PUC

MODELO TERMOHIDRÁULICO PARA GERADOR
DE VAPOR TÍPICO DE USINAS PWR

CARLOS VALOIS MACIEL BRAGA

Tese de Mestrado

Departamento de Engenharia Mecânica

Rio de Janeiro, Junho de 1980

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rua Marquês de São Vicente, 225 - CEP 22463

Rio de Janeiro — Brasil

CARLOS VALOIS MACIEL BRAGA

MODELO TERMOHIDRÁULICO PARA GERADOR
DE VAPOR TÍPICO DE USINAS PWR

Dissertação apresentada ao Depar-
tamento de Engenharia Mecânica da
PUC/RJ como parte dos requisitos
para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Pedro Carajilescov

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, Junho de 1980

A meus pais Alfeu e Helena

A Laura

AGRADECIMENTOS

Ao professor Pedro Carajilescov por sua valiosa orientação e incentivo não só neste trabalho, mas ao longo de todo o programa de mestrado.

Ao professor Washington Braga Filho por ter cedido gentilmente o programa referente ao método dos mínimos quadrados.

A CAPES e à CNEN pelo apoio financeiro, o qual foi indispensável para a conclusão do programa de mestrado.

Título: Modelo Termohidráulico para Gerador de Vapor Típico de Usinas PWR.

Autor: Carlos Valois Maciel Braga

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ em junho de 1980 como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

RESUMO

Muitas centrais nucleares do tipo PWR, utilizam vapor produzido em geradores de vapor do tipo tubos em "U" invertido, com recirculação interna natural, nos quais o fluido primário esco^ua internamente aos tubos e o secundário, entre os tubos e a carcaça. No presente trabalho, é desenvolvido um modelo de simulação termohidráulica, para regime permanente, de tais geradores de vapor, considerando-se o escoamento secundário dividido em duas partes, individualmente homogêneas, e com troca de calor e massa entre elas. O título da mistura bifásica que alimenta a turbina é fixado e a pressão da água de alimentação é determinada em função dele. A razão de recirculação é intrinsecamente determinada. Baseado neste modelo, desenvolveu-se o programa GEVAP, em linguagem Fortran-IV. O modelo é aplicado ao gerador de vapor da central Angra II e os resultados obtidos são comparados com os dados de projeto da KWU, sendo considerados satisfatórios.

Orientador: Pedro Carajilescov, Ph.D.

Prof. Associado, Deptº Eng. Mecânica.

Title: Thermohidraulic Model for a Typical Steam Generator of
PWR Nuclear Power Plants.

Author: Carlos Valois Maciel Braga

Submitted to the Department of Mechanical Engineering of the PUC/RJ
in June 1980 in partial fulfillment of the requirements for the
degree of Master of Mechanical Engineering.

ABSTRACT

Many PWR power plants use steam produced in steam generators with inverted "U" tubes with natural internal recirculation, in which the primary fluid flows inside the tubes and the working fluid, between the tubes and the shell. In the present work, it is developed a model of thermohidraulic simulation, for steady state, considering the secondary flow divided in two parts individually homogeneous, and with heat and mass transferences between them. The quality of the two-phase mixture that is fed to the turbine is fixed and, based on this value, the feedwater pressure is determined. The recirculation ratio is intrinsically determined. Based on this model it was developed the GEVAP code, in Fortran-IV language. The model is applied to the steam generator of the Angra II nuclear power plant and the results are compared with KWU's design parameters, being considered satisfactory.

Advisor: Pedro Carajilescov, Ph.D.

Associate Professor, Mechanical Eng. Dept.

SUMÁRIO

	pág.
NOMENCLATURA	vii
LISTA DE FIGURAS	xv
LISTA DE TABELAS	xxii
CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	
I.1 - Considerações Gerais	1
I.2 - Descrição Suscinta de uma Usina PWR Típica	1
I.3 - Tipos de Geradores de Vapor	4
I.4 - Modelo de Gerador de Vapor a ser Simulado	10
I.5 - Objetivo do Trabalho	13
CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	
II.1 - Considerações Gerais	17
II.2 - Trabalhos de Simulação do Ciclo Primário	17
II.3 - Trabalhos Específicos de Simulação de Geradores de Vapor	21
CAPÍTULO III - ANÁLISE TEÓRICA	
III.1 - Considerações Gerais	29
III.2 - Modelo Físico	30
III.3 - Equacionamento do Primário	33
III.4 - Equacionamento do Secundário na Região onde há Troca de Calor ...	36

	pág.
III.5 - Determinação do Escoamento Transversal	49
III.6 - Processos de Troca de Calor	51
III.7 - Nível D'Água do Gerador de Vapor	54
III.8 - Determinação da Taxa de Transferência de Calor	55
III.9 - Câmara Plena Superior e Separadores de Vapor	61
III.10 - Recirculação Interna	64
CAPÍTULO IV - O PROGRAMA GEVAP	
IV.1 - Considerações Gerais	67
IV.2 - Processos Iterativos	68
IV.3 - Critérios de Convergência	76
CAPÍTULO V - RESULTADOS	
V.1 - Considerações Gerais	78
V.2 - Características do Modelo Simulado	78
V.3 - Estimativas Iniciais das Condições de Operação	82
V.4 - Influência do Número de Volumes de Controle	83

V.5 - Comportamento do Gerador de V <u>a</u> por nas Condições Nominais de Operação de Angra II	84
V.6 - Testes Diversos	101
V.7 - Comportamento Termohidráulico do Gerador de Vapor em Diversas Con- dições de Operação	104
CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	127
APÊNDICE A - CORRELAÇÕES UTILIZADAS	129
APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES	134
APÊNDICE C - POLINÔMIOS DESENVOLVIDOS PARA CÁLCULO DE PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	136
APÊNDICE D - MEMÓRIAS DE CÁLCULO	143
APÊNDICE E - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA GEVAP	150
APÊNDICE F - NOMENCLATURA DO PROGRAMA GEVAP	152
APÊNDICE G - MANUAL DE UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA GEVAP	168
APÊNDICE H - LISTAGEM TÍPICA	174
APÊNDICE I - SAÍDA TÍPICA	218
REFERÊNCIAS -	225

NOMENCLATURA

- A - área transversal a um determinado escoamento
- A_t - área de troca de calor
- A_{tc} - área externa de troca de calor do trecho curvo de uma das pernas da tubulação em "U"
- A_{tp} - área externa de troca de calor de uma das pernas da tubulação em "U"
- A_{tr} - área externa de troca de calor do trecho reto de uma das pernas da tubulação em "U"
- C_c - parâmetro de relaxação utilizado no processo de convergência da taxa de transferência de calor entre dois volumes de controle adjacentes.
- C_t - constante arbitrária utilizada no processo de convergência da pressão da água de alimentação
- C_r - parâmetro de relaxação utilizado no processo de convergência da vazão da água de recirculação
- d_e - diâmetro externo
- d_h - diâmetro hidráulico
- d_i - diâmetro interno
- d_z - altura de cada um dos volumes de controle da região onde há troca de calor

- f - coeficiente de atrito de um escoamento
- fc - fator de incrustações
- g - aceleração da gravidade
- h - entalpia por unidade de massa
- hc - coeficiente de troca de calor
- k - condutividade térmica
- K - fator total de perda de carga
- K_{cr} - fator de perda de carga total (atrito e acidentes) as
sociado ao escoamento através do canal de recirculação
- K_g - fator de perda de carga associado ao escoamento do fluido
secundário através de uma grade de sustentação da
tubulação em "U"
- K_{sv} - fator de perda de carga total (atrito e acidentes) as
sociado ao escoamento do fluido secundário através da
câmara plena superior e separadores de vapor
- N - número de alturas em que é dividida a região onde há
troca de calor
- n_{af} - número correspondente ao último volume de controle da
seção anular do lado da perna fria
- n_{aq} - número correspondente ao último volume de controle da
seção anular do lado da perna quente

- n_g - número de grades de sustentação da tubulação em "U" con-
tidas em um volume de controle da seção interna
- n_{if} - número correspondente ao primeiro volume de controle da
seção interna do lado da perna fria
- n_{iq} - número correspondente ao primeiro volume de controle da
seção interna do lado da perna quente
- n_p - expoente utilizado no processo de convergência das pres-
sões
- n_t - número total de tubos da tubulação em "U" .
- n_{uf} - número correspondente ao último volume de controle da
seção interna do lado da perna fria
- n_{uq} - número correspondente ao último volume de controle da
seção interna do lado da perna quente
- N_v - nível d'água adimensional do gerador de vapor
- P - pressão
- P_m - perímetro molhado
- Q - taxa de transferência de calor
- q'' - taxa de transferência de calor por unidade de área
- Q_{tot} - taxa total de transferência de calor no gerador de va-
por
- Re - número de Reynolds

R_r	-	razão de recirculação
S	-	razão de escorregamento
T	-	temperatura
T_b	-	temperatura de mistura ("bulk")
t_{CPU}	-	tempo de CPU
T_{tr}	-	temperatura do fluido primário na altura correspondente ao início da ebulição nucleada do fluido secundário
T_w	-	temperatura de uma superfície
U	-	coeficiente global de troca de calor
v	-	volume específico
V	-	velocidade média de escoamento em uma determinada seção
V_m	-	velocidade média de escoamento do fluido secundário na saída da região onde há troca de calor
W	-	vazão em massa
W_L	-	vazão em massa de líquido
W_{T_s}	-	vazão em massa de fluido secundário que escoa através do gerador de vapor
W_V	-	vazão em massa de vapor

- WVT_s - vazão em massa de vapor na saída da região onde há troca de calor
- x - título do escoamento
- x_t - título da mistura bifásica que alimenta a turbina
- x_{tb} - título desejado para a mistura bifásica que alimenta a turbina
- x_{tt} - parâmetro de Lockhart e Martinelli
- y - indicador da direção do escoamento
- z - cota vertical (altura)
- z_{bf} - altura na qual o fluido secundário atinge a condição de saturação no lado da perna fria
- z_{bq} - altura na qual o fluido secundário atinge a condição de saturação no lado da perna quente
- z_{crit} - altura na qual é atingida uma fração de vazios igual a 0,9
- z_{sa} - altura relativa entre a saída dos separadores de vapor e a entrada da água de alimentação
- z_{sv} - altura relativa entre a saída dos separadores de vapor e a parte superior da tubulação em "U"
- z_t - altura média da tubulação em "U"
- z_{tt} - altura total da tubulação em "U"

Letras gregas:

- α - fração de vazios
- ϵ_c - erro percentual admissível da taxa de transferência de calor entre dois volumes de controle adjacentes
- ϵ_{hr} - erro admissível da entalpia da água de recirculação
- ϵ_p - erro admissível das pressões na saída de dois volumes de controle simétricos
- ϵ_r - erro admissível da vazão em massa da água de recirculação
- ϵ_t - erro admissível do título da mistura bifásica que alimenta a turbina
- μ - viscosidade dinâmica
- ρ - densidade
- ρ_m - densidade média do fluido secundário na saída da região onde há troca de calor
- ΔP - queda de pressão num volume de controle
- ΔP_{pri} - queda de pressão total do primário
- ΔP_{sec} - queda de pressão total do secundário
- ΔT_{log} - diferença média logarítmica de temperaturas

Índices inferiores:

- a - refere-se à seção anular
- al - refere-se à água de alimentação
- c - refere-se à carcaça interna
- cf - refere-se ao escoamento transversal ("cross-flow")
- cp - refere-se à câmara plena superior
- e - refere-se à entrada do gerador de vapor
- ext - refere-se ao lado externo
- f - refere-se ao lado da perna fria
- g - refere-se ao estado de vapor saturado
- i - refere-se à entrada de um volume de controle
- in - refere-se à seção interna
- int - refere-se ao lado interno
- ℓ - refere-se ao estado de líquido saturado
- o - refere-se à saída de um volume de controle
- p - refere-se ao fluido primário
- q - refere-se à perna quente
- r - refere-se à água de recirculação ou ao canal de recirculação

- s - refere-se ao fluido secundário
- sat - refere-se à condição de saturação
- sd - refere-se à saída do gerador de vapor
- sv - refere-se aos separadores de vapor
- t - refere-se aos tubos da tubulação em "U"
- tb - refere-se à mistura bifásica que alimenta a turbina
- v - refere-se ao vaso de contenção do gerador de vapor

Índices superiores:

- i - refere-se a i-ésima iteração
- - refere-se ao valor médio
- * - refere-se a um novo valor calculado

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Fig. 1 - Esquema simplificado de uma usina PWR típica	2
Fig. 2 - Esquema de um gerador de vapor do tipo tubos em "U", horizontal, com separadores de vapor internos	6
Fig. 3 - Esquema de um gerador de vapor do tipo tubos retos, horizontal, com separadores de vapor externos	6
Fig. 4 - Esquema de um gerador de vapor do tipo tubos retos, vertical	8
Fig. 5 - Esquema de um gerador de vapor do tipo tubos em "U" invertido, vertical, com recirculação interna natural	9
Fig. 6 - Vista em corte de um gerador de vapor do tipo "U" invertido, com recirculação interna natural	11
Fig. 7 - Modelo físico proposto por Murrell para a simulação de um gerador de vapor do tipo "U" invertido	19
Fig. 8 - Modelo físico proposto por Murrell para a simulação de um gerador de vapor do tipo tubos retos	20

Fig. 9	-	Modelo físico proposto por Cudlin para a simulação de um gerador de vapor do tipo tubos retos	23
Fig. 10	-	Modelo físico proposto por Pinto para a simulação de um gerador de vapor do tipo "U" invertido, com pré-aquecedor	24
Fig. 11	-	Modelo físico proposto por Land e Steitler para a simulação de um gerador de vapor do tipo "U" invertido	26
Fig. 12	-	Modelo físico proposto pelo presente trabalho	31
Fig. 13	-	Representação esquemática dos vários regimes de troca de calor	52
Fig. 14	-	Representação esquemática do processo de troca de calor entre dois volumes de controle adjacentes	56
Fig. 15	-	Representação esquemática da troca de calor na região em que é atingido o estado de saturação	59
Fig. 16	-	Processos iterativos do programa GEVAP	69
Fig. 17	-	Influência de N na entalpia de saída do primário	85

Fig. 18	-	Influência de N na taxa de calor total transferida no gerador de vapor	85
Fig. 19	-	Influência de N na pressão da água de alimentação	86
Fig. 20	-	Influência de N na entalpia da mistura que alimenta a turbina	86
Fig. 21	-	Influência de N na queda de pressão do secundário	87
Fig. 22	-	Influência de N nas alturas de ebulição	87
Fig. 23	-	Influência de N na fração de vazios máxima	88
Fig. 24	-	Influência de N na razão de recirculação	88
Fig. 25	-	Influência de N na variação da vazão do secundário com a altura (lado da perna quente)	89
Fig. 26	-	Influência de N no tempo de CPU	89
Fig. 27	-	Variação da fração de vazios com a altura	93
Fig. 28	-	Variação do fluxo de massa do escoamento transversal com a altura	94

Fig. 29	-	Variação da pressão do secundário com a altura	96
Fig. 30	-	Variação da pressão do primário com a altura	97
Fig. 31	-	Variação da entalpia do primário com a altura	97
Fig. 32	-	Variação da entalpia do secundário com a altura	98
Fig. 33	-	Distribuições de temperatura dos fluidos primário e secundário	98
Fig. 34	-	Variação do coeficiente global de troca de calor com a altura	99
Fig. 35	-	Variação do fluxo de calor local com a altura	99
Fig. 36	-	Influência de W_p na queda de pressão do primário	106
Fig. 37	-	Influência de W_p na entalpia de saída do primário	106
Fig. 38	-	Influência de W_p na taxa de calor total transferida no gerador de vapor	107
Fig. 39	-	Influência de W_p na pressão da água de alimentação	107

Fig. 40	-	Influência de w_p na entalpia da mistura que alimenta a turbina	108
Fig. 41	-	Influência de w_p na fração de vazios máxima	108
Fig. 42	-	Influência de w_p nas alturas de ebulição	109
Fig. 43	-	Influência de w_p na razão de recirculação	109
Fig. 44	-	Influência de w_p na queda de pressão do secundário	111
Fig. 45	-	Influência de h_{pe} na entalpia de saída do primário	111
Fig. 46	-	Influência de h_{pe} na taxa de calor total transferida no gerador de vapor	112
Fig. 47	-	Influência de h_{pe} na pressão da água de alimentação	112
Fig. 48	-	Influência de h_{pe} na entalpia da mistura que alimenta a turbina	113
Fig. 49	-	Influência de h_{pe} na fração de vazios máxima	113
Fig. 50	-	Influência de h_{pe} nas alturas de ebulição	114

Fig. 51	-	Influência de h_{pe} na razão de recircu lação	115
Fig. 52	-	Influência de h_{pe} na queda de pressão do secundário	115
Fig. 53	-	Influência de W_{al} na taxa de calor to tal transferida no gerador de vapor	117
Fig. 54	-	Influência de W_{al} na entalpia de saí da do primário	117
Fig. 55	-	Influência de W_{al} na pressão da água de alimentação	118
Fig. 56	-	Influência de W_{al} na razão de recircu lação	118
Fig. 57	-	Influência de W_{al} na entalpia da mis- tura que alimenta a turbina	119
Fig. 58	-	Influência de W_{al} na fração de vazios máxima	119
Fig. 59	-	Influência de W_{al} na queda de pressão do secundário	120
Fig. 60	-	Influência de W_{al} nas alturas de ebu lição	120
Fig. 61	-	Influência de h_{al} na taxa de calor to tal transferida no gerador de vapor	122

Fig. 62	-	Influência de h_{al} na entalpia de saída do primário	122
Fig. 63	-	Influência de h_{al} na entalpia da mistura que alimenta a turbina	123
Fig. 64	-	Influência de h_{al} na pressão da água de alimentação	123
Fig. 65	-	Influência de h_{al} na fração de vazios máxima	124
Fig. 66	-	Influência de h_{al} na razão de recirculação	124
Fig. 67	-	Influência de h_{al} na queda de pressão do secundário	125
Fig. 68	-	Influência de h_{al} nas alturas de ebulição	125

LISTA DE TABELAS

	pág.
Tabela 1 - Unidades utilizadas no Programa GEVAP	68
Tabela 2 - Dados geométricos do gerador de vapor	79
Tabela 3 - Condições de entrada dos fluidos pri mário e secundário no gerador de va por	80
Tabela 4 - Fatores de perda de carga causada por acidentes localizados	82
Tabela 5 - Resultados obtidos pelo presente tra balho e comparações com os dados da KWU	90

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

I.1 - Considerações Gerais

A necessidade mundial de energia fez com que a energia nuclear sofresse um grande impulso nas últimas décadas, devendo ser utilizada inclusive por países ainda em fase de desenvolvimento, como é o caso do Brasil.

Uma das principais precauções tomada na fase de projeto de uma usina nuclear de geração de energia é o isolamento da mesma, de forma a evitar os efeitos de radioatividade prejudiciais à população. Assim, o projeto de uma usina nuclear inclui a simulação do comportamento dinâmico da mesma em transitórios operacionais ou acidentais.

O presente trabalho faz parte de um estudo do comportamento de uma usina nuclear do tipo água leve pressurizada (PWR) que está sendo desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ. Basicamente, desenvolveu-se uma simulação do comportamento termohidráulico de um gerador de vapor típico de uma usina PWR operando em regime permanente.

I.2 - Descrição Suscinta de uma Usina PWR Típica [1] , [2]

Uma usina PWR típica, representada esquematicamente na Fig. 1, consiste basicamente de três partes:

- a) Um Ciclo Primário, onde é gerado calor no núcleo do rea

FIG. 1 — ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UMA USINA PWR TÍPICA

tor através da fissão de núcleos de átomos combustíveis, particularmente de ${}_{92}\text{U}^{235}$. O calor produzido no reator é retirado do mesmo pelo refrigerante, ou seja o fluido que percorre o ciclo primário. A função do pressurizador é de manter constante a pressão do refrigerante.

b) Um sistema de Geração de Vapor, que consiste basicamente de um trocador de calor onde o calor que é produzido no reator é retirado do ciclo primário. Tal quantidade de calor é utilizada para o processo de geração de vapor do fluido secundário.

c) Um Ciclo Secundário de geração de potência que opera segundo o Ciclo de Rankine com vapor saturado seco (ou título bastante próximo de 1) na entrada da turbina. O vapor produzido no gerador de vapor é expandido na turbina produzindo trabalho de eixo que é utilizado no acionamento de um gerador elétrico. São feitas várias extrações de vapor na turbina que são utilizadas em aquecedores do condensado (água de alimentação) com o objetivo de aumentar a entalpia deste na entrada do gerador de vapor. Tal artifício, cuja denominação usual é regeneração, é usado com o intuito de elevar-se o rendimento térmico do ciclo.

Em geral, usinas do tipo PWR utilizam mais de um ciclo secundário (Angra I, por exemplo, possui dois) acoplados ao primário. Naturalmente existem tantos geradores de vapor quanto for o número de ciclos secundários.

O fluido primário utilizado em PWR's é água leve, trabalhando a uma pressão de aproximadamente 2200 psia. Este, além da função de refrigerante, age também como moderador de neutrons

no núcleo do reator. O nível de potência gerado pelo reator depende diretamente do poder de moderação do fluido primário que, por outro lado, é influenciado por sua própria densidade. Assim, conhecer-se as condições termodinâmicas do fluido primário na entrada do reator é fundamental em qualquer simulação do ciclo primário.

A água pura é o fluido de trabalho do ciclo secundário. A pressão de projeto de operação desta, entre a última bomba e a entrada da turbina, está em torno de 1000 psia. Um trabalho de simulação do ciclo secundário também é fundamental, visto que o mesmo influencia o primário e, ainda, apresenta problemas próprios como por exemplo, a erosão provocada nas palhetas da turbina devido a baixos títulos.

Portanto, torna-se claro que, sendo o gerador de vapor o equipamento que faz o acoplamento térmico entre os ciclos primário e secundário e, conseqüentemente, devido à sua participação no auto-controle de toda a usina, é importante o desenvolvimento de modelos para a simulação do seu comportamento termohidráulico.

I.3 - Tipos de Geradores de Vapor [1]

As instalações nucleares de geração de potência utilizam os mais variados modelos de geradores de vapor. Assim, são empregados geradores de vapor horizontais ou verticais, de tubos retos ou em "U", com ou sem pré-aquecedores (economizadores), com ou sem separadores de vapor que podem ser colocados interna ou externamente ao próprio gerador de vapor.

Uma descrição sucinta de alguns dos modelos de geradores de vapor é dada a seguir:

- a) Tipo tubos em "U", horizontal, com separadores de vapor internos:

Conforme mostrado na Fig. 2, observa-se que o fluido primário percorre a tubulação em "U". A água de alimentação (secundário) penetra no gerador de vapor pela base do mesmo e escoá transversalmente ao feixe de tubos em "U". Em seguida, passa através de separadores de vapor internos para garantir vapor saturado seco na entrada da turbina. A capacidade deste modelo é limitada pelas dimensões máximas possíveis na fabricação do vaso de contenção.

- b) Tipo tubos retos, horizontal, com separadores de vapor externos:

A vantagem deste modelo sobre o citado anteriormente é sua maior capacidade que é obtida através do uso de vários vasos de contenção, conforme pode ser visto na Fig. 3. A tubulação do primário fica contida no vaso inferior enquanto no superior ficam os separadores de vapor.

Geradores de vapor verticais foram desenvolvidos com a finalidade inicial de obter-se um equipamento compacto e eficiente para ser utilizado em propulsão naval. A grande maioria das unidades nucleares instaladas a partir de 1968 utilizam este modelo de gerador de vapor.

FIG. 2 - ESQUEMA DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS EM "U", HORIZONTAL, COM SEPARADORES DE VAPOR INTERNOS.

FIG. 3 - ESQUEMA DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS RETOS, HORIZONTAL, COM SEPARADORES DE VAPOR EXTERNOS

c) Tipo tubos retos, vertical [4]

O desenvolvimento deste modelo de gerador de vapor, mostrado na Fig. 4, iniciou-se quando foi desejado obter-se vapor superaquecido para alimentar a turbina. O refrigerante do reator entra no mesmo através de sua parte superior escoando, em seguida, para baixo através do feixe de tubos, deixando o gerador de vapor por sua base. A água de alimentação penetra no gerador de vapor em sua seção anular sob a forma de "spray", a fim de obter-se uma distribuição uniforme do fluxo. Em seguida o fluido secundário escoar para baixo ainda na seção anular penetrando na seção interna junto a base do gerador de vapor. Nesta, a água recebe calor até atingir o estado de vapor saturado seco, isto é, título de 100%. Na região de superaquecimento (parte superior da seção interna) são colocadas chicanas ("baffles") para obter-se altas velocidades de escoamento transversal ao feixe de tubos de tal forma que se tenha uma eficiente troca de calor. O vapor superaquecido deixa o gerador de vapor através de um bocal posicionado na seção anular superior. Naturalmente, quando se trabalha com vapor superaquecido não é necessário o uso dos separadores de vapor. Uma das desvantagens deste modelo é sua grande dimensão vertical.

d) Tipo "U" invertido, vertical, com recirculação interna natural [2]

Conforme pode ser observado na Fig. 5, o fluido primário percorre a tubulação em "U", entrando e saindo do gerador de vapor através de sua base. O fluido de trabalho (água de alimentação) entra no gerador de vapor através de um bocal posicionado ligei

FIG. 4 — ESQUEMA DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS RETOS, VERTICAL.

FIG. 5 - ESQUEMA DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS EM "U", INVERTIDO, COM RECIRCULAÇÃO INTERNA NATURAL

ramente acima do topo do feixe de tubos em "U" , misturando-se em seguida com a água de recirculação. Esta mistura escoava para baixo penetrando na região efetiva de aquecimento de forma semelhante ao gerador de vapor do tipo tubos retos vertical. Ao final desta, tem-se uma mistura bifásica (líquido-vapor) que passa em seguida através dos separadores de vapor. Posteriormente o vapor deixa o gerador de vapor através do bocal posicionado no topo do mesmo e o líquido retorna à seção anular.

Alguns geradores de vapor deste tipo possuem uma seção de pré-aquecimento da água de alimentação que fica localizada na base da perna fria da tubulação em "U" [4] . Esta seção dispõe de defletores horizontais que são fixados no feixe tubular para provocar um escoamento transversal aos tubos. Ao deixar o pré-aquecedor a água de alimentação penetra através da perna quente onde mistura-se com a água de recirculação que escoava pela seção anular. Tal modelo de gerador de vapor é utilizado na usina Almirante Álvaro Alberto (Angra-I).

I.4 - Modelo de Gerador de Vapor a Ser Simulado

A grande diversificação de projetos de geradores de vapor torna bastante difícil desenvolver-se um programa de computador que seja o bastante geral de tal forma a simular qualquer modelo. Portanto, logo no início das pesquisas teve-se que fazer a opção por um determinado tipo de gerador de vapor.

Escolheu-se o modelo com a tubulação em "U" sem o pré-aquecedor baseado na tendência atual de utilização de tal gerador de vapor. Aliás, este é o modelo que virá ser adotado no Brasil

FIG. 6 - VISTA EM CORTE DE UM GERADOR DE VAPOR TIPO "U" INVERTIDO, COM RECIRCULAÇÃO INTERNA NATURAL

a partir da usina de Angra II.

Conforme dito anteriormente, a água de alimentação entra no gerador de vapor através de um bocal situado acima do topo da tubulação em "U". Em alguns modelos deste tipo de gerador de vapor existe uma tubulação em forma circular unida a este bocal com uma série de pequenos orifícios cuja finalidade é distribuir uniformemente o fluido de trabalho pela seção anular. A água de alimentação após misturar-se com a de recirculação escoar para baixo através da seção anular. Esta seção é formada pela carcaça externa (vaso de contenção) do gerador de vapor e uma carcaça interna. Ambas as carcaças são de aço. Pouco acima do suporte principal da tubulação em "U" ("tube plate") existe uma abertura na carcaça interna. Assim, o fluido secundário penetra na região efetiva de aquecimento (seção interna) escoando transversalmente ao feixe de tubos do primário. Em seguida, o fluido secundário escoar para cima através do feixe de tubos, onde o mesmo é aquecido até a temperatura de saturação, ocorrendo portanto ebulição. A mistura de água e vapor após deixar a região de aquecimento passa por uma "câmara plena" onde sofre homogeneização. Em seguida, tal mistura é alimentada aos separadores de vapor do tipo "ciclones" ("swirl vanes"). Estes são compostos por um conjunto de helicóides fixos que impõem uma aceleração radial à mistura bifásica. Devido a diferença de densidade existente entre as fases líquida e vapor consegue-se fazer a separação das mesmas. O líquido por ser mais denso tende a ir para junto dos invólucros dos "ciclones". O líquido assim separado escoar pela seção anular do topo dos invólucros misturando-se em seguida com a água de alimentação. O vapor passa ainda por separadores adicio

nais que têm por função limitar a quantidade de água da mistura bifásica que alimenta a turbina em 0,25%. Tais separadores, que são chamados de secadores ("dryers"), são constituídos de superfícies corrugadas ("colméias"). A eficiência dos secadores depende fundamentalmente das repetidas mudanças de direção de escoamento impostas pelas superfícies corrugadas. Uma série de drenos conduzem a água retirada pelos secadores até junto ao bocal de entrada da água de alimentação. Um bocal posicionado no topo do vaso de contenção conduz o vapor para a tubulação de alimentação da turbina.

Quanto ao fluido primário, este entra no gerador de vapor através de um bocal localizado junto a base do mesmo, passando em seguida por uma câmara plena. Posteriormente penetra na tubulação em "U", pelo lado correspondente a perna quente da mesma. No topo desta tubulação os tubos fazem uma curva de 180° dando início à perna fria. Ao deixar esta, o fluido primário passa por outra câmara plena, simétrica a de entrada, saindo do gerador de vapor através de um bocal. Além do suporte principal da tubulação em "U", esta também é sustentada por uma série de grades colocadas ao longo da tubulação. O material adotado na fabricação dos tubos é o Inconel, sendo que, no passado, também foi utilizado o aço inoxidável.

1.5 - Objetivo do Trabalho

O presente trabalho se propõe a fornecer o comportamento termohidráulico de um gerador de vapor tipo "U" invertido operando em regime permanente, isto é, com as condições de entrada dos

fluidos primário e secundário constantes. Além disto, são ainda conhecidas as características geométricas do gerador de vapor.

Foi então desenvolvido o programa de computador GEVAP (vide Apêndice H) em linguagem FORTRAN.

O gerador de vapor foi dividido em um conjunto de volumes de controle, nos quais são determinadas a vazão e as condições termodinâmicas dos mesmos, tais como pressão, temperatura, entalpia e, em se tratando de escoamento bifásico, título e fração de vazios. Na região onde há troca de calor, determina-se ainda o fluxo de calor associado a cada um dos volumes de controle pela diferença média logarítmica de temperaturas (DMLT) e o coeficiente global de troca de calor.

A divisão dos volumes de controle é feita de tal forma que a região do secundário aquecida diretamente pela tubulação em "U" possua duas séries geometricamente simétricas de volumes de controle ao longo da mesma: uma, associada à perna quente e outra à perna fria. Devido aos diferentes fluxos de calor recebidos por tais volumes de controle simétricos, as condições dos mesmos também são diferentes. Isoladamente este fato representaria que tais volumes de controle apresentariam perdas de pressão diferentes. Assim, é imposto um escoamento transversal ao principal ("cross-flow") no sentido do volume de controle que apresenta maior perda de pressão para o que possui uma perda menor, aumentando portanto a vazão deste. Desta forma determina-se o valor do escoamento transversal ("cross-flow") de tal modo que as pressões na saída de cada par de volumes de controle simétricos

sejam iguais entre si, ou seja, para uma determinada altura a pressão é a mesma em toda a seção de escoamento.

A perda de pressão é calculada através da equação de conservação da quantidade de movimento. São incluídos fatores de perdas de carga localizadas causadas por razões tais como grades, mudanças da direção do escoamento, expansões, contrações, etc.

A recirculação no gerador de vapor é determinada pela pressão do fluido secundário na saída dos separadores de vapor e a pressão na entrada da água de alimentação. Considera-se ainda a coluna de líquido existente entre estes dois pontos.

Quanto às condições do fluido secundário são previstos dois regimes de escoamento distintos: líquido comprimido e mistura bifásica de líquido e vapor. A mudança do primeiro regime para o segundo se dá quando é atingido o estado de saturação. No escoamento de líquido comprimido, o mecanismo de troca de calor entre a superfície externa da tubulação em "U" e o fluido secundário pode ser por convecção forçada ou ebulição local (subresfriada). No caso de escoamento bifásico, também são dois os processos de troca de calor considerados: ebulição nucleada ou vaporização por convecção forçada.

Pelo lado do fluido primário considera-se que o escoamento se processa sempre como sendo apenas de líquido comprimido. Naturalmente, o processo de troca de calor deste fluido com a superfície interna dos tubos se faz por convecção forçada.

O último passo realizado pelo programa desenvolvido é verificar se foi atingido o fluxo de calor crítico para cada um dos vo

lumes de controle.

CAPITULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1 - Considerações Gerais

As várias empresas projetistas de usinas nucleares possuem seus próprios métodos e programas para a simulação de componentes nucleares específicos e do comportamento global das mesmas. Tais programas, no entanto, não são de domínio público, tornando necessário um esforço de desenvolvimento próprio por parte daqueles que pretendem dominar a tecnologia nuclear no seu todo ou em parte.

Em alguns trabalhos de simulação do ciclo primário, a modelagem do gerador de vapor é bastante simplificada, já que a parte relativa ao comportamento do ciclo secundário não é considerada.

II.2 - Trabalhos de Simulação do Ciclo Primário

Santos [3], no seu trabalho de simulação do ciclo primário, considera constantes a temperatura do fluido primário na saída do gerador de vapor e o coeficiente de troca de calor. Naturalmente, tal trabalho, além de omitir o secundário, não fornece uma simulação realística do comportamento do primário na parte referente ao gerador de vapor.

Murrell [7] desenvolveu um modelo de simulação de transitórios do primário considerando dois modelos de gerador de vapor: Tubos em "U" com recirculação natural e tubos retos no

qual é obtido vapor superaquecido:

a) Tubos em "U" com recirculação natural (Fig. 7)

O primário é representado por um único tubo em "U" cujo diâmetro hidráulico é igual ao de todo o conjunto de tubos. Este é dividido em quatro seções longitudinais, sendo duas no economizador e outras duas no evaporador. O secundário é dividido em apenas duas seções: economizador e evaporador. Uma das hipóteses propostas por Murrell é que o escoamento transversal ("cross-flow) que ocorre pelo lado do secundário na região da tubulação em "U" é suficiente para homogenizar o fluido de tal forma que a altura na qual é atingida a ebulição seja a mesma tanto para a perna quente quanto para a fria. A recirculação é calculada através de um balanço de pressões causada pela coluna de líquido existente entre a saída dos separadores de vapor e a perda provocada por atrito e acelerações, que é assumida como sendo proporcional ao quadrado da vazão em massa da recirculação.

b) Tubos retos (Fig. 8)

São consideradas apenas três seções distintas tanto para o primário quanto para o secundário: economizador, evaporador e superaquecedor. Murrell afirma que o pequeno número de seções é compensado pelo uso da técnica da diferença média logarítmica de temperaturas.

A simulação de ambos os tipos de geradores de vapor proposta por Murrell[7], apresenta uma restrição principal: o número reduzido de regiões distintas de escoamento. No caso específico do tipo em "U", a afirmativa básica de que o escoamento

FIG. 7 - MODELO FÍSICO PROPOSTO POR MURRELL PARA A SIMULAÇÃO DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO "U" INVERTIDO

FIG. 8 - MODELO FÍSICO PROPOSTO POR MURRELL PARA A SIMULAÇÃO DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS RETOS

transversal ("cross-flow") é suficiente para homogenizar o fluido secundário não é, a princípio, aceitável.

O programa MARVEL [8] simula o escoamento do fluido primário através de um gerador de vapor tipo tubos em "U", dividindo-o em seis regiões. A primeira delas é a câmara plena de entrada do fluido primário no gerador de vapor, enquanto a última corresponde a câmara plena da saída. Os tubos são representados pelas quatro regiões intermediárias. O fluxo de calor recebido pelo fluido secundário é calculado pela diferença média logarítmica de temperaturas. O coeficiente e a área de troca de calor são considerados variáveis e são avaliados para cada uma das regiões como sendo função de parâmetros representativos tais como: mecanismo de troca de calor, dependência da condutividade térmica do Inconel em relação a temperatura, nível d'água do gerador de vapor, etc. A maior restrição do modelo proposto por Hargrove [8] é que o mesmo omite uma análise mais profunda do comportamento do fluido secundário no gerador de vapor. Por exemplo, tal trabalho considera que o processo de troca de calor entre a tubulação em "U" e o fluido secundário seja sempre por ebulição, o que não é real.

II.3 - Trabalhos Específicos de Simulação de Geradores de Vapor

O programa TRAP (Transient Reactor Analysis Program) [9] foi desenvolvido para analisar o comportamento termohidráulico de uma usina PWR durante uma despressurização acidental do ciclo secundário. O modelo do gerador de vapor utilizado neste trabalho é um tipo "Tubos Retos". Sua representação é feita dividindo

o primário, a parede dos tubos e o secundário numa série de volumes de controle conforme é mostrado na Fig. 9. Como dados iniciais para a simulação do comportamento termohidráulico do gerador de vapor em transientes, são utilizadas as condições encontradas numa simulação em regime permanente.

Uma das principais vantagens do modelo proposto por Cudlin [9] é a possibilidade de variar-se o número de volumes de controle da região onde há troca de calor.

Pinto [3] desenvolveu um programa de computação para simular o funcionamento de um gerador de vapor tipo "U" invertido com recirculação interna natural, dotado de pré-aquecedor, operando em regime permanente. O modelo físico para a simulação está mostrado na Fig. 10. Verifica-se que este não inclui a parte referente ao processo de troca de calor entre o fluido secundário e a região da perna fria que não faz parte do pré-aquecedor.

O modelo proposto considera ainda, que as águas de alimentação e de recirculação quando se misturam na saída do pré-aquecedor, estão à mesma pressão e temperatura. Tal hipótese não traduz realisticamente o processo.

A razão de recirculação é calculada através de um modelo auto ajustável em função de diversos outros parâmetros, como alturas do pré-aquecedor e evaporador, taxa total de transferência de calor e área de troca de calor.

A teoria desenvolvida em tal trabalho determina

- a distribuição axial de pressão e temperatura em ambos os fluidos ao longo do gerador de vapor, e

FIG. 9 - MODELO FÍSICO PROPOSTO POR CUDLIN PARA A SIMULAÇÃO DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO TUBOS RETOS

FIG. 10 - MODELO FÍSICO PROPOSTO POR PINTO PARA A SIMULAÇÃO DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO "U" INVERTIDO, COM PRÉ-AQUECEDOR

- a distribuição axial de títulos e os diversos mecanismos de troca de calor do fluido secundário ,

sendo conhecidas

- as características geométricas do gerador de vapor,
- as propriedades termodinâmicas do refrigerante do reator e da água de alimentação na entrada do gerador de vapor,
- o fluxo de calor recebido pelo fluido primário no núcleo do reator, e
- a vazão e a pressão do vapor d'água desejadas na saída do gerador de vapor.

Land e Steitler [12] desenvolveram um trabalho cuja principal característica é o estudo das alterações sofridas pelo coeficiente de troca de calor quando há uma queda do nível d'água do secundário. A distribuição dos volumes de controle ao longo do gerador de vapor do tipo "U" invertido com recirculação interna natural pode ser vista na Fig. 11. Da mesma forma que Murrell, tal modelo considera completamente homogenizado o fluido secundário no escoamento do mesmo através do gerador de vapor, o que não corresponde a realidade.

A representação do escoamento do fluido secundário, após as águas de alimentação e recirculação terem se misturado, através da seção anular é feita por um único volume de controle, sendo o mesmo considerado adiabático. Tal hipótese será posteriormente comentada no Capítulo VI.

Quanto ao método utilizado para a determinação da razão de recirculação, os autores nada comentam a respeito.

FIG. II—MODELO FÍSICO PROPOSTO POR LAND E STEITLER PARA A SIMULAÇÃO DE UM GERADOR DE VAPOR DO TIPO "U" INVERTIDO

Christensen [11] desenvolveu um modelo detalhado para a simulação de um gerador de vapor tipo "U" invertido operando em situações transientes. As principais hipóteses feitas pelo autor são:

- a) A velocidade de escoamento dos fluidos primário e secundário são uniformes.
- b) É utilizada uma razão de escorregamento ("slip-ratio") constante.
- c) Não é considerada a possibilidade de ocorrer ebulição subresfriada.
- d) É desprezada a condução de calor axial ao longo dos tubos que compõem a tubulação em "U".
- e) Todos os processos de troca de calor entre o fluido secundário e as diversas superfícies de aço do gerador de vapor são desprezados.
- f) O modelo analisado é considerado como sendo uni-dimensional, ou seja despreza-se o escoamento transversal.

Segundo El-Wakil [5] a razão de escorregamento é função basicamente da pressão. Assim, a hipótese (b) não é realística. As hipóteses (c), (e) e (f) também não traduzem com realidade o comportamento do gerador de vapor.

O autor nada comenta quanto ao aspecto de razão de recirculação.

Recentemente, obteve-se o trabalho publicado por Wolde [10] sobre a simulação do comportamento termohidráulico de gera

dores de vapor em transientes. Em tal trabalho são analisados geradores de vapor do tipo "U" invertido e ainda, do tipo "Tubos Retos". Este é utilizado em usinas LMFBR (Liquid Metal Fast Breeder Reactor).

Observa-se que nenhum dos trabalhos encontrados analisa o escoamento do fluido secundário através de um gerador de vapor tipo "U" invertido de uma forma não homogênea, ou seja, tais trabalhos consideram que o escoamento transversal ("cross-flow") existente seja suficiente para provocar uma completa homogenização do fluido secundário.

Outro aspecto que também não é abordado pelos modelos atuais é quanto ao calor cedido ao fluido secundário no escoamento do mesmo através da seção anular.

O presente trabalho propõe-se a analisar, de forma realista, estes aspectos mencionados.

CAPÍTULO III

ANÁLISE TEÓRICA

III.1 - Considerações Gerais

No presente modelo para análise termohidráulica de geradores de vapor do tipo "U" invertido, com recirculação natural os principais aspectos considerados são:

a) o escoamento do fluido secundário é dividido em duas partes, escoando paralelamente, sendo uma associada à perna quente da tubulação em "U" (escoamento paralelo) e outra associada à perna fria (escoamento contracorrente);

b) cada uma das partes é assumida como sendo individualmente homogênea em uma determinada seção transversal ao escoamento principal;

c) é permitida a existência de escoamento transversal ("cross-flow") entre estas duas partes, devido às diferentes condições de escoamento e troca de calor;

d) é desprezada a mistura turbulenta que ocorre entre estas duas partes;

e) o escoamento transversal é obtido, assumindo que as duas partes do escoamento possuam a mesma pressão nas seções de terminadas por uma dada elevação;

f) é permitida a troca de calor na seção anular do gerador de vapor entre a carcaça interna e o fluido secundário;

g) é fixado um título para a mistura bifásica que alimenta a turbina, sendo a pressão da água de alimentação determinada através desta imposição;

h) a razão de recirculação é intrinsicamente determinada pelo modelo.

III.2 - Modelo Físico

O modelo físico adotado no presente trabalho está esquematizado na Fig. 12. As diversas regiões distintas de escoamento dos fluidos primário e secundário são subdivididas em volumes de controle, aos quais são aplicadas as leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, na forma integral.

O feixe de tubos em "U", conforme procedimento adotado por Christensen [11] e Land e Steitler [12], é substituído por dois tubos iguais, unidos no topo por uma conexão artificial. O diâmetro interno de tais tubos é determinado de modo que a área de escoamento dos mesmos seja equivalente a área de todo o feixe de tubos. De forma a manter a área de troca de calor real no modelo físico, calcula-se uma altura média, z_t , da tubulação em "U". Deste modo:

$$A_{tp} = A_{tr} + A_{tc} \quad , \quad (1)$$

onde, A_{tp} = área externa de troca de calor de uma das pernas da tubulação em "U";

A_{tr} = área externa de troca de calor do trecho reto de uma das pernas da tubulação em "U";

FIG. 12 - MODELO FÍSICO PROPOSTO PELO PRESENTE TRABALHO.

A_{tc} = área externa de troca de calor do trecho curvo de u ma das pernas da tubulação em "U" (Apêndice D).

Daí,

$$z_t = \frac{A_{tp}}{\pi de_t n_t}, \quad (2)$$

onde, de_t = diâmetro externo de cada um dos tubos que compõem a tubulação em "U";

n_t = número total de tubos que compõem a tubulação em "U".

Quanto ao escoamento do fluido secundário, considera-se, devido à alta turbulência local, que ocorra homogenização da mistura das águas de alimentação e recirculação. Admite-se ainda uma distribuição uniforme da vazão na entrada da seção anular.

Devido aos diversos acidentes existentes na região de entrada da seção interna, admite-se, neste local, uma completa homogenização do mesmo. Considera-se também uma homogenização na câmara plena superior, existente entre o topo da tubulação em "U" e a entrada dos separadores de vapor. Tal câmara plena é representada no modelo físico por um único volume de controle.

O conjunto dos separadores de vapor também é representado por um único volume de controle, assim como o canal de recirculação. Fisicamente, o modelo físico adotado no presente trabalho, admite que os separadores de vapor tenham uma capacidade fixa de separação das fases líquida e vapor, ou seja, o título da mistu

ra que alimenta a turbina é fixo.

III.3 - Eguacionamento do Primário

Considerando-se que o escoamento do fluido primário através do gerador de vapor se processa sempre na forma de líquido comprimido, pretende-se determinar a pressão, entalpia e consequentemente a temperatura em cada um dos volumes de controle. As condições do fluido primário, (vazão, pressão e entalpia) na entrada do gerador de vapor são conhecidas.

Para um volume de controle genérico, as condições de escoamento na entrada do mesmo são conhecidas, sendo iguais às condições na saída do volume de controle anterior. Assim, tem-se a seguinte situação:

Obs.: o índice "i" refere-se à entrada do volume de controle e "o" à saída, com:

W_p = vazão em massa;

P_p = pressão;

h_p = entalpia por unidade de massa;

T_p = temperatura;

ρ_p = densidade;

V_p = velocidade média de escoamento na seção;

Q = taxa de transferência de calor.

Pela equação da continuidade, conclui-se que a vazão em massa do fluido primário permanece constante no escoamento através do volume de controle.

Pela conservação de energia, a entalpia na saída do volume de controle é dada por:

$$h_{po} = h_{pi} - \frac{Q}{W_p} \quad (3)$$

A pressão na saída do volume de controle é determinada através da equação da conservação da quantidade de movimento:

$$p_{po} = \frac{A_p p_{pi} + W_p V_{pi} - W_p V_{po} - f(dz/dh_p) (\bar{V}_p^2/2) + y A_p dz \bar{\rho}_p g}{A_p} \quad (4)$$

onde, A_p = área de escoamento do fluido primário através do feixe de tubos;

f = coeficiente de atrito médio ao longo do volume de controle;

dz = altura do volume de controle;

dh_p = diâmetro hidráulico da seção de escoamento;

$\bar{V}_p$ = velocidade média do escoamento ao longo do volume de controle;

y = indicador da direção do escoamento;

$\bar{\rho}_p$ = densidade média ao longo do volume de controle;

g = aceleração da gravidade.

A velocidade média de escoamento na seção de saída do fluido primário, V_{po} , é determinada através da equação da continuidade:

$$V_{po} = \frac{W_p}{A_p \rho_{po}} \quad (5)$$

O coeficiente de atrito, f , é obtido através de uma correlação empírica dada em função do número de Reynolds, conforme mostrado no Apêndice A. O número de Reynolds, Re , é determinado através dos valores médios ao longo do volume de controle. Desta forma:

$$Re = \frac{\bar{\rho}_p \bar{V}_p dh_p}{\bar{\mu}_p}, \quad (6)$$

onde, $\bar{\mu}_p$ = viscosidade dinâmica média ao longo do volume de controle.

A variável indicadora do sentido do escoamento assume os seguintes valores:

$y = +1$, para escoamento vertical para cima (perna quente);
 $y = -1$, para escoamento vertical para baixo (perna fria).

Os valores da temperatura, T_{po} , e densidade, ρ_{po} , do fluido primário na saída do volume de controle são determinados conforme procedimento descrito no apêndice B.

O valor médio ao longo do volume de controle da entalpia, $\bar{h}_p$, temperatura, $\bar{T}_p$, densidade, $\bar{\rho}_p$, velocidade, $\bar{v}_p$ e pressão, $\bar{P}_p$, são determinados através da média aritmética entre os respectivos valores na entrada e saída do volume de controle.

A viscosidade dinâmica média, $\bar{\mu}_p$, ao longo do volume de controle é calculada em função da temperatura $\bar{T}_p$, conforme procedimento descrito no apêndice B.

No escoamento do fluido primário através das câmaras plenas de entrada e saída do gerador de vapor, admite-se que a entalpia do mesmo não se altere, ocorrendo apenas perda de pressão, sendo utilizados fatores de perda de carga localizada para ambas as câmaras.

III.4 - Equacionamento do Secundário na Região onde há Troca de Calor.

As condições da água de alimentação na entrada do gerador de vapor são conhecidas, ou seja, vazão em massa, W_{al} e entalpia, h_{al} . A priori, admite-se ser conhecido também o valor da pressão, P_{al} .

Para o primeiro par de volumes de controle da seção anular admite-se que ocorre homogenização da mistura da água de alimentação e recirculação na entrada dos mesmos. Considerando-se ainda a hipótese da distribuição uniforme da vazão na entrada da seção anular, tem-se:

$$w_{si}^1 = w_{si}^2 = \frac{w_{al} + w_r}{2}, \quad (7)$$

$$h_{si}^1 = h_{si}^2 = \frac{w_{al}h_{al} + w_rh_r}{w_{al} + w_r}, \quad (8)$$

onde, w_{si}^1, w_{si}^2 = vazão em massa de fluido secundário na entrada do primeiro par de volumes de controle da seção anular;

$h_{si}^1 = h_{si}^2$ = entalpia do fluido secundário na entrada do primeiro par de volumes de controle da seção anular;

w_{al} = vazão em massa da água de alimentação;

w_r = vazão em massa da água de recirculação;

h_{al} = entalpia da água de alimentação;

h_r = entalpia da água de recirculação.

A pressão do fluido secundário na entrada destes volumes de controle é considerada como sendo igual a pressão da água de

alimentação, P_{al} , na entrada do gerador de vapor, ou seja:

$$P_{si}^1 = P_{si}^2 = P_{al} \quad (9)$$

Devido aos diversos acidentes existentes na região de entrada da seção interna, utiliza-se um fator de perda de carga localizada associado ao escoamento do fluido secundário através de tal região.

Da mesma forma, é usado um fator de perda de carga localizada associado ao escoamento do fluido secundário através de cada uma das grades de sustentação da tubulação em "U".

Considere um par genérico de volumes de controle simétricos, esquematizado em seguida:

Obs.: 1) O índice "q" refere-se ao volume de controle do lado da perna quente e "f" ao lado da perna fria;

2) W_{qf} representa o escoamento transversal ("cross-flow") no sentido da perna quente para a perna fria.

As condições na entrada de ambos os volumes de controle são conhecidas, sendo iguais às condições na saída do par anterior. Observa-se ainda que a pressão na entrada é igual para os dois volumes de controle.

Admitem-se como conhecidos os valores da vazão em massa correspondente ao escoamento transversal ("cross-flow"), W_{qf} , ambas as taxas de calor, Q_q e Q_f e ainda uma aproximação para a pressão na saída do volume de controle, P_{so} .

Através da conservação de massa, a vazão na saída de ambos os volumes de controle é dada por:

$$W_{qo} = W_{qi} + W_{fq} \quad , \quad (10)$$

$$W_{fo} = W_{fi} + W_{qf} \quad , \quad (11)$$

onde, $W_{fq} = -W_{qf}$

Pela conservação de energia, determina-se a entalpia na saída dos volumes de controle:

a) Para o lado da perna quente:

$$h_{qo} = \frac{W_{qi} h_{qi} + Q_q + (W_{fq} h_{qi})/2}{W_{qo} - \frac{W_{fq}}{2}} \quad , \quad \text{se } W_{qf} \geq 0 \quad (12)$$

$$h_{qo} = \frac{W_{qi} h_{qi} + Q_q + W_{fq} (h_{fi} + h_{fo})/2}{W_{qo}} \quad , \quad \text{se } W_{qf} < 0 \quad (13)$$

b) Para o lado da perna fria:

$$h_{fo} = \frac{W_{fi} h_{fi} + Q_f + W_{qf} (h_{qi} + h_{qo})/2}{W_{fo}}, \quad \text{se } W_{qf} > 0 \quad (14)$$

$$h_{fo} = \frac{W_{fi} h_{fi} + Q_f + (W_{qf} h_{fi})/2}{W_{fo} - \frac{W_{fq}}{2}}, \quad \text{se } W_{qf} < 0 \quad (15)$$

A pressão na saída de ambos os volumes de controle é determinada através da equação da conservação da quantidade de movimento. Desta forma, para o lado da perna quente tem-se:

$$P_{qo} = \frac{A P_{si} + W_{qi} V_{qi} + W_{fq} \bar{V}^* - W_{qo} V_{qo} - K A \bar{V}_q^2 / 2 - \gamma A dz \bar{\rho}_q g}{A} \quad (16)$$

onde, A = área transversal ao escoamento principal;

$\bar{V}_q$ = velocidade média de escoamento na seção;

$\bar{V}^* = \bar{V}_q$, se $W_{qf} \geq 0$;

$\bar{V}^* = \bar{V}_f$, se $W_{qf} < 0$;

$\bar{V}_q, \bar{V}_f$ = velocidade média de escoamento ao longo dos volumes de controle dos lados da perna quente e fria, respectivamente;

K = fator total de perda de carga (atrito e acidentes);

γ = indicador da direção do escoamento;

$\bar{\rho}_q$ = densidade média ao longo do volume de controle.

Para a determinação da pressão na saída do volume de controle do lado da perna fria, P_{fo} , utiliza-se a mesma expressão usada para a perna quente, apenas trocando-se os índices "q" por "f".

A variável y assume os seguintes valores:

$y = -1$, para escoamento vertical para baixo (seção anular);

$y = +1$, para escoamento vertical para cima (seção interna).

Através da equação da continuidade determina-se a velocidade média do escoamento na seção de saída do volume de controle:

$$V_{qo} = \frac{W_{qo}}{A \rho_{qo}} \quad (17)$$

O fator total de perda de carga, K , é dado por:

$$K = f \frac{dz}{dh_s} + n_g K_g \quad (18)$$

onde, f = coeficiente de perda de carga por atrito;

dh_s = diâmetro hidráulico da seção de escoamento;

n_g = número de grades de sustentação da tubulação em "U" contidas no volume de controle;

K_g = fator de perda de carga associado a passagem do fluido secundário através de uma grade.

O coeficiente de atrito, f , é determinado, de forma análoga ao procedimento do primário, em função do número de Reynolds, Re :

$$Re = \frac{\bar{\rho}_q \bar{V}_q dh_s}{\bar{\mu}_q}, \quad (19)$$

Para a aplicação da equação de conservação da quantidade de movimento, torna-se necessária a obtenção das condições do fluido secundário na saída de ambos os volumes de controle.

Para um volume de controle genérico, podem ocorrer tres situações distintas:

- escoamento de líquido comprimido em toda a extensão do volume de controle;
- é atingido o estado de saturação no volume de controle, ou seja, na região inicial do volume de controle o escoamento se processa sob a forma de líquido comprimido, enquanto na parte final ocorre escoamento bifásico;
- escoamento bifásico em toda a extensão do volume de controle.

Assim, para o volume de controle do lado da perna quente, por exemplo, considerando-se h_ℓ e h_g como sendo as entalpias de líquido e vapor saturados, respectivamente, os valores da entalpia na entrada e saída deste volume de controle genérico podem ser:

1º Caso: $h_{qi} < h_\ell$, $h_{qo} \leq h_\ell$.

Trata-se, portanto, de escoamento de líquido comprimido. Logo, o procedimento para a determinação das propriedades do fluido secundário no volume de controle é análogo ao procedimento adotado para o primário.

2º Caso: $h_{qi} > h_\ell$, $h_{qo} \leq h_g$

Logo, trata-se de escoamento bifásico. Desta forma, é necessário definir-se outros parâmetros, além dos envolvidos no caso de líquido comprimido.

Fração de vazios, ("void fraction") α : definida [5,15] como sendo a relação entre as áreas de escoamento de vapor, A_g , e a área total de escoamento, A . Assim,

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (20)$$

Razão de Escorregamento ("slip ratio"), S , [5,15] : relação entre as velocidades das fases vapor, V_g , e líquida, V_ℓ . Desta forma:

$$S = \frac{V_g}{V_\ell} \quad (21)$$

Título do Escoamento ("quality"), X : relação entre as vazões em massa de vapor, WV , e total (líquido e vapor), W . Logo,

$$X = \frac{WV}{W} \quad (22)$$

Assim, tratando-se de um volume de controle, cuja entalpia na entrada é maior que a entalpia de líquido saturado, são também conhecidas na entrada do mesmo, além dos parâmetros do caso anterior, a vazão em massa de vapor, WV_{qi} , a fração de vazios α_{qi} , e o título do escoamento, X_{qi} .

Desta forma, é necessário conhecer-se os valores destas grandezas na saída do volume de controle.

Com respeito ao título do escoamento na saída, tem-se:

$$X_{qo} = \frac{WV_{qo}}{W_{qo}} \quad (23)$$

Obviamente,

$$W_{qo} = WL_{qo} + WV_{qo} \quad , \quad (24)$$

onde, WL_{qo} = vazão em massa da fase líquida na saída do volume de controle.

O balanço de energia no volume de controle fornece:

$$W_{qo} h_{qo} = WL_{qo} h_l + WV_{qo} h_g \quad (25)$$

Utilizando-se a definição de título, chega-se a:

$$X_{qo} = \frac{h_{qo} - h_l}{h_g - h_l} \quad (26)$$

Uma vez determinado X_{qo} , a vazão de vapor na saída do volume de controle, WV_{qo} , decorre, imediatamente da definição do título, na forma:

$$WV_{qo} = X_{qo} W_{qo} \quad (27)$$

A fração de vazios na saída do volume de controle, α_{qo} , é determinada por [5] :

$$\alpha_{qo} = \frac{1}{1 + \frac{1 - X_{qo}}{X_{qo}} \frac{v_l}{v_g} S} \quad (28)$$

onde, v_l = volume específico de líquido saturado;

v_g = volume específico de vapor saturado;

S = razão de escorregamento.

Segundo El-Wakil [5], a razão de escorregamento, S , depende apenas da pressão, P . Foi desenvolvido um polinômio, mostrado no Apêndice C, que fornece a variação de S em função de P .

A temperatura, T_{qo} , e a densidade, ρ_{qo} , na saída do volume de controle, são determinadas conforme procedimento descrito no apêndice B, para escoamento bifásico.

O título, $\bar{X}_q$, e a fração de vazios, $\bar{\alpha}_q$, médios ao longo do volume de controle, são determinados através da média aritmética entre os respectivos valores na entrada e saída do mesmo.

Os valores da densidade, $\bar{\rho}_q$, e a viscosidade, $\bar{\mu}_q$ também são determinados conforme o procedimento descrito no apêndice B.

Os demais parâmetros são determinados de forma semelhante ao 1º caso.

3º Caso: $h_{qi} < h_\ell$ e $h_{qo} > h_\ell$

Os volumes de controle que se enquadram neste caso são aqueles nos quais o fluido secundário atinge o estado de saturação. Assim, admitindo-se que a entalpia de saturação, h_ℓ , não é atingida na seção anular, apenas dois volumes de controle, ambos pertencentes à seção interna, são analisados desta forma: um do lado da perna quente e o outro, do lado da perna fria.

A altura, z_{bq} , em que é atingida a entalpia de saturação é avaliada considerando-se um aumento linear da entalpia no volume de controle, de forma que:

$$z_{bq} = z_1 + \frac{h_\ell - h_{qi}}{h_{qo} - h_{qi}} dz, \quad (29)$$

onde, z_1 = altura correspondente à entrada do volume de controle.

A entalpia de líquido saturado, h_ℓ , utilizada da expressão anterior é inicialmente determinada através da pressão média do fluido secundário no volume de controle, $\bar{P}_s$.

Com a finalidade de reduzir-se os erros cometidos nesta a

proximação, divide-se o volume de controle em três regiões, conforme o esquema abaixo:

$$\text{Onde: } z_{\text{inf}} = z_i + 0,25 \, dz, \quad (30)$$

$$z_{\text{sup}} = z_i + 0,75 \, dz \quad (31)$$

Se o valor calculado anteriormente, isto é, com h_ℓ em função da pressão média, for menor que z_{inf} ou maior que z_{sup} , z_{bq} é recalculado através da mesma expressão, mas com h_ℓ correspondente a P_{si} ou a P_{so} , respectivamente. Em caso contrário, isto é, se z_{bq} calculado anteriormente está compreendido entre z_{inf} e z_{sup} , tal valor é mantido inalterado.

Na entrada deste volume de controle, o título do escoamento, x_{qi} , a vazão de vapor, wv_{qi} , e a fração de vazios, α_{qi} , do fluido secundário são considerados nulos. Isto representa uma aproximação, pois na realidade, antes de ser atingida a condição de saturação, já existe uma pequena quantidade de vapor junto da

superfície externa do feixe de tubos, causada pela ocorrência de ebulição subresfriada.

A determinação do título, X_{qo} , da vazão de vapor, WV_{qo} , e da fração de vazios, α_{qo} , na saída do volume de controle é análoga ao 2º caso.

Os valores médios do título, $\bar{X}_q$, e da fração de vazios, $\bar{\alpha}_q$, ao longo do volume de controle são determinados considerando-se que, até a altura onde inicia-se o processo de ebulição nucleada, z_{bq} , tais parâmetros são nulos. Admite-se ainda, um crescimento linear dos mesmos após ter sido atingido o estado de saturação. Desta forma:

$$\bar{X}_q = \frac{\frac{z_o - z_{bq}}{dz}}{\frac{X_{qo}}{2}}, \quad (32)$$

$$\bar{\alpha}_q = \frac{\frac{z_o - z_{bq}}{dz}}{\frac{\alpha_{qo}}{2}} \quad (33)$$

Os demais parâmetros do escoamento são avaliados de forma análoga ao 2º caso.

Neste volume de controle, onde ocorre mudança de escoamento de líquido comprimido para escoamento bifásico, a pressão na saída é dada por:

$$p_{qo} = \frac{(z_{bq} - z_1) [p_{qo}]_1 + (z_o - z_{bq}) [p_{qo}]_b}{dz}, \quad (34)$$

onde, $[p_{qo}]_1$ = pressão na saída do volume de controle se a entalpia de saturação fosse atingida somente na saída do mesmo, isto é, trata-se de escoamento de líquido comprimido;

$[p_{qo}]_b$ = pressão na saída do volume de controle se a entalpia de saturação fosse atingida na entrada do mesmo.

Desta forma, a pressão $[p_{qo}]_1$ é determinada de acordo com o procedimento adotado no 1º caso, enquanto $[p_{qo}]_b$ é avaliada conforme o 2º caso.

Ressalta-se, mais uma vez, o fato de que todas as expressões desenvolvidas aplicam-se aos volumes de controle do lado da perna quente. Para o lado da perna fria o procedimento é análogo, apenas trocando-se o índice "q" por "f".

O fluxo de calor crítico é calculado para cada um dos volumes de controle da seção interna, baseado nas condições médias do mesmo, através da correlação da General Electric (Apêndice A).

III.5 - Determinação do Escoamento Transversal

Uma das hipóteses básicas do presente modelo é a igualdade de pressão em todos os pontos de uma determinada seção trans

versal do escoamento do fluido secundário. Desta forma, para um par de volumes de controle genérico, é necessário que:

$$P_{qo} = P_{fo} \quad (35)$$

Se a condição acima expressa pela equação (35), não é satisfeita, assume-se um valor do escoamento transversal, refinando-se tal valor até que tal fato se verifique.

Para este processo iterativo, assume-se que a queda de pressão num determinado volume de controle é proporcional à vazão média em massa de fluido secundário que escoar através do mesmo elevada a um determinado expoente, n_p . Desta forma, para o volume de controle do lado da perna quente, por exemplo:

$$\Delta P_q \sim (\bar{W}_q)^{n_p}, \quad (36)$$

$$\text{onde, } \Delta P_q = P_{si} - P_{qo} \quad (37)$$

Daí, decorre:

$$\Delta P_q \sim (W_{qi} + W_{qo})^{n_p} \quad (38)$$

Ou ainda:

$$\Delta P_q \sim (W_{qi} + W_{qi} + W_{fq})^{n_p} \quad (39)$$

Desta forma, a relação entre o valor do escoamento transversal, W_{fq} , e a queda de pressão que ocorre no volume de contro

le é dada por:

$$W_{fq} \sim \frac{1}{2 W_{qi}} [\Delta P_q]^{1/n_p} \quad (40)$$

Impõem-se ainda, que a queda de pressão, ΔP_q , seja igual a média aritmética entre as quedas de pressão encontradas no par de volumes de controle, na iteração anterior.

Experimentalmente, através de testes realizados com o programa GEVAP, constatou-se que o valor desta constante, n_p , está compreendido entre 2 e 3.

III.6 - Processos de Troca de Calor

O presente modelo admite quatro mecanismos de troca de calor: convecção forçada, ebulição subresfriada, ebulição nucleada e vaporização por convecção forçada, conforme esquematizado na Fig. 13 [4,15] .

Desta forma, pode-se ter dois casos de escoamentos básicos:

a) A temperatura de mistura, T_b , do fluido é inferior a temperatura de saturação, T_{sat} , correspondente à pressão local:

De maneira análoga ao procedimento de Land e Steitler [12], admite-se inicialmente, que para um dado fluxo de calor, q'' , o processo de troca de calor seja por convecção forçada. Assim, o coeficiente de troca de calor, h_c , é determinado pela correlação de Dittus-Boelter. A temperatura da superfície aquecedora, T_w ,

FIG. 13 — REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS REGIMES DE TROCA DE CALOR NO GERADOR DE VAPOR

é avaliada por:

$$T_w = \frac{q''}{h_c} + T_b \quad (41)$$

Se T_w é inferior à T_{sat} , é mantido h_c calculado através de Dittus-Boelter. Em caso contrário, ou seja, se T_w é maior que T_{sat} , a temperatura da superfície aquecedora, T_w , é reavaliada através da correlação de Thom, pois considera-se que o mecanismo de troca de calor seja por ebulição subresfriada (local). O coeficiente de troca de calor, h_c , é calculado por:

$$h_c = \frac{q''}{T_w - T_b}, \quad (42)$$

b) A temperatura de mistura, T_b , é superior a temperatura de saturação:

Da mesma forma que Land e Steitler [12], o presente modelo admite dois processos de troca de calor distintos: (a) se a fração de vazios é inferior a 0,9, o processo de troca de calor é por ebulição nucleada. Assim, utiliza-se a correlação de Thom de forma análoga ao caso de ebulição subresfriada, e (b) fração de vazios sendo maior que 0,9, admite-se que o mecanismo de troca de calor seja o de vaporização por convecção forçada. Neste caso, é utilizada a correlação de Schrock e Grossman, apresentada por Land e Steitler [12] e Tong [15], para a determinação do coeficiente de troca de calor, h_c . A temperatura da superfície aquecedora é calculada através da equação (41).

Considera-se que os processos de troca de calor entre a carcaça interna e o fluido secundário escoando nos lados externo (seção anular) e interno (seção interna) da mesma são efetuados por convecção forçada.

III.7 - Nível D'Água do Gerador de Vapor

O nível d'água do gerador de vapor é determinado através da fração de vazios, conforme procedimento proposto por Land e Steitler [12] .

Define-se nível d'água como sendo a altura do gerador de vapor na qual a fração de vazios do fluido secundário atinge o valor de 0,9.

Assim, se a fração de vazios não atinge tal valor, considera-se que o nível d'água adimensional, N_v , é igual a 1. No caso da fração de vazios alcançar um valor superior a 0,9 na saída de um volume de controle, determina-se a altura crítica, z_{crit} , considerando-se um crescimento linear da fração de vazios através do volume de controle. Desta forma,

$$z_{crit} = z_i + \Delta z \frac{0,9 - \alpha_i}{\alpha_o - \alpha_i}, \quad (43)$$

onde, z_{crit} = altura do gerador de vapor na qual a fração de vazios atinge o valor de 0,9;

z_i = altura da entrada do volume de controle no qual a fração de vazios atinge o valor de 0,9;

α_i = fração de vazios na entrada deste volume de controle;

α_o = fração de vazios na saída deste volume de controle.

O nível d'água adimensional, N_v , é dado por:

$$N_v = \frac{z_{crit}}{z_{tt}}, \quad (44)$$

onde, z_{tt} = altura total da tubulação em "U".

O conhecimento do nível d'água é fundamental na análise do comportamento termohidráulico do gerador de vapor. Tal parâmetro indica a parte da tubulação em "U" que troca calor com o fluido secundário com acentuada redução do coeficiente de troca de calor.

III.8 - Determinação da Taxa de Transferência de Calor

O processo de troca de calor entre dois volumes de controle adjacentes, separados por uma parede metálica, é esquematizada a seguir:

FIG.14 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO PROCESSO DE TROCA DE CALOR ENTRE DOIS VOLUMES DE CONTROLE ADJACENTES

A taxa de transferência de calor, Q , é obtida através da diferença média logarítmica de temperaturas (DMLT), $\Delta T_{\log}$ [1,7,8]. Deste modo:

$$Q = U A_t \Delta T_{\log} , \quad (45)$$

onde, U = coeficiente global de troca de calor associado à área de troca de calor, A_t .

O coeficiente global de troca de calor, U , baseado na área externa, é dado por [1,19] :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{c_{int}}} \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e - d_i}{2k} \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{d_e - d_i} + f_{c_{int}} + f_{c_{ext}} + \frac{1}{h_{c_{ext}}}} , \quad (46)$$

onde, k = condutividade térmica da parede metálica;

fc_{int} , fc_{ext} = fatores de incrustações interno e externo, respectivamente.

A condutividade térmica, k , é avaliada em função da temperatura média da parede metálica, $\bar{T}_w$, que é calculada através da média aritmética das temperaturas $T_{w_{int}}$ e $T_{w_{ext}}$. No caso do inonel (tubulação em "U") é utilizada a correlação proposta por Hargrove [8] (Apêndice A), enquanto para o aço (carcaça interna) foi desenvolvido um polinômio (Apêndice C) baseado nos valores tabelados por Tong [1] .

Para determinar-se a diferença média logarítmica de temperaturas, ΔT_{log} , é necessário considerar-se dois casos [19] :

a) Volumes de controle com escoamentos em direções contrárias (troca de calor em contracorrente).

De uma forma geral, tem-se a seguinte situação:

Desta forma:

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}{\ln \left[\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right]} \quad (47)$$

b) Volumes de controle com escoamentos na mesma direção (troca de calor em corrente paralela).

Logo a situação é representada por:

Deste modo:

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_3 - T_1) - (T_4 - T_2)}{\ln \left[\frac{T_3 - T_1}{T_4 - T_2} \right]} \quad (48)$$

A determinação da taxa de calor transferida ao fluido secundário nos volumes de controle nos quais é atingido o estado de saturação do fluido secundário é feita em duas partes. Assim, para o lado da perna quente tem-se a seguinte situação:

FIG. 15 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA TROCA DE CALOR NA REGIÃO EM QUE É ATINGIDO O ESTADO DE SATURAÇÃO

A taxa de calor total transferida no volume de controle é dada pela soma de Q_1 e Q_2 , ou seja as taxas de calor transferidas nas regiões de escoamento de líquido comprimidos (região I) e de escoamento bifásico (região II).

A temperatura T_{tr} é determinada considerando-se uma variação linear da temperatura do fluido primário através do volume de controle:

$$T_{tr} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)(z_i - z_{bq})}{dz} \quad (49)$$

A temperatura de saturação, T_{sat} , do fluido secundário é avaliada em função da pressão.

Assim, as diferenças médias logarítmicas de temperaturas, de ambas as regiões, são dadas por:

$$\Delta T_{log_1} = \frac{(T_1 - T_3) - (T_{tr} - T_{sat})}{\ln \left[\frac{T_1 - T_3}{T_{tr} - T_{sat}} \right]}, \quad (50)$$

$$\Delta T_{log_2} = \frac{(T_{tr} - T_{sat}) - (T_2 - T_4)}{\ln \left[\frac{T_{tr} - T_{sat}}{T_2 - T_4} \right]}, \quad (51)$$

As áreas de troca de calor de cada uma das regiões, At_1 e At_2 , são calculadas proporcionalmente à altura em que é atingida a condição de saturação.

As taxas de transferência de calor, Q_1 e Q_2 , são dadas por:

$$Q_1 = U At_1 \Delta T_{log_1} \quad (52)$$

$$Q_2 = U At_2 \Delta T_{log_2} \quad (53)$$

A determinação da taxa de calor que é transferida ao fluido secundário no volume de controle do lado da perna fria em que este atinge o estado de saturação é feito de forma análoga ao

lado da perna quente, tendo como única diferença o fato de que a troca de calor realiza-se em escoamento contracorrente.

III.9 - Câmara Plena Superior e Separadores de Vapor

O fluido secundário, ao deixar a região onde há troca de calor, escoar através da câmara plena superior, onde homogeniza-se. Conforme mostrado na Fig. 12 tal câmara plena é representada no presente modelo por um único volume de controle.

A vazão total em massa, WT_s , do fluido secundário é dada por:

$$WT_s = W_{al} + W_r \quad (54)$$

A vazão em massa de vapor, WVT_s , neste volume de controle é fornecida por:

$$WVT_s = WV_{qo}^{n_{uq}} + WV_{fo}^{n_{uf}}, \quad (55)$$

onde, $WV_{qo}^{n_{uq}}$, $WV_{fo}^{n_{uf}}$ = vazão em massa de vapor na saída do último volume de controle do lado da perna quente e fria, respectivamente.

Assim, o título, X_{cp} , desta mistura bifásica que escoar através da câmara plena é dado por:

$$X_{cp} = \frac{WVT_s}{WT_s} \quad (56)$$

A entalpia, h_{cp} , e densidade, ρ_{cp} , médias neste volume de controle são determinadas por:

$$h_{cp} = \frac{W_{qo}^{n_{uq}} h_{qo}^{n_{uq}} + W_{fo}^{n_{uf}} h_{fo}^{n_{uf}}}{WT_s}, \quad (57)$$

$$\rho_{cp} = \frac{W_{qo}^{n_{uq}} \rho_{qo}^{n_{uq}} + W_{fo}^{n_{uf}} \rho_{fo}^{n_{uf}}}{WT_s}, \quad (58)$$

onde, $h_{qo}^{n_{uq}}, h_{fo}^{n_{uf}}$ = entalpia na saída do último volume de controle do lado da perna quente e fria, respectivamente;

$\rho_{qo}^{n_{uq}}, \rho_{fo}^{n_{uf}}$ = densidade na saída do último volume de controle do lado da perna quente e fria respectivamente.

A pressão, P_{sv} , na saída dos separadores de vapor é calculada por:

$$P_{sv} = P_{so}^{n_{uq}, n_{uf}} - \frac{K_{sv} \rho_{cp} V_m^2}{2} - z_{sv} \rho_{cp} g, \quad (59)$$

onde, $P_{so}^{n_{uq}, n_{uf}}$ = pressão do fluido secundário na saída da região onde há troca de calor;

K_{sv} = fator de perda de carga total (atrito e acidentes) associada ao escoamento do fluido secundário através da câmara plena superior e dos separadores de vapor;

V_m = velocidade média do fluido secundário na saída da região onde há troca de calor;

z_{sv} = altura relativa entre a saída dos separadores de vapor e o final da tubulação em "U".

A velocidade, V_m , é calculada por:

$$V_m = \frac{WT_s}{2 A_{in} \rho_{cp}}, \quad (60)$$

onde, A_{in} = semi-área de escoamento da seção interna.

Logo, há uma expansão da mistura bifásica no escoamento desta através da câmara plena e dos separadores de vapor, o que acarreta num acréscimo da vazão de vapor e do título.

O título da mistura bifásica, X_{sv} , imediatamente na saída dos separadores de vapor é dado por:

$$X_{sv} = \frac{h_{cp} - h_{\ell}}{h_g - h_{\ell}}, \quad (61)$$

onde, h_{ℓ} e h_g calculados a pressão P_{sv} .

A vazão de vapor, WV_{sv} , após os separadores de vapor é calculado por:

$$WV_{sv} = X_{sv} WT_s \quad (62)$$

Como o presente modelo analisa o comportamento termohidráulico do gerador de vapor em regime permanente, a vazão da mistura bifásica que alimenta turbina, W_{tb} , é igual a vazão da água de alimentação, W_{al} . Além disto, o título de tal mistura, x_{tb} , é previamente estabelecido.

Desta forma, é necessário que o título encontrado, x_t , dado por,

$$x_t = \frac{WV_{sv}}{W_{tb}}, \quad (63)$$

seja igual a x_{tb} .

Se o critério descrito anteriormente não é satisfeito, assume-se outro valor para a pressão da água de alimentação, P_{al} , refinando-se tal valor até que o critério se verifique.

A temperatura da mistura que alimenta a turbina, T_{tb} , é igual a temperatura de saturação correspondente a pressão P_{sv} , enquanto a entalpia de tal mistura, h_{tb} , é dada por:

$$h_{tb} = h_{al} + \frac{Q_{tot}}{W_{al}}, \quad (64)$$

onde, Q_{tot} = taxa de calor total transferida ao secundário no gerador de vapor.

III.10 - Recirculação Interna

A determinação da vazão em massa da água de recirculação, W_r , é feita através da aplicação da conservação da quantidade de

movimento no canal de recirculação. Desta forma, tem-se a seguinte situação:

Assim,

$$P_{al} = P_{sv} + \rho_r g z_{sa} - \frac{K_{cr} \rho_r V_r^2}{2}, \quad (65)$$

onde, ρ_r = densidade da água de recirculação;

z_{sa} = altura relativa entre a saída dos separadores de vapor e a entrada da água de alimentação :

V_r = velocidade média de escoamento da água de recirculação através do canal de recirculação;

K_{cr} = fator de perda de carga total (atrito e acidentes) associado ao escoamento da água de recirculação a través do canal de recirculação.

Desta forma, calcula-se V_r :

$$V_r = \left[\frac{2}{K_{cr} \rho_r} (P_{sv} - P_{al}) + z_{sa} \rho_r g \right]^{1/2} \quad (66)$$

A vazão em massa da água de recirculação é determinada a través da equação da continuidade;

$$W_r = A_r \rho_r V_r , \quad (67)$$

onde, A_r = área de escoamento do canal de recirculação

A entalpia, h_r , e a densidade, ρ_r , da água de recirculação são iguais a entalpia e densidade de líquido saturado a pressão P_{sv} .

A razão de recirculação, R_r , é definida como sendo a relação entre as vazões em massa da água de recirculação, W_r , e da água de alimentação, W_{al} :

$$R_r = \frac{W_r}{W_{al}} \quad (68)$$

CAPÍTULO IV

O PROGRAMA GEVAP

IV.1 - Considerações Gerais

Baseado na análise teórica mostrada no capítulo III, desenvolveu-se o programa GEVAP, em linguagem FORTRAN, que simula o comportamento termohidráulico de um gerador de vapor tipo "U" invertido, com recirculação interna natural. O programa desenvolvido baseia-se, em princípio, nos geradores de vapor projetados para a Usina Almirante Álvaro Alberto - Unidade II (Angra II), podendo facilmente ser adaptado para outros modelos.

A estrutura básica do programa está esquematizada no Apêndice E. Nos apêndices F e G encontram-se, respectivamente a nomenclatura utilizada no programa e um manual de informações práticas sobre a utilização do mesmo. No apêndice H encontra-se uma listagem típica do programa GEVAP. O apêndice I apresenta a forma de saída dos resultados correspondentes a listagem do apêndice H.

No programa GEVAP, optou-se por unidades do sistema inglês. Desta forma:

Tabela 1 - Unidades utilizadas no Programa GEVAP

GRANDEZA	UNIDADE
Comprimento	ft
Tempo	s
Massa	lbm
Pressão	psia
Energia	Btu
Temperatura	°F

Obs.: $1,0 \text{ psia} = 4633,056 \frac{\text{lbm}}{\text{s}^2 \text{ft}}$

IV.2 - Processos Iterativos

Conforme observado no fluxograma (apêndice E), o programa GEVAP possui vários processos iterativos. O primeiro é relativo ao escoamento transversal ("cross-flow") existente entre cada par de volumes de controle simétricos do lado do secundário. Os outros três processos são relativos à taxa de calor transferida a cada volume de controle do secundário, à pressão da água de alimentação, à entalpia da água de recirculação e à vazão da água de recirculação. A Figura 16, mostra esquematicamente tais processos.

a) Escoamento Transversal ("cross-flow"):

A diferença entre as pressões na saída de um par de volumes de controle simétricos deve ser menor que um determinado erro

Fig. 16. Processos iterativos do programa GEVAP.

admissível, ϵ_p , ou seja:

$$| P_{qo} - P_{fo} | < \epsilon_p, \quad (69)$$

No caso do critério de convergência representado pela equação (69) não ser satisfeito, o valor do escoamento transversal ("cross-flow") é então refinado iterativamente.

Desenvolveu-se um método para refinar-se o valor do escoamento transversal. Conforme hipótese proposta no parágrafo III.5, para o volume de controle do lado da perna quente, assume-se que:

$$\Delta P_q^i \sim (\bar{W}_q^i)^{n_p} \sim (W_{qi} + W_{qi} - W_{qf}^i)^{n_p} \quad (70)$$

Daí,

$$\Delta P_q^i \sim (2 W_{qi} - W_{qf}^i)^{n_p}, \quad (71)$$

onde, ΔP_q^i = perda de pressão no volume de controle calculada na i-ésima iteração.

Analogamente, para iteração seguinte (i+1), tem-se:

$$\Delta P_q^{i+1} \sim (2 W_{qi} - W_{qf}^{i+1})^{n_p} \quad (72)$$

Impondo-se que a queda de pressão na iteração i+1 seja igual a média aritmética entre as quedas de pressão encontradas no par de volumes de controle simétricos na i-ésima iteração, deve ter:

$$\Delta P_q^{i+1} = \frac{\Delta P_q^i + \Delta P_f^i}{2} \quad (73)$$

Dividindo-se a equação (72) pela (71), encontra-se:

$$\frac{2W_{qi} - W_{qf}^{i+1}}{2W_{qi} - W_{qf}^i} = \left[\frac{\Delta P_q^{i+1}}{\Delta P_q^i} \right]^{1/n_p} \quad (74)$$

Daí,

$$W_{qf}^{i+1} = 2W_{qi} - (2W_{qi} - W_{qf}^i) \left[\frac{\Delta P_q^{i+1}}{\Delta P_q^i} \right]^{1/n_p} \quad (75)$$

Combinando-se as equações (73) e (75), obtêm-se:

$$W_{qf}^{i+1} = W_{qf}^i + (2W_{qi} - W_{qf}^i) \left[1 - \frac{(\Delta P_q^i + \Delta P_f^i)/2}{\Delta P_q^i} \right]^{1/n_p} \quad (76)$$

Experimentalmente, através do programa GEVAP, verificou-se que $n_p = 2$ representa um valor adequado, apresentando problemas de convergência no caso de volumes de controle pequenos. Fazendo-se $n_p = 3$, o método não apresentou restrições.

Comparando-se este método com o proposto por Silva Filho e Carajilescov [18], constatou-se uma redução média do número de iterações da ordem de 75% e 65%, fazendo-se n_p igual a 2 e 3, respectivamente.

O valor da pressão na saída do par de volumes de controle

utilizada na iteração $i+1$, P_{so}^{i+1} , para a estimativa das propriedades é dada por:

$$P_{so}^{i+1} = \frac{P_{qo}^i + P_{fo}^i}{2} \quad (77)$$

Ressalta-se ainda o seguinte fato: se W_{qf} é maior que zero, isto é, o sentido do escoamento transversal é no sentido da perna quente para a fria, equaciona-se primeiramente o volume de controle do lado da perna quente. Tal procedimento é necessário, pois é preciso conhecer-se as condições médias deste, para equacionar-se o volume de controle do lado da perna fria. Analogamente, se W_{qf} é menor que zero equaciona-se inicialmente o volume de controle do lado da perna fria.

b) Taxa de Transferência de Calor

O valor da taxa de calor que é transferida ao fluido secundário em cada volume de controle é refinada conforme procedimento desenvolvido no parágrafo III.8.

Este novo valor da taxa de transferência de calor é determinado baseado nas condições (temperaturas e coeficientes de troca de calor) dos fluidos primários e secundário nos volumes de controle. Tais condições, no entanto, foram avaliadas em função do valor anterior da taxa de calor.

Para dar continuidade ao processo iterativo utilizou-se, no programa GEVAP,

$$Q^{i+1} = Q^i + C_c (Q^* - Q^i), \quad (78)$$

onde, Q^{i+1} = valor da taxa de transferência de calor que será utilizado na iteração $i+1$;

Q^i = valor da taxa de transferência de calor utilizado na i -ésima iteração;

Q^* = valor da taxa de calor calculado através das condições de escoamento com Q^i ;

C_c = parâmetro de relaxação.

Vários testes efetuados com o programa GEVAP mostraram que o valor ideal para a constante de relaxação, C_c , está compreendido entre 0,6 e 0,7, evitando-se desta forma, oscilações de grande amplitude nas taxas de transferência de calor.

O processo iterativo é interrompido quando a condição,

$$\frac{|Q^* - Q^i|}{Q^i} \leq \epsilon_c \quad (79)$$

é satisfeita para todos os processos de troca de calor entre dois volume de controle adjacentes, onde ϵ_c é o erro percentual admissível.

c) Pressão da Água de Alimentação

A pressão da água de alimentação, P_{al} , é determinada iterativamente de modo que se obtenha um título previamente estabelecido, X_{tb} , para a mistura que alimenta a turbina.

Com as condições de entrada do fluido secundário no gerador de vapor, entalpia e vazão da água de recirculação fixas, en

contra-se um título, X_t , para a mistura bifásica que alimenta a turbina, conforme procedimento descrito no capítulo III.

O valor da pressão da água de alimentação é refinado através da seguinte expressão:

$$P_{al}^{i+1} = P_{al}^i + C_t (X_t - X_{tb}), \quad (80)$$

onde, P_{al}^{i+1} = valor da pressão da água de alimentação que será utilizado na iteração $i+1$;

P_{al}^i = valor da pressão da água de alimentação utilizada na i -ésima iteração;

C_t = constante arbitrária.

Experimentalmente, através de testes realizados com o programa GEVAP, verificou-se que o valor ótimo para a constante C_t está em torno de 200.

O processo iterativo é interrompido quando o seguinte critério de convergência é satisfeito:

$$|X_t - X_{tb}| \leq \epsilon_t, \quad (81)$$

onde, ϵ_t é um erro admissível.

d) Entalpia da Água de Recirculação

A entalpia da água de recirculação, h_r , também é determinada através de um processo iterativo. O valor da mesma é reavaliado

do a cada iteração conforme o procedimento descrito no parágrafo III.10.

A menos do valor estimado na aproximação inicial, o valor de h_r não varia de modo significativo de iteração para iteração. Assim, no gerador de vapor operando em regime permanente, a água de recirculação escoia sob a forma de líquido comprimido. Portanto, a entalpia da água de recirculação é função exclusiva da pressão do fluido secundário na saída dos separadores de vapor. Tal pressão, não apresenta variações sensíveis em duas iterações consecutivas.

Adota-se para determinada iteração, o próprio valor de h_r determinado na iteração anterior.

O critério de convergência é dado por:

$$|h_r^{i+1} - h_r^i| \leq \epsilon_{hr}, \quad (82)$$

onde, ϵ_{hr} é o erro admissível.

e) Vazão da Água de Recirculação

A vazão da água de recirculação W_r , é determinada conforme o procedimento desenvolvido no parágrafo III.10.

De forma semelhante à determinação da taxa de transferência de calor, a fim de evitar-se oscilações dos valores de W_r , adotou-se um parâmetro de relaxação, C_r , de forma que:

$$W_r^{i+1} = W_r^i + C_r (W_r^* - W_r^i), \quad (83)$$

onde, W_r^{i+1} = valor da vazão da água de recirculação que será utilizado na iteração $i+1$;

W_r^i = valor da vazão da água de recirculação utilizado na i -ésima iteração;

W_r^* = valor da vazão da água de recirculação determinado através das condições do gerador de vapor com a vazão da água de recirculação sendo igual a W_r^i .

Testes realizados com o programa GEVAP mostraram que o valor ideal da constante de subrelaxação C_r está em torno de 0,2

O processo iterativo é interrompido quando a seguinte condição é satisfeita:

$$\left| \frac{W_r^* - W_r^i}{W_r^i} \right| \leq \epsilon_r, \quad (83-A)$$

onde, ϵ_r é o erro percentual admissível

IV.3 - Critérios de Convergência

Foram adotados os seguintes critérios de convergência:

- a) Escoamento transversal,

$$\epsilon_p = 10^{-4} \text{ psia};$$

- b) Taxa de transferência de calor,

$$\epsilon_c = 1,0\% ;$$

c) Pressão da água de alimentação,

$$\epsilon_t = 10^{-3} \text{ psia};$$

d) Entalpia da água de recirculação,

$$\epsilon_{hr} = 1,0 \text{ Btu/lbm};$$

e) Vazão da água de recirculação,

$$\epsilon_r = 1,0\%$$

CAPÍTULO V

RESULTADOS

V.1 - Considerações Gerais

As características principais do gerador de vapor simulado no presente trabalho foram baseadas nos geradores de vapor que se rão utilizados na Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto, unida de II (Angra II).

Na fase inicial de testes realizados com o programa GEVAP, procurou-se determinar o número mínimo de alturas, N, em que é dividida a região do gerador de vapor onde há troca de calor, de modo que, usando-se um número acima deste, os principais resultados obtidos se mantivessem inalterados.

Em seguida, foram realizados testes de alteração das condições de entrada no gerador de vapor dos fluidos primário e secundário.

V.2 - Características do Modelo Simulado

As tabelas 2 e 3 fornecem os dados de projeto dos geradores de vapor de Angra II, fornecidos pela KWU (Kraftwerk Union).

TABELA 2 - Dados geométricos do gerador de vapor

Altura das grades de sustentação da tubulação em "U" , ft .	1ª - 2,599	6ª - 17,421
	2ª - 5,938	7ª - 20,702
	3ª - 9,154	8ª - 23,261
	4ª - 11,549	9ª - 26,476
	5ª - 14,764	
Altura total da tubulação em "U", ft		34,203
Altura da abertura inferior da carcaça interna, ft		1,148
Número total de tubos da tubulação em "U"		4086
Diâmetro interno dos tubos, ft		0,0643
Diâmetro externo dos tubos, ft		0,0722
Diâmetro interno da curvatura em "U", ft		0,689
Diâmetro externo da curvatura em "U", ft		9,795
Diâmetro interno da carcaça interna, ft		10,335
Diâmetro externo da carcaça interna, ft		10,466
Diâmetro interno do vaso de contenção, ft		11,375

Obs.: A referência das cotas verticais é o suporte principal da tubulação em "U".

Tabela 3 - Condições de entrada dos fluidos primário e secundário no gerador de vapor.

	Primário	Secundário
Vazão em massa (lbm/s)	10365,5	1136,2
Pressão (psia)	2273,6	981,65
Temperatura (°F)	619,0	424,4
Entalpia (Btu/lbm)	640,0	402,0

O título da mistura que alimenta a turbina x_{tb} , é obtido a través da entalpia, h_{tb} , desta mistura, dada por:

$$h_{tb} = h_{al} + \frac{Q_{tot}}{W_{al}}, \quad (84)$$

onde, h_{al} = entalpia da água de alimentação;

Q_{tot} = taxa total de transferência de calor no gerador de vapor;

W_{al} = vazão em massa da água de alimentação.

Usando-se os valores numéricos:

$$h_{tb} = 402,0 + \frac{892305,0}{1136,2},$$

ou,

$$h_{tb} = 1187,3 \text{ Btu/lbm}$$

A pressão da mistura que alimenta a turbina, P_{tb} , é a pressão correspondente a temperatura de saturação, T_{tb} , sendo T_{tb} , a temperatura desta mistura. Desta forma,

$$T_{tb} = 544,1^{\circ}\text{F}$$

ou seja:

$$P_{tb} = 994,8^{\circ}\text{F}$$

O título da mistura, x_{tb} , é, então, calculado por:

$$x_{tb} = \frac{h_{tb} - h_{\ell}}{h_g - h_{\ell}}, \quad (85)$$

onde h_{ℓ} e h_g são as entalpias de líquido e vapor saturados correspondentes à pressão P_{tb} .

Daí,

$$x_{tb} = 0,991$$

Fatores de Perda de Carga:

Não foi possível obter-se os valores utilizados pela KWU dos fatores de perda de pressão causada por acidentes localizados. Assim, tais fatores foram estimados e são dados na tabela 4. Não se considerou possíveis alterações sofridas por estes valores para os casos de escoamento de líquido comprimido ou bifásico.

Tabela 4 - Fatores de perda de carga causada por acidentes localizados.

SECUNDÁRIO	Na passagem da seção anular para a interna	1,0
	Em cada uma das grades de sustentação da tubulação em "U"	1,0
	Nos separadores de vapor	3,5
	No canal de recirculação	1,0
PRIMÁRIO	Na câmara plena de entrada	3,0
	Na câmara plena de saída	3,0

Fatores de Incrustações:

Adotou-se, inicialmente, fatores de incrustações nulos para as superfícies do lado dos fluidos primário e secundário. No parágrafo V.6 é comentada a influência de tomar-se um fator de incrustações não nulo para o lado do secundário.

V.3 - Estimativas Iniciais das Condições de Operação

a) Pressão da água de alimentação, P_{al} :

Adotou-se, $P_{al} = 980$ psia, cujo valor é bastante próximo do dado fornecido pela KWU.

- b) Taxa total de transferência de calor no gerador de vapor, Q_{tot} :

Avaliou-se Q_{tot} através da potência térmica do reator projetado para Angra II e o número de ciclos secundários acoplados ao mesmo. Assim, adotou-se $Q_{tot} = 10^6$ Btu/s.

- c) Entalpia da água de recirculação, h_r :

Adotou-se, $h_r = 540$ Btu/lbm, cujo valor corresponde a aproximadamente a entalpia de líquido saturado a uma pressão de 980 psia.

- d) Vazão da água de recirculação, W_r :

Segundo a referência [4], a razão de recirculação, R_r , de geradores de vapor do tipo "U" invertido está compreendida entre 4 e 10. Assim, tomando-se $R_r = 7,5$, obtém-se:

$$W_r = R_r W_{al} \quad (86)$$

$$W_r = 7,5 \times 1136,2 \text{ lbm/s}$$

$$W_r \approx 8500 \text{ lbm/s}$$

V.4 - Influência do Número de Volumes de Controle

Diversos testes foram realizados com o objetivo de observar-se a influência do número, N , de volumes de controle, nos resultados gerados pelo programa GEVAP, assim como para se determi

nar as dimensões máximas consequentemente, número mínimo dos volumes de controle, nos quais podem ser aplicadas, na forma discreta, as equações de conservação e ainda obter-se resultados satisfatórios.

A influência do número, N , de volumes de controle é apresentada nas Figs. 17 a 25. Como pode ser observado, os desvios dos valores dos parâmetros a partir de $N = 10$, com respeito ao valor assintótico (tracejado), são pequenos, sendo desprezíveis a partir de $N = 15$.

Em relação a vazão do fluido secundário no lado da perna quente, Fig. 25, esta mostrou ser sensível ao número de volumes de controle, N . Devido ao número elevado de parâmetros envolvidos no cálculo do escoamento transversal, como por exemplo, viscosidade, densidade, altura de ebulição, etc, não foi possível de terminar-se as razões do espalhamento que ocorreu na Fig. 25. No entanto, observa-se que os demais parâmetros do gerador de vapor não são influenciados por tal espalhamento.

No que diz respeito ao tempo de CPU, consumido na execução do programa GEVAP, observa-se um crescimento linear deste com o aumento do número de volumes de controle, conforme mostrado na Fig. 26.

V.5 - Comportamento do Gerador de Vapor nas Condições Nominais de Operação de Angra II

Mantendo-se fixas as características geométricas do gerador de vapor, as condições de entrada dos fluidos primário e se

FIG. 17 — INFLUÊNCIA DE N NA ENTALPIA DE SAÍDA DO PRIMÁRIO

FIG. 18 — INFLUÊNCIA DE N NA TAXA DE CALOR TOTAL TRANSFERIDA NO GERADOR DE VAPOR

FIG. 19 — INFLUÊNCIA DE N NA PRESSÃO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

FIG. 20 — INFLUÊNCIA DE N NA ENTALPIA DA MISTURA QUE ALIMENTA A TURBINA

FIG. 21 — INFLUÊNCIA DE N NA QUEDA DE PRESSÃO DO SECUNDÁRIO FIG. 22 — INFLUÊNCIA DE N NAS ALTURAS DE EBULIÇÃO

FIG. 23 - INFLUÊNCIA DE N NA FRAÇÃO DE VAZIOS MÁXIMA

FIG. 24 — INFLUÊNCIA DE N NA RAZÃO DE RECIRCULAÇÃO

FIG.25 — INFLUÊNCIA DE N NA VARIAÇÃO DA VAZÃO DO SECUNDÁRIO COM A ALTURA (LADO DA PERNA QUENTE)

FIG. 26 — INFLUÊNCIA DE N NO TEMPO DE CPU

cundário e o título da mistura bifásica que alimenta a turbina e tomando-se $N = 10$, foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 5, comparados com os dados de projetos da KWU.

Tabela 5 - Resultados obtidos pelo presente trabalho e comparações com os dados da KWU.

		KWU	PRESENTE TRABALHO	DIFERENÇA PERCENTUAL
P R I M Á R I O	Queda de pressão total (psia)	33,35	24,42	-26,8%
	Entalpia na saída do gerador de vapor (Btu/lbm)	553,90	553,92	0,00%
	Temperatura na saída do gerador de vapor ($^{\circ}\text{F}$)	555,98	555,09	0,02%
S E C U N D Á R I O	Pressão da água de alimen- tação (psia)	981,65	976,19	-0,56%
	Queda da pressão total (psia)	- 13,15	2,46	+118%
	Entalpia da mistura que alimenta a turbina (Btu/lbm)	1187,34	1187,12	-0,02%
	Temperatura da mistura que alimen- ta a turbina ($^{\circ}\text{F}$)	544,10	541,53	-0,47%
	Taxa total de calor transferida ao secundário (Btu/s)	892305,0	892049,9	-0,03%
	Razão de recirculação	---	7,90	---

Com exceção da queda de pressão dos fluidos primário e secundário no gerador de vapor, os valores dos demais parâmetros se apresentam bastante próximos dos dados de projeto da KWU. As diferenças podem ser atribuída, principalmente, aos fatores de perda de carga devido a acidentes localizados, já que os mesmos foram apenas estimados. Outro ponto que também causa um aumento na perda de pressão do primário é a curvatura da tubulação em "U" que, no modelo físico proposto, é desprezada, pois admite-se uma conexão artificial entre os feixes de tubos (pernas quente e fria). Tal diferença, no entanto, não afeta o desempenho térmico do gerador de vapor.

A diferença entre o valor encontrado pelo presente modelo e o dado de projeto da KWU no que diz respeito à temperatura da mistura que alimenta a turbina, é justificada pelos valores diferentes encontrados para a pressão de tal mistura, pois a temperatura da mesma é a temperatura de saturação correspondente à pressão local.

Para uma comparação mais rigorosa entre o presente trabalho e o projeto da KWU, seria necessário conhecer-se maiores detalhes sobre a análise feita por tal empresa. Tais informações não foram obtidas.

Apesar de não se dispor do valor da razão de recirculação de projeto da KWU, o valor determinado na presente análise é compatível com a faixa proposta pela referência [4], isto é, de 4 a 10.

Com respeito à operação do gerador de vapor nas condições nominais foram observados os seguintes aspectos:

a) Fração de vazios (secundário):

Sua distribuição é apresentada na Fig. 27.

Como não é atingido o estado de saturação na seção anular, a fração de vazios nesta região é nula. Na seção interna, a fração de vazios deixa de ser nula em $z = 2,83$ ft e $z = 10,53$ ft, nas pernas quente e fria, respectivamente. Tais alturas correspondem ao início da ebulição em massa. O valor máximo da fração de vazios foi observado no lado da perna quente, sendo igual a 0,64. Portanto, em condições normais de operação, não é atingida a fração de vazios crítica de 0,90, correspondente ao início do regime de troca de calor de vaporização por convecção forçada.

b) Escoamento transversal ("cross-flow")

Tal escoamento não ocorre na seção anular, com a mistura das águas de alimentação e recirculação, distribuindo-se uniformemente por toda a seção. Esta distribuição uniforme se mantém ao longo de toda a seção anular.

Na seção interna, conforme mostrado na Fig. 25, a vazão do fluido secundário, no lado da perna quente é maior que a do lado da perna fria em toda a extensão do gerador de vapor. Através da Fig. 28, que fornece o comportamento do fluxo de massa do escoamento transversal com a altura, verifica-se que, próximo à base do gerador de vapor (até 40% da altura média da tubulação em

FIG. 27 — VARIAÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIOS COM A ALTURA

FIG. 28 — VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DO ESCOAMENTO TRANSVERSAL COM A ALTURA

"U") o sentido de tal escoamento é do lado da perna fria para a quente. Na parte central do gerador de vapor (de 0,40 a 0,88 da altura) o sentido inverte-se passando a ser da perna quente para a fria. Finalmente, na região próxima ao topo da tubulação em "U", o escoamento transversal volta a ser no mesmo sentido da região inferior do gerador de vapor. Esta variação, no sentido do escoamento transversal deve-se ao fato dos mecanismos predominantes de queda de pressão poderem ser diferentes nos dois canais paralelos, podendo ocorrer alterações de tais mecanismos ao longo dos mesmos.

c) Pressão:

Através da Fig. 29, observa-se que o fluido secundário a apresenta um ganho de pressão ao escoar pela seção anular (escoamento para baixo), devido ao efeito gravitacional.

Quanto ao escoamento do fluido primário, observa-se na Fig. 30, que parte da queda de pressão que ocorre na perna quente (escoamento vertical para cima), é recuperada na perna fria (escoamento vertical para baixo) devido à pressão gravitacional da coluna de líquido comprimido.

d) Troca de calor:

As condições de troca de calor entre os fluidos primário e secundário são ilustrados nas Figs. 31-35.

A taxa de calor recebida pelo fluido secundário no escoamento do mesmo através da seção anular é desprezível, devido à al

FIG. 29 — VARIAÇÃO DA PRESSÃO DO SECUNDÁRIO COM A ALTURA

FIG. 30 — VARIACÃO DA PRESSÃO DO PRIMÁRIO COM A ALTURA

FIG. 31 — VARIACÃO DA ENTALPIA DO PRIMÁRIO COM A ALTURA

FIG. 32 — VARIAÇÃO DA ENTALPIA DO SECUNDÁRIO COM A ALTURA

FIG. 33 — DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DOS FLUIDOS PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO

FIG. 34 — VARIAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR COM A ALTURA

FIG. 35 — VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR LOCAL COM A ALTURA

ta resistência térmica imposta pela carcaça interna. Portanto, o ganho de entalpia e temperatura do secundário em tal região é praticamente nulo.

Através das Figs. 31 e 32, observa-se o comportamento da entalpia dos fluidos primário e secundário (seção interna) ao longo do gerador de vapor.

As distribuições de temperatura do primário e do secundário ao longo do gerador, são apresentadas na Fig. 33. As inflexões observadas nas curvas de temperatura do secundário (pernas quente e fria) ocorrem devido à alteração do padrão de escoamento, passando de líquido comprimido para uma mistura de líquido-vapor em condições saturadas. Após atingida a situação de saturação, a temperatura do secundário decresce ligeiramente a partir deste ponto, uma vez que a pressão local cai ao longo da altura, Fig. 29, sendo acompanhada pela temperatura de saturação. Quanto a temperatura do primário, observa-se um decréscimo ao longo da tubulação em "U". A diferença mínima entre as temperaturas dos fluidos primário e secundário, $\Delta T_{\min}$, correspondendo ao "pinch-point", ocorrendo no lado da perna fria, é de 18,5°F.

O comportamento do coeficiente global de troca de calor ao longo do gerador de vapor é observado através da Fig. 34. Nota-se que desde da base da tubulação em "U" o regime de troca de calor entre o fluido secundário e o lado externo dos tubos se processa por ebulição subresfriada. Portanto, o coeficiente de troca de calor depende fundamentalmente da diferença de temperatura entre os fluidos primário e secundário. Assim as inflexões observadas na temperatura do secundário, Fig. 33, acarretam nas

variações do coeficiente global de troca de calor, assim como no fluxo de calor ao longo da tubulação em "U", conforme observado na Fig. 35.

V.6 - Testes Diversos

Foram realizados diversos testes com o programa GEVAP, para verificação da influência de determinados parâmetros no comportamento termohidráulico do gerador de vapor.

a) Razão de recirculação:

Um dos meios de alterar-se a razão de recirculação no gerador de vapor é reprojeter a geometria do canal de recirculação, alterando portanto, o valor do fator de perda de carga localizada, ou ainda alterando-se a altura entre a saída dos separadores de vapor e a entrada da água de alimentação.

Aumentando-se tal altura de 10,0 ft para 13,0 ft e mantendo-se fixos os demais parâmetros constatou-se os seguintes fatos:

- Razão de recirculação: aumentou de 7,90 para 8,31 ;
- Taxa total de transferência de calor: permaneceu aproximadamente constante;
- Pressão da água de alimentação: permaneceu aproximadamente constante;
- Queda de pressão do secundário: aumentou de 2,46 psia para 3,95 psia;

- Altura de ebulição: perna quente: passou de 2,83 ft para 2,86 ft; perna fria: passou de 10,53 ft para 10,83 ft;
- Fração de vazios máxima: diminuiu de 0,6418 para 0,6333.

De uma forma geral, tais resultados mostram que a razão de recirculação não possui grande influência sobre os principais parâmetros do gerador de vapor. Isto se deve ao fato de haver um aumento de entalpia do fluido secundário após a mistura das águas de alimentação e recirculação acompanhado de um aumento da vazão, total de fluido secundário, o que justifica o acréscimo da queda de pressão total do secundário.

O comportamento do primário não é influenciado pela razão de recirculação, pois a taxa total de transferência de calor permanece inalterada.

b) Fator de incrustações:

Adotando-se um fator de incrustações para as superfícies do lado do fluido secundário igual a $1,080 \text{ (s ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}/\text{Btu}$, valor sugerido por Lewis e mencionado por Tong [1], são obtidos os seguintes resultados em comparação com o valor nulo de tais fatores:

- Taxa total de transferência de calor: aumentou de 892049 Btu/s para 895277 Btu/s;
- Razão de recirculação: aumentou de 7,90 para 8,28;
- Pressão de água de alimentação: diminuiu de 976,19 psia para 858,10 psia;

- Queda de pressão do secundário: aumentou de 2,46 psia para 3,48 psia;

- Altura de ebulição: perna quente: passou de 2,83 ft para 3,07 ft; perna fria: passou de 10,53 ft para 7,80 ft ;

- Fração de vazios máxima: aumentou ligeiramente passando de 0,6418 para 0,6436 ;

- Entalpia da mistura bifásica que alimenta a turbina: aumentou de 1187,12 Btu/lbm para 1189,96 Btu/lbm ;

- Temperatura da mistura que alimenta a turbina: decresceu de 541,53 °F para 526,16 °F ;

- Entalpia do primário na saída do gerador de vapor: decresceu ligeiramente passando de 553,92 Btu/lbm para 553,61 Btu/lbm.

Observa-se que o comportamento termohidráulico do gerador de vapor é influenciado de forma significativa pelo fator de incrustações. O valor adotado, ou seja, 1,080 (s ft² °F)/Btu, representa aproximadamente 30% da resistência térmica total no processo de troca de calor entre o primário e o secundário na seção interna. Como o modelo adotado no presente trabalho fixa o título da mistura bifásica que alimenta a turbina, a taxa de calor total transferida do primário para o secundário no gerador de vapor se mantém aproximadamente constante. Tal fato justifica o decréscimo sofrido pela pressão da água de alimentação, o que acarreta na diminuição da temperatura de saturação do fluido secundário.

A elevação da razão de recirculação é causada pelo aumento da densidade da água de recirculação devido ao decréscimo da pres

são na saída dos separadores de vapor.

Para que a pressão da água de alimentação se mantenha constante no valor fixado pela KWU é necessário que haja uma alteração da vazão da água de alimentação.

$$W_{al} = \frac{Q_{tot}}{h_{tb} - h_{al}}, \quad (87)$$

onde, $Q_{tot} = 895277 \text{ Btu/s}$;

$h_{tb} = 1187,34 \text{ Btu/lbm}$;

$h_{al} = 402,0 \text{ Btu/lbm}$.

Obs.: Os valores de ambas as entalpias são referentes ao projeto da KWU.

Assim, determina-se

$$W_{al} = 1140,0 \text{ lbm/s}$$

V.7 - Comportamento Termohidráulico do Gerador de Vapor em Diversas Condições de Operação

Mantendo-se fixas as características geométricas dos geradores de vapor projetados para Angra II, foram realizados diversos testes, através do programa GEVAP, alterando-se as condições de entrada no gerador de vapor dos fluidos primário e secundário. Tais condições, ou seja, vazão, entalpia e pressão (esta somente para o primário) foram alteradas individualmente para cada um dos

fluidos.

O objetivo destes testes é observar o comportamento termo hidráulico do gerador de vapor operando em situações diferentes das condições nominais previstas pela KWU.

O pontilhado nas figuras a seguir corresponde a condição nominal de operação do gerador de vapor.

a) Vazão do primário, W_p :

As figuras 36 a 44 mostram a influência da vazão em massa do fluido primário, W_p , nos principais parâmetros do gerador de vapor.

A queda de pressão total do primário através do gerador de vapor aumenta com W_p , conforme observado na Fig. 36.

Através da Fig. 37, verifica-se que a entalpia do fluido primário na saída do gerador de vapor aumenta com W_p .

Devido ao fato da taxa de calor total transferida no gerador de vapor do primário para o secundário variar pouco, Fig. 38, espera-se que a diferença de temperaturas entre o primário e o secundário mantenha-se aproximadamente constante, o que acarreta numa elevação da pressão da água de alimentação com o aumento de W_p conforme observado na Fig. 39. Naturalmente, a entalpia da mistura bifásica que alimenta a turbina varia de forma análoga a taxa de calor total transferida no gerador de vapor, conforme pode ser visto na Fig. 40.

FIG.36—INFLUÊNCIA DE W_p NA QUEDA DE PRESSÃO DO PRIMÁRIO FIG.37—INFLUÊNCIA DE W_p NA ENTALPIA DE SAÍDA DO PRIMÁRIO

FIG. 38 — INFLUÊNCIA DE W_p NA TAXA DE CALOR TOTAL TRANSFERIDA NO GERADOR DE VAPOR

FIG. 39 — INFLUÊNCIA DE W_p NA PRESSÃO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

FIG. 40 - INFLUÊNCIA DE W_p NA ENTALPIA DA MISTURA QUE ALIMENTA A TURBINA

FIG. 41 - INFLUÊNCIA DE W_p NA FRAÇÃO DE VAZIOS MÁXIMA

FIG. 42—INFLUÊNCIA DE W_p NAS ALTURAS DE EBULIÇÃO FIG. 43—INFLUÊNCIA DE W_p NA RAZÃO DE RECIRCULAÇÃO

A fração de vazios máxima, conforme observado na Fig. 41, decresce com o aumento de W_p , pois além da pressão do secundário elevar-se, a taxa de calor total diminui.

Ambas as alturas de ebulição, Fig. 42, não são influenciadas de modo significativo por W_p .

A razão de recirculação decresce com o aumento de W_p , conforme verificado na Fig. 43, pois a queda de pressão total do secundário permanece praticamente constante, fato este comprovado através da Fig. 44, enquanto a densidade da água de recirculação diminui com a pressão na saída dos separadores de vapor.

b) Entalpia na entrada do primário, h_{pe} :

A variação h_{pe} ficou restrita a faixa de 615 a 670 Btu / lbm, pois a pressão do secundário mostrou ser bastante sensível a tal parâmetro, variando de 800 a 1200 psia.

A influência de h_{pe} nos diversos parâmetros do gerador de vapor é observada nas figuras 45 a 52.

Com exceção da queda de pressão do primário que não é influenciada por h_{pe} , em termos qualitativos, os demais parâmetros apresentam um comportamento semelhante ao apresentado no caso da variação da vazão do primário.

c) Pressão na entrada do primário, P_{pe} :

Os testes realizados variando-se a pressão de entrada do primário no gerador de vapor, P_{pe} , mostraram que tal parâmetro

FIG. 44 - INFLUÊNCIA DE W_p NA QUEDA DE PRESSÃO DO SECUNDÁRIO FIG. 45 - INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA ENTALPIA DE SAÍDA DO PRIMÁRIO

FIG. 46 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA TAXA DE CALOR TOTAL TRANSFERIDA NO GERADOR DE VAPOR.

FIG. 47 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA PRESSÃO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

FIG. 48 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA ENTALPIA DA MISTURA QUE ALIMENTA A TURBINA

FIG. 49 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA FRAÇÃO DE VAZIOS MÁXIMA

FIG. 50 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NAS ALTURAS DE EBULIÇÃO

FIG. 51 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA RAZÃO DE RECIRCULAÇÃO FIG. 52 — INFLUÊNCIA DE h_{pe} NA QUEDA DE PRESSÃO DO SECUNDÁRIO

não influencia o comportamento termohidráulico do mesmo.

A própria queda de pressão do primário manteve-se constante.

A faixa de variação de P_{pe} foi de 2050 a 2450 psia, não sendo atingida a situação de saturação do fluido primário.

d) Vazão da água de alimentação, W_{al} :

A influência de W_{al} nos principais parâmetros do gerador de vapor é mostrada nas figuras 53 a 60.

Através da Fig. 53, observa-se um acréscimo na taxa de calor total transferida no gerador de vapor com o aumento de W_{al} , o que acarreta no decréscimo da entalpia do primário na saída do gerador de vapor, conforme mostrado na Fig. 54.

A queda de pressão do primário não varia com W_{al} .

Verifica-se, através da Fig. 55, que a pressão da água de alimentação decresce com o aumento de W_{al} pois, apesar da taxa total de transferência de calor aumentar, é necessário gerar-se uma vazão maior de vapor, além de ter-se uma vazão total do secundário maior. Tal fato é comprovado pela Fig. 56, onde, apesar da razão de recirculação diminuir com W_{al} constata-se que para $W_{al} = 1050$ lbm/s, tem-se uma vazão total de fluido secundário, $WT_s = 9870$ lbm/s, enquanto para $W_{al} = 1250$ lbm/s encontra-se $WT_s = 10412$ lbm/s.

Devido ao aumento da vazão da água de alimentação ser acompanhado pela taxa total de transferência de calor, a entalpia da

FIG. 53 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA TAXA DE CALOR TOTAL TRANSFERIDA NO GERADOR DE VAPOR

FIG. 54 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA ENTALPIA DE SAÍDA DO PRIMÁRIO

FIG. 55 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA PRESSÃO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO FIG. 56 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA RAZÃO DE RECIRCULAÇÃO

FIG. 57 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA ENTALPIA DA MISTURA QUE ALIMENTA A TURBINA FIG. 58 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA FRAÇÃO DE VAZIAS MÁXIMA

FIG. 59 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NA QUEDA DE PRESSÃO DO SECUNDÁRIO

FIG. 60 — INFLUÊNCIA DE W_{d1} NAS ALTURAS DE EBULIÇÃO

mistura que alimenta a turbina não varia significativamente, ficando os valores desta compreendidos entre 1184 e 1190 Btu/lbm, conforme observa-se na Fig. 57.

A Fig. 58 mostra que a fração de vazios máxima cresce com W_{al} , o que justifica o fato da queda de pressão total do secundário ter se mantido praticamente constante, conforme pode ser visto na Fig. 59, apesar do aumento da vazão total de fluido secundário.

As alturas de ebulição, conforme verifica-se na Fig. 60, não são influenciadas de modo significativo por W_{al} . Observa-se ainda, que z_{bf} , ou seja, a altura de ebulição do lado da perna fria passa por um valor máximo, correspondente 10,7 ft para $W_{al} = 1100$ lbm/s.

e) Entalpia da água de alimentação, h_{al} :

A influência da entalpia da água de alimentação, h_{al} , no comportamento dos principais parâmetros do gerador de vapor é mostrado na sequência de figuras 61 a 68.

A faixa de variação de h_{al} ficou restrita de 350 a 430 Btu/lbm, não sendo possível assumir-se um valor maior do que este, pois atinge-se o estado de saturação na seção anular, situação não prevista pelo programa GEVAP.

Com o aumento de h_{al} , espera-se que a taxa total de transferência de calor do primário para o secundário diminua, de forma a manter-se constante a vazão de vapor na entrada dos separados

FIG. 61 — INFLUÊNCIA DE h_{gI} NA TAXA DE CALOR TOTAL TRANSFERIDA NO GERADOR DE VAPOR.

FIG. 62 — INFLUÊNCIA DE h_{gI} NA ENTALPIA DE SAÍDA DO PRIMÁRIO

FIG. 63 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NA ENTALPIA DA MISTURA QUE ALIMENTA A TURBINA

FIG. 64 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NA PRESSÃO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

FIG. 65 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NA FRAÇÃO DE VAZIOS MÁXIMA FIG. 66 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NA RAZÃO DE RECIRCULAÇÃO

FIG. 67 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NA QUEDA DE PRESSÃO DO SECUNDÁRIO FIG. 68 — INFLUÊNCIA DE h_{d1} NAS ALTURAS DE EBULIÇÃO

res de vapor. Tal fato é comprovado através da Fig. 61.

Obviamente, devido ao decréscimo da taxa de transferência de calor, a entalpia do primário na saída do gerador de vapor aumenta com h_{al} , conforme verifica-se na Fig. 62. A queda de pressão do primário não é influenciada por h_{al} .

A entalpia da mistura que alimenta a turbina varia entre 1186 e 1193 Btu/lbm, conforme observa-se na Fig. 63.

Além do decréscimo da taxa total de transferência de calor, verifica-se, através da Fig. 64, que a pressão da água de alimentação aumenta com h_{al} .

A fração de vazios máxima e a razão de recirculação decrescem ligeiramente com o aumento de h_{al} , conforme observa-se nas Figs. 65 e 66. Esta variação da razão de recirculação é imposta pelo decréscimo da densidade da água de recirculação devido ao aumento da pressão na saída dos separadores de vapor.

A queda de pressão do secundário se mantém inalterada com a variação de h_{al} , conforme mostrado na Fig. 67.

Através da Fig. 68, constata-se que ambas as alturas de ebulição decaem com o acréscimo de h_{al} .

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

De um modo geral, os resultados obtidos através do programa GEVAP concordam satisfatoriamente com os dados de projeto da KWU, quando adota-se no presente modelo fatores de incrustações nulos. Conforme dito anteriormente, são necessárias maiores informações sobre o projeto da KWU, principalmente no que se refere aos fatores de perda de carga localizada, para que se possa comparar os resultados de forma mais consistente.

Quanto ao modelo físico adotado no presente trabalho, os resultados apresentados no parágrafo V.5 mostram:

a) o escoamento transversal ("cross-flow") existente no escoamento do fluido secundário através da seção interna não é suficiente para homogenizar o mesmo. Portanto, os diversos trabalhos que consideram tal escoamento como sendo homogêneo não são realísticos;

b) o escoamento do fluido secundário através da seção anular pode ser considerado adiabático não havendo necessidade portanto, de analisar-se tal seção através de um número elevado de volumes de controle. Assim, sugere-se, como extensão do presente trabalho, simplificar o modelo, de tal forma a tratar a seção anular como um único volume de controle, conforme o modelo de Land e Steitler [12] .

Quanto ao programa GEVAP, sugere-se substituir as seis matrizes, referentes às alturas de entrada e saída de cada um dos volumes de controle (2), à pressão na entrada, saída e média nos volumes de controle (3), e ao escoamento transversal (1), utilizadas no mesmo (vide Apêndice E), por vetores, diminuindo-se a capacidade de memória necessária para a sua utilização.

Os vários processos de convergência do programa GEVAP, podem ser feitos através do Método de Newton-Raphson, que possivelmente acarretará numa redução do número de iterações necessárias para alcançar-se a situação de convergência, e consequentemente no tempo de CPU. Tal método deverá ser, futuramente, implantado no programa.

Uma extensão do presente trabalho seria o desenvolvimento de um modelo que simule o comportamento termohidráulico do gerador de vapor operando em regime transitório e aclopá-lo a outros programas que simulem tanto o ciclo primário quanto o secundário.

APÊNDICE A

CORRELAÇÕES UTILIZADAS

1) Coeficiente de atrito, f :

Correlação proposta por Tong [1] , própria para escoamentos turbulentos isotérmicos:

$$f = 0,184 \operatorname{Re}^{-0,2} ,$$

com o número de Reynolds, Re , dado por:

$$Re = \frac{\bar{\rho} \bar{V} d_h}{\bar{\mu}} ,$$

onde, $\bar{\rho}$ = densidade média ;

$\bar{V}$ = velocidade média do escoamento ;

d_h = diâmetro hidráulico da seção de escoamento ;

$\bar{\mu}$ = viscosidade

2) Coeficiente de troca de calor em regime de convecção forçada, hc :

No presente trabalho foi adotada a correlação de Dittus-Boelter obtida para $Re > 10^4$. Glasstone e Sesonske [13] propõem, para o caso de escoamento de água, a correlação de Dittus-Boelter em função da temperatura, T , velocidade média do escoamento, $\bar{V}$, e diâmetro hidráulico, d_h , usada por Hargrove [8] no programa MARVEL:

$$h_c = 0,148 \left[1,0 + 1,0 \times 10^{-2} T + 1,0 \times 10^{-5} T^2 \right] \frac{\bar{v}^{0,8}}{dh^{0,2}} ,$$

para, $[h_c] = \text{Btu}/(\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$,

$[T] = \text{ } ^\circ\text{F}$,

$[\bar{v}] = \text{ft}/\text{h}$,

$[dh] = \text{ft}$

3) Coeficiente de troca de calor em regime de ebulição, h_c :

Tanto no caso de ebulição subresfriada quanto no caso de ebulição nucleada foi utilizada a correlação de Thom, mencionada por Rohsenow e Hartnett [14], para determinar-se o coeficiente de troca de calor ,

$$T_w = T_{\text{sat}} + \frac{72}{e^{(P/1260)}} \left[\frac{q''}{10^6} \right]^{1/2}$$

onde, T_w = temperatura da superfície aquecedora ;

q'' = taxa de transferência de calor por unidade de área.

para, $[T_w] = \text{ } ^\circ\text{F}$

$[T_{\text{sat}}] = \text{ } ^\circ\text{F}$,

$[P] = \text{psia}$,

$[q''] = \text{Btu}/(\text{h ft}^2)$

Com a temperatura da superfície aquecedora, T_w , determina-se o coeficiente de troca de calor, h_c :

$$h_c = \frac{q''}{T_w - T_{sat}}$$

com, $[h_c] = \text{Btu}/(\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$.

- 4) Coeficiente de troca de calor em regime de vaporização por convecção forçada, h_c :

Tal mecanismo de troca de calor é atingido em escoamentos com alta fração de vazios. Segundo Land e Steitler [12] , tal regime ocorre com fração de vazios acima de 0,9. Para determinar-se o coeficiente de troca de calor de vaporização por convecção forçada, é utilizada a correlação de Schrock e Grossman mencionada por Tong [15] .

$$h_c = h_{cf} \cdot 7,39 \times 10^3 \left[\frac{q''}{G h_{lg}} + 1,5 \times 10^{-4} \left[\frac{1}{x_{tt}} \right]^{0,66} \right]$$

onde, h_{cf} = coeficiente de troca de calor em regime de convecção forçada ;

G = fluxo de massa ($\text{lbm}/\text{h ft}^2$) ;

h_{lg} = diferença entre as entalpias de vapor e líquido saturados ;

x_{tt} = parâmetro de Lockhart e Martinelli, dado por :

$$x_{tt} = \frac{1}{\left[\frac{x}{1-x} \right]^{0,9} \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} \right]^{0,5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{0,1}}$$

onde, X = título de escoamento (" quality ");

ρ_l = densidade de líquido saturado ;

ρ_g = densidade de vapor saturado ;

μ_l = viscosidade dinâmica de líquido saturado ;

μ_g = viscosidade dinâmica de vapor saturado .

5) Fluxo crítico de calor, q''_c :

Para a determinação do fluxo crítico de calor foi utilizada a correlação da General Electric apresentada por Tong [15] e El-Wakil [18] .

Para uma pressão $P = 1000$ psia :

$$q''_c = 0,705 \times 10^6 + 0,237 G , \text{ para } X < x_1$$

$$q''_c = 1,634 \times 10^6 - 0,270 G - 4,71 \times 10^6 X , \text{ para } x_1 < X < x_2$$

$$q''_c = 0,605 \times 10^6 - 0,164 G - 0,653 \times 10^6 X , \text{ para } X > x_2$$

$$\text{para, } x_1 = 0,197 - 0,108 \times 10^{-6} G ,$$

$$x_2 = 0,254 - 0,026 \times 10^{-6} G ,$$

onde, G = fluxo de massa ;

X = título do escoamento .

Para uma pressão, P , qualquer, dada em psia :

$$q''_c = q''_c (1000 \text{ psia}) + 440 (1000 - P)$$

A correlação acima pode ser aplicada dentro das seguintes faixas:

$$P = 600 \text{ a } 1450 \text{ psia} ,$$

$$G = 0,4 \times 10^6 \text{ a } 6,0 \times 10^6 \text{ lbm/(h ft}^2\text{)} ,$$

$$X = \text{negativo (água subresfriada) a } 0,45 ,$$

$$dh = 0,254 \text{ a } 1,25 \text{ in} ,$$

$$z_t = 29 \text{ a } 108 \text{ in (altura do canal em estudo).}$$

6) Condutividade térmica do Inconel, k_{inc} :

Correlação proposta por Hargrove [8] :

$$k_{inc} = 8,0 + 0,051 T_{inc} ,$$

onde, T_{inc} = temperatura do Inconel ($^{\circ}\text{F}$) ,

para, $[k_{inc}] = \text{Btu/(h ft } ^{\circ}\text{F)}$

7) Viscosidade dinâmica média de uma mistura bifásica de líquido e vapor, $\bar{\mu}$:

Utiliza-se a equação de McAdams:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{\frac{X}{\mu_g} + \frac{1-X}{\mu_l}} ,$$

onde, X = título do escoamento ;

μ_l, μ_g = viscosidade dinâmica de líquido e vapor saturados

APÊNDICE B

DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES

a) Escoamento de Líquido Comprimido :1. Temperatura, T :

Para uma determinada faixa de pressão, considera-se que a temperatura, T , seja função apenas da entalpia, h . Desta forma, individualmente para os fluidos primários e secundários, tem-se : $T = F(h)$

2. Densidade, ρ :

É determinada em função da temperatura, para uma faixa de pressões, de forma semelhante ao caso da temperatura. Assim, $\rho = F(T)$.

3. Viscosidade, μ :

Analogamente a densidade, $\mu = F(T)$.

b) Escoamento Bifásico :1. Temperatura, T :

É calculada como sendo igual a temperatura de saturação, T_{sat} , correspondente a pressão do sistema, P .

Logo, $T = T_{\text{sat}} (P)$

2. Densidade, ρ :

É determinada através da fração de vazios, α , e das densidades de líquido, ρ_ℓ , e vapor, ρ_g , saturados, sendo dada por :

$$\rho = (1 - \alpha) \rho_\ell + \alpha \rho_g .$$

As densidades ρ_ℓ e ρ_g são calculadas em função da pressão.

3. Viscosidade μ :

É calculada através da equação de McAdams, mostrada no apêndice A, em função do título do escoamento X , e das viscosidades de líquido, μ_ℓ , e vapor, μ_g , saturados. As viscosidades μ_ℓ e μ_g são calculadas em função da pressão.

O comportamento funcional das diversas propriedades é dado através de polinômios desenvolvidos e apresentados no A pêndice C.

APÊNDICE C

POLINÔMIOS DESENVOLVIDOS PARA CÁLCULO DE PROPRIEDADES
DE MATERIAIS

Foram desenvolvidos diversos polinômios através da técnica dos "mínimos quadrados" para avaliação de propriedades dos materiais envolvidos no gerador de vapor. Os pontos para obtenção das propriedades da água foram obtidas da "STEAM TABLES" [16] .

Todos os polinômios desenvolvidos aparecem no programa GEVAP em subrotinas.

- 1) Entalpia por unidade de massa de líquido, h_ℓ , e vapor, h_g , saturados em função da pressão, P :

Faixa de utilização: 800 a 1250 psia.

$$h_\ell = - 0,1383042 \times 10^3 + 0,2245090 \times 10^1 P - 0,1992525 \times 10^{-2} P^2 \\ - 0,3414035 \times 10^{-5} P^3 + 0,9955717 \times 10^{-8} P^4 - 0,9806236 \times \\ \times 10^{-11} P^5 + 0,4504645 \times 10^{-14} P^6 - 0,8119435 \times 10^{-18} P^7$$

$$h_g = - 0,2387541 \times 10^4 + 0,2614328 \times 10^2 P - 0,8062936 \times 10^{-1} P^2 \\ + 0,1368399 \times 10^{-3} P^3 - 0,1381883 \times 10^{-6} P^4 + 0,8305821 \times \\ \times 10^{-10} P^5 - 0,2752586 \times 10^{-13} P^6 + 0,3882038 \times 10^{-17} P^7$$

Nestes polinômios:

$$[h_\ell] = [h_g] = \text{Btu/lbm}$$

$$[P] = \text{psia}$$

- 2) Densidade líquido, ρ_ℓ , e vapor, ρ_g , saturados em função da pressão, P :

Faixa de utilização: 800 a 1250 psia

$$\begin{aligned} \rho_\ell = & 0,8656877 \times 10^2 - 0,4280332 \times 10^0 P + 0,1817726 \times 10^{-2} P^2 \\ & - 0,3885583 \times 10^{-5} P^3 + 0,4641992 \times 10^{-8} P^4 - 0,3167457 \times \\ & \times 10^{-11} P^5 + 0,1156789 \times 10^{-14} P^6 - 0,1756839 \times 10^{-18} P^7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_g = & 0,1001955 \times 10^2 - 0,9891337 \times 10^{-1} P + 0,3945990 \times 10^{-3} P^2 \\ & - 0,8056868 \times 10^{-6} P^3 + 0,9472123 \times 10^{-9} P^4 - 0,6477877 \times \\ & \times 10^{-12} P^5 + 0,2402295 \times 10^{-15} P^6 - 0,3742966 \times 10^{-19} P^7, \end{aligned}$$

Nestes polinômios:

$$[\rho_\ell] = [\rho_g] = \text{lbm/ft}^3$$

$$[P] = \text{psia}$$

- 3) Temperatura de líquido comprimido, T, em função da entalpia, h, para uma determinada pressão, P :

a) Para P = 1000 psia (secundário) :

Faixa de entalpia: 271,46 a 542,4 Btu/lbm (líquido saturado a 1000 psia)

$$\begin{aligned}
T = & 0,1431527289912448 \times 10^7 - 0,2510959763567371 \times 10^5 h \\
& + 0,1867694442193397 \times 10^3 h^2 - 0,7638789740107001 \times 10^0 h^3 \\
& + 0,1856194362772891 \times 10^{-2} h^4 - 0,2680961457211997 \times 10^{-5} h^5 \\
& + 0,2132010520381678 \times 10^{-8} h^6 - 0,7204447997756308 \times 10^{-12} h^7
\end{aligned}$$

b) Para $P = 2500$ psia (primário)

Faixa de entalpia : 487,3 a 730,9 Btu/lbm (líquido saturado a 2500 psia)

$$\begin{aligned}
T = & 0,2891334 \times 10^3 - 0,3438933 \times 10^1 h + 0,3097952 \times 10^{-1} h^2 \\
& - 0,1166727 \times 10^{-3} h^3 + 0,2572152 \times 10^{-6} h^4 - 0,3339208 \times 10^{-9} h^5 \\
& + 0,2362968 \times 10^{-12} h^6 - 0,7071589 \times 10^{-16} h^7
\end{aligned}$$

Nestes polinômios:

$$[T] = ^\circ F$$

$$[h] = \text{Btu/lbm}$$

4) Densidade de líquido comprimido, ρ , em função da temperatura, T , para uma determinada pressão, P :

a) Para $P = 1000$ psia (secundário)

Faixa de validade : $300^\circ F$ a $544,75^\circ F$ (temperatura de saturação a 1000 psia).

$$\rho = 0,9826468 \times 10^3 - 0,1539013 \times 10^2 T + 0,1094501 \times 10^0 T^2 \\ - 0,4298002 \times 10^{-3} T^3 + 0,1005174 \times 10^{-5} T^4 - 0,1401008 \times 10^{-8} T^5 \\ + 0,1078037 \times 10^{-11} T^6 - 0,3535606 \times 10^{-15} T^7$$

b) Para P = 2500 psia (primário)

Faixa de validade : 500°F a 668,31°F (temperatura de saturação a 2500 psia)

$$\rho = 0,2121627 \times 10^6 + 0,1068167 \times 10^4 T + 0,2268817 \times 10^1 T^2 \\ - 0,2898513 \times 10^{-1} T^3 + 0,8859736 \times 10^{-4} T^4 - 0,1312590 \times 10^{-6} T^5 \\ + 0,9786798 \times 10^{-10} T^6 - 0,2951843 \times 10^{-13} T^7.$$

Unidades utilizadas:

$$[\rho] = \text{lbm/ft}^3$$

$$[T] = ^\circ\text{F}$$

5) Viscosidade dinâmica de líquido comprimido, μ , em função da temperatura, T, para uma determinada pressão, P :

Os pontos utilizados na determinação dos polinômios foram retirados da referência [17] .

a) Para P = 1000 psia (secundário)

Faixa de temperaturas : 400°F a 544,75°F

$$\begin{aligned} \mu = & (-0,2991211 \times 10^4 + 0,2568650 \times 10^2 T - 0,7742319 \times 10^{-1} T^2 \\ & + 0,7605560 \times 10^{-4} T^3 + 0,6911544 \times 10^{-7} T^4 - 0,1925561 \times 10^{-9} T^5 \\ & + 0,1120435 \times 10^{-12} T^6 - 0,6575487 \times 10^{-17} T^7) \times 10^{-4} \end{aligned}$$

Unidades utilizadas:

$$[\mu] = \text{lbm}/(\text{ft s})$$

$$[T] = ^\circ\text{F}$$

6) Temperatura de saturação, T_{sat} , em função da pressão, P :

a) Secundário

Faixa de pressão: 700 a 1300 psia

$$\begin{aligned} T_{\text{sat}} = & -0,1557124 \times 10^2 + 0,2865639 \times 10^1 P - 0,7900593 \times 10^{-2} P^2 \\ & + 0,1310110 \times 10^{-4} P^3 - 0,1318216 \times 10^{-7} P^4 + 0,7953284 \times \\ & \times 10^{-11} P^5 - 0,2654501 \times 10^{-14} P^6 + 0,3775497 \times 10^{-18} P^7 \end{aligned}$$

b) Primário

Faixa de pressão : 1900 a 2500 psia

$$\begin{aligned} T_{\text{sat}} = & 0,6816354 \times 10^4 - 0,1602396 \times 10^2 P + 0,1613955 \times 10^{-1} P^2 \\ & - 0,7653701 \times 10^{-5} P^3 + 0,1347745 \times 10^{-8} P^4 + 0,2226712 \times \\ & \times 10^{-12} P^5 - 0,1239408 \times 10^{-15} P^6 + 0,1392018 \times 10^{-19} P^7 \end{aligned}$$

Nestes polinômios:

$$[T_{\text{sat}}] = ^\circ\text{F}$$

$$[P] = \text{psia}$$

- 7) Condutividade térmica, k , da água (líquido comprimido) em função da temperatura, T .

Os pontos usados para a determinação do polinômio foram retirados da referência [17] a uma pressão de 1000 psia.

Faixa de temperatura : de 300°F a $544,75^{\circ}\text{F}$

$$k = (-0,8795185 \times 10^0 + 0,1867802 \times 10^1 T + 0,9816071 \times 10 T^2 - 0,7958209 \times 10^{-4} T^3 + 0,1628020 \times 10^{-6} T^4 - 0,3063462 \times 10^{-10} T^5 - 0,2557752 \times 10^{-12} T^6 + 0,2163480 \times 10^{-15} T^7) \times 10^{-3}$$

Unidades utilizadas :

$$[k] = \text{Btu/h ft } ^{\circ}\text{F}$$

$$[T] = ^{\circ}\text{F}$$

- 8) Condutividade térmica do aço, k , em função da temperatura, T :

$$k = 0,8248712 \times 10^1 + 0,306748 \times 10^{-2} T + 0,5562613 \times 10^{-5} T^2 - 0,1111188 \times 10^{-7} T^3 - 0,2737306 \times 10^{-11} T^4 + 0,3337873 \times 10^{-13} T^5 - 0,3537960 \times 10^{-16} T^6 + 0,1137125 \times 10^{-19} T^7$$

Neste polinômio :

$$[k] = \text{Btu/h.ft } ^\circ\text{F}$$

$$[T] = ^\circ\text{F}$$

9) Razão de escorregamento, S , em função da pressão, P :

Segundo El-Wakil [18] , Tong [15] e Rohsenow [14] , a razão de escorregamento, isto é a relação entre as velocidades das fases vapor, V_g , e líquido, V_l , $S = V_g/V_l$, é função exclusiva da pressão.

Faixa de pressões : 500 a 2000 psia .

$$S = 0,3194809 \times 10^1 - 0,2069288 \times 10^{-2} P + 0,5964496 \times 10^{-6} P^2$$

com, $[P] = \text{psia}$.

10) Viscosidades dinâmicas de líquido, μ_l , e vapor, μ_g , saturados em função da pressão, P .

Obtidas por interpolação linear (subrotina VISCMB do programa GEVAP) entre os valores tabelados em [17] para pressões de 500, 1000 e 2000 psia.

APÊNDICE D

MEMÓRIAS DE CÁLCULO

O programa GEVAP é constituído de tal forma a permitir a alteração do número de alturas, N , em que é dividida a região onde há efetivamente troca de calor, ou seja, a variação do número de volumes de controle que constituem cada uma das colunas mostrada na Fig. 12. Assim, a altura de cada volume de controle, dz , é dada por:

$$dz = z_t / N$$

onde,

$$z_t = \text{altura média da tubulação em "U"}.$$

1) Sistemas de numeração dos volumes de controle

a) Volumes de controle relativos ao primário

O primeiro volume de controle da perna quente recebe o número 1, enquanto o último é associado ao número N_q . Ao primeiro volume de controle da perna fria é dado o número N_f e ao último N_u . Logo,

$$N_q = N$$

$$N_f = N + 1$$

$$N_u = 2N$$

b) Volumes de controle relativos ao secundário.

Os dois volumes de controle superiores da seção anular recebem os números 1 e 2 associados ao lado da perna quente e fria, respectivamente. Os dois volumes de controle seguintes pertencentes à seção anular são os de números 3 e 4, e assim sucessivamente. Aos dois últimos volumes de controle da seção anular, correspondem os números n_{aq} (do lado da perna quente) e n_{af} (do lado da perna fria), ou seja:

$$n_{aq} = 2N - 1$$

$$n_{af} = 2N$$

Os dois primeiros volumes de controle da seção interna são os de números n_{iq} e n_{if} associados, respectivamente, às pernas quente e fria:

$$n_{iq} = n_{aq} + 1$$

$$n_{if} = n_{af} + 1$$

Aos dois últimos volumes de controle da seção interna são dados os números n_{uq} e n_{uf} , obtidos por:

$$n_{uq} = 4N - 1$$

$$n_{uf} = 4N$$

2. Determinação dos parâmetros geométricos:

a) Escoamento do primário

a.1 - Área total de escoamento do fluido primário através do feixe de tubos em "U", A_p :

$$A_p = \frac{\pi}{4} di_t^2 n_t ,$$

onde, di_t = diâmetro interno dos tubos da tubulação em "U" ;

n_t = número total de tubos da tubulação em "U" .

a.2 - Perímetro molhado (interno) da tubulação em "U",

Pm_p :

$$Pm_p = \pi di_t n_t$$

a.3 - Diâmetro hidráulico da tubulação em "U", dh_p :

$$dh_p = \frac{4A_p}{Pm_p} ,$$

Daí, $dh_p = di_t$

a.4 - Área de troca de calor, At_p , do fluido primário com o lado interno da tubulação em "U" em um volume de controle:

$$At_p = \pi di_t dz n_t$$

b) Escoamento do secundário.

b.1 - Áreas de escoamento:

$$A_a = \frac{\pi}{8} \left[di_v^2 - de_c^2 \right] ,$$

$$A_{in} = \frac{di_v^2}{8} - n_t \frac{de_t^2}{4} ,$$

onde, A_a = semi-área da seção anular ou área de escoamento de cada um dos volumes de controle representativos de tal seção ;

A_{in} = semi-área da seção interna ou área de escoamento de cada um dos volumes de controle representativos de tal seção ;

di_v = diâmetro interno de vaso de contenção do gerador de vapor ;

de_c = diâmetro externo da carcaça interna ao gerador de vapor ;

di_c = diâmetro interno da carcaça interna ao gerador de vapor ;

de_t = diâmetro externo de cada um dos tubos que compõem a tubulação em "U" .

b.2 - Perímetros molhados dos volumes de controle das seções anular, Pm_a , e interna, Pm_{in} :

At_t = área de troca de calor do feixe de tubos em "U"
com cada um dos volumes de controle da seção in-
terna.

Área de troca de calor da parte curva da tubulação "U" :

A densidade de tubos, ρ_t é dada por:

$$\rho_t = \frac{n_t}{S_s} ,$$

onde, S_s é a área do segmento definida pelos raios R_i e R_e .

$$Pm_a = \frac{\pi}{2} (di_v + de_c)$$

$$Pm_{in} = \pi \left[\frac{di_c}{2} + n_t de_t \right]$$

b.3 - Diâmetros hidráulicos dos volumes de controle pertencentes às seções anular, dh_a , e interna, dh_{in} :

$$dh_a = \frac{4A_a}{Pm_a} ,$$

$$dh_{in} = \frac{4A_{in}}{Pm_{in}}$$

b.4 - Áreas de troca de calor:

$$At_a = \frac{\pi}{2} de_c dz ,$$

$$At_{in} = \frac{\pi}{2} di_c dz ,$$

$$At_t = \pi n_t de_t dz ,$$

onde, At_a = área de troca de calor da carcaça interna com cada um dos volumes de controle de seção anular ;

At_{in} = área de troca de calor da carcaça interna com cada um dos volumes de controle da seção interna ;

Sendo dN o número de tubos contidos em dS_s tem-se:

$$dN = \rho_t dS_s$$

A área de troca de calor dos tubos contidos em dS_s em 90° da curva, dAt_c , é dada por:

$$dAt_c = \frac{\pi}{2} r \pi de_t \rho_t \ell dr,$$

$$\text{onde, } \ell = 2 [Re^2 - r^2]^{1/2}$$

Dai,

$$dAt_c = \pi de_t \rho_t [Re^2 - r^2]^2 r dr$$

Integrando-se a expressão anterior de Ri a Re obtém-se a área total de troca de calor, At_c , do feixe de tubos em 90° da curva. Deste modo:

$$At_c = \pi^2 de_t \rho_t \frac{[Re^2 - Ri^2]^{3/2}}{3}$$

FLUXOGRAMA DO PROGRAMA GEVAP

APÊNDICE F

NOMENCLATURA DO PROGRAMA GEVAP

A	-	área de escoamento
AA	-	semi-área de escoamento da seção anular.
ACF	-	área transversal ao escoamento transversal ("cross-flow") na seção interna.
AI	-	semi-área de escoamento da seção interna
AKAI	-	fator de perda de carga localizada associado à entrada da seção interna
AKC (M)	-	condutividade térmica de cada um dos trechos da carga interna
AKCE	-	fator de perda de carga localizada associado a cada uma das grades de sustentação da tubulação em "U"
AKCPC	-	fator de perda de carga localizada associado à câmara plena de entrada do fluido primário no gerador de vapor
AKCPE	-	fator de perda de carga localizada associado à câmara plena de saída do fluido primário do gerador de vapor
AKLIQ	-	condutividade térmica de líquido comprimido
AKP (M)	-	condutividade térmica de cada um dos trechos da tubulação em "U"

AKR	-	fator de perda de carga localizada associado ao <u>ca</u> nal de recirculação
AKSV	-	fator de perda de carga localizada associado à <u>câma</u> ra pela superior e aos separadores de vapor
ALFE (M)	-	fração de vazios na entrada de um volume de controle genérico do secundário
ALFM (M)	-	fração de vazios média ao longo de um volume de <u>con</u> trole do secundário
ALFS (M)	-	fração de vazios na saída de um volume de controle genérico do secundário
ALNIAG	-	nível d'água adimensional do gerador de vapor
AMIME	-	viscosidade dinâmica média ao longo de um volume de controle genérico do secundário
AMIPRI	-	viscosidade dinâmica média ao longo de um volume de controle genérico do primário
AMLISA	-	viscosidade dinâmica de líquido saturado
AMVASA	-	viscosidade dinâmica de vapor saturado
AP	-	área de escoamento do fluido primário através da <u>tu</u> bulação em "U"
AT	-	área de troca de calor
ATA	-	área de troca de calor entre o fluido secundário e cada um dos trechos do lado externo da carcaça <u>inter</u> na

- ATI - área de troca de calor entre o fluido secundário e cada um dos trechos do lado interno da carcaça interna
- ATP - área de troca de calor entre o fluido secundário e cada um dos trechos do lado externo da tubulação em "U"
- ATPI - área de troca de calor entre o fluido primário e cada um dos trechos do lado interno da tubulação em "U"
- CRECAL - constante de subrelaxação utilizada no processo de convergência do fluxo de calor
- CTEPRE - constante utilizada no processo de convergência das pressões na saída de um par de volumes de controle genérico do secundário
- CTEPO - constante utilizada no processo de convergência da pressão da água de alimentação
- CTEREL - constante de subrelaxação utilizada no processo de convergência da vazão da água de recirculação
- DEC - diâmetro externo da carcaça interna
- DET - diâmetro externo de cada um dos tubos que compõem a tubulação em "U"
- DH - diâmetro hidráulico
- DHA - diâmetro hidráulico dos volumes de controle da seção anular

DHI	-	diâmetro hidráulico dos volumes de controle da seção interna
DHP	-	diâmetro hidráulico dos volumes de controle do primário
DHS	-	diferença de alturas entre a saída dos separadores de vapor e a entrada da água de alimentação
DIC	-	diâmetro interno da carcaça interna
DIT	-	diâmetro interno de cada um dos tubos que compõem a tubulação em "U"
DIV	-	diâmetro interno do vaso de contenção do gerador de vapor
DMC	-	diâmetro médio da carcaça interna
DMP	-	diâmetro médio de cada um dos tubos que compõem a tubulação em "U"
DZ	-	altura de cada um dos volumes de controle
EPECA	-	tolerância do critério de convergência da taxa de transferência de calor
EPEHR	-	tolerância do critério de convergência da entalpia da água de recirculação
EPEPS	-	tolerância do critério de convergência das pressões na saída de dois volumes de controle simétricos.

EPERE	-	tolerância do critério de convergência da vazão em massa da água de recirculação
EPETSV	-	tolerância do critério de convergência do título do fluido secundário na saída do gerador de vapor.
FI	-	fator de incrustações interno
FO	-	fator de incrustações externo
FPRI	-	fator de incrustações de uma superfície do lado do fluido primário
FSEC	-	fator de incrustações de uma superfície do lado do fluido secundário
GM	-	fluxo de massa médio em um volume de controle genérico
GR	-	aceleração da gravidade
HC (M)	-	coeficiente de troca de calor entre uma superfície externa e o fluido secundário escoando através de um volume de controle genérico
HCI (M)	-	coeficiente de troca de calor entre o fluido secundário escoando através de um volume de controle genérico da seção interna e o lado interno da carcaça interna
HCP (L)	-	coeficiente de troca de calor entre o fluido primário escoando através de um volume de controle genérico e o lado interno da tubulação em "U"

HE (M)	-	entalpia do fluido secundário na entrada de um volume de controle genérico
HFV	-	diferença entre as entalpias de vapor e líquido saturados
HL	-	entalpia de líquido saturado
HM (M)	-	entalpia média do fluido secundário em um volume de controle genérico
HMCP	-	entalpia média do fluido secundário na câmara plena superior
HO	-	entalpia da água de alimentação (na entrada do gerador de vapor)
HPE (L)	-	entalpia do fluido primário na entrada de um volume de controle genérico
HPM (L)	-	entalpia média do fluido primário em um volume de controle genérico
HPO	-	entalpia do fluido primário na entrada do gerador de vapor
HPS (L)	-	entalpia do fluido primário na saída de um volume de controle genérico
HREC	-	entalpia da água de recirculação
HRECAN	-	variável utilizada para armazenar-se o valor da entalpia da água de recirculação

HS (M)	-	entalpia do fluido secundário na saída de um volume de controle genérico
HSG	-	entalpia do fluido secundário na saída do gerador de vapor
HV	-	entalpia de vapor saturado
I1	-	número correspondente ao último volume de controle da seção anular do lado da perna quente
I2	-	número correspondente ao primeiro volume de controle da seção interna do lado da perna quente
I3	-	número correspondente ao último volume de controle da seção interna do lado da perna quente
ICONCA	-	variável utilizada para verificação da convergência da taxa de calor transferida ao fluido secundário em cada um dos volumes de controle
ICONT	-	contador do número de iterações principais
ICPR	-	contador do número de iterações no processo de convergência das pressões na saída de um par de volumes de controle simétricos do secundário
J1	-	número correspondente ao último volume de controle da seção anular do lado da perna fria
J2	-	número correspondente ao primeiro volume de controle da seção interna do lado da perna fria

- J3 - número correspondente ao último volume de controle da seção interna do lado da perna fria
- MTC (M) - variável indicadora do mecanismo de troca de calor
- N - número total de divisões da região onde há troca de calor
- NG - número total de grades de sustentação da tubulação em "U"
- NGVC - número de grades contidas em um volume de controle genérico da seção interna
- NN - número correspondente ao último volume de controle da perna fria do primário.
- NPF - número correspondente ao primeiro volume de controle da perna fria do primário
- PE(I,J) - pressão na entrada de um par de volumes de controle simétricos do secundário
- PI - 3,14159
- PM(I,J) - pressão média de um par de volumes de controle simétricos do secundário
- PMA - perímetro molhado da seção anular
- PMI - perímetro molhado da seção interna
- PMP - perímetro molhado (interno) da tubulação em "U"
- PO - pressão da água de alimentação (na entrada do gerador de vapor)

- PPE(L) - pressão do fluido primário na entrada de um volume de controle genérico
- PPM(L) - pressão média do fluido primário num volume de controle genérico
- PPO - pressão do fluido primário na entrada do gerador de vapor
- PPS(L) - pressão do fluido primário na saída de um volume de controle genérico
- PPSG - pressão do fluido primário na saída do gerador de vapor
- PS(I,J) - pressão na saída de um par de volumes de controle simétricos do secundário
- PSG - pressão do fluido secundário na saída do gerador de vapor
- PSS(M) - valor da pressão determinado na saída de um volume de controle genérico durante o processo de convergência das pressões
- PSS2, PSS3 - variáveis auxiliares na determinação da pressão na saída dos volumes de controle em que é atingido o estado de saturação do fluido secundário
- PTR - pressão através da qual é determinada a temperatura de saturação dos pontos em que é atingido o estado de saturação do fluido secundário

Q (M)	-	taxa de transferência de calor
Q2	-	taxa de transferência de calor por unidade de área
QA (M)	-	taxa de calor transferida aos volumes de controle da seção anular
QAN (M)	-	novo valor da taxa de calor que é transferida aos volumes de controle da seção anular
QI (M)	-	taxa de calor transferida aos volumes de controle da seção interna
QI2	-	taxa de calor por unidade de área transferida aos volumes de controle da seção interna
QIN (M)	-	novo valor da taxa de calor que é transferida aos volumes de controle da seção interna
QLOCAL	-	taxa de calor transferida a um volume de controle genérico do secundário
QLOOP	-	aproximação inicial da taxa de calor transferida ao secundário no gerador de vapor
QP2	-	taxa de calor por unidade de área transferida pelos volumes de controle do primário
QRE	-	aproximação inicial da taxa de calor transferida aos volumes de controle da seção anular
QRI	-	aproximação inicial da taxa de calor transferida aos volumes de controle da seção interna

QTOT	-	taxa de calor total transferida ao secundário no ge rador de vapor
ROE (M)	-	densidade do fluido secundário na entrada de um volu me de controle genérico
ROL	-	densidade de líquido saturado
ROM	-	densidade média do fluido secundário num volume de controle genérico
ROMED	-	densidade média do fluido secundário na câmara plena superior
ROPE (L)	-	densidade do fluido primário na entrada de um volume de controle genérico
ROPM	-	densidade média do fluido primário num volume de con trole genérico
ROPS (L)	-	densidade do fluido primário na saída de um volume de controle genérico
ROR	-	densidade da água de recirculação
ROS (M)	-	densidade do fluido secundário na saída de um volume de controle genérico
ROV	-	densidade de vapor saturado
RR	-	razão de recirculação
TCM	-	temperatura média de cada um dos trechos da carcaça interna

TE (M)	-	temperatura do fluido secundário na entrada de um volume de controle genérico
TM (M)	-	temperatura média do fluido secundário num volume de controle genérico
TNP	-	número de tubos de tubulação em "U"
TO	-	temperatura da água de alimentação (na entrada do gerador de vapor)
TPE (L)	-	temperatura do fluido primário na entrada de um volume de controle genérico
TPM (L)	-	temperatura média do fluido primário num volume de controle genérico
TPO	-	temperatura do fluido primário na entrada do gerador de vapor
TPS (L)	-	temperatura do fluido primário na saída de um volume de controle genérico
TPTR	-	temperatura do fluido primário nos pontos em que é atingido o estado de saturação do fluido secundário
TS (M)	-	temperatura do fluido secundário na saída de um volume de controle genérico
TSAT	-	temperatura de saturação
TSG	-	temperatura do fluido secundário na saída do gerador de vapor

- TTM - temperatura média de cada um dos trechos da tubulação em "U"
- TW(M) - temperatura de cada um dos trechos da superfície aquecedora (lado externo da carcaça interna e lado externo da tubulação em "U")
- TWI(M) - temperatura da superfície de cada um dos trechos da carcaça interna (lado interno)
- TWPI(L) - temperatura da superfície interna de cada um dos trechos da tubulação em "U"
- U(M) - coeficiente global de troca de calor entre dois volumes de controle adjacentes
- VE(M) - velocidade de escoamento do fluido secundário na entrada de um volume de controle genérico
- VM(M) - velocidade média do fluido secundário através de um volume de controle genérico
- VMED - velocidade média do fluido secundário na saída da seção interna
- VPE(L) - velocidade de escoamento do fluido primário na entrada de um volume de controle genérico
- VPM - velocidade média do fluido primário através de um volume de controle genérico
- VPS(L) - velocidade de escoamento do fluido primário na saída de um volume de controle genérico

VR	-	velocidade de escoamento da água de recirculação
VS (M)	-	velocidade de escoamento do fluido secundário na saída de um volume de controle genérico
W(I,J)	-	vazão em massa do escoamento transversal entre dois volumes de controle simétricos
WE (M)	-	vazão em massa do fluido secundário na entrada de um volume de controle genérico
WLR	-	vazão em massa da água de recirculação
WLRANT	-	variável utilizada para armazenar-se o valor da vazão da água de recirculação
WM (M)	-	vazão em massa média do fluido secundário através de um volume de controle genérico
WP	-	vazão em massa do fluido primário
WS (M)	-	vazão em massa do fluido secundário na saída de um volume de controle genérico
WTS	-	vazão em massa total do fluido secundário através do gerador de vapor
WTURB	-	vazão em massa da água de alimentação ou da mistura que alimenta a turbina
WVE (M)	-	vazão em massa de vapor na entrada de um volume de controle genérico
WVS (M)	-	vazão em massa de vapor na saída de um volume de controle genérico

- WVTS - vazão em massa de vapor na saída dos separadores de vapor
- X - 4633,056 [1 psia = 4633,056 lbm/(seg².ft)]
- XASV - título do escoamento antes dos separadores de vapor
- XE(M) - título do escoamento na entrada de um volume de controle genérico
- XM(M) - título do escoamento médio através de um volume de controle genérico
- XS(M) - título do escoamento na saída de um volume de controle genérico
- XSV - título do escoamento após os separadores de vapor
- XT - título calculado da mistura bifásica que alimenta a turbina
- XTURB - título desejado da mistura bifásica que alimenta a turbina
- Y - variável indicadora do sentido do escoamento
- ZCRIT - altura na qual o fluido secundário atinge uma fração de vazios igual a 0,9
- ZE(I,J) - altura correspondente à entrada de um volume de controle genérico
- ZG(IG) - altura de cada uma das grades de sustentação da tubulação em "U"

- ZI - altura entre o suporte principal da tubulação em "U" e o início da carcaça interna
- ZO - altura média da tubulação em "U"
- ZS(I,J) - altura correspondente à saída de um volume de controle genérico
- ZTRANI - altura na qual o fluido secundário atinge o estado de saturação no lado da perna quente
- ZTRANJ - altura na qual o fluido secundário atinge o estado de saturação no lado da perna fria
- ZTT - altura total da tubulação em "U"

APÊNDICE G

MANUAL DE UTILIZAÇÃO DO PROGRAMA GEVAP

1) Estrutura

A estrutura do programa GEVAP é relativamente simples, funcionando basicamente segundo o fluxograma mostrado no Apêndice E.

Os principais passos do programa são executados pelo programa principal, assim como a impressão geral dos resultados. Os cálculos secundários são efetuados em subrotinas específicas.

O programa é dotado de uma série de mecanismos de proteção para verificação das faixas de utilização dos polinômios (apêndice C) sendo impressas mensagens de advertência e interrompendo a execução. Procedimento análogo a este, é feito para as correlações que também possuam faixas úteis de utilização. Excetua-se a correlação utilizada na determinação do fluxo de calor crítico, para a qual apenas é impressa a mensagem de advertência mas sem interrupção da execução.

Nos diversos processos de convergência é estipulado um número limite de iterações. Se tal valor é atingido, a execução do programa é interrompida com a impressão de uma mensagem.

2) Dados de Entrada

Todos os dados de entrada necessários ao programa GEVAP

são fornecidos através de um BLOCK DATA. Tais dados de entrada são divididos em nove grupos:

1. Dados gerais (DADGER) : X, GR, PI
2. Estimativas iniciais (ESTINI): QLOOP, WLR, HREC, PO, XTURB, N
3. Dados de entrada do primário (ENTPRI): WP, PPO, HPO, TPO
4. Dados de entrada do secundário (ENTSEC): WTURB, HO, TO
5. Dados geométricos do gerador de vapor (DADGEO): ZG(1) ZG(2), ..., ZO, ZI, DIV, DEC, DIC, DET, TNP, DHS, ZTT, NG
6. Fatores de perda de pressão (FATPRE): AKAI, AKCE , AKSV, AKR, AKCP, AKCPE
7. Fatores de incrustações (FATINC): FPRI, FSEC
8. Tolerância dos testes de convergência (TOLCON) : EPEPS, EPECA, EPETSV, EPEHR, EPERE
9. Cosntantes utilizadas nos processos de convergência (CONCON): CTEPRE, CRECAL, CTEPO, CTEREL

3) Subrotinas

ENLIVA - Determina a entalpia de líquido e vapor saturados em função da pressão. Faixa de utilização: 800 a 1250 psia.

DELIVA - Determina a densidade de líquido e vapor saturados em função da pressão. Faixa de utilização: 800 a 1250 psia.

- TEMPLC - Determina a temperatura de líquido comprimido em função da entalpia a uma pressão de 1000 psia. Faixa de utilização: 271,46 a 542,4 Btu/lbm.
- DENSLC - Determina a densidade de líquido comprimido em função da temperatura a uma pressão de 1000 psia. Faixa de utilização: 300 a 544,75°F.
- VISCLC - Determina a viscosidade dinâmica de líquido comprimido em função da temperatura a uma pressão de 1000 psia. Faixa de utilização: 300 a 544,75°F.
- CONDLI - Determina a condutividade térmica de líquido comprimido em função da temperatura a uma pressão de 1000 psia. Faixa de utilização: 300 a 544,75°F.
- TEMSAT - Determina a temperatura de saturação em função da pressão. Faixa de utilização : 700 a 1300 psia. .
- TEMPRI - Determina a temperatura de líquido comprimido em função da entalpia a uma pressão de 2500 psia . Faixa de utilização: 487,3 a 730,9 Btu/lbm.
- DENPRI - Determina a densidade de líquido comprimido em função da temperatura a uma pressão de 2500 psia. Faixa de utilização: 500 a 668,31 °F.

- VISPRI - Determina a viscosidade dinâmica de líquido comprimido em função da temperatura a uma pressão de 2000 psia. Faixa de utilização : 400 a 668,31^oF.
- TSATPR - Determina a temperatura de saturação em função da pressão. Faixa de utilização: 1900 a 2500 psia.
- FRACVA - Determina a fração de vazios em função do título do escoamento e da pressão. Faixa de utilização : 500 a 2000 psia.
- VISCMB - Determina a viscosidade de uma mistura bifásica através da Equação de McAdams (Apêndice A). Faixa de utilização: 500 a 2000 psia
- CONACO - Determina a condutividade térmica do aço em função da temperatura. Faixa de utilização : 100 a 1000 ^oF.
- FLUCRI - Determina o fluxo de calor crítico através da correlação da General Electric (Apêndice A). Comparado para um determinado valor de fluxo de calor com o fluxo de calor crítico.
- METRC1 - Determina o mecanismo de troca de calor (convecção forçada ou ebulição local (subresfriada) de um processo cuja a entalpia do fluido envolvido é inferior a entalpia de líquido saturado. No caso de tratar-se de convecção forçada, determina ainda, o coeficiente de troca de calor e a temperatura da superfície aquecedora.

- METRC2 - Determina o coeficiente de troca de calor e a temperatura da superfície aquecedora quando o corre ebulição (local ou nucleada).
- METRC3 - Determina o coeficiente de troca de calor e a temperatura da superfície, quando esta é inferior à temperatura de mistura de fluido, tratando-se de convecção forçada.
- METRC5 - Determina o coeficiente de troca de calor e a temperatura da superfície aquecedora quando o mecanismo de troca de calor se processa por vaporização por convecção forçada.
- VALMED - Determina o valor médio de uma grandeza através da média aritmética.
- MOMENT - Determina a pressão na saída de um volume de controle através da equação de conservação da quantidade de movimento.
- ENERGI - Determina a vazão em massa e a entalpia na saída de um volume de controle através das equações de conservação de massa e energia, respectivamente.
- APRICF - Refina os valores do escoamento transversal ("cross-flow") e da pressão na saída de um par de volumes de controle geometricamente simétricos.

CALOR - Determina o coeficiente global de troca de calor e refina o valor da taxa de transferência de calor entre dois volumes de controle adjacentes através da diferença média logarítmica de temperaturas.

[illegible]

5000

C		DADOS DE ENTRADA DO SECUNDARIO (AGUA DE ALIMENTACAO)
C		COMMON/PNTSFC/WTURB,HO,TO
C	0006	DADOS GEOMETRICOS DO GERADOR DE VAPOR
C		COMMON/DADGEO/ZG(9),ZO,ZI,DIV,DEC,DIC,DIT,DET,TNP,DHS,ZTT,NG
C	0007	FATORES DE PERDA DE PRESSAO
C		COMMON/FATPRE/AKAI,AKCE,AKSV,AKR,AKCPC,AKCPE
C	0008	FATORES DE INCRUSTACOES
C		COMMON/FATINC/FPRI,FSEC
C	0009	TOLERANCIAS DOS TESTES DE CONVERGENCIA
C		COMMON/TOLCON/RPEPS,EPECA,EPETSV,EPEHR,EPEE
C	0010	CONSTANTES UTILIZADAS NOS PROCESSOS DE CONVERGENCIA
C		COMMON/CONCON/CTEPRE,CRECAL,CTEPO,CTEREL
C	0011	DATA X,GR,PI/4633.56,32.174,3.14159/
C	0012	DATA QLOOP,WLR,HREC,PO,YTURB,N/1000000.0,8500.0,540.0,900.0,0.991,
C	0013	*10/
C	0014	DATA WP,PPO,HPO,TPO/10363.5,2273.6,640.0,619.0/
C	0015	DATA WTURB,HO,TO/1136.2,402.0,424.4/
C	0016	DATA ZG,ZO,ZI,DIV,DEC,DIC,DIT,DET,TNP,DHS,ZTT,NG/2.599,5.938,9.154
C		*11.549,14.764,17.421,20.702,23.261,26.476,31.36735,1.1482,11.3746
C		*7,10.46588,10.33465,0.06430,0.07218,4086.0,10.00000,34.20276,9/
C	0017	DATA AKAI,AKCE,AKSV,AKR,AKCPC,AKCPE/1.0,1.0,3.5,1.0,3.0,3.0/
C	0018	DATA FPRI,FSEC/0.0,0.0/
C	0019	DATA EPEPS,EPECA,EPETSV,EPEHR,EPEE/0.0001,0.01,0.001,1.0,0.01/
C	0020	DATA CTEPRE,CRECAL,CTEPO,CTEREL/3.0,0.6,200.0,0.2/
C	0021	END


```

0001
0002
C
C
C
PROGRAMA PRINCIPAL
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
DIMENSION QA( 20) , QI( 40) , WE( 40) , WS( 40) , HE( 40) ,
*HS( 40) , ZE( 40, 40) , ZS( 40, 40) , PE( 40, 40) , PS( 40, 40) ,
*W( 40, 40) , TE( 40) , TS( 40) , VE( 40) , VS( 40) , ROE( 40) ,
*POS( 40) , O( 40) , HM( 40) , VM( 40) , TM( 40) , PM( 40, 40) ,
*W( 40) , HC( 40) , MTC( 40) , PSS( 40) , WVE( 40) , WVS( 40) ,
*ALFE( 40) , ALFS( 40) , XE( 40) , XS( 40) , XM( 40) , ALFM( 40) ,
*WM( 40) , PPE( 20) , PPS( 20) , HPE( 20) , HPS( 20) , TPE( 20) ,
*TPS( 20) , ROPE( 20) , ROPS( 20) , VPE( 20) , VPS( 20) , TPM( 20)
*, HPM( 20) , TWPT( 20) , HCP( 20) , PPM( 20) , TWI( 40) , HCI( 40)
*, AKC( 40) , AKP( 40) , QAN( 20) , QIN( 40) , U( 40) , UA( 20)

C**** DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA GEVAP ****
C
COMMON/DADGER/X,GR,PI
COMMON/ESTINI/QLOOP,WLR,HREC,PO,XTURB,N
COMMON/ENTPRI/WP,PPO,HPO,TPO
COMMON/ENTSEC/WTURR,HO,TO
COMMON/DADGEC/ZG(8),ZO,ZI,DIV,DEC,DIC,DIT,DET,TNP,DHS,ZTT,NG
COMMON/FATPRE/AKAI,AKCE,AKSV,AKR,AKCPC,AKCPE
COMMON/FATINC/FPRI,PSEC
COMMON/TOLCON/EPEPS,EPECA,EPETSV,EPEHR,EPEFE
COMMON/CONCGN/CTPRE,CREFCAL,CTEPO,CTEREL

C**** DETERMINACAO DOS PRINCIPAIS PARAMETROS GEOMETRICOS ****
C
DZ = ZO/N
DMC = (DEC - DIC) / DLOG( DEC / DIC )
DMP = ( DET - DIT ) / DLOG( DET / DIT )
AA = PI*(DIV**2.-DEC**2.)/8.
AT = PI*((DIC**2.)/8.-TNP*(DET**2.)/4.)

```

```

0017 AP = PI*(DIT**2.)/4.)*TNP
0018 PMA = PT*(DIV+DEC)/2.
0019 PMI = PI*(DIC/2.+TNP*DET)
0020 PMP = PI*DIT*TNP
0021 DHA = 4.*AA/PMA
0022 DHI = 4.*AI/PMI
0023 DHP = 4.*AP/PMP
0024 ATA = (PI*DEC*DZ)/2.
0025 ATI = (PI*DIC*DZ)/2.
0026 ATP = TNP*(PI*DET*DZ)
0027 ATP1 = TNP*(PI*DIT*DZ)
0028 ACP = DIC*DZ

```

C
C
C
C

DIVISAO DOS VOLUMES DE CONTROLE EM REGIOES DE GEOMETRIA SEMELHANTE

SECUNDARIO:

```

0029 I1 = (N*2) - 1
0030 J1 = N*2
0031 I2 = I1 + 2
0032 J2 = J1 + 2
0033 I3 = (N*4) - 1
0034 J3 = N*4

```

PRIMARIO :

```

0035 NPW = N+1
0036 NN = 2*N

```

C

DETERMINACAO DAS ALTURAS DE ENTRADA E SAIDA DE CADA VOL. DE CONTR.

C

SECAO ANULAR

DO 710 K = 1, I1, 2

I = K

J = I + 1

IF (I.NE.1) GO TO 715

ZE(I,J) = ZO

C
C
C
C

```

0037
0038
0039
0040
0041

```

```

0042      ZS(I,J) = ZO - DZ
0043      GO TO 710
0044
0045 715 IANT = I - 2
0046      JANT = J - 2
0047      ZE(I,J) = ZS(IANT,JANT)
0048      ZS(I,J) = ZE(I,J) - DZ
0049
0049      710 CONTINUE
0050      C      SECAO INTERNA
0051      DO 720 K = I2 , I3 , 2
0052      I = K
0053      J = I + 1
0054      IF (I.NE.I2) GO TO 725
0055      ZE(I,J) = 0.
0056      ZS(I,J) = DZ
0057      GO TO 720
0058 725 IANT = I - 2
0059      JANT = J - 2
0060      ZE(I,J) = ZS(IANT,JANT)
0061      ZS(I,J) = ZE(I,J) + DZ
0062      720 CONTINUE
0063
0063      C**** PRIMEIRA APROXIMACAO DO CALOR TRANSFERIDO A CADA UM DOS V. C. *****
0064      C
0065      QRE = 0.001*OLOOP/J1
0066      QRI = 0.999*OLOOP/(J3-J1)
0067      DO 200 I = 1,I1,2
0068      QA(I) = QRE
0069      200 CONTINUE
0070      DO 201 J = 2,J1,2
0071      QA(J) = QRE
0072      201 CONTINUE
0073      DO 54 I = I2,I3,2
0074      QI(I) = QRI
0075      54 CONTINUE

```

```

0072 DO 202 J = J2 , J3 , 2
0073 QI (J) = QRI
0074 202 CONTINUE
C
C**** EQUACIONAMENTO DO SECUNDARIO ****
C
0075 776 ICONT = 1
0076 RR = WLR / WTURR
0077 ICONCA = 0
C
C VOLUMES DE CONTROLE ANULARES
C
104 A = AA
0078 AT = ATA
0079 DH = DHA
0090 V = -1.
0081 NGVC = 0
0082 DO 73 K = 1, I1, 2
0083 I = K
0084 J = I + 1
0085 Q(I) = QA(I)
0086 Q(J) = QA(J)
0087 TCPR = 0
0088 IP31 = 0
0089
C
C DADOS DE ENTRADA DE CADA VOLUME DE CONTROLE
C
0090 IF ( I.NE.1 ) GO TO 13
0091 IF ( ICONCA.NE.0 ) GO TO 14
C
C NA CAMARA HEMISFERICA EXISTENTE LOGO ABAIXO DA ENTRADA DA AGUA DE
C ALIMENTACAO, ESTA MISTURA-SE COM A AGUA DE RECIRCULACAO
C
0092 PE(1,2) = PO

```

```

0092 WE(I) = WTHRP/2.+WLR/2.
0093 WE(J) = WE(I)
0094 HE(I) = ((WTHRP/2.)*WO+(WLR/2.)*HREC)/(WTHRP/2.)+(WLR/2.))
0095 HE(J) = HE(I)
0096 GO TO 14
0097 13 IA = I-2
0098 JA = I-2
0099 WE(I) = WS(IA)
0100 WE(J) = WS(JA)
0101 PE(I,I) = PS(IA,IA)
0102 HE(I) = HS(IA)
0103 HE(J) = HS(JA)
0104 IF (I.NF.I2) GO TO 14
0105
0106 EQ'ALIZACAO DE VAZAO E ENTALPIA NOS DOIS PRIMEIROS V. C. INTERNOS
0107
0108 CALL VALMED (WE(I),WE(J),WE(I))
0109 WE(J) = WE(I)
0110 CALL VALMED (HE(I),HE(J),HE(I))
0111 HE(J) = HE(I)
0112 CALL VALMED (POE(IA),ROS(IA),ROM)
0113
0114 PERDA DE PRESSAO NA PASSAGEM DA SECAO ANULAR PARA A INTERNA
0115
0116 PE(I,I) = (WE(I,I)*Y-(AKAI*ROM*(VM(IA)**2)/2.)/X
0117
0118 APROXIMACAO DA PRESSAO NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE
0119 PARA DETERMINACAO DAS PROPRIEDADES FISICAS ( ICONT = 1 )
0120
0121 14 IF (ICONT.NF.1) GO TO 33
0122 PS(I,I) = PE(I,I)
0123 PM(I,J) = PE(I,J)
0124
0125 PRIMEIRA APROXIMACAO PARA O CROSS-FLON

```

```

0115      W(I,J) = 0.
0116      W(J,T) = -W(I,J)
0117      33 IF (W(I,J) .LT. 0.) GO TO 31
0118      166 M = I
0119      GO TO 15
0120      31 M = J

C
C**** COMPARACAO DA ENTALPIA DA ENTRADA DO VOLUME DE CONTROLE COM AS ****
C**** ENTALPIAS DE LIQUIDO E VAPOR SATURADOS ****

C
0121      15 CALL ENLIVA (PE(T,J),HL,HV,IF1)
0122      IF (IF1.EQ.1) GO TO 16
0123      IVANX = 0
0124      IF ((HF(M)),LT.HL) GO TO 21
0125      IF ((HF(M)).GE.HL.AND.(HE(M)).LE.HV) GO TO 19
0126      IF ((HE(M)).GT.HV) GO TO 20

C
C**** PROCEDIMENTO PARA UM V. C. CUJA ENTALPIA DE ENTRADA E MENOR QUE A ****
C**** ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO (HL) - 'LIQUIDO COMPRIMIDO' ****

C
0127      21 IF (I.EQ.1) GO TO 59
0128      IF (I.EQ.12) GO TO 59
0129      GO TO 158
0130      59 CALL TEMPLC (HE(M),TF(M),IF4)
0131      IF (TF4.EQ.1) GO TO 25
0132      CALL DENSIC (TE(M),ROE(M))
0133      VE(M) = HE(M) / (A*ROE(M))
0134      GO TO 59
0135      158 TE(M) = TS(M-2)
0136      ROE(M) = ROS(M-2)
0137      VE(M) = VS(M-2)
0138      59 IF (TF31.EQ.1) GO TO 34

```

```

0139 C ESTIMATIVA INICIAL DA VAZAO E ENTALPIA NA SAIDA DO VOLUME DE
0140 C CONTROLE. ( NAO SE CONSIDERA O "CROSS-FLOW" )
0141 C
0142 C
0139 VS(M) = WT(M)
0140 WM(M) = WF(M)
0141 HS(M) = (Q(M)+WF(M)*HE(M))/WS(M)
0142 CALL VALMED (HE(M),HS(M),WM(M))
C
C**** COMPARACAO DA ENTALPIA NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE *****
C***** COM A ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO ( "L" ) *****
C
0143 34 CALL ENLIVA (PS(I,J),HL,HV,IF1)
0144 IF (IF1.EQ.1) GO TO 16
0145 IF (HS(M).GT.HL) GO TO 22
C
C**** A ENTALPIA NA SAIDA DO V. C. AINDA E MENOR OU IGUAL A HL *****
C
0146 ALPH(M) = 0.0
0147 MTC(M) = 1
0148 163 CALL TEMPLC (HS(M),TS(M),IF4)
0149 IF (IF4.EQ.1) GO TO 25
0150 CALL DENSIC (TS(M),ROS(M))
0151 VS(M) = VS(M) / (A*ROS(M))
0152 CALL VALMED (POE(M),ROS(M),ROM)
0153 CALL VALMED (TE(M),TS(M),TM(M))
0154 CALL VALMED (PE(I,J),PS(I,J),PM(I,J))
0155 CALL VALMED (VE(M),VS(M),VM(M))
0156 CALL VTSLC (TM(M),TP5,ANIM3)
0157 IF (IF5.EQ.1) GO TO 27
0158 IF (MTC(M)).EQ.3) GO TO 70
0159 CALL TEMSAT (PH(I,J),TSAT,IF7)
0160 IF (IF7.EQ.1) GO TO 90
0161 IF (V.EQ.(-1.)) QLOCAL = QA(M)
0162 IF (V.EQ.1.) QLOCAL = QT(M)

```

```

0163 IF (I.EQ.II) AT = AT*(DZ-ZI)/DZ
0164 CALL METRC1 (QLOCAL,AT,TM(M),VM(M),DH,TSAT,Q2,TW(M),HC(M),MTC(M))
0165 IF (MTC(M) . NE . 2 ) GO TO 70

C
C EM RELACAO AO ESCOAMENTO DE UMA SO FASE, ALTERA-SE APENAS O COEFI-
C CIENTE DE TROCA DE CALOR (HC(M)), PARA O REGIME DE EBULICAO SUBRESFRIADA
C

0166 29 CALL METRC2 (QLOCAL,AT,TSAT,PM(I,J),TW(M),HC(M))

C
C APLICACAO DA EQUACAO DE CONSERVACAO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO
C

0167 70 CALL MOMENT (M,I,J,ROM,VM(I),VM(J),DH,AMINE,Y,DHP,ZG,NG,ZE(I,J),
*ZS(I,J),DZ,AKCE,A,PE(I,J),WE(M),VE(M),W(I,J),W(J,I),WS(M),VS(M),
*GR,X,PSS(M))
IF (I.VAUX.NE.1) GO TO 364
IF (I.VERIF.EQ.1) GO TO 462
PSS2 = PSS(M)
GO TO 139

0168 462 PSS3 = PSS(M)
0169 PSS(M) = ((ZTR-ZE(I,J))*PSS2) + ((ZS(I,J)-ZTR)*PSS3) / DZ
0170 364 IF (W(I,J).EQ.0.) GO TO 183
0171 IF (M.EQ.J) GO TO 166
GO TO 184
0172 183 IF (M.EQ.I) GO TO 31
0173 184 CALL VALMED (PSS(I),PSS(J),PS(I,J))
0174
C
C ***** VERIFICACAO DA CONVERGENCIA DAS PRESSOES NA SAIDA *****
C ***** DE DOIS VOLUMES DE CONTROLE SIMETRICOS *****
C

0179 IF ((DABS((PSS(I)-PSS(J))))).LE.EEPS) GO TO 32

C
C ***** REFINAMENTO DO VALOR DO 'CROSS-FLOW' *****
C

0180 CALL APRICE (W(I,J),W(J,I),PE(I,J),PSS(I),PSS(J),WE(I),WE(J),

```



```

0181      *CTEPRE,PS(I,J))
0182      ICPR = ICPR + 1
0183      IF ( ICPR . GT . 500 ) GO TO 610
0184      IF31 = 1
0185      GO TO 203
32      IF31 = 0

C
C      APLICACAO DA EQUACAO DE CONSERVACAO DE ENERGIA
C
0186      203 CALL ENERGI (WE(I),WS(I),HE(I),HS(I),Q(I),WM(I),HM(I),WE(J),WS(J),
0187      *HE(J),HS(J),Q(J),WM(J),HM(J),W(I,J),W(J,I))
0188      CALL VALMED (PE(I,J),PS(I,J),PM(I,J))
0189      IF (IF31.NE.1) GO TO 134

C
0189      ICPR = ICPR + 1
0190      IF ( ICPR . GT . 300 ) GO TO 610
0191      GO TO 33
134      IF ((MTC(I)).EQ.3) GO TO 63
0192      IF ((MTC(J)).EQ.3) GO TO 63
0193      IF (I.GE.I2) GO TO 12
0194      73 CONTINUE
0195      GO TO 74
0196

C
C**** PROCEDIMENTO PARA UM VOLUME DE CONTROLE CUJA ENTALPIA NA ENTRADA ****
C**** E MAIOR OU IGUAL A ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO ( HL ) E A FRACAO ****
C**** DE VAZIOS MENOR QUE 0.9 - 'EBULICAO NUCLEADA' ****
C
0197      22 IF (Y.EQ.(-1.)) GO TO 23
0198      IVAUX = 1
0199      IVERIF = 0
0200      19 MTC(M) = 3
0201      IF (Y.EQ.(-1.)) GO TO 23
0202      IF (IVAUX.EQ.0) GO TO 40

```

```

0203 CALL ENLIVA (PM(I,J),HL,HV,IF1)
0204 IF (M.EQ.J) GO TO 38
0205 ZTRANI = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0206 ZINFI = ZE(I,J) + 0.25*DZ
0207 ZSUPI = ZE(I,J) + 0.75*DZ
0208 IF (ZTRANI.LT.ZINFI) GO TO 840
0209 IF (ZTRANI.GT.ZSUPI) GO TO 841
0210 GO TO 138
0211 840 CALL ENLIVA (PE(I,J),HL,HV,IF1)
0212 ZTRANI = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0213 841 CALL ENLIVA (PS(I,J),HL,HV,IF1)
0214 ZTRANI = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0215 GO TO 138
0216 38 ZTRANJ = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0217 ZINFI = ZE(I,J) + 0.25*DZ
0218 ZSUPI = ZE(I,J) + 0.75*DZ
0219 IF (ZTRANJ.LT.ZINFI) GO TO 842
0220 IF (ZTRANJ.GT.ZSUPI) GO TO 843
0221 GO TO 138
0222 842 CALL ENLIVA (PE(I,J),HL,HV,IF1)
0223 ZTRANJ = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0224 GO TO 138
0225 843 CALL ENLIVA (PS(I,J),HL,HV,IF1)
0226 ZTRANJ = ZE(I,J) + ((HL-HE(M)) / (HS(M) - HE(M))) *DZ
0227 138 HST = HS(M)
0228 CALL ENLIVA (PS(I,J),HL,HV,IF4)
0229 HS(M) = HL
0230 GO TO 163

C
0231 139 IVERTF = 1
0232 HS(M) = HST
0233 WVE(M) = 0.
0234 ALFE(M) = 0.
0235 YE(M) = 0.

```

```

0236      GO TO 41
0237      40 WVE(M) = WVS(M-2)
0238      ALPR(M) = ALPS(M-2)
0239      XE(M) = VS(M-2)
0240      ROE(M) = ROS(M-2)
0241      VE(M) = VS(M-2)
0242      TE(M) = TS(M-2)
0243      IF (TF31.EQ.1) GO TO 41
C
C
C
C
0244      WS(M) = WE(M)
0245      WM(M) = WE(M)
0246      HS(M) = (Q(M)+WE(M)*HE(M))/WS(M)
0247      CALL VALMED (HE(M),HS(M),HM(M))
C
C
C
C
0248      41 CALL ENLIVA (PS(I,J),HL,HV,TP1)
0249      IF (IF1.EQ.1) GO TO 16
0250      HFV = HV-HL
0251      XS(M) = (HS(M)-HL)/HFV
C
C
C
C
0252      DETERMINACAO DO TITULO DO ESCOAMENTO MEDIO
0253      IF (IVAUX.EQ.0) GO TO 247
0254      IF (M.EQ.1) ZTR = ZTRANI
0255      IF (M.EQ.N) ZTR = ZTRANJ
0256      XM(M) = ((ZS(I,J)-ZTR)/DZ*XS(M))/2.
0257      GO TO 253
0258      247 CALL VALMED (XE(M),YS(M),XM(M))
C
C
C
C
0259      DETERMINACAO DA VAZAO DE VAPOR NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE

```

```

0258      C      253 WVS(M) = WS(M)*XS(M)
          C
          C      DETERMINACAO DA FRACAO DE VAZIOS NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE
          C
          C      CALL DELIVA (PS(I,J),ROL,ROV,IF9)
          C      IF (IF9.EQ.1) GO TO 43
          C      CALL FRACVA (PS(I,J),ROL,ROV,XS(M),ALFS(M),IF12)
          C      IF (IF12.EQ.1) GO TO 53
          C
          C      DETERMINACAO DA FRACAO DE VAZIOS MEDIA
          C
          C      IF (IWAUX.EQ.0) GO TO 257
          C      ALFM(M) = ((ZS(I,J)-ZTR)/DZ*ALFS(M))/2.
          C      GO TO 263
          C      257 CALL VALMED (ALPE(M),ALFS(M),ALFM(M))
          C
          C      263 ROS(M) = (1.0-ALFS(M))*ROL + (ALFS(M))*ROV
          C      VS(M) = WS(M) / (A*ROS(M))
          C      CALL VALMED (VE(M),VS(M),VM(M))
          C      CALL VALMED (PE(I,J),PS(I,J),PM(I,J))
          C      CALL DELIVA (PM(I,J),ROL,ROV,IF9)
          C      ROM = (1.0-ALFM(M))*ROL + ALFM(M)*ROV
          C
          C      DETERMINACAO DA VISCOSIDADE DINAMICA MEDIA
          C
          C      CALL VTSCMB (PM(I,J),VM(M),IF10,AMLISA,AMVASA,AMIME)
          C      IF (IF10.EQ.1) GO TO 44
          C      GO TO 70
          C
          C      DETERMINACAO DAS TEMPERATURAS TRATANDO-SE DE ESCOAMENTO BIFASICO
          C
          C      63 CALL TEMSAT (PS(I,J),TSAT,IF7)
          C      IF (IF7.EQ.1) GO TO 90

```

```

0278 TS(I) = TSAT
0279 IF (MTC(J).EQ.1.OR.MTC(J).EQ.2) GO TO 50
0280 TS(J) = TSAT
0281 50 M = I
0282 69 CALL VALMED (TE(M), TS(M), TM(M))
0283 IF ((ALFM(M)).GE.0.9) GO TO 46
0284 CALL METRC2 (QI(M), AT, TSAT, PM(I,J), TW(M), HC(M))
0285 80 IF ((MTC(J)).EQ.1.OR.(MTC(J)).EQ.2) GO TO 12
0286 IF (M.EQ.J) GO TO 12
0287 M = J
0288 GO TO 69

```

C
C
C
C
C

```

0289 46 MTC(M) = 4
0290 GM = WM(M)/A
0291 CALL CONDLI (TM(M), AKLIQ, IF30)
0292 IF (IF30.EQ.1) GO TO 190
0293 CALL DELTVA (PM(I,J), ROL, ROV, IF9)
0294 CALL ENLIVA (PM(I,J), HL, HV, IF1)
0295 IF (IF1.EQ.1) GO TO 16
0296 CALL METRC5 (TM(M), VM(M), DH, GM, XM(M), AKLIQ, ROL, ROV, AMVSA,
    *AMLISA, QI(M), AT, HV, HL, HC(M), TW(M))

```

C
C
C

```

0297 DETERMINACAC DO NIVEL D' AGUA DO GERADOR DE VAPOR
    IF (IVENIV.EQ.1) GO TO 80
    IVENIV = 1
    ZCRIT = ZE(I,J) + (ZS(I,J)-ZE(I,J)) * ((0.9-ALFE(M)) / (ALFS(M)
    *ALFE(M)))
    ALNIAG = ZCRIT / ZTT
    GO TO 80

```

C
C
C

```

0297 0297
0298 0298
0299 0299
0300 0300
0301 0301

```

DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR DOS VOLUMES DE CONTROLE INTERNOS COM A CARCACA INTERNA (HCT())

0317
0318
0319
0320
0321
0322
0323
0324
0325
0326
0327
0328

```

DH = DHI
AT = ATT
DO 81 K =
I = K
J = I+1
M = I
L = I3-(
82 CALL MET
IF (M.EQ.
M = J
L = J3-(
GO TO 82

```

```

DH = DHI
AT = AT*(DZ-ZT)/DZ
DO 81 K = I2 , I3 , 2
I = K
J = T+1
M = I
L = I3-(T-1)
CALL METRC3 (QA(I),AT
IF (M.EQ.J) GO TO 181
M = J
L = J3-(J-2)
GO TO 82

```

```

0329      181 AT = ATI
0330      81 CONTINUE
C
C      DETERMINACAO DA CONDUTIVIDADE TERMICA DA CARCACA INTERNA (AKC( ))
C
0331      DO 83 K = 1 , I1 , 2
0332      I = K
0333      J = I+1
0334      M = T
0335      L = I3 - (J-1)
0336      CALL VALMED (TW(M),TWI(L),TCM)
0337      CALL CONACO (TCM,AKC(M),IF19)
0338      IF (IF19.EQ.1) GO TO 84
0339      137 IF (M.EQ.J) GO TO 83
0340      M = J
0341      L = J3 - (J-2)
0342      GO TO 130
0343      83 CONTINUE
C
C**** EQUACIONAMENTO DO PRIMARIO (SOLVENTE LIQUIDO COMPRIMIDO) ****
C
0344      736 A = AP
0345      AT = ATPI
0346      DH = DHP
C      DEPNA QUENTE
0347      V = 1.
0348      T = T2-2
0349      DO 71 K = 1 , N
0350      L = K
0351      I = I+2
0352      M = T
0353      IF (L.NE.1) GO TO 75
0354      HPE(L) = HPO
0355      CALL TEMPRI (HPE(L),TPE(L),IF25)

```

```

0356 IF (IF25.EQ.1) GO TO 25
0357 CALL DENPRI (TPE(L), ROPE(L))
0358 VPE(L) = WP / (A*ROPE(L))
0359 PPE(L) = (PPO*X - (AKCPC*ROPE(L) * (VPE(L) **2) /2.)) /X
0360 GO TO 76
0361
75 PPE(L) = PPS(L-1)
0361 HPE(L) = HPS(L-1)
0362 TPE(L) = TPS(L-1)
0363 ROPE(L) = ROPS(L-1)
0364 VPE(L) = VPS(L-1)
0365 HPS(L) = (HPE(L)*WP-QI(M))/WP
0366 CALL TEMPRI (HPS(L), TPS(L), IF25)
0367 IF (IF25.EQ.1) GO TO 25
0368 CALL DENPRI (TPS(L), ROPS(L))
0369 VPS(L) = WP / (A*ROPS(L))
0370 CALL VALMED (TPE(L), TPS(L), TPM(L))
0371 CALL VALMED (HPE(L), HPS(L), HPM(L))
0372 CALL VALMED (VPE(L), VPS(L), VPM)
0373 CALL VALMED (ROPE(L), ROPS(L), ROPM)
0374 CALL VISPRI (TPM(L), IF5, AMIPRI)
0375 IF (IF5.EQ.1) GO TO 27
0376 CALL METRC3 (QI(M), AT, TPM(L), VPM, DH, QD2, TWPI(L), HCP(L))
0377 CALL MOMENT (M, I, J, ROPM, VM(I), VM(J), DH, AMIPRI, Y, DHP, ZG, NG, ZE(I, J),
0378 *ZS(I, J), DZ, AKCE, A, PPE(L), WP, VPE(L), W(I, J), W(J, I), WP, VPS(L), GR, X,
*PPS(L))
0379 CALL VALMED (PPE(L), PPS(L), PPM(L))
0380 CALL TSATPR (PPM(L), TSAT, IF7)
0381 IF (TPM(L) .GT. TSAT) GO TO 77
0382 IF (L.GE.NPF) GO TO 171
0383 71 CONTINUE
C
PERNA FRIA
JJ = J2-2
Y = -1.
DO 171 K = NPF, NN
0379
0384
0385
0386

```



```

0387      L = K
0388      JJ = JJ+2
0389      J = J2+(J3-JJ)
0390      M = J
0391      GO TO 75
0392      171 CONTINUE
0393      PPSG = (PPS(NN)*Y-(AKCPE*ROPS(NN)*(VPS(NN)**2)/2.))/X
C
C**** DETERMINACAO DA CONDUCTIVIDADE TERMICA DA TUBULACAO DO PRIMARIO ****
C
C      PERNA QUENTE
C      T = T2-2
C      DO 86 K = 1 , N
C      L = K
C      I = I+2
C      CALL VALMED (TW(I),TWPI(L),TTM)
C      AKP(I) = (8.C+0.0051*TTM)/3600.
C      86 CONTINUE
C
C      PERNA FRIA
C      JJ = J2-2
C      DO 186 K = NPF , NN
C      L = K
C      JJ = JJ+2
C      J = J2+(J3-JJ)
C      CALL VALMED (TW(J),TWPI(L),TTM)
C      AKP(J) = (8.C+0.0051*TTM)/3600.
C      186 CONTINUE
C
C**** ESTIMATIVA DOS NOVOS VALORES DO FLUXO DE CALOR ****
C
C      ICONCA = 0
C      SECAO ANULAR
C      AT = ATA
C      FT = FSEC

```

```

0412      FO = FSEC
0413      DO 94 K = 1 , I1 , 2
0414      I = K
0415      J = I+1
0416      M = I
0417      L = I3-(I-1)
0418      396 IF (T.EQ.I1) GO TO 296
0419      96 CALL CALOR (HCI(I),DEC,DIC,AT,AKC(M),DMC,FI,FO,HC(M),TE(M),TS(M),
      *TE(L),TS(L),OAN(M),UA(M))
      IF ((DABS((OAN(M)-QA(M))/(QA(M))))).LE.EPECA) GO TO 95
      ICONCA = ICONCA+1
      95 IF (M.EQ.J) GO TO 94
      M = J
      L = J3-(J-2)
      GO TO 396
      296 AT = ATA*((DZ-ZI)/DZ
      TS(M) = TE(M)+((DZ-ZI)/DZ)*(TS(M)-TE(M))
      TE(L) = TE(L)+(ZI/DZ)*(TS(L)-TE(L))
      GO TO 96
      94 CONTINUE
      C
      SECAO INTERNA
      FI = FPRI
      FO = FSEC
      C
      PERNA QUENTE
      I = I2-2
      DO 97 K = 1 , N
      L = K
      I = I+2
      M = I
      IF ((MTC(M-2)).NE.3.AND.(MTC(M)).EQ.3) GO TO 460
      CALL CALOR (HCP(L),DET,DIT,ATP,AKP(M),DMP,FI,FO,HC(M),TE(M),TS(M),
      *TPS(L),TPE(L),QTN(M),U(M))
      461 IF ((DABS((OIN(M)-QI(M))/(QI(M))))).LE.EPECA) GO TO 97
      ICONCA = ICONCA+1

```

```

0442 GO TO 97
0443 I = I + 1
0444 IF (ZTRANJ.LT.ZINFI) PTR = PE(I,J)
0445 IF (ZTRANJ.GE.ZINFI.AND.ZTRANJ.LE.ZSUPI) PTR = PM(I,J)
0446 IF (ZTRANJ.GT.ZSUPI) PTR = PS(I,J)
0447 CALL TEMSAT (PTR,TSAT,IF7)
0448 TPR = TPE(L) + (TPS(L)-TPE(L))*(ZTRANJ-ZE(I,J))/DZ
0449 AT = ATP * (ZTRANJ - ZE(I,J))/DZ
0450 CALL CALOR (HCP(L),DET,DIT,AT,AKP(M),DMP,FI,FO,HC(M),TE(M),TSAT,
*TPR,TPE(L),QINT,U(M))
AT = ATP - AT
CALL CALOR (HCP(L),DET,DIT,AT,AKP(M),DMP,FI,FO,HC(M),TSAT,TS(M),
*TPS(L),TPR,QIN(M),U(M))
QIN(M) = QTN(M) + QINT
GO TO 461
97 CONTINUE
C
0451 PERNA FRIA
0452 JJ = J2-2
DO 98 K = NPF, NN
L = K
JJ = JJ+2
J = J2+(J3-JJ)
M = J
IF ((MTC(M-2)).NE.3.AND.(MTC(M)).EQ.3) GO TO 470
CALL CALOR (HCP(L),DET,DIT,ATP,AKP(M),DMP,FI,FO,HC(M),TS(M),TE(M),
*TPS(L),TPE(L),QIN(M),U(M))
471 IF ((DABS((QIN(M)-QI(M))/(QI(M))))).LE.EPECA) GO TO 98
TCMCA = TCMCA+1
GO TO 98
470 I = J - 1
IF (ZTRANJ.LT.ZINFI) PTR = PE(I,J)
IF (ZTRANJ.GE.ZINFI.AND.ZTRANJ.LE.ZSUPI) PTR = PM(I,J)
IF (ZTRANJ.GT.ZSUPI) PTR = PS(I,J)
CALL TEMSAT (PTR,TSAT,IF7)

```

```

0472      TPTR = TPE(L) + (TPS(L) - TPE(L)) * (ZS(I,J) - ZTRANJ) / DZ
0473      AT = ATP * (ZS(I,J) - ZTRANJ) / DZ
0474      CALL CALOR (HCP(L), DET, DIT, AT, AKP(M), DMP, FI, FO, HC(M), TS(M), TSAT,
0475               *TPTR, TPE(L), QINT, U(M))
0476      860 AT = ATP - AT
0477      890 CALL CALOR (HCP(L), DET, DIT, AT, AKP(M), DMP, FI, FO, HC(M), TSAT, TE(M),
0478               *TPS(L), TPTR, QIN(M), U(M))
0479      891 QIN(M) = QIN(M) + QINT
0480      GO TO 471
0481      99 CONTINUE
0482      DO 393 M = 1, J1
0483      U(M) = UA(M)
0484      393 CONTINUE
0485      C**** VERIFICACAO DA CONVERGENCIA DO FLUXO DE CALOR ****
0486      C
0487      855 IF (ICONCA.EQ.0) GO TO 394
0488      C**** DETERMINACAO DOS NOVOS VALORES DO FLUXO DE CALOR (SUB-RELAXACAO) ****
0489      C
0490      DO 102 M = 1, J1
0491      QA(M) = QA(M) + CREAL* (QAN(M) - QA(M))
0492      102 CONTINUE
0493      DO 103 M = 12, J3
0494      QI(M) = QI(M) + CREAL* (QIN(M) - QI(M))
0495      103 CONTINUE
0496      GO TO 777
0497      C
0498      C**** CALCULO DO CALOR TOTAL TRANSFERIDO AO SECUNDARIO ( QTOT ) ****
0499      C
0500      394 QTOT = 0.0
0501      DO 904 K = 1, J1
0502      Q(K) = QA(K) / ATA
0503      904 CONTINUE

```

```

0495 DO 905 K = I2 , J3
0496 QTOT = QTOT + QI(K)
0497 Q(K) = QT(K)/ATP
0498
0499
0500
0501
0502
0503
0504
0505
0506
0507
0508
0509
0510
0511
0512
0513
0514
0515
0516

C
C**** EQUACIONAMENTO DA CAMARA PLENA SUPERIOR E DOS SEPARADORES DE VAPOR ****
C
WTS = WS(I3) + WS(J3)
VMCP = (WS(I3)*HS(I3) + WS(J3)*HS(J3)) / WTS
ROMED = (WS(I3)*ROS(I3) + WS(J3)*ROS(J3)) / WTS
VMED = WTS / (2.*AT*ROMED)
PSG = ((PS(I3,J3))*X - ((AKSV*ROMED*VMED**2)/2.) - DHS*ROMED*GR) / X
CALL ENLIVA (PSG,HL,HV,IP1)
IF (IP1.EQ.1) GO TO 16
WVTS = WVS(I3)+WVS(J3)
YASV = WVTS / WTS
HSG = HO + QTOT/WTURB
CALL TEMSAT (PSG,TSG,IP7)
IF (IP7.EQ.1) GO TO 90
C
C**** DETERMINACAO DO TITULO APOS OS SEPARADORES DE VAPOR ****
C
YSV = (VMCP-HL) / (HV-HL)
WVTS = YSV*WTS
XTU = WVTS / WTURB
C
C**** VERIFICACAO DA CONVERGENCIA DO TITULO ****
C
IF ( (DABS(XTU-XTURB)) . LE . EPETSV ) GO TO 733
C
C**** DETERMINACAO DA NOVA PRESSAO NA ENTRADA DO SECUNDARIO ****
C
PO = PO + CTEPO * (XTU-XTURB)
GO TO 777

```

```

C**** DETERMINACAO DO NOVO VALOR DA ENTALPIA DA AGUA DE RECIRCULACAO ****
C
0517 733 HRECAN = HREC
0518      HREC = HL
C
0519 C**** VERIFICACAO DA CONVERGENCIA DA ENTALPIA DA AGUA DE RECIRCULACAO ****
C
      TF ((DABS(HREC-HRECAN)).GT.EPERR) GO TO 777
C
C**** VERIFICACAO DA CONVERGENCIA DA TAZAO DE RECIRCULACAO ****
C
0520 398 WLRANT = WLR
0521      CALL DELIVA (PSG,ROL,ROV,IF9)
0522      IF (TF9.EQ.1) GO TO 43
0523      POP = POP
0524      VR = (2./((AKR*POR)))*((PSG-PO)*Y+DHS*ROR*GR)**0.5
0525      WLR = 2.*AA*ROR*VR
0526      TF ((DABS((WLR-WLRANT)/WLRANT)).LE.EPERR) GO TO 424
C
C**** DETERMINACAO DO NOVO VALOR DA VAZAO DA AGUA DE RECIRCULACAO ****
C
0527      WLP = WLRANT + CTEREL*(WLR-WLRANT)
0528      WR = WLR / WTURB
C
0529 777 ICONT = ICONT+1
0530      IF ( ICONT . GT. 200 ) GO TO 612
0531      GO TO 104
C
C**** IMPRESSAO GERAL DOS RESULTADOS DO SECUNDARIO ****
C
0532 424 WRITE (6,99) ICONT
0533 99  FORMAT (1H1,///10X,'O PROGRAMA CONVERGIU EM',I4,2X,'ITERACCES')
0534      WRITE (6,110)

```

```

0535 110 FORMAT (///10X,'SECUNDARIO :')
0536 WRITE (6,930)
0537 930 FORMAT (///10X,'DADOS GEOMETRICOS :')
0538 WRITE (6,933) DZ
0539 933 FORMAT (///10X,'ALTURA DOS VOLUMES DE CONTROLE = ',F4.2,1X,'FT')
0540 WRITE (6,932) AA
0541 932 FORMAT (///10X,'SEMI-AREA DA SECAO ANULAR = ',F5.2,1X,'FT**2')
0542 WRITE (6,931) AT
0543 931 FORMAT (///10X,'SEMI - AREA DA SECAO INTERNA = ',F5.2,1X,'FT**2')
0544 WRITE (6,615) XASV
0545 615 FORMAT (///10X,'TITULO DA MISTURA BIFASICA ANTES DOS SEPARADORES
      *DE VAPOR =',F6.3)
0546 WRITE (6,936) ALNTAG
0547 936 FORMAT (///10X,'NIVEL D AGUA ADIMENSIONAL = ',F5.2)
0548 WRITE (6,906) QTOT
0549 906 FORMAT (///10X,'CALOR TOTAL TRANSFERIDO AO SECUNDARIO = ',F10.1,2X
      *, 'BTU/SEC',///)
0550 WRITE (6,900) RR
0551 900 FORMAT (10X,'RAZAO DE RECIRCULACAO = ',F6.2,///)
0552 WRITE (6,901) XTU
0553 901 FORMAT (10X,'TITULO DA MISTURA BIFASICA QUE ALIMENTA A TURBINA = '
      *,F7.4)
0554 WRITE (6,902) WTURB,PO,PSG,HQ,HSG
0555 902 FORMAT (///10X,'VAZAO EM MASSA DA AGUA DE ALIMENTACAO = ',F8.2,1X,'L
      *RM/SEC',///10X,'PRESSAO NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = ',F7.2,1X
      *, 'PSIA',///10X,'PRESSAO NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = ',F7.2,1X,'
      *PSIA',///10X,'ENTALPIA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = ',F7.2,1X,
      * 'BTU/LBM',///10X,'ENTALPIA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = ',F8.2,1
      *X,'BTU/LRM')
0556 WRITE (6,967) TO, TSG
0557 967 FORMAT (///10X,'TEMPERATURA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = ',F7.2
      *,1X,'*F',///10X,'TEMPERATURA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = ',F7.2
      *,1X,'*F')
0558 WRITE (6,918) ZTRAMI, ZTRANJ

```

```

0559      918 FORMAT (///10X,'ALTURA NA QUAL E ATINGIDA A ENTALPIA DE SATURACAO
          * :',//10X,'PERNA QUENTE -',1X,F4.2,1X,'FT',//10X,'PERNA FRIA -',1
          *X,F5.2,1X,'FT',////)
          WRITE (6,916)
0560      916 FORMAT (10X,'VALORES DO CROSS - FLOW ( LBM/(SEC*FT**2) ) :')
0561      DO 700 I = 1, I3, 2
0562      J = I + 1
0563      N(I,J) = W(I,J) / ACF
0564      WRITE (6,701) I,J,W(I,J)
0565      701 FORMAT (//10X,'W',I3,' ',I3,' ') =', P11.4)
0566      700 CONTINUE
0567      WRITE (6, 688)
0568      688 FORMAT (///10X,'M.T.C. = 1 - CONVECCAO FORCADA',//10X,'M.T.C.
          * = 2 - EBULICAO LOCAL (SUBRESFRIADA)',//10X,'M.T.C. = 3 - EBULI
          *CAO NUCLEADA',//10X,'M.T.C. = 4 - VAPORIZACAO POR CONVECCAO FORC
          *ADA')
0570      WRITE (6,111)
0571      111 FORMAT (///8X,'VAZAO EM MASSA',3X,'PRESSAO',3X,'ENTALPIA',3X,'T
          *EMPERATURA',3X,'FRACAO VAZIOS',4X,'M.T.C.',3X,'FLUXO CALOR',7X,'CO
          *EF. TROCA CALOR')
          WRITE (6,917)
0572      917 FORMAT (/10X,'(LBM/SEC)',6X,'(PSIA)',4X,'(BTH/LBM)',5X,'(*F)',31X,
          * '(BTH/(SEC*FT**2))',2X,'(BTH/(P*SEC*FT**2))',////)
          DO 112 K = 1, I3, 2
          I = K
          J = K + 1
          M = I
0573      903 WRITE (6,113) M, WM(M), PM(I,J), HM(M), TM(M), ALFM(M), MTC(
          *M), Q(M), U(M)
          IF (M.EQ.J) GO TO 112
          M = J
          GO TO 903
0574      113 FORMAT (5X,I3,3X,F8.2,6X,F7.2,3X,F7.2,7X,F6.2,9X,F6.4,9X,I1,8X,F9.
          *2,1X,F6.3,/)

```



```

0583      112 CONTINUE
C
C**** PROBLEMA DO FLUXO CRITICO DE CALOR ****
C
      332 A = AT
      AT = ATP
      IFCTES = 0
      TPC = 0
      DO 162 K = 12, 13, 2
      T = K
      J = I+1
      M = I
      CALL ENLIVA (PM(I,J), HL, HV, IF1)
      63 XM(M) = (HM(M)-HL) / (HV-HL)
      GM = XM(M) / A*3600.
      CALL FLUCRI (PM(I,J), GM, XM(M), DH, ZO, QI(M), AT, IF14, IF15, IFCTES)
      IFC = IFC + IF15
      IF (IF14.EQ.1) GO TO 64
      164 IF (IF15.EQ.1) GO TO 66
      165 IF (M.EQ.J) GO TO 162
      M = J
      GO TO 69
      162 CONTINUE
      IF (IFC .NE. 0) GO TO 783
      WRITE (6,781)
      781 FORMAT('/// 1V, NAO FOI ATINGIDO O FLUXO DE CALOR CRITICO EM NENHU
      *M DOS VOLUMES DE CONTROLE DO SECUNDARIO')
      GO TO 783
      66 WRITE (6,67) M
      67 FORMAT('/// 1X, FOI ATINGIDO O FLUXO DE CALOR CRITICO NO VOLUME D
      *P CONTROLE', I4, 2X, 'DO SECUNDARIO')
      GO TO 165
C
C**** IMPRESSAO GERAL DOS RESULTADOS DO PRIMARIO ****

```

```

0610 783 WRITE (6,115)
0611 115 FORMAT (//////10Y,'PRIVADO :')
0612 WRITE (6,002) WP
0613 002 FORMAT (////10Y,'VAZAO EM MASSA DO REFRIGERANTE =',F9.2,1Y,'LEH/SE
      *C1)
0614 WRITE (6,001) PPO , PDG
0615 001 FORMAT (////10Y,'PRESSAO NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR =',F3.2,1Y,
      *PST1',////10Y,'PRESSAO NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR =',F3.2,1Y,'P
      *S11')
0616 WRITE (6,023) HPO , HPS(NN)
0617 023 FORMAT (////10Y,'ENTALPIA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR =',F7.2,1
      *Y,'RTH/LRM',////10Y,'ENTALPIA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR =',F7.2
      *,1Y,'RTH/LRM')
0618 WRITE (6,024) TPO , TDS(NV)
0619 024 FORMAT (////10Y,'TEMPERATURA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR =',F7.
      *2,1Y,'*E',////10Y,'TEMPERATURA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR =',F7.
      *2,1Y,'*E1)
0620 WRITE (6,025)
0621 025 FORMAT (////11Y,'PRESSAO',3Y,'ENTALPIA',4Y,'TEMPERATURA')
0622 WRITE (6,026)
0623 026 FORMAT (//11X,'(PSIA)',4Y,'(RTH/LRM)',5Y,'(*E)',//)
0624 DO 116 Y = 1 , NN
0625 I = Y
0626 WRITE (6,011) L , PPM(L) , HPM(L) , TDM(L)
0627 116 CONTINUE
0628 011 FORMAT (1X,13,7Y,F7.2,3Y,F7.2,7Y,F6.2,//)
0629 WRITE (6,780)
0630 780 FORMAT (10I )
0631 DO TO 101

C
C*** IMPRESSAO DAS MENSAGENS DE PROTECAO DO PROGRAMA ***
C
0632 64 WRITE (6,65) M

```

```

0633 65 FORMAT(//10X,'AS CONDICÕES DO VOLUME DE CONTROLE',I4,2X,  
      *'NAO SE APLICAM NO CALCULO DO FLUXO DE CALOR CRITICO')  
      GO TO 164  
0634 610 WRITE ( 6 , 611 ) I , J  
0635 611 FORMAT (1H1,////5X,'FOI ULTRAPASSADO O NUMERO MAXIMO DE ITERACOES  
0636      * PERMITIDAS NA CONVERGENCIA DAS PRESSOES NO PAR DE VOLUMES DE CONT  
      *ROLE (' ,I3 ,',',I3 ,')')  
      GO TO 101  
0637 612 WRITE ( 6 , 613 )  
0638 613 FORMAT (1H1,////10X,'FOI ULTRAPASSADO O NUMERO MAXIMO DE ITERACOES  
0639      * PRINCIPAIS')  
      GO TO 101  
0640 190 WRITE (6,191)  
0641 191 FORMAT (1H1,////1X,'NO CALCULO DA CONDUTIVIDADE TERMICA DA AGUA EM  
0642      * EM FUNCAO DA TEMPERATURA, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELO PO  
      *LINOMIO')  
      GO TO 101  
0643 84 WRITE (6,187)  
0644 187 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA CONDUTIVIDADE TERMICA DO ACO EM  
0645      * FUNCAO DA TEMPERATURA, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELO POLIN  
      *OMIO')  
      GO TO 137  
0646 90 WRITE (6,91)  
0647 91 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA TEMPERATURA DE SATURACAO EM FUN  
0648      *CAO DA PRESSAO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELO POLINOMIO')  
      GO TO 101  
0649 77 WRITE (6,78) L  
0650 78 FORMAT (1H1,////10X,'FOI ATINGIDA A TEMPERATURA DE SATURACAO NO VO  
0651      *LUME DE CONTROLE',I4,2X,'DO PRIMARIO')  
      GO TO 101  
0652 53 WRITE (6,55)  
0653 55 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA FRACAO DE VAZIOS EM FUNCAO DO TI  
0654      *TULO E DA PRESSAO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELOS POLINO-  
      *MIOS')

```

```

C655      GO TO 101
C656      44 WRITE (6,45)
C657      45 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA VISCOSIDADE DE UMA MISTURA BIFA
          *STA EM FUNCAO DA PRESSAO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA DE INTERPOLACAO
          * LINEAR')
C658      GO TO 101
C659      43 WRITE (6,42)
C660      42 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DAS DENSIDADES DE LIQUIDO E VAPOR
          *SATURADOS EM FUNCAO DA PRESSAO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PE
          *LO POLINOMIO')
C661      GO TO 101
C662      20 WRITE (6,30) M
C663      30 FORMAT (1H1,////10X,'FOI ATINGIDA A ENTALPIA DE VAPOR SATURADO
          *NO VOLUME DE CONTROLE',I4)
C664      GO TO 101
C665      23 WRITE (6,35) M
C666      35 FORMAT (1H1,////10X,'FOI ATINGIDA A ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO N
          *O VOLUME DE CONTROLE',I4,2X,'DA SECAO ANULAR')
C667      GO TO 101
C668      27 WRITE (6,28)
C669      28 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA VISCOSIDADE EM FUNCAO DA TEMPER
          *ATURA PARA LIQUIDO COMPRIMIDO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PEL
          *O POLINOMIO')
C670      GO TO 101
C671      25 WRITE (6,26)
C672      26 FORMAT (1H1,////10X,'NO CALCULO DA TEMPERATURA EM FUNCAO DA ENTALP
          *IA PARA LIQUIDO COMPRIMIDO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELO P
          *OLINOMIO')
C673      GO TO 101
C674      16 WRITE (6,17)
C675      17 FORMAT (1H1,////5X,'NO CALCULO DAS ENTALPIAS DE LIQUIDO E VAPOR S
          *ATURADO EM FUNCAO DA PRESSAO, ESTA ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELO
          * POLINOMIO')
C676      101 STOP
C677      DEBING INIT ( PR )
C678      END

```

```

0001      SUBROUTINE ENLIVA (P,HL,HV,TF1)
C
C      DETERMINA A ENTALPIA DE LIQUIDO ( HL ) E VAPOR ( HV )
C      SATURADOS EM FUNCAO DA PRESSAO
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003      IF1 = 0
0004      IF (P.LT.800.) GO TO 10
0005      TP (P.GT.1250.) GO TO 10
0006      HL = -0.1383042D+03+0.2245090D+01*P-0.1992525D-02*P**2-0.3414035
      *D-05*P**3+0.9955717D-08*P**4-0.9906236D-11*P**5+0.4504645D-14*P**6
      *-0.8119435D-18*P**7
0007      HV = -0.2387541D+04+0.2614328D+02*P-0.8062936D-01*P**2+0.1368399
      *D-03*P**3-0.1381883D-06*P**4+0.8305821D-10*P**5-0.2752586D-13*P**6
      *+0.3882038D-17*P**7
      GO TO 11
0008      10 TF1 = 1
0009      11 RETURN
0010
0011      END

```

```

0001      SUBROUTINE TEMPLIC (H,T,TF4)
C
C      DETERMINA A TEMPERATURA DE LIQUIDO COMPRIMIDO
C      EM FUNCAO DA ENTALPIA PARA UMA PRESSAO DE 1000 PSTA
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003      IF4 = 0
0004      IF (H.LT.271.46) GO TO 11
0005      T = 0.1431527289912448D+07 - 0.2510959763567371D+05*H +
      * 0.1867604442193397D+03*H**2 - 0.7638789740107001D+00*H**3 +
      * 0.1856194362772891D-02*H**4 - 0.2680961457211997D-05*H**5 +
      * 0.2132010520381678D-08*H**6 - 0.7204447997756308D-12*H**7
      GO TO 10
0006      11 IF4 = 1
0007      10 RETURN
0008
0009      END

```

0001 SUBROUTINE DENSIC (T,RO)

C
C
C
C

DETERMINA A DENSIDADE DE LIQUIDO COMPRIMIDO EM
FUNCAO DA TEMPERATURA PARA UMA PRESSAO DE 1000 PSIA

IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)

RO = 0.9826468D+03-0.1539013D+02*T+0.1094501D+00*T**2-
*0.4298002D-03*T**3+0.1005174D-05*T**4-0.1401008D-08*T**5+
*0.1078037D-11*T**6-0.3535606D-15*T**7

RETURN

END

0002

0003

0004

0005

0001 SUBROUTINE VALMED (VALE,VALS,VALM)

C
C
C

DETERMINA A MEDIA ARITMETICA DE DOIS VALORES (VALOR MEDIO)

IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)

VALM = (VALE+VALS)/2.

RETURN

END

0002

0003

0004

0005

0001 SUBROUTINE TEMSAT (P,TSAT,IF7)

C
C
C

DETERMINA A TEMPERATURA DE SATURACAO PARA UMA DETERMINADA PRESSAO

IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)

IF7 = 0

IF (P.LT.700.) GO TO 11

IF (P.GT.1300.) GO TO 11

TSAT = -0.1557124D+02+0.2865639D+01*P-0.7900593D-02*P**2+

*0.1310110D-04*P**3-0.1318216D-07*P**4+0.7953284D-11*P**5-0.2654501

*D-14*P**6+0.3775497D-18*P**7

GO TO 10

11 IF7 = 1

10 RETURN

END

0002

0003

0004

0005

0006

0007

0008

0009

0010

```

0001      SUBROUTINE VISCLC (T,IF5,AMI)
C
C      DETERMINA A VISCOSIDADE DINAMICA EM FUNCAO DA TEMPERATURA
C      PARA UMA PRESSAO DE 1000 PSIA ( LIQUIDO COMPRIMIDO )
C
      ( AMI ) = LBM/FT*SEC
      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
      IF5 = 0
      IF (T.LT.300.) GO TO 11
      AMT = 0.1849705D+02-0.1807597D+00*T+0.6679236D-03*T**2-
      *0.4928249D-06*T**3-0.3573370D-08*T**4+0.1141880D-10*T**5-
      *0.1367961D-13*T**6+0.6072605D-17*T**7
      AMI = AMI*1.0D-04
      GO TO 10
11 IF5 = 1
10 RETURN
      END

0002
0003
0004
0005
0006
0007
0008
0009
0010

0001      SUBROUTINE MFTRC1 (QL,AT,TM,VM,DH,TSAT,Q2,TW,HC,HTC)
C
C      DETERMINA O MECANISMO E O COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR PARA UM
C      VOLUME DE CCNTROLE CUJA A ENTALPIA MEDIA E INFERIOR A DE
C      LIQUIDO SATURADO
C
      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
      O FLUXO DE CALOR (Q2) E DADO POR :
      Q2 = QL/AT
      VM = VM*3600.
      O COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR (HC) POR CONVECCAO FORCADA E :
      HC = 0.148*(1.+1.0D-02*TM-1.0D-05*TM**2)*(VM**0.8)/(DH**0.2)
      A TEMPERATURA DA SUPERFICIE AQUECEDORA (TW) E DADA POR :
      HC = HC/3600.
      TW = (Q2/HC)+TM
      TC (TA.LE.TSAT) MTC = 1
      IF (TW.GT.TSAT) MTC = 2
      VM = VM/3600.
      RETURN
      END

0002
0003
0004
0005
0006
0007
0008
0009
0010
0011
0012

```

```

0001      SUBROUTINE MOMENT (M,T,J,RO,VMI,VMI,DH,AMI,Y,DHP,ZG,NG,ZE,ZS,DZ,
          *AKCE,A,PE,WF,VE,WIJ,WIJ,WS,VS,GR,Y,PS)
C
C      DETERMINA A PRESSAO NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE ATRAVES DA
C      EQUACAO DA CONSERVACAO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO
C
          IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
          DIMENSION ZG(10)
          NGVC = 0
          WCF = 0.
          IF (DH.NE.DHP) GO TO 16
          CALL VALMED (VE,VS,VM)
          GO TO 15
16      IF (M.EQ.J) GO TO 14
          VM = VMI
          WCF = WIJ
          GO TO 15
14      VM = VMJ
          WCF = WIJ
15      RE = (RO*VM*DH)/AMT
          PA = 0.184*(RE**(-0.2))
          IF (DH.EQ.DHP) GO TO 11
          IF (Y.EQ.(-1.)) GO TO 11
          DO 10 IG = 1, NG
          IF (ZG(IG).LE.ZE) GO TO 10
          IF (ZG(IG).GT.ZS) GO TO 10
          NGVC = NGVC+1
10      CONTINUE
11      AK = FA*(DZ/DH)+NGVC*AKCE
          IF (DH.EQ.DHP) GO TO 13
          IF (WIJ.LT.0.) GO TO 12
          VMC = VMI
          GO TO 13
12      VMC = VMIJ
13      PS = (A*PE*X+WE*VE+WCF*VMC-WS*VS-AK*A*RO*(VM**2)/2.-Y*A*DZ*RO*GR)/A
          PS = PS/X
          RETURN
          END
0002
0003
0004
0005
0006
0007
0008
0009
0010
0011
0012
0013
0014
0015
0016
0017
0018
0019
0020
0021
0022
0023
0024
0025
0026
0027
0028
0029
0030
0031
0032
0033

```



```

0001      SUBROUTINE APRICF (WIJ,WJI,PE,PSI,PSJ,WFI,WBJ,CTEPRE,PSIJ)
C
C      PERNA O O "CROSS-FLOW" E DETERMINA A NOVA PRESSAO NA SAIDA DO
C      VOLUME DE CCNTROLE PARA EFEITO DE CALCULO DAS PROPRIEDADES
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
C
C      DPT = PERDA DE PRESSAO NA PERNA QUENTE
C      DPJ = PERDA DE PRESSAO NA PERNA FRIA
C      DPMED = PERDA DE PRESSAO MEDIA
C
0003      DPI = PE - PSI
0004      DPJ = PE - PSJ
0005      CALL VALMED (DPT,DPJ,DPMED)
C
C      NOVA ESTIMATIVA PARA O "CROSS-FLOW" :
C
0006      WIJ = WJI + ((2.*WFI-WIJ)*(1.-((DPMED/DPT)**(1./CTEPRE))))
0007      WJI = -WIJ
0008      CALL VALMED (PSI,PSJ,PSIJ)
0009      RETURN
0010      END

```

```

0001      SUBROUTINE ENERGEI (WEI, WSI, HET, HSI, QI, WMI, HMT, WEJ, WSI, HEJ, HSI, QJ,
      *WMI, HMI, WII, WJI)
C
C      DETERMINA A VAZAO EM MASSA NA SAIDA DE UM VOLUME DE CONTROLE
C      ATRAVES DA EQUACAO DA CONTINUIDADE (CONSERVACAO DE MASSA)
C
C      DETERMINA A ENTALPIA NA SAIDA DO VOLUME DE CONTROLE CONSIDERANDO
C      A EXISTENCIA DO "CROSS-FLOW" PELA CONSERVACAO DE ENERGIA.
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H, O-Z)
C
C      EQUACAO DA CONTINUIDADE :
C
0003      WSI = WEI + WII
0004      WSI = WEJ + WJI
C
C      EQUACAO DA CONSERVACAO DA ENERGIA :
C
0005      IF (WII.LT.0.) GO TO 12
C
C      O "CROSS-FLOW" E NO SENTIDO DA PERNA QUENTE PARA A PERNA FRIA
C
0006      PST = (WEI*HEI+QI+(WII*HET)/2.)/(WSI-WII/2.)
0007      HSI = (WEJ*HEJ+QJ+WII*(HET+HET)/2.)/WSI
0008      GO TO 13
C
C      O "CROSS-FLOW" E NO SENTIDO DA PERNA FRIA PARA A PERNA QUENTE
C
0009      12 HSI = (WEJ*HEJ+QJ+(WII*HEJ)/2.)/(WSI-WII/2.)
0010      HSI = (WEI*HEI+QI+WJI*(HEJ+HET)/2.)/WSI
C
C      DETERMINACAO DOS VALORES MEDIOS :
C
0011      13 CALL VALMED (WEI, WSI, WMI)
0012      CALL VALMED (WEJ, WSI, WMI)
0013      CALL VALMED (HET, HET, WMI)
0014      CALL VALMED (HEJ, HSI, WMI)
0015      RETURN
0016      END

```

```

0001 SUBROUTINE FRACVA (P,ROL,ROV,X,ALF,IF12)
      C
      C DETERMINA A FRACAO DE VAZIOS EM FUNCAO DO
      C TITULO DO ESCOAMENTO E DA PRESSAO
      C
      C S = RAZAO DE ESCORREGAMENTO (VELOC. VAPOR / VELOC. LIQUIDO)
      C VL = VOLUME ESPECIFICO DE LIQUIDO SATURADO
      C VV = VOLUME ESPECIFICO DE VAPOR SATURADO
      C
      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
      IF12 = 0
      IF (P.LT.500.) GO TO 10
      TP (P.GT.2000.) GO TO 10
      VL = 1./ROL
      VV = 1./ROV
      S = 0.31948C9D+01-0.2069288D-02*P+0.5964496D-06*P**2
      ALF = 1./((1.-X)/X)*((VL/VV)*S)
      ALF = DABS ( ALF )
      GO TO 11
10 IF12 = 1
11 RETURN
      END

```

```

0001 SUBROUTINE DELIVA (P,ROL,ROV,IF9)
      C
      C DETERMINA A DENSIDADE DE LIQUIDO E VAPOR SATURADOS
      C
      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
      IF9 = 0
      IF (P.LT.800.) GO TO 10
      IF (P.GT.1250.) GO TO 10
      ROL = 0.8656877D+02-0.4280332D+00*P+0.1817726D-02*P**2-
      *0.3885583D-05*P**3+0.4641992D-09*P**4-0.3167457D-11*P**5+
      *0.1156789D-14*P**6-0.1756839D-18*P**7
      ROV = 0.1001955D+02-0.9891337D-01*P+0.3945990D-03*P**2-
      *0.8056868D-06*P**3+0.9472123D-09*P**4-0.6477877D-12*P**5+
      *0.2402295D-15*P**6-0.3742966D-19*P**7
      GO TO 11
10 IF9 = 1
11 RETURN
      END

```

```

0001 SUBROUTINE VISCMP (P,XM,IP10,AMLISA,AMVASA,AMTMP)
C
C DETERMINA-SE A VISCOSIDADE DA MISTURA BIFASICA PELA A EQUACAO DE
C MCADAMS ( PSEUDO-FLUIDO ) - MODELO HOMOGENEO
C
0002 IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003 IF (P.LT.500.) GO TO 13
0004 IP10 = 0
0005 CC = 32.174
0006 IF (P.GT.2000.) GO TO 13
0007 IF (P.GE.500..AND.P.LE.1000.) GO TO 11
C
0008 AMLISA = VISCOSIDADE DINAMICA DE LIQUIDO SATURADO
C
0009 AMVASA = VISCOSIDADE DINAMICA DE VAPOZ SATURADO
C
0010 500 < P < 1000 ( PSEA )
0011 AMLISA = (23.1+((P-500.)/(1000.-500.))* (19.7-23.1)) *1.0D-07*GC
0012 AMVASA = (3.6+ ((P-500.)/(1000.-500.)) * (4.0-3.6)) *1.0D-07*GC
0013 GO TO 12
C
0014 1000 < P < 2000 ( PSEA )
0015 AMLISA = (19.7+((P-1000.)/(2000.-1000.)) * (16.3-19.7)) *1.0D-07*GC
0016 AMVASA = (4.0+ ((P-1000.)/(2000.-1000.)) * (4.7-4.0)) *1.0D-07*GC
0017 AMTMP = 1./(XM/AMVASA+ (1.-XM)/AMLISA)
C
0018 GO TO 10
0019 IF 10 = 1
0020 RETURN
0021 END

0001 SUBROUTINE METRC2 (OT,AT,TSAT,P,TW,HC)
C
C DETERMINA O COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR E A TEMPERATURA EXTERNA
C DOS TUBOS DO PRIMARIO QUANDO OCORRE EBULICAO NUCLEADA OU SUBRESER.
C
0002 IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003 Q2 = (QI/AT)*3600.
0004 TW = TSAT+(0.072/DEFS (T/1260.))* (Q2)*#.5
0005 HC = Q2/((TW-TSAT)*3600.)
0006 Q2 = Q2/3600.
0007 RETURN
0008 END

```

```

0001      SUBROUTINE TEMPRI (H,TP,IF25)
C
C      DETERMINA A TEMPERATURA EM FUNCAO DA ENTALPIA PARA LIQUIDO
C      COMPRIMIDO A UMA PRESSAO DE 2500 PSIA
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003      IF25 = 0
0004      IF (H.LT.487.3) GO TO 11
0005      TP = 0.2891334D+03-0.3438933D+01*H+0.3097952D-01*H**2-
        *0.1166727D-03*H**3+0.2572152D-06*H**4-0.3339208D-09*H**5+
        *0.2362968D-12*H**6-0.7071589D-16*H**7
0006      GO TO 10
0007      11 IF25 = 1
0008      10 RETURN
0009      END

```

```

0001      SUBROUTINE DENPRI (TP,ROP)
C
C      DETERMINA A DENSIDADE DE LIQUIDO COMPRIMIDO EM FUNCAO DA
C      TEMPERATURA PARA UMA PRESSAO DE 2500 PSIA
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003      ROP = -0.2121627D+06+0.1068167D+04*TP+0.2268817D+01*TP**2-
        *0.2898513D-01*TP**3+0.8859736D-04*TP**4-0.1312590D-06*TP**5+
        *0.9786798D-10*TP**6-0.2951843D-13*TP**7
0004      RETURN
0005      END

```

```

0001      SUBROUTINE TSATPR (P, TSAT, IF7)
C
C      DETERMINA A TEMPERATURA DE SATURACAO EM FUNCAO DA PRESSAO ( PARA
C      O PRIMARIO )
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H, O-Z)
0003      IF7 = 0
0004      IF (P.LT.1900.) GO TO 11
0005      IF (P.GT.2500.) GO TO 11
0006      TSAT = 0.6816354D+04-0.1602396D+02*P+0.1613955D-01*P**2-
*0.7653701D-05*P**3+0.1347745D-08*P**4+0.2226712D-12*P**5-
*0.1239408D-15*P**6+0.1392018D-19*P**7
      GO TO 10
0007      11 IF7 = 1
0008      10 RETURN
0009      END
0010

```

```

0001      SUBROUTINE VISPRI (T, IF5, AMI)
C
C      DETERMINA A VISCOSIDADE DINAMICA (LBM/FT*SEC) EM FUNCAO DA
C      TEMPERATURA PARA UMA PRESSAO DE 2000 PSIA
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H, O-Z)
0003      IF5 = 0
0004      IF (T.LT.400.) GO TO 11
0005      AMI = -0.2991211D+04+0.2568650D+02*T-0.7742319D-01*T**2+
*0.7605560D-04*T**3+0.6911544D-07*T**4-0.1925561D-09*T**5+
*0.1120435D-12*T**6-0.6575487D-17*T**7
      AMI = AMI*1.0D-05
      GO TO 10
0006      11 IF5 = 1
0007      10 RETURN
0008      END
0009
0010

```

```

0001 SUBROUTINE METRC5 (T,V,DH,G,V,AKLIQ,ROL,POV,AMVASA,AMLISA,QI,AT,
      *HV,HL,HC,TF)
      C
      C DETERMINA O COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR DE VAPORIZACAO POR
      C CONVECCAO FORCADA ( HC )
      C
      C CORRELACAO UTILIZADA : SCHROCK AND GROSSMAN
      C HLIQ = COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR DA CAMADA DE LIQUIDO
      C SUPERFICIAL QUE ENVOLVE A TURBULACAO DO PRIMARIO
      C YTT = PARAMETRO DE LOCKHART AND MARTINELLI
      C A , B , C = CONSTANTES FORNECIDAS PELOS AUTORES
      C
      C IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
      C V = V*3600.
      C AKLIQ = AKLIQ * 3600.
      C HLIQ = (0.148*(1.+1.0D-02*T-1.0D-05*T**2) * (V**0.8)/(DH**0.2)) *
      C * ((1.-X)**0.8)
      C HLIQ = HLIQ/3600.
      C YTT=1./((X/(1.-X))**0.9)*((ROL/POV)**0.5)*((AMVASA/AMLISA)**0.1)
      C A = 1.5D-04
      C B = 7.3D+03
      C C = 0.66
      C Q2 = QT/AT
      C HFG = HV - HL
      C HC = HLIO*B*(Q2/(C*HFG))+A*(1./YTT)**C)
      C TF = T + (Q2/HC)
      C V = V/3600.
      C AKLIQ = AKLIQ / 3600.
      C RETURN
      C END

```

```

0001      SUBROUTINE COMPLI (T, AKLIO, IP30)
C
C      DETERMINA A CONDUTIVIDADE TERMICA DE LIQUIDO COMPRIMIDO EM FUNCAO
C      DA TEMPERATURA PARA UMA PRESSAO DE 1000 PSTA
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H, O-Z)
0003      IP30 = 0
0004      IF (T.LT.300.) GO TO 11
0005      AKLIO = -0.8795185D+00+0.1857802D+01*T+0.9816071D-02*T**2-
*0.7958209D-04*T**3+0.1628020D-06*T**4-0.3063462D-10*T**5-
*0.2557752D-12*T**6+0.2163480D-15*T**7
0006      AKLIO = AKLIO*(1./((1.0D+03)*3600.))
0007      GO TO 10
0008      11 IP30 = 1
0009      10 RETURN
0010      END

```

```

0001      SUBROUTINE METEC3 (OL, AT, T, V, D1, D2, TW, HC)
C
C      DETERMINA O COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR E A TEMPERATURA DA
C      SUPERFICIE QUANDO O REGIME DE TROCA DE CALOR E POR CONVECCAO
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H, O-Z)
0003      V = V*3600.
0004      OL = OL/AT
0005      HC = 0.149*(1.+1.0D-02*T-1.0D-05*T**2)*(V**0.8)/(DH**0.2)
0006      HC = HC/3600.
0007      TW = T - (OL/HC)
0008      V = V/3600.
0009      RETURN
0010      END

```



```

0001      SURROUTINE PIMCOT (P,G,YT,DH,ZO,OT,AT,IP14,IP15,IPCTES)
C
C      COMPARA O FLUXO DE CALOR COM O FLUXO CRITICO DE CALOR
C      CORRELACAO UTILIZADA : "GENERAL ELECTRIC"
C
0002      IMPLICIT REAL * 8 (A-H,O-Z)
0003      Q2 = (Q1/AT)*3600.
0004      IP14 = 0
0005      IP15 = 0
0006      IF ( IPCTES . EQ . 1 ) GO TO 15
0007      IPCTES = 1
0008      IP16 = 0
0009      IF (ZO.GT.(108./12.)) IP16=1
0010      IF (ZO.LT.(20/12.)) IP16=1
0011      IF ( IP16 . EQ . 0 ) GO TO 15
0012      WRITE ( 6 , 16 )
0013      16 FORMAT(////// 1X,'A ALTURA DA TUBULACAO EM U ESTA FORA DA FAIXA COB
*ERRA PELA CORRELACAO UTILIZADA NA DETERMINACAO DO FLUXO DE CALOR C
*CRITICO')
15      IF (P.LT.600.) IP14=1
16      IF (P.GT.1450.) IP14=1
17      IF (G.LT.0.4D+06) IP14=1
18      IF (G.GT.6.0D+06) IP14=1
19      IF (XT.GT.0.45) IP14=1
20      IF (DH.LT.(0.245/12.)) IP14=1
21      IF (DH.GT.(1.30/12.)) IP14=1
22      YT1 = 0.197-0.108*G/(1.0D+06)
23      XT2 = 0.254-0.026*G/(1.0D+06)
24      IF (XT.GE.XT1.AND.XT.LE.XT2) GO TO 12
25      IF (XT.LT.XT1) GO TO 11
26      IF (XT.GT.XT2) GO TO 13
27      PARA P = 1000 PSTA :
11      QCRIIT = 0.705P+06+0.237*G
12      QCRIIT = 1.634D+06-0.270*G-(4.71D+06)*YT
13      QCRIIT = 0.605P+06-0.164*G-(0.653D+06)*YT
14      QCRIIT = QCRIIT+440.*(1000.-2)
15      IF (Q2.GE.QCRIIT) IP15 = 1
16      RETURN
17      END
0031
0032
0033
0034

```

APÊNDICE I
SAÍDA TÍPICA

RR = 7.481077596626467
RR = 7.979585875474621
RR = 7.868706209754920
RR = 7.917890216347017
RR = 7.900353455533741

O PROGRAMA CONVERGIU EM 54 ITERACOES

SECUNDARIO :

DADOS GEOMETRICOS :

ALTURA DOS VOLUMES DE CCNTROLE = 3.14 FT

SEMI-AREA DA SECAO ANULAR = 7.79 FT**2

SEMI - AREA DA SECAO INTERNA = 25.22 FT**2

TITULO DA MISTURA BIFASICA ANTES DOS SEPARADORES DE VAPOR = 0.111

NIVEL D AGUA ADIMENSIONAL = 1.00

CALOR TOTAL TRANSFERIDO AO SECUNDARIO = 892049.9 BTU/SEC

RAZAO DE RECIRCULACAO = 7.90

TITULO DA MISTURA BIFASICA QUE ALIMENTA A TURBINA = 0.9904

VAZAO EM MASSA DA AGUA DE ALIMENTACAO = 1136.20 LBM/SEC

PRESSAO NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 976.19 PSIA

PRESSAO NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 973.73 PSTA

ENTALPIA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 402.00 BTU/LBM

ENTALPIA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 1187.12 BTU/LBM

TEMPERATURA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 424.40 *F

TEMPERATURA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 541.53 *F

ALTURA NA QUAL E ATINGIDA A EN TALPIA DE SATURACAO :

PERNA QUENTE - 2.83 FT

PERNA FRIA - 10.53 FT

VALORES DO CROSS - FLOW (LBM/(SEC*FT**2)) :

W(1, 2) = 0.0

W(3, 4) = 0.0

W(5, 6) = 0.0

W(7, 8) = 0.0

W(9, 10) = 0.0

W(11, 12) = 0.0

$$W(13, 14) = 0.0$$

$$W(15, 16) = 0.0$$

$$W(17, 18) = 0.0$$

$$W(19, 20) = 0.0$$

$$W(21, 22) = -0.8439$$

$$W(23, 24) = -12.3275$$

$$W(25, 26) = -22.2044$$

$$W(27, 28) = -11.1007$$

$$W(29, 30) = 8.0097$$

$$W(31, 32) = 11.9962$$

$$W(33, 34) = 8.2924$$

$$W(35, 36) = 5.2512$$

$$W(37, 38) = 3.6495$$

$$W(39, 40) = -12.2123$$

M.T.C. = 1 - CONVECCAO FORCADA

M.T.C. = 2 - EBULICAO LOCAL (SUBRESFRIADA)

M.T.C. = 3 - EBULICAO NUCLEADA

M.T.C. = 4 - VAPORIZACAO POR CONVECCAO FORCADA

VR-10 24 MASSA (LBH/SEC)	PRESSAO (PSIA)	ENTALPIA (BTU/LBH)	TEMPERATURA (°F)	PRACAO VAZIOS	M.T.C.	FLUXO CALOR (BTU/(SEC*FT**2))	CORF. TROCA CALOR (BTU/(P*SEC*FT**2))
1	5056.20	976.69	523.02	0.0	1	0.48	0.040
2	5056.20	976.69	523.02	0.0	1	0.47	0.039
3	5056.20	977.70	523.02	0.0	1	0.48	0.040
4	5056.20	977.70	523.02	0.0	1	0.47	0.039
5	5056.20	979.70	523.03	0.0	1	0.48	0.040
6	5056.20	979.70	523.03	0.0	1	0.47	0.039
7	5056.20	979.71	523.03	0.0	1	0.49	0.040
8	5056.20	979.71	523.03	0.0	1	0.47	0.039
9	5056.20	980.71	523.04	0.0	1	0.48	0.040
10	5056.20	980.71	523.04	0.0	1	0.47	0.039
11	5056.20	981.72	523.04	0.0	1	0.49	0.040
12	5056.20	981.72	523.04	0.0	1	0.47	0.039
13	5056.20	982.72	523.05	0.0	1	0.50	0.039
14	5056.20	982.72	523.05	0.0	1	0.47	0.037
15	5056.20	983.73	523.05	0.0	1	0.50	0.039
16	5056.20	983.73	523.05	0.0	1	0.42	0.034
17	5056.20	984.73	523.06	0.0	1	0.50	0.039
18	5056.20	984.73	523.05	0.0	1	0.27	0.039
19	5056.20	985.74	523.06	0.0	1	0.20	0.038

20	5055.20	904.74	523.06	522.80	0.0	1	0.00	0.038
21	5060.07	904.70	532.43	536.21	0.0016	3	32.75	0.425
22	5062.61	904.70	525.56	532.40	0.0	2	8.64	0.365
23	5233.06	903.56	508.91	542.74	0.1348	3	28.41	0.419
24	4920.12	903.56	530.43	537.18	0.0	2	7.86	0.361
25	5043.17	902.45	560.90	542.60	0.2866	3	26.00	0.415
26	4250.41	902.45	535.18	540.95	0.0	2	7.02	0.356
27	6333.00	901.38	570.34	542.47	0.3739	3	23.78	0.411
28	1720.59	901.38	540.30	542.07	0.0202	3	7.04	0.356
29	6433.10	900.35	579.81	542.30	0.4438	3	21.73	0.407
30	3670.08	900.35	547.25	542.24	0.1254	3	7.76	0.361
31	6138.83	900.40	590.44	542.23	0.5023	3	19.36	0.403
32	4003.75	900.40	556.17	542.23	0.2415	3	8.55	0.355
33	5773.90	900.52	598.72	542.12	0.5494	3	18.14	0.332
34	4112.60	900.52	565.04	542.12	0.3336	3	9.41	0.370
35	5550.46	900.68	607.61	542.02	0.5800	3	16.57	0.395
36	4552.12	900.68	573.25	542.02	0.4017	3	10.38	0.374
37	5416.20	900.87	616.00	541.91	0.6197	3	15.13	0.391
38	4676.38	900.87	581.18	541.91	0.4570	3	11.44	0.378
39	5554.90	900.87	622.48	541.83	0.6418	3	13.82	0.387
40	4557.59	900.87	589.16	541.83	0.5042	3	12.59	0.383

A ALTURA DA TUBULACAO EM H ESTA FORA DA FAIXA COBERTA PELA
CORRELACAO UTILIZADA NA DETERMINACAO DO FLUXO DE CALOR CRITICO
NAO FOI ATINGIDO O FLUXO DE CALOR CRITICO EM NENHUM DOS VOLUMES
DE CONTROLE DO SECUNDARIO

PRIMARIO :

VAZAO EM MASSA DO REFRIGERANTE = 10363.50 LBM/SEC

PRESSAO NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 2273.60 PSIA

PRESSAO NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 2240.18 PSIA

ENTALPIA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 540.00 BTU/LBM

ENTALPIA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 553.92 BTU/LBM

TEMPERATURA NA ENTRADA DO GERADOR DE VAPOR = 619.00 *F

TEMPERATURA NA SAIDA DO GERADOR DE VAPOR = 556.00 *F

	PRESSAO (PSIA)	ENTALPIA (BTU/LBM)	TEMPERATURA (*F)
1	2267.90	635.41	616.46
2	2266.20	626.83	610.65
3	2264.49	619.20	605.35
4	2262.76	612.22	600.42
5	2261.03	605.84	595.83
6	2259.29	600.01	591.58
7	2257.54	594.68	587.64
8	2255.79	589.81	584.01
9	2254.03	585.37	580.65
10	2252.26	581.31	577.56
11	2251.47	577.61	574.72
12	2251.67	574.24	572.12
13	2251.87	571.18	569.74
14	2252.07	568.40	567.57
15	2252.28	565.88	565.60
16	2252.48	563.59	563.79
17	2252.70	561.52	562.15
18	2252.91	559.55	560.59
19	2253.13	557.46	558.93
20	2253.35	555.14	557.07

REFERÊNCIAS :

- [1] - TONG, L. S. e WEISMAN, J., Thermal Analysis of Pressurized Water Reactor, American Nuclear Society, 1970.
- [2] - EL -WAKIL, M. M. - Nuclear Energy Conversion. Intext Educational Publishers, 1971.
- [3] - PINTO, A. C., Código para Simulação do Gerador de Vapor do Reator Nuclear PWR, Tese de Mestrado, Deptº Eng. Nuclear, I.M.E., 1978.
- [4] - OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY and BURNS and ROE, INCORPORATED, Design Guide for Heat Transfer Equipment in Water-Cooled Nuclear Reactor Systems, 1975.
- [5] - EL - WAKIL, M. M., Nuclear Heat Transport, International Textbook Company, 1971.
- [6] - SANTOS, R. L. P. M., SARDAN - Um programa para simulação de Transitórios numa Usina PWR Típica, Tese de Mestrado, Deptº de Eng. Mecânica, PUC/RJ, 1979.
- [7] - MURRELL, M. D., Boiler Simulation, PWR Station Dynamics, BNDC, Whetstone.
- [8] = HARGROVE, H. G., MARVEL - A Digital Computer Code for

Transient Analysis of a Multiloop PWR System, Westinghouse Nuclear Energy System, WCAP-7909, 1972

- [9] - CUDLIN, J. J. e DAGGETT, P. W., TRAP2-Fortran Program for Digital Simulation of the Transient Behavior of the Once - Through Steam Generator and Associated Reactor Coolant System, Babcock e Wilcox - Power Generation Group, Nuclear Power Generation Division, 1976.

- [10] - WOLDE, D. G. T., Transient Behaviour of Nuclear Steam Generators, Tese de Doutorado, Technische Weterghappen Aan de Technische Hogeschool Delft, 1972.

- [11] - CHRISTENSEN, P. C., Description of a Model of a U-Tube Steam Generator, Eletronics Department, Danish Atomic Energy Comission, Research Establishment Riso, 1972.

- [12] - LAND, R. E. e STEITLER, R. W., Modeling the Effect of Inventory Loss on Steam Generator Heat Transfer, American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1976.

- [13] GLASSTONE, S. e SESONSKE, A., Ingineria de Reactores Nucleares, Editorial Reverté, S/A.

- [14] ROHSENOW, W. M. e HARTNETT, J. P., Handbook of Heat Transfer, McGraw - Hill Book Company, 1973.

- [15] - TONG, L. S., Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington, New York, 1975.

- [16] KEENAN, J. H. et al., Steam Tables - Thermodynamics Properties of Water Including Vapor, Liquid, and Solid Phases (English Units), John Wiley e Sons, Inc., 1966.

- [17] - BOLZ, R. E. e TUVE, G. L., Handbook of Tables for Applied Engineering Science, CRC Press, 2nd edition , 1973.

- [18] - SILVA Fº , E. e CARAJILESCOV, P., Modelo de Canal Quente para Reatores a Água Leve Pressurizada , Revista Brasileira de Ciências Macânicas, nº1, vol 1, setembro / 1979.

- [19] - KREITH, F., Principles of Heat Transfer, Intext Educational Publishers, 1973.