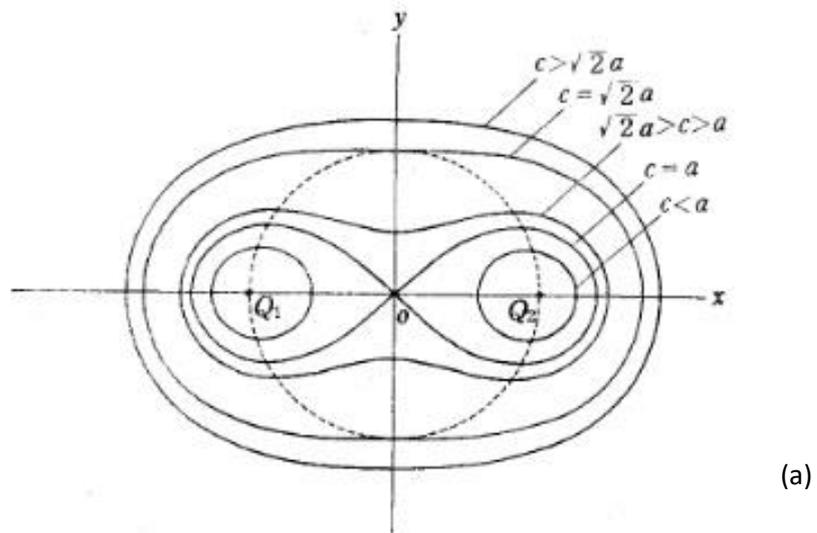
O formato que permite esta rápida difusão tem a configuração de um disco achatado bicôncavo com uma depressão na parte central (donut). As teorias relativas à geometria da célula vermelha não são rigorosamente claras. A descrição mais precisa e disponível, até agora, é a dada pela equação da Oval de Cassini [ver em Funaki (1955) e Vayo e Shibata (1982)]. Angelov *et al* (1999) investigaram de modo detalhado como estabelecer os parâmetros geométricos de forma precisa as expressões para área superficial, volume, área de seção transversal e circunferência, a partir da expressão que descreve a curva da hemácia e que se relaciona com os parâmetros correspondentes à esfera comum. A fórmula empregada, para estas quantidades é aproximada e adequada para os cálculos práticos e simples, sem a necessidade de um hardware e software de computador caro e sofisticado para obtenção destes parâmetros.

Lançando mão das relações propostas em Funaki (1955) e Angelov *et al* (1999), foi possível obter os parâmetros geométricos referentes à seção transversal da curva que descreve o glóbulo vermelho.

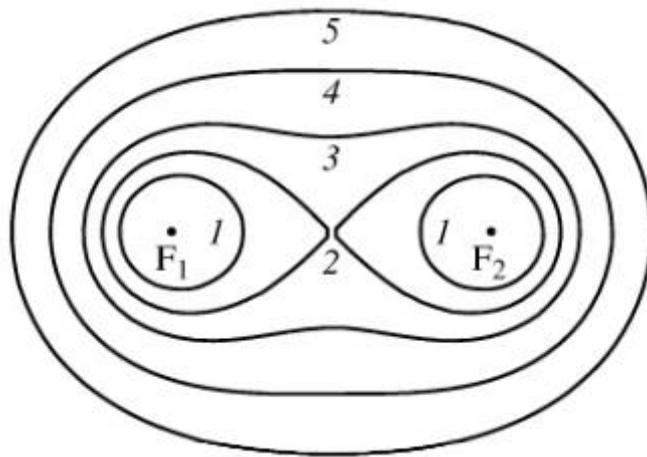
O plano geométrico que define a curva que vamos utilizar neste trabalho (Figura 2) é representado geometricamente pelas seguintes condições: (1) o produto das distâncias focais F_1 e F_2 é igual à constante c^2 (condição da Lemniscata de Bernoulli) e (2) a distância entre os focos F_1 e F_2 é igual a $2a$. A equação do plano XOZ é definida pela relação:

$$(X^2 + Z^2 + a^2)^2 - 4a^2X^2 = c^4 ; a < c < a\sqrt{2} \quad (3)$$

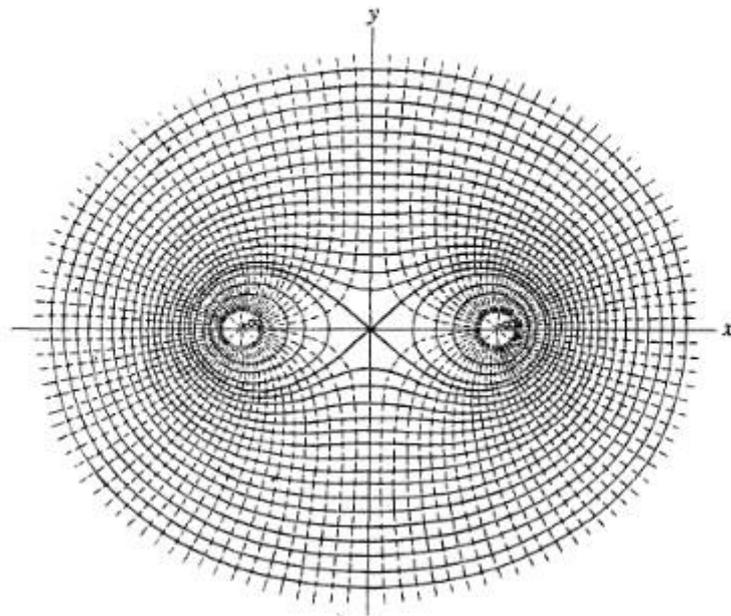
O intervalo $a < c < a\sqrt{2}$ localiza o ponto máximo de interseção do círculo, $x^2 + y^2 = a^2$ com a curva que estamos procurando. Este intervalo é mostrado pela Figura 2 (a) , (b) e (c).



(a)



(b)



(c)

Figura 2 – (a) Curvas de Cassini; (b) Intervalo das principais curvas de Cassini e (c) Família das Ovais de Cassini.

Nos modelos físicos apresentados por Canham (1970) e Deuling e Helfrich (1976), a forma geométrica da célula vermelha está relacionada com o processo de minimização da energia elástica associada às deformações da membrana fina que reveste toda a célula. Canham (1970) demonstra esta expressão da energia elástica como uma integral de uma função especial na curvatura principal sobre a superfície da membrana.

A função de energia elástica dependente da curvatura espontânea (c_0) proposta por Helfrich (1976) foi utilizada por Liu *et al* (1999) para se determinar um valor de c_0 de 1,2 para a forma biconcava do globo vermelho. Assim, utilizando este valor de curvatura espontânea determinamos o fator de excentricidade $\varepsilon = a/c = 0,843$ que representa a oval de Cassini como mostrado na Figura 2 (b), curva 3.

Com um erro na faixa de 1%, para os cálculos dos parâmetros geométricos utilizados para se obter os melhores pontos radiais para a obtenção das temperaturas nas interfaces de uma vareta combustível com a seção do glóbulo vermelho, a variação da razão entre o raio de referência - vareta com seções radial circular - e o raio para nova seção foi fixada na faixa $\varepsilon \in \left[\frac{1}{\sqrt{2}}, 0,998 \right]$. Uma vez determinados os pontos radiais da curva, foi possível encontrar as expressões que definem as quantidades geométricas como o volume, a área superficial, a seção transversal utilizando o fator que corrige estas quantidades em referência à seção circular. As relações aproximadas estão expostas na Tabela 1, Angelov e Mladenov (2000).

Tabela 1: Fórmulas Aproximadas

Grandeza	Expressão	Aproximação
Volume	$\frac{4}{3}\pi c^3 V(\varepsilon)$	$V(\varepsilon) = (2,88 - 1,7\varepsilon)\varepsilon$
Área Superficial	$4\pi c^2 A(\varepsilon)$	$A(\varepsilon) = \frac{2,88-1,7\varepsilon}{2,82-1,98\varepsilon}$
Área da Seção Transversal	$\pi c^2 A_c(\varepsilon)$	$A_c(\varepsilon) = \frac{1,05-0,94\varepsilon}{1-0,83\varepsilon}$
Circunferência	$2\pi c L(\varepsilon)$	$L(\varepsilon) = \frac{2,5-2,3\varepsilon}{10-9,31\varepsilon}$
Energia Elástica	$\frac{D}{2}U(\varepsilon)$	$U(\varepsilon) = \frac{151,3-148,23\varepsilon}{10-17,21\varepsilon+7,25\varepsilon^2}$

CAPÍTULO 3

CONDUÇÃO DE CALOR NA PASTILHA DE UO_2

Em reatores de potência a água leve (PWR, LWR) é comumente utilizado o combustível de UO_2 . Este combustível é representado na forma de pastilhas cilíndricas sinterizadas – compactação do pó de UO_2 na forma de pastilhas e sinterização posterior a ~ 1600 °C – com densidade na faixa de 92 a 95% (PERROTA, 1999). A condução de calor nas pastilhas combustíveis se dá de forma radial.

As varetas combustíveis são preenchidas internamente com gás hélio de forma a melhorar a transferência de calor para o revestimento e, conseqüentemente, deste para o refrigerante. Esta folga entre o combustível e o revestimento é importante também para acomodar as expansões diferenciais entre a pastilha e o revestimento durante o processo de inchamento da pastilha causado pelos produtos de fissão do UO_2 .

A importância de analisar a distribuição da temperatura através da vareta, do revestimento e do combustível, é ter a possibilidade de fixar limites de segurança e especificar os tipos de projetos para os diversos componentes e sistemas do reator.

3.1 Transferência de Calor

A Figura 3 representa o esquema de $\frac{1}{4}$ da seção transversal de uma vareta combustível no formato hemoglobina vazada resfriada na interface interna e externa pelo fluido refrigerante.

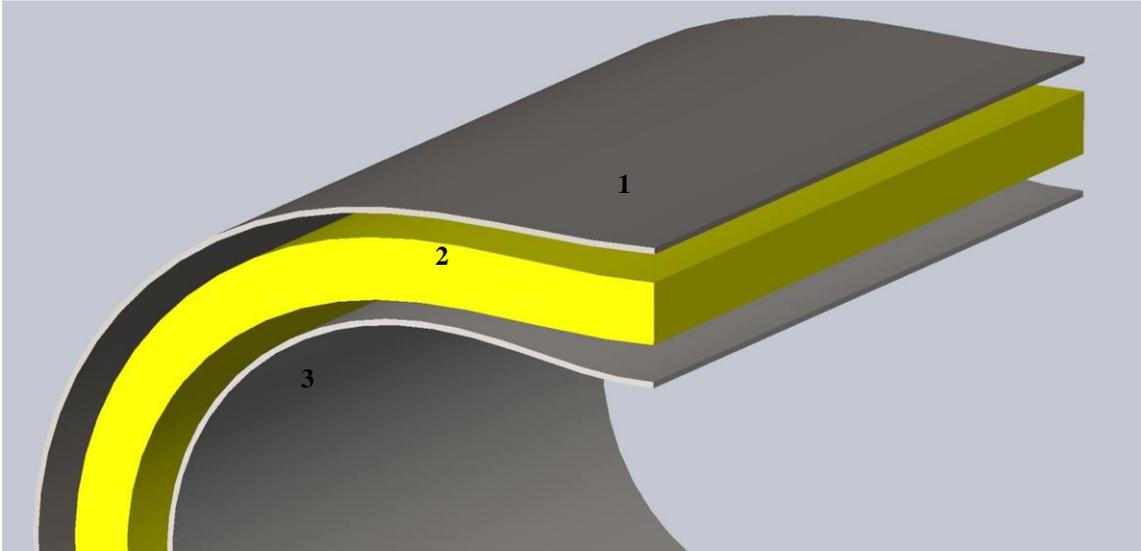


Figura 3 – $\frac{1}{4}$ da seção transversal da vareta combustível no formato de hemoglobina: (1) Revestimento externo; (2) Combustível e (3) Revestimento interno.

Este projeto é direcionado para um PWR típico, a vareta combustível para este tipo de reator é formada pelas seguintes regiões: revestimento, pastilha combustível e gap. Na Figura 3, estas regiões são compreendidas por: 1 e 3, revestimento cilíndrico de zircaloy-4 e região 2, pela pastilha combustível vazada do composto de dióxido de urânio (UO_2). Entre as regiões 1 e 2; e, 2 e 3 há preenchimento por gás hélio (gap).

A transferência de calor da região 2 para as demais regiões da Figura 3, dá-se por condução. Por uma questão de conveniência e simplificação, na região do gap usa-se o processo de convecção. O processo convectivo, por definição, é o mecanismo de transferência de calor de um corpo para um fluido em movimento (BERGMAN *et al*, 2016). Devido ao número excessivo de graus de liberdade na equação de distribuição de calor, esta simplificação é adotada para descrever os campos hidrodinâmicos e de temperaturas (PONTES e MANGIAVACCHI, 2009).

A transferência de calor por convecção inclui transferir energia pelo movimento global do fluido (advecção) e pelo movimento aleatório das moléculas (condução ou difusão). Em problemas de transferência de calor de uma superfície para um fluido em movimento, procura-se calcular o fluxo de calor em função das temperaturas da superfície e do fluido a uma certa distância desta superfície. Este fluxo de calor pode ser expresso da seguinte forma:

$$q'' = h(T_{sup} - T_m) \quad (4)$$

A Eq. (4) é conhecida como Lei de resfriamento de Newton, onde q'' é o fluxo de calor na superfície, T_{sup} é a temperatura na superfície e T_m é a temperatura média do fluido. Esta equação representa a definição do coeficiente h , denominado coeficiente de transferência de calor por convecção, ou simplesmente coeficiente de convecção de película, ou de filme.

Na condução térmica, o fluxo de calor está relacionado com a variação da temperatura do meio, sendo determinado empiricamente como proporcional ao gradiente de temperatura. Esta relação é conhecida como Lei de Fourier, sendo representada da seguinte forma:

$$q'' = -k\nabla T \quad (5)$$

Na Eq. (5), a condutividade térmica k é o coeficiente de proporcionalidade entre o fluxo de calor e o gradiente de temperatura no meio. Como estamos considerando o meio isotrópico, a condutividade térmica para este trabalho foi calculada considerando a temperatura média de entrada no núcleo.

3.2 Equação da Temperatura

A equação que descreve a distribuição de temperatura em um meio é resultado do princípio de conservação de energia. Se considerarmos o aquecimento devido à dissipação, chegaremos à equação geral:

$$\rho_r c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k\nabla T(\vec{r}, z, t)) + q'''(\vec{r}, t) \quad (6)$$

onde $k(T)$ é a condutividade térmica em função da temperatura.

A transferência de calor na direção axial é muito menor quando comparada a outras direções. Isso é devido ao elemento combustível ter um comprimento muito superior ao diâmetro da seção transversal da vareta. Logo, a variação da temperatura na direção radial é muito mais elevada do que no sentido axial.

Como a análise do perfil de temperatura é para o estado estacionário, a Eq. (6) da distribuição de temperatura para o elemento combustível passa a ser representada da seguinte forma:

$$\nabla \cdot (k \nabla T(\vec{r})) + q'''(\vec{r}) = 0 \quad (7)$$

com q''' sendo a fonte de calor.

O calor gerado dentro das varetas do elemento combustível é removido para o refrigerante a uma temperatura próxima de 320 °C. O gerador de vapor (GV) é responsável pela troca de calor entre o refrigerante do circuito primário com o do circuito secundário, uma vez que estes circuitos não se comunicam. Com a troca de calor, o refrigerante do circuito secundário se transforma em vapor e movimenta a turbina que, conseqüentemente, aciona o gerador elétrico.

A Eq. (7) de transferência de calor para o elemento combustível cilíndrico será a mesma que definirá os perfis de temperaturas em cada componente da vareta com a seção transversal na forma de glóbulo vermelho.

Sabendo-se que um PWR típico dispõe de varetas cilíndricas, a Eq. (7) será reescrita em coordenadas cilíndricas, então as equações de condução de calor radial assumem a seguinte forma:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (k_c r \frac{\partial T_i(r)}{\partial r}) = 0 \quad r_i < r < r_o \quad (8)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (k_f r \frac{\partial T_f(r)}{\partial r}) + q'''(r) = 0 \quad r_{fi} < r < r_{fo} \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} (k_c r \frac{\partial T_c(r)}{\partial r}) = 0 \quad r_{ci} < r < r_{co} \quad (10)$$

Partindo do centro da vareta, r_i e r_o representam pontos radiais nas interfaces revestimento interno; r_{fi} e r_{fo} pontos radiais nas interfaces do combustível; e, r_{ci} e r_{co} os pontos radiais nas interfaces do revestimento externo, conforme ilustrado na Figura 4.

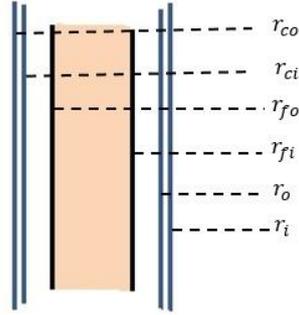


Figura 4 – Corte da seção radial.

Após sucessiva integração destas equações diferenciais (8), (9) e (10), é possível descrever as expressões que definem os perfis das temperaturas radiais nas interfaces dos componentes da vareta combustível. Note-se que as Eqs. (8) e (10) não apresentam o termo de geração de calor q''' , isto se dá porque o revestimento não apresenta qualquer fonte de calor, como no caso da Eq. (9).

$$T_i(r) = \frac{A_1}{k_c} \ln r + A_2 \quad , r_i < r < r_o \quad (11)$$

$$T_f(r) = -\frac{g_0 r^2}{4k_f} + C_1 \ln r + C_2 \quad , r_{fi} < r < r_{fo} \quad (12)$$

$$T_c(r) = \frac{B_1}{k_c} \ln r + B_2 \quad , r_{ci} < r < r_{co} \quad (13)$$

Sendo $g_0 = q'''(0) = \frac{P_0}{V_{core}}$ a densidade volumétrica de potência em W/m^3 , V_{core} volume do Núcleo em m^3 , P_0 potência térmica do reator em MW, k_f é a condutividade térmica do combustível, k_c a condutividade térmica do revestimento, A_1 , A_2 , C_1 , C_2 , B_1 e B_2 as constantes de integração das Eqs. (11), (12) e (13), respectivamente.

As temperaturas em cada componente da seção transversal do cilindro vazado são determinadas a partir das condições de contorno de cada região.

Partindo das interfaces em contato com o fluido refrigerante correspondente aos raios $r=r_i$ e $r=r_{co}$, a condução de calor do revestimento nestas interfaces é igual ao fluxo convectivo do refrigerante.

$$k_c \frac{\partial T_i(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_i} = h[T_i(r_i) - T_m(z)] \quad (14)$$

$$-k_c \frac{\partial T_c(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_{co}} = h[T_c(r_{co}) - T_m(z)] \quad (15)$$

Já no espaço existente entre o combustível e o revestimento, a condução de calor no combustível será igual ao fluxo térmico convectivo do *gap*.

$$-k_c r_{ci} \frac{\partial T_c(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_{ci}} = h_g r_{fo} [(r_{fo}) - T_c(r_{ci})] \quad (16)$$

$$k_c r_o \frac{\partial T_i(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = h_g r_{fi} [T_f(r_{fi}) - T_i(r_o)] \quad (17)$$

onde h_g representa o coeficiente de transferência de calor no *gap*.

Por fim, a condução de calor no combustível na interface entre o combustível e o revestimento será igual à condução de calor no revestimento na interface do combustível.

$$k_c r_o \frac{\partial T_c(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = k_f r_{fi} \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_{fi}} \quad (18)$$

$$k_c r_{ci} \frac{\partial T_c(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_{ci}} = k_f r_{fo} \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_{fo}} \quad (19)$$

3.3 Cálculo das Temperaturas Radiais

A seguir, serão desenvolvidos os cálculos para obter as temperaturas em cada componente da vareta. Estas equações que representarão a temperatura em cada interface do revestimento interno, combustível e revestimento externo, conforme Figura 5, foram desenvolvidas ao aplicarmos as condições de contorno (14) - (19) nas Eqs. (11) - (13).

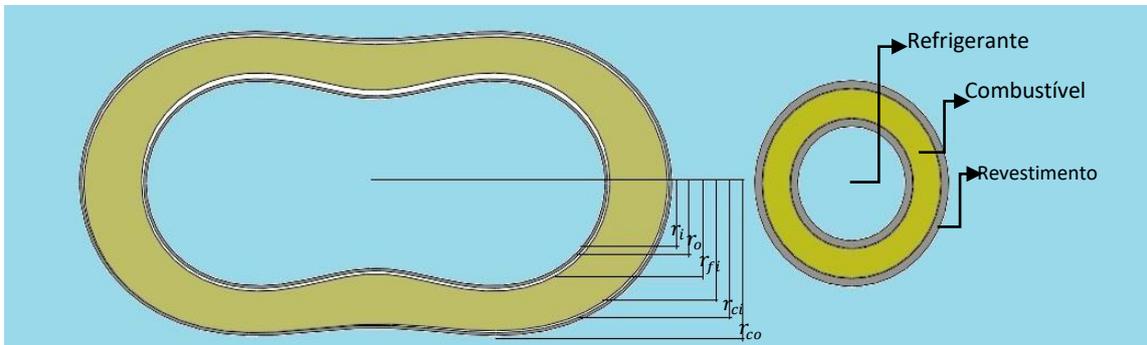


Figura 5 - Seções transversais de varetas combustíveis vazadas no formato de hemácia e circular.

Para as interfaces do revestimento interno, combustível e revestimento externo da vareta combustível será gerado um par de equações acopladas entre si que serão determinadas através da solução das seis equações algébricas simultâneas utilizando o método de solução por eliminação de Gauss, sendo $T_i(r_i)$, $T_i(r_o)$, $T_f(r_{fi})$, $T_f(r_{fo})$, $T_c(r_{ci})$ e $T_c(r_{co})$ as temperaturas em cada interface dos componentes.

3.3.1 Equação da Temperatura no intervalo $r_i < r < r_o$

Reescrevendo a Eq. (11) para o intervalo $r_i < r < r_o$, temos:

$$T_i(r_o) = \frac{A_1}{k_c} \ln r_o + A_2 \quad (20)$$

$$T_i(r_i) = \frac{A_1}{k_c} \ln r_i + A_2 \quad (21)$$

As Eqs. (20) e (21) representam as temperaturas no ponto interno (r_i) e no ponto externo (r_o) do revestimento interno da vareta. Para definir o valor exato destas temperaturas é necessário determinar as constantes de integração A_1 e A_2 dessas equações.

Para determinar A_1 , vamos subtrair (20) de (21):

$$T_i(r_o) - T_i(r_i) = \frac{A_1}{k_c} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (22)$$

$$A_1 = k_c \left[\frac{T_i(r_o) - T_i(r_i)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \right] \quad (23)$$

A_2 será determinado ao substituir a constante de integração A_1 na equação (20), logo:

$$A_2 = T_i(r_o) - \left[\frac{T_i(r_o) - T_i(r_i)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \right] \ln r_o \quad (24)$$

Ao substituirmos as constantes de integração A_1 e A_2 na equação (11), temos:

$$T_i(r) = T_i(r_o) + \left[\frac{T_i(r_o) - T_i(r_i)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \right] \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (25)$$

$T_i(r)$ representa a expressão que descreve o perfil de temperatura no revestimento interno da vareta.

As temperaturas nas fronteiras do revestimento interno, serão obtidas a partir das condições de contorno associadas a cada interface

Derivando a Eq. (25) em relação a r e calculando-a no ponto $r = r_i$:

$$\left. \frac{\partial T_i(r)}{\partial r} \right|_{r=r_i} = \frac{[T_i(r_o) - T_i(r_i)]}{r_i \ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (26)$$

Como esta interface está em contato com o fluido refrigerante, vamos aplicar a condição de contorno da Eq. (14), onde o fluxo de calor no revestimento é igual ao fluxo convectivo no refrigerante.

$$k_c \left. \frac{\partial T_i(r)}{\partial r} \right|_{r=r_i} = h [T_i(r_i) - T_m(z)] \quad (27)$$

onde $T_i(r_i)$ é a temperatura no ponto r_i e $T_m(z)$, a temperatura média em um ponto qualquer na direção axial.

Substituindo a Eq. (26) na (27):

$$\frac{[T_i(r_o) - T_i(r_i)]}{r_i \ln \frac{r_o}{r_i}} = \frac{\{h[T_i(r_i) - T_m(z)]\}}{k_c} \quad (28)$$

Arrumando os termos, temos:

$$\left(\frac{r_i h}{k_c} \right) \ln \frac{r_o}{r_i} [T_i(r_i) - T_{mi}] + T_i(r_i) - T_i(r_o) = 0 \quad (29)$$

k_c é a condutividade térmica do revestimento e $T_m(z = 0) = T_{mi}$ é a temperatura média de entrada no moderador.

Agora, devemos encontrar a expressão da temperatura na interface r_o do revestimento interno. Para esta interface, devemos fazer a consideração, por ser o gap infimamente pequeno, de que a temperatura aproximada no gap é a mesma da parede interna do revestimento, ou seja, a condução de calor nesta interface será igual ao fluxo convectivo do gap (Eq. 17).

Derivando a Eq. (25) em relação a r e calculando-a no ponto $r = r_o$:

$$\left. \frac{\partial T_i(r)}{\partial r} \right|_{r=r_o} = \frac{[T_i(r_o) - T_i(r_i)]}{r_o \ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (30)$$

Substituindo a Eq. (30) na (17):

$$k_c r_o \left[\frac{[T_i(r_o) - T_i(r_i)]}{r_o \ln \frac{r_o}{r_i}} \right] = h_g r_{fi} [T_f(r_{fi}) - T_i(r_o)] \quad (31)$$

Arrumando os termos da Eq. (31), teremos a seguinte expressão:

$$T_i(r_o) - \left(\frac{r_{fi} h_g}{k_c} \right) \ln \frac{r_o}{r_i} [T_{fi}(r_{fi}) - T_i(r_o)] - T_i(r_i) = 0 \quad (32)$$

Esta expressão, quando resolvida, definirá a temperatura no ponto $r = r_o$.

3.3.2 Equação da Temperatura no intervalo $r_{fi} < r < r_{fo}$

Reescrevendo a Eq. (12) para o intervalo $r_{fi} < r < r_{fo}$, temos:

$$T_f(r_{fi}) = -\frac{g_0 r_{fi}^2}{4k_f} + C_1 \ln r_{fi} + C_2 \quad (33)$$

$$T_f(r_{fo}) = -\frac{g_0 r_{fo}^2}{4k_f} + C_1 \ln r_{fo} + C_2 \quad (34)$$

As Eqs. (33) e (34) representam as temperaturas na interface interna (r_{fi}) e na interface externa (r_{fo}) do combustível.

Para determinar C_1 , vamos subtrair (33) de (34):

$$T_f(r_{fo}) - T_f(r_{fi}) = -\frac{g_0(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4k_f} + C_1 \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}} \quad (35)$$

$$C_1 = \frac{[T_f(r_{fo}) - T_f(r_{fi})] + \frac{g_0(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4k_f}}{\ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \quad (36)$$

Substituindo a constante de integração C_1 na Eq. (34), será possível determinar a constante de integração C_2 :

$$C_2 = T_f(r_{fo}) + \frac{g_0 r_{fo}^2}{4k_f} - \left[\frac{[T_f(r_{fo}) - T_f(r_{fi})] + \frac{g_0(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4k_f}}{\ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] \ln r_{fo} \quad (37)$$

A partir de agora, é possível determinar a equação do perfil da temperatura no combustível $T_f(r)$. Substituindo as constantes de integração C_1 e C_2 na Eq. (12), temos:

$$T_f(r) = T_f(r_{fo}) - \frac{g_0(r^2 - r_{fo}^2)}{4k_f} + \left[\frac{[T_f(r_{fo}) - T_f(r_{fi})] + \frac{g_0(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4k_f}}{\ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] \ln \left(\frac{r}{r_{fo}} \right) \quad (38)$$

Nas interfaces entre o combustível e o revestimento a equação de condução de calor será igual nestas interfaces, pois nestas regiões a condução de calor é igual ao fluxo convectivo no gap.

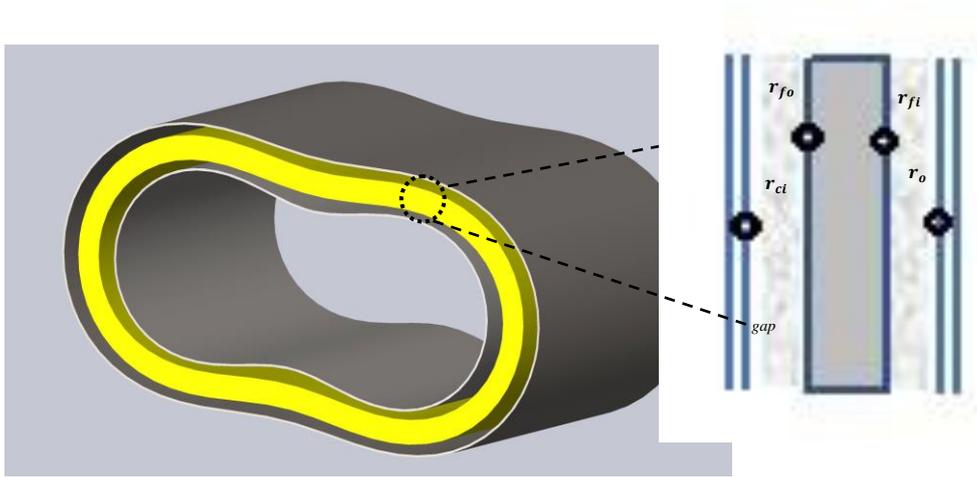


Figura 6 – Corte da seção dos componentes da vareta

As temperaturas nas fronteiras do combustível (Figura 6) serão obtidas ao aplicarmos a condição de contorno para o intervalo $r_{fi} < r < r_{fo}$.

Derivando a Eq. (38) em relação ao ponto $r = r_{fi}$:

$$\left. \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \right|_{r=r_{fi}} = \frac{g_0 r_{fi}}{2k_f} + \frac{\left[\frac{[T_f(r_{fo}) - T_f(r_{fi})] + \frac{g_0(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4k_f}}{\ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right]}{r_{fi} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \quad (37)$$

Utilizando a Lei de resfriamento de Newton, para determinar a temperatura na interface $r = r_{fi}$.

$$q''_{gap} = h_g [T_f(r_{fi}) - T_i(r_o)] \quad (40)$$

Por ser o gap pequeno, assumimos que a temperatura no gap é a mesma que na interface $r = r_{fi}$. Fazendo uso da Lei de Fourier, é possível determinar a da temperatura neste ponto.

Assim,

$$k_f r_{fi} \left. \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \right|_{r=r_{fi}} = h_g [T_f(r_{fi}) - T_i(r_o)] \quad (41)$$

Substituindo a Eq. (39) em (41) e arrumando os termos, obtemos:

$$\left[1 + \frac{k_f}{h_g r_{fi} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] T_f(r_{fi}) - \frac{g_o (r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4 h_g r_{fi} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} + \frac{g_o r_{fi}}{2 h_g} - T_i(r_o) - \left[\frac{k_f}{h_g r_{fi} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] T_f(r_{fo}) = 0 \quad (42)$$

De forma análoga, a expressão que define a temperatura na interface $r = r_{fo}$ tem a seguinte forma:

$$\left[1 + \frac{k_f}{h_g r_{fo} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] T_f(r_{fo}) + \frac{g_o (r_{fo}^2 - r_{fi}^2)}{4 h_g r_{fo} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} - \frac{g_o r_{fo}}{2 h_g} - T_c(r_{ci}) - \left[\frac{k_f}{h_g r_{fo} \ln \frac{r_{fo}}{r_{fi}}} \right] T_f(r_{fi}) = 0 \quad (43)$$

As Eqs. (42) e (43) representam as temperaturas nas interfaces $r = r_{fi}$ e $r = r_{fo}$, respectivamente.

3.3.3 Equação da Temperatura no intervalo $r_{ci} < r < r_{co}$

Reescrevendo a Eq. (13) para o intervalo $r_{ci} < r < r_{co}$, temos:

$$T_c(r) = \frac{B_1}{k_c} \ln r_{ci} + B_2 \quad (44)$$

$$T_c(r) = \frac{B_1}{k_c} \ln r_{co} + B_2 \quad (45)$$

Após determinar as constantes de integração B_1 e B_2 , a equação que define o perfil de temperatura para o intervalo $r_{ci} < r < r_{co}$, apresenta a seguinte forma:

$$T_c(r) = T_c(r_{co}) + \left[\frac{T_c(r_{co}) - T_c(r_{ci})}{\ln \frac{r_{co}}{r_{ci}}} \right] \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}} \quad (46)$$

Conforme desenvolvido no subitem 3.2.2, as condições de contorno que governam as superfícies do revestimento externo são dadas através da análise do fluxo de calor na região compreendida entre o revestimento e combustível, $r = r_{ci}$, onde a temperatura nesta interface será dada através da condição em que a condução de calor no combustível será igual ao fluxo convectivo no gap. Analogamente, a temperatura na superfície do revestimento externo em contato com o refrigerante, $r = r_{co}$, será determinada através da condição em que a condução de calor no revestimento externo é igual ao fluxo convectivo do fluido refrigerante. Assim, ao aplicar estas condições de contorno na Eq. (46) foi possível escrever as expressões que determinam as temperaturas em cada interface do revestimento externo da seguinte forma:

$$h_g r_{fo} T_f(r_{fo}) + \frac{k_c}{\ln \frac{r_{co}}{r_{ci}}} T_c(r_{co}) - \left[h_g r_{fo} + \frac{k_c}{h_g r_{fo} \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}}} \right] T_c(r_{ci}) = 0 \quad (47)$$

$$h T_{me}(z) + \frac{k_c}{r_{co} \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}}} T_c(r_{ci}) - \left[h + \frac{k_c}{r_{co} \ln \frac{r_{co}}{r_{ci}}} \right] T_c(r_{co}) = 0 \quad (48)$$

A Eq. (47) é associada à condição de contorno (16) aplicada no ponto $r = r_{ci}$ e a Eq. (48) à condição de contorno (15) no ponto $r = r_{co}$.

As Eqs. (29) e (32); (42) e (43); e (47) e (48), formam um sistema linear de equações simultâneas dependentes dos parâmetros geométricos e físicos da vareta de combustível, que podem ser expressas em forma matricial, da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & \dots & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a_{42} & a_{43} & a_{44} & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & a_{n,n-2} & a_{n,n-1} & a_{n,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ \vdots \\ T_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ \vdots \\ b_n \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{AT} = \mathbf{b} \quad (49)$$

Onde \mathbf{A} é a matriz N por N dos coeficientes de entrada, \mathbf{b} é o vetor N por 1 dos dados de entrada e \mathbf{T} é o vetor N por 1 das N temperaturas a serem determinadas.

A matriz dos coeficientes \mathbf{A} é uma matriz tridiagonal, cuja solução da Eq. (49) é obtida do método de redução de Gauss. A matriz nos fornecerá as temperaturas nas interfaces de cada componente da vareta de combustível.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE DOS PARÂMETROS FÍSICOS

4.1 Temperatura no moderador

A energia gerada na pastilha combustível é transferida para o fluido refrigerante ao longo do subcanal. Esta variação de temperatura é calculada a partir da equação de conservação de energia, expressa em função da entalpia relacionada a um dado valor de temperatura e pressão.

Na análise do estado estacionário, considerando a pressão e a vazão constantes, escoamento monofásico, e sem fonte no moderador, a equação que define a energia é representada da seguinte forma:

$$\dot{m} \frac{dh_m}{dz} = q'(z) \quad (50)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, Mg/s , h , a entalpia no moderador MJ/Kg , e $q'(z)$, taxa linear de geração de calor axial (Figura 7).

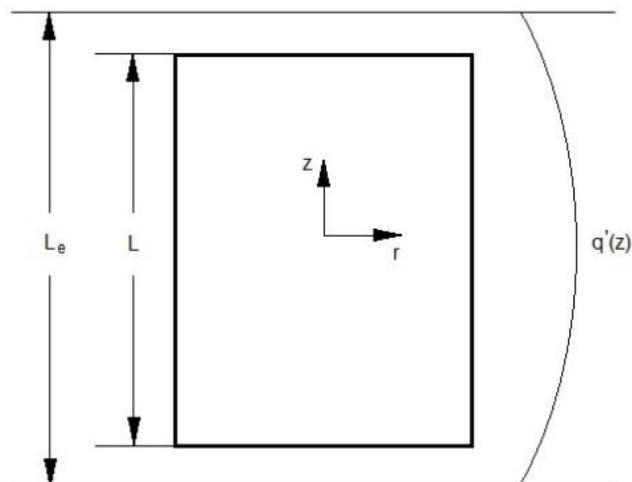


Figura 7- Perfil da temperatura longitudinal do combustível de um PWR típico. (KRUSCHE,2015)

Para desenvolver a Eq. (50), vamos aplicar a variação em função do cosseno do termo de geração de calor linear $q'(z)$ (taxa linear de calor):

$$q'(z) = q_0 \cos\left(\frac{\pi z}{L_e}\right) \quad (51)$$

Integrando-se a Eq. (50) ao longo do canal, temos:

$$\dot{m} \int_{h_{in}}^{h_m(z)} \frac{dh_m}{dz} = q_0 \int_{-\frac{L}{2}}^z \cos\left(\frac{\pi z}{L_e}\right) \quad (52)$$

$$\dot{m}(h_m(z) - h_{in}) = q_0 \frac{L_e}{\pi} \left\{ \sin\left(\frac{\pi z}{L_e}\right) - \sin\left(\frac{\pi L}{2L_e}\right) \right\} \quad (53)$$

sendo L_e a altura extrapolada da vareta, L a altura ativa, h_{in} o valor de entalpia na entrada do núcleo e $h_m(z)$, a entalpia do moderador.

A variação da entalpia tem uma relação diretamente proporcional com a variação de temperatura, $\Delta h = c_p \Delta T$. Partindo desta condição, podemos reescrever a Eq. (53) em função da variação da temperatura, e consequentemente, determinar o perfil de temperatura do refrigerante para o estado estacionário.

$$\dot{m} c_p (T_m(z) - T_{mi}) = q_0 \frac{L_e}{\pi} \left\{ \sin\left(\frac{\pi z}{L_e}\right) - \sin\left(\frac{\pi L}{2L_e}\right) \right\} \quad (54)$$

$$T_m(z) = T_{mi} + q_0 \frac{L_e}{\dot{m} c_p \pi} \left\{ \sin\left(\frac{\pi z}{L_e}\right) - \sin\left(\frac{\pi L}{2L_e}\right) \right\} \quad (55)$$

onde $T_m(z)$ é a temperatura do refrigerante em qualquer posição axial e T_{mi} a temperatura de entrada do moderador.

4.2 Cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção em superfícies em contato com um fluido em alta velocidade, requer um estudo detalhado da termo-hidráulica do núcleo do reator, para a obtenção do coeficiente de transferência de calor h , visto que as correlações que determinam este coeficiente são essencialmente empíricas e têm a finalidade de estabelecer, de forma simplificada, a condução de calor para o fluido.

O procedimento mais comum para relacionar dados da transferência de calor por convecção, para o modelo em que não há mudança de fase, é utilizar as equações nas quais as propriedades do fluido, dimensões do sistema, e outras características relevantes sejam arranjadas em grupos adimensionais, tais como os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt para o escoamento turbulento plenamente desenvolvido.

A geometria do canal é de alta relevância para que sejam determinadas as relações empíricas a serem usadas no projeto termo-hidráulico. Partindo disso, vamos considerar o arranjo retangular (quadrado) dos elementos combustíveis da nova seção transversal.

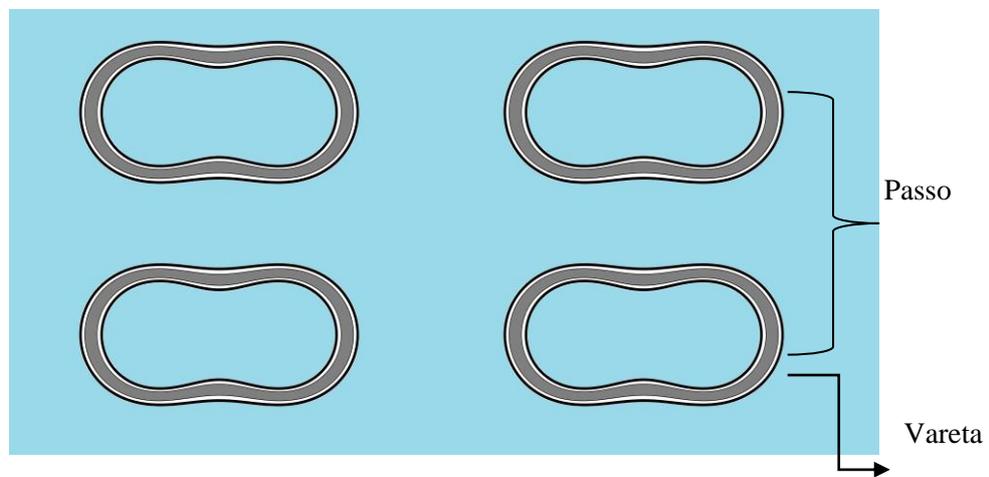


Figura 8- Arranjo Quadrático

O conjunto ilustrado na Figura 8, considerando a mesma geometria e o mesmo canal, pode ser representado de maneira mais simples de visualização (Figura 9).

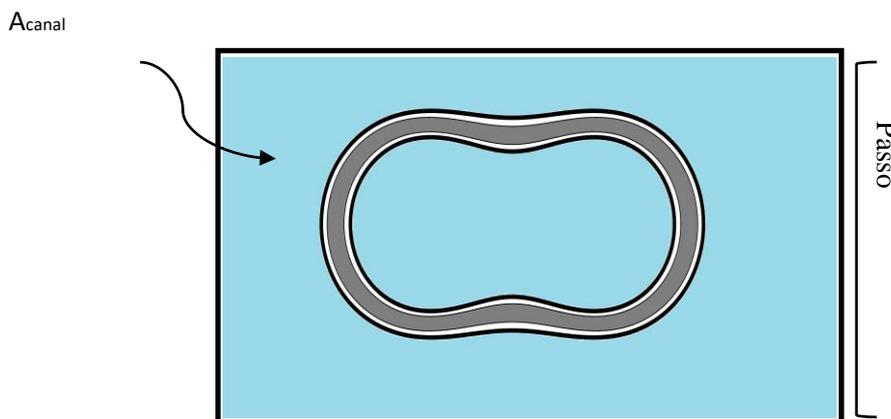


Figura 9- Célula equivalente interna

A partir da Figura 9, podemos obter a relação do diâmetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4A_{canal}}{P_m} \quad (56)$$

onde A_{canal} , área do canal, e P_m perímetro molhado de uma seção transversal do canal analisado.

Para determinar a área do canal, A_{canal} , e o perímetro molhado, P_m , utilizamos o fator de correção para a nova geometria.

$$A_{canal} = P^2 - A_{st}(r_{co} - r_i) \quad (57)$$

$$A_{st}(r_{co} - r_i) = \pi(r_{co}^2 - r_i^2)A_c(\varepsilon); e \quad (58)$$

$$P_m = 2\pi(r_i + r_{co})L(\varepsilon) \quad (59)$$

onde, P é o passo, $A_{st}(r_{co} - r_i)$ área compreendida pelos componentes e, $L(\varepsilon) = 0,261$ e $A_c(\varepsilon) = 0,858$ (valores obtidos a partir as grandezas da Tabela 1 para um fator de correção $\varepsilon = 0,843$), fatores de correção para o perímetro e para a área da nova geometria.

ABE (1999) observou que são necessárias grandes alterações no valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para que haja alterações significativas na temperatura superficial do elemento combustível, observações feitas tanto para varetas com geometria circular como no formato de glóbulo vermelho. Onde pode concluir que apesar dos diâmetros equivalentes de cada formato serem diferentes, se usássemos o coeficiente de transferência de calor para o formato circular não haveria erros significativos na distribuição de temperatura superficial e no interior do elemento combustível. Assim, pode-se usar o mesmo valor do coeficiente de transferência de calor para ambos os formatos (glóbulo vermelho ou circular). Porém, para esta dissertação, usamos somente coeficiente de transferência de calor para o formato de glóbulo vermelho.

4.2 Relações Adimensionais

Uma das relações empíricas é o número de Nusselt (N_u), necessário para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção, dado pela relação adimensional:

$$N_u = f(Re, Pr, Gr, \mu_w / \mu_{bulk}) \quad (60)$$

$$N_u = \frac{h \cdot D_h}{k_{\text{água}}} \quad (61)$$

$k_{\text{água}}$ é a condutividade da água.

O número de Reynolds caracteriza se a camada limite, a partir de um certo ponto crítico, é laminar ou turbulenta. Este número é dado pelo agrupamento adimensional de parâmetros conforme representado na Eq. (62):

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (62)$$

Com ρ e V sendo a massa específica e a velocidade da água, respectivamente.

A Eq. (62) dependerá não somente da geometria de escoamento, como também das propriedades físicas do fluido. Este número constitui uma medida da razão entre a inércia e as forças viscosas em um fluido em circulação, uma relação que caracteriza o escoamento laminar e o turbulento. Se o número de Reynolds for pequeno, as forças de inércias são insignificantes em relação às forças viscosas. Assim, os distúrbios são dissipados e o escoamento permanece na faixa laminar. Para valores de Reynolds grandes, as forças de inércia podem ser suficientes para gerar turbulência pelo canal de escoamento (BERGMAN *et al*, 2016).

Multiplicando e dividindo o número de Reynolds pela área do canal refrigerante obtemos a expressão a partir dos valores de entrada previamente definidos:

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{\mu A_{canal}} \quad (63)$$

em que μ representa a viscosidade dinâmica do fluido e $\dot{m} = \rho \cdot V_{\text{água}} \cdot A_{canal}$ a vazão mássica.

A relação que define o número de Prandtl depende apenas das propriedades do fluido, sendo dada pela razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica. Este número determina a maneira pela qual a temperatura e velocidade de um fluido variam próximo da parede de um tubo em que o mesmo escoar e no qual está sendo aquecido ou resfriado (TERREMOTO, 2004).

O número de Prandtl é dado por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k_{\text{água}}} \quad (64)$$

onde, ν é a viscosidade cinemática e α , a difusividade térmica, e C_p calor específico à pressão constante.

Vale ressaltar que estes parâmetros são específicos para água. No reator o refrigerante é uma mistura de água com Boro, o que altera as propriedades da água pura, porém, para estes cálculos, esta alteração não tem tanta relevância.

Há diversas correlações adimensionais que são utilizadas para determinar coeficientes de transferência de calor. Na maioria dos reatores de potência, o fluido refrigerante circula em alta velocidade no núcleo do reator com valores de Re na faixa acima de 2000, configurando, assim, um escoamento turbulento. Desta forma, torna-se necessário utilizar equações que descrevam o comportamento do fluido por convecção forçada em condições de escoamento turbulento. A equação mais próxima para este tipo de comportamento de fluidos confinados em tubos de simetria cilíndrica lisa é a equação de Dittus – Boelter (BERGMAN *et al.*, 2016).

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (65)$$

com $n = 0,4$ para o aquecimento. A Eq. (65) foi confirmada experimentalmente na seguinte faixa de condições:

$$0,6 \leq Pr \leq 160, \quad Re \geq 10^3, \quad \frac{L}{D} \geq 10 \quad (66)$$

onde L é o comprimento da vareta e D , o diâmetro externo.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para resolver o sistema de equações lineares simultâneas desenvolvido no Capítulo 3, criamos uma rotina no MATLAB R2014b. A partir desta rotina, obtivemos as temperaturas em cada interface da vareta. A Tabela 2, mostra os resultados da distribuição das temperaturas radiais nas interfaces do revestimento interno (r_i e r_o) para a vareta de geometria circular (Duarte *et al*, 2014) e para o formato de hemácia.

Tabela 2: Temperaturas Radiais

°C		Circular	Hemoglobina
Temp interna em r_i	$T_i(r_i)$	315,6440	314,9112
Temp interna em r_o	$T_i(r_o)$	321,7467	323,5120
Temp combustível em r_{fi}	$T_f(r_{fi})$	352,5291	360,2591
Temp combustível em r_{fo}	$T_f(r_{fo})$	348,2463	355,1100
Temp externa em r_{ci}	$T_c(r_{ci})$	318,9136	320,4726
Temp externa em r_{co}	$T_c(r_{co})$	313,7642	313,2593

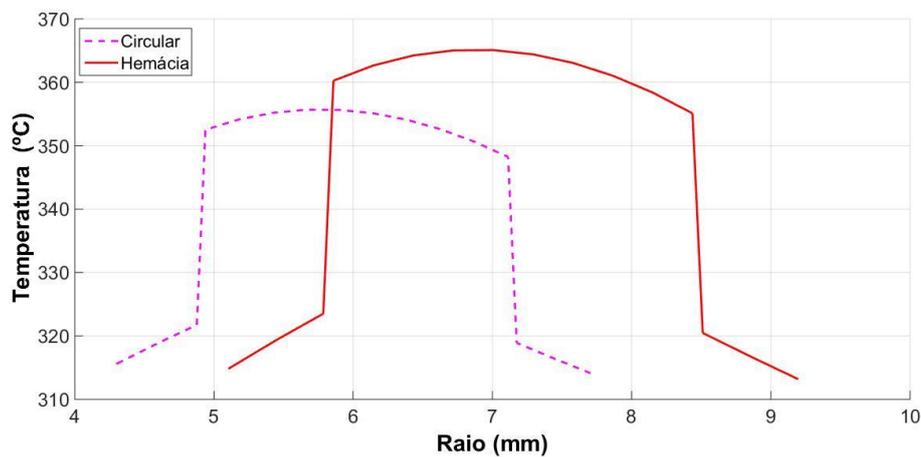


Figura 10: Perfil da temperatura $T(r)$ – Circular x Hemácia

A Figura 10 representa o perfil da distribuição da temperatura $T(r)$ em função da variação radial para as duas seções geométricas.

A primeira informação que a Tabela 2 e o perfil da temperatura da Figura 10 nos traz é a variação de aproximadamente 8 °C de temperatura na região compreendida pela pastilha combustível ao compararmos a distribuição de temperatura das duas geometrias na mesma região. Apesar desta variação acentuada na pastilha, observamos que nas regiões compreendidas pelas interfaces que estão em contato com o refrigerante, r_i e r_{co} , a vareta com a geometria de glóbulo vermelho teve um valor de temperatura menor nestas fronteiras. Isto se justifica ao considerarmos que esta geometria otimizou o processo de transferência de calor pelos componentes da vareta combustível, ou seja, o processo de refrigeração foi mais eficiente para este formato.

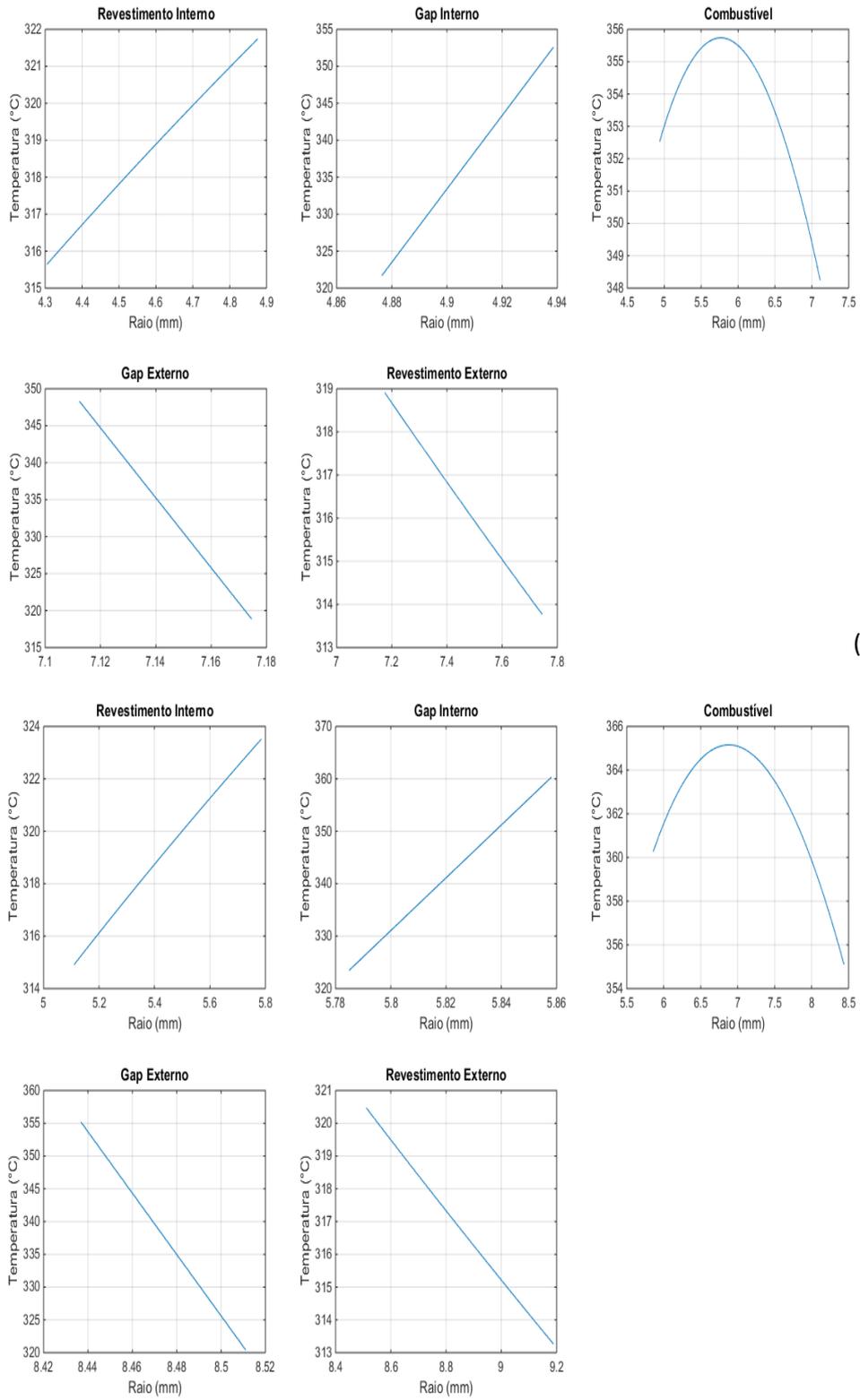


Figura 11: Perfil das Temperaturas nas interfaces: (a) Circular; (b) Hemácia

As Figuras 11(a) e 11(b) representam o comportamento da distribuição de temperatura pelos componentes da vareta combustível vazada com seção transversal circular e de seção na forma de hemácia.

O perfil destas curvas é muito semelhante, porém, ao observarmos a região do combustível (Figura 12), a curva para a vareta com geometria no formato de hemácia tem uma distribuição de temperatura mais uniforme ao longo do raio, isto é, a transferência de calor para a nova geometria é mais eficiente quando comparada com a distribuição na mesma região para a vareta de seção transversal circular.

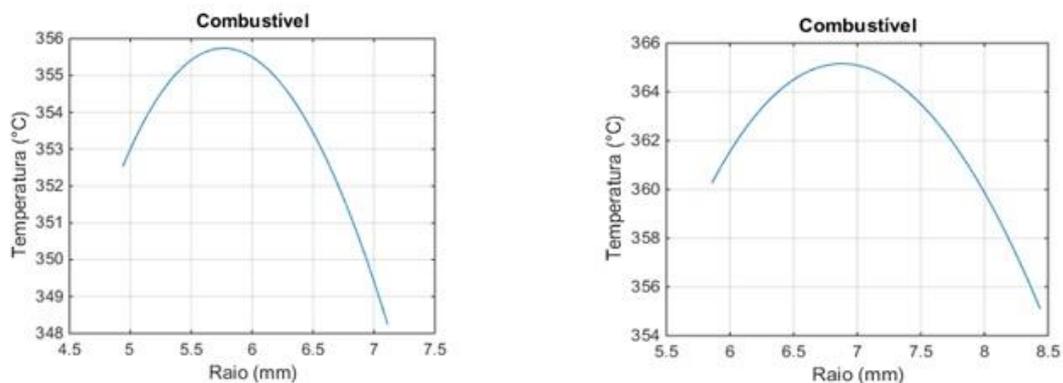


Figura 12: Perfil da Temperatura no combustível: (a) Circular; (b) Hemácia

O comportamento da curva 12 (b), que define a distribuição de temperatura na região do combustível para a vareta de seção no formato de hemácia, configura um gradiente de temperatura menor, isto é, este comportamento representa tensões térmicas menores quando o material for submetido a transientes de temperatura maiores.

5.1 Distribuição da Temperatura por Arranjo

Uma vez estabelecido, no subitem anterior, que a distribuição de temperatura pelos componentes de uma vareta combustível da nova seção transversal é mais eficiente, procuramos agora saber qual é a melhor dimensão das varetas de combustíveis por arranjo.

Pela Tabela 3, é possível perceber que quanto maior o arranjo das varetas, menores são as dimensões da vareta combustível. Já na Tabela 4, estão listadas as distribuições de temperatura pelos componentes da vareta combustível de cada arranjo e a Figura 13 apresenta o gráfico dos perfis das temperaturas radiais para cada arranjo das varetas combustíveis.

Ao fazer a análise do coeficiente de transferência de calor, somos induzidos a qualificar o arranjo 11x11 como o mais adequado para este projeto, pois este coeficiente é definido em função da resistência térmica total entre dois fluidos (fluido quente e fluido frio). Outra observação a ser feita é pela relação Dittus-Boelter, em que o coeficiente de transferência de calor é uma grandeza inversamente proporcional ao diâmetro hidráulico do canal, ou seja, quanto maior a área molhada em contato com a superfície, maior será este diâmetro e, conseqüentemente, menor será a resistência no processo de troca de calor entre os meios. A confirmação desta pré-análise, para eleger de forma precisa o arranjo mais adequado, será feita através da análise do DNBR por arranjo, no subitem 5.2.

Tabela 3: Variações do coeficiente de transferência de calor por Arranjo

Arranjo	Raio (mm)						Passo (mm)	D_h (mm)	$h(w/m^2 \cdot ^\circ C)$
	r_i	r_o	r_{fi}	r_{fo}	r_{ci}	r_{co}			
11×11	6,367	7,044	7,117	10,083	10,157	10,835	23,20	46,90	28.242,49
12×12	5,654	6,332	6,406	9,134	9,208	9,886	21,20	43,10	33.650,51
13×13	5,120	5,798	5,872	8,360	8,437	9,114	19,60	39,60	39.298,13
14×14	4,468	5,146	5,219	7,675	7,749	8,426	18,20	36,80	46.312,34
15×15	3,993	4,671	4,745	7,104	7,178	7,856	17,0	34,10	53.540,84

Tabela 4: Variação das Temperaturas radiais para cada Arranjo

$^\circ C$	Arranjo				
	11×11	12×12	13×13	14×14	15×15
Ti(ri)	317,26	315,18	313,61	312,76	311,99
Ti(ro)	327,13	324,34	321,99	321,14	320,13
Tf(rfi)	369,42	363,22	357,42	356,21	353,88
Tf(rfo)	363,39	357,80	352,68	351,24	349,01
Tc(rci)	323,59	321,16	319,19	318,29	317,34
Tc(rco)	315,19	313,45	312,18	311,41	310,77

As variações radiais por arranjo listadas na Tabela 3 são baseadas na referência KAZIMI *et al* (2006) e a partir destes parâmetros geométricos foi possível calcular as distribuições de temperatura da Tabela 4.

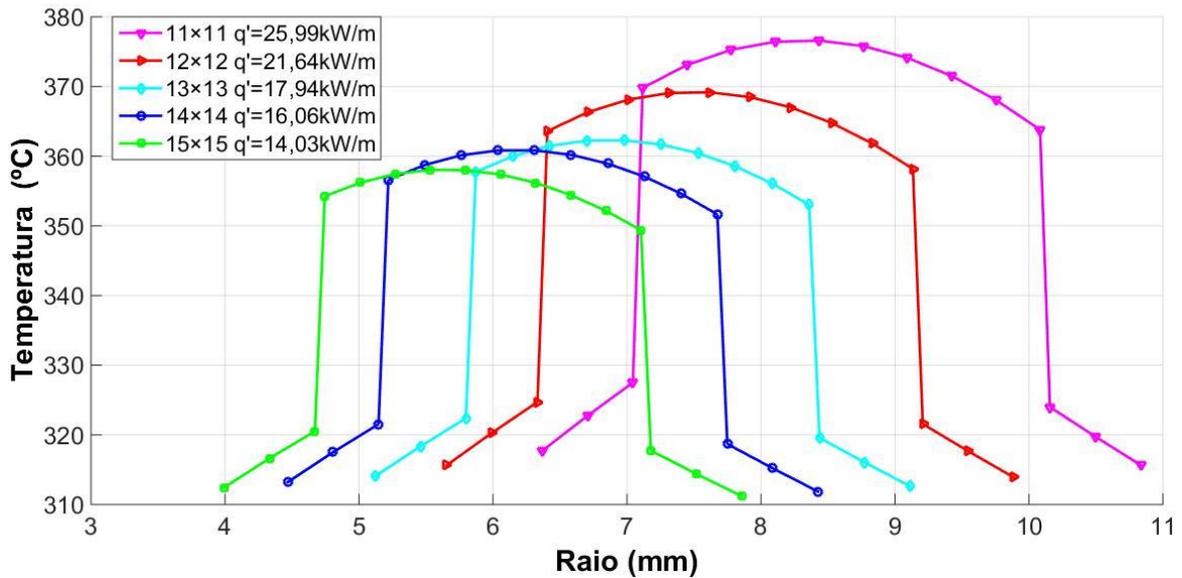


Figura 13: Perfil das temperaturas radiais em função dos arranjos

A Figura 13 representa o perfil das temperaturas radiais por arranjo e as respectivas taxas lineares de calor. Observa-se que a taxa de calor linear é decrescente à medida que se aumenta o arranjo, ou seja, quanto menor o número de varetas combustíveis, maior será a taxa linear de calor, o que resulta em um pico de temperatura mais alta. A justificativa para este pico de temperatura mais pronunciado em arranjos menores é devido a uma espessura maior da pastilha combustível em matrizes menores (KAZIMI *et al.*, 2006), como pode ser observado nas Tabelas 3 e 4.

5.2 DNBR

Projetos de reatores a água pressurizada (PWR) buscam manter a proteção térmica do núcleo durante a operação normal do reator. O limite mais restritivo para instalações do tipo PWR é o fenômeno de ocorrência do fluxo crítico de calor. A ocorrência de superaquecimento da vareta, provocado pelo fenômeno de crise de ebulição, durante um transitório de potência, pode levar à fusão do revestimento, podendo haver liberação de produtos radioativos para o refrigerante (KIM & HAN, 1983).

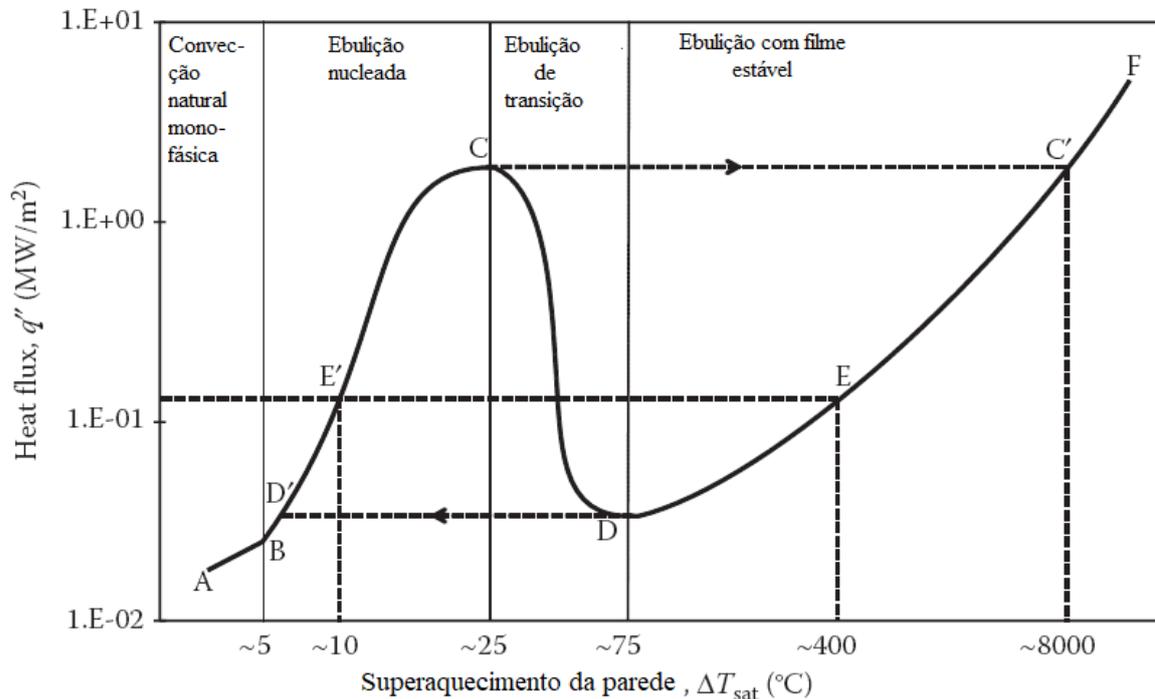


Figura 14: Típica curva de ebulição em piscina para água saturada à pressão atmosférica (JÚNIOR, 2017).

A Figura 14 apresenta a curva de ebulição em piscina, ou seja, quando a ebulição acontece sobre uma superfície aquecida sem fluxo hidráulico do refrigerante, à pressão atmosférica. Neste caso, qualquer movimento do fluido refrigerante é devido às correntes de convecção natural e ao movimento das bolhas sob a influência da flutuação (Figura 15). O trecho B-C pode ser subdividido em ebulição subresfriada e saturada, em função da temperatura média, ou temperatura de mistura (em inglês: *bulk temperature*) da massa do fluido refrigerante. A ebulição subresfriada acontece quando a temperatura da mistura do fluido refrigerante é superior a temperatura da massa de fluido em contato

com a parede aquecida, por mais que esta esteja próxima à temperatura de saturação (T_{sat}) e no limte da formação de bolhas de vapor. Quando a temperatura da mistura do fluido refrigerante atinge a temperatura de saturação, dá início à ebulição saturada, quando o número de bolhas aumenta consideravelmente e elas começam a formar bolhas maiores e mudam o regime de escoamento para escoamento em bolsões (em inglês: *sug flow*).

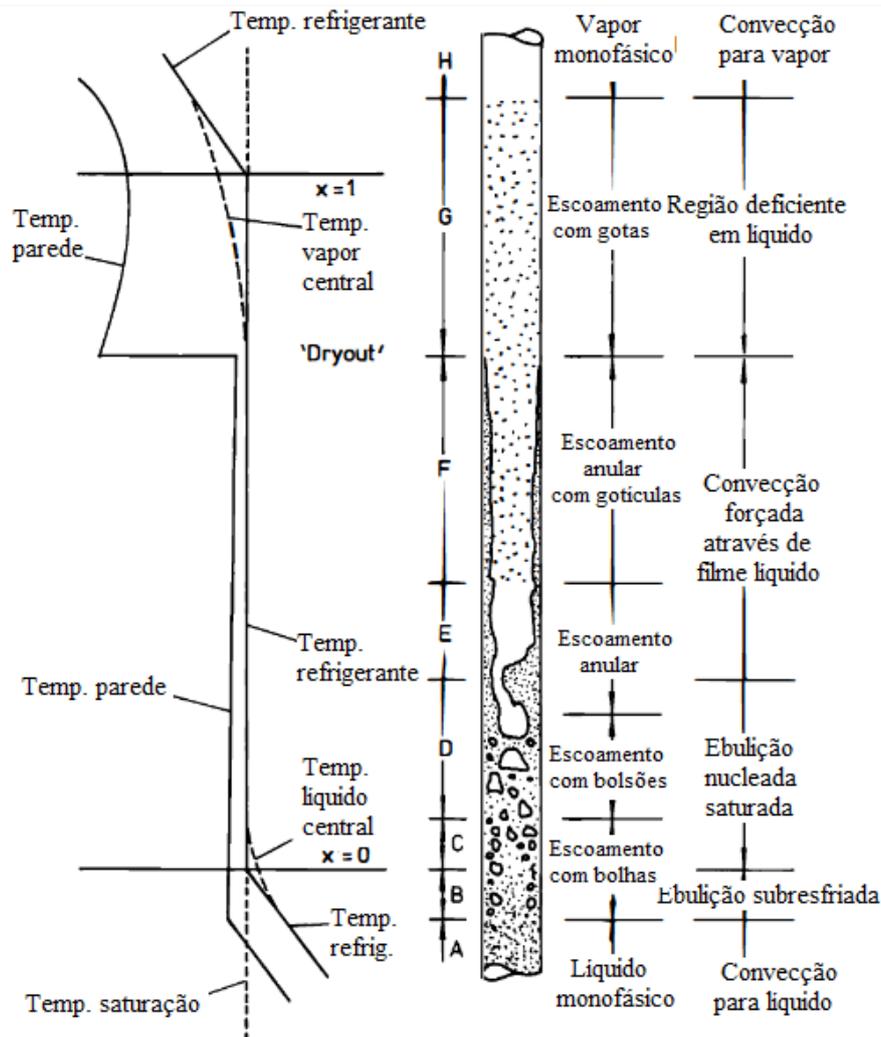


Figura 15: Regiões de transferência de calor para ebulição em escoamento (JÚNIOR, 2017).

A Figura 15 expõe de forma resumida as regiões de transferência de calor, os padrões de escoamento e os perfis de temperatura da parede e do fluido refrigerante para um canal de parede uniformemente aquecida.

A operação normal dos reatores do tipo PWR é até, no máximo, a região de ebulição nucleada compreendida entre o trecho A – C na Figura 14. O DNBR, definido como a proporção de fluxo de calor crítico no ponto de interesse, é calculado e comparado com os critérios de segurança da integridade do combustível.

A correlação para o cálculo do DNBR para os arranjos foi a correlação de Tong ou W-3 (KIM & CHEONG, 2002) para projetos na faixa dos seguintes parâmetros:

$$p \text{ (pressão)} = 5.5\text{-}16\text{MPa}$$

$$G \text{ (fluxo de massa)} = 1356\text{-}6800 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$D_e \text{ (diâmetro equivalente)} = 0.015\text{-}0.018 \text{ m}$$

$$x_e \text{ (título)} = \text{mínimo } 0.15$$

$$L \text{ (altura)} = 0.254 - 3.70 \text{ m}$$

Essa correção é definida da seguinte forma:

$$q''_{cr,u} = \{(2.022 - 0.06238p) + (0.1722 - 0.01427p)\exp[(18.177 - 0.5987p)x_e]\} \quad (67)$$

$$\frac{[(0.1484 - 1.596x_e + 0.1729x_e|x_e|)2.326G + 3271][1.157 - 0.869x_e]}{[0.2664 + 0.8357 \times \exp(-124.1D_e)][0.8258 + 0.0003413(h_f - h_{in})]}$$

onde $q''_{cr,u}$ o fluxo de calor crítico uniforme em kW/m^2 , p pressão em MPa , G é o fluxo de massa kg/m^2s , h em kJ/kg , D_e em metros, h_f entalpia do estado saturado, e h_{in} entalpia na entrada.

A relação W-3 foi desenvolvida para dados obtidos em seções de teste para um único canal aquecido uniformemente. Para abranger a correlação em canais aquecidos de forma não uniforme, a Eq. 67 será dividida pelo fator de fluxo de calor não uniforme F , obtendo, assim, o fluxo de calor não uniforme.

$$q''_{cr,n} = q''_{cr,u}/F \quad (68)$$

sendo $q''_{cr,n}$ o fluxo de calor DNB não uniforme, e

$$F = \frac{C \int_0^Z q''(Z') \exp[-C.(Z-Z')] dZ'}{q''(Z)[1-\exp(-C.Z)]} \quad (69)$$

onde Z é a localização de interesse de entrada no núcleo e C é o coeficiente experimental que qualifica a eficiência na transferência de calor e massa na camada de bolha na interface do subcanal (TODREAS & KAZIMI, 2001).

$$C = 185.6 \frac{[1-x_{eZ}]^{4.31}}{G^{0.478}} (m^{-1}) \quad (70)$$

x_{eZ} é o título na posição Z de interesse.

Uma vez determinados estes parâmetros, é possível estimar o DNBR considerando a posição $z = 0$ para a distribuição de fluxo axial $q''(z = 0)$ e o título $x_e(z = 0)$.

$$DNBR = \frac{q''_{cr,n}}{q''(z)} \quad (71)$$

Tabela 5: Valores da DNBR por arranjo

Arranjos	DNBR	
	Canal Interno	Canal Externo
11×11	7,87	13,94
12×12	7,17	12,53
13×13	6,52	11,79
14×14	5,87	11,07
15×15	5,31	10,45

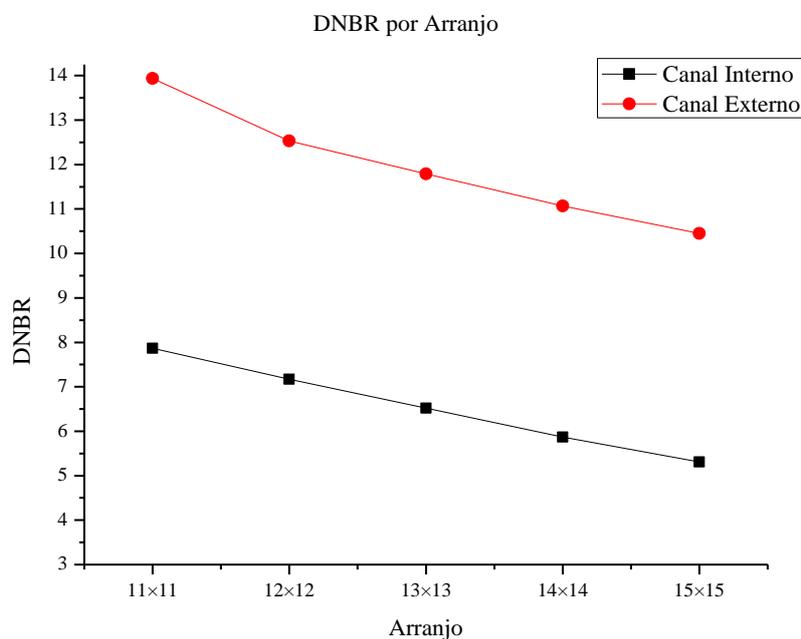


Figura 16: DNBR em função dos arranjos.

Na Figura 16 mostra-se a DNBR em função da variação dos arranjos. Observa-se que quanto maior o número de varetas combustíveis há um declínio no DNBR nas faces interna e externa do canal. Ao analisar a margem DNBR para os arranjos 11×11 a 15×15, nota-se que há um equilíbrio na variação dos valores obtidos nos canais interno e externo para todos os arranjos. Kazimi *et al* (2006) definiram que o arranjo mais promissor tem margem DNBR mais elevada (acima de 1,3), seguindo esta ideia pode-se eleger para este projeto o arranjo 11×11 como o mais promissor para trabalhos futuros como por exemplo de um estudo neutrônico, desempenho de combustível e projeto mecânico.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

A proposta deste trabalho foi a de analisar o comportamento e comparar os perfis de temperatura de dois modelos de projetos de varetas combustíveis com geometrias diferentes dos modelos típicos de um PWR. Há recentes estudos acadêmicos que comparam modelos de varetas de seção circular de combustíveis sólidos com combustíveis vazados e mostram que varetas anulares têm melhor desempenho e seu uso pode aumentar a potência em 20% sem afetar a segurança do reator (DUARTE *et al*, 2014). Tu(1971) comparou o desempenho de varetas combustíveis sólidos de seção transversal circular com as de seção transversal no formato de célula vermelha. Nesse trabalho, o autor provou que varetas do novo formato otimizavam a transferência de calor, diminuindo a resistência térmica entre o centro da pastilha de UO_2 e o revestimento.

A análise comparativa das duas geometrias de combustíveis vazados para um fluxo de temperatura no estado estacionário indicou, através dos primeiros resultados, listados na Tabela 2, que varetas de combustíveis vazados no formato de hemácia têm o pico de temperatura no combustível maior e a transferência de calor entre os componentes são melhores. O comportamento das curvas do perfil de temperatura na figura 10, apesar do pico de temperatura para o formato de célula vermelha ser mais alto, é semelhante ao da curva de seção circular. Nas Figuras 12(a) e 12(b), ao analisarmos a região do combustível, percebemos que a curva que descreve a variação de temperatura é melhor distribuída ao longo do raio para a seção transversal no formato de glóbulo vermelho. Isto está relacionado ao fato do gradiente de temperatura para esta nova geometria ser menor nesta região (combustível), conseqüentemente o material sofrerá menores distensões térmicas quando submetido a altos transientes de temperaturas.

Este projeto apresentou ótimos índices de margem do DNBR para todos os arranjos (11×11 ao 15×15), uma vez que a razão entre o fluxo crítico e o

fluxo axial para reatores a água pressurizada (PWR típico) não pode ser inferior a 1,3.

Podemos chegar à conclusão que projetos de varetas combustíveis com a geometria no formato da célula sanguínea podem melhorar a transferência de calor entre combustível e revestimento sem comprometer a integridade dos componentes físicos da vareta.

Visando aperfeiçoar e complementar este trabalho, destacamos a seguir algumas sugestões de melhoria e enriquecimento da análise feita até aqui.

1ª sugestão: Estudo do transiente das temperaturas para esta nova geometria.

2ª sugestão: Investigar numericamente, se possível, experimentalmente o fluxo de água através das grades espaçadoras para esta geometria, uma vez que estas grades mantêm as varetas combustíveis igualmente espaçadas e possuem aletas com a função de melhorar a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o elemento combustível.

3ª sugestão: Análise da margem DNBR cota a cota ao longo do canal.

CAPÍTULO 7

REFERÊNCIAS

ABE, L., 1999, *Análise por Elementos Finitos de Transferência de Calor em Elementos Combustíveis Nucleares com Diversos Formatos de Seção Transversal*. Dissertação Msc, Escola Politécnica USP, São Paulo, Brasil.

ANGELOV, B., MLADENOV, I. M., 2000, “On the Geometry of Red Blood Cell”, *Coral Press Scientific Publishing*, v.1, s/n. (Set), pp. 27-46.

BERGMAN, L. B., LAVINE, S. A., INCORPERA, F. P. *et al.*, 2016, *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 7 ed. Rio de Janeiro, LTC.

CANHAM, P.B., 1970, “The Minimum Energy of Bending as a Possible Explanation of the Biconcave Shape of the Human Red Blood Cell”, *Journal of Theoretical Biology*, v.26, n.1 (Jan), pp. 61-76.

CANHAM, P.B., BURTON, A. C., 1968, “Distribution of Size and Shape in Populations of Normal Human Red Cells”, *Circulation Research*, v.22, n.3 (Mar), pp. 405-416.

CHEONG, A. J., KIM, Y. H., 2002, “Improvement in the DNBR Modeling of RETRAN for Safety Analyses of Westinghouse Nuclear Power Plants”, *Journal of the Korean Nuclear Society*, v.34, n.6 (Dez), pp. 596-609.

DE AGUIAR, J.B., TU, C.C.C., ABE, L., 2006, “The Performance of Nuclear Fuel Rods with a Jacobian Elliptic Cross Sectional Form”. In: *Brazilian congress of thermal sciences and engineering*, pp. 1-12, Curitiba/PR, Dez.

DEULING, H. J., HELFRICH, W., 1976, “Red Blood Cell Shapes as Explained on the Basis of Curvature Elasticity”, *Biophysical Journal*, v.16, n.8 (Ago), pp. 861-868.

DUARTE, J. P., JIAN, S., ALVIM, A. C. M., 2011, “Improved Lumped Parameter for Annular Fuel Element Thermohydraulic Analysis”. In: Report ISBN 978-85-99141-04-5, International Nuclear Atlantic Conference, Belo Horizonte, MG.

DUARTE, J. P., RIVERO, J. J., MELO, P.F., S., ALVIM, A. C. M., 2014, “Coupling of a Lumped Parameter and a Finite Difference Model for Estimation of a Reactivity-Induced Transient in a PWR with Annular Fuel Rods”, *Journal Nuclear Technology*, v.185, n.2 (Fev), pp.109-126.

FUNAKI, H., 1955, “Contributions on the Shapes of Red Blood Corpuscles”, *The Journal of Physiological Sciences*, v.5, s/n.(Ago), pp.81-92.

JÚNIOR, J. C. A. G., 2010, *Cálculo da Distribuição de Temperatura em Varetas Combustíveis: Estudo do Efeito da Excentricidade no Posicionamento das Pastilhas de UO₂*. Dissertação Msc, IEN/CNEN, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

JÚNIOR, A. S. C., 2017, *Simulação Computacional de Curva de Ebulição em Reatores Nucleares utilizando o código TRACE*. Bacharel, Escola Politécnica/ Engenharia Nuclear, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

KAZIMI, M. S., HEJZLAR, P., CARPENTER, D. *et al*, 2006, *High Performance Fuel Design for Next Generation PWRs: Final Report*. In: Project DE-FG03-01SF22329, Massachusetts Institute of Technology (MIT), Cambridge, USA.

KAZIMI M. S., TODREAS, N. E., 2012, *Nuclear Systems*. 2 ed.Londres, Nova York, CRC Press.

KIM, H. K., HAN, K. I., 1983, “DNBR Sensitivites to Variations in PWR Operating Parameters”, *Journal of the Korean Nuclear Society*, v. 15, n.4 (Dez), pp. 236-247.

KORESHI, Z.U.,2006, “An Elementary Model to Study Sensivity of the Departure from Nucleate Boinling Ratio (DNBR) to Perturbations in Nuclear Reactor Systems”, *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, v.01, n.1(Jun), pp. 8-11.

KRUSCHE, R. S. A., 2015, *Análise Acoplada Termo-hidráulica - Neutrônica de um Canal de Resfriamento do Núcleo de um PWR*. Dissertação Msc, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

LIU, Q. H., HAIJUN, Z., LIU, J. H. *et al*.,1999, “Spheres and Prolate and Oblate Ellipsoids from an Analytical Solution of Spontaneous Curvature Fluid Membrane Model”, *Phys Rev E Stat Phys Plasmas Fluids Relat Interdiscip Topics*, v.60, n.3 (Set), pp. 3227-3233.

- OZISIK, M. N., 1993, *Heat Conduction*. 2 ed. New York, Jonh Wiley & Sons.
- PERROTA, A. J., 1999, “*Proposta de um Núcleo de Reator PWR avançado com características adequadas para o conceito de Segurança Passiva*”. Tese de Dsc, IPEN/USP, São Paulo, SP, Brasil.
- PONTES, M. R. J., MANGIAVACCHI, N., 2013, *Fenômenos de Transferência: Com Aplicações às Ciências Físicas e à Engenharia*. Volume 1 Biblioteca Nacional, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- SANTIAGO, D. M. N., 2011, *Modelo Termohidraulico para Realimentação do Cálculo de Seções de Choque Neutrônicas em Reatores PWR*. Dissertação de Msc, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- SILVA, J. M., 1983, “Deformidade e Senescência do Glóbulo Vermelho”, *ACTA Médica Portuguesa*, v. 4, s/n.(Out),pp. 113-115.
- TERREMOTO, Dr. L. A. A., *Fundamentos de Tecnologic nuclear Reatore*. Apostlia TNR5764, Rio de Janeiro, IPEN, 2004.
- TU, C. C., 1971, *Estudo Preliminar sobre as Vantagens de uma Barra de Combustível com Seção Transversal Semelhante à de um Glóbulo Vermelho*. Dissertação Msc, Dissertação Msc, Escola Politécnica USP, São Paulo, Brasil.
- VAYO, H. W., SHIBATA, M. K., 1982, “Numerical Results on Red Blood Cell Geometry”, *Japanese Journal of Physiology*, v.32, n.5 (Mar), pp. 891-894.
- WAKIL, M. E., 1971, *Nuclear Heat Transport*. USA, International Textbook Company.
- WINTERTON, R. H. S., 1981, *Thermal Design of Nuclear Reactors*. 2 ed. Oxford New York, Pergamon Press.
- YANG, Y.S., SHIN, C.H., CHUN, T.H. *et al.*,2009, “Evaluation of a Dual-Cooled Annular Fuel Heat Split and Temperature Distribution”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, v. 46, n.8 (Abr), pp. 836-845.