

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
SECRETARIA DA INDÚSTRIA, COMÉRCIO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**SIMULAÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO DE PRESSURIZADOR TÍPICO
DE PWR EM REGIME TRANSIENTE POR MEIO DO PROGRAMA C S M P.**

EMANUEL ROCHA WOISKI

Dissertação apresentada ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares como parte dos requisitos para a obtenção do grau de "Mestre - Área reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear".

Orientador: Dr. Roberto Y. Hukal

São Paulo
1981

Emanuel Rocha Woiski

SIMULAÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO DE PRES
SURIZADOR TÍPICO DE PWR EM REGIME TRANSI
ENTE POR MEIO DO PROGRAMA CSMP.

Orientador:

Prof. Dr. Roberto Y. Hukai

Dissertação Apresentada ao
Instituto de Pesquisas Ener
géticas e Nucleares para Ob
tenção do Grau de Mestre-
-Área de Reatores Nucleares
de Potência e Tecnologia de
Combustível Nuclear.



São Paulo

1981

Ao André, Daniel e Yoshie

AGRADECIMENTO

Agradeço a todos aqueles que colaboraram para a realização deste trabalho. Em particular agradeço:

Ao Prof. Roberto Y. Hukai pela orientação e apoio

Ao CPD do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, principalmente na pessoa de seu Coordenador de Sistemas, Sr. Antonio S. de Gouvêa, pela sua colaboração junto ao estudo do Programa CSMP

À D IDC do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, na recuperação das referências bibliográficas

Ao Dr. Artur Faya, pelas sugestões e conselhos

À Srta. Creusa Moreira Diniz pela datilografia dos manuscritos e colaboração na montagem final

À Srta. Vera Lúcia Corrêa Perussi pela datilografia final com toda paciência e dedicação

Ao amigo Élio Kumoto pela colaboração na montagem final

Ao Sr. Eiji Kamimura, pelo desenho das ilustrações e gráficos

Aos casais Yamasaki, Pessine e Takada pela hospedagem em São Paulo

E, finalmente, a Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, na pessoa de seu Diretor, Dr. Ricardo Pereira Lima Carvalho, pela compreensão e apoio, inclusive financeiro.

ABSTRACT

A MODEL TO SIMULATE THE DYNAMIC OF A PWR PRESSURIZER USING THE CSMP PROGRAM

A mathematical model has been developed to simulate the dynamic behavior of a PWR pressurizer using the CSMP program.

A two-control-volume formulation non-equilibrium model has been used for this purpose. Thermodynamic states are obtained after each integration cycle.

The code was tested against experimental results of Shippingport and NPD (Nuclear Power Demonstration Plant) pressurizers. It was also tested against available data from Angra I and Angra II/III safety analysis reports.

Despite the model simplicity, the lack of important data and the low reliability of the experimental curves, the calculated and experimental results compared well.

Í N D I C E

	Página
1. INTRODUÇÃO	01
1.1.- Os Reatores de Potência Tipo PWR	01
1.2.- O Circuito Primário de Refrigeração e o Pressurizador	06
1.3.- Atuação de Sistema Pressurizador	07
1.4.- Histórico	12
1.5.- Objetivos da Dissertação	16
2. FORMULAÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO	17
2.1.- Modelo Simplificado do Pressurizador	17
2.2.- Hipóteses do Modelo	18
2.3.- Formulação Matemática Geral	19
2.4.- Determinação do Estado Termodinâmica do Sistema	26
2.5.- Determinação das Propriedades Termodinâmi cas	26
2.5.1. Região de Superaquecimento	26
2.5.2. Região de Líquido Comprimido	27
2.5.3. Região de Saturação	27
2.6.- Processos de Transferência de Massa e E nergia	28
2.6.1. Os Aquecedores Elétricos	28
2.6.2. Os Aspersiones	31
2.6.3. As Válvulas de Alívio e Segurança	32
2.6.4. O Influxo ou Refluxo de Água para ou do	

continuação...

	Página
Pressurizador	32
2.6.5. A Taxa de Ebulição do Volume de Controle .	34
2.6.6. A Taxa de Condensação do Volume de Contro le 1	36
3. SIMULAÇÃO DO MODELO	37
3.1.- Introdução	37
3.2.- O Programa CSMP	38
3.3.- A Simulação do Modelo	39
3.3.1. Generalidades	39
3.3.2. Método de Integração Utilizado	40
4. APLICAÇÕES DO MODELO E SEUS RESULTADOS	44
4.1.- Pressurizador de Angra I	44
4.2.- Pressurizador de Shippingport	46
4.3.- Pressurizador de Angra II/III	47
4.4.- Pressurizador do NPD	48
5. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES	80
5.1.- Considerações Gerais	80
5.2.- Avaliação Geral dos Resultados	83
5.3.- Conclusões e Recomendações	84
APÊNDICE A	86
APÊNDICE B	93

continuação...

Página

APÊNDICE C	97
APÊNDICE D	107
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117

Título: "SIMULAÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO DE PRESSURIZADOR TÍPICO
DE PWR EM REGIME TRANSIENTE POR MEIO DO PROGRAMA CSMP."

Autor : EMANUEL ROCHA WOISKI

RESUMO

O comportamento de um pressurizador típico de PWR, submetido a transientes de qualquer ordem é simulado a partir de um modelamento termodinâmico em não equilíbrio, através do programa S 360/CSMP.

Utilizou-se para tal a formulação a dois volumes de controle, cujos estados termodinâmicos são conhecidos ao final de cada ciclo de integração.

De posse então, de uma coleção razoavelmente simples de dados de entrada, obtidos na literatura, comparou-se os resultados encontrados, com as curvas experimentais para os reatores Shippingport, Angra I, Angra II/III e Reator NPD (Nuclear Power Demonstration).

Apesar da simplicidade do modelo, da ausência de dados importantes e da não confiabilidade das curvas experimentais, obteve-se em muitos casos boa concordância com os resultados disponíveis.

1. INTRODUÇÃO

1.1.- Os Reactores Nucleares de Potência Tipo PWR

A principal função de qualquer reator nuclear de potência é gerar calor a uma taxa determinada. Existem muitos tipos de reatores em projeto ou operação no mundo, sendo muito importantes aqueles que se utilizam de água para a remoção do calor produzido.

Nos reatores de água pressurizada (PWR) a água tem a função múltipla de refrigerante, moderador e refletor. Desse modo, os reatores de água pressurizada são chamados térmicos. A água é um excelente agente para transferência de calor: é estável quimicamente e possui propriedades físicas e termodinâmicas bem conhecidas. Em um reator do tipo PWR, o refrigerante permanece líquido através do caroço e do circuito primário, embora algum grau de ebulição subresfriada seja normalmente permitida em condições de alta potência. O refrigerante exerce, portanto, uma forte moderação neutrônica no interior de todo caroço do reator e, por causa desse poder moderador da água leve, uma grande reatividade de barras de controle é utilizada. Por outro lado, devido à absorção relativamente al

ta dos neutrons pela água leve, este tipo de reator precisa utilizar combustível pelo menos levemente enriquecido (essa exigência não é necessária nos reatores de água pesada).

A pressão de operação do reator é bastante alta (da ordem de 2200 psia ou 16×10^3 KPA), obrigando a que o vaso de pressão seja de peso elevado, de alto custo e com paredes espessas.

Uma vez que a água permanece líquida no circuito pressurizado de refrigeração (circuito primário), sua energia deve ser retirada através de um trocador de calor especial, chamado gerador de vapor. O vapor produzido dessa maneira expande-se então nos estágios de alta, média e baixa pressão da turbina, produzindo energia mecânica e elétrica, é condensado num trocador de calor (condensador) e é bombeado, tendo sua temperatura elevada, através dos pré-aquecedores da água de alimentação, para a entrada no gerador de vapor. Este ciclo (secundário) tem uma concepção baseada no ciclo termodinâmico de Rankine com regeneração. Nas Figuras (1.1) e (1.2), mostra-se o circuito primário e seu diagrama esquemático, respectivamente.

Um diagrama simplificado do circuito secundário é mostrado na Figura (1.3). O circuito secundário do reator nuclear de POINT BEACH pode ser visto na Figura (1.4).

Diversos fabricantes de reatores (Westinghouse, Kraftwerk Union, Framatome, etc.) estão construindo ou já têm construídas muitas unidades PWR no mundo todo. São 51 unidades em operação e 94 sob construção e/ou sob pedido, ou seja, ainda hoje os reatores PWR são de grande importância dentre todos os tipos de reatores de Potência/7/,/11/,/22/,/28/,/29/.

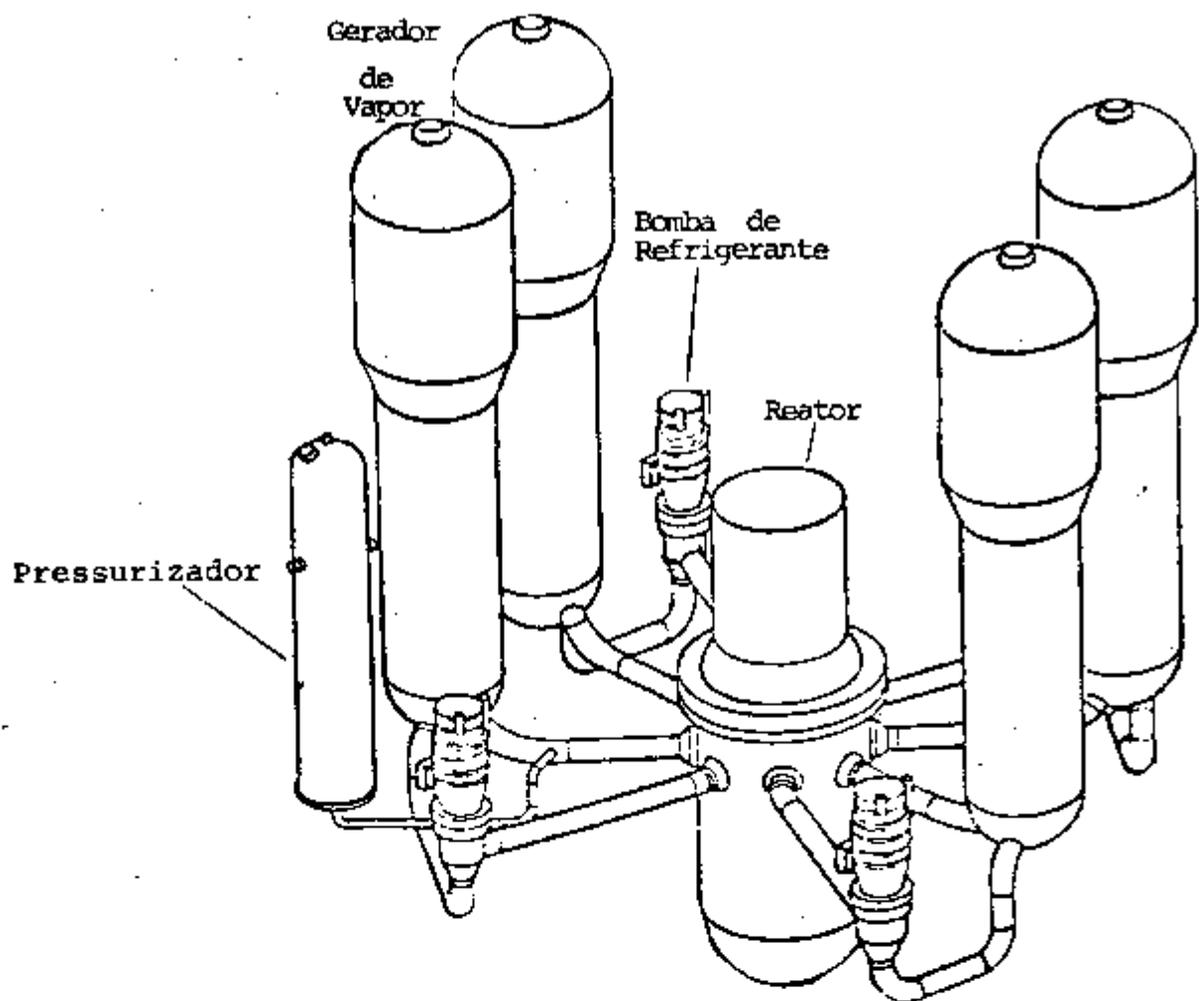


FIG.1.1- VISTA DOS CIRCUITOS PRIMÁRIOS DE REFRIGERAÇÃO E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES

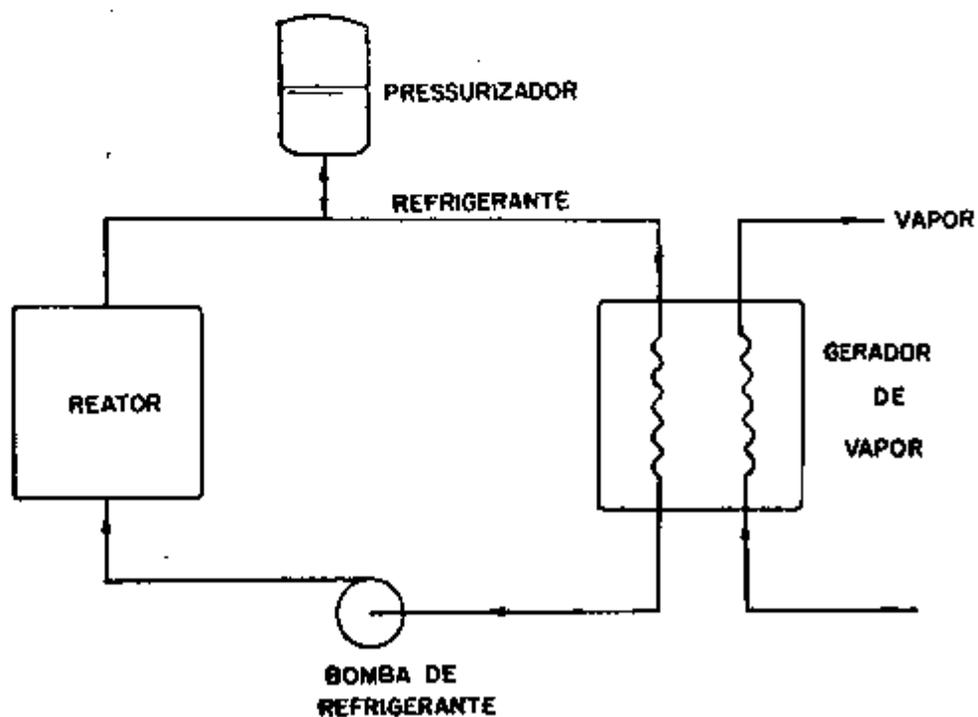


FIG.1.2 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO CIRCUITO PRIMÁRIO

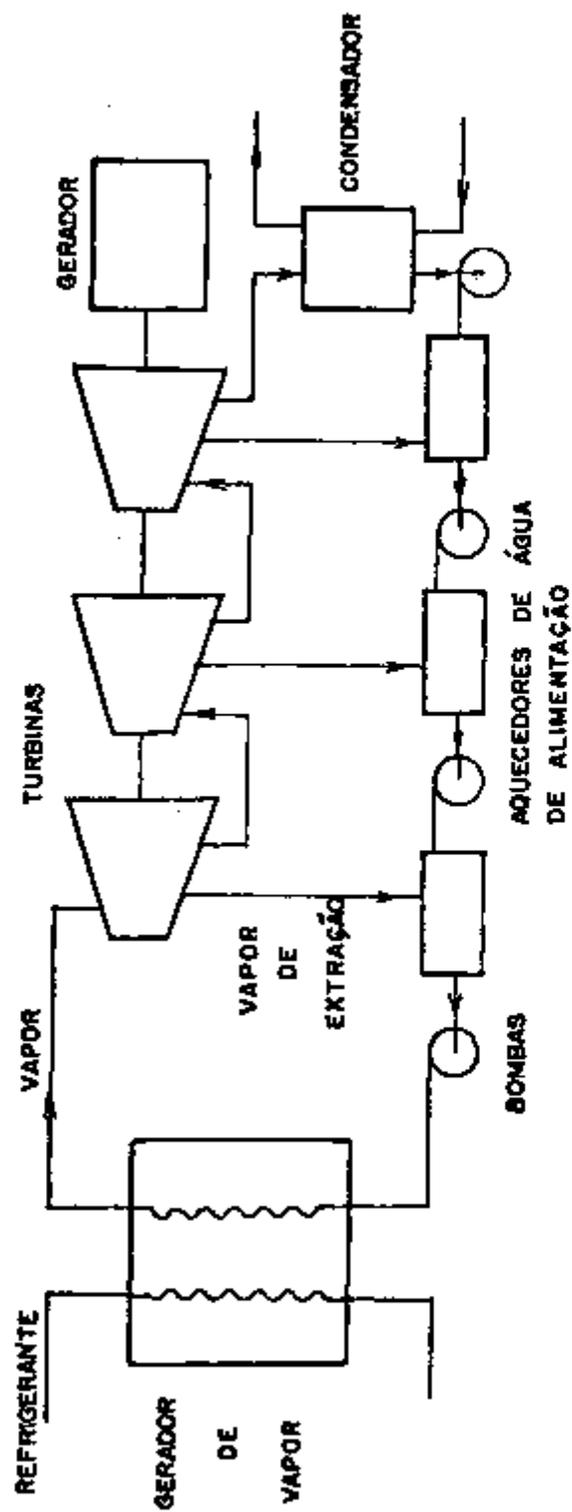


FIG. 1.3 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO CIRCUITO SECUNDÁRIO

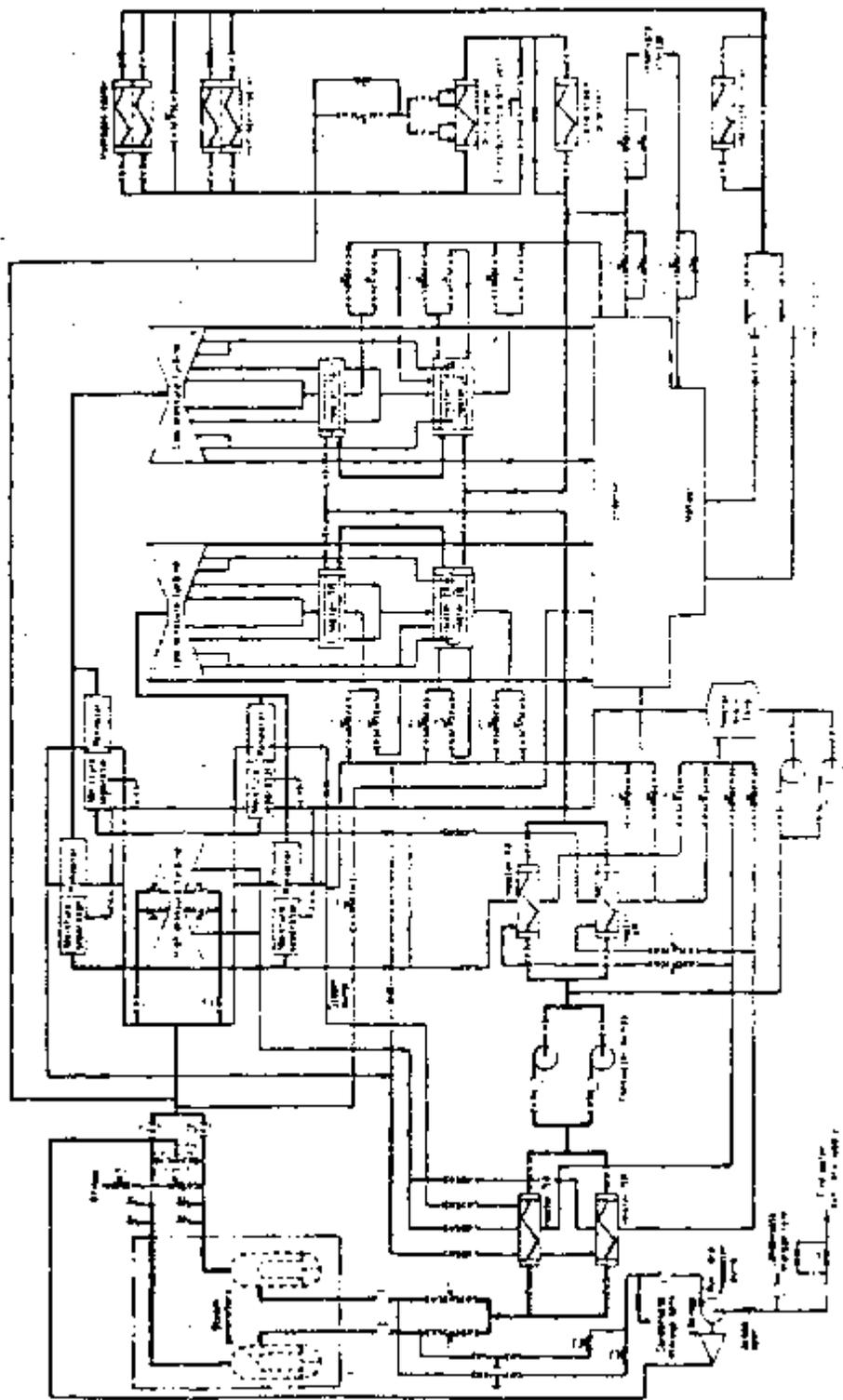


FIG. 1.4. - Diagrama esquemático do Circuito Secundário do Reator de Point Beach.

1.2.- O Circuito Primário de Refrigeração e o Pressurizador

Para que a transferência de energia gerada no reator para o ciclo de vapor seja efetivada, o reator de água pressurizada (PWR) utiliza um ou mais ciclos refrigerantes fechados, o que significa que existe uma nítida separação entre o refrigerante sujeito à radiação e o sistema que gera a energia elétrica a partir do vapor não radioativo.

Correspondente a cada ciclo refrigerante existem um gerador de vapor - que é o componente que transfere a energia ao vapor do ciclo secundário, uma bomba de refrigerante e as tubulações.

Um pressurizador é colocado no sistema em um dos ciclos refrigerantes para manter a pressão nos circuitos primários e para compensar alterações de volume do refrigerante.

O refrigerante passa do reator, por meio da tubulação chamada perna quente do ciclo, para o gerador de vapor e, no interior deste, flui através dos tubos trocadores de calor em U, onde é resfriado, provocando geração de vapor. Este é secado e retirado para o circuito secundário, ao passo que o refrigerante primário é recirculado de volta ao reator, por meio de uma bomba e através da tubulação chamada perna fria do ciclo.

Ligada ao sistema de refrigeração primário existem os componentes dos sistemas auxiliares cujas finalidades são a de adicionar água de reposição, purificar a água de refrigeração, prevenir quimicamente a corrosão e obter o controle do reator, resfriar os componentes do sistema, remover o calor residual de decaimento quando o reator é desligado, e garantir injeção de emergência, no caso de fuga de refrigerante

ou inoperância da bomba do circuito primário.

O sistema pressurizador consiste basicamente do pressurizador, da linha de conexão do pressurizador ao ciclo primário, das linhas dos aspersores com suas válvulas, do sistema de aquecimento elétrico, e das válvulas de alívio e segurança como tanque de alívio. A descrição do pressurizador e a sua operação será feita mais adiante.

O controle do reator é efetuado por meio de coeficiente de temperatura de reatividade, do movimento das barras de controle na partida e desligamento e ao seguir transientes de carga, e de absorção química de nêutrons por meio de ácido bórico diluído em concentrações variáveis no refrigerante.

Os sistemas de controle permitem à usina aceitar acréscimos e decréscimos de carga em degraus de, em geral, 10% e acréscimos e decréscimos em rampa de, em geral, 5% por minuto sobre a faixa de carga de 15 a 100% de plena carga. Esses valores variam de sistema para sistema mas são típicos. Grandes rejeições de carga pelas turbinas são acomodadas expandindo-se o vapor diretamente para os condensadores, através de uma série de válvulas de desvio com controle sequencial de abertura e fechamento.

Um diagrama esquemático do sistema pressurizador pode ser visto na Figura (1.5)/7/,/8/,/3/.

1.3.- Atuação do Sistema Pressurizador

Numa usina nuclear, quando ocorrer no circuito secundário uma situação de perda de carga, haverá uma instantânea queda na quantidade de calor retirada do refrigerante através do gerador de vapor. Admitindo-se que, nesse instante, seja man

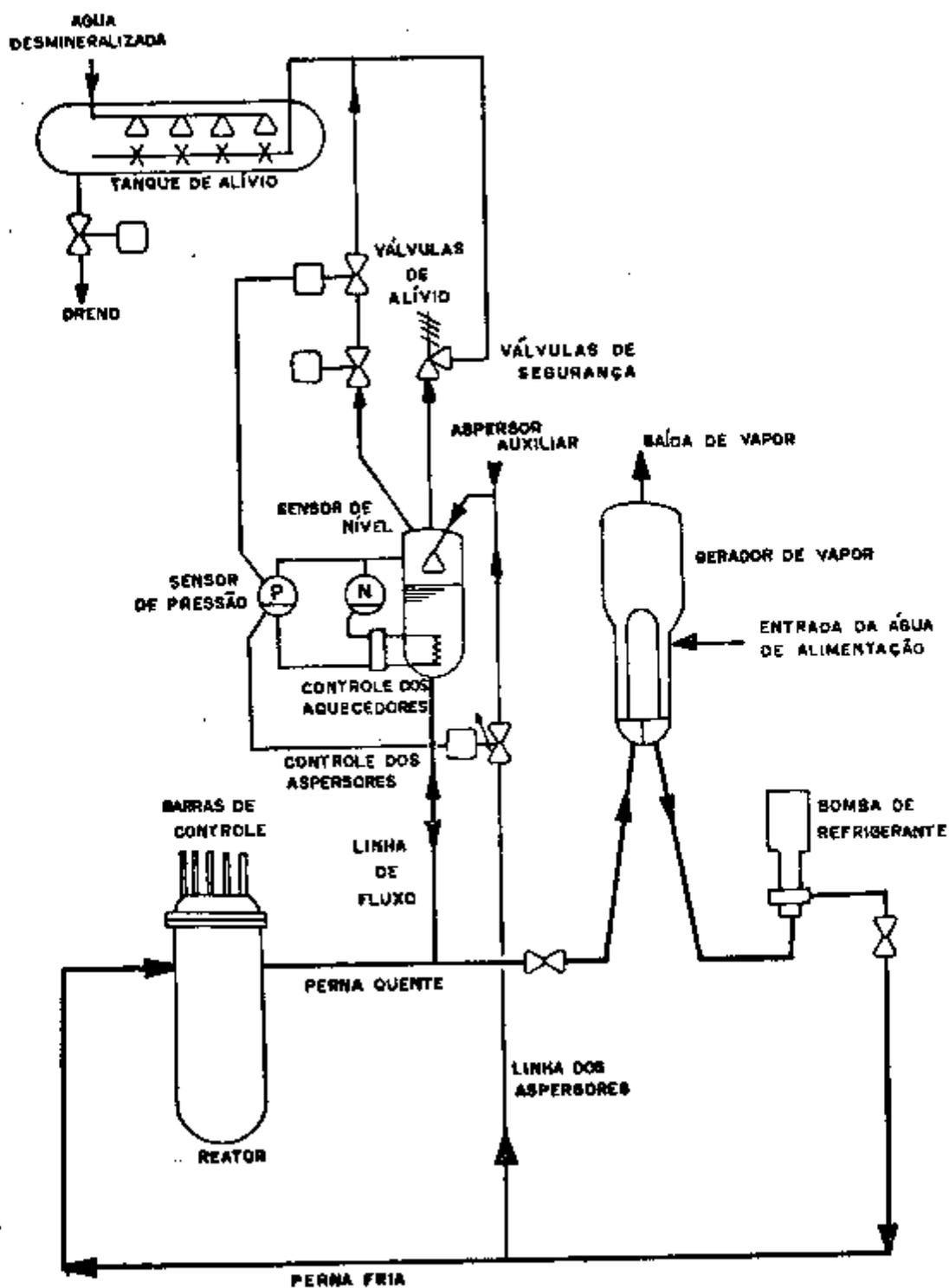


FIG. 1.5 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO CIRCUITO PRIMÁRIO RESSALTANDO O SISTEMA PRESSURIZADOR.

tido o nível de potência gerada no caroço do reator, haverá um significativo aumento da temperatura do refrigerante que implicará em sua expansão e conseqüente aumento da pressão no circuito primário. Por outro lado, existirá um certo lapso de tempo até que uma realimentação negativa, proveniente da diminuição de densidade do refrigerante e do coeficiente negativo de temperatura do reator tenda a reduzir a energia gerada no combustível a níveis compatíveis com a perda de carga.

Se, nesse intervalo de tempo, a carga retornar ao valor normal, gerar-se-ão perigosas oscilações de pressão no circuito primário.

Um raciocínio análogo pode ser desenvolvido para o caso de um aumento da carga. Neste caso, a pressão no circuito primário tenderá a diminuir devido à contratação do refrigerante. Esta queda de pressão poderá ser de tal ordem que provocaria vaporização localizada da água e possível queima - ("burnout") de elementos combustíveis além de problemas de cavitação no circuito primário.

Torna-se portanto, necessário algum controle da estabilidade da pressão no circuito primário. E isso, efetivamente, é feito por meio do pressurizador.

O pressurizador deve, então, manter a pressão do refrigerante durante a operação em regime permanente, limitar as variações de pressão causadas por expansão e contração térmicas durante transientes normais de carga, e impedir que a pressão do circuito primário exceda um certo limite de segurança/3//7//20/.

1.3.1. Características de um Pressurizador

Um pressurizador é um tanque fechado, isolado termicamente do exterior e preenchido parcialmente com água e parcialmente com vapor. Em condições de aumento de pressão haverá um influxo de água no circuito primário, para o pressurizador, através de uma linha de alimentação que tenderá a condensar o vapor impedindo dessa forma que a pressão aumente indevidamente. Já em condições de queda de pressão, haverá refluxo de água do pressurizador para o circuito primário, que fará com que parte da água entre em ebulição, impedindo assim que a pressão diminua demasiadamente.

Para acelerar a condensação existem aspersores de fluxo controlado no topo do tanque, e para tornar mais rápida a ebulição existem, imersos na água, aquecedores elétricos.

Se o aumento de pressão exceder a capacidade do pressurizador existem no seu topo válvulas de alívio que descarregam o vapor do pressurizador para o interior de um tanque de alívio/3/,/27/,/1/.

Na Figura (1.2) está representada a localização do pressurizador no circuito primário, ao passo que na Figura (1.6) pode-se ter uma boa idéia de um pressurizador real e de seus componentes.

A análise teórica de um pressurizador deve levar em conta: /9/

- Os parâmetros do tanque, como por exemplo o volume inicial do vapor e as dimensões do tanque;
- O processo que o vapor sofre durante o ciclo de compressão;
- Os efeitos do aspersor em reduzir a pressão causada

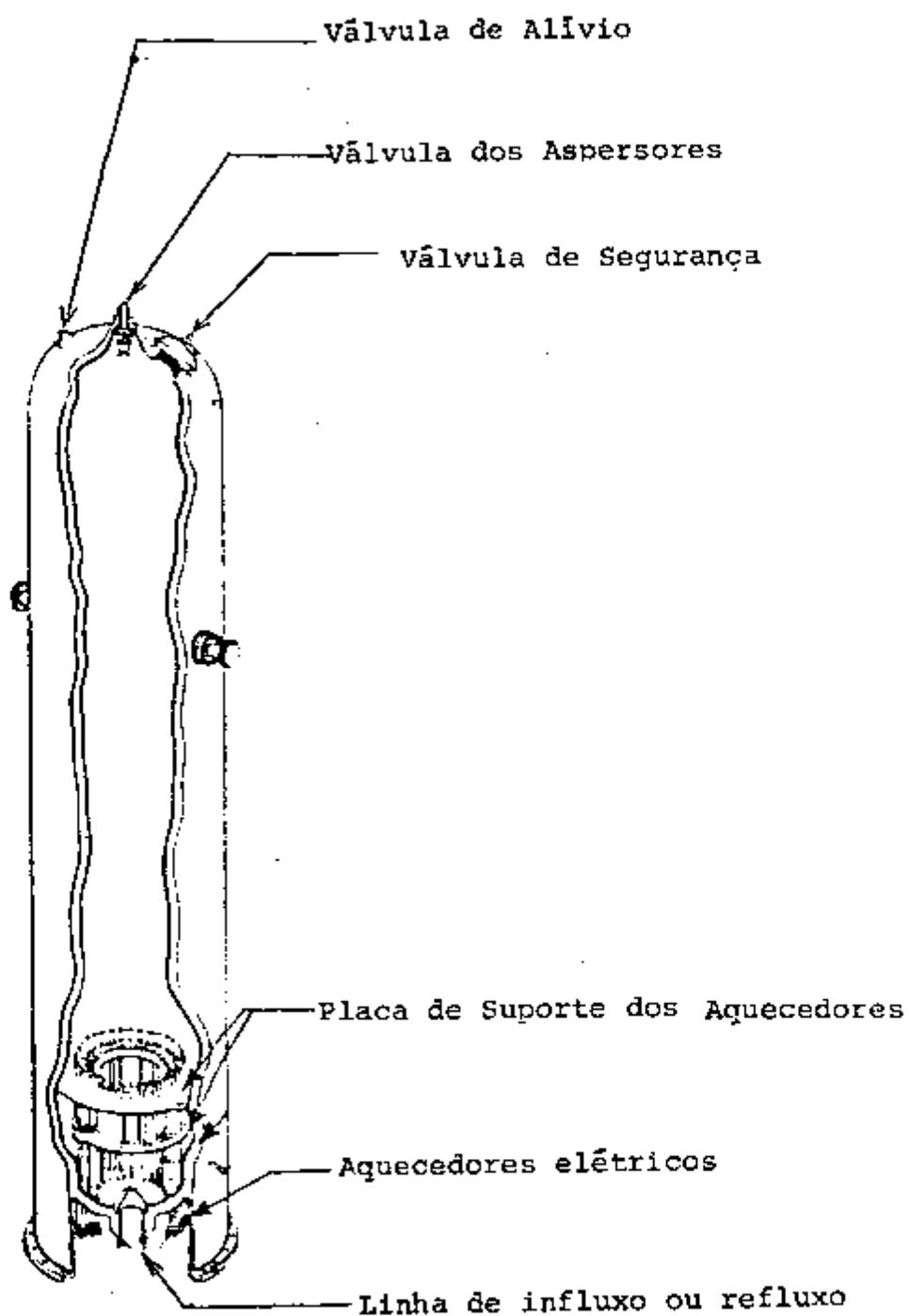


FIG. 1.6. - Corte de um pressurizador típico.

pela compressão do vapor; uma expressão matemática que relacione a temperatura da água do aspersor, o tamanho e a distância de queda das gotículas com as condições desejadas do vapor;

- A transferência de calor através da interface vapor-água em altas pressões;
- A transferência de calor para as paredes do pressurizador;
- As taxas de ebulição e condensação da água;
- A taxa de calor que deve ser gerada pelos aquecedores para as condições desejadas.

1.4.- Histórico

O pressurizador, pela sua simplicidade de concepção, foi idealizado primeiramente para uso nos reatores de água pressurizada dos submarinos nucleares. Por esse mesmo motivo, tornou-se clara a necessidade do cálculo de um pressurizador que fosse o menor possível e que cumprisse efetivamente suas funções/9/.

Em 1955, W.J. GAJEWSKI/9/ apresentou um estudo de cálculo teórico de tamanho crítico de pressurizador por técnicas de simulação analógica. Para isso usou duas hipóteses básicas:

- O vapor permanece sempre saturado em todo o ciclo de compressão;
- Devido a pobre condutividade da água e à isolamento térmica das paredes, a compressão se dá adiabaticamente e, também, isoentropicamente.

Posteriormente, surgiu o trabalho de C.W.SORENSEN/27 /

(1960) que procurava obter as equações que relacionavam as variações de pressão durante um influxo ou um refluxo para e do pressurizador ao seu tamanho. Os métodos apresentados permitiram cálculos rápidos do comportamento do pressurizador sem a necessidade de um computador. Sorenson considerou que existem três regiões no pressurizador: uma região superior de vapor saturado, uma região intermediária de líquido saturado e uma região inferior de líquido comprimido proveniente da perna quente do reator. A preocupação fundamental do seu trabalho, bem como a de Gajewski é o dimensionamento ótimo do pressurizador, mais do que seu comportamento sob transientes.

Em 1965, K.D. COUGHREN/4/ estabeleceu, utilizando as mesmas três regiões de Sorenson, certas equações de performance do pressurizador, tendo como hipótese principal o vapor sempre saturado. Sua análise é feita em duas partes: influxo e refluxo de água separadamente. No entanto, não apresentou qualquer cálculo ou comparação com experimentações.

As hipóteses anteriores simplificavam de maneira considerável a análise teórica.

Com o posterior desenvolvimento de técnicas experimentais, verificou-se que sistematicamente o aumento teórico de pressão obtido (no caso de um influxo) era muito maior do que o aumento experimental. Percebendo o fato, DRUCKER e TONG/6/ e posteriormente DRUCKER e GORMAN/5/(1965) desenvolveram um modelo no qual o vapor é um sistema termodinâmico que perde calor latente e sensível para as paredes e para o líquido, considerados como sorvedouros de calor. Seu modelo, levou em conta também, a condensação de vapor sobre as gotas do aspersor. Anteriormente, BOSLEY, LEDDICK e DRUCKER/5/ ha

viam mostrado que a hipótese de compressão isoentrópica era pouco realista, justamente devido as perdas de calor. Além disso, G.BROWN/5/ demonstrou que as gotas do aspersor alcançavam a temperatura de saturação muito antes de abandonar o vapor. DRUCKER e GORMAN então, construíram um aparato para verificar experimentalmente os resultados teóricos do seu modelo, sendo estes resultados experimentais, talvez os primeiros razoavelmente consistentes com um modelo teórico.

Em 1965, REDFIELD e MARGOLIS/20/ utilizaram os resultados de Drucker e Gorman, de que não só o vapor não pode ser assumido sempre saturado, mas, pelo contrário, seu estado não pode ser definido a priori, devendo ser determinado a cada instante do transiente. Assim, criaram o programa TOPS, baseado numa rigorosa aplicação da primeira lei da termodinâmica aliada a leis de transferência de calor e massa com coeficientes empiricamente determinados.

Posteriormente, em 1968, REDFIELD e outros /22/,/21/ publicaram um trabalho onde aplicaram o programa TOPS ao pressurizador de SHIPPINGPORT, obtendo boa concordância com os dados experimentais.

Antes disso, em 1967, NAHAVANDI e outros /15/ mostraram que o modelo em não equilíbrio termodinâmico (a temperatura e o estado termodinâmico do vapor podem ser distintos daqueles para o líquido) era muito mais realista que o modelo saturado em todos os instantes. Além disso, seu trabalho mostrou que a curva teórica do aumento de pressão do modelo em não equilíbrio era extremamente sensível a um certo coeficiente de condensação ou evaporação na interface vapor-líquido.

Em 1970, NAHAVANDI e MAKKENCHERY/16/ publicaram um tra

balho com um modelo em não equilíbrio que aplicava as equações de conservação de massa e energia separadamente ao vapor e ao líquido, em condições de transientes complexos de carga. Seu mérito foi ter percebido que a sensibilidade extrema das curvas teóricas a um coeficiente de condensação ou evaporação na interface vapor-líquido, poderia ser resolvida se se levasse em conta tanto os mecanismos de condensação sobre as gotas de aspensão e sobre a interface, como os mecanismos de formação e crescimento das bolhas por ebulição. Por outro lado, para evitar o problema do TOPS - coeficientes empiricamente determinados - seu modelo não considerou as perdas de calor do vapor para as paredes e para o líquido e, nem a formação de condensado sobre as paredes. Aparentemente, no entanto, seus resultados teóricos concordaram bem com os resultados experimentais de SHIPPINGPORT.

Em 1973, BARON/1/, utilizando o mesmo modelo de NAHAVANDI, desenvolveu um programa digital, cuja listagem não é apresentada no seu trabalho, e o aplicou aos transientes de carga do pressurizador de SHIPPINGPORT, obtendo bons resultados.

CHENG, KULKARNI e BIRTA/2/, em 1974, utilizaram um modelo extremamente simplificado para o influxo, para um tanque sem aspersor nem aquecedores, considerando a perda de calor do vapor para as paredes na compressão.

Utilizando os resultados experimentais disponíveis do NPD (NUCLEAR POWER DEMONSTRATION), seus resultados mostraram boa concordância. O fato realmente inovador do seu trabalho foi ter simulado o modelo através do programa CSMP/10/.

LOBO, SOARES e LAVORATTO/12/ em 1976, apresentaram um programa digital para transientes em PWR, chamado SACI no

qual um pressurizador é simulado. Porém os detalhes da simulação não foram mostrados.

Em 1978, VANNI/30/, em sua tese de mestrado criou um programa digital chamado SIPRES-T utilizando exatamente o modelo de NAHAVANDI e BARON. Os resultados do seu programa, comparados ao transiente de 10% de aumento de carga de ANGRA I e a um transiente indeterminado de SHIPPINGPORT não foram muito conclusivos.

1.5.- *Objetivos da Dissertação*

O objetivo deste trabalho é simular, a partir do modelo em não equilíbrio de NAHAVANDI e BARON, o comportamento do pressurizador durante transientes acidentais ou normais de carga, sendo funções excitadoras o influxo ou refluxo de água para o pressurizador ou nível de líquido no interior do mesmo. Tal simulação, será feita através do programa CSMP, descrito mais adiante.

Os resultados obtidos serão comparados com resultados da literatura para ANGRA I/8//18//30/, SHIPPINGPORT/20//30/, ANGRA II/III/19/ e o Pressurizador de NPD/2/.

2. FORMULAÇÃO DO MODELO TERMODINÂMICO

2.1.- Modelo Simplificado do Pressurizador

O pressurizador será considerado como um tanque cilíndrico de aço inoxidável isolado, como uma linha de influxo ou refluxo na sua base inferior ligada à perna quente, e um número variável de aspersores, ligados à perna fria, cujo controle dos fluxos é proporcional à diferença entre a pressão no interior do tanque e uma pressão de referência, além de um controle tipo liga-desliga acionado pela pressão. A uma certa altura da base inferior existem aquecedores elétricos até um máximo de quatro, sendo que um deles tem seu acionamento e desligamento controlado por temperatura e os demais controlados pela pressão. Além disso os aquecedores têm um atraso de primeira ordem após seu acionamento até o fluxo máximo de calor, ou são proporcionais a uma diferença de pressão. Neste modelo, será considerada ainda, uma válvula de alívio, com fluxo crítico de vapor, uma vez que para determinados tipos de transientes os resultados mostraram que tal válvula deve ser acionada.

2.2.- Hipóteses do Modelo

As hipóteses abaixo são necessárias para a simplificação da formulação matemática:

- a- A pressão é uniforme em todo o pressurizador, ou seja, não há gradientes de pressão em seu interior.
- b- O pressurizador é dividido em dois volumes de controle: na parte superior há vapor, saturado ou superaquecido, e na parte inferior há líquido, comprimido ou saturado.
- c- O líquido que entra no pressurizador mistura-se completamente com aquele que já estava, ou seja, o volume de controle interior é homogêneo, sem gradientes de densidade.
- d- O vapor perde calor latente pela condensação sobre as gotas do aspensor e na interface, ou seja, não são consideradas a condensação do vapor nas paredes e nem a perda de calor sensível do vapor para o líquido ou para as paredes.
- e- O fluxo do aspensor torna-se líquido saturado antes de chegar ao líquido. Sua entalpia na entrada do pressurizador é uma constante, ou seja, despreza-se a variação da entalpia da água na perna fria do circuito primário.
- f- A entalpia do influxo é uma constante, ao passo que a entalpia do refluxo é aquela do volume de controle inferior.
- g- O volume de controle inferior só recebe calor sensível dos aquecedores, os quais só operam enquanto houver líquido.
- h- Despreza-se qualquer ebulição local sobre os aquece

dores.

2.3.- Formulação Matemática Geral

Para qualquer volume de controle tem-se/31/,/32/:

Equação da continuidade:

$$\frac{dM_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.3.1)$$

Equação da Energia:

$$\frac{\delta Q_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \frac{du_{vc}}{dt} + \frac{\delta W_{vc}}{dt} + P \frac{dv_{vc}}{dt} \quad (2.3.2)$$

onde:

M_{vc} - massa no interior do volume de controle

\dot{m}_e - fluxo de massa para o volume de controle

\dot{m}_s - fluxo de massa do volume de controle

$\frac{\delta Q_{vc}}{dt}$ - fluxo de calor para o volume de controle (positivo)

U_{vc} - energia interna do volume de controle

$\frac{\delta W_{vc}}{dt}$ - trabalho de eixo sobre o volume de controle (negativo)

Pdv_{vc} - trabalho de expansão das fronteiras (positivo)

$\sum \dot{m} h$ - termo convectivo de energia para ou do volume de controle.

Mas, como:

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \frac{d}{dt}(M_{vc} u_{vc}) = M_{vc} \frac{du_{vc}}{dt} + u_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} \quad (2.3.3)$$

por outro lado,

$$u_{vc} = h_{vc} - Pv_{vc} \quad (2.3.4)$$

portanto:

$$du_{vc} = dh_{vc} - Pdv_{vc} - v_{vc}dP \quad (2.3.5)$$

Substituindo-se (2.3.4) e (2.3.5) em (2.3.3):

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = M_{vc} \frac{dh_{vc}}{dt} - M_{vc} P \frac{dv_{vc}}{dt} - M_{vc} v_{vc} \frac{dP}{dt} + h_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} - Pv_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} \quad (2.3.6)$$

Substituindo-se (2.3.6) em (2.3.2), com o trabalho de eixo igual a zero:

$$\frac{\delta Q_{vc}}{dt} + \Sigma \dot{m}_e h_e - \Sigma \dot{m}_s h_s = M_{vc} \frac{dh_{vc}}{dt} + h_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} - M_{vc} v_{vc} \frac{dP}{dt} \quad (2.3.7)$$

isolando-se $\frac{dh_{vc}}{dt}$:

$$\frac{dh_{vc}}{dt} = \frac{1}{M_{vc}} \left[\Sigma \dot{m}_e h_e - \Sigma \dot{m}_s h_s - h_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} + v_{vc} \frac{dP}{dt} + \frac{\delta Q_{vc}}{dt} \right] \quad (2.3.8)$$

Se agora colocar-se dois volumes de controle contíguos, deno-
tados por 1 e 2 (elimina-se a subnotação vc), tal que:

$$V_1 + V_2 = V = \text{constante} \quad (2.3.9)$$

pode-se escrever:

$$dV_1 + dV_2 = 0 \quad (2.3.10)$$

Além disso reescreve-se (2.3.8), se a pressão for a mesma pa-
ra os dois volumes de controle:

$$\frac{dh_1}{dt} = \frac{1}{M_1} \left[(\dot{\Sigma m}_e h_e - \dot{\Sigma m}_s h_s)_1 - h_1 \frac{dM_1}{dt} + v_1 \frac{dP}{dt} \right] \quad (2.3.11)$$

$$\frac{dh_2}{dt} = \frac{1}{M_2} \left[(\dot{\Sigma m}_e h_e - \dot{\Sigma m}_s h_s)_2 - h_2 \frac{dM_2}{dt} + \frac{\delta Q_2}{dt} + v_2 \frac{dP}{dt} \right] \quad (2.3.12)$$

Por outro lado, tem-se a relação de propriedades

$$v_1 = v_1(h_1, P) \quad (2.3.13)$$

$$v_2 = v_2(h_2, P) \quad (2.3.14)$$

e também:

$$V_1 = M_1 v_1 \quad (2.3.15)$$

$$V_2 = M_2 v_2 \quad (2.3.16)$$

Derivando-se (2.3.15) e (2.3.16):

$$dV_1 = M_1 dv_1 + v_1 dM_1 \quad (2.3.17)$$

$$dV_2 = M_2 dv_2 + v_2 dM_2 \quad (2.3.18)$$

Podemos escrever para a diferencial em (2.3.13) e (2.3.14):

$$dv_1 = \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P dh_1 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial P} \right)_{h_1} dP \quad (2.3.19)$$

$$dv_2 = \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P dh_2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial P} \right)_{h_2} dP \quad (2.3.20)$$

Substituindo-se (2.3.19) em (2.3.17), (2.3.20) em (2.3.18),

usando-se a relação (2.3.10) e as derivadas no tempo:

$$M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \frac{dh_1}{dt} + M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial P} \right)_{h_1} \frac{dP}{dt} + v_1 \frac{dM_1}{dt} =$$

$$- \left[M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_1} \right)_P \frac{dh_2}{dt} + M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial P} \right)_{h_2} \frac{dP}{dt} + v_2 \frac{dM_2}{dt} \right]$$

ou então:

$$\frac{dP}{dt} = - \frac{M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \frac{dh_2}{dt} + v_2 \frac{dM_2}{dt} + M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \frac{dh_1}{dt} + v_1 \frac{dM_1}{dt}}{M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial P} \right)_{h_1} + M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial P} \right)_{h_2}} \quad (2.3.21)$$

Substituindo-se (2.3.11) e (2.3.21) em (2.3.21) e isolando -
-se $\frac{dP}{dt}$:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} = & - \left\{ v_1 \frac{dM_1}{dt} - h_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \frac{dM_1}{dt} + v_2 \frac{dM_2}{dt} - h_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \frac{dM_2}{dt} \right. \\ & + \left. \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \left[(\dot{\Sigma} \dot{m}_e h_e - \dot{\Sigma} \dot{m}_s h_s)_1 \right] + \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \left[(\dot{\Sigma} \dot{m}_e h_e - \dot{\Sigma} \dot{m}_s h_s)_2 + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\partial Q_2}{dt} \right] \right\} \left\{ M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial P} \right)_{h_1} + v_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P + M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial P} \right)_{h_2} + v_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \right\}^{-1} \end{aligned}$$

ou, em outra notação:

$$\begin{aligned} \dot{P} = & - \left\{ \dot{M}_1 \left(v_1 - h_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \right) + \dot{M}_2 \left(v_2 - h_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \right) + \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P \left[(\dot{\Sigma} \dot{m}_e h_e - \right. \right. \\ & \left. \left. - \dot{\Sigma} \dot{m}_s h_s)_1 \right] + \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \left[(\dot{\Sigma} \dot{m}_e h_e - \dot{\Sigma} \dot{m}_s h_s)_2 + \dot{Q}_2 \right] \right\} \left\{ M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial P} \right)_{h_1} + \right. \\ & \left. + v_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial h_1} \right)_P + M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial P} \right)_{h_2} + v_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial h_2} \right)_P \right\}^{-1} \quad (2.3.22) \end{aligned}$$

Note-se que, conhecendo-se os valores correntes (isto é, em t) de todos os componentes da expressão (2.3.22), pode-se integrá-la e assim determinar a pressão no tempo t + dt.

Pela hipótese (2.2.b), pode-se ter para cada volume de controle: estado bifásico ou líquido comprimido para 2 e estado bi

fásico ou vapor superaquecido para 1.

Se o estado de 1 for bifásico então:

$$v_i = v_l + x_1 (v_v - v_l) \quad (2.3.23)$$

onde:

i - volume de controle de 1 ou 2

v_l - volume específico do líquido saturado

v_v - volume específico do vapor saturado seco

x_1 - título

e também:

$$x_1 = \frac{h_i - h_l}{h_v - h_l}$$

Substituindo-se em (2.3.23):

$$v_i = v_l + \left(\frac{h_i - h_l}{h_v - h_l} \right) (v_v - v_l) \quad (2.3.24)$$

Derivando-se parcialmente a pressão constante:

$$\left. \frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right|_P = \frac{v_v - v_l}{h_v - h_l} \quad (2.3.25)$$

que evidentemente independe de i .

Chamando-se:

$$A_i = v_i - h_i \left. \frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right|_P$$

ficará então, substituindo-se (2.3.24) e (2.3.25):

$$A_i = v_l + \frac{h_i - h_l}{h_v - h_l} (v_v - v_l) - h_i \frac{v_v - v_l}{h_v - h_l}$$

ou então:

$$A_i = \frac{h_v v_\ell - h_\ell v_v}{h_v - h_\ell} \quad (2.3.26)$$

expressão que também independe de i .

Por outro lado, derivando parcialmente (2.3.24) a entalpia constante:

$$\left. \frac{\partial v_i}{\partial P} \right|_{h_i} = \frac{dv_\ell}{dP} - \frac{dh_\ell}{dP} \left(\frac{v_v - v_\ell}{h_v - h_\ell} \right) + (h_i - h_\ell) \left[\frac{\left(\frac{dh_v}{dP} - \frac{dh_\ell}{dP} \right) (v_\ell - v_v) + (h_v - h_\ell) \left(\frac{dv_v}{dP} - \frac{dv_\ell}{dP} \right)}{(h_v - h_\ell)^2} \right]$$

ou então:

$$\left. \frac{\partial v_i}{\partial P} \right|_{h_i} = \frac{dv_\ell}{dP} (1-x_i) + \frac{dv_v}{dP} x_i - \left[\frac{dh_v}{dP} x_i + \frac{dh_\ell}{dP} (1-x_i) \right] \left(\frac{v_v - v_\ell}{h_v - h_\ell} \right) \quad (2.3.27)$$

Chamando-se:

$$B_i = \frac{v_v - v_\ell}{h_v - h_\ell}$$

e, também:

$$C_i = \left. \frac{\partial v_i}{\partial P} \right|_{h_i} + v_i \left. \frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right|_P$$

Então:

$$C_i = (1-x_i) \frac{dv_\ell}{dP} + x_i \frac{dv_v}{dP} - \left[(1-x_i) \frac{dh_\ell}{dP} + x_i \frac{dh_v}{dP} - v_i \right] \cdot \left(\frac{v_v - v_\ell}{h_v - h_\ell} \right) \quad (2.3.28)$$

Chamando também:

$$M_i H_i = (\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s)_i + \dot{Q}_i \quad (2.3.29)$$

Resumindo-se:

De forma geral:

$$A_i = v_i - h_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right)_P$$

Na saturação:

$$A_i = \frac{h_v v_\ell - h_\ell v_v}{h_v - h_\ell}$$

De forma geral:

$$B_i = \left(\frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right)_P$$

Na saturação:

$$B_i = \frac{v_v - v_\ell}{h_v - h_\ell}$$

De forma geral:

$$C_i = \left(\frac{\partial v_i}{\partial P} \right)_{h_i} + v_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial h_i} \right)_P$$

Na saturação tem-se a equação (2.3.28).

Substituindo-se apropriadamente na equação (2.3.22):

$$\dot{P} = - \left[\dot{M}_1 A_1 + \dot{M}_2 A_2 + (B_1) M_1 H_1 + (B_2) M_2 H_2 \right] \cdot \left[M_1 C_1 + M_2 C_2 \right]^{-1} \quad (2.3.30)$$

pode-se também reescrever as equações (2.3.11) e (2.3.12):

$$\dot{h}_1 = \frac{1}{M_1} \left[M_1 H_1 - h_1 \cdot \dot{M}_1 \right] + v_1 \cdot \dot{P} \quad (2.3.31a)$$

$$\dot{h}_2 = \frac{1}{M_2} \left[M_2 h_2 - h_2 \cdot \dot{M}_2 \right] + v_2 \cdot \dot{P} \quad (2.3.31b)$$

As equações (2.3.30) e (2.3.31) formam o sistema principal de equações diferenciais do modelo.

2.4.- Determinação do Estado Termodinâmico do Sistema

Como foi afirmado diversas vezes, o vapor do volume de controle 1 ou está saturado ou superaquecido. É evidente que este estado precisa ser conhecido para que se possa determinar A_1 , B_1 , e C_1 , componentes principais das equações (2.3.30) e (2.3.31).

Conhecidas a entalpia h_1 e a pressão P em um determinado instante, determina-se h_v e h_l que são funções de P somente. Compara-se então h_1 com h_v e h_l : se h_1 estiver dentro do intervalo $[h_v, h_l]$, o vapor estará saturado; caso contrário, estará superaquecido ($h_1 > h_v$).

Um raciocínio inteiramente análogo com h_2 , h_v e h_l se mantém para o volume de controle 2 - saturado ou comprimido.

2.5.- Determinação das Propriedades Termodinâmicas

Precisa-se determinar: $v_1(P, h_1)$, $T_1(P, h_1)$, $\frac{\partial v_1}{\partial h_1}(P, h_1)$ e $\frac{\partial v_1}{\partial P}(P, h_1)$ na região de superaquecimento e de líquido comprimido, e $v_l(P)$, $v_v(P)$, $h_l(P)$, $h_v(P)$, $\frac{dh_l}{dP}(P)$, $\frac{dh_v}{dP}(P)$ e $T(P)$ na região de saturação, para a água.

2.5.1. Região de Superaquecimento

Muitas formulações foram tentadas como o desenvolvimento da equação de REDLICH-KWONG/32/, as correlações fornecidas por H.C. SCHNACKEL/24/ ou de W.G. STELTZ/26/, com o in

conveniente de uma rotina de iteração para a determinação de T a partir de P e h, pois, suas equações são do tipo $f(P,T)$. Finalmente foram utilizadas as correlações obtidas do trabalho de FEI BIU SHUM/25/ que são funções do tipo $f(P,h)$.

2.5.2. Região de Líquido Comprimido

Foi tentada inicialmente a geração de uma rotina de interpolação simples, baseada na hipótese de que o líquido nesta região é praticamente incompressível e a energia é, portanto, uma função fraca da pressão. Como os resultados obtidos não foram bons, usou-se também as correlações do trabalho de FEI BIU SHUM/25/.

2.5.3. Região de Saturação

Utilizou-se da interpolação lagrangiana de quarta ordem (o bloco funcional NLFGEN do CSMP)/10/ na determinação dos valores de v_i , T_i , h_l , h_v , v_l , v_v .

Aproximaram-se as derivadas $\frac{dv_l}{dP}$, $\frac{dv_v}{dP}$, $\frac{dh_l}{dP}$, $\frac{dh_v}{dP}$ pelas diferenças $\frac{\Delta v_l}{\Delta P}$, $\frac{\Delta v_v}{\Delta P}$, $\frac{\Delta h_l}{\Delta P}$, $\frac{\Delta h_v}{\Delta P}$ com ΔP muito pequeno tal

que, por exemplo:

$$\frac{\Delta v_l}{\Delta P} = \frac{v_l(P + \Delta P) - v_l(P)}{\Delta P} \quad (\text{"forward differences"})$$

e as demais de forma análoga.

Como a derivada aproximada dessa maneira tem um erro de truncamento da ordem de $\Delta P/3$, então ΔP deve ser bem pequeno. Foi escolhido um ΔP da ordem de $0,001 \times P$, após o uso de valores maiores, sem alteração dos resultados.

2.6.- Processos de Transferência de Massa e Energia.

Através da Figura (2.1) pode-se perceber as trocas de energia e massa do modelo do pressurizador adotado.

Escreve-se então:

$$\dot{m}_1 = - \dot{m}_{re} + \dot{m}_{bub} - \dot{m}_{cs} - \dot{m}_{co} \quad (a)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{sp} - \dot{m}_{bub} + \dot{m}_{co} + \dot{m}_{cs} + \dot{m}_{su} \quad (b)$$

$$M_1 H_1 = \dot{m}_{bub} h_v - \dot{m}_{co} h_l - \dot{m}_{cs} h_l - \dot{m}_{re} h_v \quad (c)$$

$$M_2 H_2 = \dot{m}_{su} h_{su} + \dot{m}_{sp} h_l + \dot{m}_{cs} h_l - \dot{m}_{bub} h_v + \dot{m}_{co} h_l + \dot{Q} \quad (d)$$

Onde:

\dot{m}_{bub} - taxa de massa vaporizada do volume de controle 2, quando este contém água na saturação.

\dot{m}_{co} - taxa de massa que se condensa do volume de controle 1, quando este contém água na saturação.

\dot{m}_{re} - taxa de massa que escoo pelas válvulas de alívio.

\dot{m}_{cs} - taxa de massa condensada sobre as gotículas do aspersor.

\dot{m}_{sp} - taxa de massa do aspersor.

\dot{m}_{su} - taxa de influxo ou refluxo para, ou do pressurizador.

h_{su} - entalpia da água de influxo ou refluxo

\dot{Q} - taxa de calor gerada pelos aquecedores elétricos.

Nos itens seguintes procurar-se-á descrever com mais detalhes cada um dos processos de transferência de calor e massa.

2.6.1. Os aquecedores elétricos

O modelo prevê a existência de até quatro aquecedores,

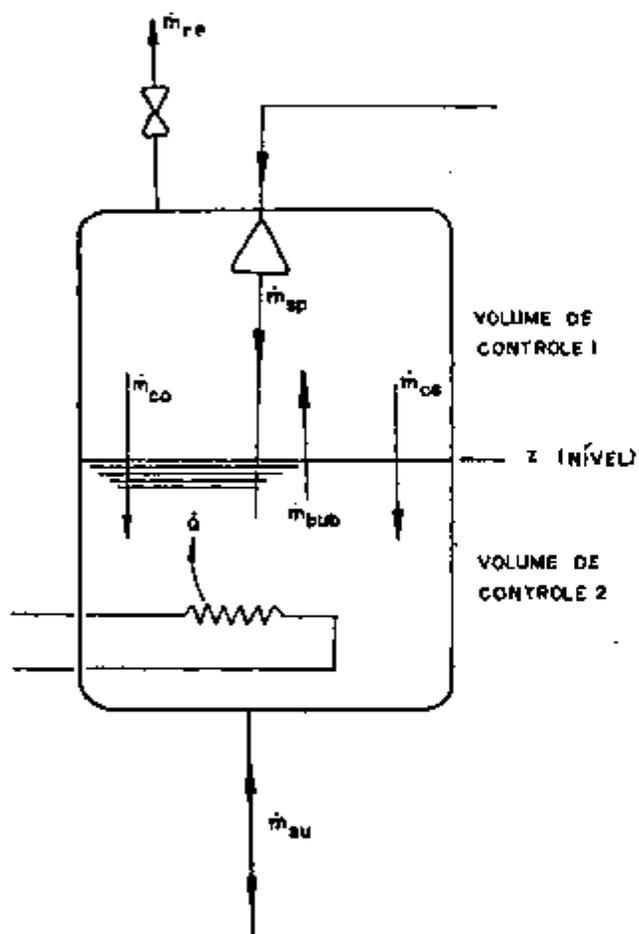


FIG. 2.1 - PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA E MASSA DO MODELO DE PRESSURIZADOR ADOTADO.

sendo um controlado pela temperatura e os demais controlados pela pressão.

O nível de potência gerada poderá ser representado por meio de um atraso de primeira ordem, obedecendo à equação:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{oi} (1 - e^{-(t_{ai} - t)/\tau_i}) \quad (2.6.2)$$

onde:

\dot{Q}_i - nível de potência fornecida pelo aquecedor i.

\dot{Q}_{oi} - máxima potência gerada pelo aquecedor i.

t_{ai} - instante de acionamento do aquecedor i.

t - instante real do tempo

τ_i - constante de tempo do aquecedor i.

Um valor típico de τ_i é 16 segundos /1/.

Ou então, se necessário, o nível de potência poderá ser uma função da diferença de pressão entre a pressão real e uma pressão de referência, segundo a equação:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{oi} \cdot \frac{|P_o - P|}{(P_o - P_{HM_i})} \quad (2.6.3)$$

onde:

P_o - pressão no estado estacionário

P - pressão do transiente

P_{HM_i} - pressão correspondente à potência máxima \dot{Q}_{oi} .

Em qualquer caso, os aquecedores controlados por pressão são acionados quando a pressão cair abaixo de um valor de referência e desligados quando a pressão subir acima de

um outro valor de referência - nesse caso a potência cai a zero instantaneamente. Os valores de referência liga-desliga podem ser diferentes entre si e para cada aquecedor.

Os aquecedores controlados por temperatura são acionados ou desligados por meio da temperatura do volume de controle 2 como no caso da pressão e sua dinâmica é a do atraso de primeira ordem.

Além disso, se o nível da água no volume de controle 2 descer abaixo de um determinado valor de segurança, os aquecedores são imediatamente desligados.

2.6.2. Os aspersores

O modelo prevê a utilização de até quatro aspersores, todos controlados pela pressão de uma forma semelhante à descrita para os aquecedores. Assim:

$$\dot{m}_{sp_i} = FM_i \frac{|P - P_0|}{(P_{FM_i} - P_0)} \quad (2.6.4)$$

onde:

\dot{m}_{sp_i} - fluxo de massa no aspersor i

FM_i - fluxo máximo no aspersor i

P_{FM_i} - pressão correspondente ao fluxo máximo no aspersor i.

Além disso, se o pressurizador ficar totalmente inundado de água, os aspersores são desligados.

A função principal dos aspersores é condensar em torno de suas gotículas uma determinada massa de vapor do volume de controle 1. Pode-se então escrever, tomando-se um volume de controle no entorno de cada gotícula/1//16/:

$$\dot{m}_{sp} (h_g - h_{sp}) = \dot{m}_{cs} (h - h_g)$$

onde:

h_{sp} - entalpia da água do aspersor, suposta constante

portanto:

$$\dot{m}_{cs} = \dot{m}_{sp} \frac{h_g - h_{sp}}{h - h_g} \quad (2.6.5)$$

2.6.3. As Válvulas de Alívio e Segurança

Existe no modelo uma válvula de alívio acionada por pressão como já descrito anteriormente.

Sua área de fluxo é proporcional à diferença entre a pressão real e uma pressão de referência até uma determinada área máxima. Supõe-se que o fluxo de vapor que passa pela válvula equivale ao fluxo crítico de um fluido compressível que escoar de um tanque adiabático, segundo a equação (1), (31):

$$\dot{m}_{re} = A_v \left\{ k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p}{v_1} \right\}^{1/2} \quad (2.6.6)$$

onde:

k - é o expoente adiabático assumido igual a 1,4

A_v - área do fluxo na válvula de alívio

2.6.4. O Influxo ou Refluxo de Água para ou do Pressurizador

O influxo ou refluxo corresponde, respectivamente, à expansão ou à contração do refrigerante no circuito primário quando a energia nuclear gerada é diferente da energia removida pelo gerador de vapor.

Nesse modelo, a taxa de influxo ou refluxo ou é uma função de excitação ou é resultado de uma avaliação feita sobre o nível da água no volume de controle 2, caso em que este passa a ser a função de excitação.

Se a função nível com o tempo for dada: $Z(t)$

$$V_2 = M_2 \quad v_2 = ZA$$

derivando em relação ao tempo:

$$\dot{M}_2 v_2 + \dot{v}_2 M_2 = \dot{Z}A$$

Portanto:

$$\dot{M}_2 = (\dot{Z}A - M_2 v_2) / v_2 \quad (2.6.7)$$

e também:

$$M_{l_2} = (1 - x_2) M_2$$

que, derivando em relação ao tempo, se torna:

$$\dot{M}_{l_2} = \dot{M}_2 (1 - x_2) - M_2 \cdot \dot{x}_2 \quad (2.6.8)$$

Como a variação de líquido no volume de controle 2 é devido a \dot{m}_{su} , \dot{m}_{sp} , \dot{m}_{co} e \dot{m}_{cs} :

$$\dot{m}_{su} = \dot{M}_{l_2} - \dot{m}_{sp} - \dot{m}_{co} - \dot{m}_{cs} \quad (2.6.9)$$

onde:

V_2 - volume total do volume de controle 2

A - área da seção reta do pressurizador

Z - nível de água no volume de controle 2

\dot{M}_{l_2} - massa total de líquido no volume de controle 2

x_2 - título do vapor no volume de controle 2.

Então, quando o nível 2 for a função dada como entrada para o modelo, as equações (2.6.7), (2.6.8) e (2.6.9) devem substituir a equação (2.6.1.b).

Além de tudo isso, a entalpia do influxo ou refluxo de veria ser aquela da perna quente do circuito primário. No entanto, como esse é um parâmetro de difícil determinação, h_{su} é suposta constante e dada.

2.6.5. A Taxa de Ebulição do Volume de Controle 2.

Supondo-se um fluxo de vapor de 2 para 1, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{bub} = \alpha_2 V_b \cdot A/v_2$$

onde:

α_2 - fração volumétrica de vapor no volume de controle 2.

V_b - velocidade da ebulição.

Como:

$$\alpha_2 = x_2 \left(\frac{v_v}{v_2} \right)$$

então

$$\dot{m}_{bub} = x_2 \cdot A V_b v_v / v_2 \quad (2.6.10)$$

Segundo os estudos experimentais de J.F.WILSON, R. J. GREY e J.F. PATTERSON/33/, V_b pode ser correlacionado pela seguinte equação:

$$\alpha_2 = k \left(\frac{v_l}{v_v - v_l} \right)^{0,17} \left[\frac{\sqrt{\frac{\sigma v_l v_v}{g(v_v - v_l)}}}{d} \right]^{0,1} \left[\frac{v_b}{\left\{ g \sqrt{\frac{\sigma v_l v_v}{g(v_v - v_l)}} \right\}^{1/2}} \right]^a$$

(2.6.11)

como \underline{a} e \underline{k} constantes sujeitas aos seguintes valores:

$$k = 0,68 \text{ e } a = 0,62 \text{ se } \left[\frac{v_b}{\left\{ g \sqrt{\frac{\sigma v_l v_v}{g(v_v - v_l)}} \right\}^{1/2}} \right] < 2$$

$$k = 0,88 \text{ e } a = 0,40 \text{ se } \left[\frac{v_b}{\left\{ g \sqrt{\frac{\sigma v_l v_v}{g(v_v - v_l)}} \right\}^{1/2}} \right] \geq 2$$

onde:

g - aceleração da gravidade

D - diâmetro do pressurizador

σ - tensão superficial na interface líquido vapor

A tensão superficial, por sua vez, pode ser correlacionada por /30/:

$$\sigma = 3,5578 \times 10^{-2} + (4,28158 \times 10^{-10} \cdot P - 2,0460 \times 10^{-5}) \times 0,14503 \times P$$

Com a pressão em KPa e σ em N/m

(2.6.12)

Quando houver líquido comprimido em 2, \dot{m}_{pub} será igual a zero.

2.6.6. A Taxa de Condensação do Volume de Controle 1.

Supondo-se que existe um fluxo de condensado de 1 para 2, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{\text{CO}} = (1 - \alpha_1) V_c \cdot A / v_1$$

onde:

α_1 - fração volumétrica de vapor do volume de controle 1.

V_c - velocidade das gotas de condensado.

Mas:

$$\alpha_1 = x_1 \cdot \frac{v_v}{v_1}$$

e, portanto:

$$\dot{m}_{\text{CO}} = \left(1 - x_1 \frac{v_v}{v_1}\right) \frac{V_c \cdot A}{v_1} \quad (2.6.13)$$

Uma vez que \dot{m}_{CO} é muito pequena, porque o título em 1 será sempre muito alto, V_c será considerada constante e igual a 0,06 m/s [1, /30/]. Quando o vapor estiver superaquecido, \dot{m}_{CO} será igual a zero.

3. SIMULAÇÃO DO MODELO

3.1.- *Introdução*

O uso extensivo de computadores na análise e projeto de sistemas de controle, começou a partir dos anos 50. A necessidade de computadores tornou-se mais aguda quando os pesquisadores se viram face ao problema de lidar com grandes sistemas de equações não lineares, para os quais não parecia possível uma solução analítica.

Os computadores analógicos, por causa de sua capacidade de realização de processamento paralelo tornaram-se valiosos para a simulação de modelos matemáticos em tempo real. Assim, é bem conhecida a sua eficiência ao lidar com equações diferenciais ordinárias. Porém essa eficiência deixa muito a desejar quando a simulação envolve atrasos de tempo, decisões lógicas, capacidade de memória e um grande número de operações aritméticas.

Por outro lado, um computador digital puro possui em geral boa capacidade de memória, arquivo de programas armazenados e armazenáveis, alta precisão e capacidade de manipulação

com operações matemáticas em alta velocidade, mas é limitado a operações seriadas e/ou iterativas.

A união de um computador digital a um analógico, começou assim a despertar o interesse dos pesquisadores, surgindo então, toda uma geração de máquinas híbridas/23/.

Outra forma de resolver o dilema analógico-digital, começou a ser buscada incessantemente pelos especialistas em SOFTWARE: obter do próprio computador digital a capacidade de lidar com blocos funcionais e simulação em tempo pseudo-real, sem perder as vantagens do processamento digital.

Dessa busca, logo surgiram diversos programas (códigos computacionais) dos quais talvez, o mais conhecido seja o CSMP.

3.2.- O programa CSMP

O S/360 CSMP ("Continuous System Modeling Program"), baseado no DSL/90 ("Digital Simulation Language"), é um programa computacional orientado à resolução de problemas contínuos em computadores digitais de grande porte.

O programa dispõe de uma linguagem orientada para aplicações, que permite que os problemas sejam preparados diretamente e simplesmente seja a partir de uma representação em diagramas de blocos, seja através de um sistema de equações diferenciais ordinárias.

O programa inclui um conjunto básico de 34 blocos funcionais com os quais os componentes de um sistema contínuo pode ser representado, e aceita comandos que definem as conexões entre esses blocos funcionais.

O S/360 CSMP também aceita a maioria dos comandos em

FORTRAN, que permitem ao usuário manipular facilmente problemas não lineares e variáveis com o tempo de complexidade considerável.

O usuário dispõe também da possibilidade de gerar seus próprios blocos funcionais ("Macro Functions"), que podem ser invocadas em qualquer parte do programa, apenas pelo seu nome definido previamente - algo análogo a uma "function" ou "subroutine" da linguagem FORTRAN.

As entradas e saídas do programa são simplificadas por meio de um formato livre para dados de entrada e de comandos de controle de entrada e saída orientados pelo próprio usuário. As opções de saída incluem impressão das variáveis em um formato tabular padrão, impressão gráfica ("Print - Plotting") e preparação de conjuntos de dados para uso de programas de "Plotter" do usuário.

Duas importantes características do S 360/CSMP são ainda o sequenciamento arbitrário dos comandos - que serão ordenados por um algoritmo interno de sequenciamento, e uma ampla escolha dos métodos de integração numérica centralizada, com critérios próprios de erro ou a serem definidos pelo usuário/10//17/.

Uma descrição dos blocos funcionais do S 360/CSMP pode ser obtida no Apêndice A/10/.

Por todas essas características o programa S 360/CSMP foi escolhido para a simulação do pressurizador.

3.3.- A Simulação do Modelo

3.3.1. Generalidades

Da natureza do sistema físico e do modelo matemático,

com as hipóteses já apresentadas, e por causa das características do programa computacional escolhido para sua implementação, torna-se aparente que a simulação deve ser realizada em espaço contínuo e tempo discretizado (CSDT - "Continuous Space and Discrete time")/22/.

Além disso, percebe-se do equacionamento matemático, que se está diante de um sistema de equações diferenciais ordinárias cujas condições de contorno são os valores de inicialização de determinadas variáveis - um problema de valor inicial.

Pode-se ter uma idéia do fluxo da simulação pela Figura (3.1), porém deve-se ter em mente que cada um dos parâmetros dos volumes de controle 1 e 2 dependem dos respectivos estados termodinâmicos em que se encontram em um determinado instante, como descrito anteriormente e ilustrado no diagrama da Figura (3.2).

Também, como já foi explicado, existe uma infinidade de pequenas decisões lógicas independentes envolvendo Z , \dot{m}_{sp} , \dot{m}_{re} , \dot{m}_{bub} , \dot{m}_{co} e \dot{Q} , que devem ser tomadas no início de cada passo de integração. Essas decisões lógicas estão descritas esquematicamente nos itens (B.1), (B.2), (B.3), (B.4) e (B.5) do apêndice.

3.3.2. O Método de Integração Utilizado

De todos os métodos de integração disponíveis no programa CSMP, dois foram testados: o método de Runge-Kutta de quarta ordem de passo de integração variável e o método Trapezoidal de passo fixo/10/. Escolheu-se então, o segundo, pois o primeiro método, além de não melhorar em nada a precisão dos resultados, estendeu demasiadamente o tempo de pro

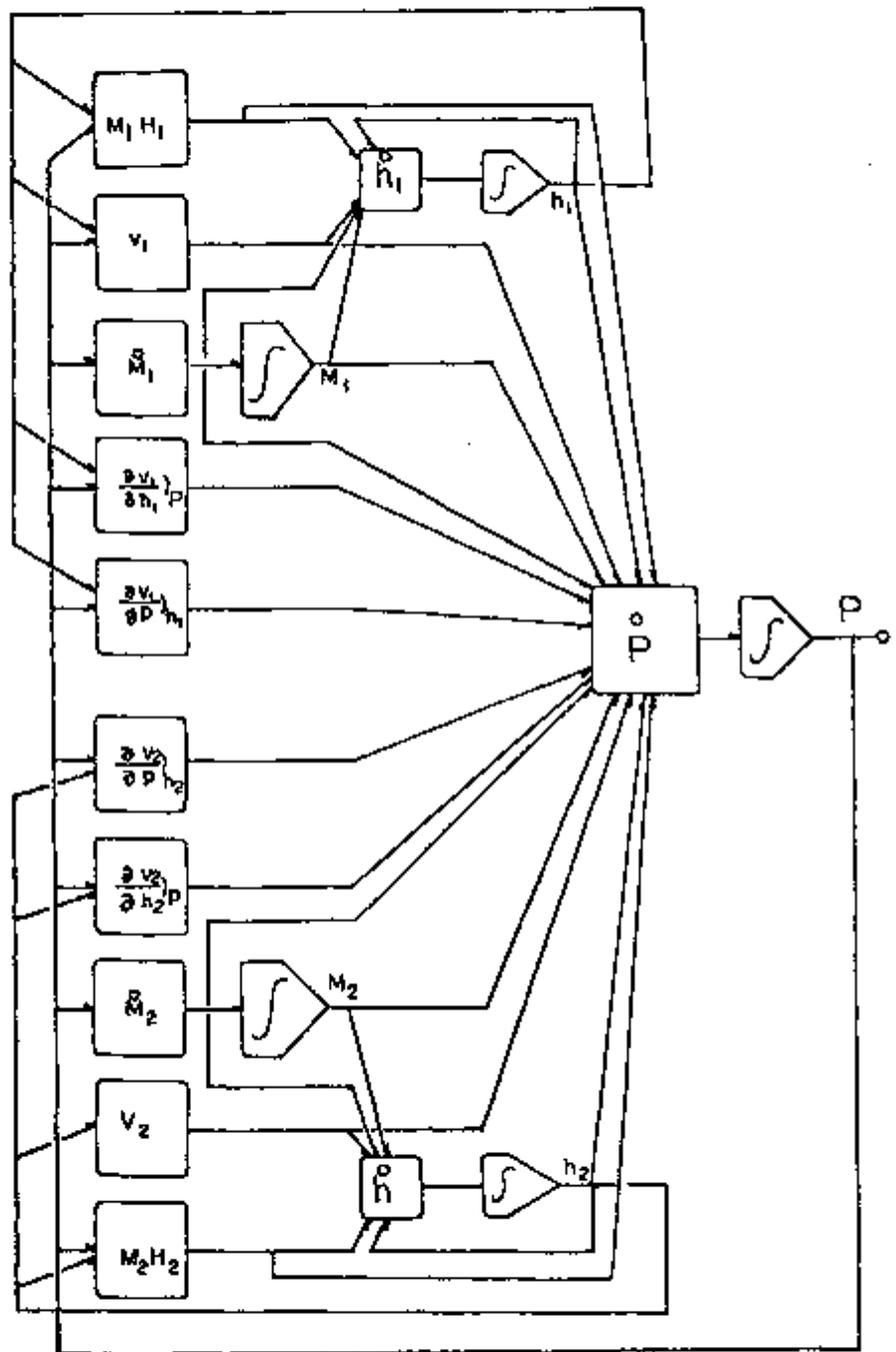
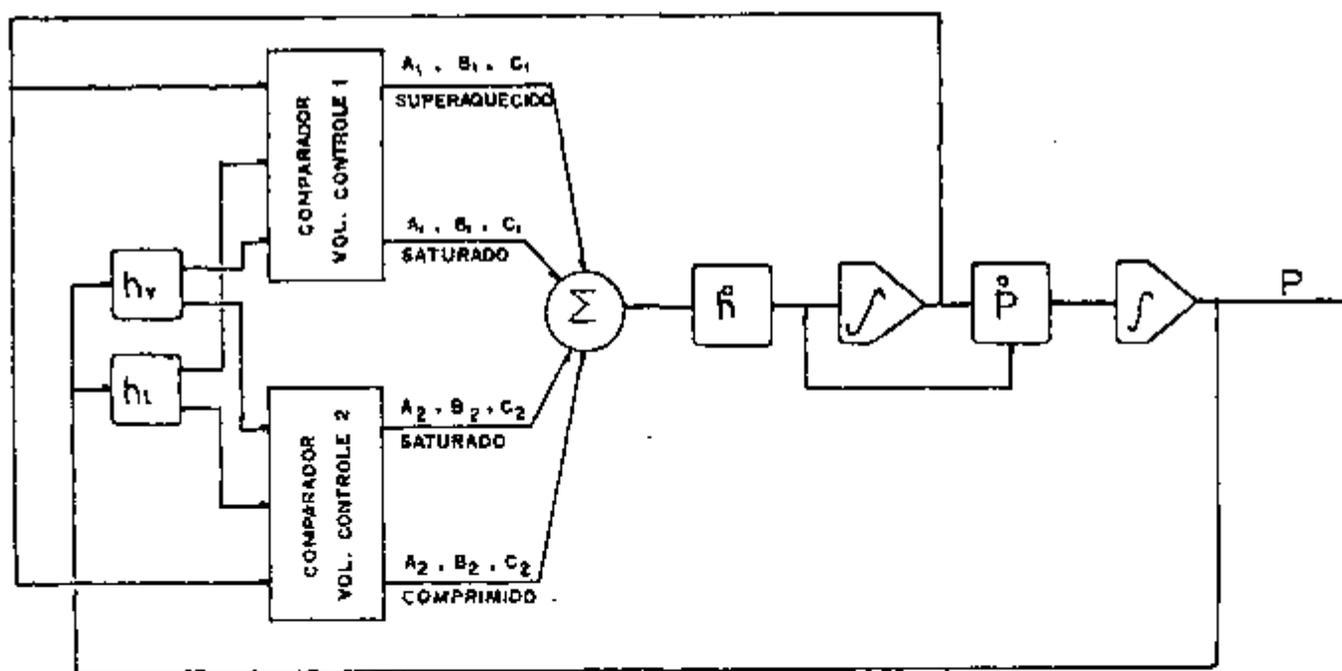


FIG. 3.1 - DIAGRAMA DE BLOCOS SIMPLIFICADO DO FLUXO DA SIMULAÇÃO



3.2 - DIAGRAMA DE BLOCOS RESSALTANDO AS DECISÕES LÓGICAS ADVINDAS DOS POSSÍVEIS ESTADOS TERMOINÂMICOS

cessamento.

A base do método trapezoidal é a que se segue:

- da definição de derivada podemos escrever para um função f:

$$\frac{df(t)}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{f(t + \Delta t) - f(t)}{\Delta t} = \dot{f}(t).$$

portanto:

$$f(t + \Delta t) \cong f(t) + \dot{f}(t) \Delta t$$

com Δt suficientemente pequeno e constante.

Considerando-se o tempo total de simulação, que na maioria dos transientes era maior que 100 segundos, utilizou-se um Δt igual a 0,1 segundo. Intervalos de tempo menores do que esse não melhoraram em nada os resultados e aumentaram o tempo total de processamento desnecessariamente.

4. APLICAÇÕES DO MODELO E RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo descrevem-se os casos considerados para os quais foram aplicados o modelo de simulação aqui desenvolvido. A escolha desses casos foi feita unicamente baseada na disponibilidade de dados e na relevância do fenômeno analisado para a simulação proposta.

4.1.- Pressurizador de Angra I

Caso I - Dez por cento de acréscimo súbito de carga (ver Figuras (4.1), (4.2), (4.3) e (4.4)).

Os dados de entrada (influxo ou refluxo de água) bem como, os dados do pressurizador foram obtidos da Ref. /30/. Os resultados experimentais foram obtidos da mesma referência. Plotou-se também a curva de nível de água no pressurizador e a evolução das temperaturas do volume de controle 1 e do volume de controle 2. Por estas curvas pode-se perceber que os volumes de controle assumem diversos estados termodinâmicos. Inicialmente, ambos estão saturados. Aproximadamente aos 90 segundos o vapor torna-se superaquecido e o líquido torna-se comprimido.

Caso II - Acidente de perda de carga, com aspersores e válvula de alívio em operação: Começo da vida do reator (ver Figuras (4.5) e (4.6)).

Os dados de entrada (nível de água no pressurizador) foram obtidos da Ref./8/. Os dados do pressurizador foram obtidos tanto da Ref./8/ como da Ref./30/. Para estes últimos dados, observou-se a existência de contradições entre alguns dados apresentados nas duas referências. Estas contradições foram sanadas utilizando-se somente dados em que a coerência entre eles fossem observadas. A evolução da pressão experimental com o tempo é a fornecida pelo fabricante na Ref./8/.

Caso III - Acidente de perda de carga, com aspersores e válvula de alívio em operação: fim da vida do reator (Ver Figuras (4.7) e (4.8)).

Transiente análogo ao caso II, também Obtido da Ref./8/

Caso IV - Atuação espúria do sistema de injeção de segurança em potência nominal. (Ver Figuras (4.9) e (4.10)).

Os dados de entrada (nível de água no pressurizador) foram obtidos da Ref./8/, na forma de percentagem de líquido em volume no pressurizador. Os dados do pressurizador foram obtidos de forma análoga aos Casos II e III. Ainda, a curva experimental da pressão foi obtida da Ref./8/.

Observou-se, então, nos transientes de ANGRA I, uma boa concordância entre os resultados fornecidos pelo fabricante e pelo modelo, em que pese a dificuldade de obtenção de dados como programas de controle de aspersores e aquecedores ou entalpias do influxo ou refluxo e da água dos aspersores.

4.2.- Pressurizador de Shippingport

Caso I - Acréscimo de dez por cento de carga (Ver Figuras (4.11), (4.12), (4.13)).

Os dados de entrada (influxo ou refluxo de água) bem como os dados do pressurizador foram obtidos das Refs./1/,/20/. Os resultados experimentais foram obtidos das Refs./1/ e /30/. O programa TOPS é um modelamento mais sofisticado/20/ e pode-se comparar o resultado obtido com a sua utilização e com o modelo presente. Note-se que a diferença máxima entre o resultado experimental e o do modelo é menor que 200 KPA (2 bars) e o tempo em que a pressão é mínima praticamente coincide.

Caso II - Perda de Carga de 51 MWe para zero (Ver Figuras (4.14) e (4.15)).

Os dados de entrada (nível de água no pressurizador) foram obtidos das curvas da Ref./20/. Os parâmetros do pressurizador foram obtidos das Refs./11/,/20/ como no Caso I.

Os resultados experimentais e do TOPS foram obtidos na Ref./20/. Observe-se que, apesar do resultado do modelo parecer ruim em relação ao experimental, a diferença máxima é menor do que 500 KPA (5 bars) e a tendência geral da pressão é mantida.

Caso III- Perda de 74 MW para 10 MWe e sete minutos depois, para zero (Ver Figuras (4.16) e (4.17)).

Os dados de entrada (nível de água no pressurizador) foram obtidos da Ref./20/ os parâmetros do pressurizador foram obtidos da referência citada e na Ref./30/. Para estes últimos dados, observou-se a existência de contradições entre al

guns dados apresentados nas duas referências. Estas contradições foram sanadas utilizando-se somente dados em que a coerência entre eles fossem observadas. As curvas experimentais foram obtidas nas Refs./16/ e /20/. Observe-se que a perda de carga limitada a um degrau pelas válvulas de derivação de vapor ("bypass") no circuito secundário, induz um transiente cíclico de pressão, como é reproduzido na curva experimental e, com boa concordância, na curva do modelo. Cada pico dessas curvas coincide aproximadamente com uma queda de carga.

Caso IV - Perda de carga de 105 MWe para 30 MWe, sete minutos depois para 10 MWe, e três minutos depois para zero (Ver Figuras (4.18), (4.19) e (4.20)).

Os dados de entrada (influxo ou refluxo de água) foram obtidos da Ref./16/, com os mesmos parâmetros do Caso III. As curvas experimentais foram obtidas nas Refs./16/ e /20/. Esse também é um transiente cíclico de pressão, cada pico correspondendo a um degrau de decréscimo de carga.

Também, para os transientes de SHIPPINGPORT valem as conclusões do item 4.1 : boa concordância dos resultados, a pesar da dificuldade de obtenção dos parâmetros e dados.

4.3.- Pressurizador de ANGRA II/III

Caso I - Desligamento do Reator (Ver Figuras (4.21) e (4.22)).

Os dados de entrada (nível de água no pressurizador) , os parâmetros e as curvas experimentais foram obtidas da Ref./19/. A tendência geral da curva é mantida, apesar da diferença máxima de 5 bars.

Caso II - Desligamento de turbina e inserção das barras de controle: válvulas de derivação de vapor abertas (Ver Figuras (4.23) e (4.24)).

Dados de entrada (nível de água) e curvas experimentais foram obtidos da Ref./19/. Os parâmetros são de modo geral os mesmos do Caso I. A diferença acentuada no fim do transiente deve-se provavelmente à indeterminação da curva de nível de água fornecida pela Ref./19/.

Caso III- Desligamento de turbina e inserção das barras de controle: válvulas de derivação de vapor fechadas (Ver Figuras (4.25) e (4.26)).

Análogo ao Caso II. Observe-se que nesse caso foi acionada a válvula de alívio por alguns segundos. Note-se também que, a curva experimental fornecida só vai até 60 segundos.

Caso IV - Retirada descontrolada de barra de controle a plena potência (Ver Figuras (4.27) e (4.28))

Análogo aos Casos I e III. A tendência geral das curvas é reproduzida, sendo que a maior diferença é de 5 bars.

Em todos esses transientes, admitindo-se que o fabricante não estava interessado na precisão das curvas, mas na sua tendência geral, a aplicação do modelo fica duplamente prejudicada: na entrada de dados (por exemplo, nível de água) e na verificação dos resultados obtidos. Pode-se assim considerar como razoáveis os resultados obtidos.

4.4.- Pressurizador do NPD (Nuclear Power Demonstration)

Caso Único - Perda de carga. Aspersores, Aquecedores e válvula de alívio inoperantes (Ver Figuras (4.29) e (4.30)).

Dados de entrada (nível de água), parâmetros e curvas experimentais obtidas da Ref./2/. Como a pressão de operação desse pressurizador é atipicamente baixa, algumas correlações, como por exemplo, a de tensão superficial da água, vêm ultrapassada a sua faixa de validade. Entretanto, o resultado é razoável, a tendência é mantida e as diferenças de pressão não ultrapassam 1,5 bar.

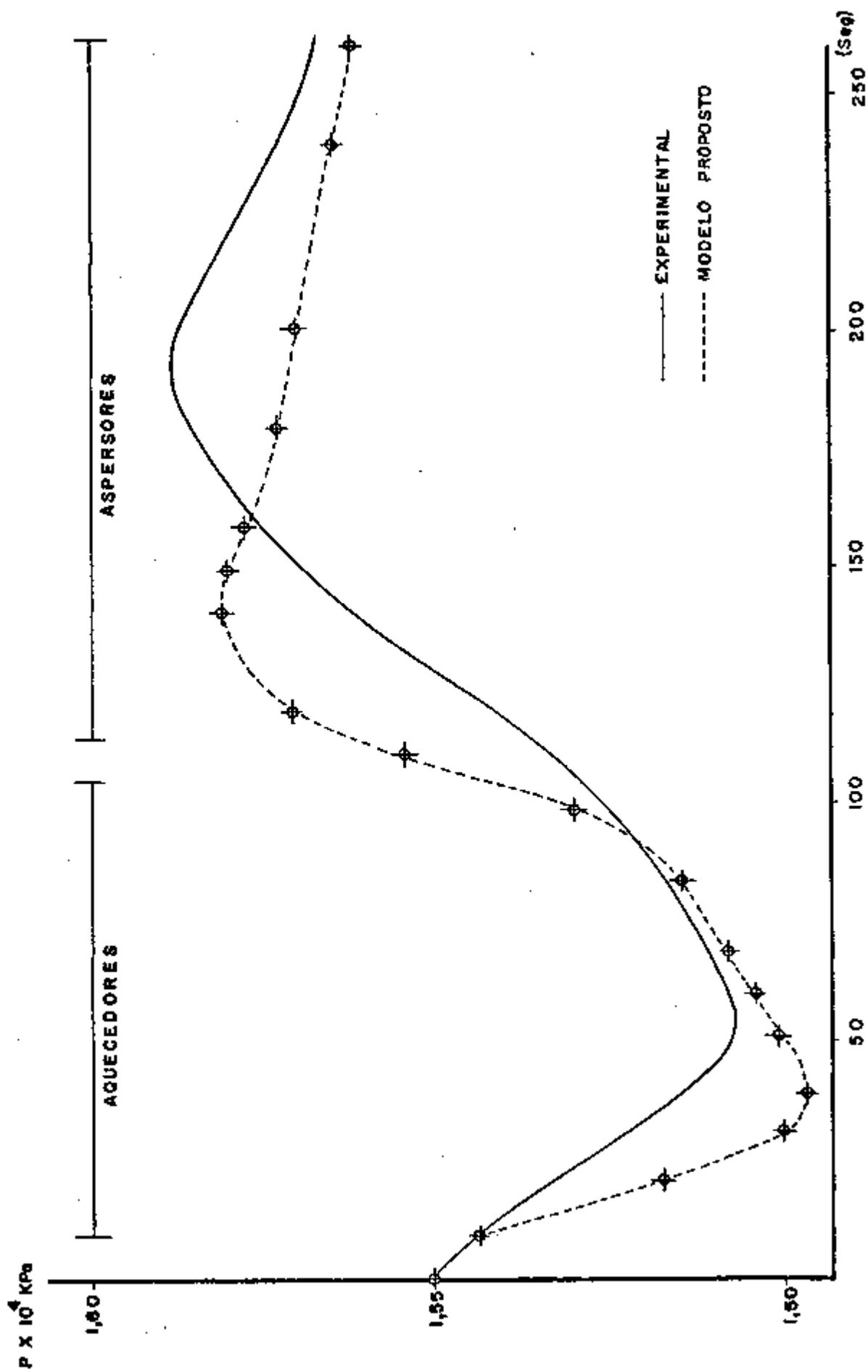


FIG. 4.1 - ANGRA 1 - CASO 1: DEZ POR CENTO DE ACRÉSCIMO SÚBITO DE CARGA
PRESSÃO NO PRESSURIZADOR

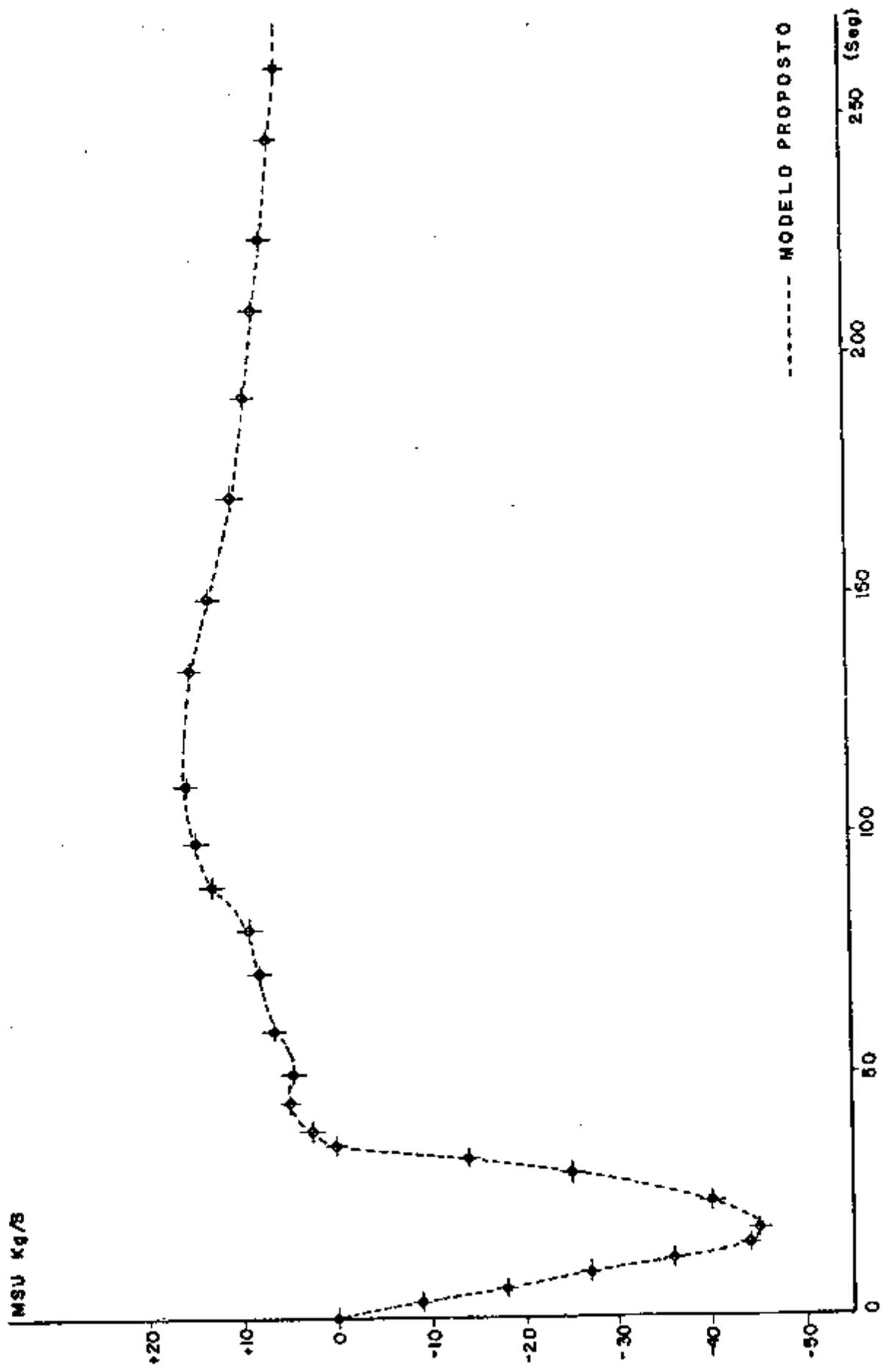


FIG. 4.2 - ANGRA 1 - CASO 1 - MASSA DE INFLUXO OU REFLUXO NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

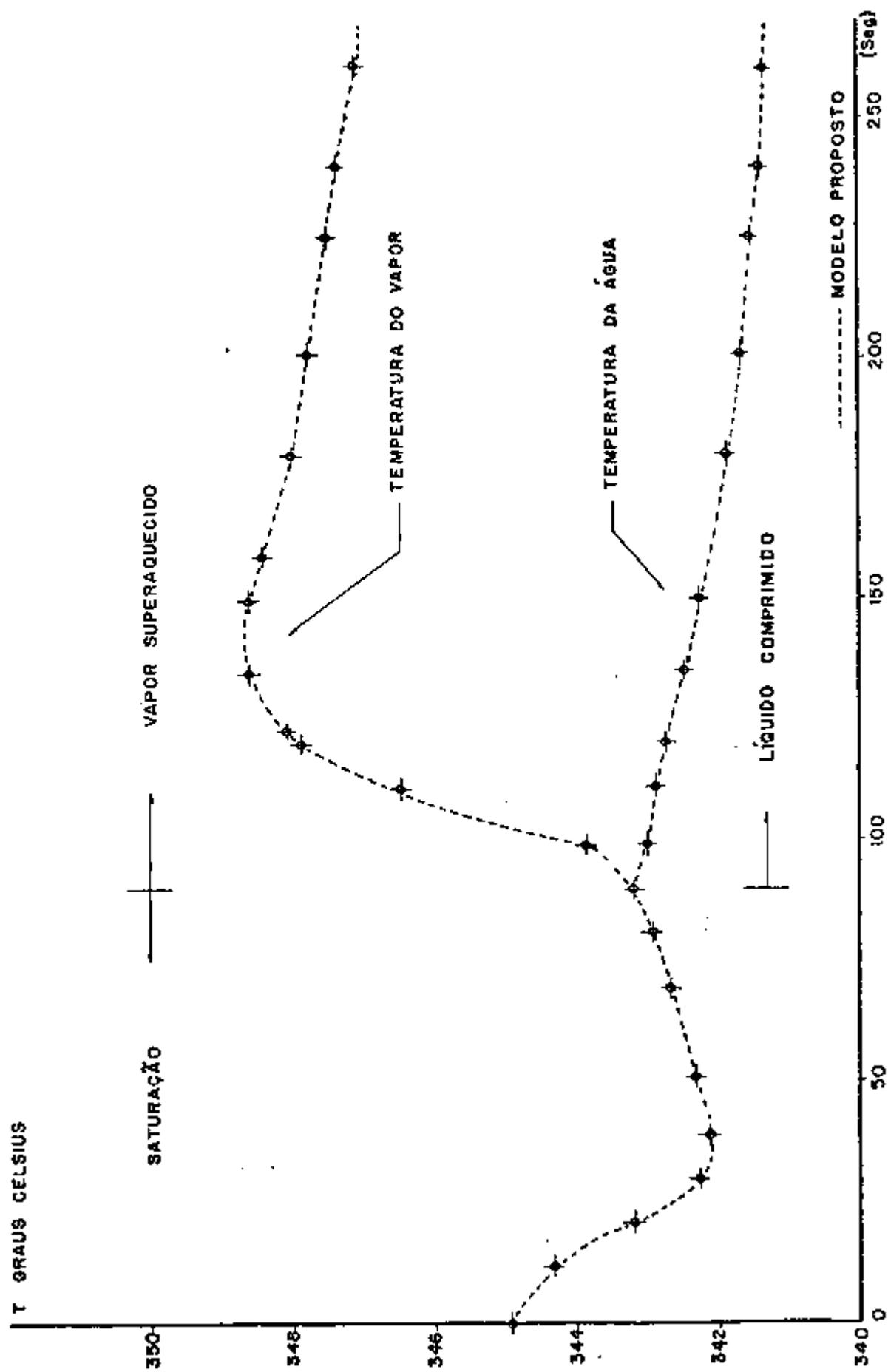


FIG. 4.3 - ANGRA I - CASO I - TEMPERATURA NO PRESSURIZADOR

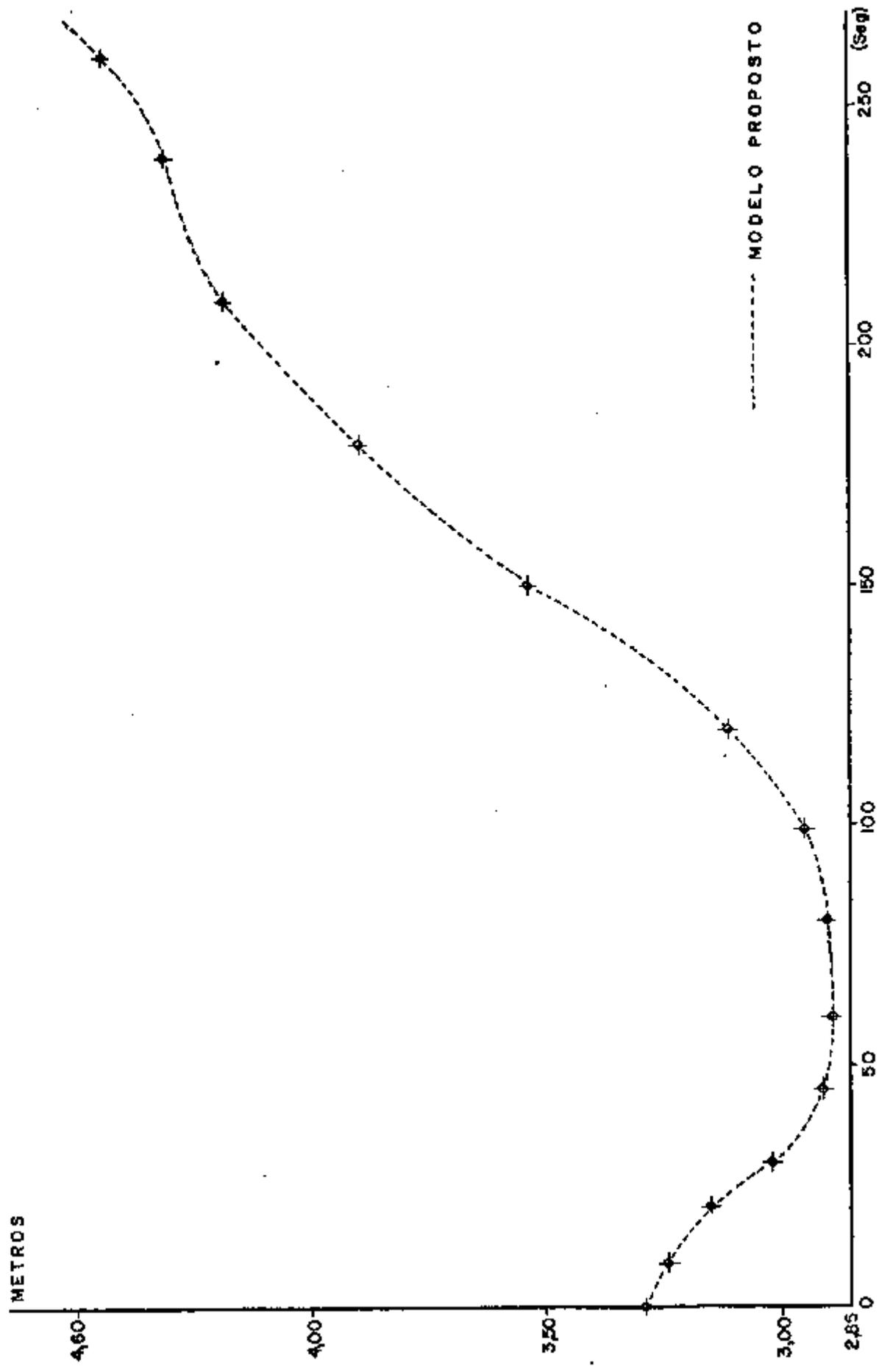


FIG. 4.4 - ANGRA I - CASO I - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR

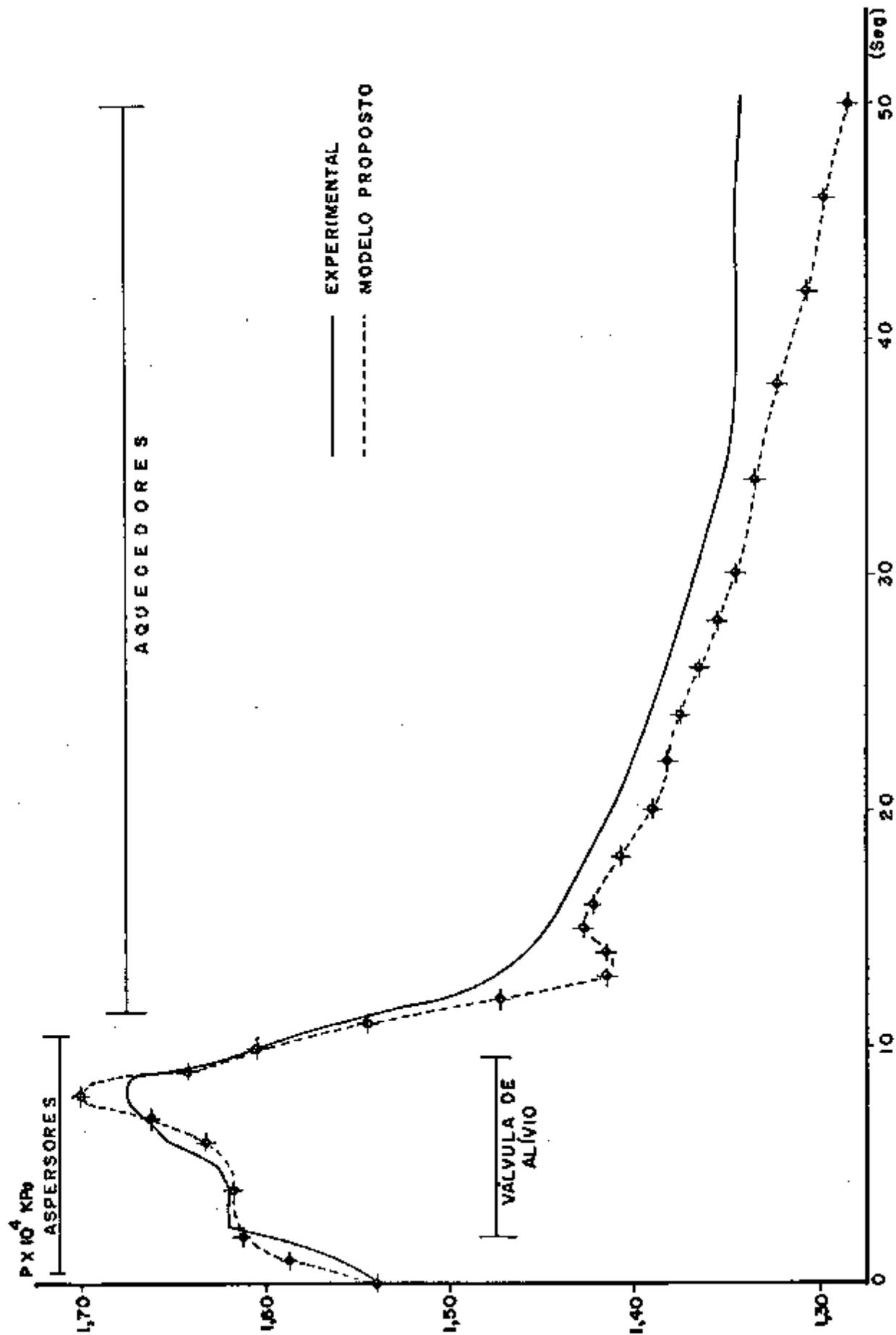


FIG. 4.5 - ANGRA I - CASO II - ACIDENTE DE PERDA DE CARGA, COM ASPERSORES E VÁLVULA DE ALÍVIO EM OPERAÇÃO: COMEÇO DE VIDA DO REATOR.

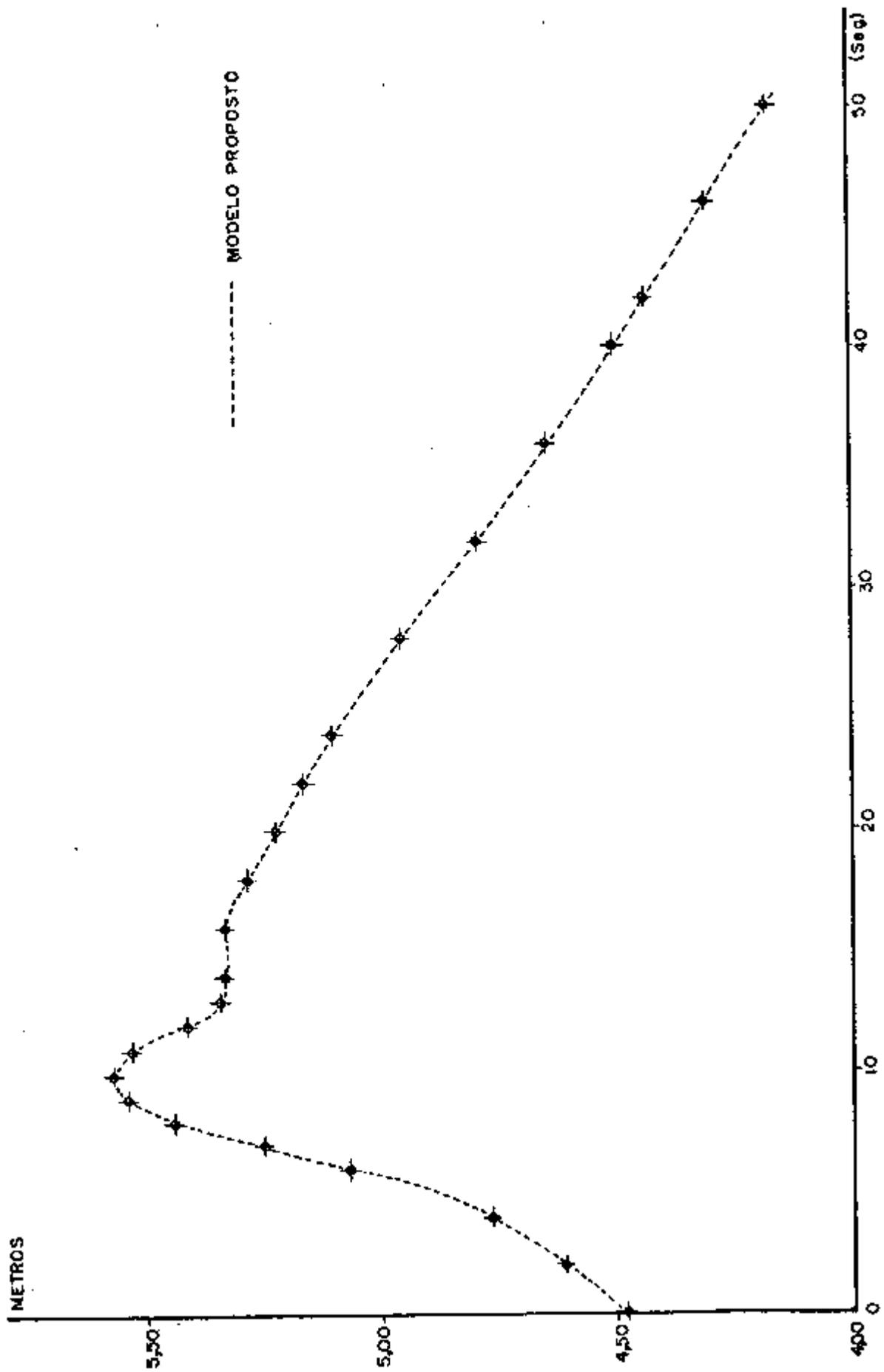


FIG. 4.6 - ANGRA I - CASO II: NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

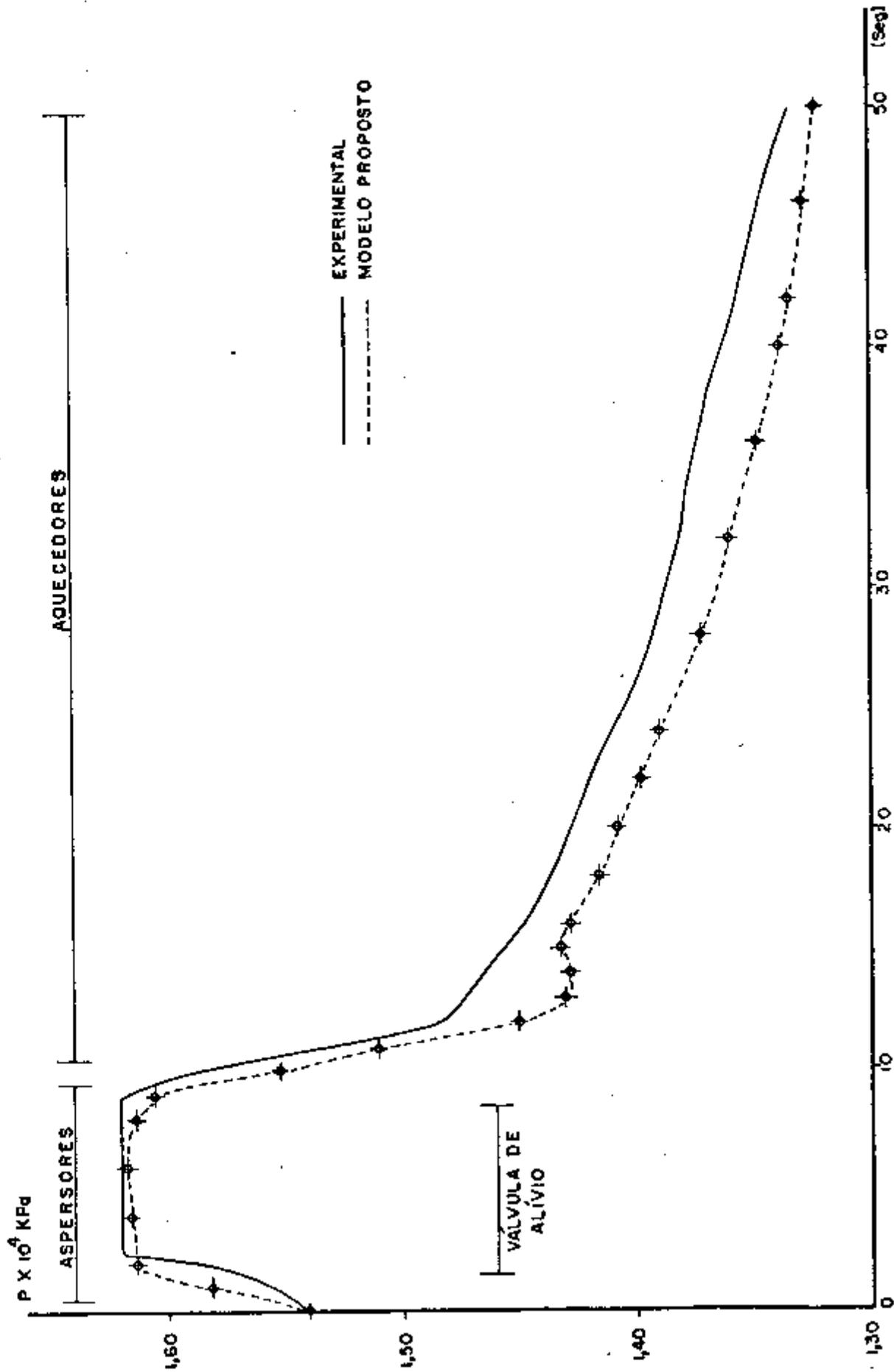


FIG. 47 - ANGRA 1 - CASO III - ACIDENTE DE PERDA DE CARGA COM ASPERSORES E VALVULA DE ALIVIO EM OPERAÇÃO : FIM DA VIDA DO REATOR

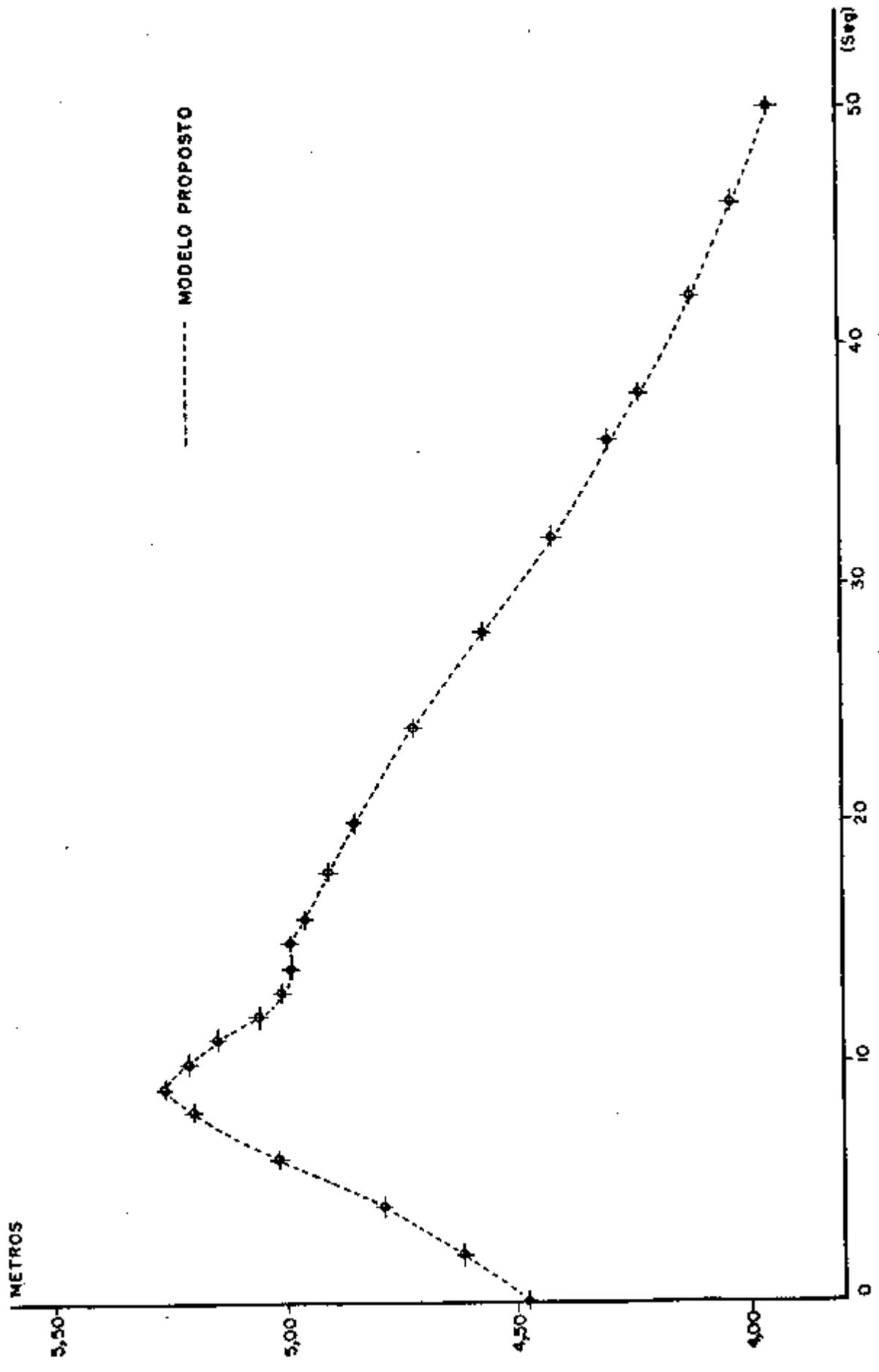


FIG. 4.8 - ANGRA I - CASO III - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

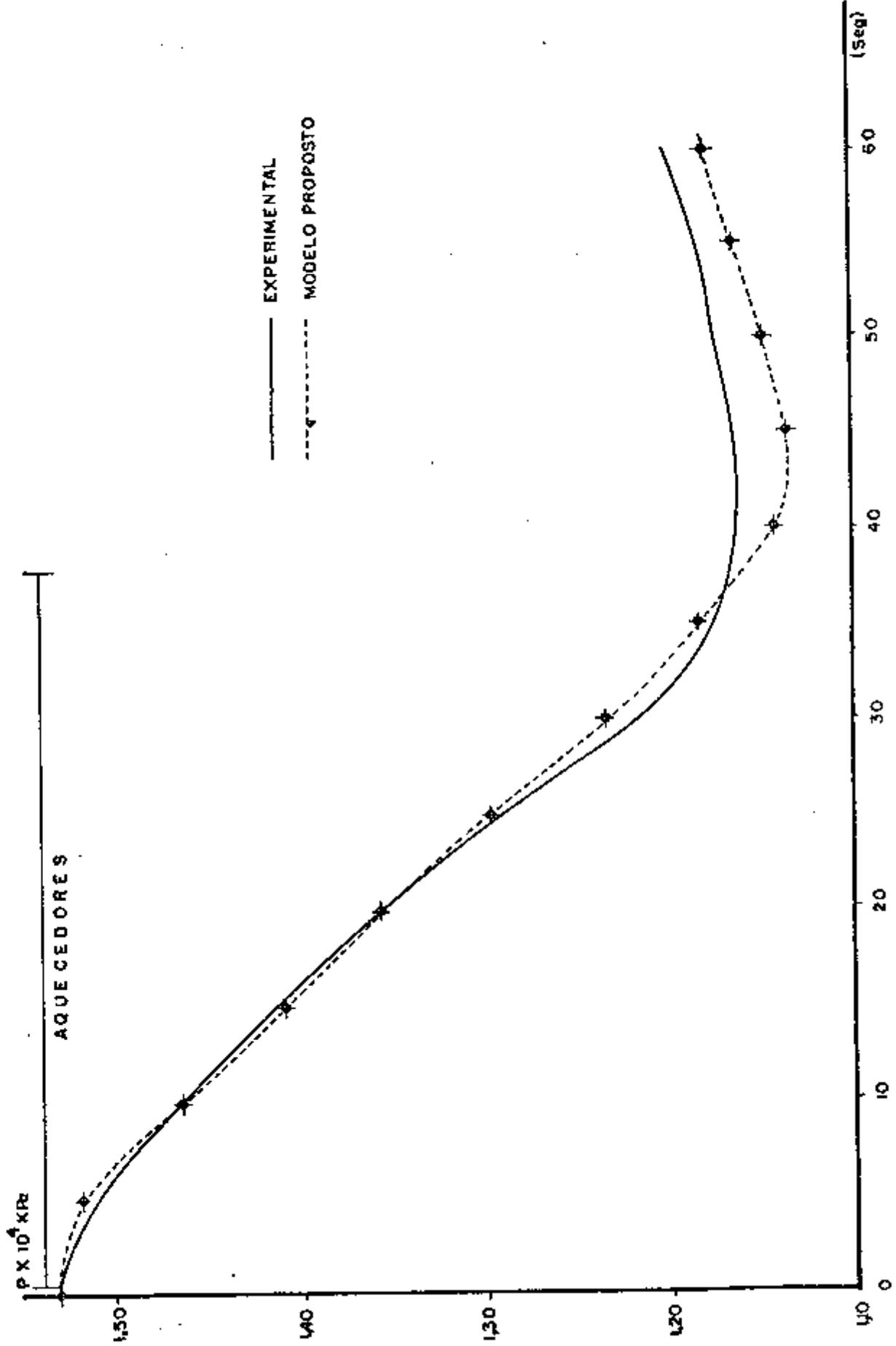


FIG. 4.9 - ANGRA 1 - CASO IV - ATUAÇÃO ESPÚRIA DO SISTEMA DE INJEÇÃO DE SEGURANÇA EM POTÊNCIA NOMINAL

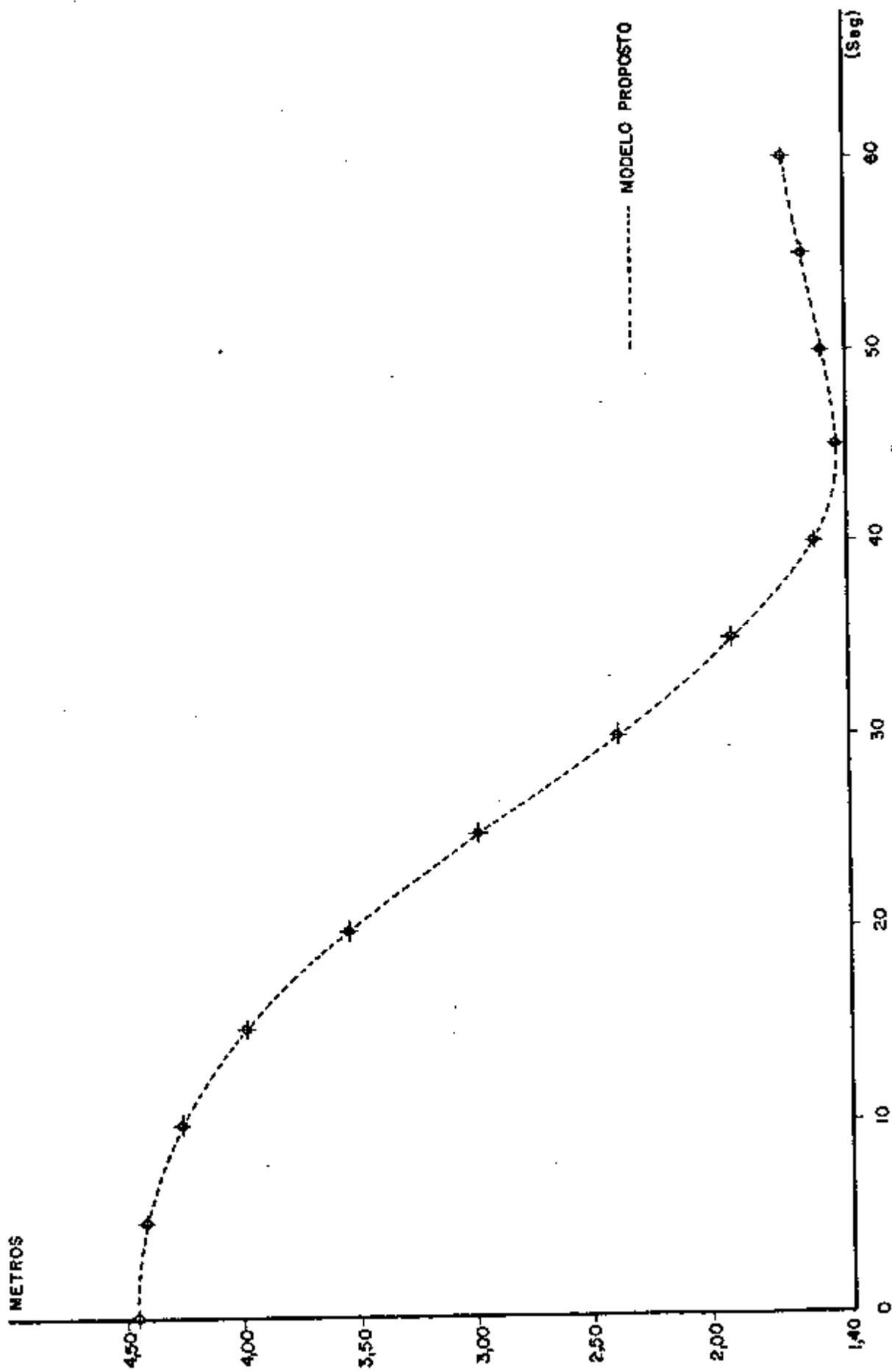


FIG. 4.10 - ANGRA I - CASO IV - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

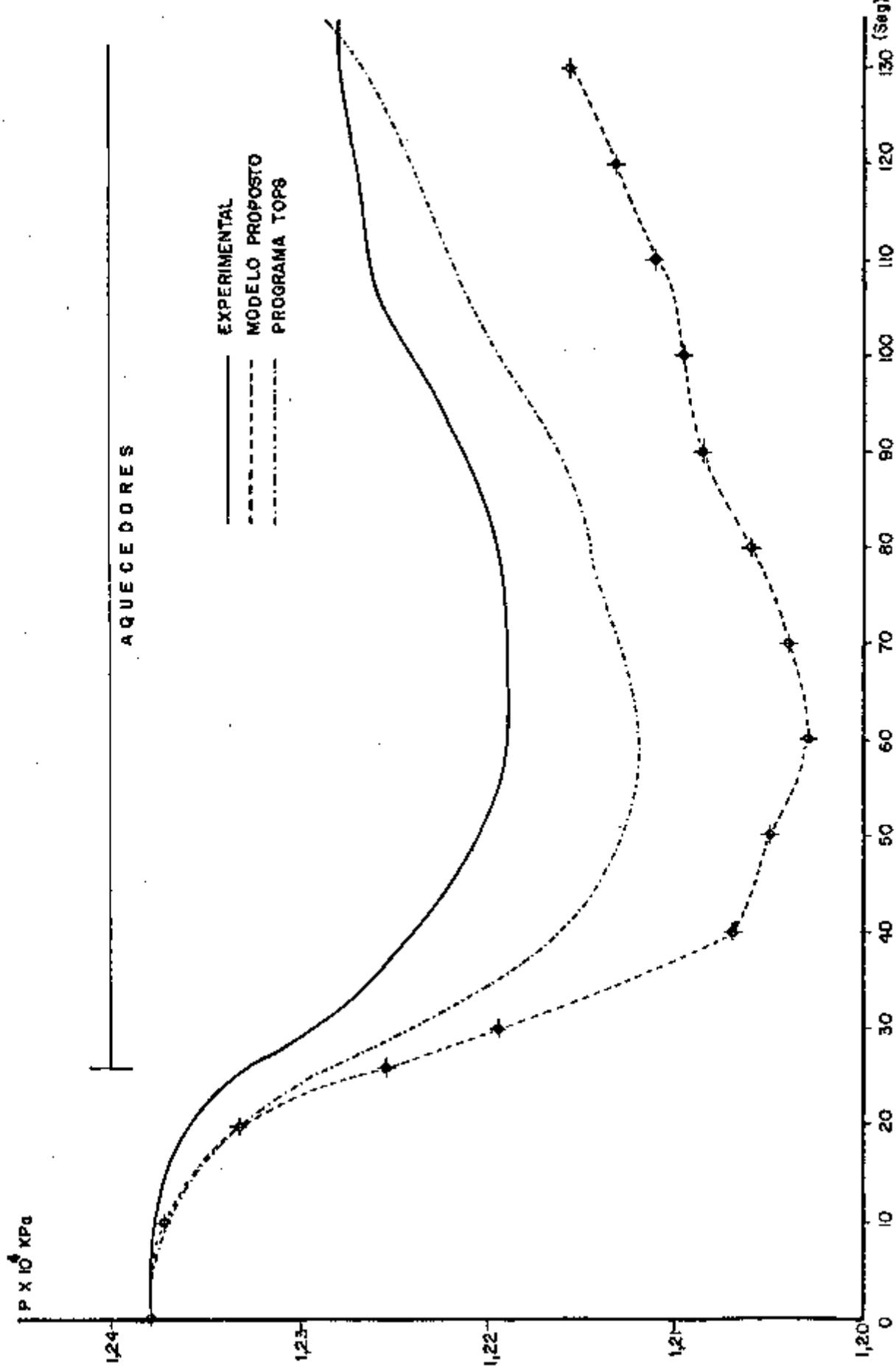


FIG. 4.11 - SHIPPINGPORT - CASO I - AGRÉSCIMO SÚBITO DE DEZ POR CENTO DE CARGA

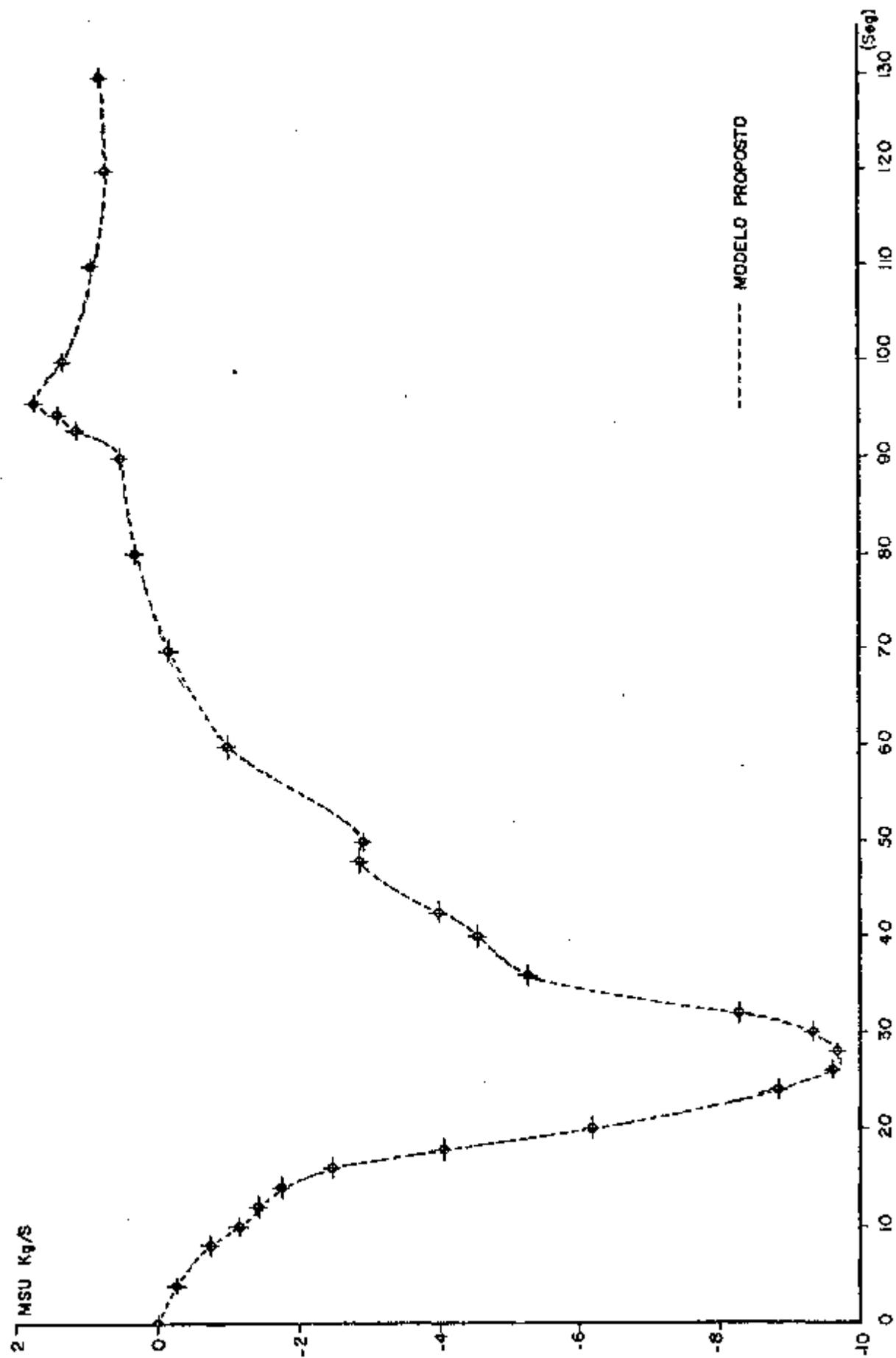


FIG. 4.12 - SHIPPINGPORT - CASO I - INFLUXO OU REFLUXO NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

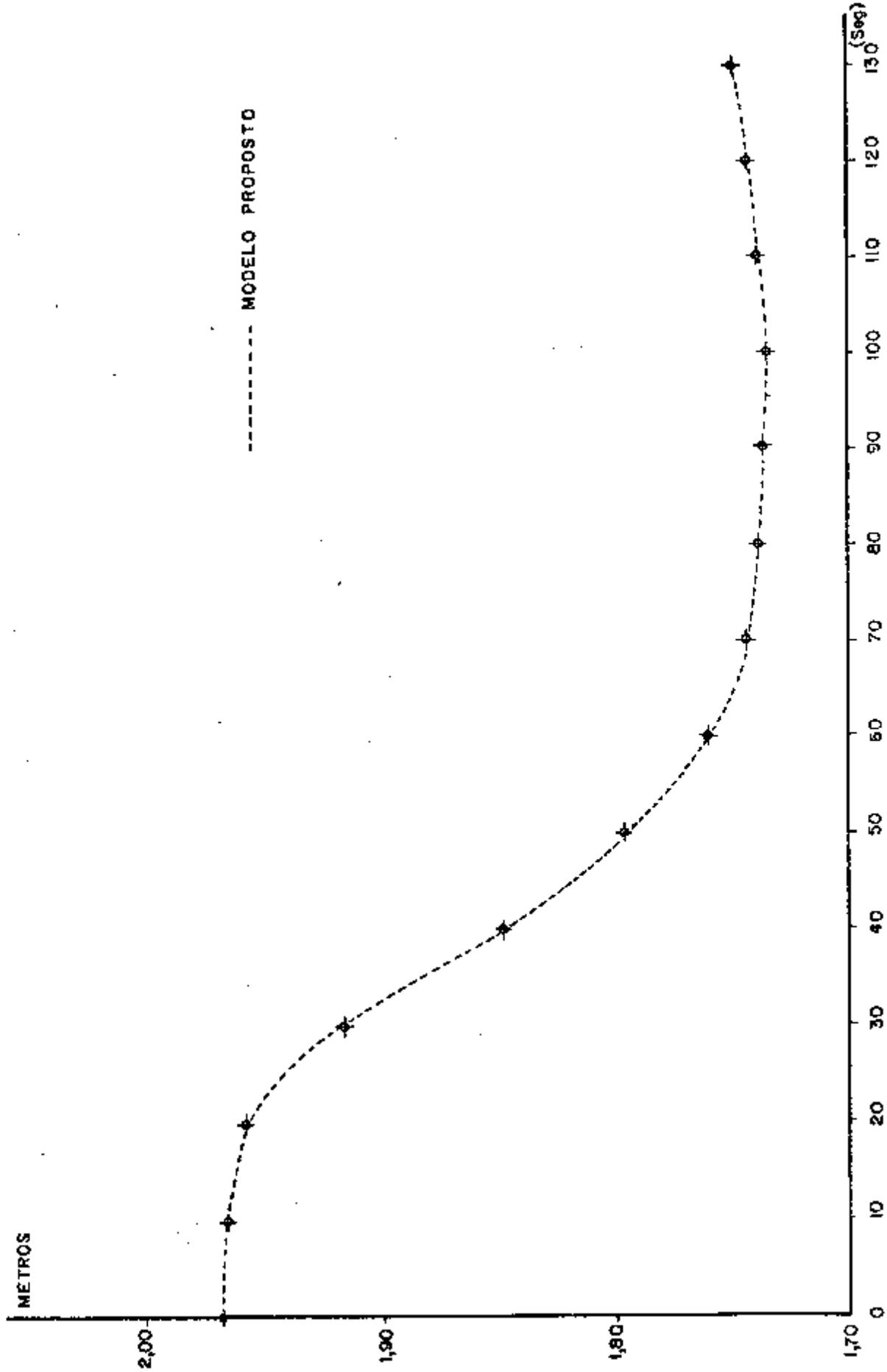


FIG. 4.13 - SHIPPINGPORT - CASO I - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR

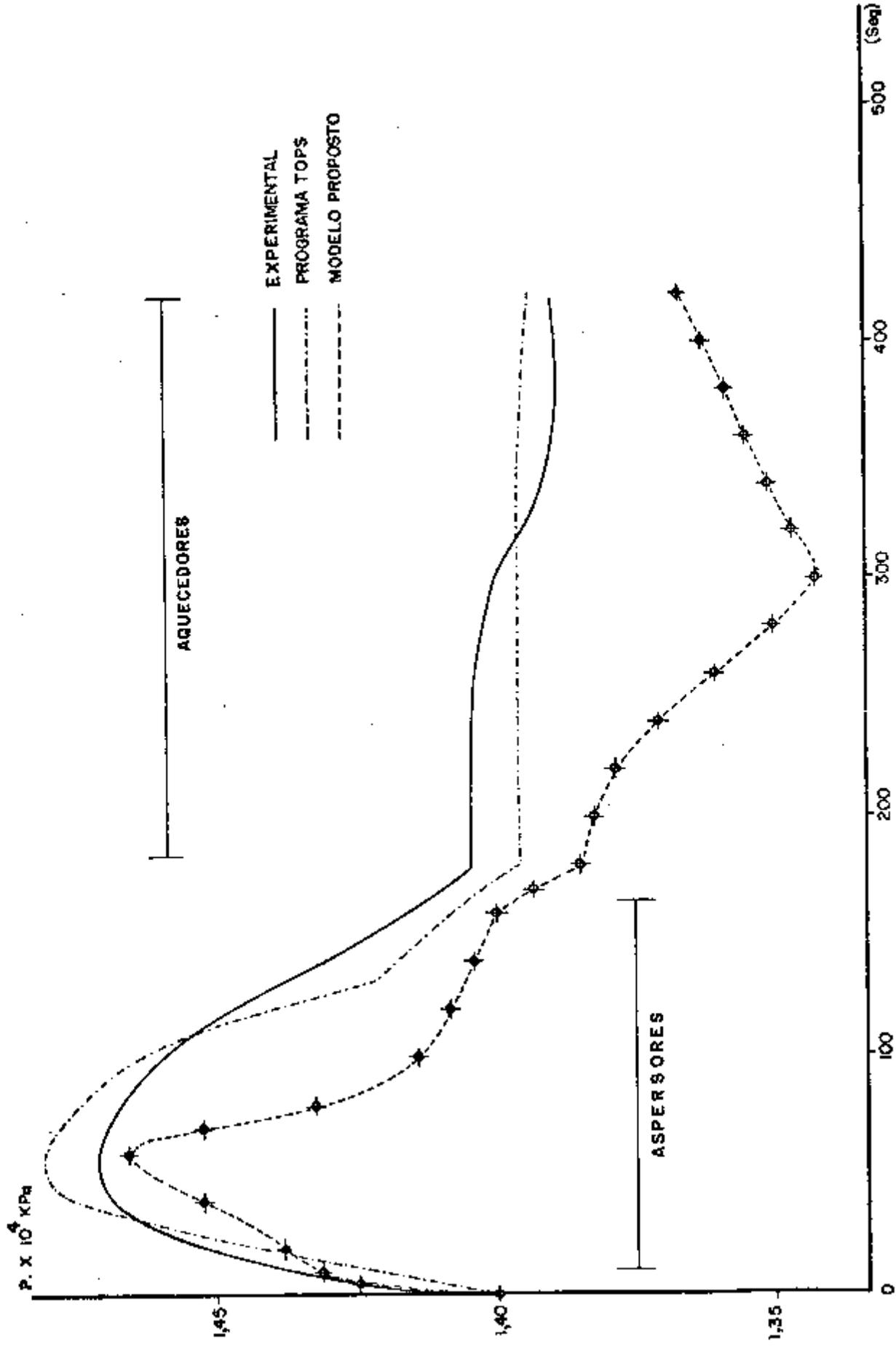


FIG. 4.14 - SHIPPINGPORT - CASO II - PERDA DE CARGA DE 51 MW_e PARA ZERO EM DEGRAU

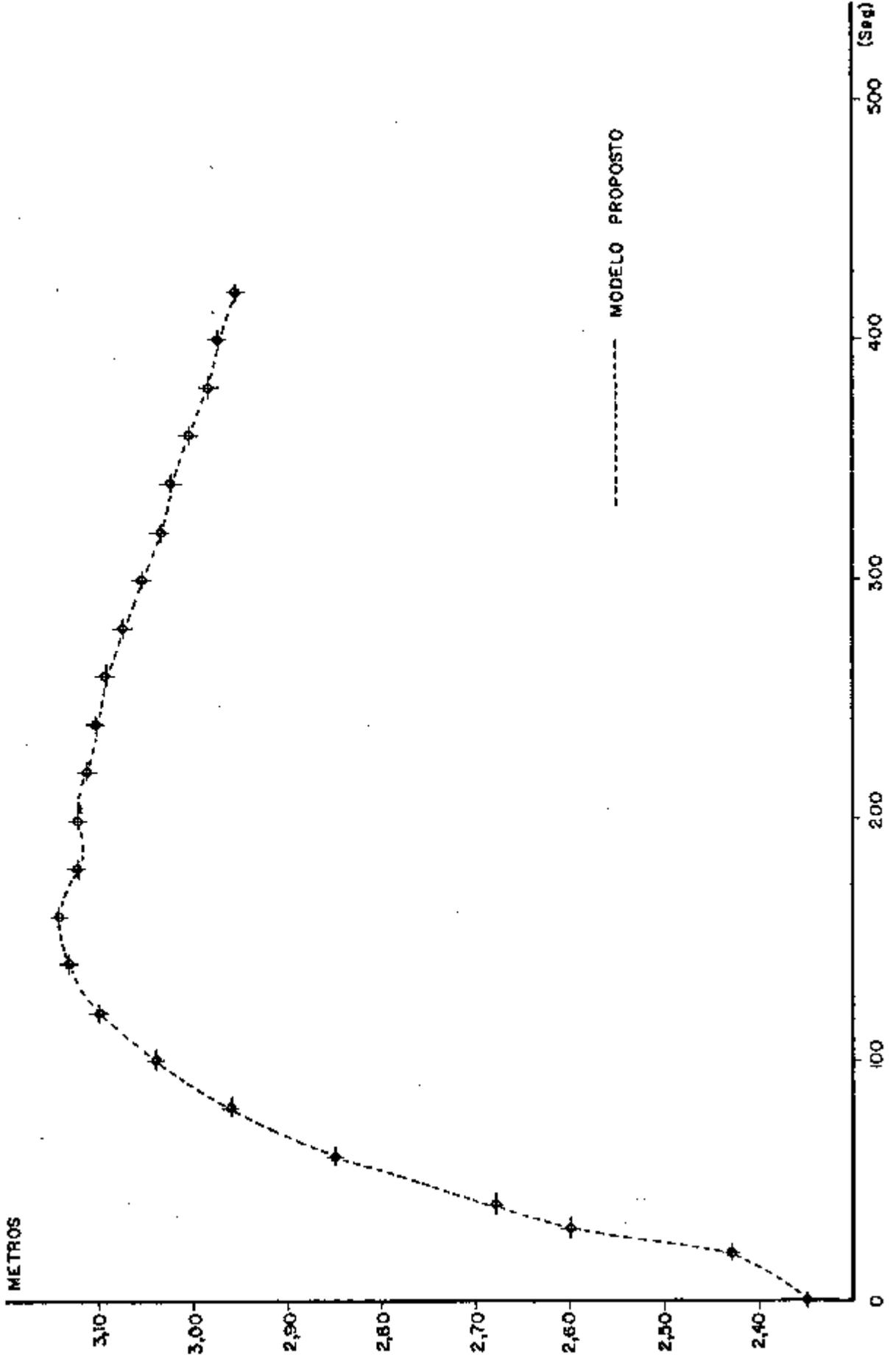


FIG. 4.15 - SHIPPINGPORT - CASO II - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

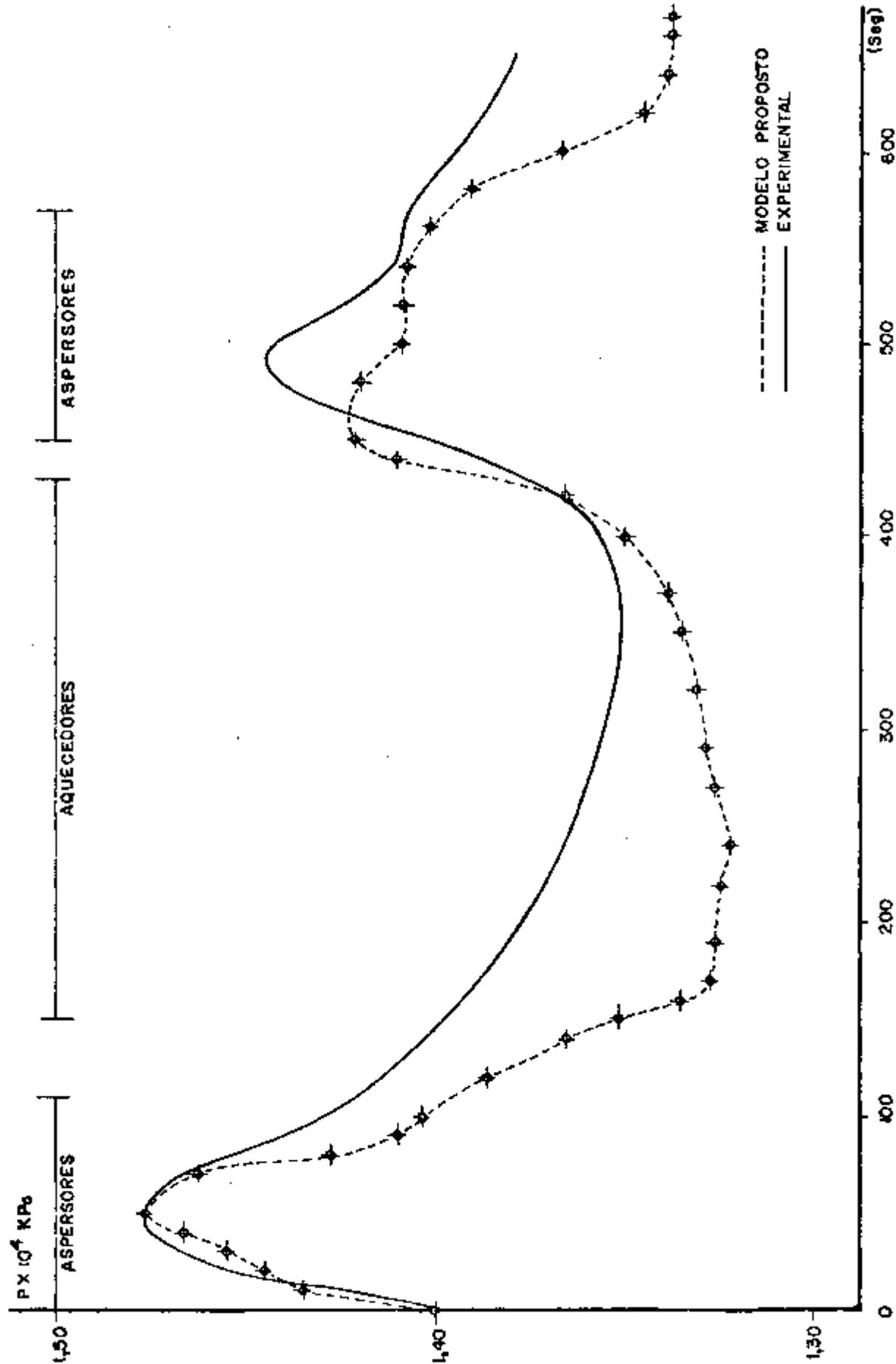


FIG. 4.16 - SHIPPINGPORT - CASO III - PERDA DE CARGA DE 74 MW_e PARA 10 MW_e PARA 10 MINUTOS DEPOIS PARA ZERO

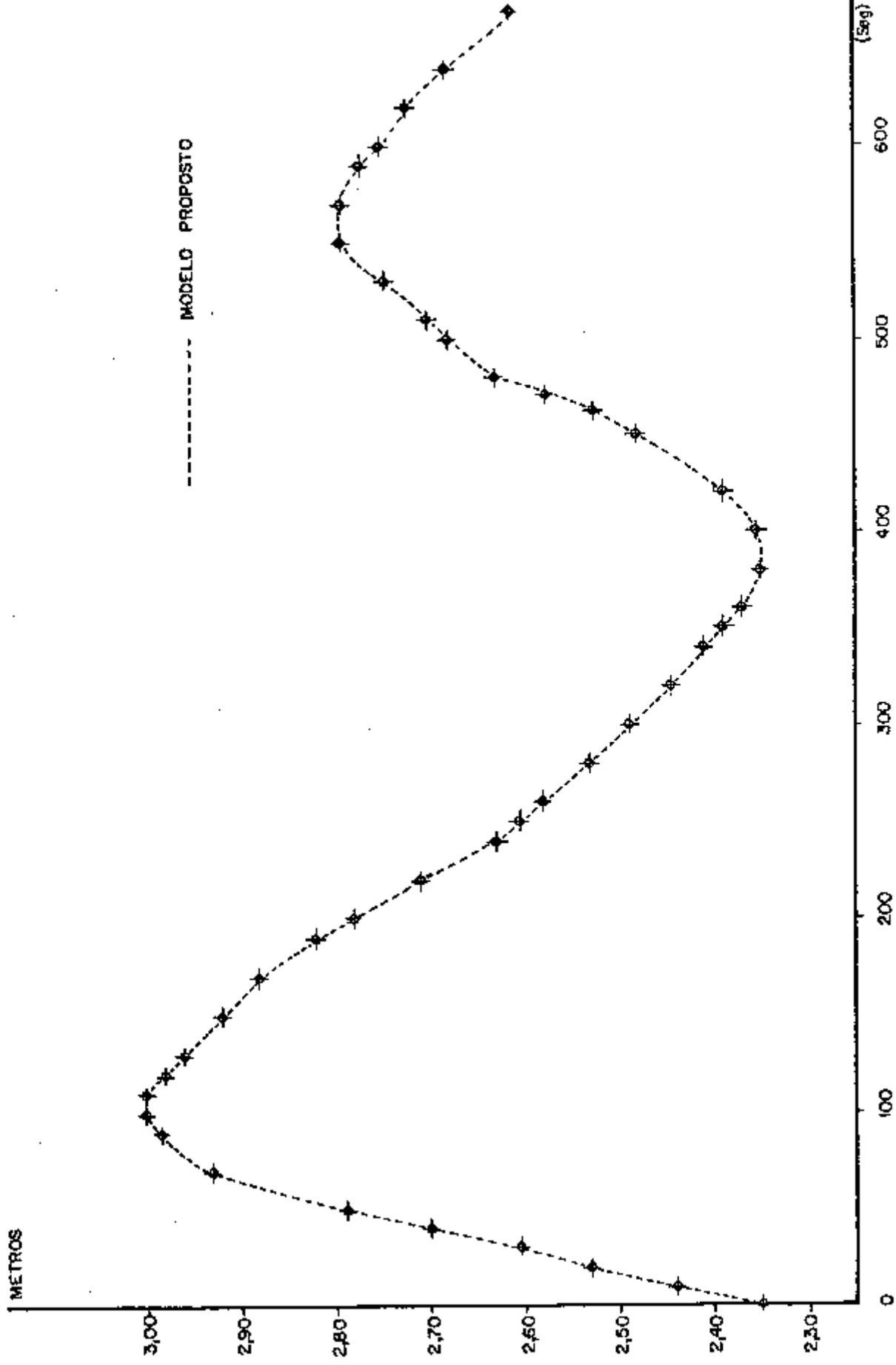


FIG. 4.17 - SHIPPINGPORT - CASO III - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

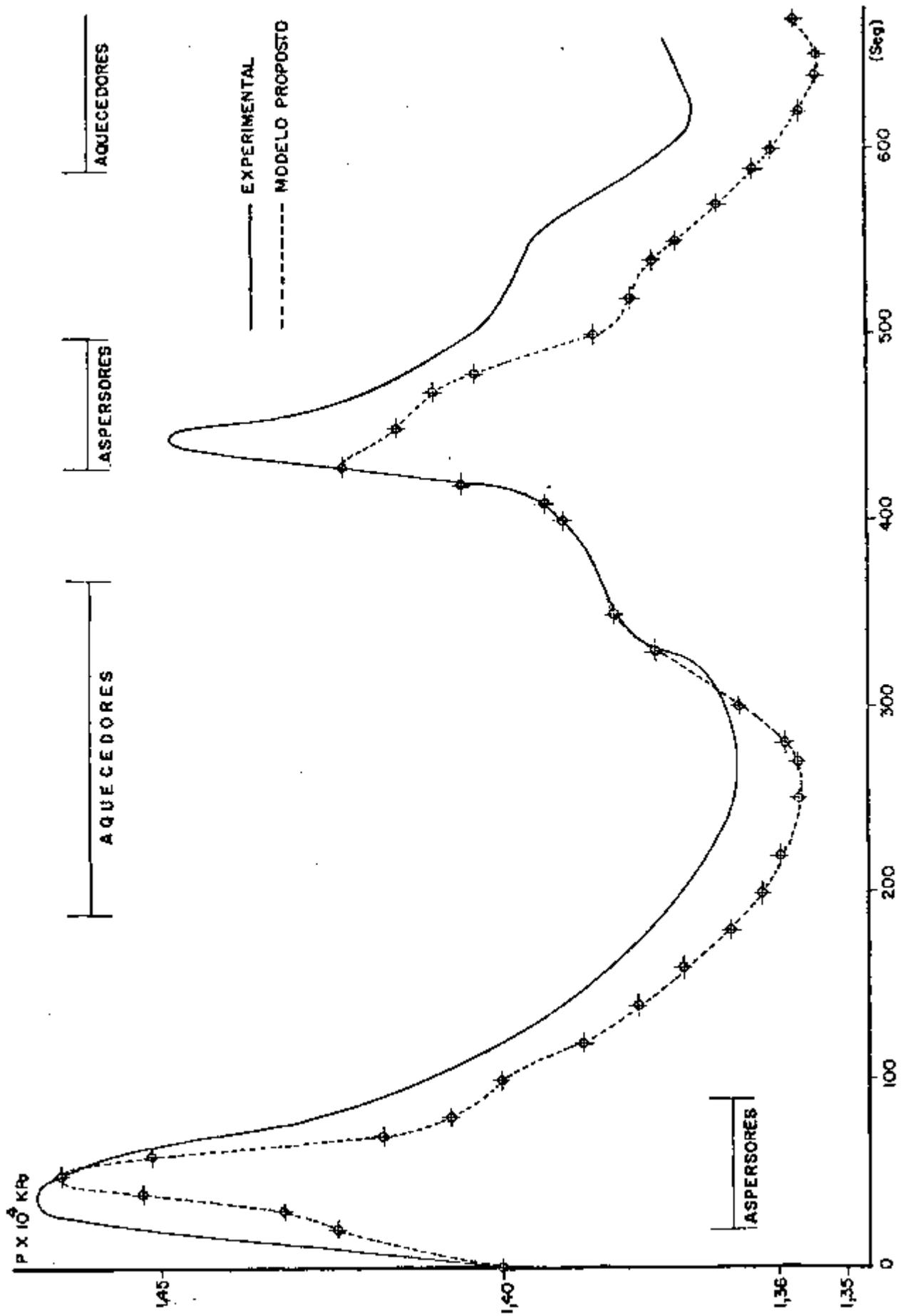


FIG. 4.18 - SHIPPINGPORT - CASO IV - PERDA DE CARGA DE 105 MW_e PARA 30 MW_e, SETE MINUTOS DEPOIS PARA 10 MW_e E TRES MINUTOS DEPOIS PARA ZERO.

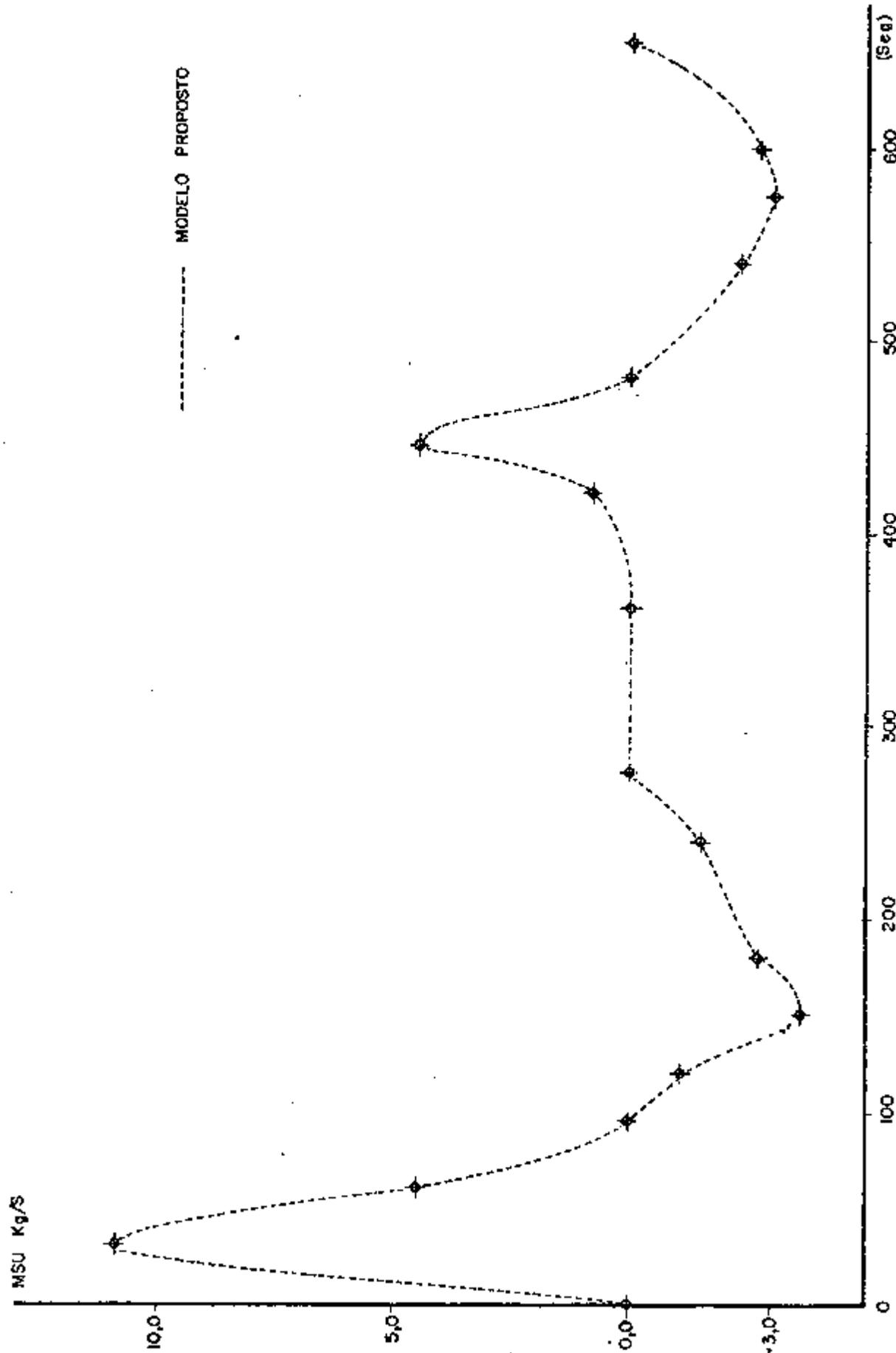


FIG. 4.19 - SHIPPINGPORT - CASO IV - INFLUXO OU REFLUXO NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

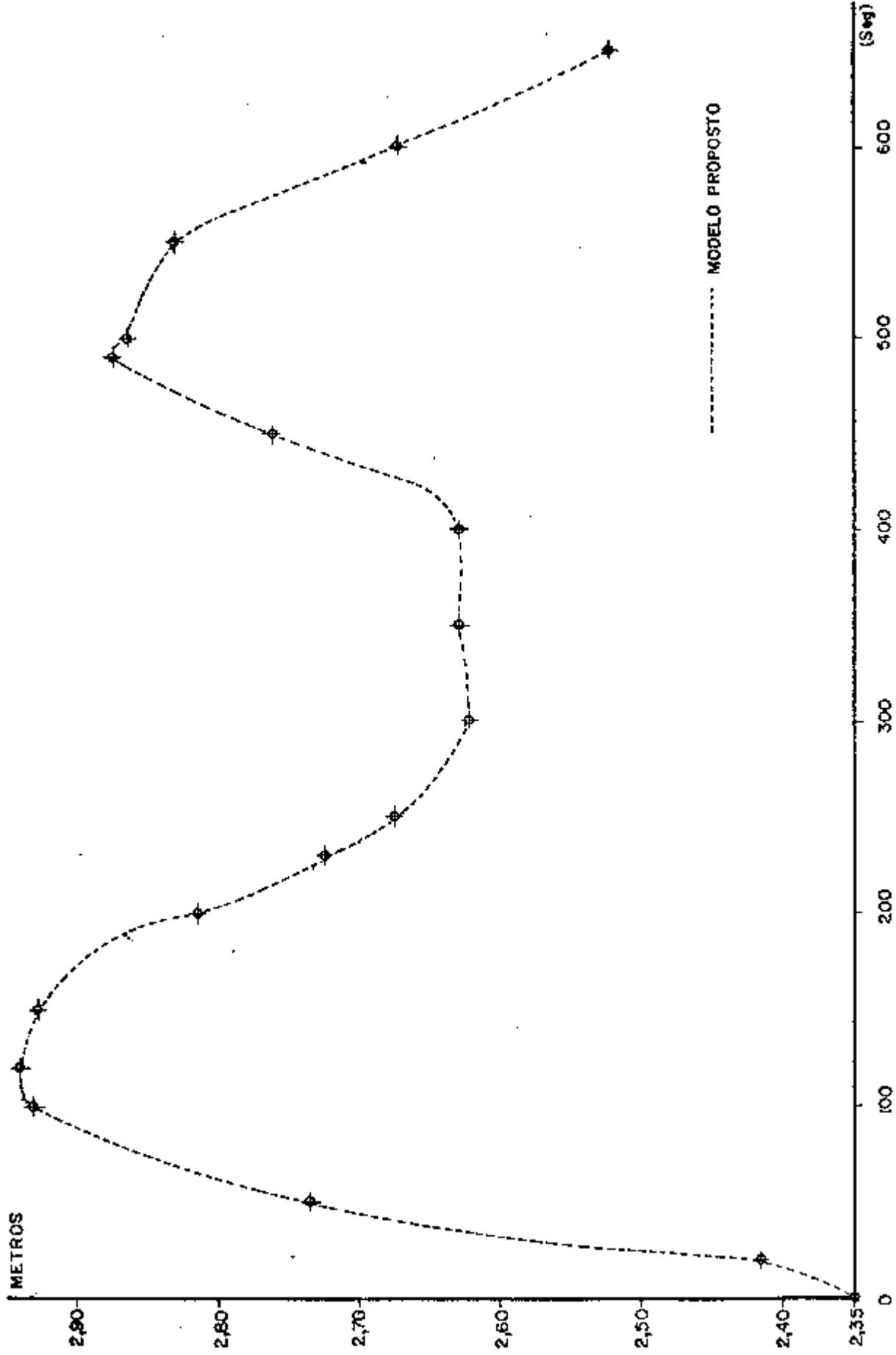


FIG. 4.20 - SHIPPINGFORT - CASO IV - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR

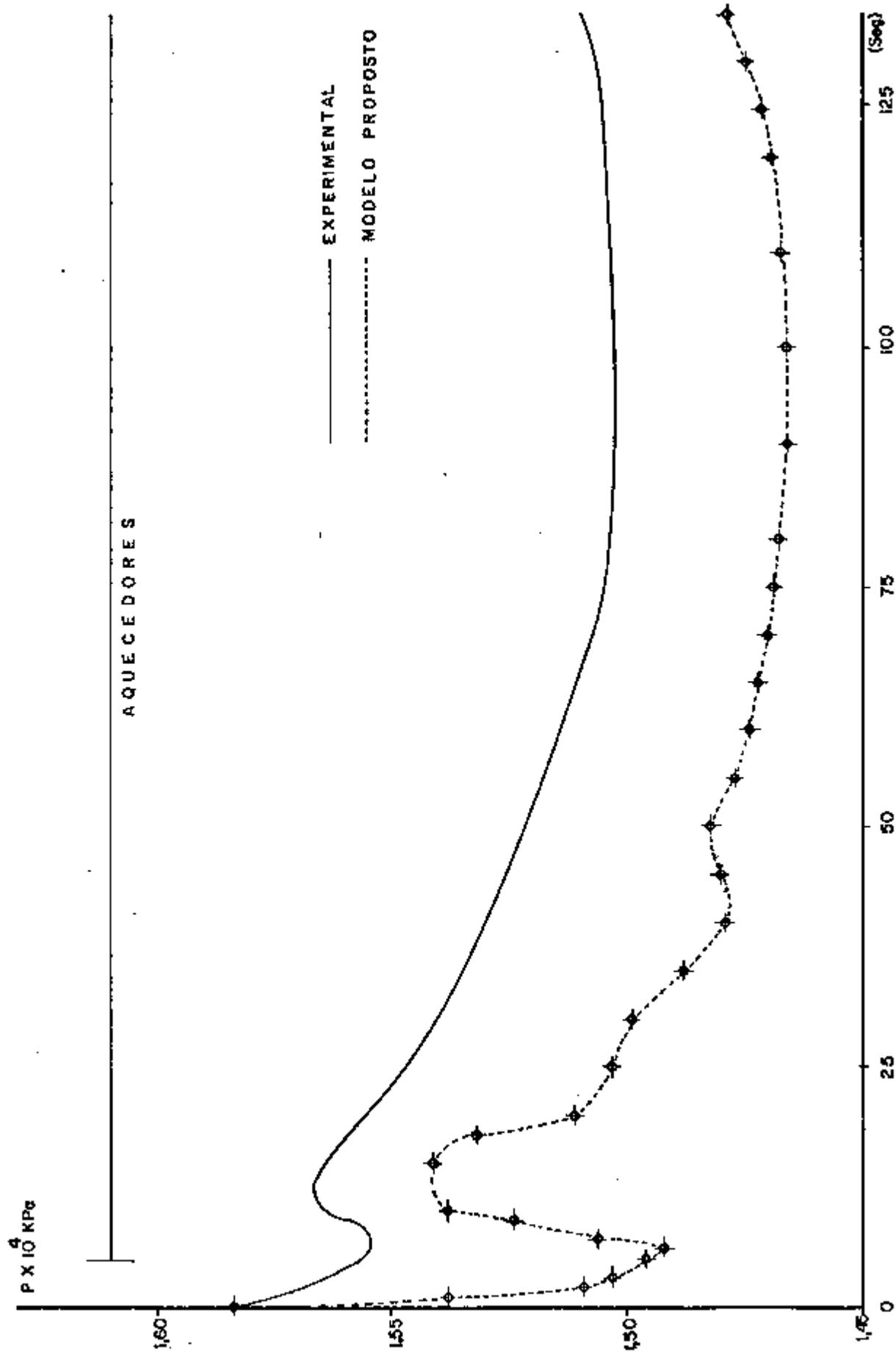


FIG. 421 - ANGRA II/III - CASO I - DESLIGAMENTO DO REATOR

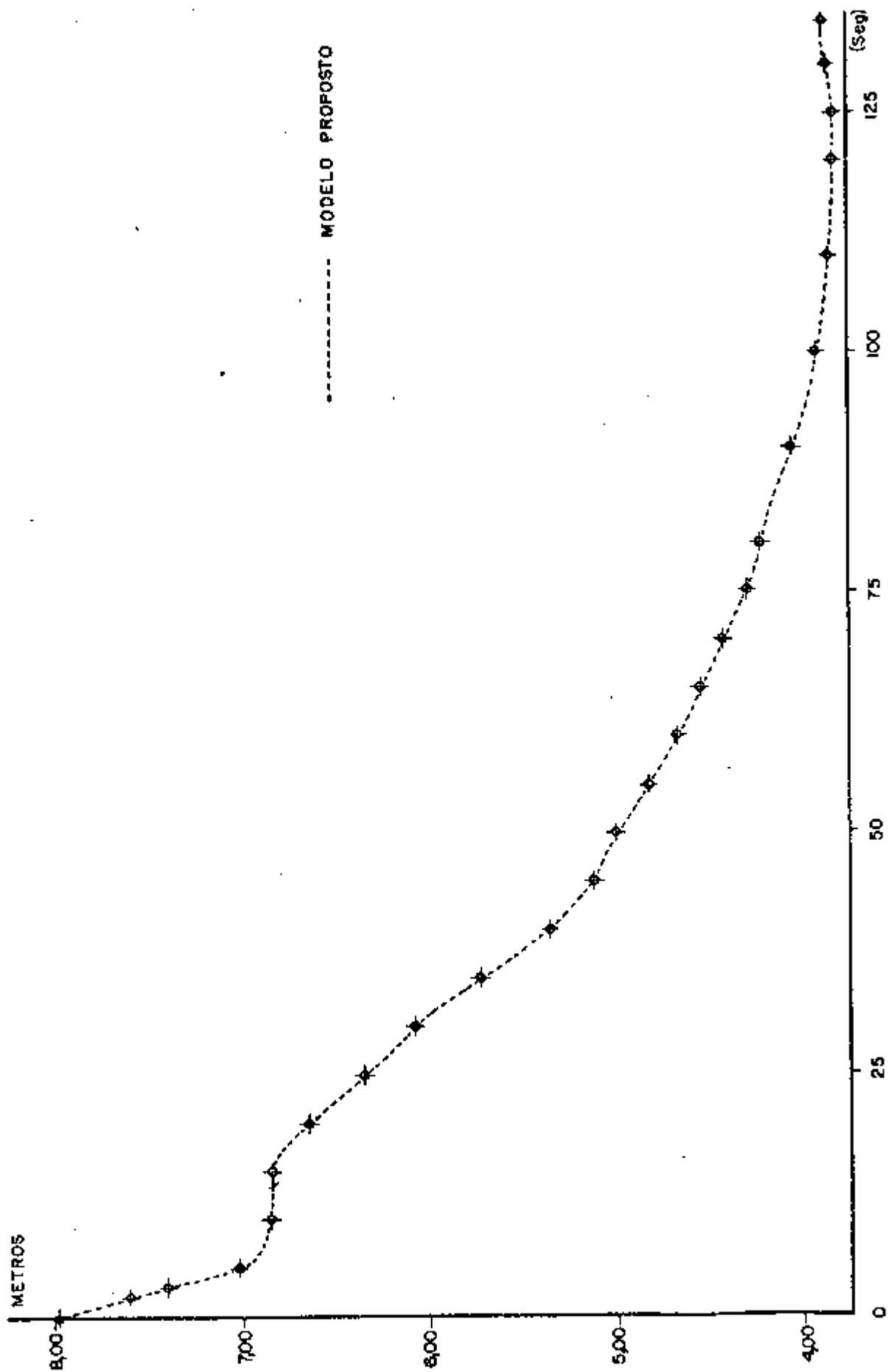


FIG. 4.22 - ANGRA II/III - CASO I - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

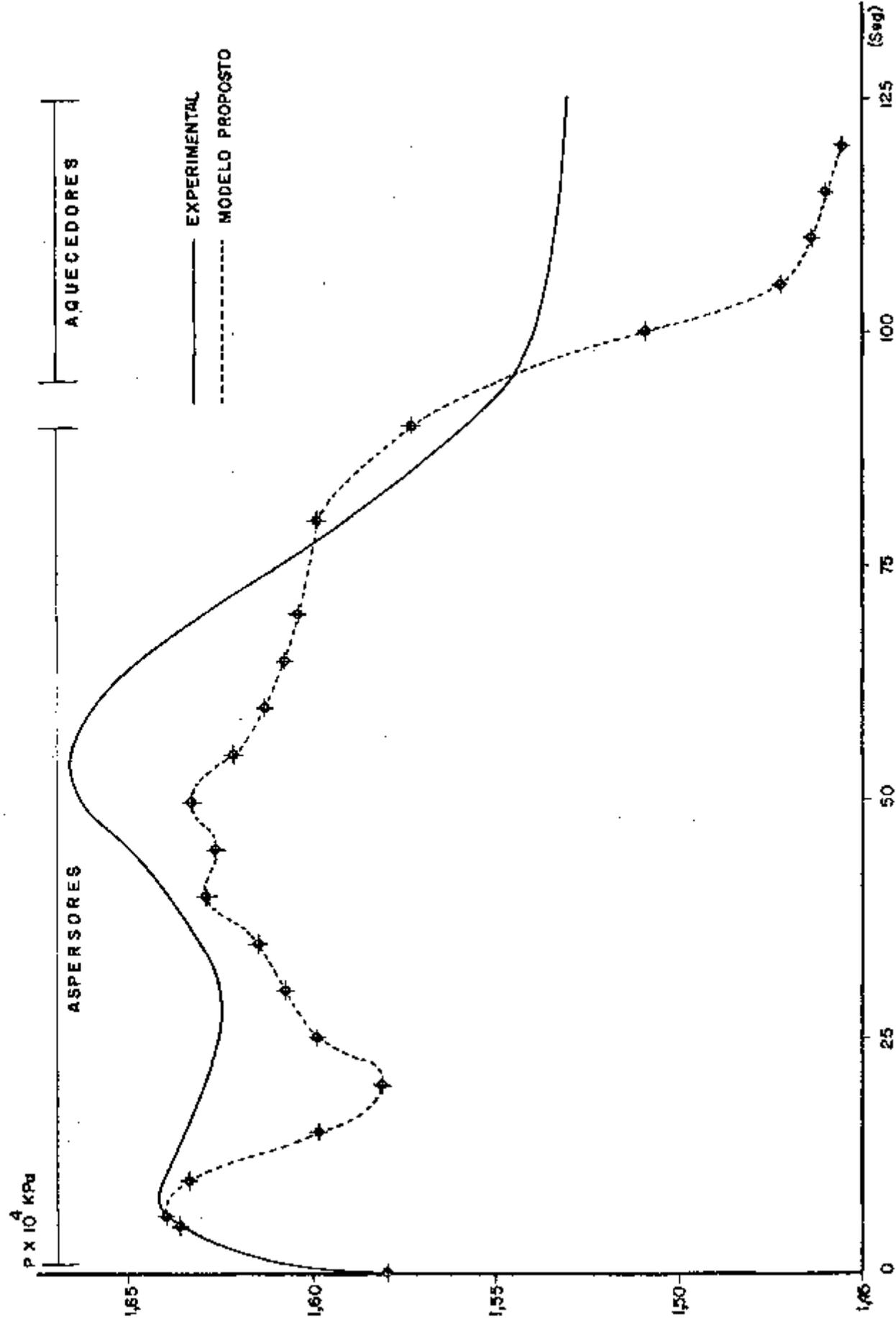


FIG. 4.23 - ANGRA II/III - CASO II - DESLIGAMENTO DE TURBINA E INSERÇÃO DAS BARRAS DE CONTROLE: VÁLVULAS DE DERIVAÇÃO DE VAPOR ABERTAS.

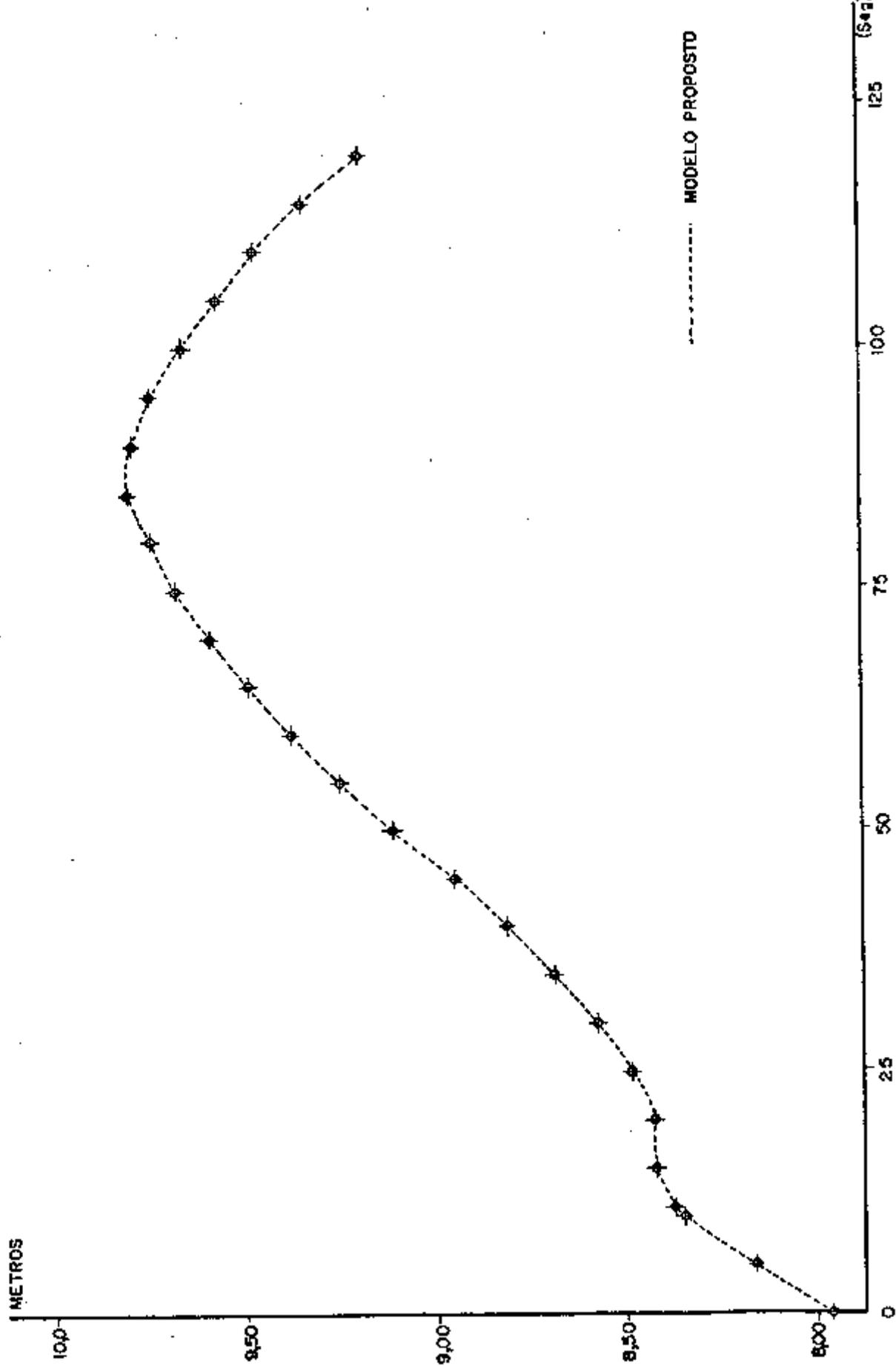


FIG. 4.24 - ANGRA II/III - CASO II - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

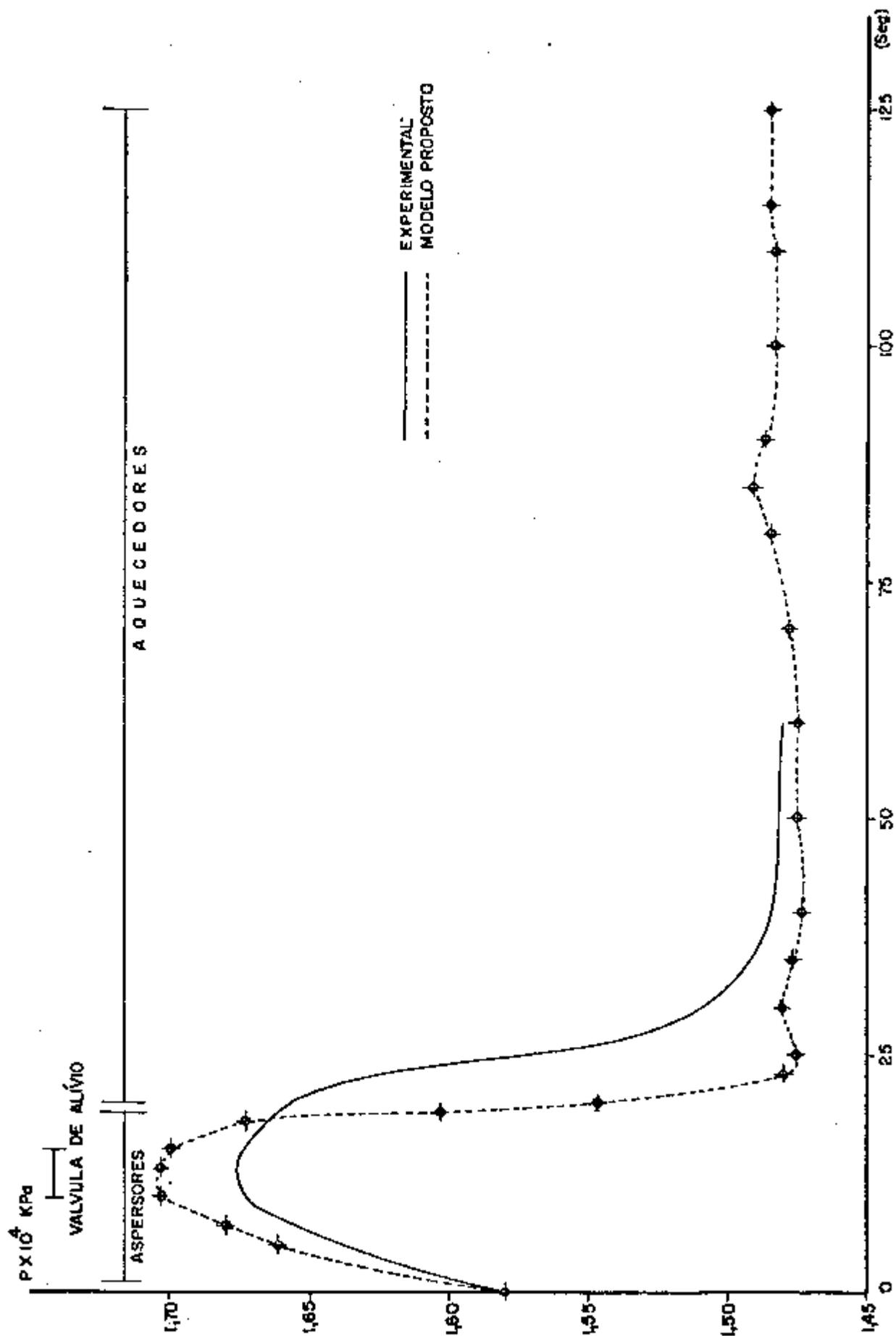


FIG. 4.25 - ANGRA 1/III - CASO III - DESLIGAMENTO DA TURBINA E INSERÇÃO DAS BARRAS DE CONTROLE;
 VÁLVULAS DE DERIVAÇÃO DE VAPOR FECHADAS.

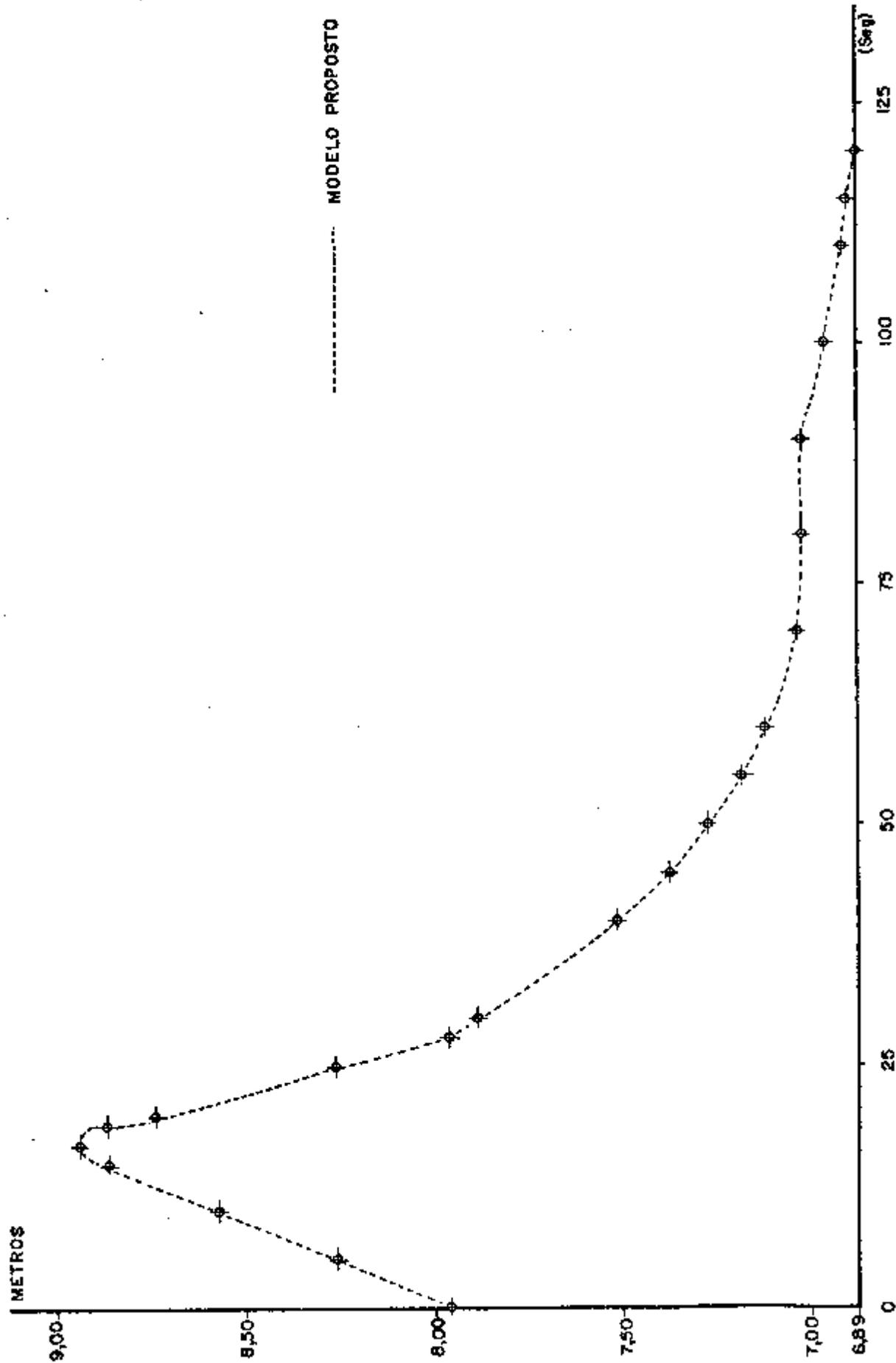


FIG. 4.26 - ANGRA II/III - CASO III - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

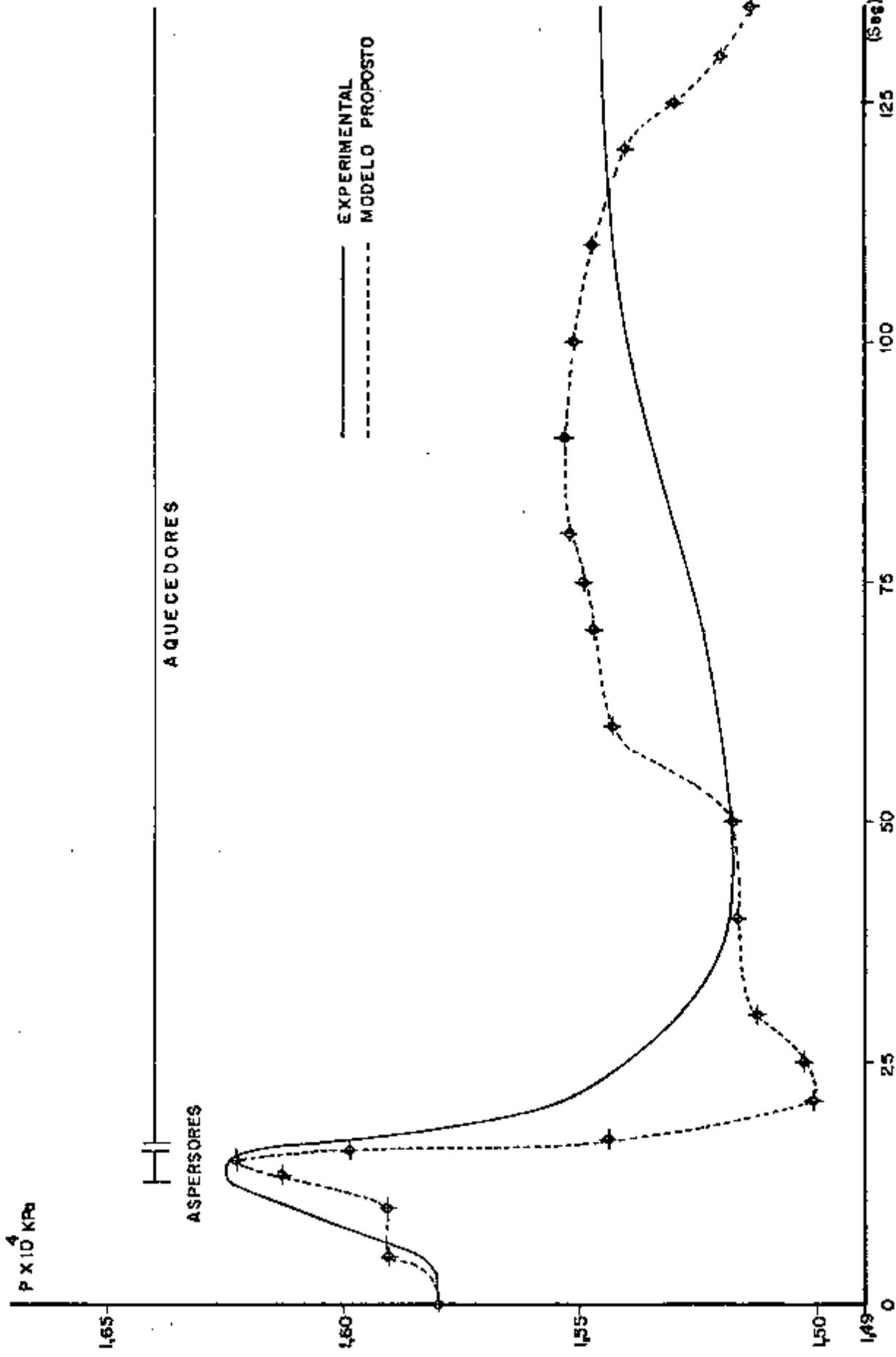


FIG. 4.27 - ANGRA II/III - CASO IV - RETIRADA DESCONTROLADA DE BARRA DE CONTROLE A PLENA POTÊNCIA

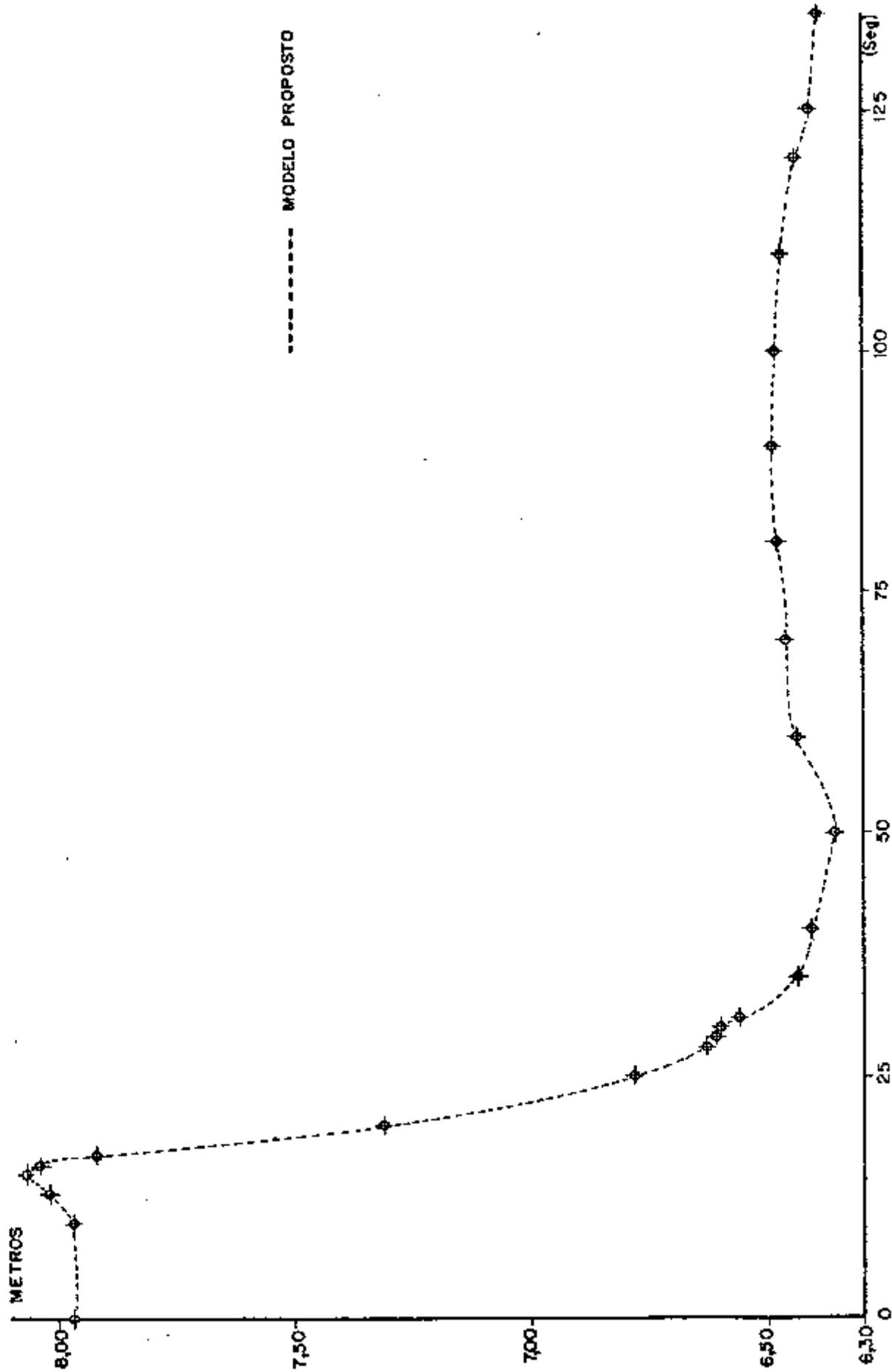


FIG. 4.28 - ANGRA II/III - CASO IV - NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

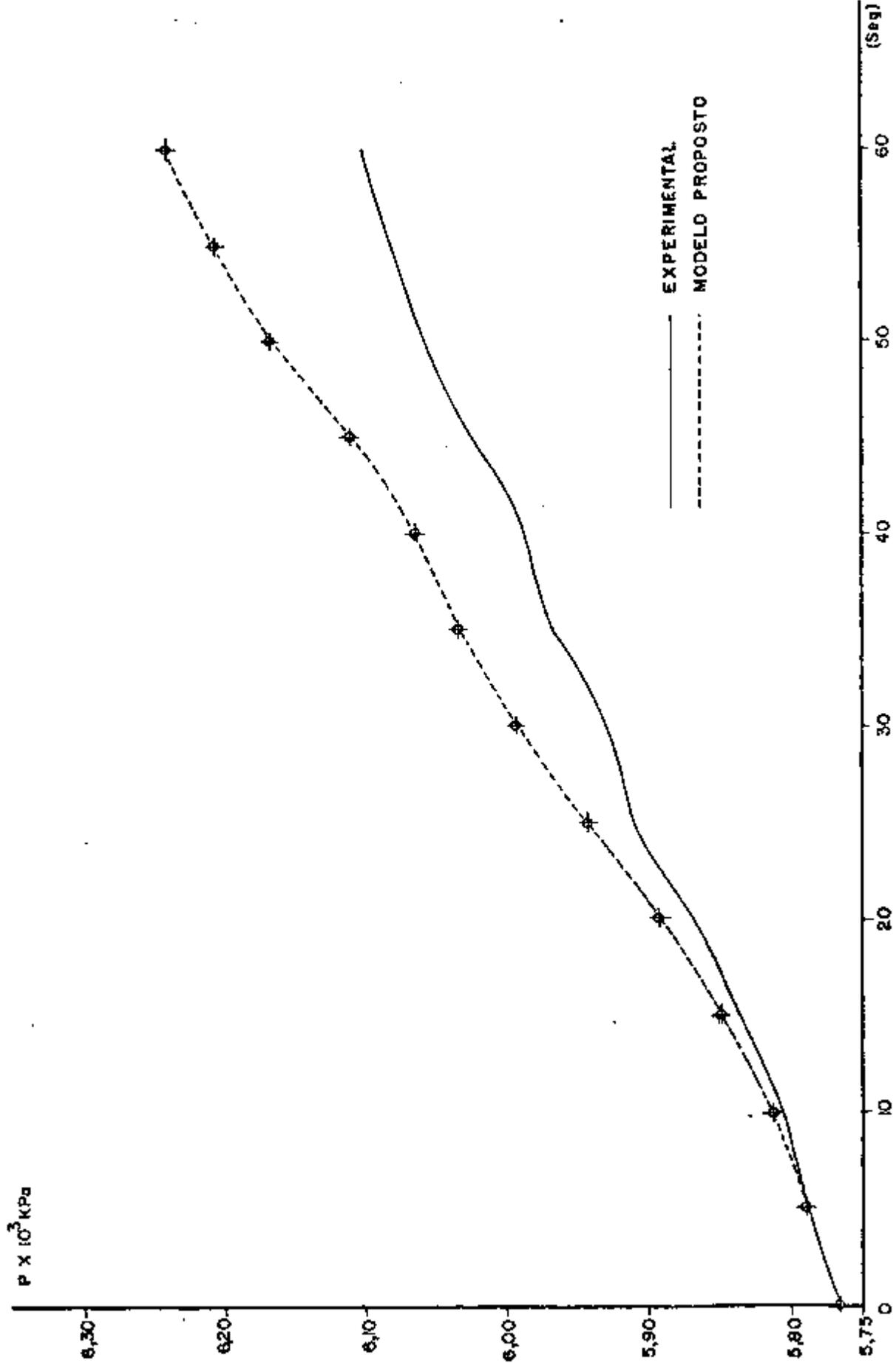


FIG. 4.29 - PRESSURIZADOR DO NPD : PERDA DE CARGA - ASPERSORES, AQUECEDORES E VÁLVULA DE ALÍVIO INOPERANTES.

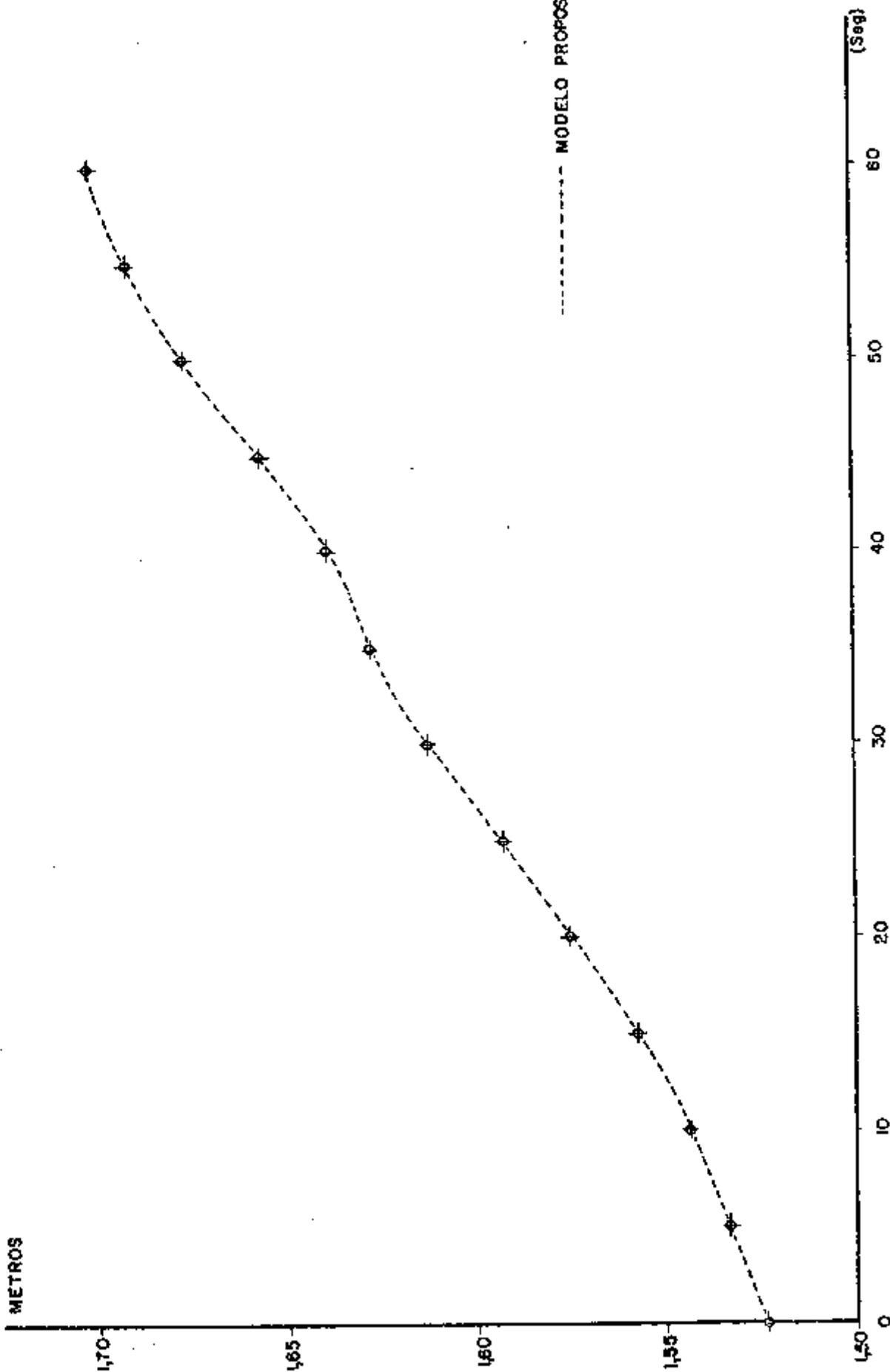


FIG. 4.30 - PRESSURIZADOR DO NPD : NÍVEL DE ÁGUA NO PRESSURIZADOR (FUNÇÃO DE ENTRADA)

5. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

5.1.- *Considerações Gerais*

Ao se procurar avaliar a validade e a precisão de um modelo matemático deve-se buscar dados experimentais os mais precisos possíveis e que sejam provenientes de um aparato cujos parâmetros o modelo seja capaz de reproduzir.

Para isso projetou-se o modelo com suficiente flexibilidade para admitir diversos programas de controle e regimes de funcionamento, principalmente, para os aspersores (em número de quatro e independentes) e para os aquecedores (também em número de quatro e independentes), chegando-se mesmo a incluir uma válvula de alívio - uma vez que alguns dos transientes testados exigiram a existência de tal válvula.

Além disso, como não existiu a preocupação de se modelar todos os componentes do circuito primário, teve-se que adotar como função de excitação do modelo, ou influxo/ refluxo de água para ou do pressurizador, ou na falta deste, uma função experimentalmente mais fácil de ser obtida, que é o nível de água no pressurizador. O desconhecimento da variação dos parâmetros do circuito primário introduziu uma difi

culdade adicional - os valores da entalpia da água na entrada do pressurizador e da entrada da água nos aspersores. É claro, no entanto, que a entalpia da água no circuito primário é de forma geral inferior à entalpia no interior do pressurizador, bem como também é evidente que a entalpia da água dos aspersores, que é obtida da perna fria do circuito primário, não deve diferir muito daquela da perna quente e também, não pode ser muito baixa, pois além de deprimir excessivamente a pressão no pressurizador, introduziria intoleráveis choques térmicos.

Adotou-se então, para resolver o problema, valores constantes das entalpias de influxo/refluxo e da água dos aspersores, valores estes que não diferiam mais do que 10 ou 15% entre si. Com a obtenção das entalpias pelo modelo, teve-se, algumas vezes, que alterar aqueles valores iniciais para que fossem compatíveis com as considerações acima, tudo isso quando não havia qualquer indício do valor dessas entalpias. Acabou-se por adotar entalpias que não eram menores do que cerca de 80% dos valores para a entalpia do líquido no pressurizador.

Até mesmo com relação à programação dos aspersores e aquecedores, algumas dificuldades nasceram, pois muitas vezes, as fontes de consulta não forneciam sequer as programações utilizadas quanto mais os parâmetros das mesmas, como pressões de referência ou fluxos máximos e mínimos. Nestes casos, foi preciso adotar parâmetros arbitrários, ditados por aqueles de outros transitórios e pelo bom senso.

Entretanto, a principal dificuldade apareceu com relação às funções de excitação. Com exceção de um transitório, todas as demais funções foram obtidas na literatura, a par

tir de minúsculos gráficos, alguns deles com as divisões principais desiguais - quando as havia, que tiveram que ser microdivididos, e do reticulado, obtêve-se então, os valores numéricos. Além disso, ao se utilizar essas funções de excitação no modelo, observou-se que o comportamento da pressão com o tempo era extremamente sensível à forma daquelas funções - pequenas alterações de forma introduziam enormes modificações na pressão.

Por outro lado, cabe observar que as curvas experimentais apresentadas nas referências utilizadas são desprovidas dos desvios experimentais cujas informações não existem na literatura usada. Portanto, deve-se devotar a atenção maior ao formato das curvas do que aos valores absolutos das ordenadas.

Se não se pode concluir pela total validade do modelo, principalmente nos transitórios cujos resultados são nitidamente ruins, deve-se em qualquer análise, levar em conta todos os fatos descritos acima, principalmente o último.

No entanto, é importante salientar o bom comportamento do modelo a transitórios normais de carga ou acidentais, como desligamento do reator, inoperância das turbinas ou retirada descontrolada das barras de controle - transientes de qualquer grandeza, desde que o pressurizador ainda se mantenha operante.

Conclui-se de tudo isso que a discussão da validade ou não do modelo deve ser contraposta à obtenção de dados experimentais mais precisos e completos, principalmente dados de nível da água tabelados ou em curvas mais aceitáveis do que as obtidas na literatura.

O programa construído encontra-se em forma não otimizada.

zada, principalmente no que se refere à redefinição de constantes em cada iteração - problema que se originou pelo fato de que esgotou-se a capacidade dos blocos funcionais (Ver A pêndice A). Isso fez com que o tempo total de CPU utilizado fosse, em média, excessivo, da ordem de um minuto e meio. Su põe-se que poder-se-ia conseguir um tempo de processamento bem inferior com algumas modificações no programa, mas mêto do e parâmetros tais como o intervalo de integração foram considerados plenamente satisfatórios.

5.2.- Avaliação Geral dos Resultados

O estudo do comportamento real de um sistema complexo a partir apenas do seu comportamento termodinâmico, pressu põe uma série de hipóteses simplificadores como aquelas ex postas no item 2.2. É importante salientar-se portanto, que existe no modelo o pressuposto de homogeneidade e equilíbrio termodinâmico dentro de cada volume de controle, não se admitindo qualquer gradiente em seu interior, seja de tempe ratura, pressão ou densidade. Caso isso não fosse levado em conta, não se poderia definir qualquer propriedade termodinâmica para o volume de controle, a não ser propriedades lo cais e, ter-se-ia não mais escalares puros mas campos escala res ou vetoriais. Note-se cuidadosamente, que não há hipótese de equilíbrio entre os volumes de controle mas apenas e tão somente no interior de cada um, em cada instante de tem po ou num intervalo muito pequeno de tempo. Daí a simulação ser denominada de termodinâmica em não equilíbrio.

Por causa dessas hipóteses, evidentemente o modelo não reproduz a realidade e nem tem essa pretensão. Em termos das propriedades médias para todo o sistema como a pressão no

pressurizador como um todo, no entanto, o modelo parece preencher as necessidades requeridas.

Se se precisasse de um retrato fiel do campo de temperaturas em cada instante para análise de tensões térmicas por exemplo, o modelo proposto seria obviamente inadequado.

Como subproduto das hipóteses simplificadoras, obtém-se um modelo relativamente simples e flexível, necessitando para a sua aplicação de uma coleção de dados razoavelmente limitada como os parâmetros geométricos do pressurizador, os programas de controle dos aspersores, válvulas de alívio e aquecedores, nas condições iniciais em regime permanente (supostas na saturação dentro do pressurizador) e dados de nível de água e/ou fluxo da mesma para ou do pressurizador, bem como, as entalpias no circuito primário tanto na perna quente como na perna fria.

O modelo desenvolvido não tem nenhuma aspiração de originalidade, mas, na prática, ele pode ser utilizado com vantagens em processos de avaliação preliminar do comportamento do pressurizador durante o projeto de sistemas de água pressurizada, com o uso de um mínimo de tempo de computação. Por outro lado, ele também serve como modelo do comportamento do pressurizador, possível de ser inserido em modelos que envolvam sistemas mais complexos como todo o circuito primário das usinas PWR.

5.3.- Conclusões e Recomendações

Para se avaliar melhor o desempenho do modelo, dever-se-ia conhecer as propriedades termodinâmicas variáveis do influxo ou refluxo e dos aspersores. De posse de resultados experimentais em forma de tabelas, com desvios determinados,

faz-se-ia então, a verificação dos resultados.

Se fossem levadas em conta as trocas de calor e massa entre o vapor e o líquido com as paredes, destas para o exterior, do aquecedor para o líquido e outras que foram desprezadas, o modelo tornar-se-ia mais realista, aproximando-se do TOPS, numa versão CSMP. Porém, começariam a surgir uma série de coeficientes de transferência de calor e de massa, que deveriam ser calculados ou arbitrados. Além disso, necessitar-se-ia muito provavelmente, de discretizações no espaço, aumentando o programa, os problemas de convergência e estabilidade e o tempo de processamento.

Ao invés disso, seria mais interessante aplicar este modelo numa simulação completa do circuito primário, reservando as sofisticações para o reator nuclear e o gerador de vapor, por exemplo. Para essa simulação, procurar-se-ia então usar o CSMP, obtendo-se um pacote de análise transiente de baixo custo, eficiente e de fácil acesso.

Finalmente, recomenda-se a execução de uma análise de sensibilidade do modelo proposto, variando-se os dados de entrada e identificando-se os parâmetros de maior influência para melhor compreensão dos fenômenos envolvidos.

APÊNDICE A

Neste apêndice são descritos os blocos funcionais disponíveis no S 360/CSMP, com a ajuda dos quadros da Ref./10/.

MATHEMATICAL FUNCTIONS

GENERAL FORM	FUNCTION
<p>Y = INTEGRL (IC, X)</p> <p>Y (0) = IC</p> <p>INTEGRATOR</p>	<p>$Y = \int_0^t \lambda dt + IC$</p> <p>EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM: $\frac{1}{S}$</p>
<p>Y = DERIV (IC, X)</p> <p>$\dot{X} (t = 0) = IC$</p> <p>DERIVATIVE</p>	<p>$Y = \frac{dX}{dt}$</p> <p>EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM: S</p>
<p>Y = DELAY (N, P, X)</p> <p>P = DELAY TIME</p> <p>N = NUMBER OF POINTS SAMPLED IN INTERVAL P (INTEGER CONSTANT)</p> <p>DEAD TIME (DELAY)</p>	<p>Y (t) = X (t - P) t ≥ P</p> <p>Y = 0 t < P</p> <p>EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM: e^{-PS}</p>
<p>Y = ZHOLD (X₁, X₂)</p> <p>ZERO-ORDER HOLD</p>	<p>Y = X₂ λ₁ > 0</p> <p>Y = LAST OUTPUT λ₁ ≤ 0</p> <p>Y (0) = 0</p> <p>EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM:</p> <p>$\frac{1}{S} (1 - e^{-St})$</p>
<p>Y = IMPL (IC, P, FOFY)</p> <p>IC = FIRST GUESS</p> <p>P = ERROR BOUND</p> <p>FOFY = OUTPUT NAME OF LAST STATE- MENT IN ALGEBRAIC LOOP DEFINITION</p> <p>IMPLICIT FUNCTION</p>	<p>Y = FUNCT (Y)</p> <p> Y - FUNCT (Y) ≤ P Y </p>

TAB. A.1 - Os blocos funcionais do CSMP.

FUNCTION GENERATORS

GENERAL FORM	FUNCTION		
Y = FGEN (FUNCT, X) ARBITRARY FUNCTION GENERATOR (LINEAR INTERPOLATION)	Y = FUNCT (X)		
Y = NCFGEN (FUNCT, X) ARBITRARY FUNCTION GENERATOR (QUADRATIC INTERPOLATION)	Y = FUNCT (X)	$X_0 \leq X \leq X_n$	
Y = LIMIT (P ₁ , P ₂ , X) LIMITER	Y = P ₁ Y = P ₂ Y = X	X < P ₁ X > P ₂ P ₁ < X < P ₂	
Y = QUANTZ (P, X) QUANTIZER	Y = P	$(X - 1) \leq X < X + 1$ $X = 0, 1, 2, 3, \dots$	
Y = DEADSP (P ₁ , P ₂ , X) DEAD SPACE	Y = 0 Y = X - P ₂ Y = X - P ₁	P ₁ < X < P ₂ X > P ₂ X < P ₁	
Y = HSTRSS (IC, P ₁ , P ₂ , X) Y IC = IC HYSTERESIS LOOP	Y = X - P ₂ Y = X - P ₁ OTHERWISE	(X - X _{n-1}) > 0 AND Y _{n-1} < (X - P ₁) (X - X _{n-1}) < 0 AND Y _{n-1} > (X - P ₁) Y _{n-1} < (X - P ₂)	

TAB. A.1 - Continuação

SWITCHING FUNCTIONS

GENERAL FORM	FUNCTION	
$Y = \text{FONSW} (X_1, X_2, X_3, X_4)$ FUNCTION SWITCH	$Y = X_2$ $Y = X_3$ $Y = X_4$	$X_1 < 0$ $X_1 = 0$ $X_1 > 0$
$Y = \text{INSW} (X_1, X_2, X_3)$ INPUT SWITCH (RELAY)	$Y = X_2$ $Y = X_3$	$X_1 < 0$ $X_1 \geq 0$
$Y_1, Y_2 = \text{OUTSW} (X_1, X_2)$ OUTPUT SWITCH	$Y_1 = X_2, Y_2 = 0$ $Y_1 = 0, Y_2 = X_2$	$X_1 < 0$ $X_1 \geq 0$
$Y = \text{COMPAR} (X_1, X_2)$ COMPARATOR	$Y = 0$ $Y = 1$	$X_1 < X_2$ $X_1 \geq X_2$
$Y = \text{RST} (X_1, X_2, X_3)$ RESETTABLE FLIP-FLOP	$Y = 0$ $Y = 1$ $Y = 0$ $Y = 1$ $Y = 0$ $Y = 1$	$X_1 > 0$ $X_2 > 0, X_1 \leq 0$ $X_3 > 0, Y_{n-1} = 1$ $X_3 > 0, Y_{n-1} = 0$ $X_3 \leq 0, Y_{n-1} = 0$ $X_3 \leq 0, Y_{n-1} = 1$

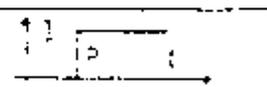
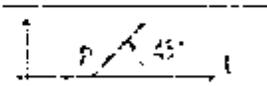
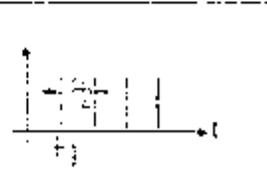
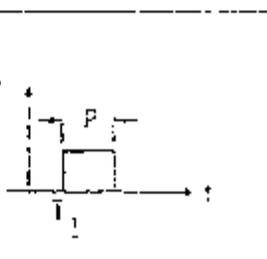
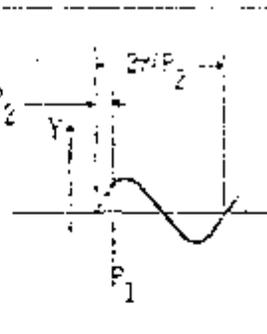
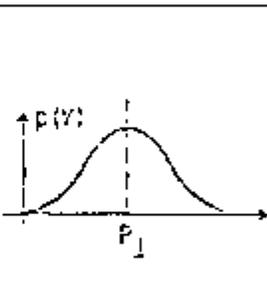
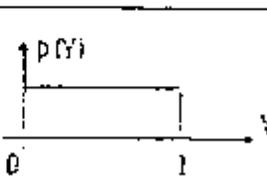
TAB. A.1 - Continuação

SYSTEM MACROS

GENERAL FORM	FUNCTION
$Y = \text{MODINT}(IC, X_1, X_2, X_3)$	$Y = \int_0^t X_3 dt + IC$
	$X_1 > 0, \text{ any } X_2$
	$Y = IC$
	$X_1 \leq 0, X_2 > 0$
MODE-CONTROLLED INTEGRATOR	$Y = \text{LAST OUTPUT}$
	$X_1 \leq 0, X_2 \leq 0$
$Y = \text{REALPL}(IC, P, X)$ $Y(0) = IC$	$P\dot{Y} + Y = X$
1ST ORDER LAG (REAL POLE)	EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM: $\frac{1}{PS + 1}$
$Y = \text{LEDLAG}(P_1, P_2, X)$	$P_2 \dot{Y} + Y = P_1 \dot{X} + X$
	EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM:
	$\frac{P_1 S + 1}{P_2 S + 1}$
LEAD-LAG	
$Y = \text{CMPXPL}(IC_1, IC_2, P_1, P_2, X)$ $Y(0) = IC_1$ $\dot{Y}(0) = IC_2$	$\dot{Y} + 2P_1 P_2 \dot{Y} + P_2^2 Y = X$
	EQUIVALENT LAPLACE TRANSFORM:
	$\frac{1}{S^2 + 2P_1 P_2 S + P_2^2}$
2ND ORDER LAG (COMPLEX POLE)	

TAB. A.1- Continuação

SIGNAL SOURCES

GENERAL FORM	FUNCTION	
<p>Y = STEP (P) STEP FUNCTION</p>	<p>Y = 0 t < P Y = 1 t ≥ P</p>	
<p>Y = RAMP (P) RAMP FUNCTION</p>	<p>Y = 0 t < P Y = t - P t ≥ P</p>	
<p>Y = IMPULSE (P₁, P₂) IMPULSE GENERATOR</p>	<p>Y = 0 t < P₁ Y = 1 (t - P₁) = kP₂ Y = 0 (t - P₁) = kP₂ k = 0, 1, 2, 3, ...</p>	
<p>Y = PULSE (P, X) P = MINIMUM PULSE WIDTH PULSE GENERATOR (WITH X > 0 AS TRIGGER)</p>	<p>Y = 1 T_k > t > (T_k - P) or X > 0 Y = 0 OTHERWISE T_k = TIME OF TRIGGER</p>	
<p>Y = SINE (P₁, P₂, P₃) P₁ = DELAY P₂ = FREQUENCY (RADIAN PER UNIT TIME) P₃ = PHASE SHIFT IN RADIAN TRIGONOMETRIC SINE WAVE WITH DELAY, FREQUENCY AND PHASE PARAMETERS</p>	<p>Y = 0 t < P₁ Y = SIN (P₂ (t - P₁) + P₃) t ≥ P₁</p>	
<p>Y = GAUSS (N, P₁, P₂) N = ANY ODD INTEGER P₁ = MEAN P₂ = STANDARD DEVIATION NOISE (RANDOM NUMBER) GENERATOR WITH NORMAL DISTRIBUTION</p>	<p>NORMAL DISTRIBUTION OF VARIABLE Y p(Y) = PROBABILITY DENSITY FUNCTION</p>	
<p>Y = RNDGEN (N) N = ANY ODD INTEGER NOISE (RANDOM NUMBER) GENERATOR WITH UNIFORM DISTRIBUTION</p>	<p>UNIFORM DISTRIBUTION OF VARIABLE Y p(Y) = PROBABILITY DENSITY FUNCTION</p>	

TAB. A.1 - Continuação

LOGIC FUNCTIONS

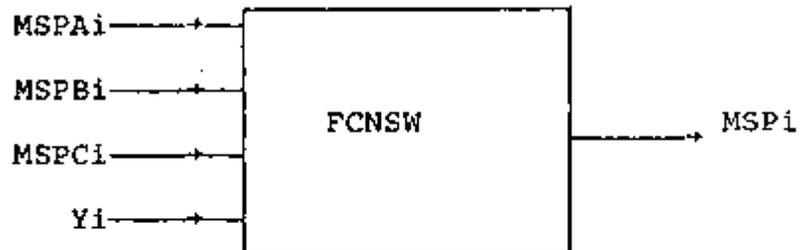
GENERAL FORM	FUNCTION
Y = AND (X_1, X_2) AND	Y = 1 $X_1 > 0, X_2 > 0$ Y = 0 OTHERWISE
Y = NAND (X_1, X_2) NOT AND	Y = 0 $X_1 > 0, X_2 > 0$ Y = 1 OTHERWISE
Y = IOR (X_1, X_2) INCLUSIVE OR	Y = 0 $X_1 \leq 0, X_2 \leq 0$ Y = 1 OTHERWISE
Y = NOR (X_1, X_2) NOT OR	Y = 1 $X_1 \leq 0, X_2 \leq 0$ Y = 0 OTHERWISE
Y = EOR (X_1, X_2) EXCLUSIVE OR	Y = 1 $X_1 \leq 0, X_2 > 0$ Y = 1 $X_1 > 0, X_2 \leq 0$ Y = 0 OTHERWISE
Y = NOT (X) NOT	Y = 1 $X \leq 0$ Y = 0 $X > 0$
Y = EQUIV (X_1, X_2) EQUIVALENT	Y = 1 $X_1 \leq 0, X_2 \leq 0$ Y = 1 $X_1 > 0, X_2 > 0$ Y = 0 OTHERWISE

TAB. A.1 - Continuação

APÊNDICE B

Neste apêndice são descritos brevemente alguns processos de controle e decisões lógicas envolvendo os processos de transferência de massa e energia.

B.1.- CONTROLE DOS ASPERSORES



$$MSPA_i = F_{Mi} / (P_{F_{Mi}} - P_0) * \text{ABS}(P - P_0)$$

$$MSPB_i = F_{Mi}$$

$$MSPC_i = 0_0$$

$$Y_i = Y_i(Z, ZD, P_0, P, PDOT, PAS_i, PDS_i, P_{F_{Mi}})$$

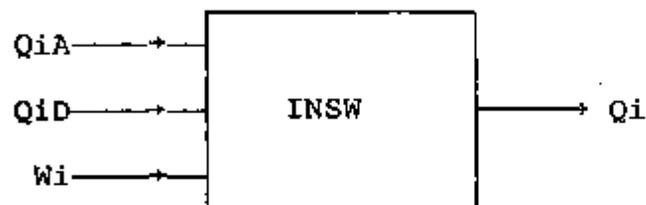
e assume os valores $(-1_0, 0_0, +1_0)$

Como são quatro aspersores: $i = 1, 2, 3, 4$

Portanto:

$$MSP = MSP_1 + MSP_2 + MSP_3 + MSP_4$$

B.2.- CONTROLE DOS AQUECEDORES



$$Q_{iA} = \text{AMIN}(Q_{0i} * \text{ABS}(P_0 - P) / (P_0 - P_{H_{Mi}}), Q_{0i})$$

$$Q_{iD} = 0_0$$

Isto para $i = 1, 2, 3$

Quando $i = 4$:

$$Q_{4A} = Q_{04} * (1_0 - \text{EXP}^{**}((TA_4 - \text{TIME})/TC_4))$$

$$Q4D = 0,$$

Quando todos os aquecedores tem um atraso de primeira ordem:

$$Q_{iA} = Q_{0i} * (1 - \text{EXP} ** (TA_i - \text{TIME})/TC_i)$$

$$Q_{iD} = 0,$$

$$W_i = W_i (Z, ZD_i, P, PDOT, PA_i, PDI) \quad i = 1, 2, 3$$

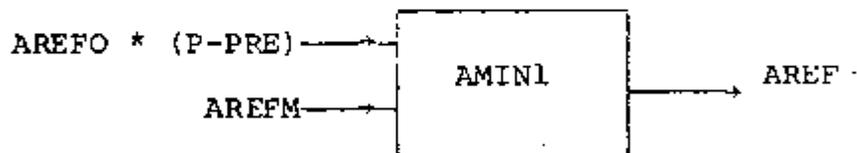
$$W_4 = W_4 (Z, ZD_4, T_2, T2DOT, TON, TOFF)$$

W_i assume os valores $(-1, 0)$

Portanto:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

B.3.- VÁLVULA DE ALÍVIO



onde:

AREFO - constante de proporcionalidade entre área e diferença de pressão.

PRE - pressão de referência para acionamento e desativação da válvula de alívio.

AREFM - área de máxima abertura da válvula de alívio.

AREF - área de abertura da válvula (correspondente a A_v , da equação (2.6.6))

$$\text{AREF} = \text{AMIN1} (\text{AREFO} * (\text{P} - \text{PRE}), \text{AREFM})$$

$$MRE = AREF * 4.5984 * P/V1) ** 0.5$$

B.4.- TAXA DE EBULIÇÃO

Se o volume de controle 2 for líquido saturado:

Determina-se o valor da tensão superficial à pressão corrente (2.6.12). Obtêm-se os valores corretos das constantes a e k da correlação (2.6.11) e obtêm-se V_b através dessa mesma correlação. Substitui-se V_b na equação (2.6.10) e determina-se MBUB.

Se o volume de controle 2 for líquido comprimido:

$$MBUB = 0_0$$

B.5.- TAXA DE CONDENSAÇÃO

Se o estado no volume de controle 1 for saturado.

Determina-se α , e substitui-se na equação (2.6.13) com velocidade de queda das gotas de condensado V_c constante. Obtêm-se então MCO.

Se o estado no volume de controle 1 for superaquecido:

$$MCO = 0_0$$

APÊNDICE C

Neste apêndice são apresentados os dados de entrada para os transientes do capítulo 4.

NOTAÇÃO UTILIZADA PARA OS DADOS DE ENTRADA

C.1.- DADOS GERAIS DO PRESSURIZADOR

D - Diâmetro do pressurizador
 P ϕ - Pressão inicial
 Z ϕ 2 - Nível de água inicial
 VT - Volume total
 HSO - Entalpia do influxo ou refluxo

C.2.- DADOS DOS AQUECEDORES (i = 1,2,3)

C.2 - Nível de desligamento do aquecedor i (e também 4)
 TCI - Constante de tempo do aquecedor i (e também 4)
 PAi - Pressão de acionamento de i
 PDi - Pressão de desligamento de i
 Q ϕ i - Potência máxima de i (e também 4)
 TON - Temperatura de acionamento do aquecedor 4
 TOFF - Temperatura de desligamento do aquecedor 4
 PHMi - Pressão de potência máxima para o aquecedor i

C.3.- DADOS DOS ASPERSORES (i = 1,2,3,4)

PASi - Pressão de acionamento de i
 PDSi - Pressão de desligamento de i
 PFMi - Pressão de fluxo máximo de i
 FMi - Fluxo máximo de i
 HSP - Entalpia da água dos aspersores

C.4.- DADOS DA VÁLVULA DE ALÍVIO

PRE - Pressão de abertura da válvula

PRM - Pressão de fluxo máximo através da válvula
FMREF- Fluxo máximo através da válvula de alívio.

12.3, 5.364, 15., 5.344, 20., 5.221, 30., 4.860, 40., 4.499, 50., 4.174
 PARAMETER D=2.235, ZD1=1.64, TC1=16., PA1=15.24E3, PD1=15.24E3, ...
 Q01=400., ZD2=1.64, TC2=16., PA2=15.45E3, PD2=15.45E3, ...
 Q02=600., ZD3=1.64, TC3=16., PA3=15.45, PD3=15.45, Q03=0., ...
 ZD4=1.34, TC4=16., TON=332.2, TOFF=335.6, Q04= 0., ...
 PAS1=15.58E3, PDS1=15.58E3, PFM1=15.93E3, FM1=21.2542, ...
 PAS2=16.2E3, PDS2=15.8E3, PFM2=16.2E3, FM2= 0., ...
 PAS3=16.3E3, PDS3=15.9E3, PFM3=16.3E3, FM3= 0., ...
 PAS4=16.4E3, PDS4=16.0E3, PFM4=16.4E3, FM4= 0., ...
 HSO=1487.5, HSP=1272.2
 PARAMETER PRE=16.10E3, PRM=16.20E3, FMREF=50.3988
 PARAMETER PHM1=15.2E3, PHM2=15.2E3, PHM3=15.2E3
 INCUN PO=15.41E3, Z02=4.477, VT=28.32

ANGRA I - CASO III

FUNCTION NIVEL=0., 4.457, 5., 4.425, 10., 4.258, 20., 3.547, 25., 2.887, ...
 30., 2.385, 40., 1.538, 45., 1.444, 50., 1.516, 50., 1.063
 PARAMETER D=2.235, ZD1=1.64, TC1=16., PA1=15.24E3, PD1=15.24E3, ...
 Q01=400., ZD2=1.64, TC2=16., PA2=15.45E3, PD2=15.45E3, ...
 Q02=600., ZD3=1.64, TC3=16., PA3=15.45, PD3=15.45, Q03=0., ...
 ZD4=1.34, TC4=16., TON=332.2, TOFF=335.6, Q04= 0., ...
 PAS1=15.58E3, PDS1=15.58E3, PFM1=15.93E3, FM1=21.2542, ...
 PAS2=16.2E3, PDS2=15.8E3, PFM2=16.2E3, FM2= 0., ...
 PAS3=16.3E3, PDS3=15.9E3, PFM3=16.3E3, FM3= 0., ...
 PAS4=16.4E3, PDS4=16.0E3, PFM4=16.4E3, FM4= 0., ...
 HSO=1487.5, HSP=1272.2
 PARAMETER PRE=16.10E3, PRM=16.20E3, FMREF=50.3988
 PARAMETER PHM1=15.2E3, PHM2=15.2E3, PHM3=15.2E3
 INCUN PO=15.41E3, Z02=4.457, VT=28.32

INSTITUTO DE RECURSOS FÍSICO-QUÍMICOS E NUCLEARES
 I. P. E. II.

FUNCTION NIVEL=0., 2.35, 60., 2.88, 105., 3.0, 120., 2.98, 740., 2.63, ...
 360., 2.37, 384., 2.35, 480., 2.63, 552., 2.79, 600., 2.75, 720., 2.45
 PARAMETER Z0=1.37, Z01=1.34, TC1=16., PA1=13.65E3, PD1=13.79E3, ...
 Q01= 0., Z02=1.34, TC2=16., PA2=13.65E3, PD2=13.79E3, Q02=80., ...
 Z03=1.34, TC3=16., PA3=13.34E3, PD3=13.89E3, Q03=250., ...
 Z04=1.34, TC4=16., TON=332.2, TUFF=335.6, Q04=40., ...
 PAS=14.27E3, PDS=13.96E3, PFM=14.27E3, FM=2.180, HSU=1329.5, HSP=1115.
 INCON PO=14.E3, Z02=2.35, VT=7.418

SHIPPINGPORT - CASO III

~~FUNCTION SURGE=0., 0., 30., 10., 88E, 60., 4., 536, 96., 0., 120., 1., 134., 0.~~
~~150., 3., 629, 140., 2., 722, 240., 1., 457, 276., 0., 360., 0., 420., 1., 814., 0.~~
~~444., 4., 536, 480., 0., 546., 2., 26E, 576., 3., 030, 676., 2., 722, 660., 0., 702., 0.~~
~~3., 917, 720., 0., 454, 744., 0., 786., 0., 454, 840., 0.~~
~~PARAMETER Z0=1.37, Z01=1.34, TC1=16., PA1=13.65E3, PD1=13.79E3, ...~~
~~Z01= 0., Z02=1.34, TC2=16., PA2=13.65E3, PD2=13.79E3, Q02=80., ...~~
~~Z03=1.34, TC3=16., PA3=13.34E3, PD3=13.89E3, Q03=250., ...~~
~~Z04=1.34, TC4=16., TON=332.2, TUFF=335.6, Q04=40., ...~~
~~PAS=14.27E3, PDS=13.96E3, PFM=14.27E3, FM=3.000, HSU=1500., HSP=1115.~~
~~INCON PO=14.E3, Z02=2.35, VT=7.41E~~

SHIPPINGPORT - CASO IV

FUNCTION NIVEL=0.,7.967,8.,8.837,10.,8.837,17.,8.837,20.,8.047,...

30.,6.084,40.,5.349,50.,4.991,100.,3.937,150.,4.012

PARAMETER D=2.6,ZD1=1.,TC1=16.,PA1=15.5E3,PD1=15.9E3,Q01=2.E3,...

ZD2=1.34,TC2=16.,PA2=12.27E3,PD2=12.41E3,Q02= 0.,....

ZD3=1.34,TC3=16.,PA3=11.86E3,PD3=12.41E3,Q03= 0.,....

ZD4=1.34,TC4=16.,TON=332.2,TOFF=335.6,Q04= 0.,....

PAS1=16.1E3,PDS1=15.7E3,PFM1=16.1E3,FM1=12.,....

PAS2=16.2E3,PDS2=15.8E3,PFM2=16.2E3,FM2=12.,....

PAS3=16.3E3,PDS3=15.9E3,PFM3=16.3E3,FM3=12.,....

PAS4=16.4E3,PDS4=16.0E3,PFM4=16.4E3,FM4=12.,....

H50=1300.,HSP=1200.

PARAMETER PHM1=15.3E3,PHM2=15.3E3,PHM3=15.3E3

PARAMETER PRE=17.0E3,PRM=17.6E3, FMREF=167.

INCON PO=15.8E3,ZO2=7.967,VT=65.

ANGRA II/III - CASO I

FUNCTION NIVEL=0.,7.967,10.,8.350,20.,8.427,30.,8.579,40.,8.809,...

50.,9.116,85.,9.804,100.,9.651,120.,9.192

PARAMETER D=2.6,ZD1=1.,TC1=16.,PA1=15.5E3,PD1=15.9E3,Q01=2.E3,...

ZD2=1.34,TC2=16.,PA2=12.27E3,PD2=12.41E3,Q02= 0.,....

ZD3=1.34,TC3=16.,PA3=11.86E3,PD3=12.41E3,Q03= 0.,....

ZD4=1.34,TC4=16.,TON=332.2,TOFF=335.6,Q04= 0.,....

PAS1=16.1E3,PDS1=15.7E3,PFM1=16.1E3,FM1=12.,....

PAS2=16.2E3,PDS2=15.8E3,PFM2=16.2E3,FM2=12.,....

PAS3=16.3E3,PDS3=15.9E3,PFM3=16.3E3,FM3=12.,....

PAS4=16.4E3,PDS4=16.0E3,PFM4=16.4E3,FM4=12.,....

H50=1300.,HSP=1200.

PARAMETER PHM1=15.3E3,PHM2=15.3E3,PHM3=15.3E3

PARAMETER PRE=17.0E3,PRM=17.6E3, FMREF=167.

INCON PO=15.8E3,ZO2=7.967,VT=65.

FUNCTION NIVEL=0., 4.477, 3., 4.693, 6., 3, 5.055, 8., 7, 5.257, 10., 5.213, ...
 12., 5.055, 15., 4.987, 20., 4.852, 30., 4.491, 40., 4.174, 50., 3.950
 PARAMETER D=2.6, ZD1=1.64, TC1=16., PA1=15.5E3, PD1=13.9E3, QD1=2.0E3, ...
 ZD2=1.34, TC2=16., PA2=12.4E3, PD2=12.4E3, QD2= 0., ...
 ZD3=1.34, TC3=16., PA3=11.8E3, PD3=12.4E3, QD3= 0., ...
 ZD4=1.34, TC4=16., TON=332.2, TOFF=335.6, QD4= 0., ...
 PAS1=15.1E3, PDS1=15.7E3, PFM1=16.1E3, FM1=12., ...
 PAS2=16.2E3, PDS2=15.8E3, PFM2=16.2E3, FM2=12., ...
 PAS3=16.3E3, PDS3=15.9E3, PFM3=16.3E3, FM3=12., ...
 PAS4=16.4E3, PDS4=16.0E3, PFM4=16.4E3, FM4=12., ...
 HSO=1300., HSP=1200.
 PARAMETER PHM1=15.3E3, PHM2=15.3E3, PHM3=15.3E3
 PARAMETER PRF=17.0E3, PRM=17.0E3, FMREF=167.
 INCON PC=15.8E3, ZD2=7.9E7, VI=0.5

ANGRA II/III - CASO III

FUNCTION NIVEL=0., 4.477, 3., 4.693, 6., 3, 5.055, 8., 7, 5.257, 10., 5.213, ...
 12., 5.055, 15., 4.987, 20., 4.852, 30., 4.491, 40., 4.174, 50., 3.950
 PARAMETER D=2.235, ZD1=1.64, TC1=16., PA1=15.24E3, PD1=15.24E3, ...
 QD1=400., ZD2=1.64, TC2=16., PA2=15.45E3, PD2=15.45E3, ...
 QD2=600., ZD3=1.64, TC3=16., PA3=15.45, PD3=15.45, QD3=0., ...
 ZD4=1.34, TC4=16., TON=332.2, TOFF=335.6, QD4= 0., ...
 PAS1=15.58E3, PDS1=15.58E3, PFM1=15.93E3, FM1=21.2542, ...
 PAS2=16.2E3, PDS2=15.8E3, PFM2=16.2E3, FM2= 0., ...
 PAS3=16.3E3, PDS3=15.9E3, PFM3=16.3E3, FM3= 0., ...
 PAS4=16.4E3, PDS4=16.0E3, PFM4=16.4E3, FM4= 0., ...
 HSO=1487.5, HSP=1272.2
 PARAMETER PRF=16.10E3, PRM=16.20E3, FMREF=50.3988
 PARAMETER PHM1=15.2E3, PHM2=15.2E3, PHM3=15.2E3
 INCON PO=15.41E3, ZD2=4.477, VT=28.32

APÊNDICE D

Neste apêndice é mostrado o programa de computador completo utilizado para o transiente de Angra I: Caso II - Acidente de perda de carga, com aspersores e válvula de alívio em operação: começo da vida do reator" (Capítulo 4).

PROBLEM INPUT STATEMENTS

```

MACRO X=TITULO(H,HF,HG)
X=(H-HF)/(HG-HF)
ENDMAC
MACRO Y,MSP1,MSP2,MSP3=SPRAY(Z,ZD,PO,P,PDOT,PAS,PDS,PFM,FM)
PROCEDURAL
IF(Z-ZD)1,7,7
1 IF(PDOT)5,5,2
2 IF(P-PAS)5,3,3
3 IF(P-PFM)4,6,6
4 Y=-1.
X=X+1.
GO TO 8
5 IF(P-PDS)7,7,9
6 Y=0.
X=X+1.
GO TO 8
9 IF(X)7,7,3
7 Y=1.
X=0.
8 CONTINUE
MSP1=FM/(PFM-PO)*ABS(P-PO)
MSP2=FM
MSP3=0.
ENDMAC
MACRO W,TA=HEATT(Z,ZD,T,TDOT,TON,TOFF)
PROCEDURAL
IF(Z-ZD)6,6,1
1 IF(TDOT)3,3,2
2 IF(T-TOFF)4,8,8
3 IF(T-TON)4,4,10
4 X=X+1.
5 IF(X-1.)6,6,7
6 TA=TIME
7 W=-1.
GO TO 9
10 IF(X)11,11,12
11 W=0.
GO TO 9
12 CONTINUE
GO TO 7
8 W=0.
X=0.
9 CONTINUE
ENDMAC
MACRO W,TA=HEATER(Z,ZD,P,PDOT,PA,PD)
PROCEDURAL
IF(Z-ZD)8,8,1
1 IF(PDOT)3,3,2
2 IF(P-PD)13,8,8
3 IF(P-PA)4,4,10
4 X=X+1.
5 IF(X-1.)6,6,7
6 TA=TIME
7 W=-1.
GO TO 9
10 IF(X)11,11,12
11 W=0.
GO TO 9
12 CONTINUE

```

```

GO TO 7
0 W=0.
X=0.
GO TO 9
13 X=X+1.
1F(X-1.)8,8,7
9 CONTINUE
ENDMAC
MACRJ VB=CORR(A,B,C,D,F,G)
PROCEDURAL
J=(U*C*D/(F*(C-D)))**.5
E=(A/(D*(C-U))**.17)*(G/J)**.1
IF(E-1.)1,2,2
1 H=.68
I=.62
GO TO 3
2 H=.88
I=.40
3 CONTINUE
INVI=1./I
VB=(E**INVI)*(F*J)**.5/H**INVI
ENDMAC
MACRO T=TSUP(P,H)
PROCEDURAL
A11=6.5658906E2
A12=9.9065859E-5
A13=-2.187861E-12
A21=-5.2568969E-4
A22=-3.440578E-11
A23=7.008134E-19
A31=1.622085E-10
A32=1.867407E-18
A33=-1.456676E-26
C1=(A13*P+A12)*P+A11
C2=(A23*P+A22)*P+A21
C3=(A33*P+A32)*P+A31
T=(C3*H+C2)*H+C1
ENDMAC
MACRO V=VSUP(P,H)
PROCEDURAL
A1=-5.1026024E-5
A2=1.120801E-10
A3=-4.45055976E5
B1=-1.689304E-10
B2=-3.398018E-17
B3=2.3057608E-1
V=A1+A2*P+A3/P+H*(B1+B2*P+B3/P)
ENDMAC
MACRO DROVHP=DDEVDP(P,ROV)
PROCEDURAL
C1=-1.689304E-10
C2=-3.398018E-17
C3=2.3057608E-1
DROVHP=-ROV*ROV*(C1+C2*P+C3/P)
ENDMAC
MACRO DROVPH=DDEVDP(P,H,ROV)
PROCEDURAL
B1=-5.1026024E-5
B2=1.120801E-10
B3=-4.4505598E5
C1=-1.689304E-10
C2=-3.398018E-17
C3=2.3057608E-1

```

```

PP=P*P
DKOVPH=-ROV*ROV*(B2-B3/PP+R*(C2-C3/PP))
ENDMAC
FUNCTION NIVEL=0.,4.477,3.33,4.694,5.9,5.055,7.8,5.416,9.35,5.560,...
12.3,5.364,15.,5.344,20.,5.221,30.,4.860,40.,4.499,50.,4.174
FUNCTION TEMPS=1.E3,179.9,2.E3,212.4,3.E3,233.9,...
4.E3,250.4,5.E3,264.0,6.E3,275.6,7.E3,285.9,...
8.E3,295.1,9.E3,303.4,...
10.E3,311.06,11.E3,318.15,12.E3,324.75,13.E3,330.93,...
14.E3,336.75,15.E3,342.24,16.E3,347.44,17.E3,352.37,18.E3,357.06,...
19.E3,361.54,20.E3,365.82,21.E3,369.89,22.E3,373.80,22.09E3,374.14
FUNCTION HVSAT=1.E3,2778.1,2.E3,2799.5,3.E3,2904.2,...
4.E3,2801.4,5.E3,2794.3,6.E3,2784.3,7.E3,2772.1,...
8.E3,2758.0,9.E3,2742.1,...
10.E3,2724.7,11.E3,2705.6,12.E3,2684.9,13.E3,2662.2,...
14.E3,2637.6,15.E3,2610.5,16.E3,2580.6,17.E3,2547.2,...
18.E3,2509.1,19.E3,2464.5,20.E3,2409.7,21.E3,2334.6,...
22.E3,2165.6,22.09E3,2099.3
FUNCTION HLSAT=1.E3,762.81,2.E3,908.79,3.E3,1008.4,...
4.E3,1087.3,5.E3,1154.2,6.E3,1213.4,7.E3,1267.0,...
8.E3,1316.6,9.E3,1363.3,...
10.E3,1407.56,11.E3,1450.1,12.E3,1491.3,13.E3,1531.5,...
14.E3,1571.1,15.E3,1610.5,16.E3,1650.1,17.E3,1690.3,...
18.E3,1732.,19.E3,1776.5,20.E3,1826.3,21.E3,1888.4,...
22.E3,2022.2,22.09E3,2099.3
FUNCTION VVSAT=1.E3,19.44E-2,2.E3,99.63E-3,3.E3,66.68E-3,...
4.E3,49.78E-3,5.E3,39.44E-3,6.E3,32.44E-3,7.E3,27.37E-3,...
8.E3,23.52E-3,9.E3,20.48E-3,...
10.E3,18.026E-3,11.E3,15.987E-3,12.E3,14.263E-3,...
13.E3,12.780E-3,14.E3,11.485E-3,15.E3,10.337E-3,16.E3,9.306E-3,...
17.E3,8.364E-3,18.E3,7.489E-3,19.E3,6.657E-3,20.E3,5.834E-3,...
21.E3,4.952E-3,22.E3,3.568E-3,22.09E3,3.155E-3
FUNCTION VLSAT=1.E3,1.1273E-3,2.E3,1.1767E-3,...
3.E3,1.2165E-3,4.E3,1.2522E-3,5.E3,1.2859E-3,6.E3,1.3187E-3,...
8.E3,1.3842E-3,9.E3,1.4178E-3,...
10.E3,1.452E-3,11.E3,1.489E-3,12.E3,1.527E-3,...
13.E3,1.567E-3,14.E3,1.611E-3,15.E3,1.658E-3,16.E3,1.711E-3,...
17.E3,1.770E-3,18.E3,1.840E-3,19.E3,1.924E-3,20.E3,2.036E-3,...
21.E3,2.207E-3,22.E3,2.742E-3,22.09E3,3.155E-3
PARAMETER D=2.235,ZD1=1.64,TC1=16.,PA1=15.24E3,PD1=15.24E3,...
QO1=400.,ZD2=1.64,TC2=16.,PA2=15.45E3,PD2=15.45E3,...
QO2=600.,ZD3=1.64,TC3=16.,PA3=15.45,PD3=15.45,QO3=0.,...
ZD4=1.34,TC4=16.,TON=332.2,TOFF=335.6,QO4= 0.,...
PAS1=15.58E3,PDS1=15.58E3,PFM1=15.93E3,FM1=21.2542,...
PAS2=16.2E3,PDS2=15.8E3,PFM2=16.2E3,FM2= 0.,...
PAS3=16.3E3,PDS3=15.9E3,PFM3=16.3E3,FM3= 0.,...
PAS4=16.4E3,PDS4=16.0E3,PFM4=16.4E3,FM4= 0.,...
HSU=1487.5,HSP=1272.2
PARAMETER PRE=16.10E3,PRM=16.20E3,FMREF=50.3988
PARAMETER PHM1=15.2E3,PHM2=15.2E3,PHM3=15.2E3
INCON PO=15.41E3,ZO2=4.477,VY=28.32
CONSTANT PEE=3.141592,G=9.8067,VQ=6.E-2,EXP=2.718281828
INITIAL
NOSORT
IF(TIME)10,10,20
10 P=PO
HG=NLFGEN(HVSAT,P)
HF=NLFGEN(HLSAT,P)
VG=NLFGEN(VVSAT,P)
VF=NLFGEN(VLSAT,P)
XDDTO=0.
TDDTO=0.
ZDDTO=0.

```

```

V2DT0=0.
AREA=PEE*D*D/4.
VOL=PEE*D*D*D/12.
ZD=(VT-2.*VOLI/AREA+D
VT2=AREA*(ZD2-D/2.)+VOL
X1=1.
X2=0.
V1=VF+X1*(VG-VF)
V2=VF+X2*(VG-VF)
M01=(VT-VT2)/V1
M02=VT2/V2
M2DT0=0.
H1=HF+X1*(HG-HF)
H2=HF+X2*(HG-HF)
H01=H1
H02=H2
M1=M01
M2=M02
PDOT=0.
M2LDT0=0.
AKEFM=FMKEF/(4.5984*P/V1)**.5
AREFO=AREFM/(PRM-PRE)
20 CONTINUE
DYNAMIC
NOSORT
HF=NLFGEN(HLSAT,P)
HG=NLFGEN(HVSAT,P)
VF=NLFGEN(VLSAT,P)
VG=NLFGEN(VVSAT,P)
IF(H1-HG)1,1,2
2 CONTINUE
PSI=P*1.E3
HSI1=H1*1.E3
TKI=TSUP(P,HSI1)
T1=TKI-273.15
V1=VSUP(P,HSI1)
ROV=1./V1
DROVHP=DDEVDP(P,ROV)
DV1DH1=-V1*V1*DROVHP
DV1DH=DV1DH1*1.E3
DROVPH=DDEVDP(P,HSI1,ROV)
DV1DP1=-V1*V1*DROVPH
DV1DP=DV1DP1*1.E3
A1=V1-DV1DH*H1
B1=DV1DH
C1=DV1DP+(V1*DV1DH)
MCD=0.
X1=1.
GO TO 3
1 A1=(HG*VF-VG*HF)/(HG-HF)
B1=(VG-VF)/(HG-HF)
X1=TITULO(H1,HF,HG)
V1=VF+X1*(VG-VF)
T1=NLFGEN(TEMP5,P)
VF1=NLFGEN(VLSAT,1.001*P)
VG1=NLFGEN(VVSAT,1.001*P)
HF1=NLFGEN(HLSAT,1.001*P)
HG1=NLFGEN(HVSAT,1.001*P)
DVGDP=(VG1-VG)/(1.001*P)
DHGDP=(HG1-HG)/(1.001*P)
DHFDP=(HF1-HF)/(1.001*P)
DVFDP=(VF1-VF)/(1.001*P)
C1=(1.-X1)*DVFDP+X1*DVGDP-((1.-X1)*DHFDP+X1*DHGDP-V1)*(VG-VF)/(HG-HF)

```

```

GAMA1=X1*VG/V1
MCU=VQ*AREA*(1.-GAMA1)/V1
3 CONTINUE
COEFA=A1
COEFB=B1
COEFC=C1
IF(H2-HF)4,5,5
4 CONTINUE
HSIZ=H2*1.E3
H=HSIZ
PSI=P*1.E3
P=PSI
A11=3.49661E2
A12=-2.364921E-6
A21=1.1964506E-5
A22=6.291758E-12
A31=2.294645E-10
A32=-5.990103E-18
A41=-8.587812E-17
A42=2.015452E-24
B11=2.8378E2
B12=-2.752333E-7
B21=2.4688303E-4
B22=1.24419E-13
B31=1.8790464E7
B32=-5.634438E-2
A=-3.
B=10.
C=-15.
D=8.
E=16.
B4=1.7556418E6
HM=8.14E5
DH=2.0E3
PC1=8.12E5
PC2=8.16E5
TLA=B11+B12*P+(B21+B22*P)*H+(B31+B32*P)/(H-B4)
Z1=A11+A12*P
Z2=A21+A22*P
Z3=A31+A32*P
Z4=A41+A42*P
TLB=((Z4*H+Z3)*H+Z2)*H+Z1
IF(H-PC2)11,11,40
40 TL=TLB
GO TO 14
11 IF(H-PC1)12,12,13
12 TL=TLA
GO TO 14
13 SS=(H-HM)/DH
XSS=SS*SS
SX=((A*XSS+B)*XSS+C)*SS+D)/E
TL=SX*TLA+(1.-SX)*TLB
14 CONTINUE
TK2=TL
T2=TK2-273.15
A1=62.4
A2=-8.73E-5
A3=2.32E-10
A4=2.14E-4
A5=1.438E-9
A6=-6.2E-15
C1=92.924
C2=39440.2

```

```

C3=1377.35
C4=5.761E-4
C5=1.6386
C6=.035704
HREF=280.
CONP=1.4503773E-4
CONH=4.2992614E-4
CONR=1.6018463E1
OLHREF=2.80
PC1=277.2
PC2=282.8
A=-3.
B=10.
C=-15.
D=8.
E=16.
HR=H*CONH
PR=P*CONP
X=HR*HR
B1=A1+A4*PR
B2=A2+A5*PR
B3=A3+A6*PR
ROLA=((B3*X+B2)*X+B1)*CONR
D1=C1+C4*PR
D2=C2+C5*PR
D3=C3+C6*PR
ROLB=(D1+D2/(HR-D3))*CONR
IF(HR-PC2)16,16,15
15 ROL=ROLB
GO TO 19
16 IF(HR-PC1)17,17,18
17 ROL =ROLA
GO TO 19
18 SS=(HR-HREF)/OLHREF
XSS=SS*SS
SX=((A*XSS+B)*XSS+C)*SS+D)/E
ROL=SX*ROLA+(1.-SX)*ROLB
19 CONTINUE
VL=1./ROL
V2=VL
A1=2.14E-4
A2=1.438E-9
A3=-6.2E-15
A4=5.761E-4
A5=1.6386
A6=.035704
B1=62.4
B2=-8.73E-5
B3=2.32E-10
B4=92.924
B5=39440.2
B6=1377.35
CHC1=278.2
CHC2=282.8
A=-3.
B=10.
C=-15.
D=8.
E=16.
CONH=4.2992614E-4
CONP=1.4503773E-4
LUND=2.3232816E-3
CH=280.

```

```

DCLH=2.8
HR=H*CONH
PK=P*CONP
IF (HR-CHC1) 30, 30, 21
30 Y=HR*HR
DRULPH=(A1+(A2+A3*Y)*Y)*COND
GO TO 24
21 CONTINUE
Z5=B5+A5*PR
W=1./(HR-A6*PK-86)
DRULPB=(A4+W*A5+Z5*A6*W*W)*COND
IF (HR-CHC2) 23, 23, 22
22 DRULPH=DRULPB
GO TO 24
23 X=HR*HR
XH=(HR-CH)/DLCH
XHS=XH*XH
SX=((A*XHS+B)*XHS+C)*XH+D)/E
DRULP1=(A1+(A2+A3*X)*X)*COND
DRQLPH=SX*DRULP1+(1.-SX)*DRULPB
24 CONTINUE
DV2DP1=-V2*V2*DRQLPH
DV2DP=DV2DP1*1.E3
HREF=280.
LREF=20.
CHREF=2.80
CLREF=.20
CUNK=6.8866988E-3
H75=.75
H05=.1427551749
XSQ=35.8801
X42=2574.763152
XH1=5.99
HQ=.001315
X7=(HR-12.9951)*H05
D1=B1+A1*PR
D2=B2+A2*PR
D3=B3+A3*PR
D4=B4+A4*PR
D5=B5+A5*PR
D6=B6+A6*PR
SX7=X7*X7
SS=((SX7-3.)*X7+2.)*.25
DSDH=(H75*SX7-H75)*H05
R3=HQ*(HR-XH1)+D1+XSQ*D2+X42*D3
R1=D1+HR*HR*(D2+HR*HR*D3)
XH2=1./(HR-D6)
R2=D4+D5*XH2
DR2DH=-D5*XH2*XH2
DRUHL=(2.*D2+4.*D3*HR*HR)*HR
R=DSDH*(R3-R1)+SS*(HQ-DRUHL)+DRUHL
RE=SS*(R3-R1)+R1
IF (HR-282.8) 49, 49, 48
48 DRQLHP=DR2DH*CONK
GO TO 56
49 IF (HR-19.8) 50, 50, 51
50 DRQLHP=R*CONK
GO TO 56
51 IF (HR-20.2) 52, 52, 53
52 CONTINUE
XS=(HR-LREF)/CLREF
XSS=XS*XS
SX=((A*XSS+B)*XSS+C)*XS+D)/E

```

```

DKULHP=(SX*R+(1.-SX)*DRDH1)*CONK
GO TO 56
53 IF (HR-277.2) 54, 54, 55
54 DRDLHP=DRDH1*CONK
GO TO 56
55 XS=(HR-HREF)/CIHREF
XSS=XS*XS
SX=((1A*XSS+B)*XSS+C)*XS+D)/E
DKULHP=(SX*DRDH1+(1.-SX)*DRZDH)*CONK
56 CONTINUE
DVZDH2=-V2*V2*DRDLHP
DVZDH=DVZDH2*1.E3
P=P*.001
A2=V2-DVZDH*A2
B2=DVZDH
C2=DVZDH+(V2*DVZDH)
MBUB=0.
X2=0.
GO TO 6
5 CONTINUE
VFI=NLFGEN(VLSAT,1.001*P)
VGI=NLFGEN(VVSAT,1.001*P)
HFI=NLFGEN(HLSAT,1.001*P)
HGI=NLFGEN(HVSAT,1.001*P)
DVGDP=(VGI-VG)/(1.001*P)
DHGDP=(HGI-HG)/(1.001*P)
DHFDP=(HFI-HF)/(1.001*P)
DVFDP=(VFI-VF)/(1.001*P)
T2=NLFGEN(TEMPS,P)
A2=(HG*VF-VG*HF)/(HG-HF)
B2=(VG-VF)/(HG-HF)
X2=TITULO(H2,HF,HG)
V2=VF+X2*(VG-VF)
C2=(1.-X2)*DVFDP+X2*DVGDP-((1.-X2)*DHFDP+X2*DHGDP-V2)*(VG-VF)/(HG-HF)
GAMA2=X2*VG/V2
PI=.14503*P
SIGMA=3.5578E-2+(2.9522E-9*PI-2.0460E-5)*PI
VB=CORR(GAMA2,SIGMA,VG,VF,G,D)
MBUB=VB*AREA*GAMA2/V2
6 CONTINUE
A1=COEFA
B1=COEFB
C1=COEFC
IF(P-PRE)60,60,61
60 MRE=0.
GO TO 62
61 CONTINUE
AREF=AMIN1(AREFO*(P-PRE),AREFM)
MRE=AREF*(4.5984*P/V1)**.5
62 CONTINUE
Z=NLFGEN(NIVEL,TIME)
ZDOT=DERIV(ZDOTO,Z)
VZDOT=DERIV(VZDOTO,VZ)
XZDOT=DERIV(XZDOTO,XZ)
TZDOT=DERIV(TZDOTO,TZ)
W1,TA1=HEATER(Z,ZO1,P,POCT,PA1,PD1)
W2,TA2=HEATER(Z,ZO2,P,POCT,PA2,PD2)
W3,TA3=HEATER(Z,ZO3,P,POCT,PA3,PD3)
W4,TA4=HEAT(Z,ZO4,Y2,TZDOT,TON,TOFF)
Q1A=AMIN1(QO1*ABS(PO-P)/(PO-PHM1),QO1)
Q1D=0.
Q2A=AMIN1(QO2*ABS(PO-P)/(PO-PHM2),QO2)
Q2D=0.

```

```

Q30=0.
Q4A=Q04*(1.-EXP**((TA4-TIME)/TC4))
Q4D=0.
Q1=INSW(W1,Q1A,Q10)
Q2=INSW(W2,Q2A,Q20)
Q3=INSW(W3,Q3A,Q30)
Q4=INSW(W4,Q4A,Q40)
Q=Q1+Q2+Q3+Q4
Y1,MSPA1,MSPB1,MSPC1=SPRAY(Z,ZD,PO,P,PDOT,PAS1,PDS1,PFM1,FM1)
Y2,MSPA2,MSPB2,MSPC2=SPRAY(Z,ZD,PO,P,PDOT,PAS2,PDS2,PFM2,FM2)
Y3,MSPA3,MSPB3,MSPC3=SPRAY(Z,ZD,PO,P,PDOT,PAS3,PDS3,PFM3,FM3)
Y4,MSPA4,MSPB4,MSPC4=SPRAY(Z,ZD,PO,P,PDOT,PAS4,PDS4,PFM4,FM4)
MSP1=FCNSW(Y1,MSPA1,MSPB1,MSPC1)
MSP2=FCNSW(Y2,MSPA2,MSPB2,MSPC2)
MSP3=FCNSW(Y3,MSPA3,MSPB3,MSPC3)
MSP4=FCNSW(Y4,MSPA4,MSPB4,MSPC4)
MSP=MSP1+MSP2+MSP3+MSP4
MCS=MSP*(HF-HSP)/(H1-HF)
MDO1=-MCS+MBUB-MCO-MRE
M1H1=-MCS*H1+MBUB*HG-MCO*HF-MRE *H1
HDO1=M1H1/M1+V1*PDOT-(MDO1*H1)/M1
MDO2=AREA*ZDOT/V2-M2*V2DOT/V2
MOTL2=MDO2*(1.-X2)-M2*X2DOT
MSU=MOTL2-MSP-MCS-MCO
7 HSU=HSO
M2H2=MSU*HSU+MSP*HF+MCS*HF-MBUB*HG+MCO*HF+Q
HDO2=M2H2/M2+V2*PDOT-(MDO2*H2)/M2
PDOT=-((MDO1*A1+MDO2*A2+B1*M1H1+B2*M2H2)/(M1*C1+M2*C2)
VT1=M1*V1
VT2=M2*V2
VT=VT1+VT2
M1=INTGRL(MO1,MDO1)
M2=INTGRL(MO2,MDO2)
H1=INTGRL(HO1,HDO1)
H2=INTGRL(HO2,HDO2)
P=INTGRL(PO,PDOT)
TIMER DELT=.01,PRODEL=.5,OUTDEL=.5,FINTIM=50.
LABEL ANGRA 1-CASE LOSS OF LOAD ACCIDENT WITH... (BEGINNING)
METHOD RECT
PRTPLOT P(T1,T2,Z),MSP(Q1,Q2,Q3),MSU(V1,V2,VT)
PRTPLOT T1(H1,HF,HG),T2(H2,HF,HG),Z(MSP,Q4,Q)
PRTPLOT ZDOT(Z,T1,T2),V2DOT(V2,Z,MSU),X2DOT(DV2DP,V2,T2)
PRTPLOT MOTL2(X1,X2,MDO2)
PRTPLOT MRE(P,AREF)
PRINT M1,M2,MBUB,MCO,MCS,VB,DV2DH,PDOT
END
STOP

```

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 01 - BARON, R.C. Digital simulation of a nuclear pressurizer. Nuc. Sci. Eng., 52: 283-91, 1973.
- 02 - CHENG, S.C.; KULKARNI, K.; BIRTA, L.G. Insurge transient from a surge tank using CSMP. Simulation: 109-14, Oct. 1974.
- 03 - CLARK JR., M.; HANSEN, K.F. Numerical methods of reactor analysis. New York, Academic Press, 1964.
- 04 - COUGHREN, K.D. Pressurizing vessel performance equations. Pacific Northwest Lab., 1965. (BNWL-116).
- 05 - DRUCKER, E.E.; GORMAN, D.J. A method predicting steam-surge tank transients based on one-dimensional heat sink transients based on one-dimensional heat sink. Nuc. Sci. Eng., 21: 473-80, 1965.
- 06 - DRUCKER, E.E.; TONG, K.N. Behaviour of a steam-pressurizer surge tank. Trans. Am. Nucl. Society, 5 (1): 144, 1962.

- 07 - EL-WAKIL, M.M. Nuclear power engineering. New York , McGraw-Hill, 1962.
- 08 - FINAL Safety Analysis Report-Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto. Furnas Centrais Elétricas S/A.
- 09 - GAJEWSKI, W.M. Study by simulator techniques of transient pressures in high pressure water systems utilizing a surge tank. Westinghouse Electric Co., 1955. (WAPD-T-88).
- 10 - IBM - System 360. Continuous System Modeling Program-users manual. Program Number 360A-CX-16X. (GH20 -0367-4).
- 11 - LARMINAUX, R.; OURMANN, M. Simulation numérique des régimes transitoires dans les circuits principaux des tranches nucléaires PWR: comparaison entre modèles et essais. La Houille Blanche, (2/3): 129-33, 1979.
- 12 - LOBO, A.A. de R.; SOARES, P.A.; LAVORATO, W.R.A. SACI-um programa digital para análise de transientes em central nuclear a água leve pressurizada. Belo Horizonte, M.G., Instituto de Pesquisas Radioativas, Setembro 1976. (IPR 381).
- 13 - MASCHÉ, G. System Summary of a Westinghouse Pressurized Water Reactor Nuclear Power Plant. Westinghouse Electric Co. (s.d.).
- 14 - NAHAVANDI, A.N. The loss-of-coolant accident analysis in pressurized water reactors. Nuc. Sci. Eng., 36: 159-88, 1969.

- 15 - NAHAVANDI, A.N.; CHIABRANDY, R.E.; AMIDON J.L. A comparison of equilibrium and non-equilibrium models in a water reactor pressurizer. Trans. Am. Nucl. Soc., Winter Meeting: 659, 1967.
- 16 - NAHAVANDI, A.N.; MAKKENCHERY, S. An improved pressurizer model with bubble rise and condensate drop dynamics. Nuc. Eng. & Design, 12: 135-47, 1970.
- 17 - POLITÉCNICA da USP. CSMP - simulação de sistemas contínuos. São Paulo, Sem Editor, 1978 (Apostila de Curso).
- 18 - PRELIMINARY Safety Analysis Report-Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto. Furnas Centrais Elétricas - S/A.
- 19 - PRELIMINARY Safety Analysis Report-Centrais Nucleares Angra II e III. Furnas Centrais Elétricas S/A.
- 20 - REDFIELD, J.A.; PRESCOP, V.; MARGOLIS, S.G. Pressurizer performance during-load drop. Tests at Shippingport: analysis and test. Trans. Am. Nucl. Soc.: 323, June 1967.
- 21 - REDFIELD, J.A. PRESCOP, V.; MARGOLIS, S.G. Pressurizer performance during loss-of-load test at Shippingport, analysis and test. Nuc. Appl., (4): 1973-81, March 1968.
- 22 - ROWLANDS, I. Design of the pressurized water reactor. J. Inst. Nuc. Eng., 21(10): 113-5, 1980.
- 23 - SANATHANAN, C.K.; SANDBERG, A.A.; CLARK, F.H.; STONE,

- R.S. Dynamic modeling of a large once-through steam generator. Nuc. Eng. & Design, 23: 321-30, 1972.
- 24 - SCHNACKEL, H.C.; SCHENECTADY, N.Y. Formulations for the thermodynamic properties of steam and water. Transactions of the ASME: 967-73, May 1958.
- 25 - SHUM, F.B. The development of a four equation drift-flux computer code (DRIFT-4). Troy, New York, 1978 (Thesis for the degree of master of science, Rensselaer Polytechnic Institute).
- 26 - STELTZ, W.G.; SILVESTRI, G.J. The formulation of steam properties for digital computer application. Transactions of the ASME: 967-73, May 1958.
- 27 - SORENSON, C.W. Procedure for sizing pressurizers for pressurized water reactor: 3.10-32, 1960 (KAPL-2000-10).
- 28 - TERRIEN, J.F. Moyens mis en oeuvre pour la fabrication des composants primaires des centrales PWR. R.G.N., (4): 332-7, Juillet-Août 1980.
- 29 - TERRIEN, J.F.; OUERO, J.R. Réalisation des enceintes du circuit primaire principal des chaudières nucléaires à eau sous pression. Annales des mines : 111-20, Juin 1980.
- 30 - VANNI, E.A. Simulador digital do pressurizador e bomba do circuito primário de reator com água pressurizada. Rio de Janeiro; 1978. (Tese de Mestrado, Ins

tituto Militar de Engenharia).

- 31 - VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. Fundamentos da termodinâmica clássica. 2^a ed. São Paulo, Edgard Blücher, 1978.
- 32 - WARK, K. Thermodynamics. 3rd ed. Tokio, Japan, McGraw-Hill-Kogakusha, 1977.
- 33 - WILSON, J.F.; GREENDALE, R.J.; PATTERSON, J.F. Steam volume fraction in a bubbling two-phase mixture. Trans. Am. Nucl. Soc., 4: 356-7, 1961.