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

TENSÕES TÉRMICAS NO VASO DE PRESSÃO DE UM REATOR A ÁGUA PRESSURIZADA (PWR)

WAGEEH SIDRAK BASSEL

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

Orientador: Dr. José Antonio Diaz Dieguez

São Paulo
1980

SECRETARIA DA INDÚSTRIA, COMÉRCIO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

TENSÕES TÉRMICAS NO VASO DE PRESSÃO DE UM REATOR A ÁGUA PRESSURIZADA (PWR)

Wageeh Sidrak Bassel

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

Orientador: Dr. José Antonio Diaz Dieguez

SÃO PAULO
1980

AGRADECIMENTOS

Quero expressar meus agradecimentos ao Instituto de Pesquiquisas Energéticas e Nucleares pela oportunidade oferecida para a realização deste Trabalho .

Ao Dr. José Antonio Diaz Dieguez pela segura orientação e estímulo .

Aos colegas do Centro de Engenharia Nuclear pelo apoio, especialmente aos colegas Antonio Fernando Rodrigues e Gerson Antonio Rubin .

Ao Antonio Gouveia do Centro de Processamentos de Dados pela colaboração .

A Sueli Anselmo Alves Heringer pelo trabalho de datilografia .

TENSÕES TÉRMICAS NO VASO DE PRESSÃO DE
UM REATOR A ÁGUA PRESSURIZADA (PWR)

RESUMO

Foi desenvolvido um método para cálculo das tensões térmicas na parte cilíndica do vaso de pressão de um reator tipo PWR. Dois tipos de tensões térmicas foram estudadas, (1) Tensões térmicas criadas por gradiente de temperatura radial - foi desenvolvido um programa de computador para calcular a distribuição de temperatura transiente, no caso de choque térmico e resfriamento da central; foi obtida a correspondente distribuição de tensão, usando o conceito de deformação plana para cilindro oco. Foi calculada a condição limite para o máximo decréscimo na temperatura de resfriamento que não causa deformação plástica (210^{o}F); foi obtido, ainda, o fator de utilização para os cálculos de fadiga - (2) Tensões térmicas criadas por gradiente de temperatura axial; foi obtida uma solução numérica baseada na teoria de cascas e aplicada para o reator em estado estacionário .

THERMAL STRESSES IN A PRESSURIZED WATER REACTOR PRESSURE VESSEL

ABSTRACT

A method for calculating the thermal stresses in the cylindrical part of a PWR pressure vessel was developed. Two Types of thermal stresses were studied, (1) thermal stresses created by radial temperature gradient-a computer program was developed to calculate transient temperature distribution in case of thermal shock and plant cooling down; the corresponding stress distribution was obtained by using the concept of plain strain for hollow cylinder. The limiting condition for maximum sudden decrease in temperature which should not cause plastic collapse was concluded (210 ^{o}F); the utilization factor for fatigue calculations was also obtained - (2) thermal stresses created by axial thermal gradient in which a numerical solution, based upon the theory of shells, was made and applied to the case of reactor steady state .

ÍNDICE

Pag.

ÍNDICE DAS TABELAS

ÍNDICE DAS FIGURAS

Nomenclatura

a	=	raio interno (in)
b	=	raio externo (in)
c	=	calor específico (BTU/Lb ^{o}F)
E	=	módulo de elasticidade (psi)
h	=	espessura (in)
h_f	=	coeficiente de troca de calor (BTU/hr ft^2 F)
k	=	condutividade térmica (BTU/hr ft ^{o}F)
q_o'''	=	calor gerado na parede interna do vaso de pressão por unidade de volume e por unidade de tempo (BTU/ft^3 hr)
Q_t	=	calor total gerado no vaso por unidade de tempo (BTU/hr)
Q	=	tensão do momento de flexão equivalente (psi)
r	=	raio (in)
r_m	=	raio médio (in)
S_m	=	tensão limite (psi)
S_y	=	tensão de escoamento (psi)
S_u	=	tensão máxima de ruptura (psi)
t	=	temperatura (^{o}F)
T_o	=	temperatura média (^{o}F)
u	=	deformação na direção r (in)
v	=	deformação na direção θ (in)
w	=	deformação na direção z (in)
α	=	coeficiente de dilatação térmica (^{o}F^{-1})
α_f	=	difusividade térmica (ft^2/hr)
ε_r	=	deformação relativa na direção r
ε_θ	=	deformação relativa na direção θ
ε_z	=	deformação relativa na direção z
σ_r	=	tensão radial (psi)
σ_θ	=	tensão tangencial (psi)

σ_z	=	tensão axial (psi)
$\sigma_{\theta n}$	=	tensão tangencial causada pela força normal (psi)
$\sigma_{m\theta}$	=	tensão tangencial causada pelo momento de flexão m_θ (psi)
σ_{ms}	=	tensão tangencial causada pelo momento de flexão m_s (psi)
τ	=	tensão de cisalhamento (psi)
μ	=	coeficiente de absorção (ft^{-1})
μ_f	=	viscosidade (Lb/ft. hr)
ν	=	razão de Poisson
ρ	=	densidade (Lb/ft^3)
θ	=	tempo (hr)

1 - INTRODUÇÃO

1.1. Considerações gerais sobre a central nuclear PWR

A grande utilidade do processo de fissão nuclear como fonte de energia útil, vem do fato de que este processo é exotérmico e que em condições especiais pode ser auto-sustentável (reação em cadeia). A reação de fissão ocorre quando o núcleo de um átomo de combustível nuclear (por exemplo U^{235}) é rompido por um neutron. Na fissão, o núcleo divide-se em vários fragmentos (geralmente dois) denominados produtos de fissão. Quando gerados, os fragmentos de fissão , possuem alta energia cinética que se transforma em energia térmica pela colisão com os outros átomos presentes.

Durante a fissão também é liberada radiação nuclear com alta energia de raios γ, raios β, neutrinos e neutrons .

Em média, a fissão de um átomo de U^{235} produz energia de 200 Mev (= 3.10^{-14} BTU). A distribuição aproximada da energia de fissão é mostrada na Tabela 1.1 /6 /. Aproximadamente 90% desta energia é produzida no próprio combustível nuclear, 4% no moderador, 5% é levada pelos neutrinos e 1% é produzido nas barreiras térmicas e vaso de pressão do reator .

A Figura 1.1 representa o circuito primário e secundário de um reator PWR ("Pressurized Water Reactor"), similar às centrais Angra I e Angra II em construção no Brasil. Os principais equipamentos do circuito são (1) Reator, (2) Gerador de Vapor, (3) Pressurizador, (4) Bomba Principal. A pressão no circuito primário é da ordem 2240 psi (158 atm) e a temperatura da entrada do refrigerante no núcleo é 554 ^{o}F (290 ^{o}C) e da saída 600 ^{o}F (316 ^{o}C) .

As usinas nucleares diferem das usinas térmicas convencionais, pois, requerem condições especiais de segurança, tanto em condições normais de operação como em caso de parada normal do reator . Um dos problemas na parada do reator é que mesmo com o reator desligado a produção de energia continua, devido aos decaimentos radioativos dos produtos de fissão. Instantes depois da parada esta energia

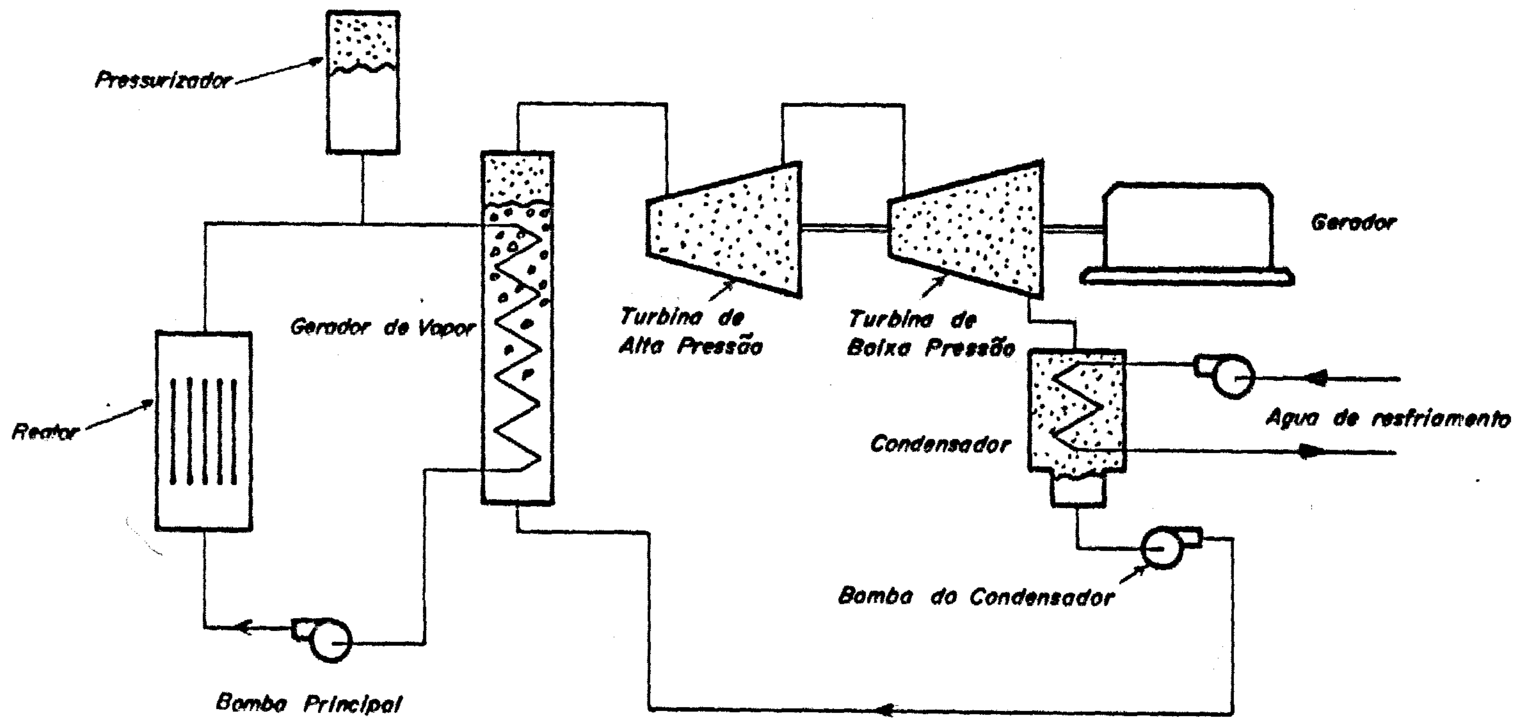


Fig. 1-1 Diagrama simplificado da Usina Nuclear tipo PWR.

Tabela 1.1. - Distribuição aproximada da energia de fissão /6/ .

TIPO		PROCESSO	PORCENTAGEM DA ENERGIA TOTAL	ALCANCE APROXIMADO
Fissão	I Energia Instantânea	Energia cinética dos fragmentos de fissão	80.5	muito curto
		Energia cinética dos recém nascidos neutrons rápidos	2.5	médio
		Energia dos raios γ liberada no momento da fissão	2.5	longo
	II Energia Retardada	Energia cinética dos neutrons atrasados	.02	médio
		Energia dos raios β dos produtos de fissão	3.	curto
		Neutrinos associados com decaimento β	5.	não recuperável
		Raios γ dos produtos de fissão	3.	longo
(n,γ) devido ao excesso de neutrons	III Energia Instantânea e Retardada	Outras reações (exceto fissão) devidas ao excesso de neutrons mais decaimentos β e γ devidos aos produtos da reação (n,γ)	3.5	curto e longo

é aproximadamente 7% da potência térmica a plena carga e cai para 3 a 4% algumas horas depois. Por isso é necessário instalar um sistema independente de remoção desse calor denominado Sistema de Remoção do Calor ("Residual Heat Removal System - RHRS") para atuar durante qualquer parada do reator. Em caso de acidente, ainda com o objetivo de garantir permanente resfriamento dos elementos combustíveis, as centrais tipo PWR têm um sistema de resfriamento de emergência. A Figura 1.2 representa sistema de emergência de resfriamento.

Como se pode observar há tres sistemas independentes : o sistema acumulador, ACC ("Accumulator System"), o sistema de injeção de baixa pressão, LPIS ("Low Pressure Injection System") e o sistema de injeção de alta pressão, HPIS ("High Pressure Injection System") /21/.

O sistema acumulador consta de um tanque de armazenamento, cheio de água borada e pressurizado com nitrogênio, até a pressão de 650 psig. Este tanque está ligado à perna fria do reator através de válvulas de retenção. Na Tabela 1.2. são apresentadas as principais características de projeto do Acumulador . 2

Tabela 1.2. - Características de projeto e operação do Acumulador de um PWR . /21/

Capacidade do vaso acumulador	1450 ft^3 (41 m^3)
Volume de água em condições de operação	925-939 ft^3 (26-26,5 m^3)
Material do vaso acumulador	aço carbono revestido internamente com aço inox
Pressão de projeto	700 psig (49 Kg/cm^2)
Pressão de operação	650 psig (46 Kg/cm^2)
Temperatura de projeto	300 F (150 ^oC)
Temperatura de operação	150 F (66 ^oC)
Concentração de Boro na água do acumulador	2000 ppm

O sistema de baixa pressão funciona com bombas conectadas a um tanque de armazenagem (aprox. 1324 m^3). O LPIS está ligado à

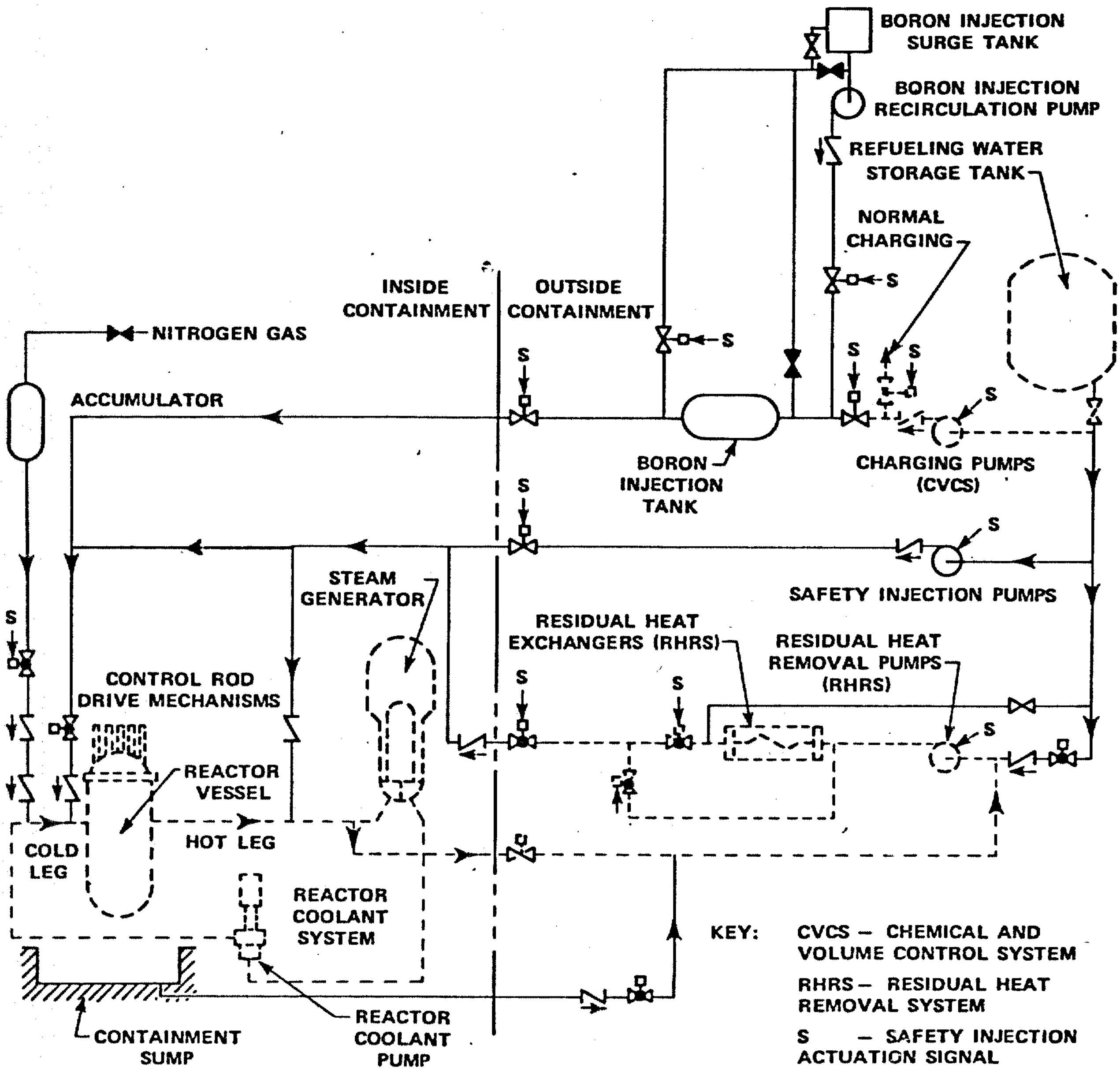


Fig. 1.2. - Sistema de emergência de resfriamento .

perna fria do reator por válvulas de retenção e de controle. A atuação do LPIS é automática uma vez que a pressão do sistema primário ' seja inferior a 600 psi .

O sistema de alta pressão tem a função de fornecer água ' de refrigeração de emergência a alta pressão. Embora independentes , o LPIS e o HPIS são bastante similares, diferem apenas nas condições de funcionamento. O HPIS entra em funcionamento quando a pressão do sistema primário for inferior a 2000 psi. Obviamente os sistemas ACC e LPIS são dimensionados para grandes rupturas no circuito primário' (grande LOCA, "Loss of Coolant Accident"), ao passo que o HPIS é fundamentalmente para pequenas rupturas .

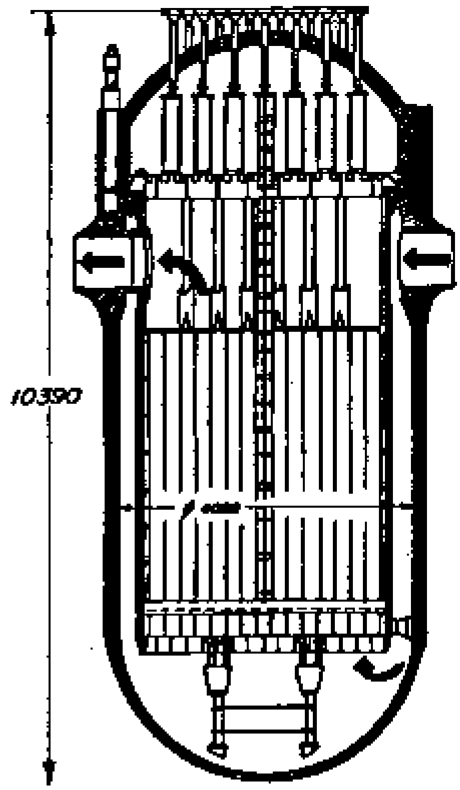
1.2. Vaso de pressão do reator

Como pode ser observado na Figura 1.1, basicamente o componente que difere das centrais térmicas convencionais é o reator ' nuclear. Na Figura 1.3 é apresentado um esquema de um reator tipo ' PWR. Os componentes principais são (a) vaso de pressão, (b) elementos combustíveis, (c) barras de controle,(e) materiais estruturais . A água, que atua como refrigerante e moderador dos neutrons, entra ' no reator pelo espaço anular formado pelo vaso de pressão e a blindagem térmica. Depois, passa entre os elementos combustíveis dos quais recebe o calor gerado pela fissão.

Finalmente, deixa o vaso de pressão pela perna quente.

Os vasos de pressão dos reatores PWR são cilindros verticais com tampos hemisféricos e construção soldada. O tampo superior' é removível e é acoplado à flange com parafusos para acesso ao ' núcleo do reator .

Na Tabela 1.3. são apresentadas as principais características de um vaso de pressão do reator PWR 650 Mwe. A secção central do vaso em frente ao núcleo não deve ter penetrações ou descontinuidades por causa da alta dose de radiação absorvida nesta região. O vaso de pressão do PWR é sustentado por apoios colocados nos bocais' de entrada e saída do fluido refrigerante .



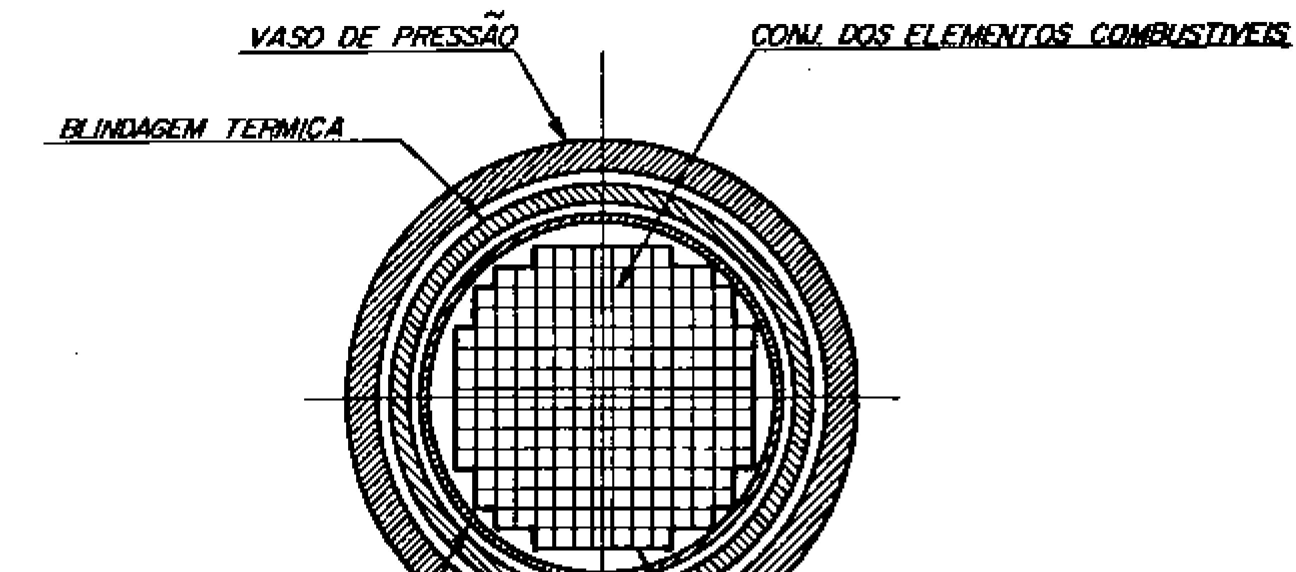


Fig. I.3 – Esquema de um reator PWR.

Tabela 1.3. - Principais características de vaso de pressão PWR (650) Mw(e) .

Pressão de projeto	2500 psia (175 ata)
Pressão de operação	2250 psia (157 ata)
Temperatura de projeto	650 ^{o}F (343 ^{o}C)
Temperatura de operação	608 ^{o}F (320 ^{o}C)
Altura total	34 ft (10,39 m)
Diâmetro interno	154" (3.92 m)
Espessura da parede	6,3 -10" (16 cm-25 cm)
Espessura do revestimento interno	0,2" (5-6 mm)
Material do vaso	aço carbono
Material do revestimento interno	aço inox
Nº de parafusos na flange da tampa superior	52
Diâmetro dos parafusos	7" (178 mm)
Vida estimada	40 anos
Fluxo integrado máximo de neutrons	1,6 x 10^{19} n/cm^2

1.2.1. <u>Materiais para vasos de pressão</u>

Existem muitos tipos de aços que podem ser usados na construção de vasos de pressão. A escolha desses materiais é influenciada pelos mais diversos fatores, como por exemplo propriedades mecânicas e físicas, possibilidade de fabricação das chapas de aço, facilidade de dobrar, usinar e soldar .

Whitman /23/ mostra que os vasos de pressão dos primeiros reatores foram feitos de Aço tipo ASTM A 212 Gr B (reclassificados em 1966 para ASTM A 515 Gr B) por causa do bom desempenho deste aço em caldeiras convencionais em espessuras até 6-7 in. Mas para espessuras maiores do que essa foi notada uma deterioração na tenacidade ("toughness") do aço. Depois foi utilizado o aço ASTM A 302 Gr B. Atualmente a maioria dos vasos de pressão construidos são de aço tipo ASTM A 533 Gr B que apresenta resultados satisfatórios com espessuras até 12 in. Eventualmente poderia também ser usado o Aço ASTM A 542 Gr B. A Tabela 1.4 apresenta as principais propriedades mecânicas destes tipos de aço .

Tabela 1.4. - Propriedades mecânicas dos aços ./1/

	ASTM A 212 Gr B	ASTM A 302 Gr B	ASTM A 533 Gr B	ASTM A 545 Gr B
Tensão de ruptura	65-77 KSI	80-100 KSI	90-115 KSI	115-135 KSI
Tensão de escoamento	32 KSI	50 KSI	70 KSI	100 KSI
alongamento %	21 %	15 %	16 %	14%

1.2.2. Efeito da radiação

Como já foi dito, o vaso de pressão sofre o bombardeamento de partículas de alta energia / 14 /. Por essa razão as propriedades mecânicas podem ser sensivelmente afetadas pela radiação nuclear. O efeito da radiação, portanto, não pode ser desprezado pelos projetistas do vaso de pressão. A alteração nas propriedades mecânicas é causada pelo deslocamento de átomos na rede cristalina do material ("Lattice defects") /3,20 / .

As Figuras 1.4 e 1.5 mostram o efeito da radiação no aço carbono. Como pode ser observado na Figura 1.4, há um aumento nas tensões de ruptura (Su) e tensão de escoamento (Sy). A razão de crescimento de Su é bem maior que a razão de crescimento de Sy. Com o efeito da radiação,a razão entre a tensão de escoamento e a tensão de ruptura aproxima-se da unidade. Pode-se observar, ainda, que a dutilidade diminui com a irradiação especialmente na faixa de alongamento uniforme .

Na Figura 1.5 é mostrado o efeito da radiação na temperatura de transição e no valor da energia de ruptura, no teste de choque tipo Charpy-V com o aumento da radiação observa-se um aumento na temperatura de transição (NDT, "Nil Ductility Temperature") e uma

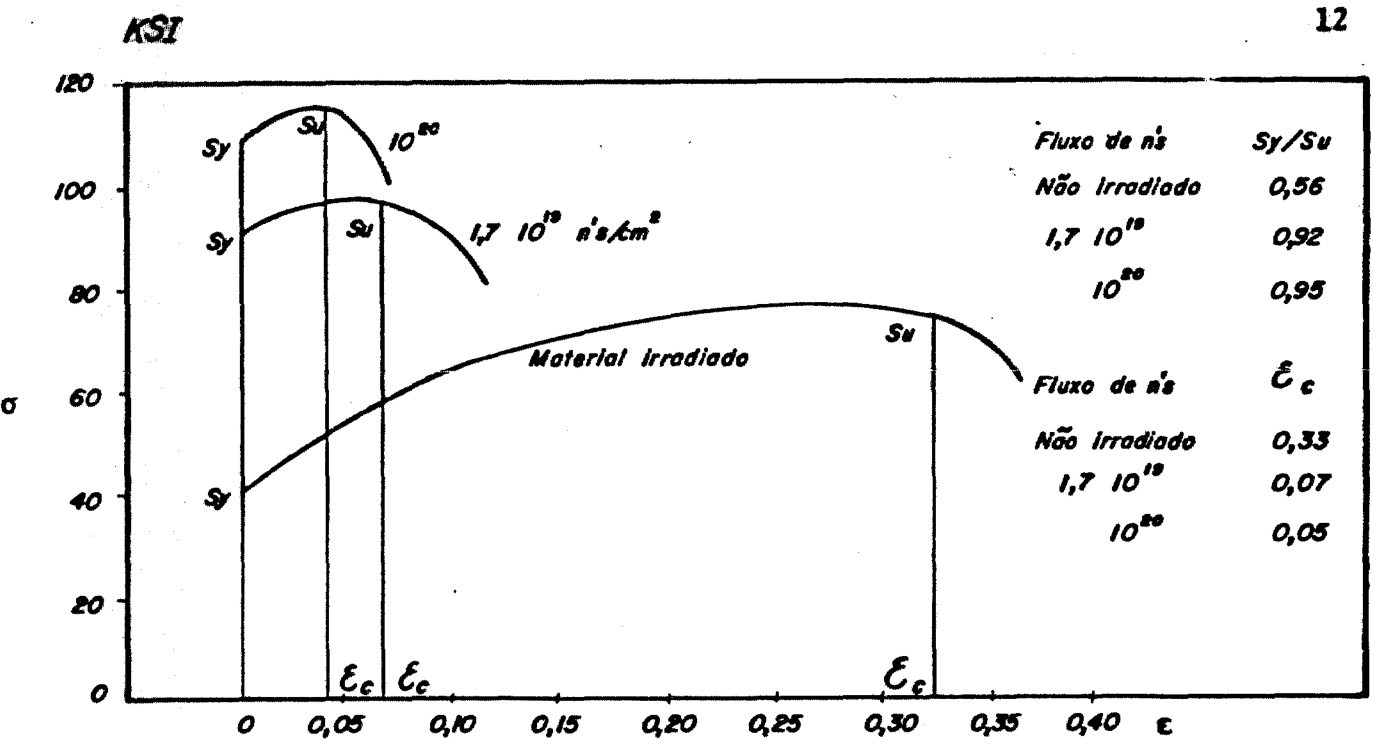


Fig. I-4 Efeito da radiação na curva tensão – deformação do aço ASTM A 212 Gr B Ref.

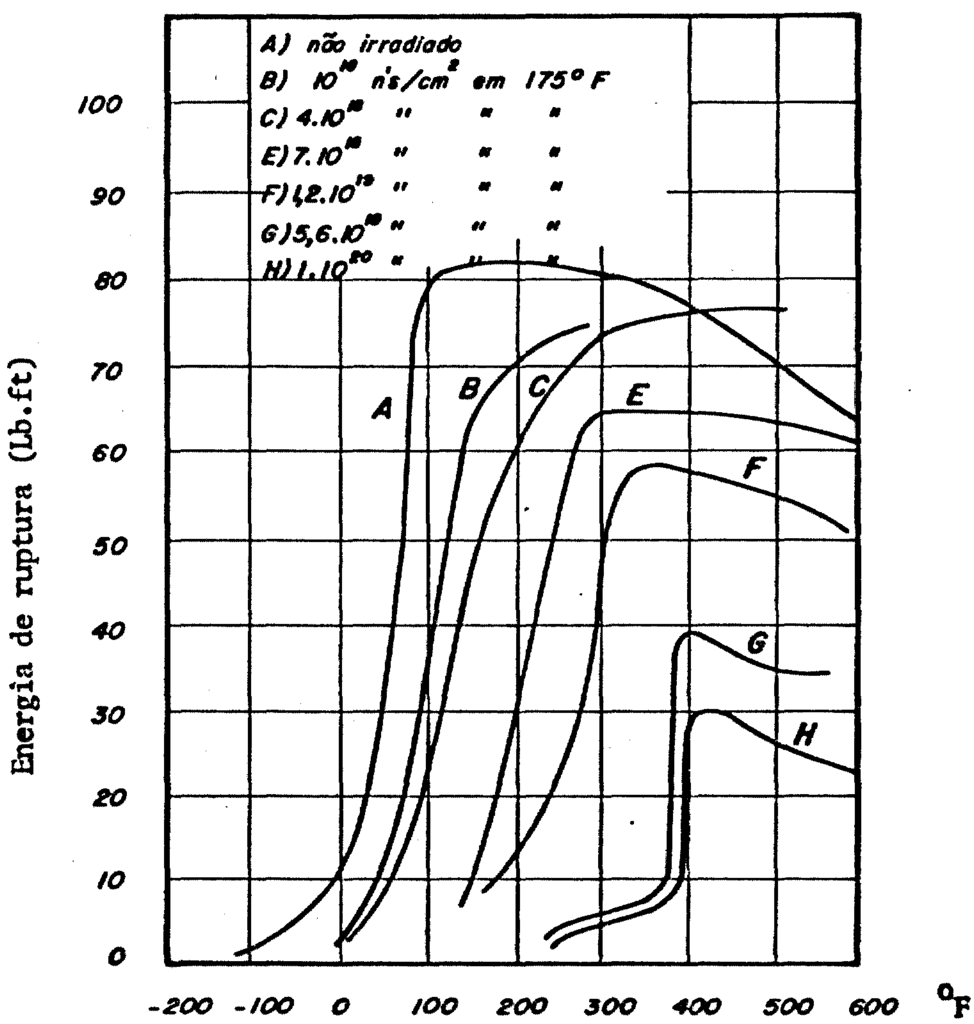


Fig. I-5 Efeito da radiação na temperatura de transição e energia de ruptura no aço ASTM A 281 Gr A diminuição na energia de ruptura no teste de impacto Charpy V .

1.2.3. Projeto do vaso de pressão do reator

Como está mostrado na Tabela 1.3., o vaso de pressão é submetido a condições severas de pressão e temperatura e danos da radiação . Por isso, o projeto do vaso deve ser detalhadamente analisado. O termo projeto inclue : dimensionamento, análise de tensões, seleção do material, desenhos construtivos e modos de falha .

A dutilidade é a propriedade mais importante nos aços para vasos de pressão. Ela é a propriedade plástica que permite escoamento do material quando ocorrem altas tensões localizadas acomodando , assim, a carga por uma distribuição de tensões mais favorável .

Este efeito plástico somente influe no local onde ocorrem os picos de tensão. Em geral, não afeta o comportamento elástico do vaso como um todo.

Métodos analíticos / 13,19 / e experimentais / 8 / para análise e cálculo de tensões, para os mais diversos tipos de componentes estruturais, vem sendo desenvolvidos. Observa-se que, pela complexidade matemática, todos os métodos analíticos são aproximados. Entretanto, estes métodos estão cada vez mais refinados e portanto os fatores de segurança - requeridos para compensar as incertezas analíticas- tendem a diminuir .

Especificamente, o projeto de um vaso de pressão não deve ser feito baseando-se exclusivamente na experiência do projetista. Há necessidade de seguir as rígidas normas estabelecidas no código ASME ("American Society of Mechanical Engineering" Sec. III - Vasos de Pressão Nucleares) / 1/ .

Pelas recomendações do código, é preciso realizar uma completa análise de tensões no vaso, tendo o cuidado de não ultrapassar as tensões admissíveis (P_m, P_L, P_b, Q, F) .

A tensão limite S_m é determinada pelas teorias de falha de material. No caso dos vasos de pressão, as teorias usadas são teoria de Tresca /23/ e teoria Griffith - Irwin /2 / .

As tensões admissíveis (P_m, P_L, P_b, Q) e de fadiga (F) são classificadas em categorias, de acordo com seus efeitos potenciais. Nas Tabelas 1.5., 1.6. e 1.7. são apresentadas a classificação e as categorias de tensões, respectivamente, nas condições de projeto e de operação .

De acordo com as recomendações do código ASME, a tensão limite S_m é o menor dos dois valores : 2/3 da tensão de escoamento (Sy) ou 1/3 da tensão de ruptura (S_u). Ressaltamos que a tensão de escoamento e tensão de ruptura são função apenas do material, conforme Tabela 1.4. .

Como pode ser observado nas Tabelas 1.6. e 1.7., temos 4 condições de projeto que devem ser satisfeitas, conforme a região do vaso a ser analisada .

<u>Primeira condição de projeto</u> :

A primeira condição que deve ser satisfeita é a limitação da tensão de membrana geral, P_m , ($P_m = \frac{Pr}{h}$, onde, para o caso de um cilindro, P é pressão interna, r é o raio e h a espessura). Este tipo de tensão é capaz de causar colapso plástico quando for maior ou igual à tensão de escoamento. Por isso, deve-se impor que :

$$P_m \leqslant S_m \qquad (1.1)$$

<u>Segunda condição de projeto</u> :

A tensão de membrana local, P_L - analogamente a P_m, é causada pela pressão interna mas somente nas junções da membrana com as flanges ou tampos, por causa das descontinuidades. Esta tensão é capaz de causar apenas escoamento local .

A tensão primária de flexão, P_b - também causada pela pressão, mas ocorre no caso de casca cônica ou tampa não esférica. Para este caso, a condição imposta deve ser :

Tabela 1.5. - Classificação das tensões nos vasos de pressão
(Table NB 3217-I ASME CODE Sec III) /1/ .

REGIÃO DO VASO	LOCAL	ORIGEM DA TENSÃO	TIPO DE TENSÃO	CLASSIFICAÇÃO
Casca cilíndrica ou esférica	Placa de casca longe de descontinuidade	Pressão interna	Membrana (Geral)	P_m
			Gradiente através da espessura da placa	Q
		Gradiente axial de temperatura	Membrana flexão	Q Q
	Junção com tampa ou flange	Pressão interna	Membrana flexão	P_L Q
Revestimento interno do vaso de pressão	Qualquer	Expansão diferencial	Membrana flêxão	F F
Qualquer	Qualquer	Distribuição de temperatura radial	Tensão linear equivalente	Q
			Parte não linear da distribuição de tensão	F

Tabela 1.6. - Categoria de tensões e limites de tensão - Condições de Projeto /1/ .

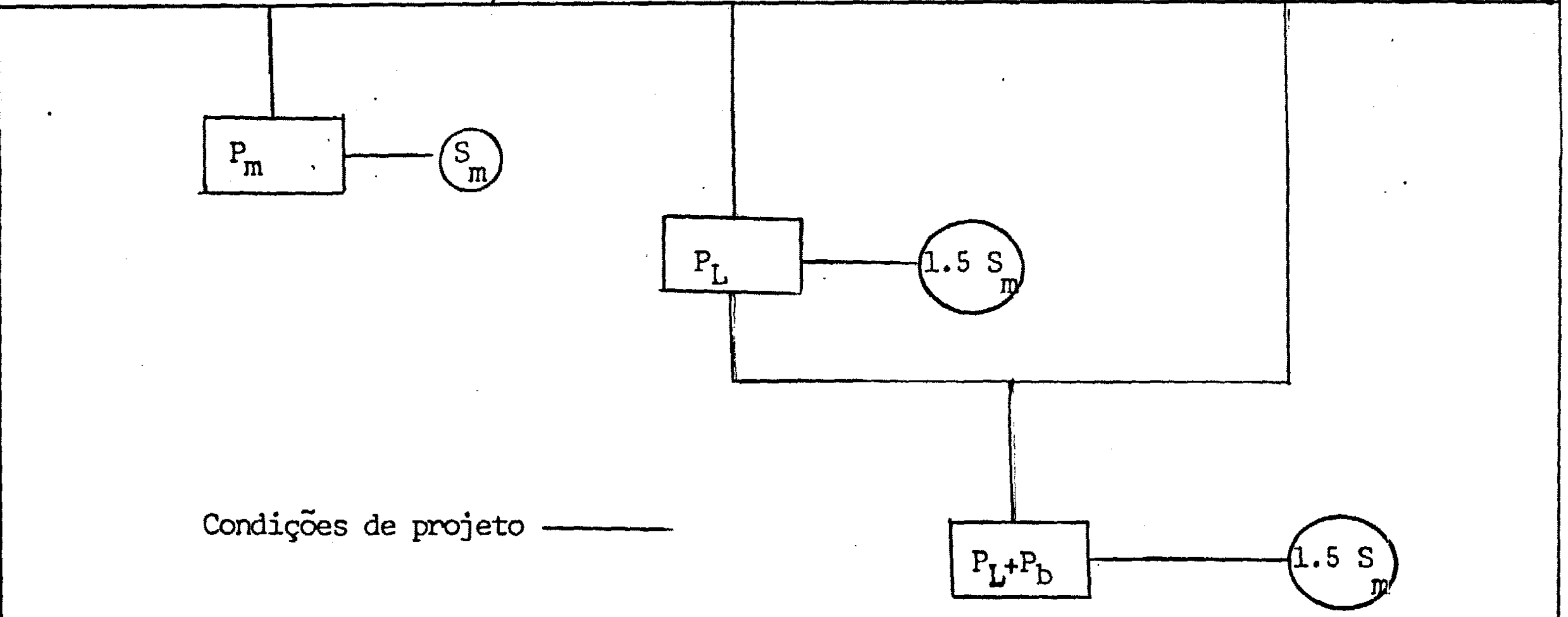
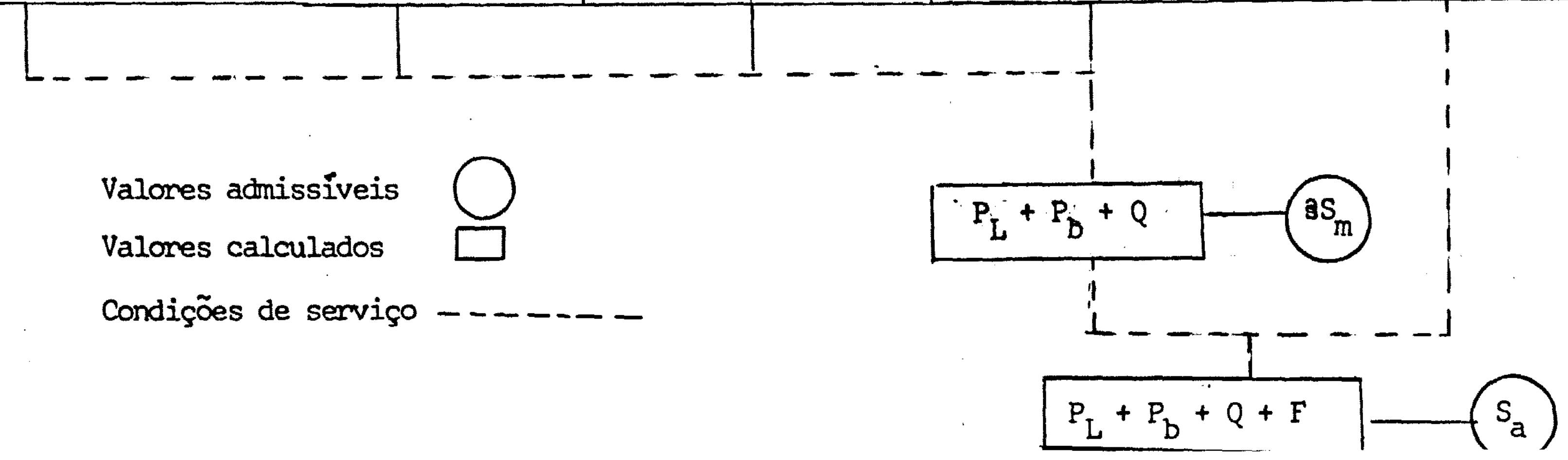
Categoria de Tensão	PRIMÁRIO		
	Membrana (Geral)	Membrana (Local)	Flexão
Descrição ver (Tabela 1.5)	Tensão primária média através da secção sólida. Excluindo as descontinuidades e as concentrações . Produzida somente por cargas mecânicas .	Tensão média através de qualquer secção sólida. Considerando descontinuidades mas não concentração. Produzida somente por cargas mecânicas .	Componente da tensão primária proporcional à distância do centróide da secção sólida . Excluindo descontinuidades e concentrações. Produzida somente por cargas mecânicas .
Símbolo	P_m	P_L	P_b
Combinação dos componentes de tensão e Limites de tensão permissíveis			

Tabela 1.7. - Categorias de tensões e limites de tensão - Condições de Operação / 1/

Categoria de Tensão	PRIMÁRIO			SECUNDÁRIO	
	Membrana (Geral)	Membrana (Local)	Flexão	Membrana mais flexão	Pico
Descrição (Tabela 1.5.)	Tensão primária média através da secção sólida. Excluindo as descontinuidades e as concentrações. Produzida por pressão e cargas mecânicas	Tensão média através de qualquer secção sólida. Considerando efeitos de descontinuidade mas não concentrações. Produzida por pressão e cargas mecânicas, incluindo efeitos de terremoto (vibração)	Componente da tensão primária proporcional à distância do centróide da secção sólida. Excluindo descontinuidades e concentrações. Produzida por pressão e cargas mecânicas, incluindo efeitos de terremoto (vibração)	Tensão auto-equilibrada da necessária para satisfazer a continuidade da estrutura. Ocorre nas descontinuidades da estrutura. Pode ser produzida por pressão, por cargas mecânicas ou por dilatação térmica diferencial. Incluindo concentrações de tensão locais.	(1) tensão somada à tensão primária ou secundária por causa da concentração de tensão ("notch") (2) Alguns tipos de tensões térmicas que podem causar fadiga mas não distorção.
Símbolo	P_m	P_L	P_b	Q	F



$$P_L \text{ (ou } P_m) + P_b \leq 1.5\ S_m \tag{1.2}$$

Convém ressaltar que a condição (1.2) permite escoamento' das fibras externas ($1.5\ S_m = \frac{3}{2} \cdot \frac{2}{3}\ S_y = S_y$, na parede externa) e o resto da seção permanece na região elástica .

Terceira condição de projeto :

De acordo com o critério de Tresca /23/, o escoamento ' ocorre quando a diferença entre as tensões principais máximas (por ' exemplo σ_2) e mínima (por exemplo σ_1) é igual à tensão de escoamento' uniaxial (S_y). Na Figura 1.6., a carga, desde o ponto O até o ponto' A, é elástica e todas as tensões permanecem proporcionais. Para uma carga maior o material pode escoar. A ação de descarregar produzirá um estado de tensão que se move do ponto A até B e, depois segue até C paralelamente a OA.

Para que o escoamento ocorra durante o descarregamento , BC deve ser maior ou igual a duas vezes OA. Na verdade, após este ' primeiro ciclo de carregamento e descarregamento o vaso adquire uma condição de protensão, tendo, portanto, capacidade de receber mais ' carga nos ciclos seguintes. Tudo se passa como se o ponto O fosse ' deslocado para o ponto C .

Portanto, considerando que CB é igual a duas vezes OA, temos $\sigma_2 = 2\ Sy$. Considerando, ainda, que σ_2 é a soma de todas as tensões (primárias e secundárias), a terceira condição de projeto pode' ser representada por :

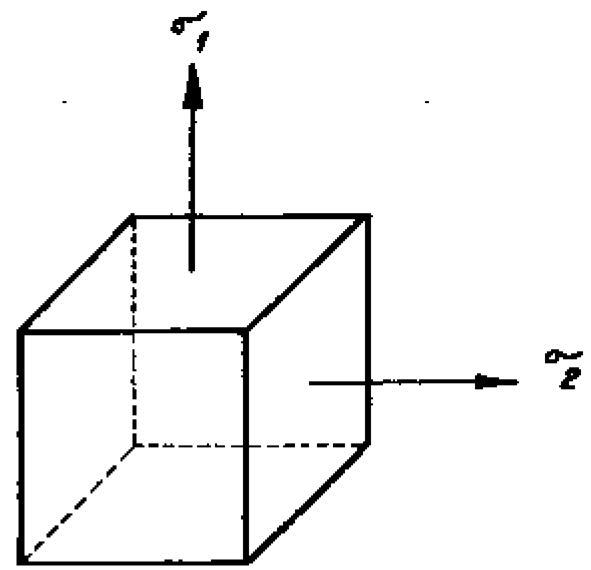
$$P_L \text{ (ou } P_m) + P_b + Q \leq 2\ S_y \tag{1.3}$$

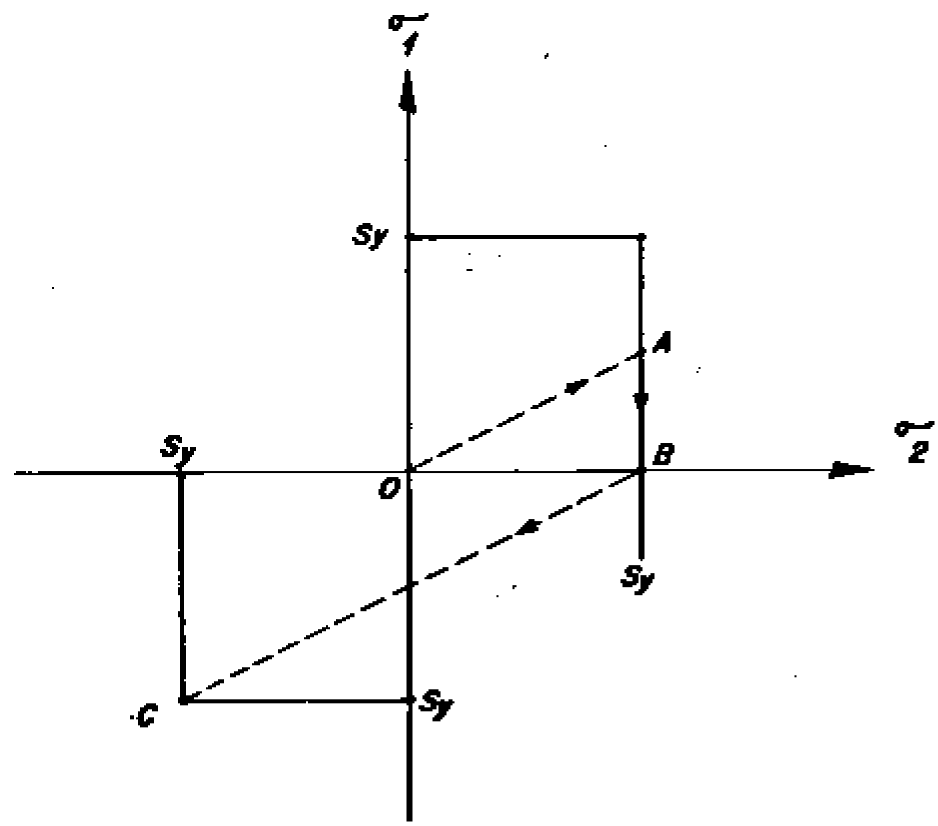
ou, assumindo $S_m = \frac{2}{3}\ S_y$,

$$P_L \text{ (ou } P_m) + P_b + Q \leq 3\ S_m \tag{1.4}$$

Quarta condição de projeto :

O requerimento final do código ASME em relação a deformações plásticas é que o pico de tensão não deve causar falha por '





Critério de Tresca para escoamento com carga bidimensional.

Fig. 1-6

fadiga, nos pontos onde ocorram concentrações de tensões ou tensões térmicas locais. Esta condição é representada por :

$$P_L \text{ (ou } P_m) + P_b + Q + F \leq S_a \qquad (1.5)$$

onde F é pico de tensão e S_a é a amplitude de tensão, calculada elasticamente (a definição exata de S_a será apresentada no ítem 4.4) .

A condição (1.5) é válida somente quando a região de escoamento local for pequena e altamente espremida pelo material elástico. Por isso, a condição (1.4) deve ser válida sempre antes da condição (1.5)

1.2.4. Importância das tensões térmicas

As tensões térmicas - que são assunto de interesse neste trabalho - aparecem por causa da tendência do material para dilatar ou contrair, sem distorção, em função da variação de temperatura .

No passado, as tensões térmicas não eram tão bem estudadas devido à complexidade de análise do problema e também , porque se supunha que, qualquer falha resultante de tensão térmica não representaria um desastre para os equipamentos utilizados em serviços convencionais (usinas térmicas, industriais químicas, etc). Mas, em usinas nucleares, desde que qualquer falha no sistema primário pode causar um severo acidente e desde que, os componentes estão sujeitados a temperaturas bem mais elevadas e, além disso há grandes gradientes de temperatura, é necessário fazer-se uma cuidadosa verificação das tensões térmicas.

Por isso, as tensões térmicas são incluidas no código ASME Sec. III, nas categorias Q e F .

A Tabela 1.8. apresenta os transientes que normalmente ocorrem em um reator tipo água leve, durante um período de 30 anos /23/. Transientes como parada rápida do reator ("reactor trip") , parada rápida da turbina ("turbine trip"), atuação das válvulas de segurança e do sistema de emergência produzem choques térmicos no vaso de pressão e tubulações do sistema primário. Também , os ciclos de início e de parada do reator provocam tensões térmicas, que como as anteriores, devem ser calculadas

Tabela 1.8. - Ciclos térmicos de um reator tipo água leve no período de 30 anos . /23/

Tipo de transiente	Nº de Ciclos
Ciclos de início e parada do reator	
Aquecimento da usina da temperatura ambiente até a condição de projeto, a taxa de 100 ^{o}F/hr	100-500
Resfriamento da usina da condição de projeto até a temperatura ambiente a taxa de 100 ^{o}F/hr	100-500
Ciclos de potencia	
Aumento de potência de 0 → 100 % a taxa de 5%/min.	0-15000
Diminuição de potência de 100% → 0 à taxa de 50%/min	0-15000
Aumento de potencia de 50% → 100% à taxa de 15%/min	2000-15000
Diminuição de potência de 100% → 50% à taxa de 15%/min	2000-15000
Aumento de 10% na potência (instantâneo)	0-2000
Diminuição de 10% na potência (instantâneo)	0-2000
Diminuição de 50% na potencia (instantâneo)	0-2000
Flutuação de temperatura do refrigerante no estado estacionário (±5 ^{o}F)	300000-∞
Parada rápida do reator ("reactor trip")	200-400
Parada rápida da turbina ("turbine trip")	0-40
Teste hidrostático	5-300

Tabela 1.8. - (Continuação)

Atuação das válvulas de segurança	0-200
Atuação do sistema de resfriamento de emergência	10

1.3. Objetivos deste trabalho

O objetivo principal desta Dissertação é :

1) Desenvolvimento de técnica para cálculo de tensões térmicas no vaso de pressão de um retor tipo PWR, em caso de choques térmicos causados por :

   a) atuação do sistema de resfriamento de emergência;

   b) parada rápida do reator ("reactor trip");

   c) parada da bomba principal;

   d) resfriamento da usina,

   bem como a análise de fadiga associada .

2) Estabelecer as condições limites de operação no caso de atuação do sistema de emergência.

3) Análise das tensões térmicas causadas por gradiente axial de temperatura .

1.4. Sumário da Dissertação

Foi feita a divisão deste trabalho em cinco capítulos sendo que a Introdução é o primeiro .

No Capítulo 2 foi detalhada a teoria de tensões térmicas. Neste mesmo Capítulo foram estabelecidos os métodos numéricos para determinação das tensões .

A distribuição de temperaturas foi analisada no Capítulo 3. O programa de computação foi também aqui desenvolvido.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados numéricos para cálculo de tensões térmicas em vasos de pressão .

Finalmente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões e as propostas para trabalhos futuros .

2. TENSÕES TÉRMICAS

2.1. Origem das tensões térmicas

Conforme a Figura 2.1., tomemos dois cilindros concêntricos, de forma que o diâmetro do cilindro interno (A) seja exatamente igual ao diâmetro interno do outro cilindro (B). Inicialmente, a temperatura dos cilindros A e B é a mesma. Se, a seguir aumentarmos apenas a temperatura do cilindro A, este, tentará expandir-se devido a dilatação térmica, pressionando, assim, o cilindro B gerando, consequentemente, tensões térmicas radiais e circunferenciais. Obviamente, na direção longitudinal o cilindro interno também se expande mais do que o cilindro externo. Assumindo que não é permitido o deslizamento entre os dois cilindros, as fibras externas tentam comprimir as fibras internas, gerando tensões térmicas axiais e de cizalhamento .

Quando houver gradiente de temperatura na direção axial, teremos também o aparecimento de tensões térmicas.

Tomemos um cilindro, conforme Figura 2.2, dividido em duas regiões, assumindo que a parte superior está à uma temperatura maior do que a inferior. Se as duas partes fossem separadas, teriam diâmetros diferentes, mas para manter a continuidade da estrutura, um momento de flexão (M_o) e uma força tangencial (Q) têm que ser colocados em cada região, de maneira que o ângulo (θ) fique o mesmo e a deformação na direção radial resulte em diâmetros iguais. O momento e a força produzirão também tensões térmicas .

De acordo com a Tabela 1.6. as tensões térmicas são causadas por :

1. Gradiente de temperatura radial (Q e F)
2. Gradiente de temperatura axial (Q)
3. Expansão diferencial no revestimento (F)
4. Expansão diferencial dentro da casca e da tampa (Q)
5. Expansão diferencial dentro do bocal e do vaso de pressão (Q e F) .

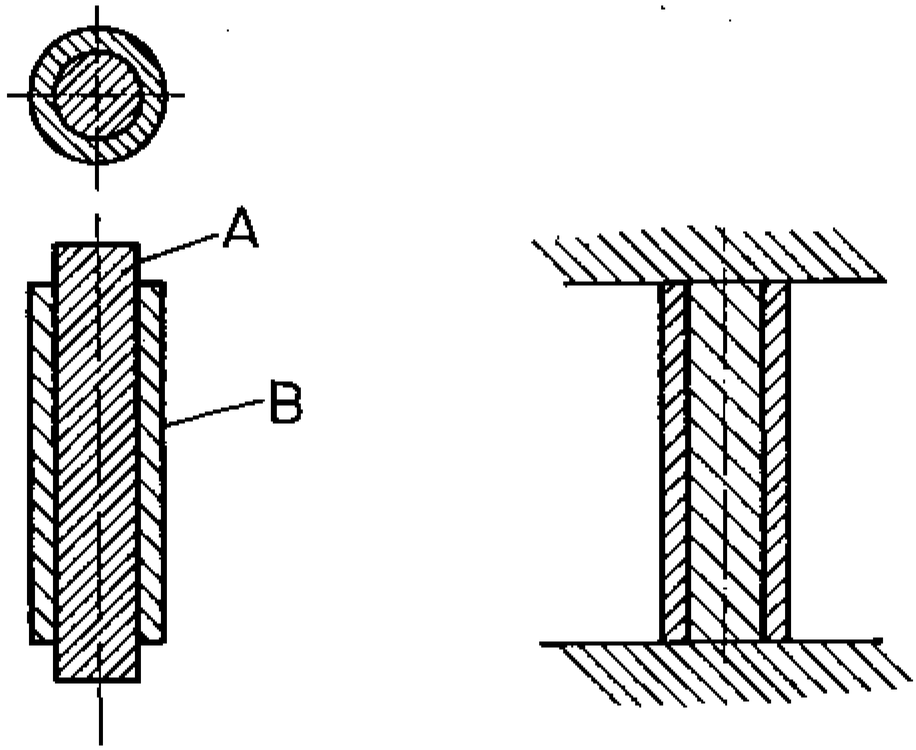


Fig. 2.1 – Origem das tensões térmicas causadas pelo gradiente radial de temperatura.

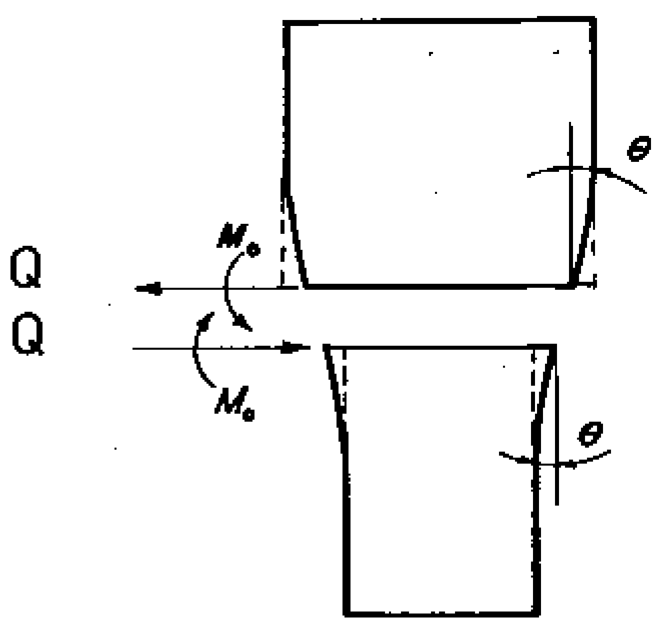


Fig. 2.2 – Origem das tensões térmicas causadas pelo gradiente axial de temperatura.

O assunto das tensões térmicas vem sendo pesquisado desde 1935. Por isso, inúmeros trabalhos já foram publicados. A seguir, citamos alguns dos mais interessantes. Biot / 4/ apresentou ' um trabalho sobre propriedades gerais das tensões térmicas. Jaeger / 9/ tratou do problema de tensões térmicas em cilindros circulares, Goodier / 7/ analisou problemas de tensões térmicas e deformações. Langer /11/ dedicou-se aos problemas das tensões térmicas em projeto de vasos de pressão .

Um dos trabalhos mais completos sobre tensões térmicas ' foi apresentado por Zudas /24/ em 1965 .

2.2. Desenvolvimento matemático de tensões térmicas

2.2.1. Introdução

Para os vasos de pressão os problemas mais difíceis de resolver são os referentes aos gradientes de temperatura radial e axial. A seguir apresentamos a formulação matemática que nos permitirá calcular as tensões térmicas devidas a esses dois gradientes ' de temperatura

2.2.2. Tensões térmicas causadas pelo gradiente de temperatura radial .

Todos os métodos utilizados em projetos de vasos de pressão baseiam-se na teoria da elasticidade, primeiramente desenvolvida por Love /13/ .

O princípio usado neste cálculo é o da deformação plana , o que é adequado para cilindros longos e os resultados são bastante' conservativos .

A relação de tensão e deformação relativa, na geometria ' cilíndrica, segundo Zudas /24/, é dada por :

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}\left[\sigma_r - \nu\,(\sigma_\theta + \sigma_{zo})\right] + \alpha\, t \qquad (2.1.)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}\left[\sigma_\theta - \nu\,(\sigma_r + \sigma_{zo})\right] + \alpha\, t \qquad (2.2.)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_{zo} - \nu\,(\sigma_r + \sigma_\theta)\right] + \alpha\, t \qquad (2.3.)$$

Pela definição de tensão plana : $\varepsilon_z = 0$, portanto, a equação (2.3.) torna-se :

$$\sigma_{zo} = \nu\,(\sigma_r + \sigma_\theta) - E\,\alpha t \qquad (2.4.)$$

Substituindo σ_{zo} da equação (2.4.) nas equações (2.1.) e (2.2.) temos :

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}\left[(1-\nu^2)\,\sigma_r - \nu\,(1+\nu)\,\sigma_\theta\right] + (1+\nu)\,\alpha\, t \qquad (2.5.)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}\left[(1-\nu^2)\,\sigma_\theta - \nu\,(1+\nu)\,\sigma_r\right] + (1+\nu)\,\alpha\, t \qquad (2.6.)$$

Rearranjando os termos das equações (2.5.) e (2.6.) obtem-se :

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)\,(1-2\nu)}\left[(1-\nu)\,\varepsilon_r + \nu\,\varepsilon_\theta - (1+\nu)\,\alpha\, t\right] \qquad (2.7.)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{(1+\nu)\,(1-2\nu)}\left[(1-\nu)\,\varepsilon_\theta + \nu\,\varepsilon_r - (1+\nu)\,\alpha\, t\right] \qquad (2.8.)$$

A equação do equilíbrio em coordenadas cilíndricas, segundo Zudas /24/, é dada por :

$$\frac{\partial\,\sigma_r}{\partial_r} - \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \qquad (2.9.)$$

mas por definição :

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} \; ; \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \qquad (2.10.)$$

Substituindo as equações (2.7.), (2.8.) e (2.10.) na equação (2.9.) obtem-se :

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \frac{d}{dr}\frac{1}{r}\left[\frac{dru}{dr}\right] = \frac{1+\nu}{1-\nu}\,\alpha\,\frac{dt}{dr} \qquad (2.11.)$$

Integrando (2.11) tem-se :

$$u = \frac{1+\nu}{1-\nu}\,\frac{\alpha}{r}\int_a^r trdr + C_1 r + C_2/r \qquad (2.12.)$$

onde : C_1 e C_2 são constantes de integração que podem ser determinadas pelas condições de contorno .

Os vasos de pressão são cilindros ocos onde o raio interno é "a" e o raio externo é "b". Para o caso de um cilindro oco, uma expressão para σ_r pode ser facilmente obtida da equação (2.7.) .

Introduzindo (2.10.) e (2.12.) na equação (2.7.) resulta:

$$\sigma_r = E\left[-\frac{1}{1-\nu}\,\frac{\alpha}{r^2}\int_a^r trdr + \frac{1}{(1+\nu)(1-2\nu)}\,C_1 - \frac{1}{1+\nu}\,\frac{C_2}{r^2}\right] \qquad (2.13.)$$

Para um cilindro oco, as condições de contorno são :

1) $\sigma_r = 0$ para $r = a$

2) $\sigma_r = 0$ para $r = b$

Então, aplicando as condições de contorno 1) e 2) para a equação (2.13.) obtem-se as constantes C_1 e C_2 :

$$C_1 = \frac{(1+\nu)\ (1-2\nu)}{1-\nu} \quad \frac{\alpha}{b^2 - a^2} \quad \int_a^b trdr$$

$$C_2 = \frac{1+\nu}{1-\nu} \quad \frac{\alpha\ a^2}{b^2 - a^2} \quad \int_a^b trdr \qquad (2.14.)$$

Finalmente, substituindo C_1 e C_2 em (2.13.), resulta :

$$\sigma_r = \frac{E\alpha}{(1-\nu)} \left[\frac{1}{b^2 - a^2} \quad (1 - \frac{a^2}{r^2}) \int_a^b trdr - \frac{1}{r^2} \int_a^r trdr \right] \qquad (2.15.)$$

De maneira análoga são obtidos σ_θ e σ_{zo} :

$$\sigma_\theta = \frac{E\alpha}{1-\nu} \left[\frac{1}{b^2 - a^2} \quad (1 + \frac{a^2}{r^2}) \int_a^b trdr + \frac{1}{r^2} \int_a^r trdr - t \right] \qquad (2.16.)$$

$$\sigma_{zo} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \left| \frac{2\nu}{b^2 - a^2} \int_a^b trdr - t \right| \qquad (2.17.)$$

Observa-se que a equação (2.4) significa supressão completa da deformação relativa axial, pois assumindo que não havia deformação' axial ($\varepsilon_z = 0$). Esta hipótese foi feita para permitir o desenvolvimento' das equações diferenciais para σ_r, σ_θ. Entretanto, nos vasos de pressão onde é permitida a deformação axial é necessário fazer uma correção no valor de σ_{zo} obtido pela equação (2.17.). Assim para que a força resultante nas extremidades seja nula, a tensão axial corretiva σ_z' deve ser :

$$\sigma_z' = - \frac{1}{\Pi(b^2 - a^2)} \int_a^b 2\Pi\ r\ \sigma_{zo}\ dr \qquad (2.18.)$$

Pelo princípio da superposição tem-se finalmente que a tensão axial total é dada por :

$$\sigma_z = \sigma_{zo} + \sigma_z' \qquad (2.19.)$$

2.3. Tensões térmicas causadas por gradiente de temperatura axial

O método por nós utilizado foi desenvolvido por T.C. Yen /24/. A derivação das equações das tensões, baseada na teoria de cascas, é bastante longa, por isso apresentamos apenas o resultado final para cilindro (nomenclatura ver Figura 2.3.) :

$$\frac{d^4 w}{d\,s^4} + 4\,\beta^4\,w = \alpha\left[\frac{Eh}{r_m}T_o - (1+\nu)\,\frac{d^2\psi}{d\,s^2}\right] \qquad (2.19.)$$

onde :

w = deslocamento radial

h = espessura

$$\beta = \left[\frac{Eh}{4 r_m^2\,D}\right]^{1/4} = \left[\frac{3\,(1-\nu^2)}{r_m^2\,h^2}\right]^{1/4}$$

s = coordenada na direção axial

$$D = \frac{Eh^3}{12\,(1-\nu^2)}$$

$$T_o = \frac{1}{h}\int_{-h/2}^{h/2} t\,dz$$

$$\psi = \frac{12}{h}\int_{-h/2}^{h/2} t z\,dz$$

α = coeficiente de expansão térmica

E = módulo de elasticidade

Determinando w através de (2.19.), é possível obter-se as tensões térmicas $\sigma_{\theta n}$, $\sigma_{m\theta}$, σ_{ms}, τ , utilizando as expressões :

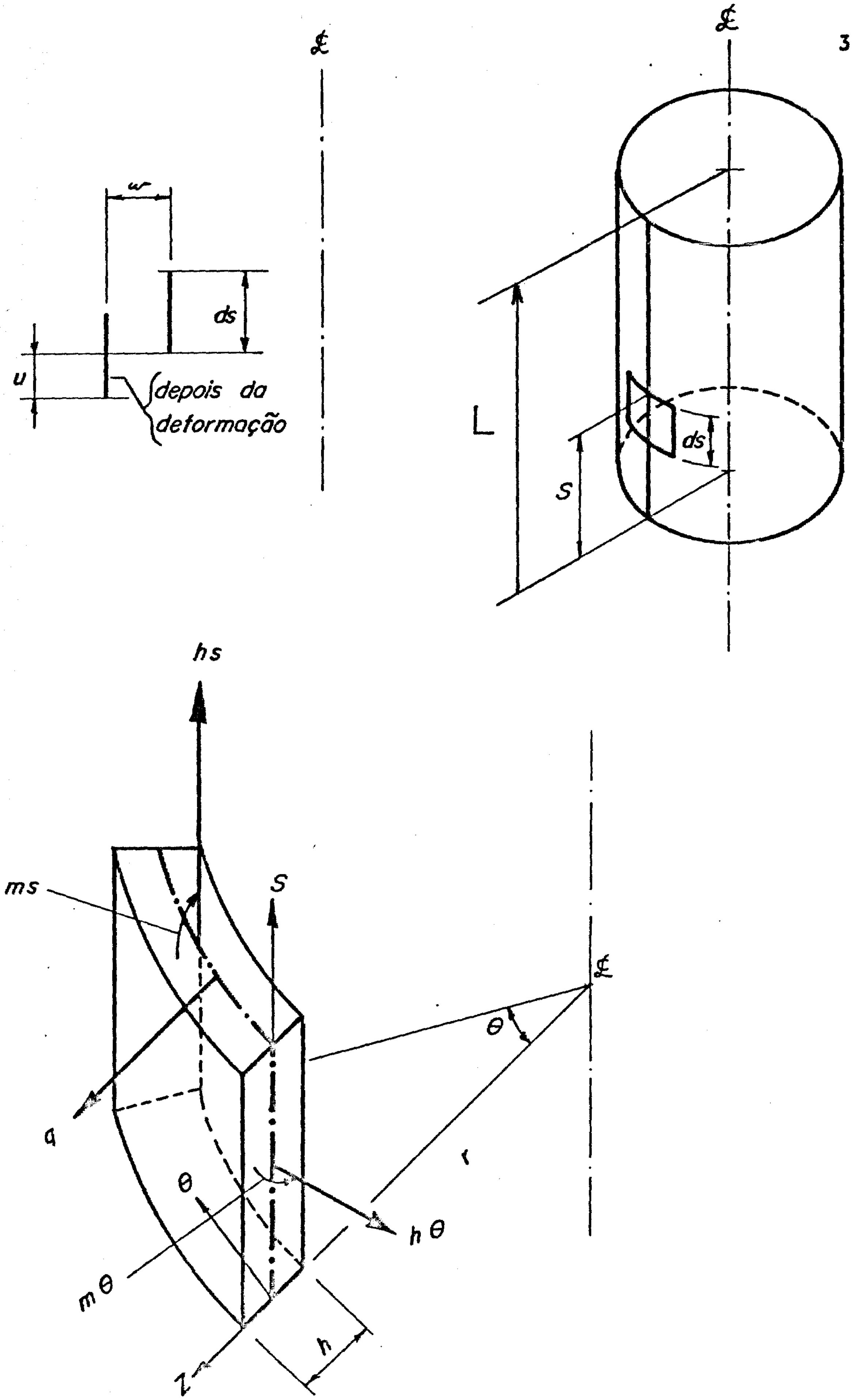


Fig. 2.3 – Coordenadas para Casca Fina Cilíndricas.

$$n_\theta = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_\theta \, dz = Eh \left(\frac{w}{r} - \alpha T_o\right) \qquad (2.20.)$$

$$q = \int_{-h/2}^{h/2} \tau \, dz = D \left[\frac{d^3 w}{ds^3} + (1+\nu) \frac{d\psi}{ds} \right] \qquad (2.21.)$$

$$m_s = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_s \, z \, d_z = D \left[\frac{d^2 w}{ds^2} + (1+\nu) \alpha \psi\right] \qquad (2.22.)$$

$$m_\theta = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_\theta z \, dz = D \left[\nu \frac{d^2 w}{ds^2} + (1+\nu) \alpha \psi\right] \qquad (2.23.)$$

As condições de contorno são estabelecidas pelas condições nas interfaces, onde as tensões são nulas. Assim, temos :

$$m_s = 0 \quad \text{para} \quad s = 0 \;\; \text{e} \;\; s = L \qquad (2.24.)$$

$$q = 0 \quad \text{para} \quad s = 0 \;\; \text{e} \;\; s = L \qquad (2.25.)$$

2.4. Método de solução

2.4.1. Gradiente de temperatura radial

As equações (2.15.), (2.16.), (2.17.), (2.18.) e (2.19.) permitem calcular as tensões térmicas σ_r, σ_θ e σ_z em cilindros ocos (vasos de pressão e encamisamento do combustível), quando as propriedades do material (E, α, ν) e a distribuição de temperatura através da espessura da parede forem conhecidas. Para o estado estacionário (tempo = 0), inicialmente calcula-se o produto tr, em cada ponto, depois faz-se a integração numérica de $\int_a^b$ tr e $\int_a^r$ tr usando subrotinas de inte gração numérica e finalmente, são calculados σ_r, σ_θ e σ_z. A seguir, dá-se um incremento no tempo, uma nova distribuição de temperaturas é introduzida e o processo de cálculo é repetido .

Nesse sentido, foi desenvolvido um programa de computador, denominado STRESR, em linguagem FORTRAN IV, que permite calcular as tensões devidas a gradientes radiais de temperatura. No apendice 1A apresentamos uma listagem do programa STRESR .

2.4.2. Gradiente de temperatura axial

Por ser mais conveniente, decidimos resolver a equação (2.19) através do método numérico, utilizando a técnica de diferenças finitas. Inicialmente, a equação (2.19.) é transformada num sistema de 56 equações algébricas e 4 equações de contorno. Esse sistema de equações é, então, resolvido pelo método direto de Gauss, usando subrotina "SPAMAT" /15/, desenvolvida no Centro de Engenharia Nuclear do IPEN. Assim, obtem-se os valores de w em cada ponto. A seguir, com as equações (2.20.), (2.21.), (2.22.) e (2.23.) obtemos os valores de $\sigma_{\theta n}$, $\sigma_{m\theta}$, σ_{ms}, τ, respectivamente .

Utilizando o procedimento acima, foi elaborado um programa de computador, em FORTRAN IV, denominado STRESA que permite calcular todas as tensões devidas ao gradiente de temperatura axial, uma vez conhecidas a geometria do vaso, a distribuição de temperaturas e as propriedades dos materiais. No apendice B apresentamos a derivação das equações algébricas a partir de (2.19.), bem como uma listagem do programa STRESA .

3. DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA

3.1. Introdução

Como vimos no Capítulo anterior, a determinação das tensões térmicas depende do prévio conhecimento da distribuição de temperaturas na região que se pretende analisar. Por isso, este capítulo trata da determinação da distribuição radial de temperatura no vaso de pressão, tanto no estado estacionário como sob condições de transiente .

Como foi mostrado no Capítulo 1, o calor gerado nas barreiras térmicas e no vaso de pressão é aproximadamente 1% da potência térmica do reator. Essa energia é, portanto, bastante alta, o que cria um gradiente de temperatura grande, especialmente, em casos de transientes (Tabela 1). Por isso, a distribuição de temperaturas na parede do vaso de pressão de reatores foi assunto de trabalho de muitos pesquisadores .

Steigelmann /16/ apresentou um método para calcular a distribuição de temperatura sem geração interna de calor .

Thomas /17/ desenvolveu uma solução analítica para o problema da distribuição de temperatura considerando o calor gerado pelos raios γ na parede do vaso de pressão, quando submetido a choque térmico. A seguir comparou estes resultados com as soluções obtidas pelos métodos das diferenças finitas e elementos finitos e chegou à conclusão que os três métodos fornecem os mesmos resultados .

Eberwen / 5/ desenvolveu uma expressão geral para calcular a distribuição transiente de temperatura com geração de calor , quando a temperatura da água diminui de repente ,devido à falha da bomba principal do reator. Lin /12/ repetiu o mesmo trabalho de Eberwen mas assumiu a condutividade térmica variavelmente com a temperatura.

Thomas e Coppari /18/ desenvolveu um método analítico para solução do problema bi-dimensional com geração de calor no estado estacionário . A seguir, desenvolvemos um método para calcular a distribuição de temperaturas em vasos de pressão com geração interna, tanto para estado estacionário como para transiente .

3.2. Equação da condução de calor

A equação geral da condução de calor, com geração de calor interna, é dada por /6/ .

$$\nabla^2 t + \frac{q'''}{k} = \frac{1}{\alpha_f}\frac{\partial t}{\partial \theta} \qquad (3.1.)$$

3.3. Calor interno gerado na parede do vaso de pressão (q''')

Como se pode observar na Figura (1.6.), o vaso de pressão é resfriado na superfície interna pela água de resfriamento do circuito primário. A parede externa do vaso de pressão é isolada termicamente, mas, devido à absorção de radiação γ e de neutrons, está sujeita à geração interna de calor /6/.

A absorção de raios γ é realizada por três processos fundamentais :

a) efeito foto elétrico no qual a energia total do "foton" é transferida ao elétron orbital de um dos átomos do material. Este elétron é arrancado do átomo, mas logo reabsorvido por outro átomo, e consequentemente, liberando calor .

b) efeito "compton" no qual o "foton" incidente ao se chocar com um elétron orbital perde somente parte de sua energia, libera este eletron espalhando-o para fora do átomo com energia menor .

c) Produção de pares onde o "foton" incidente é absorvido pelo material e é convertido dentro do campo elétrico' do núcleo em um par elétron-pósitron. Para que ocorra' este processo, a energia do "foton" deve ser, de no mínimo, 1,02 Mev .

Os processos Compton e produção de pares produzem radiação secundária. No processo Compton um novo "foton" é produzido ou simplesmente, sua energia é reduzida. Na produção de pares, o pósitron pode, eventualmente, colidir com um elétron resultando um novo' 'foton', com energia menor do que o 'foton' original, para conservar o momento. Estes processos continuam até que o 'foton' seja completamente absorvido pelo efeito foto-elétrico.

No caso dos neutrons a reação entre neutrons e átomos do aço produzem raios γ de alta energia .

Ma /14/ apresentou, considerando as condições acima, um ' método analítico para calcular o calor gerado (q''') na parede de um vaso de pressão.

El-Wakil / 6 / estabelece que o calor gerado em cada ponto do vaso de pressão, devido à radiação γ, é dado por :

$$q''' = q_o''' \; e^{-\mu x} \qquad (3.2.)$$

onde :

q''' : é o calor gerado no ponto x, por unidade de volume e unidade de tempo .

q_o''' : é o calor gerado na superfície interna do vaso de pressão ' (x=0) também por unidade de volume e unidade de tempo .

x : é a distância medida a partir da superfície interna do vaso' de pressão .

μ : é o coeficiente de absorção .

De acordo com Eberwen / 5 /, para reatores tipo PWR com potência elétrica acima de 600 Mw(e), na região do vaso de pressão em volta do núcleo, durante operação normal, o valor de q_o''' é igual a $3,37 \times 10^4$ BTU/hr. ft^3. Nos casos de choques térmicos, assumindo que há desligamento do reator e o tempo de duração do transiente é muito curto, o valor de q''' é reduzido à metade do valor a plena carga. No caso de resfriamento da usina, como envolve um tempo bem mais longo, Eberwen recomenda q_o''' igual a 10% do valor a plena carga. Conforme recomendação ainda de Eberwen, adotamos para coeficiente de absorção $\mu = 7,6\ ft^{-1}$.

3.4. Solução da equação da condução de calor no estado estacionário

A equação da condução de calor (3.1.) no estado estacionário $\frac{\partial t}{\partial \theta} = 0$ reduz-se a :

$$\nabla^2 t + \frac{q'''}{k} = 0 \tag{3.3.}$$

Pelo fato de a relação espessura/diâmetro do vaso de pressão ser pequena, pode-se considerar uma aproximação unidimensional. Neste caso, a equação (3.3.) fica :

$$\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{q_o'''}{k} e^{-\mu x} = 0 \tag{3.4}$$

Integrando (3.4.) vem :

$$\frac{dt}{dx} = \frac{q_o''' e^{-\mu x}}{k\mu} + c_1 \tag{3.5.}$$

$$t = -\frac{q_o'''}{\mu^2} \frac{e^{-\mu x}}{k} + c_1 x + c_2 \tag{3.6.}$$

As constantes de integração c_1 e c_2 são determinadas pelas condições de contorno :

(a) a superfície externa é isolada, logo :

$$\frac{dt}{dx}\Big|_{x=h} = 0 \qquad (3.7.)$$

portanto :

$$c_1 = - \frac{q_o''' \, e^{-\mu h}}{\mu k} \qquad (3.8.)$$

(b) a temperatura da superfície interna t_1 pode ser estimada pelo fato de que o calor gerado na parede é transferido por convecção para a água de resfriamento. O calor gerado na parede, Q_t é dado por :

$$Q_t = \int_o^h q''' \, dx = \int_o^h q_o''' \, e^{-\mu x} \, dx = \frac{q_o'''}{\mu} \, (1-e^{-\mu h}) \qquad (3.9.)$$

Por outro lado, o calor transferido por convecção é :

$$Q_t = h_f(t_1-t_f) \qquad (3.10.)$$

onde :

h_f : é o coeficiente de transferência de calor;

t_f : é a temperatura do fluido .

Igualando (3.9.) e (3.10.) chegamos a :

$$t_1 = \frac{1}{h_f} \frac{q_o'''}{\mu} (1-e^{-\mu h}) + t_f \qquad (3.11.)$$

Fazendo x=0 e $t=t_1$ na equação (3.6.) temos :

$$t_1 = - \frac{q_o'''}{\mu^2 k} + c_2 \qquad (3.12.)$$

Combinando as equações (3.11) e (3.12) resulta :

$$c_2 = \frac{1}{h_f} \frac{q_o'''}{\mu} (1-e^{-\mu h}) + t_f + \frac{q_o'''}{\mu^2 k} \qquad (3.13.)$$

Substituindo os valores de C_1 e C_2 na equação (3.6.) temos :

$$t = - \frac{q_o'''}{\mu^2} \frac{e^{-\mu x}}{k} + (- \frac{q_o'''}{\mu k} e^{-\mu h}) x$$

$$+ \frac{q_o'''}{\mu h_f} (1-e^{-\mu h}) + t_f + \frac{q_o'''}{\mu^2 k} \qquad (3.14.)$$

A equação (3.14.) dá a distribuição de temperatura ao longo da espessura do vaso de pressão, na região em volta do núcleo .

3.5. Solução da equação da condução de calor em caso transiente

A equação da condução de calor (3.1.) para o caso unidimensional é dada por :

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{q'''(x)}{k} = \frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial t}{\partial \theta} \qquad (3.15.)$$

A solução numérica desta equação, é obtida usando o método das diferenças finitas .

Dividindo a espessura do vaso em ii-1 divisões igualmente espaçadas de Δx, tal que para x=0, i=1 e x=L, i=ii, conforme Figura' 3.1. . Assim de acordo com o método das diferenças finitas, o termo $\frac{\partial t}{\partial \theta}$ pode ser na escrito na forma :

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{t_i^{\theta+\Delta\theta} - t_i^{\theta}}{\Delta\theta} \qquad (3.16.)$$

onde :

$\Delta\theta$: é o intervalo de tempo

t_i^{θ} e $t_i^{\theta+\Delta\theta}$ são as temperaturas do ponto i, respectivamente, no ' tempo θ e no tempo $\theta + \Delta\theta$.

O termo $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ pode ser escrito na seguinte forma :

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{(t_{i+1}^{\theta} - t_i^{\theta}) - (t_i^{\theta} - t_{i-1}^{\theta})}{\Delta x^2} \qquad (3.17.)$$

Substituindo as equações (3.16.) e (3.17.) na equação (3.15.) resulta :

$$\frac{(t_{i+1}^{\theta} - t_i^{\theta}) - (t_i^{\theta} - t_{i-1}^{\theta})}{\Delta x^2} + \frac{q'''(x)}{k} = \frac{1}{\alpha_f} \frac{t_i^{\theta+\Delta\theta} - t_i^{\theta}}{\Delta\theta} \qquad (3.18.)$$

Lembrando que o nº de Fourier, Fo, é dado por :

$Fo = \frac{\alpha_f \Delta\theta}{\Delta x^2}$, que $\alpha_f = \frac{k}{\rho c}$ e rearranjando os termos, (3.18.) '

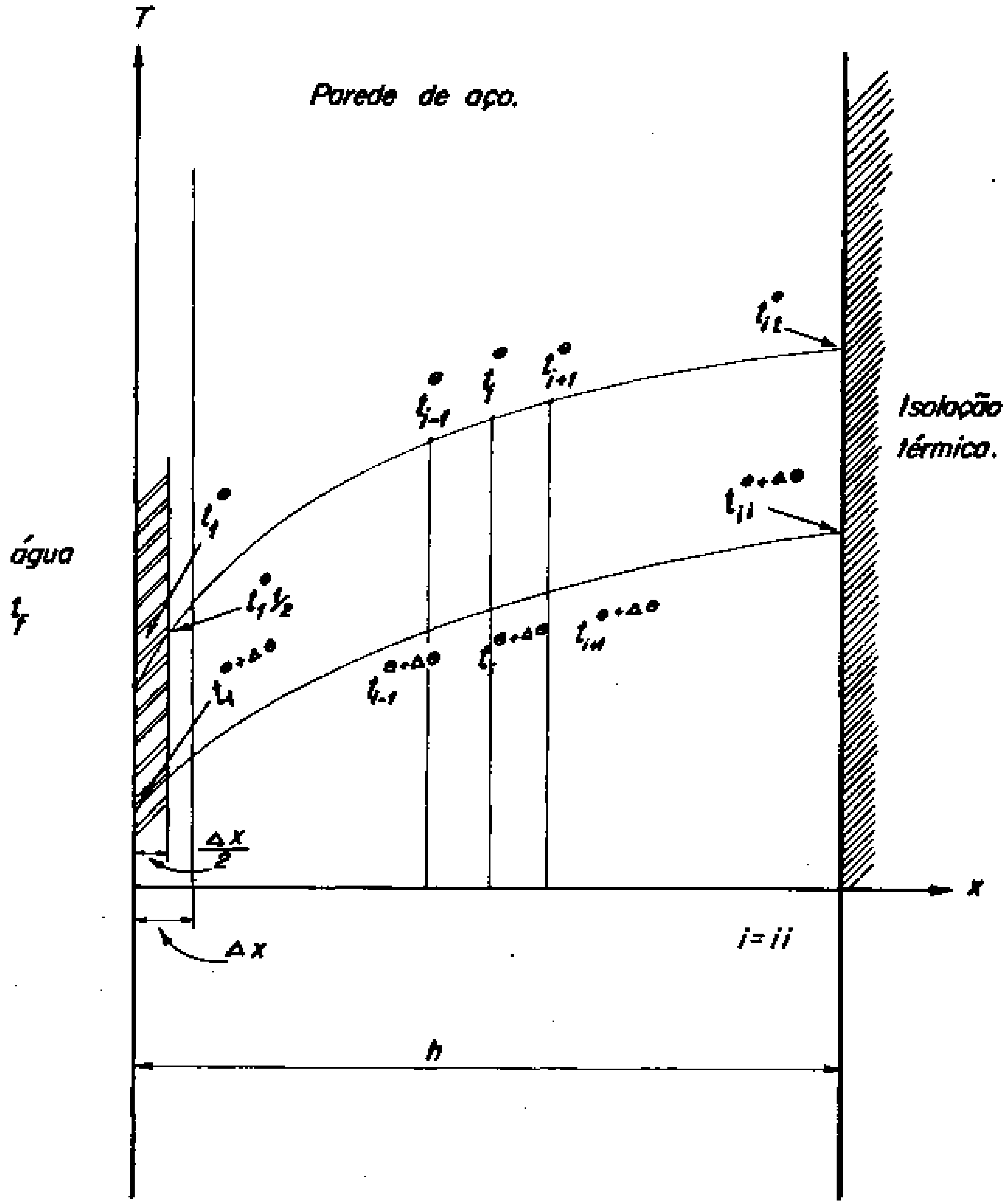


Fig.3.1- Método das diferenças finitas

transforma-se em :

$$t_1^{\theta+\Delta\theta} = (1-2\ Fo)\ t_i^{\theta} + Fo\ (t_{i-1}^{\theta} - t_{i+1}^{\theta}) + \frac{q'''(x)\ \Delta\theta}{\rho c} \quad (3.19.)$$

A equação (3.19.) é válida para pontos internos ou seja $2 < i < ii-1$. As temperaturas nos pontos 1 e ii são determinadas pelas condições de contorno .

a) Superfície externa (i=ii)

Por ser isolada termicamente, não há transferência de calor, ou seja $\frac{dt}{dx}_{ii} = 0$, portanto :

$$t_{ii}^{\theta+\Delta\theta} = t_{ii-1}^{\theta+\Delta\theta} \quad (3.20.)$$

b) Superfície interna (i=1)

Consideremos na Figura 3.1., a região junto à superfície interna do vaso de pressão i=1 e $i=1+\frac{1}{2}$.

Nessa região, a equação de conservação de energia é dada por :

$$k.\frac{t_{1+1/2}^{\theta} - t_1^{\theta}}{\Delta x/2} - h_f(t_i - t_f) + \frac{q'''\Delta x}{2} = \frac{c\rho\ \Delta x}{2\ \Delta\ \theta}\ (t_1^{\theta+\Delta\theta} - t_i^{\theta}) \quad (3.21)$$

Considerando que,

$$k\ \frac{t_{1+1/2}^{\theta} - t_1^{\theta}}{\Delta x/2} = k\ \frac{t_2^{\theta} - t_1^{\theta}}{\Delta x} \quad (3.22.)$$

Lembrando da definição do nº de Biot :

$$B_{i,\Delta x} = \frac{h\Delta x}{k} \qquad (3.23.)$$

Substituindo (3.23.), (3.22) em (3.21.) e rearranjando os termos, obtemos :

$$t_1^{\theta+\Delta\theta} = t_1^{\theta} + 2Fo\ \{t_2^{\theta} - t_1^{\theta} + B_{i,\Delta x}\ (t_f^{\theta} - t_i^{\theta}) + \frac{q''' \ \Delta x^2}{2k}\} \qquad (3.24.)$$

3.6. Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor, h_f entre a parede interna do vaso de pressão e a água refrigerante que passa pelo espaço anular formado pelo vaso e a blindagem térmica, é calculado pela expressão : / 6 /

$$\frac{h_f}{c\ G}\ P_r^{2/3} = \frac{0{,}021\ (1+ 2{,}3\ De/H)}{(De\ G/\ \mu_f)^{0{,}2}} \qquad (3.25.)$$

Para um reator de 650 Mwe, similar ao reator Angra I, temos as seguintes características para a água (554 ^oF) :

/ 5 /

$G = 1{,}51 \times 10^6\ lbm/ft^2.\ hr$

$c = 1{,}0\ BTU/lbm\ ^oF$

$k = 0{,}33\ BTU/hr.\ ft.\ ^oF$

$\mu_f = 0{,}242\ lbm\ ft.\ hr$

$P_r = \frac{c\ \mu_f}{k} = 0{,}73$

$D_1 = 154\ in$

$D_2 = 144\ in$

$D_e = D_1 - D_2 = 10$ in

$H = 150$ in (comprimento do canal anular) .

Substituindo estes valores em (3.2.) obtemos :

$$h_f = 2050 \text{ BTU/hr. ft}^2 . {}^oF \qquad (3.26.)$$

3.7. Cálculo da distribuição de temperaturas

3.7.1. Programa de computação

Foi desenvolvido um programa de computação denominado TEMP, que permite calcular a distribuição de temperaturas ao longo da espessura do vaso de pressão, tanto no estado estacionário como no estado transitório .

Para o estado estacionário, o programa resolve a equação (3.14), onde os valores de q_o''', μ e h_F foram determinados nos ítens (3.3) e (3.6) .

A distribuição de temperaturas no caso transiente é calculada usando a distribuição de temperaturas no estado estacionário e as equações (3.19.), (3.20.) e (3.24.). No Apêndice C apresentamos a listagem do programa TEMP .

3.7.2. Teste do programa TEMP

De modo á testar a confiabilidade dos resultados do programa TEMP, foi calculada a distribuição de temperatura radial num vaso de pressão, submetido a um choque térmico. Neste exemplo, o vaso de pressão tem 6,3 in de espessura e o material é aço carbono ASTM 533 Grade B, cujas propriedades térmicas estão na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. : Propriedades térmicas do aço carbono ASTM 533 Gr. B

k	C	μ	ρ	α_f
(BTU/hr ft ^oF)	(BTU/1b ^oF)	ft^{-1}	lb/ft^3	ft^2/hr
25	.12	7.62	490.13	.425

A geração de calor devido aos raios γ, inicialmente era $q_o''' = 3,37 \times 10^4$ BTU/hr ft^3 e após o choque térmico passou a

$1,68 \times 10^4$ BTU/hr. ft^3. O choque térmico é devido a uma brusca diminuição da temperatura da água do primário de 545 ^oF (290 ^oC) para 482 ^oF (250 ^oC) .

A espessura do vaso de pressão foi divido em 99 divisões (i = 1 até ii = 100) e portanto Δx = 0,06364. Adotamos um nº de Fourier igual a 0,25 e, assim, o passo de tempo $\Delta\theta$ é igual a 0,059 segundos .

De acordo com KREITH /10/, para haver convergência na solução das equações (3.19.) e (3.24.), os números de Fourier e Biot, para casos unidimensionais, devem satisfazer a relação :

$$\frac{1}{Fo} > 2\ Bi + 2 \tag{3.27}$$

Utilizando (3.23.) e os valores já definidos, obtemos Bi = 0,44 e, portanto a relação (3.27.) fica satisfeita por uma boa margem .

Rodando o programa TEMP para este caso obtivemos os resultados apresentados na Tabela 3.2. .

EBERWEN / 5/ analisou analiticamente este mesmo problema. Na Figura 3.2. comparamos os resultados obtidos com TEMP e os resultados obtidos por Eberwen. Como pode ser observado há uma ótima coincidência entre os dois resultados .

Gostaríamos de ressaltar que o programa de Eberwen resolve apenas problemas onde o choque térmico é instantâneo . Entretanto, o programa TEMP pode resolver casos de choque térmico em geral, instantâneos ou com duração de tempo (por exemplo, no caso de resfriamento de central, ("plant cooling down")) .

Tabela 3.2. - Exemplo dos resultados do Programa TEMP.

DISTRIBUIÇÃO DE TEMP. NO EST. ESTACIONARIO

TS(1) = 0.556118E 03 TS(20) = 0.570694E 03 TS(40) = 0.576970E 03
TS(60)= 0.579545E 03 TS(80) = 0.580471E 03 TS(100)= 0.580663E 03

TEMPERATURA DO FLUIDO : 0.482000E 03 (°F)

TEMPO APOS TRANSIENTE : 0.998731E -02 (hr)

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA:

T (1) = 0.490552E 03 T (20) = 0.554467E 03 T (40) = 0.575137E 03
T (60)= 0.579091E 03 T (80) = 0.580279E 03 T (100)= 0.580559E 03

TEMPERATURA DO FLUIDO: 0.482000E 03 (°F)

TEMPO APOS TRANSIENTE: 0.499365E -01 (hr)

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA:

T (1) = 0.486316E 03 T(20)= 0.524601E 03 T (40) = 0.553823E 03
T (60)= 0.570134E 03 T(80)= 0.577054E 03 T (100)= 0.578762E 03

TEMPERATURA DO FLUIDO: 0.482000E 03 (°F)

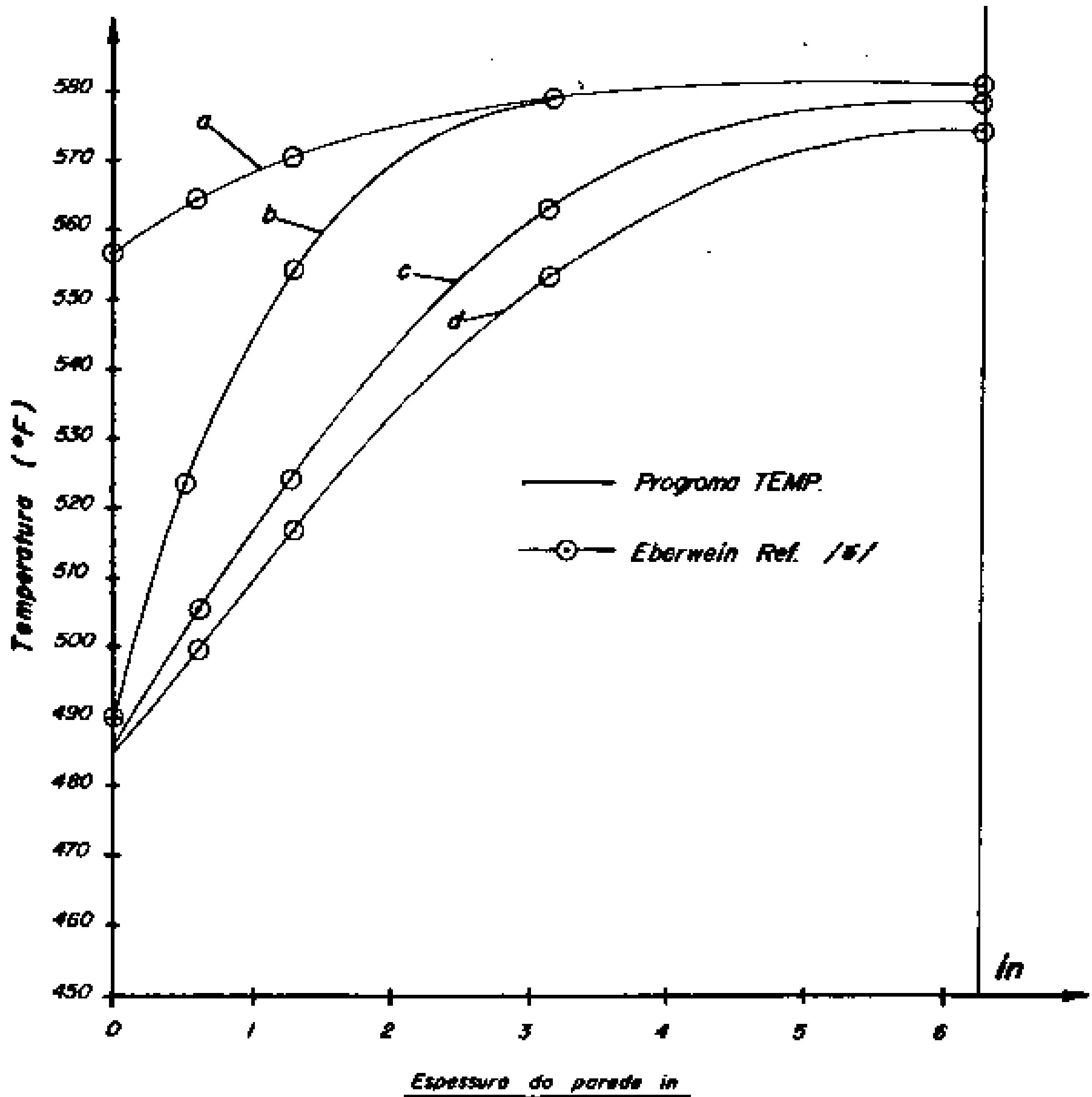
TEMPO APOS TRANSIENTE: 0.199746E 00 (hr)

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA:

T (1) = 0.484334E 03 T (20) = 0.505234E 03 T (40) = 0.523632E 03
T (60)= 0.537590E 03 T (80) = 0.546279E 03 T (100)= 0.549141E 03

Observação :

T (1) corresponde a x = 0
T (20)corresponde a x = .1007 ft
T (40)corresponde a x = .2067 ft
T (60)corresponde a x = .3128 ft
T (80)corresponde a x = .4188 ft
T(100)corresponde a x = .5249 ft



a	Estado Estacionário
b	Após 0,01 hr
c	" 0,05 hr
d	" 0,20 hr

Fig. 3.2 – Distribuição de temperatura obtidas pelos programas Temp e Eberwein.

4. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

4.1. Determinação de Q e F .

Como foi visto na Introdução, Tabelas 1.5., 1.6. e 1.7. a tensão de flexão (Q) e o pico de tensão F, devidos à distribuição de temperatura radial, devem ser calculados, de modo a verificar as condições de projeto (1.4.) e (1.5.) exigidas pelo código ASME .

Uma vez determinados os valores de σ_θ e σ_z, calcula-se Q e F da seguinte maneira. Assumindo que na Figura 4.1 a distribuição de σ_θ (ou σ_z) ao longo de espessura do vaso é representada pela curva 1, essa tensão produz um momento de flexão m_θ no centróide O situado no meio da espessura. A curva 2 representa a distribuição linear de tensão que produz o mesmo momento de flexão. Por definição, o valor máximo da distribuição linear de tensão corresponde a Q. Subtraindo Q de σ_θ (ou σ_z) máximo, obteremos o valor de F .

Na curva 2 , o momento de flexão é dado por :

$$m_\theta = \int_{-h/2}^{h/2} Q' \, dx \, . \, x \qquad (4.1.)$$

Da Figura 4.1.,

$$Q' = \frac{Q}{h/2} x = 2 \frac{x}{h} Q \qquad (4.2.)$$

Substituindo (4.2.) em (4.1) e integrando vem :

$$m_\theta = \frac{Q h^2}{6} \qquad (4.3.)$$

Por outro lado, para curva 1 , o momento de flexão é dado por :

$$m_\theta = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{\theta,z} dx \cdot x \qquad (4.4.)$$

Relacionando (4.3.) e (4.4.) temos :

$$Q = \frac{6}{h} \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{\theta,z} dx \cdot x \qquad (4.5.)$$

No programa STRESR, o valor de Q é obtido numericamente, a partir da distribuição $\sigma_{\theta,z}$.

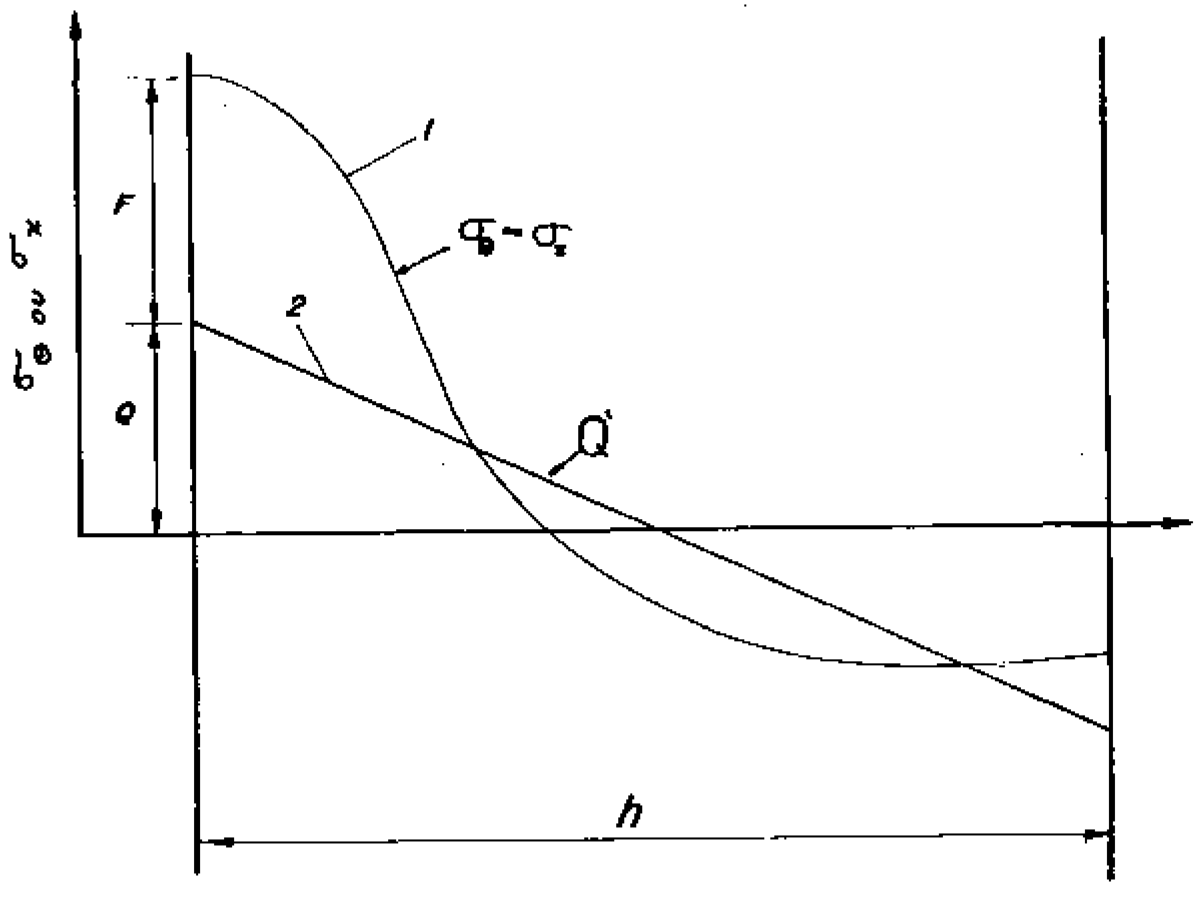


Fig. 4.1 – "Momento de Flexão Linear Equivalente".

4.2. <u>Determinação de tensões térmicas causadas por gradiente de temperaturratura radial</u> .

Foram calculadas as tensões térmicas para duas espessuras de vasos de pressão de modo a estudar o efeito da espessura' nas tensões térmicas. Para cada espessura foram imposos alguns dos transientes referidos na Tabela 1.8 .

Na Tabela 4.1. apresentamos um resumo dos nove casos analisados. Na determinação dos resultados o primeiro passo é obter a distribuição de temperatura, usando o programa TEMP, de maneira análoga ao exemplo mostrado no ítem 3.7.2. A seguir, são calculadas as tensões térmicas, bem como os valores de Q e F através do programa STRESR. Para o cálculo das tensões com o programa STRESR, a parede do vaso foi dividida em 4 divisões (r_1 parede interna e r_5 parede externa) . No Apêndice A (A-2) fazemos uma verificação da precisão dos valores das tensões para esta malha .

4.2.1. Tensões Térmicas para transientes tipo choque térmico (casos 1 a 6 .

Como pode ser observado na Tabela 4.1, os 6 primeiros casos analisados correspondem a transiente do tipo choque térmico. As mais diversas condições de emergência podem ocasionar choque térmico no vaso de pressão. Conforme Tabela 1.8., as seguintes condições produzem choque térmico :

a) Parada rápida do reator ("Reactor Trips")
b) Parada rápida da turbina ("Turbine trip"), causada pela falha de bomba do secundário
c) Atuação das válvulas de segurança
d) Pequeno LOCA

A condição a) leva à atuação do Sistema de Remoção de Calor Residual, enquanto que os outros três ocasionam a atuação do Sistema de Refrigeração de Emergência. A temperatura da água desses sistemas ocasiona o choque térmico. Evidentemente, como essa água está em tanques de armazenagem , a sua temperatura é bem baixa em relação a temperatura de operação do primário. A definição dessa temperatura depende das normas de cada país, por exemplo, nos Estados Unidos /21/ assume-se que a água de emergência entra a 150 ^{o}F. Como a mistura da água do Sistema de Emergência e do sistema primário ocorre externamente ao

Tabela 4.1. - Resumo dos casos analisados (gradiente de temperatura radial) .

Caso	Tipo de Transiente	Espessura da Parede in (mm)	Condições antes do transiente		Condições depois do transiente	
			Temp. do Fluido ^oF (^oC)	q_o'''(BTU/hr ft^3)	Temp. do Fluido ^oF (^oC)	q_o'''(BTU/hr ft^3)
(1)	Choque térmico	6.3 (160)	554 (290)	3,37 10^4	482 (250)	1,68 10^4
(2)	Choque térmico	6.3 (160)	554 (290)	3,37 10^4	437 (225)	1,68 10^4
(3)	Choque térmico	6.3 (160)	554 (290)	3,37 10^4	392 (200)	1,68 10^4
(4)	Choque térmico	10 (250)	554 (290)	3,37 10^4	482 (250)	1,68 10^4
(5)	Choque térmico	10 (250)	554 (290)	3,37 10^4	437 (225)	1,68 10^4
(6)	Choque térmico	10 (250)	554 (290)	3,37 10^4	392 (200)	1,60 10^4
(7)	Aumento de temperatura	6,3 (160)	554 (290)	3,37 10^4	559 (292.7)	3,37 10^4
(8)	Diminuição de temperatura	6,3 (160)	554 (290)	3,37 10^4	549 (287.2)	3,37 10^4
(9)	Resfriamento da usina (desligamento normal)	10 (250)	554 (290)	3,37 10^4	taxa de resfriamento 100 ^oF/hr durante 4 horas	3,37 10^3

vaso de pressão, após o transiente a temperatura da água dentro do vaso varia entre 390 ^{o}F e 500 ^{o}F. Por esta razão foram ansalisados casos em que a temperatura de resfriamento varia instantâneamente de 554 ^{o}F (temperatura de operação antes do transiente) até 482 ^{o}F, 437 ^{o}F ou 392 ^{o}F, conforme o caso considerado .

As 3 condições de choque térmico foram analisadas para um vaso de pressão de raio interno 77 in com espessura de 6,3 in e 10,0 in. Nas Figuras 4.2 a 4.14. apresentamos os resultados gráficos obtidos para estes 6 casos. No Apêndice-D apresentamos os mesmos resultados sob a forma de Tabelas .

A Figura 4.2 representa a distribuição de temperatura para o Caso 1 (Δt = 72 ^{o}F). Nas Figuras 4.3, 4.4 e 4.5 são apresentadas as distribuições de tensões radiais, tangenciais e axiais em função do raio. Como pode ser observado, as máximas tensões σ_θ e σ_z ocorrem na superfície interna do vaso e são tensões de tração. Enquanto que na parede externa temos tensões de compressão. As tensões radiais σ_r (Figura 4.3) são desprezíveis em relação às tensões σ_θ e σ_z (200 psi para 20.000 psi) e, portanto, praticamente não entram no cálculo do projeto.

A variação das tensões circunferenciais máximas e mínimas ($\sigma_{\theta,max}$ e $\sigma_{\theta,\ min}$) com o tempo são apresentadas na Figura 4.6. Os valores de Q e F são também indicados na mesma Figura. Observamos que a tensão máxima, não ocorre no mesmo instante do choque térmico, mas 25 segundos após, atingindo um valor de 20.916 psi, correspondendo a 70% da tensão limite (Tabela 1.4) .

Na Figura 4.7 é apresentada a distribuição de temperaturas para o Caso 2 (Δt = 117 ^{o}F). A distribuição de tensões $\sigma_{\theta,max}$ e $\sigma_{\theta,min}$, Q e F, com o tempo, estão na Figura 4.8. Como pode ser observado depois de 30 segundos atinge-se a tensão circunferencial máxima, $\sigma_{\theta,\ max}$ = 30.974 psi. As mesmas distribuições de temperatura e tensões, para o caso 3, são apresentadas na Figuras 4.9 e 4.10. Após 33 segundos ocorre a tensão máxima, cujo valor atinge 41.050 psi, correspondendo a quase 1,4 vezes a tensão limite .

Repetindo os mesmos cálculos para um vaso com espessura

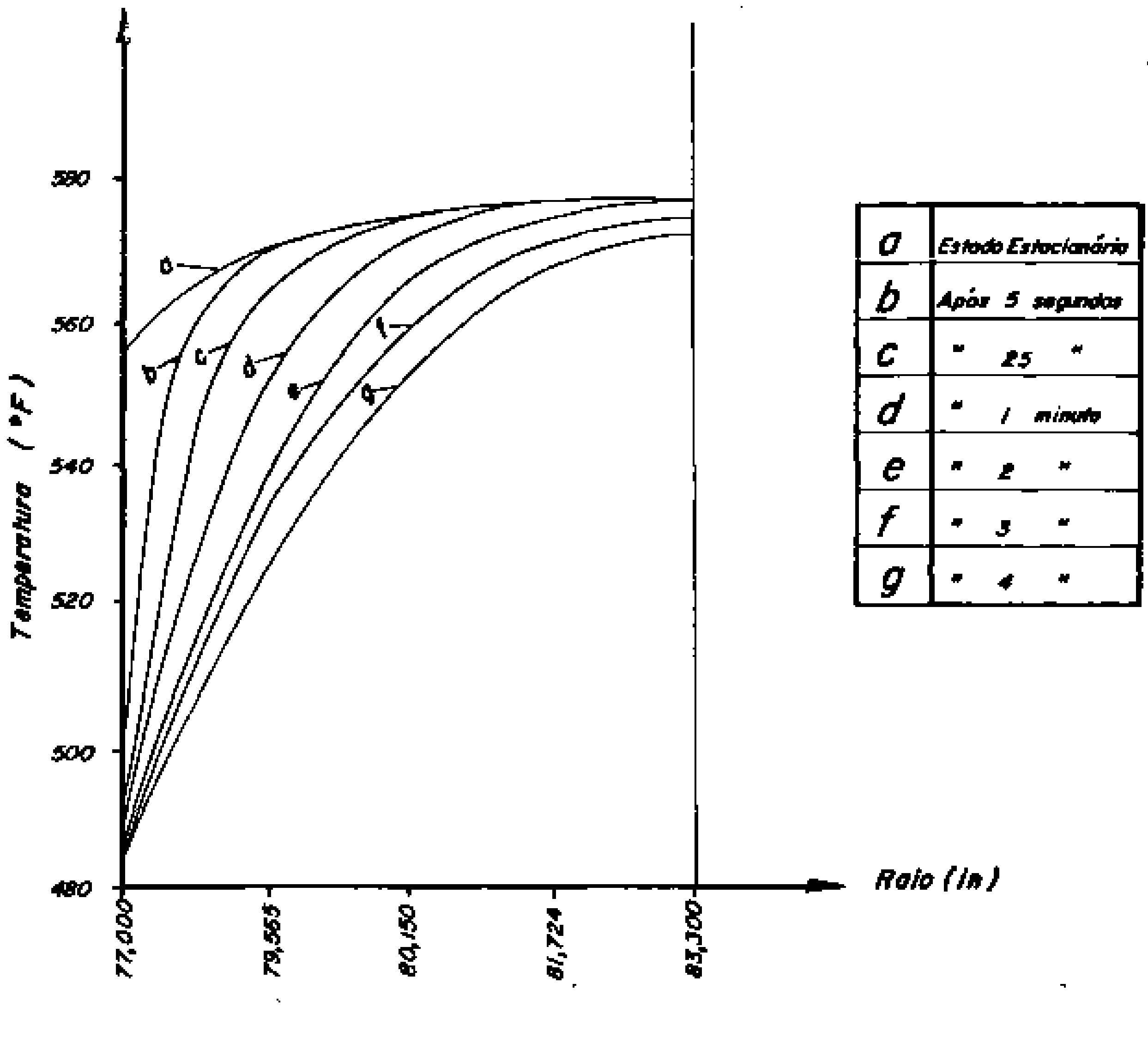
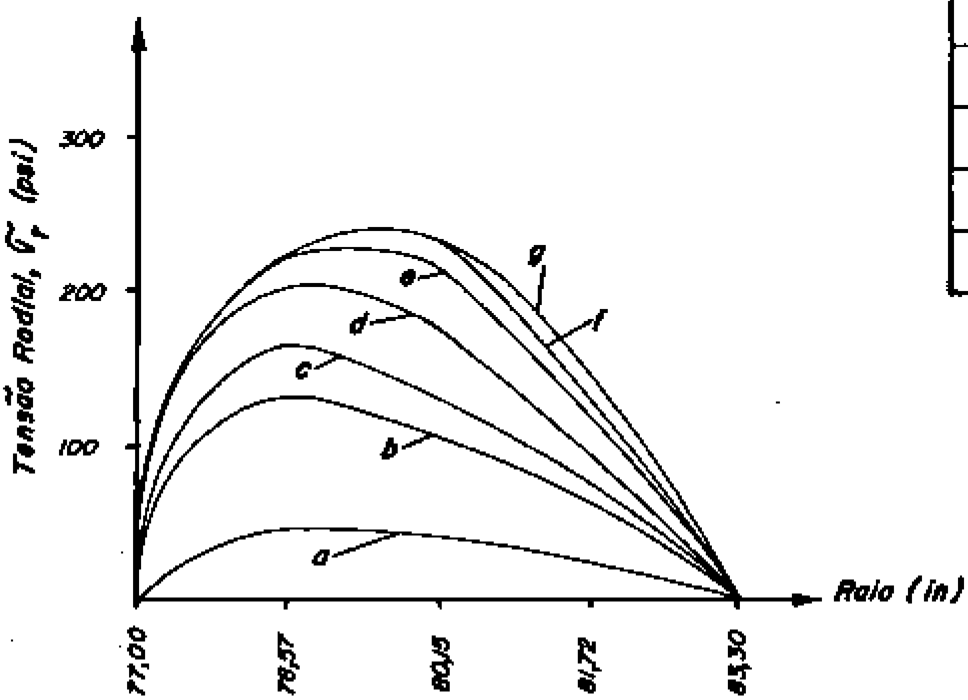


Fig. 4.2 - Distribuição de temperatura para o Caso 1.



a	Estado Estacionário
b	Após 5 segundos
c	" 25 "
d	" 1 minuto
e	" 2 "
f	" 3 "
g	" 4 "

Fig. 4.3 - Distribuição de tensão radial para o Caso 1.

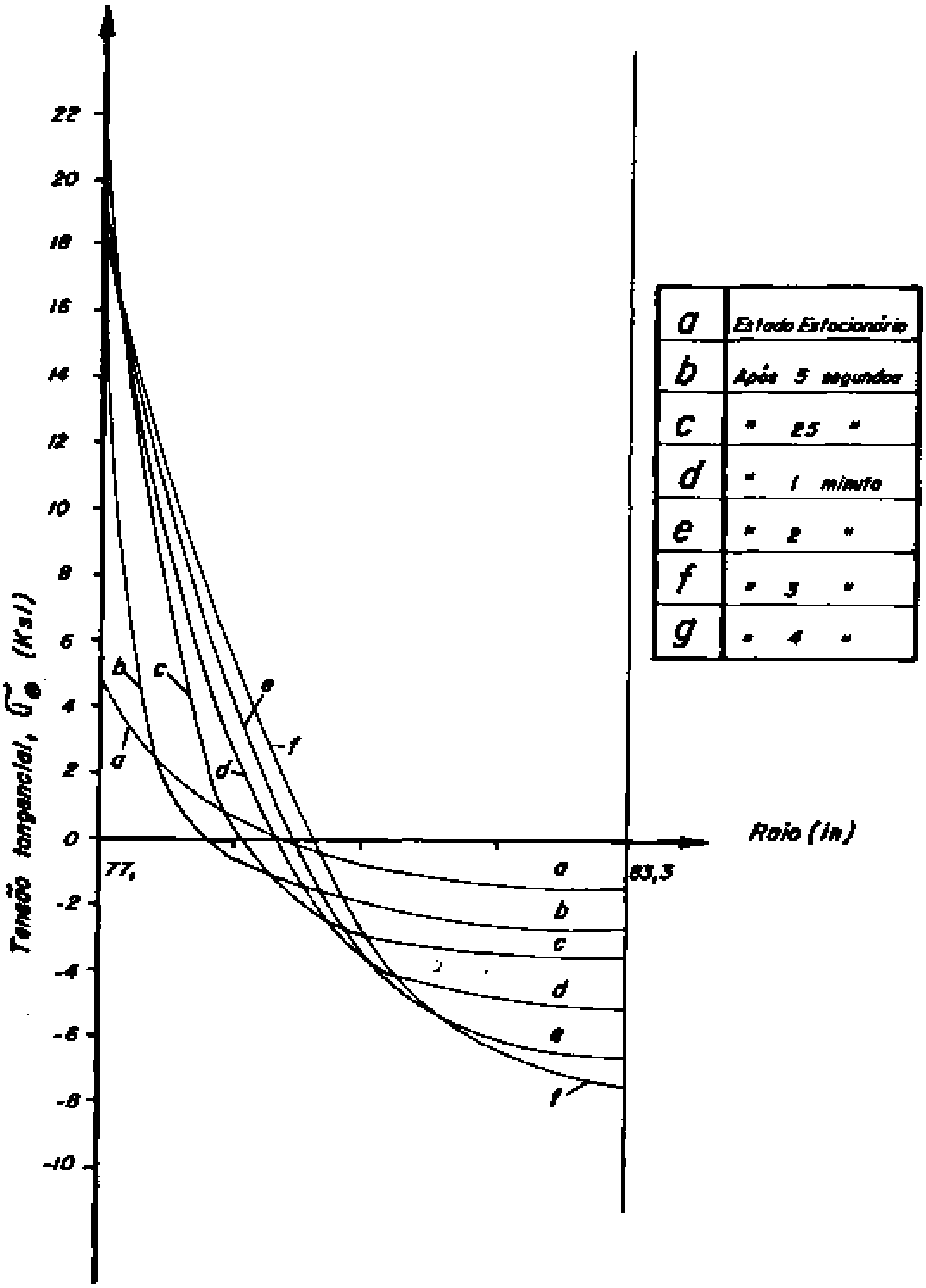


Fig. 4.4 - Distribuição de tensão tangencial para o Caso 1.

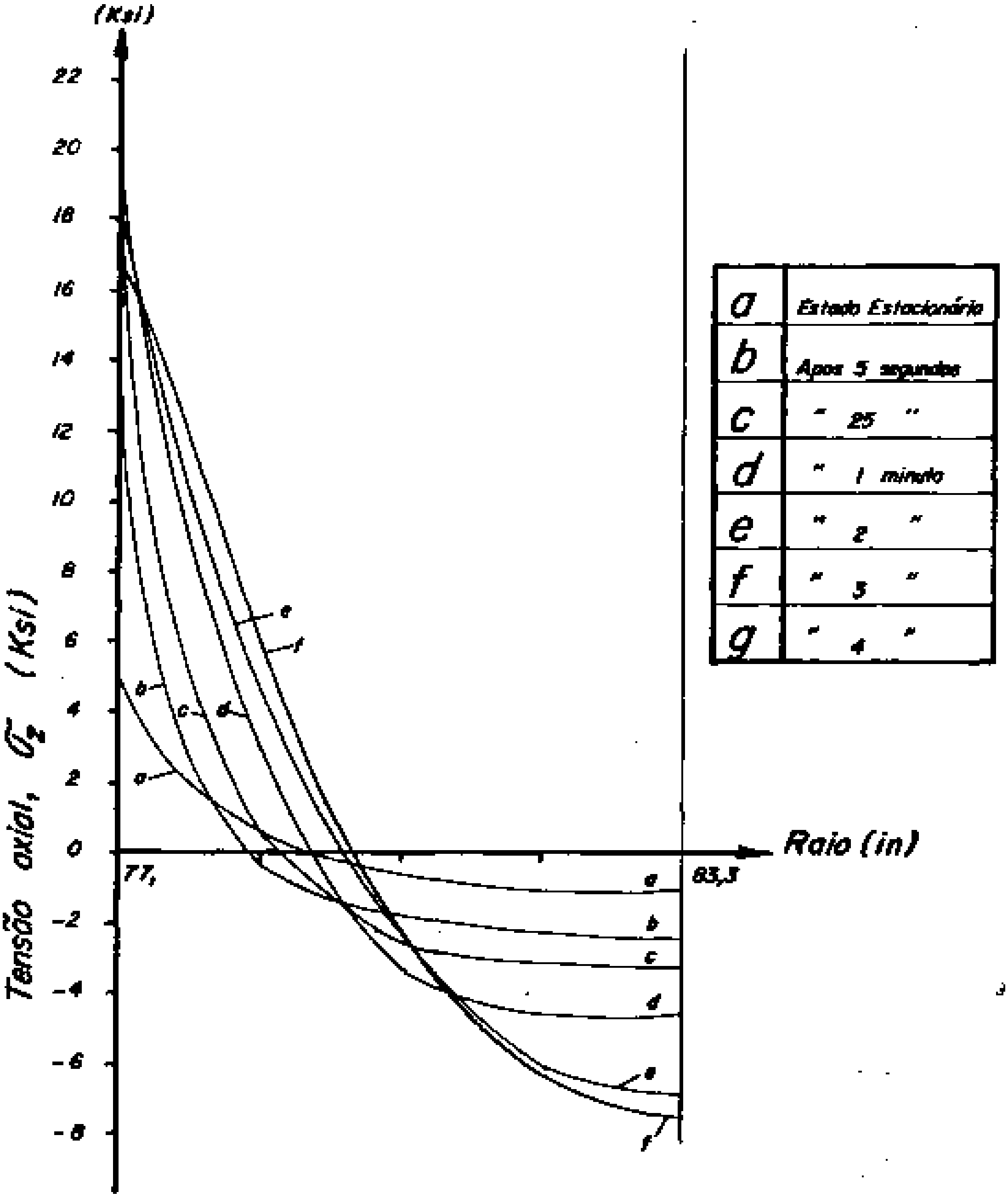


Fig. 4.5 - Distribuição de tensão axial para o Caso 1.

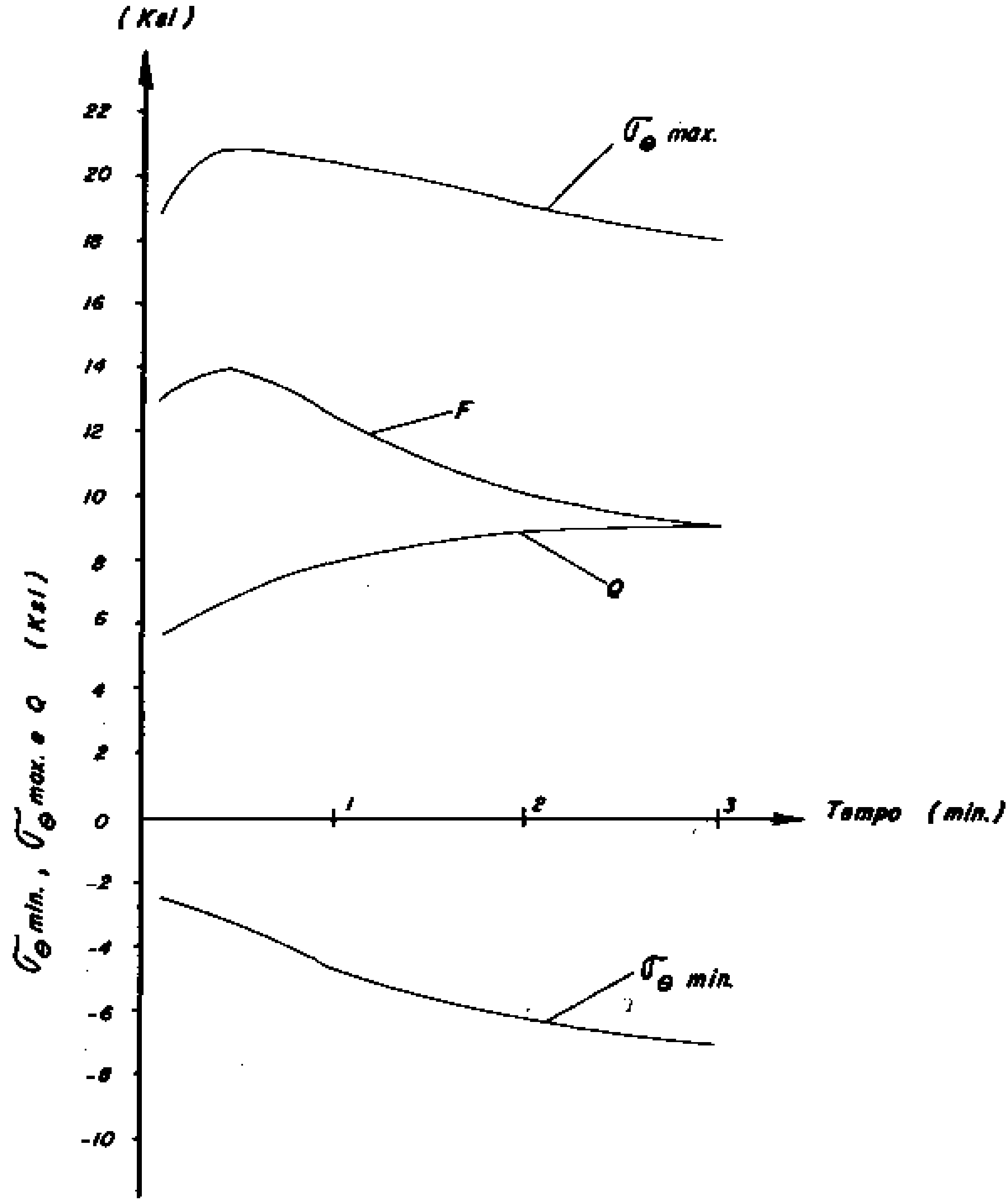


Fig. 4.6 - Variações de tensões com o tempo para o Caso 1.

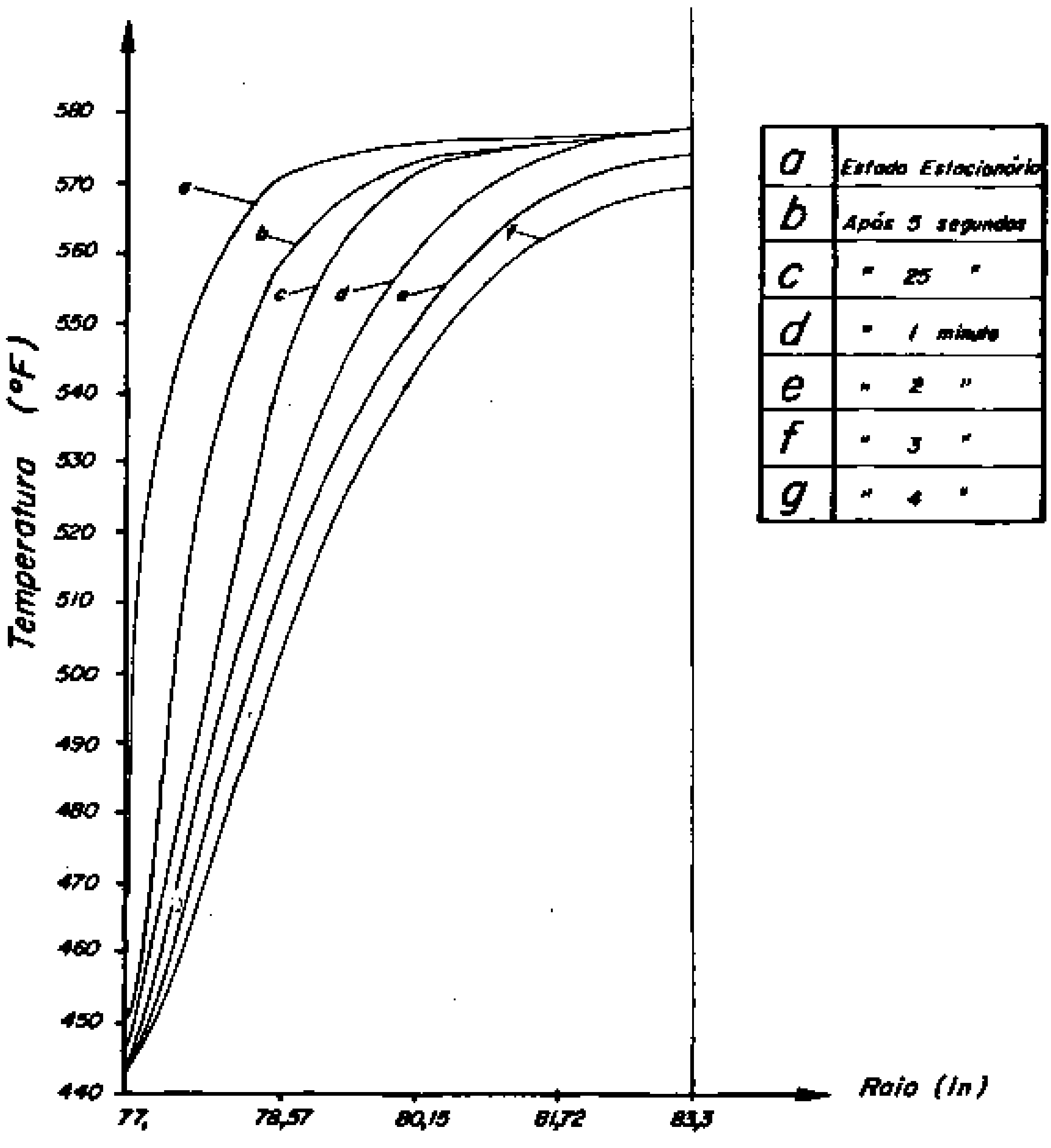


Fig. 4.7 - Distribuição de temperatura para o Caso 2.

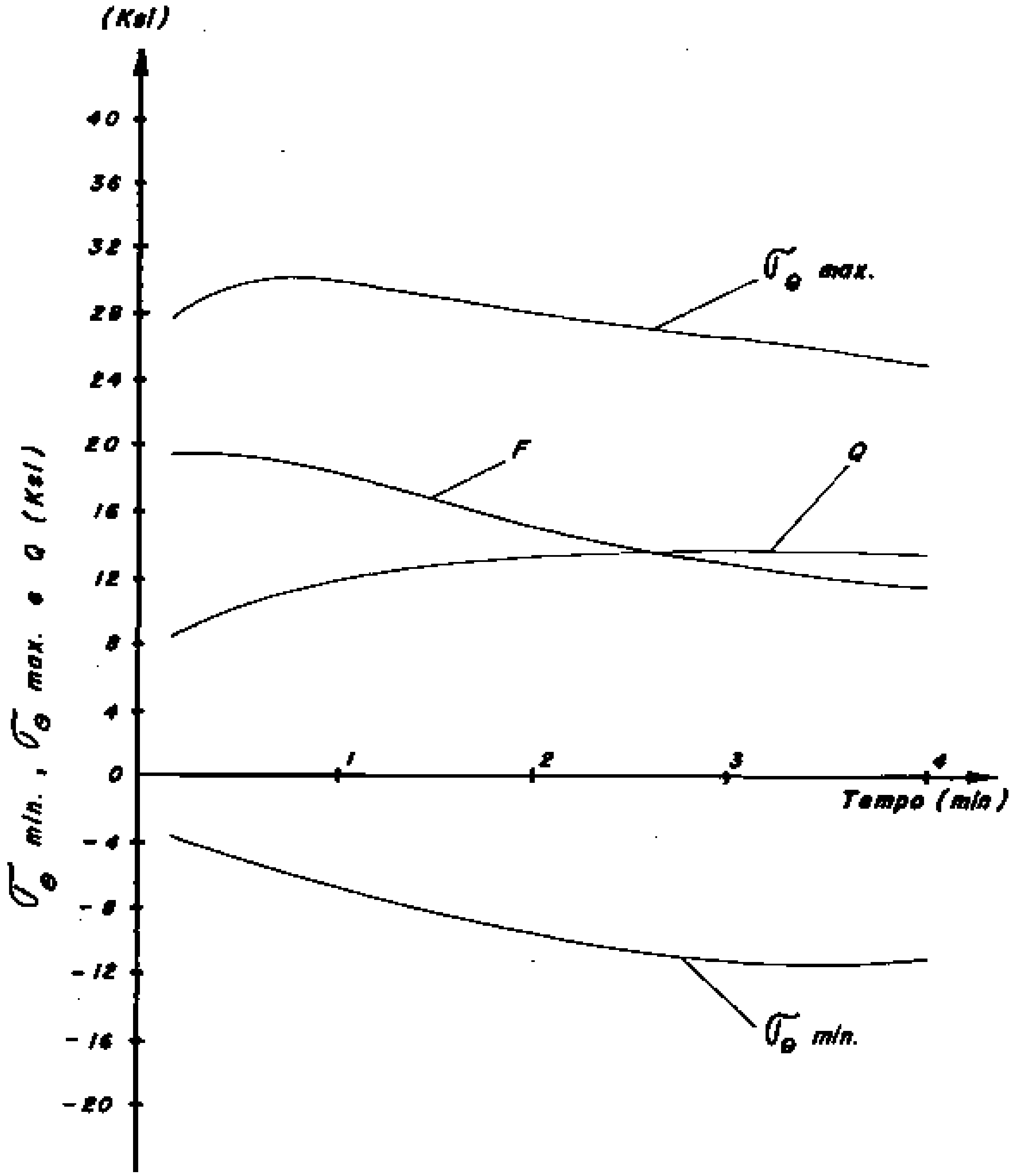


Fig. 4.8 - Variações de tensões com o tempo para o caso 2.

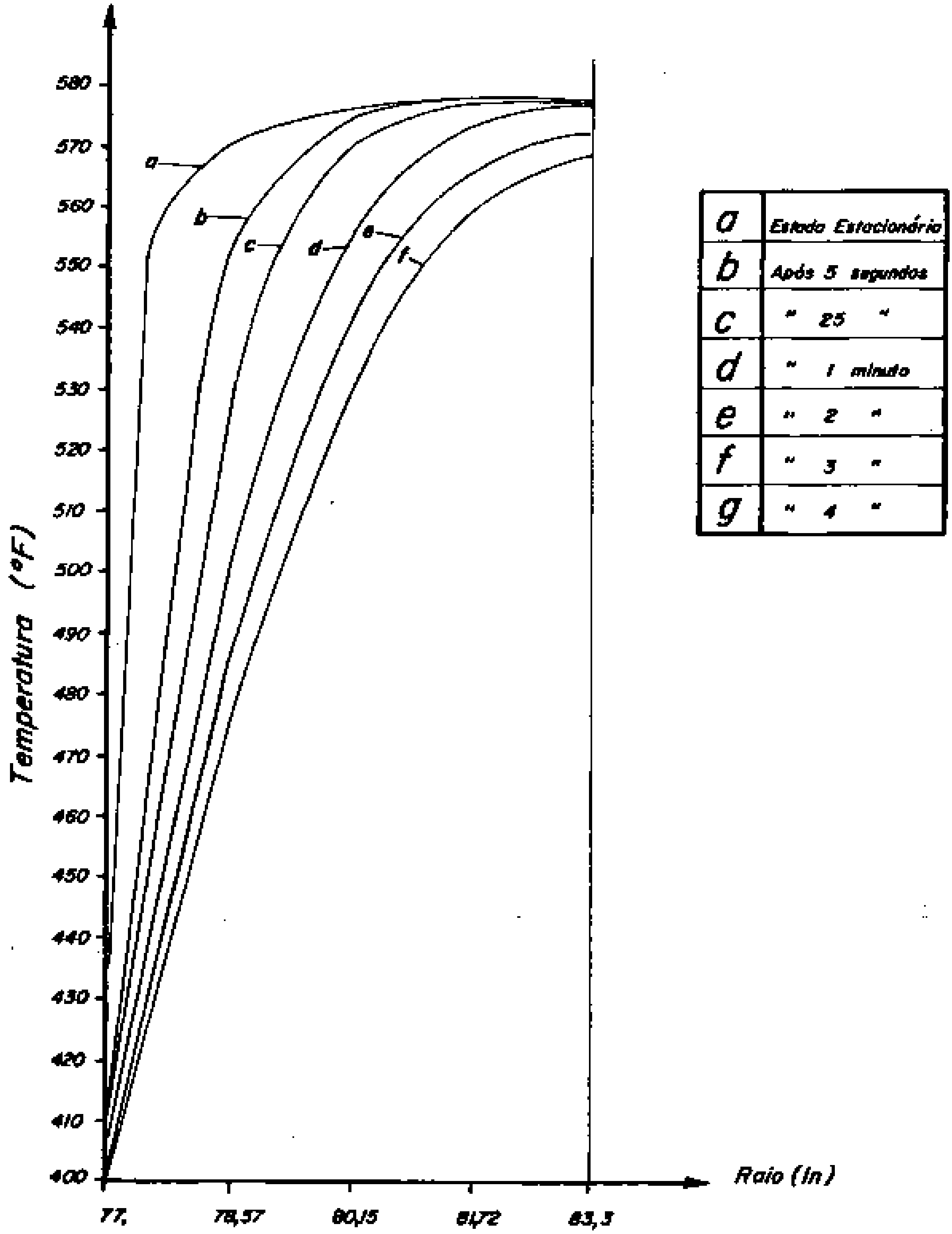


Fig. 4.9 - Distribuição de temperatura para o Caso 3.

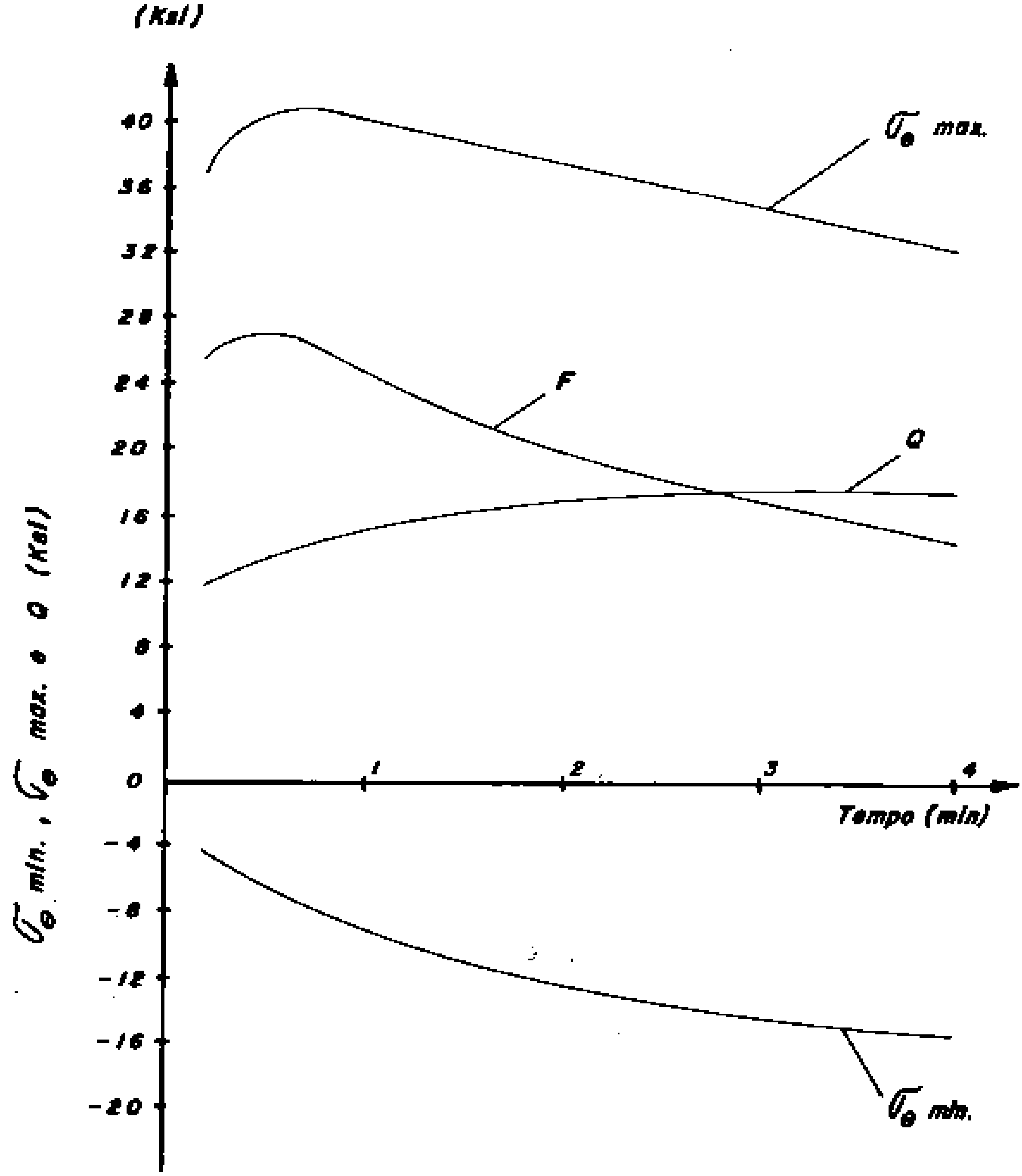


Fig. 4.10 – Variações de tensões com o tempo para o caso 3

10,0 in obtivemos os resultados apresentados nas Figuras 4.11, 4.12 e 4.13. Como pode ser observado, para maior espessura, além de termos maiores tensões (para o mesmo choque térmico), temos, também, uma maior demora em atingir a tensão circunferencial máxima. Assim, para o Caso 4, Figura 4.11, o tempo para atingir a tensão máxima (22.564 psi) foi de 50 segundos, justamente o dobro do tempo atingido no caso 1. Para os casos 5 e 6, foram necessários 55 e 60 segundos para atingir a tensão máxima (Figuras 4.12 e 4.13). Nestes casos, as tensões máximas atingidas foram, respectivamente, 33.048 psi e 43.691 psi.

Os resultados mais importantes deste 6 casos são resumidos na Figura 4.14, onde apresentamos a variação das tensões do vaso de pressão com a variação da temperatura do refrigerante. Como pode ser observado, na faixa de temperatura, por nós analisada, a distribuição de tensões máximas : a tensão de flexão equivalente e o pico de tensão F têm um comportamento linear em relação à variação de temperatura no fluido refrigerante causada pelo choque térmico.

Como foi visto no ítem 1.2.3, 4 condições de projeto devem ser satisfeitas em qualquer condição de operação. As tensões térmicas são introduzidas nas 3a. e 4a. condições. Pela 2a. condição de projeto, P_L (ou P_m) + P_b deve, no máximo, ser igual a 1,5 S_m, restando, pela 3a. condição de projeto, 1,5 S_m para Q. Convém ressaltar que neste valor de Q estão incluidas as tensões mecânicas, além de outros tipos de tensões térmicas. Portanto, vamos assumir que apenas 50% de 1,5 S_m correspondam à tensão causada por distribuição radial de temperatura. Assim, o valor limite de Q deve ser 22.500 psi. Na Figura 4.14 este valor corresponde a uma diferença de temperatura no fluido (antes e depois do transiente) de 210 ^oF. Nestas condições, o choque térmico não deve ser superior a 210 ^oF, sob pena de ultrapassarmos as condições limites. Obviamente, para condições severas de transiente (Δt > 210 ^oF), deve ser feito um estudo completo e detalhado de todas as tensões.

4.2.2. Tensões térmicas para transientes de pequena variação de temperatura (Casos 7 e 8)

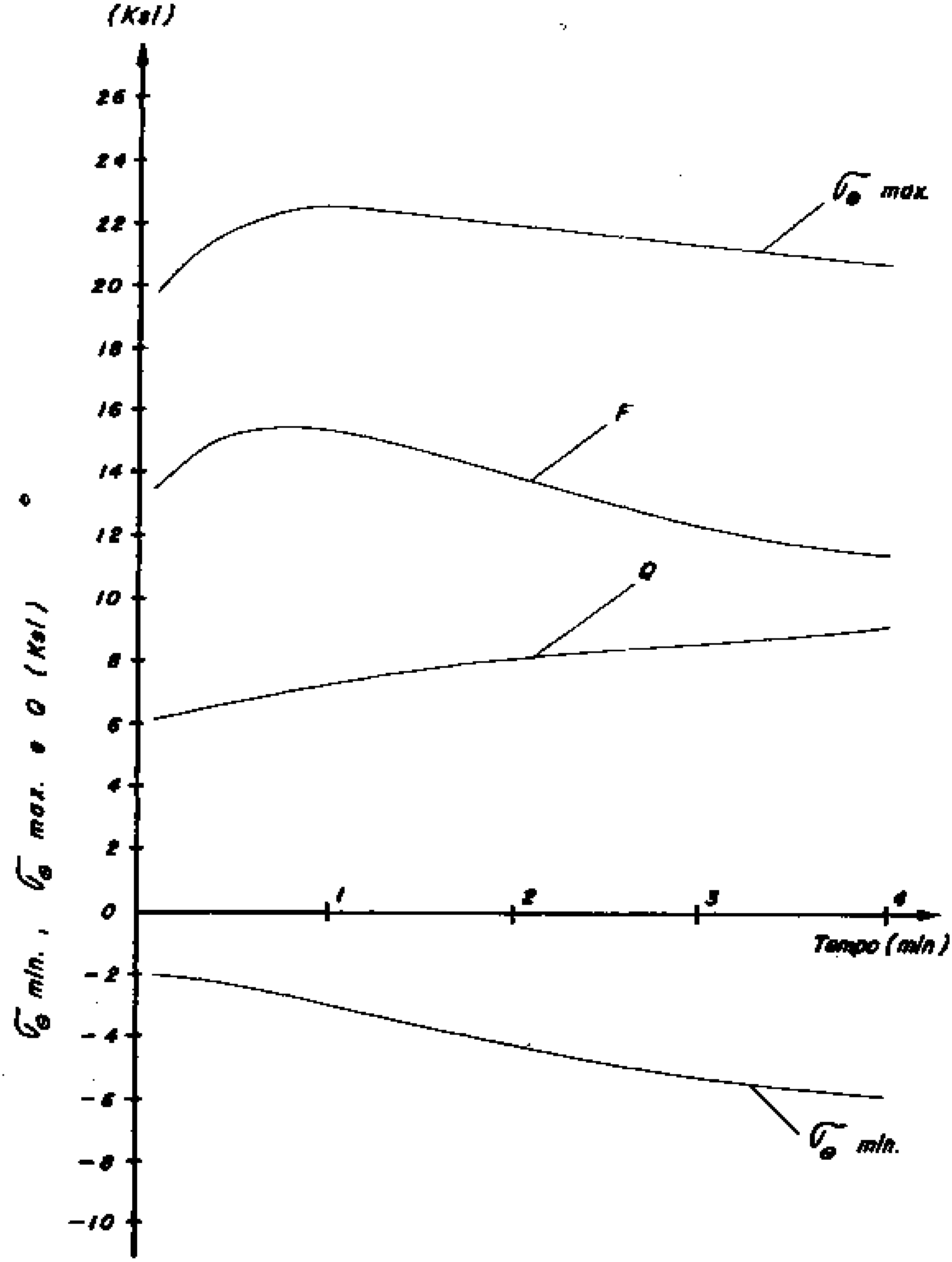


Fig. 4.11 – Distribuições de tensões com o tempo para o caso 4

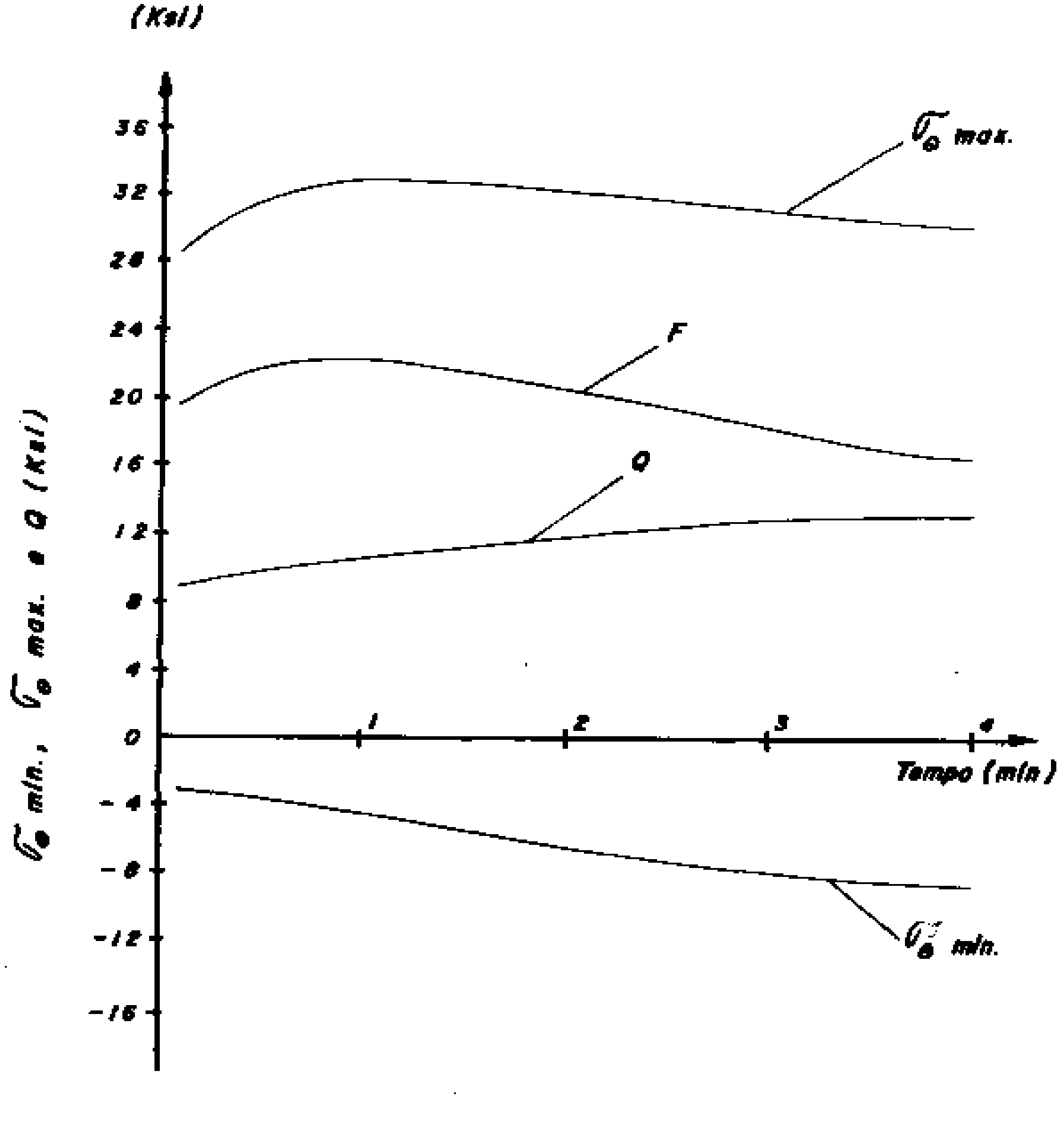


Fig. 4.12 - Distribuições de tensões com o tempo para o caso 5

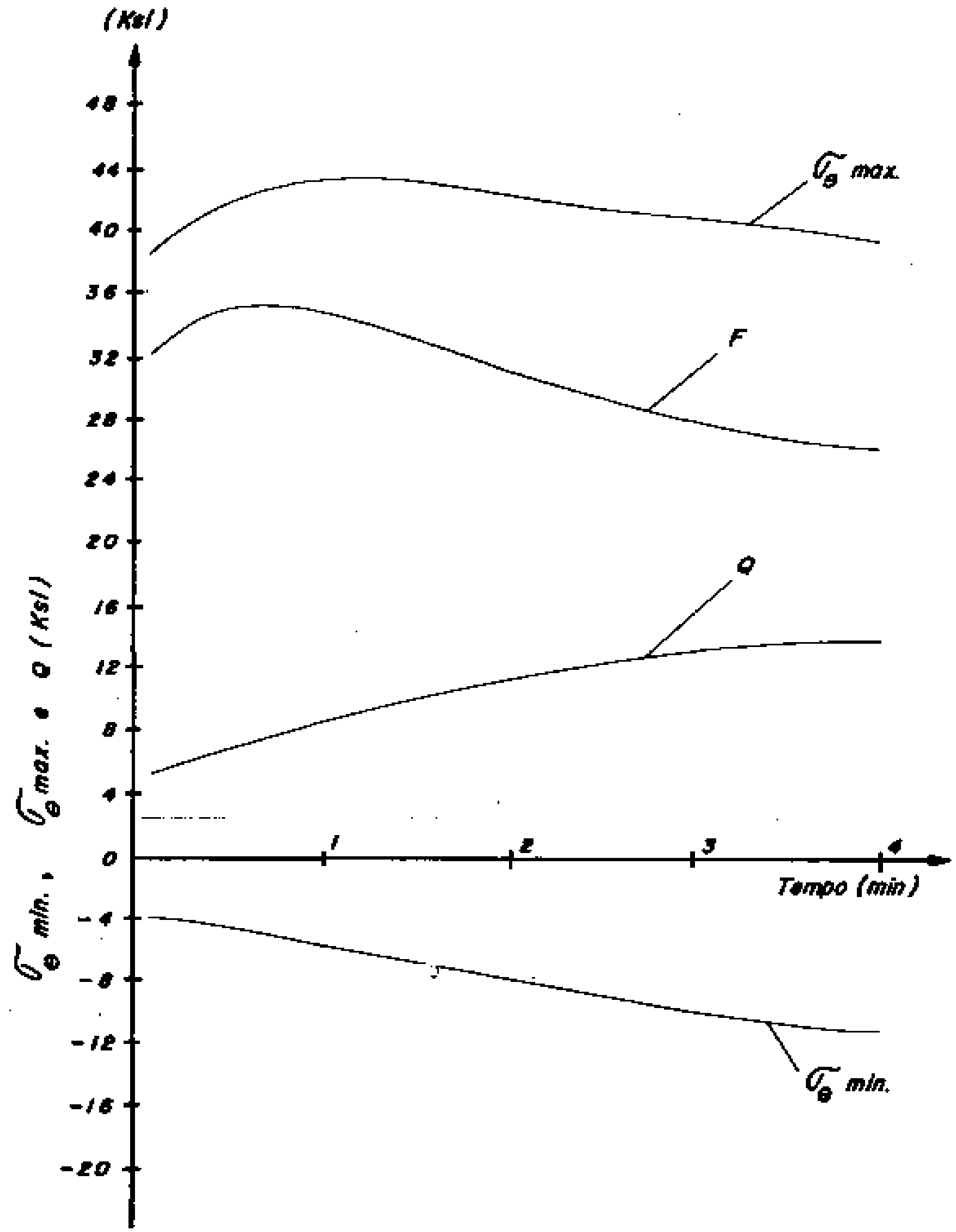


Fig. 4.13 – Distribuições de temperatura com o tempo para caso 6

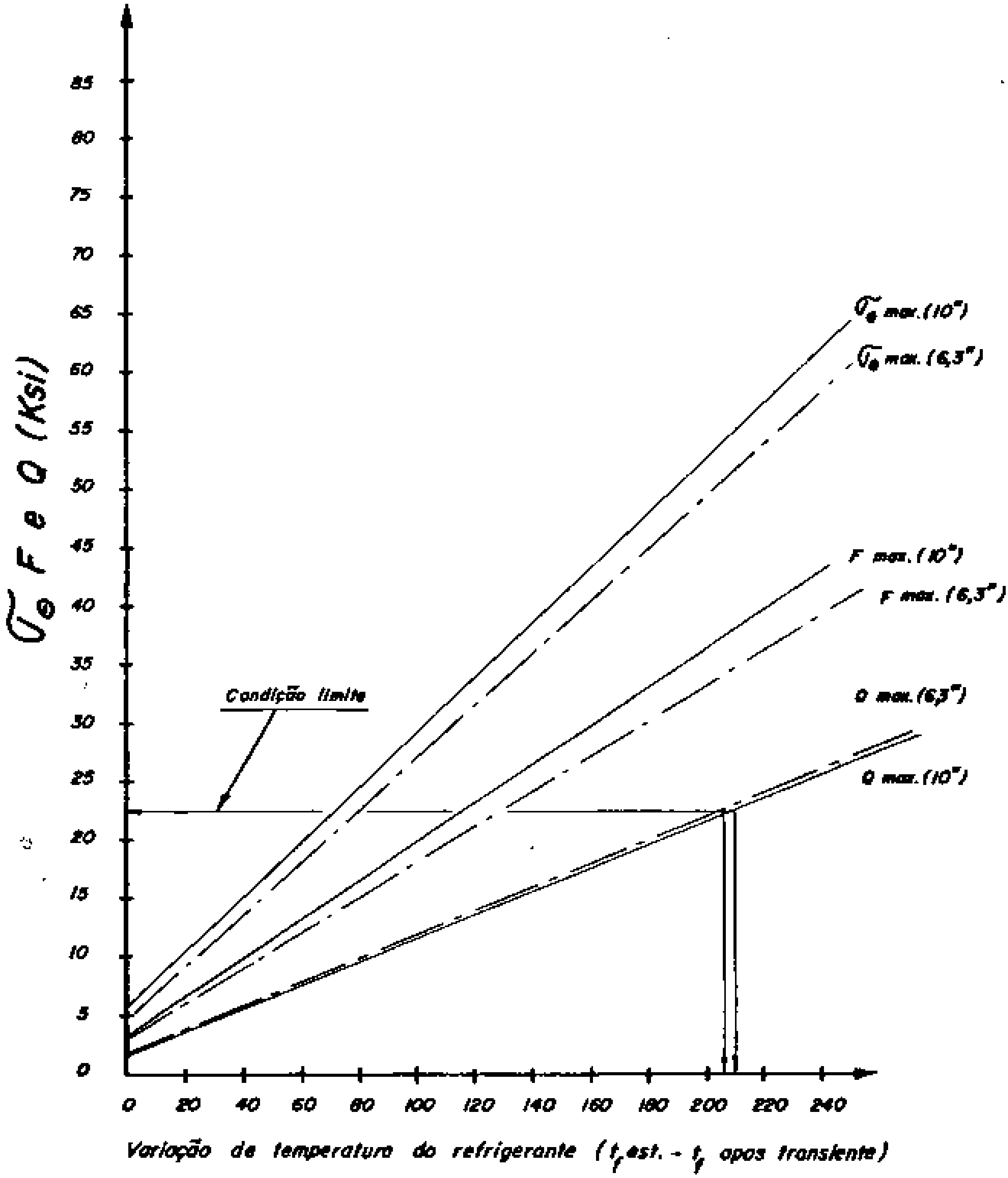


Fig. 4.14 - Variação das tensões do vaso de pressão com variação da temperatura do refrigerante.

Os casos 7 e 8 correspondem a transientes causados pelo aumento (ou diminuição) de 5 ^{o}F na temperatura do refrigerante, durante a operação do reator. Nestes casos o fluxo de raios gama se mantém constante, pois não ocorre desligamento do reator .

Os resultados obtidos com os programas TEMP e STRESR encontram-se na Figura 4.15 e Tabelas D.7 e D.8. Para o Caso 7 (aumento de temperatura) ocorre uma diminuição de tensão, em relação ao estado estacionário devido à diminuição do choque térmico. O oposto ocorre no Caso 8 quando temos o resfriamento do fluido. A diferença máxima entre o estado estacionário e o Caso 7 corresponde a 1100 psi (diminuição), enquanto que para o Caso 8 a diferença é de 1007 psi (aumento). Em ambos os casos as tensões máximas ocorreram após 1 minuto .

Como pode ser observado a diferença entre as tensões no caso estacionário e nos transientes é bem pequena, portanto, estas tensões não afetam significantemente as condições de projeto estabelecidas pela equação (1.4). Entretanto, estes transientes, conforme Tabela 1.8, apresentam uma alta frequencia de ocorrência 300.000 vezes até infinito . Assim, além da análise de tensões é necessário fazer uma análise das condições de fadiga .

4.2.3. Tensões térmicas para resfriamento da usina nuclear (Caso 9) .

Nos reatores tipo PWR, a troca de combustível é feita anualmente (em geral, esta operação leva 15 dias). Para tanto, o sistema primário é levado das condições normais de operação (2240 psi) às condições do meio dentro do vaso de contenção (14,64 psi). Devido ao aparecimento de tensões térmicas no vaso de pressão não é possível fazer o resfriamento instantâneo. Na prática, o processo de resfriamento do reator leva aproximadamente 11 horas. Durante as primeiras 3 horas a taxa de resfriamento é da ordem de 100 ^{o}F/hora /22/. Nas horas restantes a taxa de resfriamento cai para um valor inferior a 100 ^{o}F/hora. Considerando que o transiente térmico é mais severo para a taxa de 100 ^{o}F/hora, os cálculos foram feitos assumindo esta variação .

Na Figura 4.16 apresentamos a distribuição de temperatura

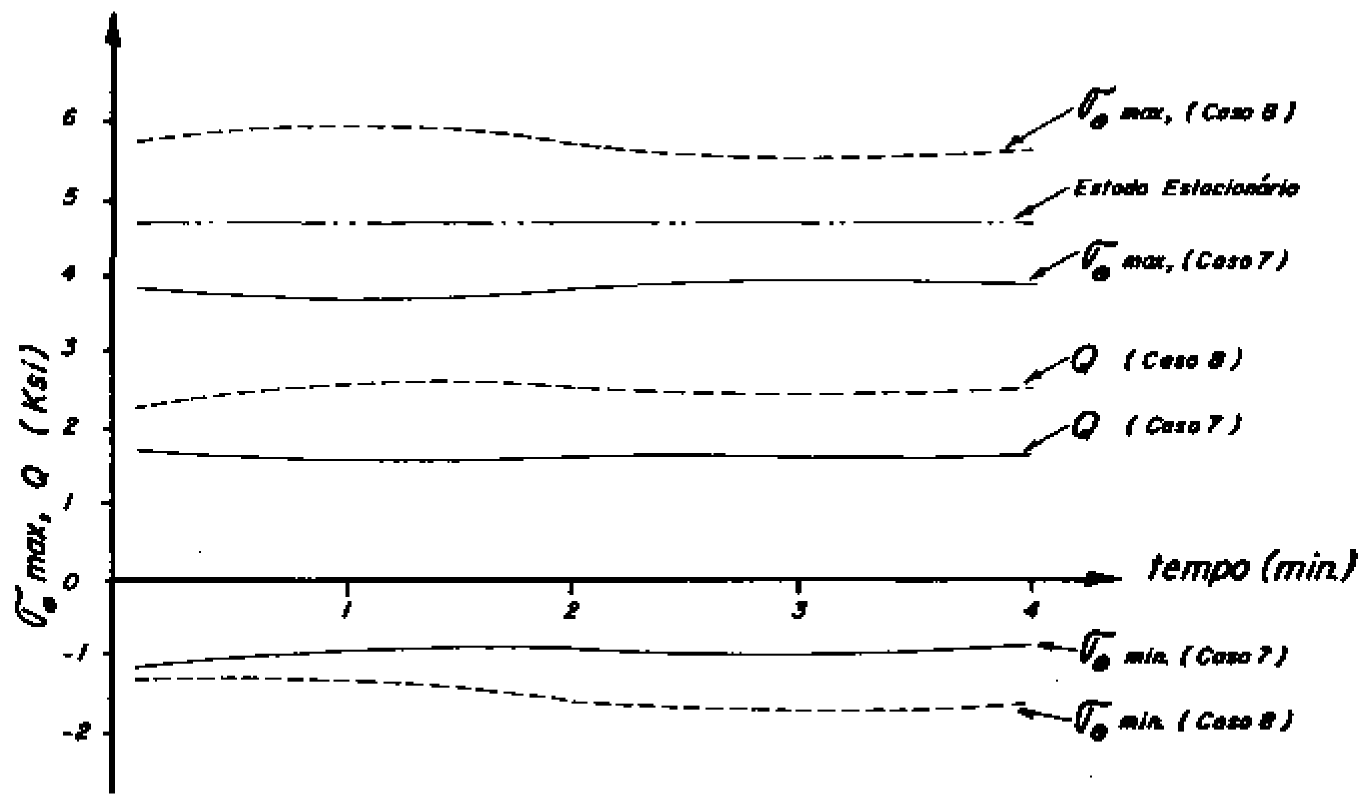


Fig. 4.15 - Distribuição de tensões com o tempo para os casos 7 e 8.

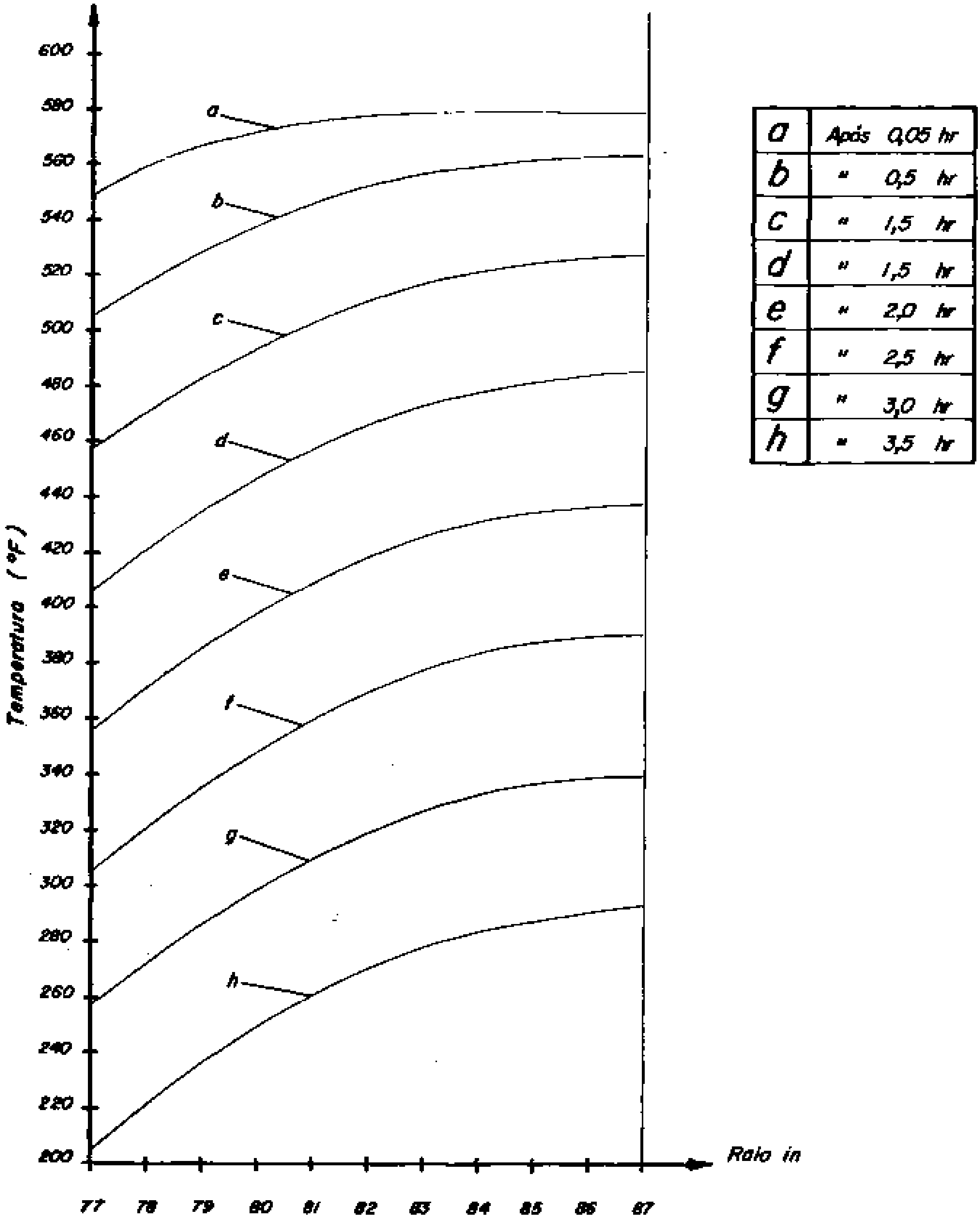


Fig. 4.16 – Distribuição da Temperatura para o caso 9.

em função da espessura do vaso e do tempo de resfriamento, calculada com o programa TEMP. Com estes resultados, o programa STRESR forneceu a distribuição de tensões em função do raio e do tempo, apresentadas na Tabela D.9 e Figura 4.17. Como pode ser observado na Figura 4.17., as tensões $\sigma_{\theta,max}$ e Q aumentam com o tempo, chegando ao valor máximo após 3 horas. Os valores máximos atingidos são $\sigma_{\theta,\ max}$ = 16.251 psi e Q_{max} = 8.899 psi.

4.2.4. Análise de fadiga associada a tensões térmicas

Até aqui foram analisadas as tensões térmicas, de modo que seja possível verificar se são satisfeitas as 3 primeiras condições de projeto, estabelecidas pelo ASME. Cabe, agora analisar a influência da fadiga, representada pela 4a. condição de projeto. Por definição /1/ a amplitude de tensão S_a é dada por :

$$S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} \tag{4.6.}$$

onde, S_{max} e S_{min} são as tensões máximas e mínimas atingidas durante um ciclo. As condições que levam a choque térmico (citadas no ítem 4.2.1) provocam o desligamento do reator, portanto S_{min} fica igual a zero. Por outro lado, S_{max} corresponde à soma de todas as tensões causadas por cargas mecânicas e térmicas, portanto ,

$$S_{max} = P_L \text{ (ou } P_m) + P_b + Q + F \tag{4.7.}$$

No caso mais desfavorável, (1.4.) reduz-se a :

$$P_L \text{ (ou } P_m) + P_b + Q = 3\ S_m \tag{4.8.}$$

Substituindo (4.8.) e (4.7.) em (4.6.) obtemos :

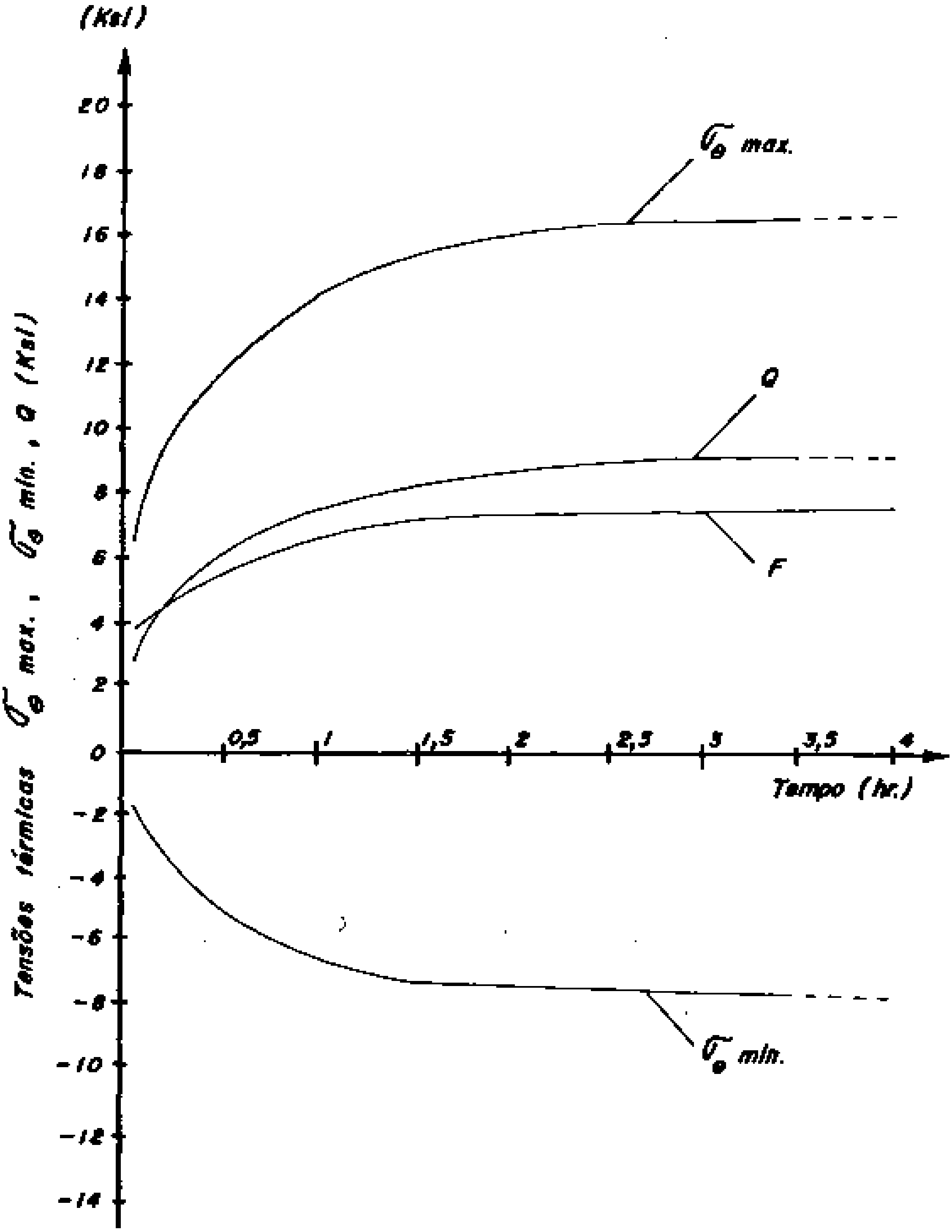


Fig. 4.17 – Variações de tensões σ_θ e Q com o tempo para o caso de resfriamento de usina

$$S_a = \frac{3\,S_m + F}{2} \qquad (4.9.)$$

Convém lembrar que a equação (4.9.) é exatamente a equação (1.5.), definida como a 4a. condição de projeto .

As curvas de fadiga utilizadas nos projetos de vasos de pressão são obtidas experimentalmente. Essas curvas são apresentadas relacionando S_a versus nº de ciclos. Para cada material, temperatura e dose de radiação existe uma diferente curva. Na Figura 4.18. apresentamos a curva de fadiga para o aço carbono de nosso interesse

Na análise de fadiga é introduzido o conceito de fator de utilização. O fator de utilização U_i é definido por :

$$U_i = \frac{N_i}{N_{ci}} \qquad (4.10.)$$

onde, N_i é o nº de vezes que ocorre o transiente i, N_{ci} é o nº de ciclos que levam à falha (Figura 4.18.), devido ao transiente i.

Pela recomendação do Código ASME ,

$$\sum_{i=1}^{N} U_i < 1 \qquad (4.11.)$$

Para aplicação da técnica de análise de fadiga foram escolhidos os transientes devidos a choque térmico e resfriamento da central. Na Tabela 4.2. apresentamos um sumário dos resultados obtidos. Os valores de N_i adotados para os casos 1 a 6 correspondem aos do desligamento do rápido do reator ("reactor trip"), pois, esta condição é a que ocorre com mais frequencia comparando com as condições de parada de turbina, atuação de válvula de segurança e atuação do sistema de emergência .

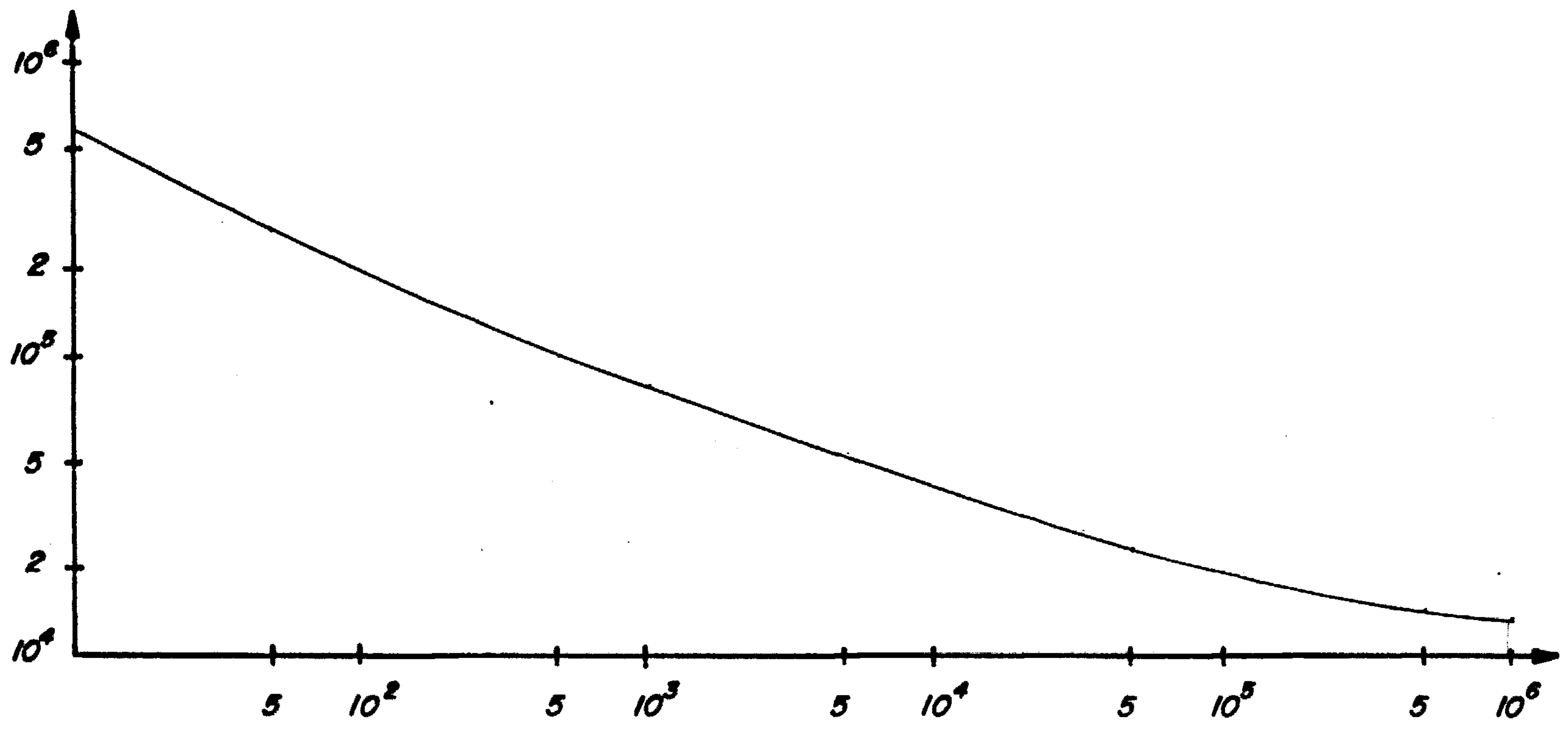


Fig. 4.18 - Curva de projeto de fadiga para aço carbono não irradiado, temperatura inferior a 700° F /1/

Tabela 4.2. - Fatores de Utilização para transientes térmicos

Caso	Transiente	F_{max} (psi)	S_a (eq. 4.9.)	N_{ci} (Fig. 4.18)	N_i (Tabela 1.8)	U_i (Eq. 4.10.)
1	Choque térmico	13941	51970	4,8 10^3	400	0,0833
2	Choque térmico	20600	55300	3,8 10^3	400	0,1053
3	Choque térmico	27479	58739	2,8 10^3	400	0,1429
4	Choque térmico	15885	52942	4 10^3	400	0,1000
5	Choque térmico	22793	56400	3,7 10^3	400	0,1081
6	Choque térmico	30011	60000	2,1 10^3	400	0,1905
9	Resfriamento da Usina	7997	49000	5 10^3	500	0,1000

O máximo valor da relação (4.11) devido ao choque térmico e ao resfriamento da usina é, então ,

$$\sum_{i}^{N} U_i = U_6 + U_9 = 0,2905$$

Como pode ser observado, mesmo para um cálculo bem conservativo como o nosso (tensões mecânicas iguais a 3 S_m, máximo provável número de ciclos N_i), o fator de utilização, para os eventos de choque térmico e desligamento da usina, é bem menor que 1. Portanto, a fadiga devida a estes dois eventos não afetará substancialmente o comportamento do vaso de pressão .

4.3. Análise de tensões causadas por gradiente de temperatura axial

Como pode ser observado na Figura 1.3 a espessura do vaso' de pressão não é constante. A calota esférica inferior e a flange superior tem espessuras respectivamente, menor e maior que a parte central do vaso. Esta não uniformidade de espessura aliada à variação de intensidade de raios γ (e consequentemente variação da geração de calor na espessura do vaso) leva ao aparecimento de um gradiente de temperatura axial. Convém ressaltar que ao mesmo tempo que ocorre o gradiente' de temperatura axial também ocorre o gradiente de temperatura radial, cuja análise de tensões foi feita nos ítens anteriores. Neste ítem vamos fazer a verificação das tensões causadas apenas pelo gradiente ' axial. Pelo princípio da superposição, a tensão total em cada ponto ' será a soma das tensões devidas aos gradientes radial e axial .

A seguir vamos fazer a aplicação numérica para o cálculo ' de tensões causadas por gradiente axial, num vaso de pressão de raio interno 77,0 in e espessura 10 in (Caso 4 do ítem anterior) .

Evidentemente, para o cálculo das tensões é necessário conhecer 'a priori' a distribuição de temperatura axial. Thomas e ' Coppori /18/ através de um método analítico determinaram a distribuição de temperaturas ao longo da altura do vaso de pressão . Na Figura 4.19 apresentamos a região do vaso onde ocorre gradiente de temperatura axial. De acordo com /18/ apenas 30% da altura da parte cilíndrica a partir do início da calota inferior) está sujeita a diferença de temperaturas. Na Tabela 4.3 apresentamos a distribuição de temperaturas em função do raio e da altura, calculadas segundo Thomas e ' Coppori /18/ .

Como já foi mostrado nos ítens 2.3 e 2.4.2, a distribuição de tensões é obtida pela solução da equação (2.19). Nas equações , (2.19), (2.21), (2.22) e (2.23) foi colocado $\psi = 0$.

Fisicamente, isto significa que para cada altura a temperatura ao longo da espessura é constante e igual à temperatura média. Esta aproximação é válida porque o efeito da variação radial da temperatura já está sendo levado em conta nas tensões radiais .

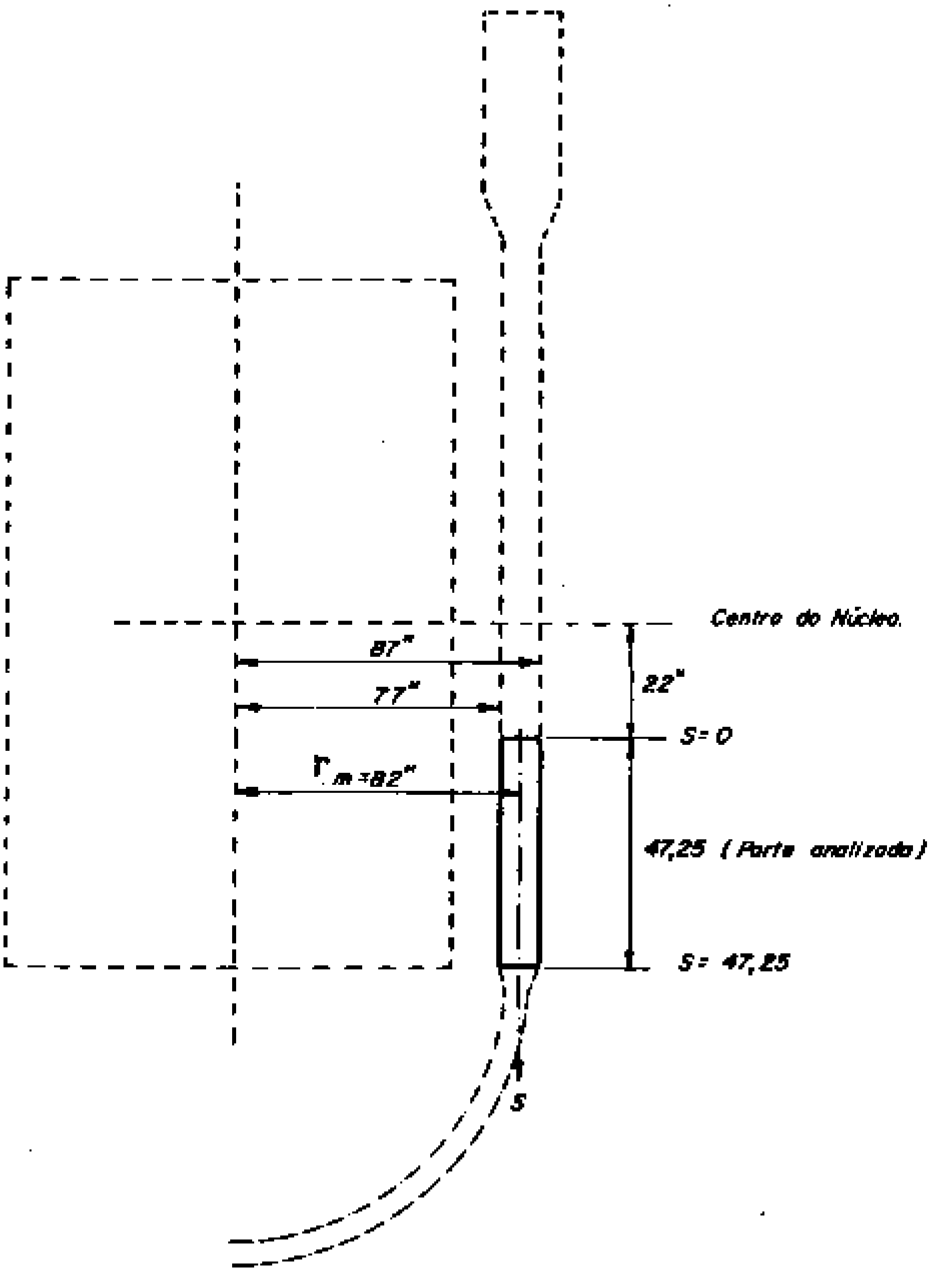


Fig. 4.19 – Representação esquemática de parte do vaso de pressão, no caso de análise de gradiente de temperatura axial.

Tabela 4.3. - Distribuição da temperatura na parede do vaso /18/ . (^oF)

Raio (in) / Altura (in)	77,0	79,0	81,0	83,0	85,0	87,0
S = 0	568,5	576,7	579,4	580,0	580,3	580,3
S = 15,75	568,5	576,7	579,3	579,9	580,1	580,2
S = 31,50	568,1	575,9	577,9	578,3	578,3	578,3
S = 47,25	562,0	566,4	567,8	568,2	568,3	568,4

Para o cálculo das deformações do vaso (w) e das tensões foi utilizado o programa STRESA (ítem 2.4.2 e Apendice B). Na integração numérica para o cálculo de T_o foram utilizados 6 pontos de temperatura. A altura do vaso foi dividida em 60 pontos. Na Tabela 4.3. apresentamos valores apenas para 4 alturas; para os outros 56 pontos o programa faz uma interpolação linear .

Os resultados obtidos encontram-se nas Tabelas 4.4 e 4.5. Os mesmos resultados são, também, apresentados nas Figuras 4.20, 4.21, 4.22 e 4.23 .

Na Figura 4.20 apresentamos a distribuição de temperatura T_o, bem como a deformação total w. Os valores apresentados na figura são as deformações para o raio médio (r_m = 82 in). Como pode ser observado, e como era de se esperar, a maior deformação ocorre para s = 0, pois, neste ponto a temperatura é maior. A deformação máxima é, então, 0,366 in. Ressaltamos, entretanto, que este valor inclui a parcela referente à expansão térmica do vaso, conforme a expressão $\Delta r = \alpha r_m \Delta t$. Portanto, a deformação que irá causar tensões é a diferença entre as curvas de w e Δr.

A Figura 4.21 representa a distribuição da tensão normal $\sigma_{\theta n}$, devida ao gradiente axial de temperatura, em função da altura do vaso. A tensão máxima ocorre na junção da parte central com a calota inferior (s = 47,25 in), justamente no ponto onde ocorre a máxima diferença entre w e Δr (Figura 4.20). A tensão mínima ocorre no ponto s = 31,50 in. Este ponto corresponde a diferença entre w e Δr. A tensão normal $\sigma_{\theta,max}$ máxima devida aos gradientes axial e radial seria então a soma de $\sigma_{\theta n}$ máximo (Figura 4.21) e σ_θ máximo (caso 4, estado estacionário, Tabela D-4), ou seja $\sigma_{\theta,max}$ = 7741 psi (2200 + 5541) .

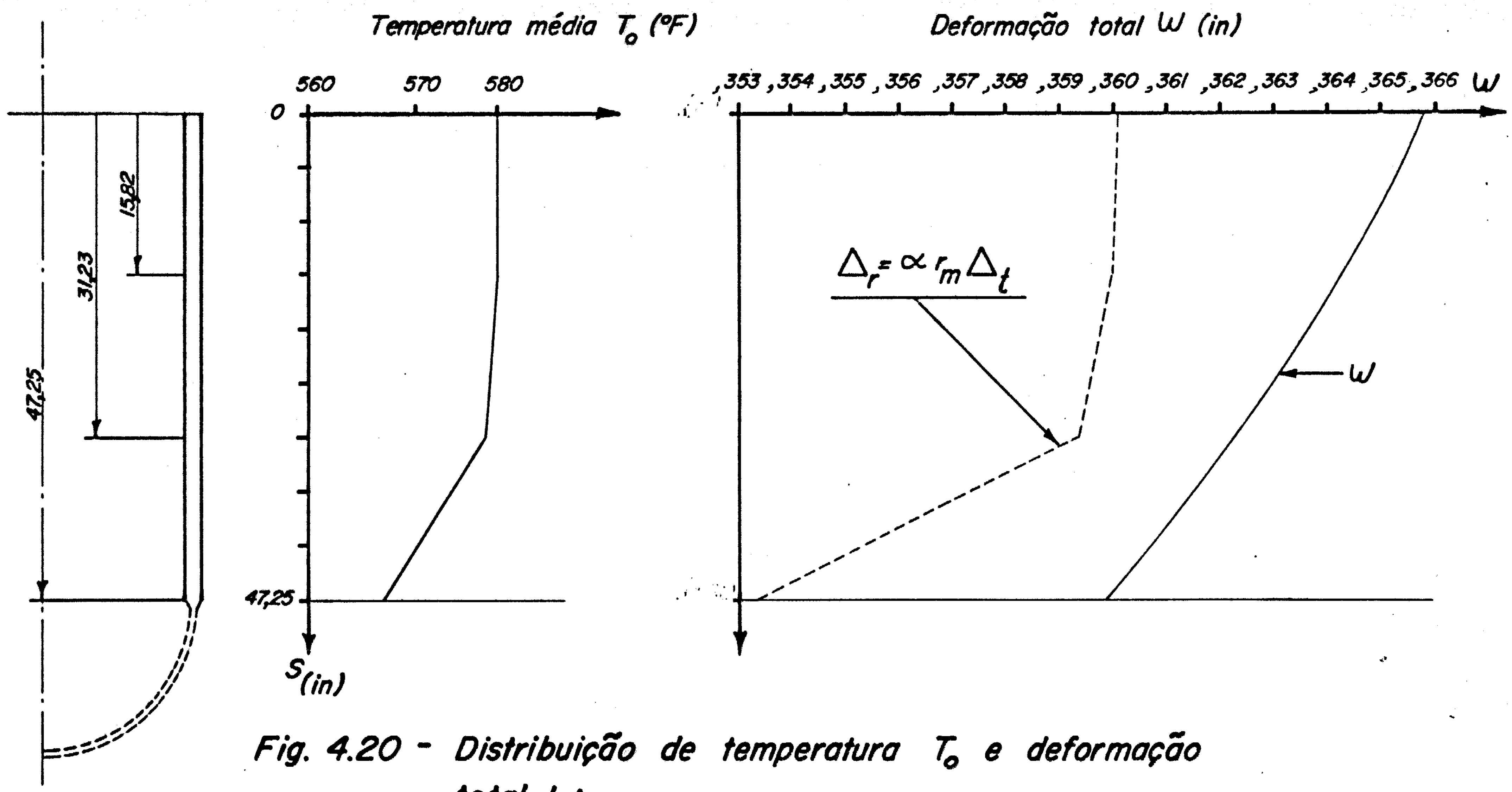


Fig. 4.20 - Distribuição de temperatura T_o e deformação total W.

Tabela 4.4. - Distribuição de temperatura média e deformação W para gradiente de temperatura axial .

TEMPERATURAS MEDIAS P/POSICOES I=1, 60 (°F)

0.577303D 03	0.577799D 03	0.577793D 03	0.577781D 03
0.577787D 03	0.577783D 03	0.577779D 03	0.577770D 03
0.577771D 03	0.577767D 03	0.577762D 03	[illegible]
0.577755D 03	0.577751D 03	0.577747D 03	0.577743D 03
0.577739D 03	0.577735D 03	0.577731D 03	0.577727D 03
0.577660D 03	0.577552D 03	0.577540D 03	0.577412D 03
0.577424D 03	0.577334D 03	0.577283D 03	0.577212D 03
0.577182D 03	0.577121D 03	0.577061D 03	0.577003D 03
0.576940D 03	0.576879D 03	0.576815D 03	[illegible]
0.576698D 03	0.576617D 03	0.576577D 03	0.576210D 03
0.576383D 03	0.575322D 03	[illegible]	[illegible]
0.574122D 03	0.572933D 03	0.572170D 03	[illegible]
0.572225D 03	0.571743D 03	0.571271D 03	[illegible]
0.570217D 03	0.566240D 03	0.562640D 03	0.568210D 03
0.564120D 03	0.557235D 03	0.557430D 03	[illegible]

DEFORMACAO "OMEGA" P/POSICOES I=1 A I=60 (in)

0.365755D 00	0.365675D 00	0.365596D 00	0.365517D 00
0.365437D 00	0.365358D 00	0.365278D 00	0.365199D 00
0.365119D 00	0.365038D 00	0.364955D 00	0.364877D 00
0.364792D 00	0.364713D 00	0.364630D 00	0.364550D 00
0.364467D 00	0.364383D 00	0.364298D 00	0.364213D 00
0.364127D 00	0.364039D 00	0.363951D 00	0.363861D 00
0.363771D 00	0.363679D 00	0.363587D 00	0.363492D 00
0.363397D 00	0.363300D 00	0.363209D 00	0.363103D 00
0.363002D 00	0.362903D 00	0.362796D 00	0.362691D 00
0.362580D 00	0.362477D 00	0.362363D 00	0.362257D 00
0.362145D 00	0.362032D 00	0.361918D 00	0.361800D 00
0.361687D 00	0.361559D 00	0.361451D 00	0.361320D 00
0.361213D 00	0.361083D 00	0.360972D 00	0.360850D 00
0.360729D 00	0.360597D 00	0.360483D 00	0.360363D 00
0.360241D 00	0.360119D 00	0.359995D 00	0.359874D 00

Tabela 4.5. - Distribuição de tensões para gradiente de temperatura axial .

TENSAO NORMAL "SIGMA TETA" P/POSICOES I=1 A I=60 (psi)

0.190789D 04	0.188281D 04	0.185612D 04	0.183225D 04
0.180435D 04	0.177042D 04	0.175247D 04	0.172817D 04
0.170042D 04	0.167428D 04	0.164587D 04	0.162271D 04
0.159523D 04	0.156868D 04	0.151130D 04	0.151131D 04
0.146777D 04	0.146036D 04	0.142272D 04	0.140760D 04
0.138839D 04	0.137170D 04	0.134137D 04	0.132760D 04
0.131953D 04	0.130138D 04	0.129283D 04	0.125550D 04
0.124445D 04	0.122460D 04	0.120423D 04	0.116302D 04
0.116228D 04	0.114057D 04	0.111039D 04	0.109372D 04
0.107260D 04	0.104981D 04	0.102433D 04	0.100346D 04
0.106285D 04	0.112483D 04	0.118641D 04	0.124763D 04
0.130850D 04	0.136385D 04	0.142332D 04	0.148532D 04
0.154989D 04	0.160866D 04	0.166825D 04	0.172738D 04
0.178642D 04	0.184545D 04	0.190441D 04	0.196331D 04
0.202217D 04	0.208182D 04	0.213985D 04	0.219867D 04

TENSAO DE FLEXAO "SIGMA TETA" P/POSICOES I=2 A I=59 (psi)

-.409816D-00	-.819633D 00	-.153266D 01	-.243336D 01
-.361018D 01	-.499555D 01	-.657568D 01	-.633155D 01
-.102429D 02	-.122902D 02	-.144536D 02	-.167134D 02
-.190494D 02	-.214416D 02	-.238699D 02	-.263133D 02
-.287530D 02	-.311665D 02	-.335337D 02	-.358333D 02
-.380532D 02	-.401808D 02	-.422035D 02	-.441081D 02
-.458815D 02	-.475101D 02	-.489798D 02	-.502766D 02
-.513859D 02	-.522929D 02	-.529822D 02	-.534384D 02
-.536455D 02	-.535872D 02	-.532478D 02	-.526078D 02
-.516523D 02	-.503627D 02	-.487211D 02	-.467098D 02
-.443745D 02	-.417653D 02	-.389289D 02	-.339125D 02
-.327628D 02	-.295266D 02	-.262504D 02	-.229883D 02
-.197625D 02	-.166428D 02	-.136670D 02	-.106608D 02
-.832978D 01	-.605945D 01	-.411525D 01	-.234260D 01
-.138687D 01	-.693437D 00		

Tabela 4.5. - Continuação

TENSAO DE FLEXAO "SIGMA S" P/POSICOES I=2 A I=59 (psi)

-.136110D 01	-.272220D 01	-.499878D 01	[illegible]
-.119903D 02	-.165914D 02	-.218431D 02	[illegible]
-.340192D 02	-.408187D 02	-.480048D 02	[illegible]
-.632677D 02	-.712129D 02	-.792778D 02	[illegible]
-.954956D 02	-.103512D 03	-.111373D 03	[illegible]
-.126384D 03	-.133458D 03	-.140168D 03	[illegible]
-.152384D 03	-.157792D 03	-.162574D 03	-.166912D 03
-.170665D 03	-.173677D 03	-.175967D 03	-.177482D 03
-.178170D 03	-.177976D 03	-.176846D 03	-.174723D 03
-.171558D 03	-.167267D 03	-.161814D 03	-.155132D 03
-.147378D 03	-.138713D 03	-.129292D 03	-.119274D 03
-.108813D 03	-.980651D 02	-.871839D 02	-.763232D 02
-.656359D 02	-.552746D 02	-.453913D 02	-.361377D 02
-.276652D 02	-.201249D 02	-.136678D 02	-.844480D 01
-.460614D 01	-.230307D 01		

TENSAO DE CIZALHAMENTO "TAU" P/POSICOES I=2 A I=58 (psi)

-.181197D 01	-.301995D 01	-.414153D 01	-.517667D 01
-.612530D 01	-.698732D 01	-.776256D 01	-.845084D 01
-.905192D 01	-.956549D 01	-.999118D 01	-.103286D 02
-.105772D 02	-.107364D 02	-.108057D 02	-.107842D 02
-.106713D 02	-.104661D 02	-.101676D 02	-.981581D 01
-.940719D 01	-.894303D 01	-.842135D 01	-.784091D 01
-.720040D 01	-.649847D 01	-.573372D 01	-.490469D 01
-.400990D 01	-.304784D 01	-.201696D 01	-.915690D 00
0.257539D 00	0.150432D 01	0.282622D 01	0.422483D 01
0.570170D 01	0.725835D 01	0.889627D 01	0.103218D 02
0.115362D 02	0.125409D 02	0.133371D 02	0.139259D 02
0.143084D 02	0.144856D 02	0.144584D 02	0.142275D 02
0.137935D 02	0.131572D 02	0.123189D 02	0.112791D 02
0.100381D 02	0.859610D 01	0.695335D 01	0.510995D 01
0.306597D 01			

Na Figura 4.22 é apresentada a distribuição das tensões de flexão σ_{ms} e $\sigma_{m\theta}$. Como pode ser observado, as tensões de flexão são bem menores que as tensões normais. Finalmente, as tensões de cisalhamento são apresentadas na Figura 4.23. A máxima tensão de cisalhamento é 15 psi. Este valor pode perfeitamente ser desprezado quando comparado com as demais tensões .

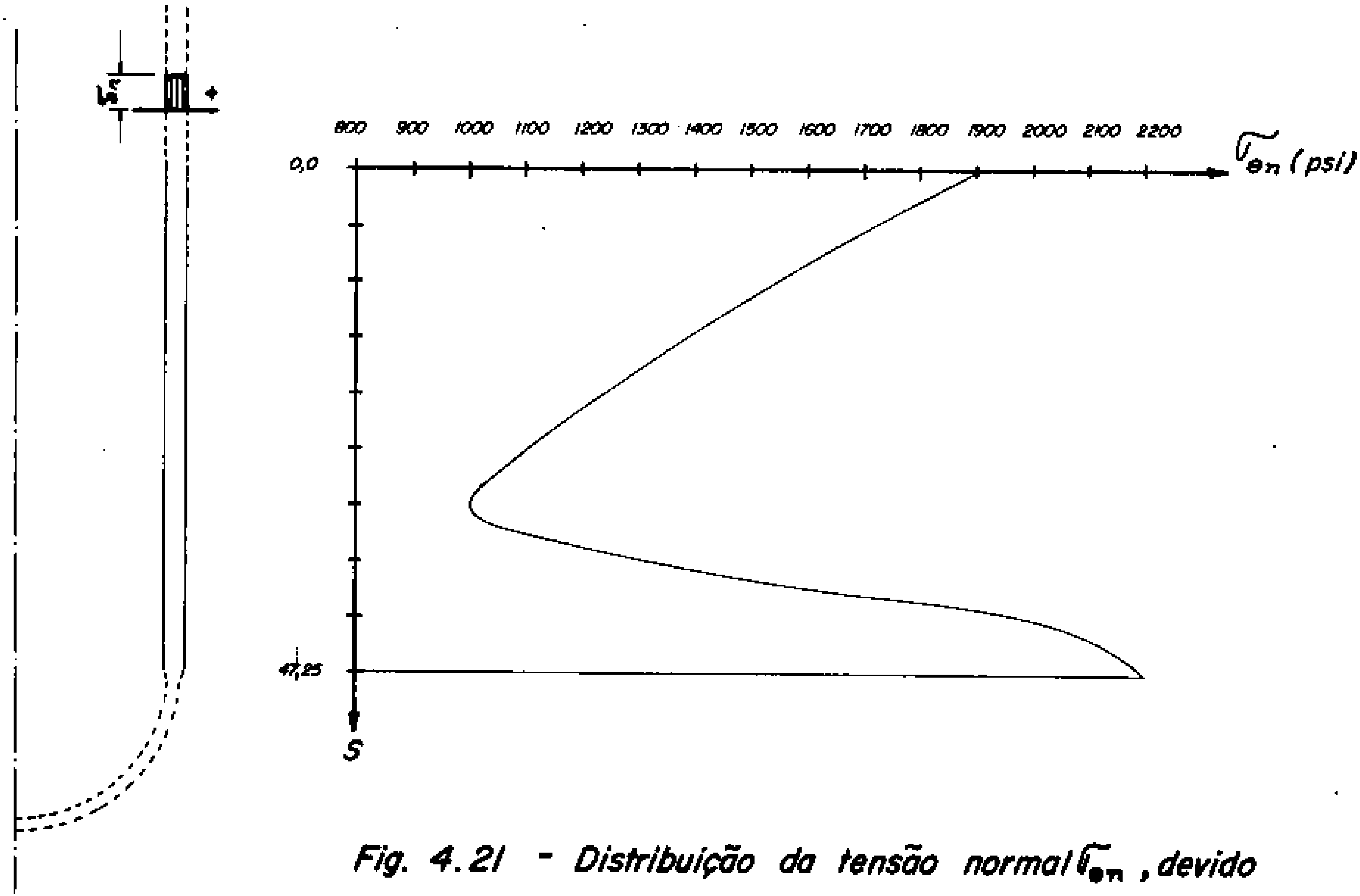


Fig. 4.21 - Distribuição da tensão normal $\sigma_{\theta n}$, devido a gradiente axial de temperatura.

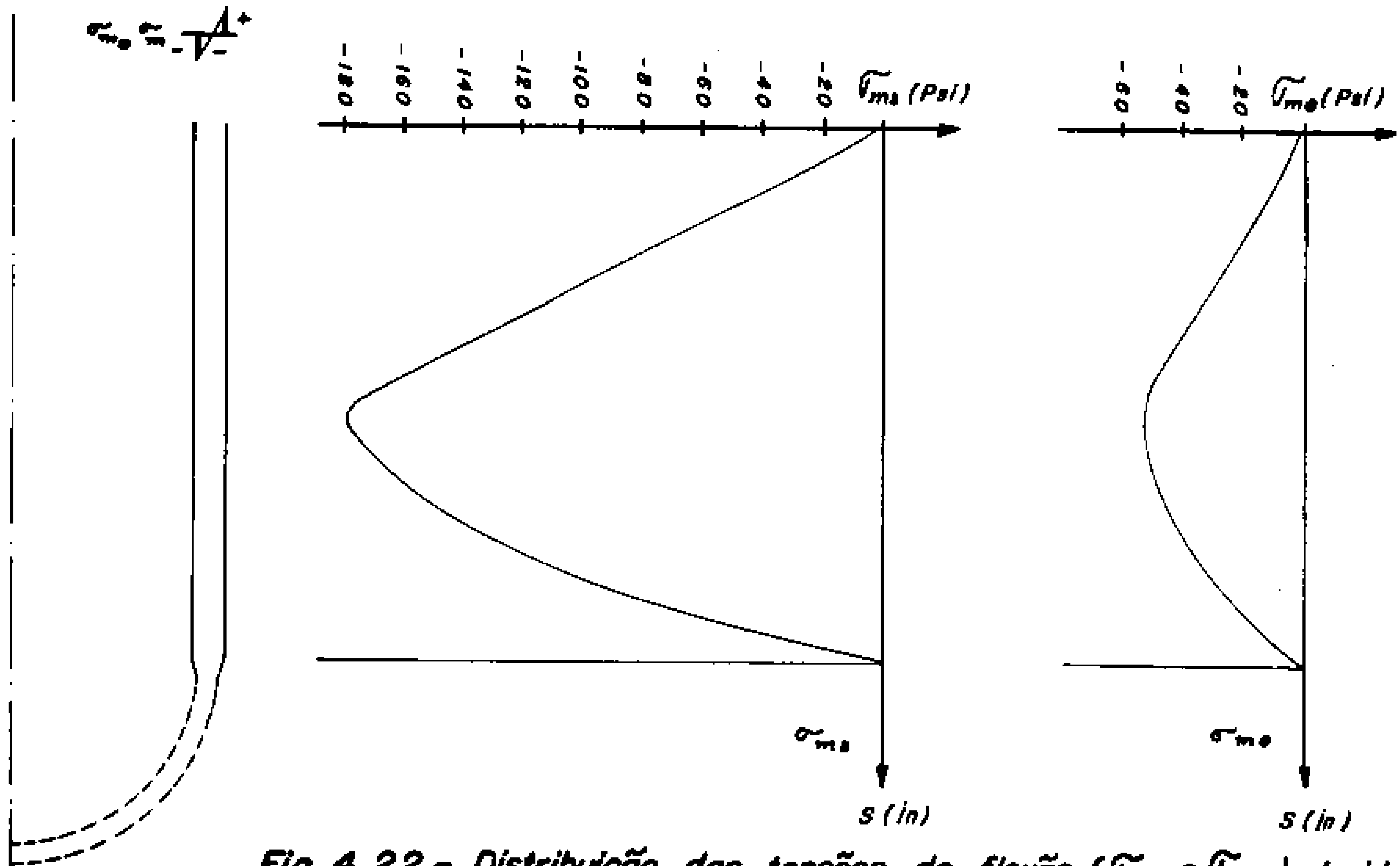


Fig. 4.22 - Distribuição das tensões de flexão (σ_{ms} e $\sigma_{m\theta}$), devidas a gradiente axial de temperatura.

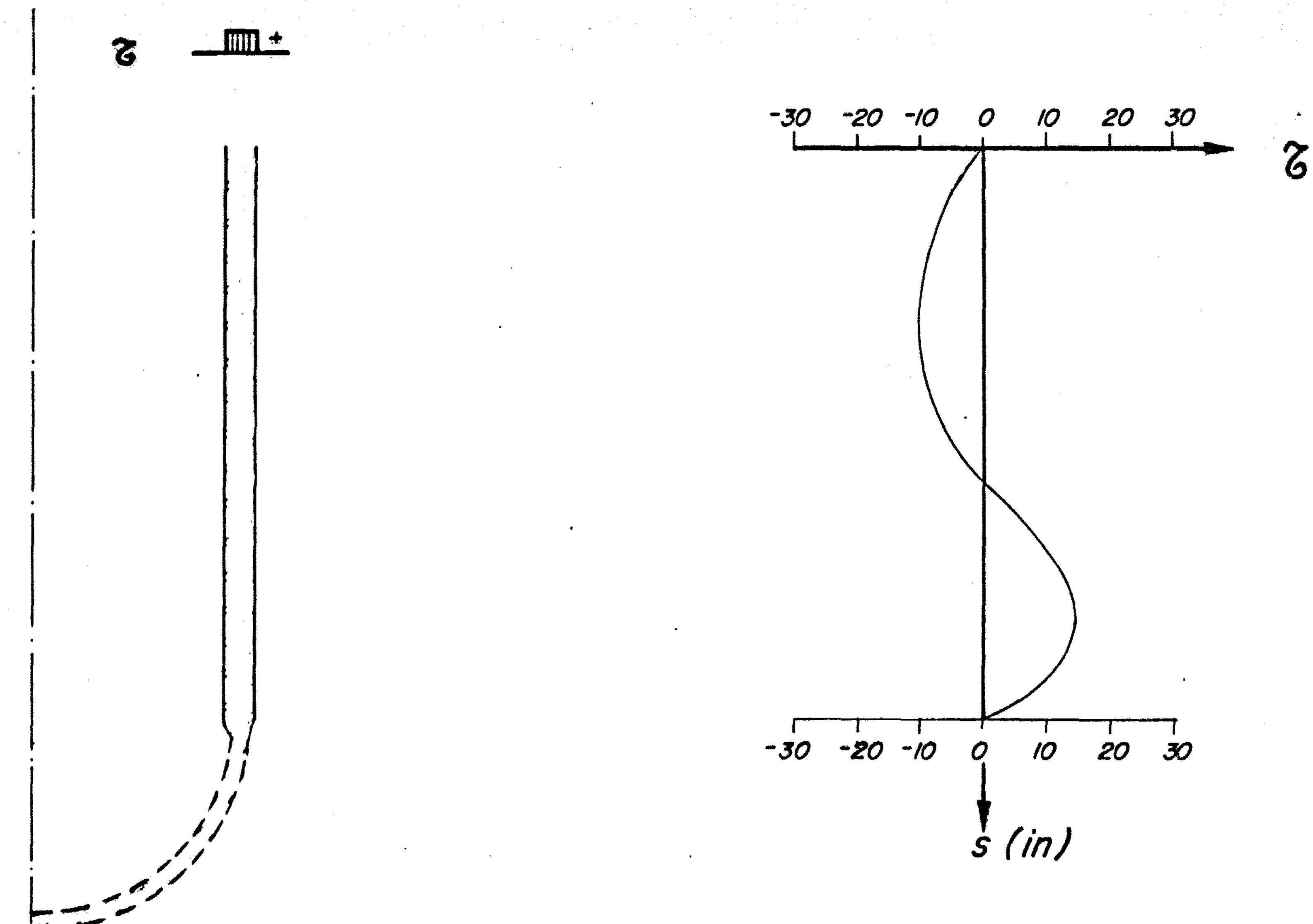


Fig. 4.23 - Distribuição de tensão de cisalhamento (τ) devido a gradiente axial de temperatura.

5. CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. Conclusões

Dos resultados apresentados no capítulo anterior, podemos tirar as seguintes conclusões :

1. Absorção da radiação γ em vaso de pressão de reator afeta muito a distribuição de temperatura na parede do vaso de pressão, tanto no caso estacionário como nos casos de transiente . No caso estacionário a distribuição de temperatura é não linear. A diferença de temperatura entre parede externa e interna do vaso de pressão é 23 ^{o}F para espessura de 10 in e 21 ^{o}F para espessura 6.3 in .

2. Aumentando o Δt do choque térmico e a espessura do vaso aumenta o tempo para ser atingida a tensão máxima causada pelo gradiente radial. Para a espessura 6,3 in a tensão máxima foi atingida após 25 segundos (Δt choque = 72 ^{o}F) enquanto que para a espessura 10 in a tensão máxima foi atingida após 60 segundos (para o mesmo Δt choque). Por sua vez, a influencia do Δt choque térmico no tempo para se atingir a tensão máxima é bem menor (para Δt = 162 ^{o}F, espessura 6,3 in, tempo = 33 segundos).

3. Para um mesmo choque térmico, a tensão (σ_θ, σ_z) aumenta com o aumento da espessura. Para as espessuras analisadas o incremento foi pequeno (da ordem de apenas 6%).

4. Nos transientes tipo choque térmico, a tensão máxima ($\sigma_{\theta,max}$ ou $\sigma_{z,max}$) atingida é uma função linear da diminuição de temperatura do fluido (Δt choque térmico) , crescendo à razão de, aproximadamente, 200 psi/ ^{o}F .

5. O valor máximo de tensão do momento de flexão linear equivalente (Q) para o transiente tipo choque térmico ,

ocorreu, aproximadamente, 4 minutos após o início do transiente. A tensão atingida corresponde a quase 50% da tensão máxima ($\sigma_{\theta,max}$ ou $\sigma_{z,max}$) .

6. Para transientes tipo resfriamento da usina a tensão máxima atingida foi 16.000 psi, para a taxa de resfriamento 100 $^oF/hr$. Enquanto que o valor de Q chegou a quase 50% da tensão máxima .

7. A máxima diminuição de temperatura de água de resfriamento (Δt choque térmico máxima), que garante o comportamento elástico do vaso de pressão, é 210 ^oF .

8. O fator de utilização devido a transiente tipo choque térmico e resfriamento do reator é 0,293 durante 30 anos de vida do reator .

9. A tensão máxima ($\sigma_{\theta,max}$) devida ao gradiente de temperatura axial (0,7 $^oF/in$ ao longo de 15 in do vaso) é 2.200 psi .

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Uma contribuição, para possíveis extensões do trabalho apresentado, seria o desenvolvimento de um método para o cálculo de distribuições bidimensionais de temperatura em regime transiente. Conhecida a distribuição de temperatura, o programa STRESSA permitiria calcular, também nos casos transientes, as tensões térmicas originadas pelos gradientes térmicos axiais.

Uma outra sugestão seria o desenvolvimento de um porgrama similar ao nosso, para aplicar no cálculo das tensões térmicas em outras partes do vaso de pressão, tais como : calota inferior, flanges, bocais, suportes do vaso de pressão ou mesmo às tubulações e aos demais componentes do sistema primário.

No campo experimental, inúmeras verificações devem ser feitas. Para isso pretende-se construir um modelo na escala 1:10 de um vaso de pressão cilíndrico. Os gradientes de temperatura podem ser criados pelo aquecimento de umas regiões e resfriamento de outras. Pela instalação conveniente de sensores de deformação ("strain gauges") e de temperatura ("thermo-couples") nas paredes do vaso, consegue-se, através de processamento "on-line" com sistema de aquisição de dados (computador Digital PDP-11) uma avaliação das tensões nas superfícies do modelo.

APÊNDICE A

A-1 Listagem do Programa STRESR

A-2 Precisão do cálculo de tensões

```
C PROGRAMA STRESR
C
      DIMENSION RAIO(5),TEMP(5),FMUL(5),SIGR(5),
     *          SIGTE(5),SIGZ1(5),SIGZ2(5),SIGZ(5)
      READ(5,2000,END=60) E,XNI,ALF
      WRITE(6,2010)E,XNI,ALF
      K = 0
 5    READ(5,1000) RAIO
      READ(5,1000) TEMP
      DIF = RAIO(2) - RAIO(1)
      CONST = E*ALF/(1. - XNI)
      A2 = RAIO(1)*RAIO(1)
      AUX1 = RAIO(5)*RAIO(5)
      UMB2A2 = 1./(AUX1 - A2)
      DO 20 I=1,5
 20   FMUL(I) = TEMP(I)*RAIO(I)
      WRITE(6,1200)K
      WRITE(6,1010)
      WRITE(6,1005) RAIO
      WRITE(6,1020)
      WRITE(6,1005) TEMP
      CALL QSF (DIF,FMUL,FMUL,5)
      AUX1 = .5*UMB2A2
      DO 30 I=1,5
      AUX2 = RAIO(I)*RAIO(I)
      AUX3 = A2/AUX2
      AUX2 = 1./AUX2
      SIGR(I) = CONST*((UMB2A2*(1-AUX3)*FMUL(5))-(AUX2*FMUL(I)))
      SIGTE(I) = CONST*((UMB2A2*(1+AUX3)*FMUL(5))+(AUX2*FMUL(I))-
     *  TEMP(I))
 30   SIGZ1(I) = CONST*((AUX1*FMUL(5))-TEMP(I))
      AUX1 = 2.*UMB2A2
      DO 35 I=1,5
 35   FMUL(I) = SIGZ1(I)*RAIO(I)
      CALL QSF (DIF,FMUL,FMUL,5)
      DO 40 I=1,5
      SIGZ2(I) = AUX1*FMUL(5)
 40   SIGZ(I) = SIGZ1(I) - SIGZ2(I)
      Q = .25*(SIGTE(1)+SIGTE(2)-SIGTE(4)-SIGTE(5))
      WRITE(6,1040)
      WRITE(6,1005) SIGR
      WRITE(6,1050)
      WRITE(6,1005) SIGTE
      WRITE(6,1060)
      WRITE(6,1005) SIGZ
      WRITE(6,1100)Q
      K = K+1
      GO TO 5
 50   WRITE(6,1090)
 60   STOP
 1200 FORMAT(///,10X,'*** TIME=',I3,' ***',///)
 1000 FORMAT(5(F12.6))
 1005 FORMAT(2X,5(E12.6,2X))
 1010 FORMAT(/////,10X,'**** R A I O ****',/)
 1020 FORMAT(///,10X,'**** T E M P E R A T U R A ****',/)
 1040 FORMAT(///,10X,'**** S I G M A - R ****',/)
 1050 FORMAT(///,10X,'**** S I G M A - T E T A ****',/)
 1060 FORMAT(///,10X,'**** S I G M A - Z ****',/)
 1100 FORMAT(///,10X,'Q = ',E12.6)
 1090 FORMAT(20X,'*** ARGUMENTO NAO ESTA IGUALMENTE ESPACADO ***')
 2000 FORMAT(3E12.6)
 2010 FORMAT('1',/,10X,'E=',E12.6,5X,'NI=',E12.6,5X,'ALPHA=',E12.6)
      END
```

```
C SUBROTINA QSF
C PROPOSITO
C        TO COMPUTE THE VECTOR OF INTEGRAL VALUES FOR A GIVEN EQUI-
C        DISTANT TABLE OF FUNCTION VALUES.
C USO
C        CALL SQF (H,Y,Z,NDIM)
C DESCRIPTION DO PARAMETERS
C        H - THE INCREMENT OF ARGUMENT VALUES.
C        Y - THE INPUT VECTOR OF FUNCTION VALUES.
C        Z - THE RESULTING VECTOR OF INTEGRAL VALUES. Z MAY BE
C              IDENTICAL WITH Y.
C        NDIM - THE DIMENSION OF VECTORS Y AND Z.
C
         SUBROUTINE QSF (H,Y,Z,NDIM)
         DIMENSION Y(1),Z(1)
         HT = .3333333*H
         IF(NDIM - 5)7,8,1
C NDIM IS GREATER THAN 5. PREPARATIONS OF INTEGRATION LOOP
 1       SUM1 = Y(2) + Y(2)
         SUM1 = SUM1 + SUM1
         SUM1 = HT*(Y(1) + SUM1 + Y(3))
         AUX1 = Y(4) + Y(4)
         AUX1 = AUX1 + AUX1
         AUX1 = SUM1 + HT*(Y(3) + AUX1 + Y(5))
         AUX2 = HT*(Y(1)+3.875*(Y(2)+Y(5))+2.625*(Y(3)+Y(4))+Y(6))
         SUM2 = Y(5) + Y(5)
         SUM2 = SUM2 + SUM2
         SUM2 = AUX2 - HT*(Y(4)+SUM2+Y(6))
         Z(1) = 0.
         AUX = Y(3) + Y(3)
         AUX = AUX + AUX
         Z(2) = SUM2 - HT*(Y(2) + AUX + Y(4))
         Z(3) = SUM1
         Z(4) = SUM2
         IF (NDIM-6)5,5,2
C INTEGRATION LOOP
 2       DO 4 I=7,NDIM,2
         SUM1 = AUX1
         SUM2 = AUX2
         AUX1 = Y(I-1) + Y(I-1)
         AUX1 = AUX1 + AUX1
         AUX1 = SUM1 + HT*(Y(I-2)+AUX1+Y(I))
         Z(I-2) = SUM1
         IF (I-NDIM)3,6,6
 3       AUX2 = Y(I) + Y(I)
         AUX2 = AUX2 + AUX2
         AUX2 = SUM2 +HT*(Y(I-1) +AUX2 +Y(I+1))
 4       Z(I-1) = SUM2
```

```
 5      Z(NDIM-1) = AUX1
        Z(NDIM) = AUX2
        RETURN
 6      Z(NDIM-1) = SUM2
        Z(NDIM) = AUX1
        RETURN
C END OF INTEGRATION LOOP
 7      IF(NDIM-3)12,11,8
C NDIM IA N
C NDIM IS EQUAL TO 4 OR 5
 8      SUM2 = 1.125*HT*(Y(1)+Y(2)+Y(2)+Y(2)+Y(3)+Y(3)+Y(3)+Y(4))
        SUM1 = Y(2) + Y(2)
        SUM1 = SUM1 + SUM1
        SUM1 = HT*(Y(1) + SUM1 + Y(3))
        Z(1) = 0.
        AUX1 = Y(3) + Y(3)
        AUX1 = AUX1 + AUX1
        Z(2) = SUM2 - HT*(Y(2)+AUX1+Y(4))
        IF(NDIM-5)10,9,9
 9      AUX1 = Y(4) + Y(4)
        AUX1 = AUX1 + AUX1
        Z(5) = SUM1 + HT*(Y(3) + AUX1 + Y(5))
 10     Z(3) = SUM1
        Z(4) = SUM2
        RETURN
C NDIM IS EQUAL TO 3
 11     SUM1 = HT*(1.25*Y(1)+Y(2)+Y(2)-.25*Y(3))
        SUM2 = Y(2) + Y(2)
        SUM2 = SUM2 + SUM2
        Z(3) = HT*(Y(1)+SUM2+Y(3))
        Z(1) = 0.
        Z(2) = SUM1
 12     RETURN
        END
```

A-2 Precisão do cálculo de tensões

No ítem 2.2.2. foram deduzidas as equações (2.15), (2.16) e (2.17.) que permitem calcular σ_r, σ_θ e σ_z. Para determinar a precisão no cálculo de tensões foi feita uma comparação entre o método numérico e o método analítico exato. Como já foi dito, para os casos mais gerais, não é possível obter soluções analíticas, por isso, escolhemos um caso simples para possibilitar a comparação .

No caso escolhido, foi assumido que a geração de calor interna é constante e igual a q_0'''. Assim, para o vaso de pressão indicado nas Figuras 1.3 e 3.1, a equação de condução de calor (3.4.) reduz-se a :

$$\frac{d^2t}{dx^2} + \frac{q_0'''}{k} = 0 \qquad \text{(A.1)}$$

Integrando da mesma maneira que no ítem 3.4. e assumindo as mesmas condições de contorno obtemos :

$$t = t_1 + \frac{q_0''' h}{k} x - \frac{q_0'''}{2k} x^2 \qquad \text{(A.2)}$$

Substituindo x por (r-a) podemos calculas as integrais

$$\int_a^r trdr = \left[\left[\frac{t_1}{2} - \frac{q_0''' h a}{2k} - \frac{q_0''' a^2}{4k} \right] (r^2 - a^2) \right] + \left[\frac{q_0'''}{3k} b \quad (r^3 - a^3) \right] - \left[\frac{q_0'''}{8k} (r^4 - a^4) \right] \qquad \text{(A.3)}$$

$\int_a^b trdr$ é obtida substituindo r por b em (A.3) .

Substituibdo (A.3) e a correspondente expressão para $\int_a^b trdr$, em (2.15.) a expressão analítica exata para σ_r é obtida

$$\sigma_r = \frac{E\alpha}{(1-\nu)}\left[\frac{1}{(b^2-a^2)}\left(1-\frac{a^2}{r^2}\right)\left\{\left(\frac{t_1}{2}-\frac{q_o''' h a}{2k}-\frac{q_o''' a^2}{4k}\right)(b^2-a^2)+\right.\right.$$

$$+\frac{q_o'''}{3k} b\,(b^3-a^3)-\frac{q_o'''}{8k}(b^4-a^4)\}$$

$$-\frac{1}{r^2}\left\{\left(\frac{t_1}{2}-\frac{q_o''' h a}{2k}-\frac{q_o''' a^2}{4k}\right)(r^2-a^2)+\right.$$

$$\left.+\frac{q_o'''}{3k} b\,(r^3-a^3)-\frac{q_o'''}{8k}(r^4-a^4)\}\right] \qquad \text{(A.4.)}$$

Analogamente, utilizando (2.16.) e (2.17.) obtemos expressões para σ_θ e σ_z .

Para o vaso de pressão com a = 77 in, b = 87 in, $q_o''' = 1,9 \times 10^4$ BTU/hr.ft^3, $t_1 = 556,4$ ^oF, propriedades do aço da Tabela 3.1., obtivemos σ_r, σ_θ e σ_z utilizando o método numérico (STRESR) e o método analítico (equação A.4. e similares). Os resultados encontram-se na Tabela A.1. .

A comparação dos resultados na Tabela A.1. mostra uma boa aderência entre os valores calculados pelos dois métodos. Os resultados para σ_r apresentam uma diferença máxima de 1,7%, o que é perfeitamente aceitável, considerando que as equações de transferencia de calor (determinação de h_f) possuem erros maiores .

Os resultados com o programa STRESR foram obtidos para uma malha de 5 pontos. Outras malhas maiores foram testadas. Evidentemente, o tempo de computação cresce com o nº de pontos .

Considerando que para malhas mais finas não houve substancial diminuição nas diferenças entre resultados com método analítico e método numérico, resolvemos adotar em todos os casos estudados malhas de 5 pontos .

Tabela A.1. - Comparação de tensões pelo método analítico e método numérico .

r (in)	t °F	σ_r (psi)		σ_θ (psi)		σ_z (psi)	
		STRESR	Método Analítico	STRESR	Método Analítico	STRESR	Método Analítico
77,0	556,4	0	0	15050	15030	15050	15030
79,5	590,6	305	300	4939	4931	5245	5231
82,0	614,7	333	328	-1996	-1987	-1663	-1659
84,5	628,9	199	196	-5932	-5926	-5733	-5730
87	633,6	0	0	-7080	-7069	-7080	-7069

APÊNDICE B

B.1. Procedimento numérico para solução de equação diferencial (2.19.)

B.2. Listagem de programa STRESA

B.1. Procedimento numérico para solução de equação diferencial (2.19.)

Em coordenadas cartesianas, a variação de w com s é dada pela Figura B.1.

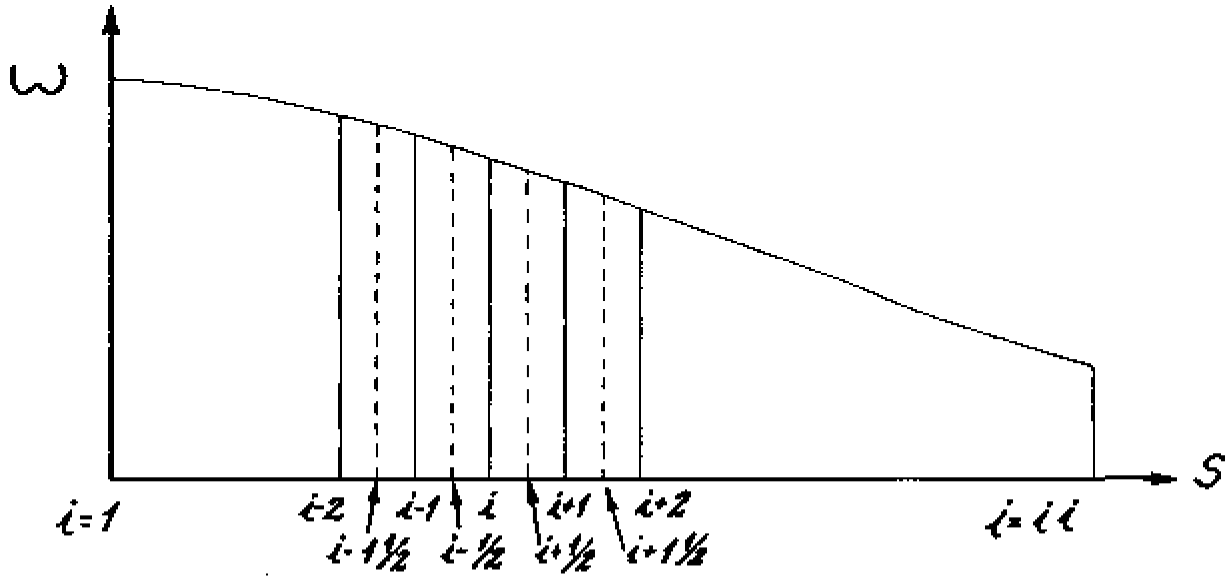


Fig. B-1 - Variação de W em S.

O parametro s é dividido em ii pontos igualmente espaçados de Δs. Para o ponto interno i, da Figura B.1., a equação (2.19.) pode ser escrita como :

$$\left.\frac{d^4 w}{ds^4}\right|_i + 4\,\beta^4\, w_i = \phi_i \qquad \text{(B.1)}$$

onde,

$$\phi_i = \alpha \left[\frac{Eh}{Dr}\; T_o - (1+\nu)\; \frac{d^2\psi}{ds^2}\right]$$

Aplicando a técnica de diferenças finitas a (B.1) obtemos :

$$\left.\frac{d^4w}{ds^4}\right|_{i} = \left[\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{i+\frac{1}{2}} - \left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{i-\frac{1}{2}}\right] / \Delta s \qquad (B.2.)$$

$$\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{i-\frac{1}{2}} = \left[\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_{i} - \left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_{i-1}\right] / \Delta s \qquad (B.3.)$$

$$\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_{i} = \left[\left.\frac{dw}{ds}\right|_{i+\frac{1}{2}} - \left.\frac{dw}{ds}\right|_{i-\frac{1}{2}}\right] / \Delta s \qquad (B.4.)$$

$$\left.\frac{dw}{ds}\right|_{i-\frac{1}{2}} = \frac{w_i - w_{i-1}}{\Delta s} \qquad (B.5.)$$

$$\left.\frac{dw}{ds}\right|_{i+\frac{1}{2}} = \frac{w_{i+1} - w_i}{\Delta s} \qquad (B.6.)$$

Substituindo (B.5.) e (B.6.) em (B.4.) obtem-se :

$$\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_{i} = \frac{w_{i+1} - 2w_i + w_{i-1}}{\Delta s^2} \qquad (B.7.)$$

Analogamente, substituindo (B.7.) em (B.3.) temos :

$$\left.\frac{d\ w}{ds^3}\right|_{i-\frac{1}{2}} = \frac{w_{i+1} - 3w_i + 3w_{i-1} - w_{i-2}}{\Delta s^3} \qquad (B.8.)$$

Introduzindo (B.8.) e um termo similar para $(i+\frac{1}{2})$ em (B.2.) obtemos :

$$\left.\frac{d^4w}{ds^4}\right|_i = \frac{w_{i+2} - 4w_{i+1} + 6w_i - 4w_{i-1} + w_{i-2}}{\Delta s^4}$$

Substituindo (B.9.) em (B.1) obtemos o conjunto de equações algébricas :

$$w_{i+2} - 4w_{i+1} + (6+4\ \beta^4\Delta s^4)\ w_i - 4w_{i-1} + w_{i-2} = \Delta s^4\phi_i \qquad \text{(B.10.)}$$

O conjunto de equações (B.10.) nos permite obter valores de w_i para $2 < i < (ii-2)$. Portanto as equações para obter w_1, w_2, w_{ii-1} e w_{ii} devem ser derivadas das condições de contorno .

Como foi visto no ítem 2.3., a primeira condição de contorno é dada por (2.24), ou seja :

$$m_s = 0 \quad \text{para } s_1 = 0 \quad \text{e} \quad s_{ii} = L$$

portanto, de (2.22.) temos :

$$\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_{i=1\ \text{e}\ i=ii} + (1+\nu)\ \alpha\ \psi_i = 0 \qquad \text{(B.11.)}$$

A derivada segunda no ponto 1 pode-se ser obtida através de extrapolação linear entre os pontos 2 e 3, portanto ,

$$\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_1 = \left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_2 - \left[\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_3 - \left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_2\right] \qquad \text{(B.12.)}$$

ou

$$\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_1 = 2\left[\left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_2\right] - \left.\frac{d^2w}{ds^2}\right|_3 \qquad \text{(B.13.)}$$

Aplicando as relações (B.7.) em (B.13.), substituindo em (B.11.) e rearranjando os termos, obtemos :

$$2w_1 - 5w_2 + 4w_3 - w_4 = - \Delta S^2\ (1+\nu)\ \alpha\ \psi_i \qquad \text{(B.14.)}$$

Para o ponto i = ii procedemos analogamente e obtemos a equação :

$$2w_{ii} - 5w_{ii-1} + 4w_{ii-2} - w_{ii-3} = - \Delta S^2 (1+\nu)\ \alpha\ \psi_{ii} \qquad \text{(B.15.)}$$

A segunda condição de contorno é dada por (2.15.), ou seja:

$$q=0 \quad \text{para} \quad s_1=0 \quad \text{e} \quad s_{ii} = L,$$

assim, de (2.21.) temos :

$$\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{i=1\ e\ i=ii} + (1+\nu)\ \frac{d\psi_i}{ds} = 0 \qquad \text{(B.16.)}$$

A derivada terceira no ponto i=1 é obtida também através de extrapolação linear entre os pontos 2,5 e 3,5, portanto,

$$\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_1 = \left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{2,5} - \frac{3}{2}\left[\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{3,5} - \left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{2,5}\right] \qquad \text{(B.17.)}$$

ou,

$$\left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_1 = \frac{5}{2}\ \left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{2,5} - \frac{3}{2}\ \left.\frac{d^3w}{ds^3}\right|_{3,5} \qquad \text{(B.18.)}$$

Aplicando (B.8.) (para i=3 e i=4) em (B.18.), substituindo em (B.16.) e rearranjando os termos obtemos :

$$-2{,}5w_1 + 9w_2 - 12w_3 + 7w_4 - 1{,}5w_5 = -\Delta S^3 (1+\nu) \frac{d\psi_i}{ds} \qquad (B.19.)$$

Para o ponto i = ii procedemos de maneira análoga e obtemos :

$$2{,}5w_{ii} - 9w_{ii-1} + 12w_{ii-2} - 7w_{ii-3} + 15w_{ii-4} = \Delta S^3 (1+\nu) \frac{d\psi_{ii}}{ds} \quad (B.20.)$$

Assim, obtivemos ii equações algébricas, (B.10.), (B.14.), (B.15.), (B.19.) e (B.20) que são resolvidas dentro do programa de computador STRESA .

B.2. - Listagem do Programa STRESA .

```
C PROGRAMA STRESA
C CALCULO DE TENSOES TERMICAS DE GRADIENTE DE TEMPERATURA AXIAL
C USANDO TEORIA DE CASCA FINA P/ A PARTE CILINDRICA DO VASO DE
C PRESSA DO REATOR.
C
      REAL*8 A,B,X,TO,T,TT,FI,Y,D,C,DS,EPS
      COMMON /G1/A(60,10),B(60),X(60),IC(60,10),IN2(60),
     +        IX(60),IY(60),IZ(60)
      DIMENSION T(4,6),TT(4),TO(60),FI(60),Y(60)
      DO 3 I=1,4
      WRITE(6,2)I
 2    FORMAT(/,5X,'VALORES DE T(',I2,',J),J=1,6(FORMATO E12.6)',/)
      READ (6,1)(T(I,J),J=1,6)
 3    CONTINUE
 1    FORMAT(6E12.6)
      WRITE(5,15)
 15   FORMAT(//,6X,'DISTRIBUICAO DE TEMPERATURAS',//)
      DO 4 I=1,4
      WRITE(5,5) (T(I,J),J=1,6)
 4    CONTINUE
 5    FORMAT(4(3X,D12.6))
      DO 6 I=1,4
      TT(I)=19.*(T(I,1)+T(I,6))+75.*(T(I,2)+T(I,5))+50.*(T(I,2)+T(I,3)
      TT(I)= 1./288.*TT(I)
 6    CONTINUE
      DO 7 I=1,19
      TO(I) = TT(1) + (TT(2)-TT(1))/19.*FLOAT(I-1)
 7    CONTINUE
      DO 8 I=20,39
      TO(I) = TT(2) + (TT(3)-TT(2))/20.*FLOAT(I-20)
 8    CONTINUE
      DO 9 I=40,60
      TO(I) = TT(3) + (TT(4)-TT(3))/20.*FLOAT(I-40)
 9    CONTINUE
      WRITE(5,25)
 25   FORMAT(/////////,6X,
     *'TEMPERATURAS MEDIAS P/POSICOES I=1,60',/)
      WRITE(5,10)TO
 10   FORMAT(/,4(3X,D12.6))
      DO 11 I=1,60
      FI(I) = .31262E-05*(.13481E-2*TO(I))
 11   CONTINUE
      D= .32857E+10
      C= .66802E-05
      DS= .80085
```

```
C MONTAGEM DO SISTEMA
      DO 12 M=3,58
      L=M-2
      A(M,1)= 1.
      IC(M,1)= L
      A(M,2)= -4.
      IC(M,2)= L+1
      A(M,3)= C + 6
      IC(M,3)= L+2
      A(M,4)= -4.
      IC(M,4)= L+3
      A(M,5)= 1.
      IC(M,5)= L+4
      INZ(M)= 5
      B(M)= FI(M)
 12   CONTINUE
C CONDICOES DE CONTORNO
      A(1,1)= -2.5
      IC(1,1)= 1
      A(1,2)= 9.
      IC(1,2)= 2
      A(1,3)= -12.
      IC(1,3)= 3
      A(1,4)= 7.
      IC(1,4)= 4
      A(1,5)= -1.5
      IC(1,5)= 5
      B(1)= 0.
      INZ(1)= 5
      A(59,1)= -1.
      IC(59,1)= 57
      A(59,2)= +4.
      IC(59,2)= 58
      A(59,3)= -5.
      IC(59,3)= 59
      A(59,4)= 2.
      IC(59,4)= 60
      INZ(59)= 4
      B(59)= 0.
      A(2,1)= 2.
      IC(2,1)= 1
      A(2,2)= -5.
      IC(2,2)= 2
      A(2,3)= 4.
      IC(2,3)= 3
      A(2,4)= -1.
      IC(2,4)= 4
      INZ(2)= 4
      B(2)= 0.
      A(60,1)= 1.5
      IC(60,1)= 56
      A(60,2)= -7.
      IC(60,2)= 57
      A(60,3)= 12.
      IC(60,3)= 58
      INZ(60)= 5
```

```
      B(33)= 0.
      A(33,4)= -1.
      IC(33,4)= 31
      A(33,5)= 2.0
      IC(33,5)= 33
      N=33
      EPS = 10.**(-30)
      IS= 2
      NEQ= 1
      IP= N
      CALL [illegible](N,EPS,IS,NEQ,IP)
      WRITE(6,100)
100   FORMAT('1',//////,5X,
     * 'DESLOCAMENTO "OMEGA" P/POSICOES I = 1 A I=33',//)
      WRITE(6,101)W
101   FORMAT(/,4(5X,D12.5))
      DO 20 I=1,33
      V(I)= 27.32 33*(W(I)/32. [illegible] T.32 [illegible])
20    CONTINUE
      WRITE(6,200)
200   FORMAT('1',//////,5X,
     * 'TENSAO NORMAL "SIGMA TETA" P/POSICOES I = 1 A I=33',//)
      WRITE(6,201)V
201   FORMAT(/,4(5X,D12.5))
      DO 30 I=2,32
      V(I) = 33/0.*(W(I+1) - 2.*W(I) + W(I-1))*.[illegible]
30    CONTINUE
      WRITE(6,300)
300   FORMAT('1',//////,5X,
     * 'TENSAO DE FLEXAO "SIGMA S" P/POSICOES I = 2 A I=32',//)
      WRITE(6,301)(V(I),I=2,32)
301   FORMAT(/,4(5X,D12.5))
      DO 40 I=2,32
      V(I) = (33/0.*(W(I+1) -2.*W(I) +W(I-1))*.[illegible]
40    CONTINUE
      WRITE(6,400)
400   FORMAT('1',//////,5X,
     * 'TENSAO DE FLEXAO "SIGMA TETA" P/POSICOES I=2 A I=32',//)
      WRITE(6,401)(V(I),I=2,32)
401   FORMAT(/,4(5X,D12.5))
      DO 50 I=3,33
      V(I) = (.0012*D*(-W(I-2)+3.*W(I-1) -3.*W(I) +W(I+1)))
50    CONTINUE
      WRITE(6,500)
500   FORMAT('1',//////,5X,
     * 'TENSAO DE CISALHAMENTO "TAU" P/POSICOES I = 3 A I=33',//)
      WRITE(6,501)(V(I),I=3,33)
501   FORMAT(/,4(5X,D12.5))
      STOP
      END
```

APÊNDICE C

LISTAGEM PROGRAMA TEMP

```
C          PROGRAMA TEMP
C
C PARAMETROS UTILIZADOS
C          QS - TAXA VOLUMETRICA DE GERACAO DE CALOR NA PAREDE
C          INTERNA DO VASO DE PRESSAO ANTES DO CHOQUE TERMICO
C          (BTU/HR FT**3)
C          XK - CONDUTIVIDADE TERMICA (BTU/HR FT F)
C          RO - DENSIDADE (LB/FT**3)
C          C - CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)
C          XH - COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (BTU/HR FT**2 F)
C          XNU - COEFICIENTE DE ATENUACAO (1/FT)
C          XL - ESPESSURA (FT)
C          CTM - INTERVALO DE TEMPO (HR)
C          ROL - TAXA DE RESFRIAMENTO (F/HR)
C          Q - TAXA VOLUMETRICA DE GERACAO DE CALOR NA PAREDE INTER-
C          NA DO VASO DE PRESSAO DEPOIS DO CHOQUE TERMICO.
C          TFS - TEMPERATURA DO FLUIDO ANTES DO CHOQUE TERMICO
C          TFC - TEMPERATURA DO FLUIDO DEPOIS DO CHOQUE TERMICO.
C
           DIMENSION T(100),T1(100),TS(100),DTS(100)
           N = 0
           J = 0
           K = 0
           READ(6,201)QS,XK,RO
           READ(6,201)C,XH,Q
           READ(6,201)XL,XNU,CTM
           READ(6,201)ROL,TFC,TFS
 201       FORMAT(3E12.6)
           WRITE(5,202)QS,XK,RO,C,XH,Q,XL,XNU,CTM,ROL,TFC,TFS
 202       FORMAT(//10X,'VALORES DE ENTRADA'//5X,'QS=',E12.6,2X,
      *    'XK=',E12.6,2X,'RO=',E12.6,//5X,'C=',E12.6,2X,
      *    'XH=',E12.6,2X,'Q=',E12.6,//5X,'XL=',E12.6,2X,
      *    'XNU=',E12.6,2X,'CTM=',E12.6,//5X,'ROL=',E12.6,
      *    2X,'TFC=',E12.6,2X,'TFS=',E12.6//)
           DELX = XL/99.
           ALFA = XK/(RO*C)
           FO = .25
           DELO = FO*(DELX**2)/ALFA
           M = IFIX(CTM/DELO)
           BI = XH*DELX/XK
           TN=TFS+QS*(1-EXP(-XNU*XL))/(XNU*XH)
           C1=-QS*EXP(-XNU*XL)/(XNU*XK)
          *C2=TN+QS/(XK*XNU**2)
           TS(1)=TN
           DO 100 I=2,100
           TT=-QS*EXP(-XNU*FLOAT(I)*DELX)/(XK*XNU**2)+C1*DELX*FLOAT(I)
           TS(I)=TT+C2
100        CONTINUE
           WRITE(5,203)TS(1),TS(20),TS(40),TS(60),TS(80),TS(100)
           DO 102 I=1,100
           T(I)=TS(I)
102        CONTINUE
```

```
C
      DO 1 I=1,100
      DTG(I) = Q*EXP(-DELX*FLOAT(I)*XNU)*(DELX**2)/(2.*XK)
    1 CONTINUE
   10 N = N+1
      X1 = FLOAT(K)
      X2 = FLOAT(M)
      X3 = FLOAT(N)
      TETA = DELT*(X1*X2+X3)
      TF = TFO-RCL*TETA
      T1(1) = .5*(T(2)-T(1)+BI*(TF-T(1))) + DTG(1)+T(1)
C
      DO 2 I=2,99
      T1(I) = (1.-2.*FO)*T(I)+FO*(T(I-1)+T(I+1))+DTG(I)
    2 CONTINUE
      T1(100) = T1(99)
C
      DO 4 I=1,100
      T(I) = T1(I)
    4 CONTINUE
      IF(N.LT.M) GO TO 10
      WRITE(5,21) J
      WRITE(5,20)TF
      WRITE(5,22)TETA
      WRITE(5,23)T(1),T(20),T(40),T(60),T(80),T(100)
      J = J+1
      K = K+1
      N = 0
      IF (J.EQ.20) GO TO 30
      GO TO 10
   21 FORMAT(////,10X,'J =',I3,//)
   20 FORMAT(10X,'TEMPERATURA DO FLUIDO: ',E12.6)
   22 FORMAT(/,10X,'TEMPERATURA APOS TRANSIENTE: ',E12.6)
   23 FORMAT(/,10X,'DISTRIBUICAO DE TEMPERATURA',//,5X,'T(1)= ',
     * E12.6,2X,'T(20)= ',E12.6,2X,'T(40)= ',E12.6,/,5X,'T(60)= ',
     * E12.6,2X,'T(80)= ',E12.6,2X,'T(100)= ',E12.6,//)
   25 FORMAT(///,10X,'DISTRIBUICAO DE TEMP. NO EST. ESTACIONARIO',
     * /,5X,'TS(1)= ',E12.6,2X,'TS(20)= ',E12.6,2X,'TS(40)= ',
     * E12.6,/,5X,'TS(60)= ',E12.6,2X,'TS(80)= ',E12.6,2X,
     * 'TS(100)=',E12.6,//)
   30 STOP
      END
```

APÊNDICE D : RESULTADOS PARA CASOS 1 a 9

Estado estacionário

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^{o}F)	556,1	570,4	575,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	48	43	24	0
σ_θ (psi)	4807	659	-740	-1179	-1241
σ_z (psi)	4807	708	-696	-1155	-1241
		Q = 1977		F = 2829	

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^{o}F)	502,5	570,2	575,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	137	94	60	0
σ_θ (psi)	18921	-621	-2039	-2464	-2489
σ_z (psi)	18921	-483	-1945	-2404	-2489
		Q = 5757		F = 13169	

25 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^{o}F)	492,7	564,1	575,0	576,8	577,2
σ_r (psi)	0	169	125	72	0
σ_θ (psi)	20910	275	-2805	-3267	-3310
σ_z (psi)	20910	445	-2680	-3200	-3310
		Q = 6968		F = 13941	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^{o}F)	489,5	550,6	572,8	576,6	577,1
σ_r (psi)	0	206	178	90	0
σ_θ (psi)	20562	2843	-3693	-4693	-4746
σ_z (psi)	20562	2849	-3514	-4604	-4746
		Q = 8140		F = 12221	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^oF)	487,7	537,7	565,7	574,9	576,5
σ_r (psi)	0	225	221	118	0
σ_θ (psi)	19109	4552	-3469	-6003	-6343
σ_z (psi)	19109	4552	-3469	-5885	-6344
	Q = 8972		F = 10136		

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^oF)	486,9	530,6	559,0	571,8	574,9
σ_r (psi)	0	225	236	134	0
σ_θ (psi)	17993	5242	-2909	-6475	-7230
σ_z (psi)	17993	5467	-2673	-6342	-7230
	Q = 9258		F = 8735		

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^oF)	486,6	529,9	553,6	568,0	572,1
σ_r (psi)	0	219	237	139	0
σ_θ (psi)	16987	5446	-2512	-6541	-7577
σ_z (psi)	16987	5665	-2274	-6402	-7577
	Q = 9158		F = 7830		

Tabela D.2. - Resultado para o Caso 2

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^{o}F)	469,0	570,2	575,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	193	124	82	0
σ_θ (psi)	27754	-1445	-2838	-3255	-3258
σ_z (psi)	27754	-1252	-2713	-3172	-3258
		Q = 8233		F = 19521	

30 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	452,0	557,1	574,8	576,8	577,1
σ_r (psi)	0	255	189	104	0
σ_θ (psi)	30974	594	-4412	-4901	-4883
σ_z (psi)	30974	849	-4224	-4797	-4883
		Q = 10375		F = 20600	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	448,1	539,4	571,7	576,2	577,1
σ_r (psi)	0	302	258	129	0
σ_θ (psi)	30167	3696	-5518	-6765	-6808
σ_z (psi)	30167	3998	-5259	-6636	-6808
		Q = 11902		F = 18265	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	445,3	519,1	560,7	754,1	576,4
σ_r (psi)	0	333	327	173	0
σ_θ (psi)	28227	6741	-5177	-8864	-9349
σ_z (psi)	28227	7074	-4849	-8690	-9349
		Q = 13335		F = 14892	

Tabela D.2. - Continuação

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	444,0	507,9	550,4	569,3	573,9
σ_r (psi)	0	337	351	197	0
σ_θ (psi)	26499	7850	-4348	-9613	-10735
σ_z (psi)	26499	8184	-3998	-9415	-10735
		Q = 13708		F = 12790	

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	443,2	500,5	541,9	563,5	569,7
σ_r (psi)	0	326	354	207	0
σ_θ (psi)	24942	8193	-3702	-9747	-11316
σ_z (psi)	24942	8518	-3348	-9539	-11316
		Q = 13579		F = 1363	

Tabela D.3. - Resultados para o Caso 3

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	435,4	570,2	575,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	249	156	104	0
σ_θ (psi)	36614	-2272	-3640	-4048	-4029
σ_z (psi)	36614	-2023	-3484	-3943	-4029
	Q = 11652		F = 24961		

30 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	412,1	552,4	574,7	576,8	577,1
σ_r (psi)	0	334	243	134	0
σ_θ (psi)	41050	502	-5799	-6292	-6243
σ_z (psi)	41050	836	-5555	-6157	-6243
	Q = 13571		F = 27479		

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	406,8	528,2	570,6	576,5	577,1
σ_r (psi)	0	398	338	168	0
σ_θ (psi)	39956	4760	-7332	-8853	-8857
σ_z (psi)	39956	5159	-6994	-8685	-8857
	Q = 15564		F = 24392		

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^oF)	402,9	500,2	555,7	573,3	576,2
σ_r (psi)	0	442	434	229	0
σ_θ (psi)	37315	8994	-6916	-11755	-12357
σ_z (psi)	37315	9426	-6481	-11528	-12357
	Q = 17656		F = 19659		

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,3
Temp. (^oF)	401,1	485,2	541,7	566,9	573
σ_r (psi)	0	442	466	263	0
σ_θ (psi)	35013	10465	-5752	-12772	-14258
σ_z (psi)	35013	10908	-5286	-12509	-14258
		Q = 18172		F = 16841	

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	400,0	475,2	530,2	559,0	567,3
σ_r (psi)	0	430	469	275	0
σ_θ (psi)	32906	10921	-4882	-12943	-15046
σ_z (psi)	32906	11352	-4412	-12660	-15046
		Q = 17991		F = 14915	

Tabela D.4 - Resultados para o Caso 4

estado estacionário

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	556,2	574,4	578,2	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	74,5	58,4	31,5	0
σ_θ (psi)	5549	257	-813	-988	-986
σ_z (psi)	5549	333	-756	-957	-986
		Q = 1956		F = 3592	

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	502,5	574,3	578,2	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	214	134	85	0
σ_θ (psi)	19727	-1069	-2105	-2256	-2199
σ_z (psi)	19727	-852	-1970	-2171	-2199
		Q = 6237		F = 13490	

50 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	490,1	569,4	578,5	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	268	181	102	0
σ_θ (psi)	22564	-434	-2954	-2989	-2917
σ_z (psi)	22564	-1654	-2774	-2888	-2917
		Q = 6678		F = 15985	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	489,6	567,4	577,9	578,9	579,0
σ_r (psi)	o	276	193	107	0
σ_θ (psi)	22482	-94	-3020	-3221	-3142
σ_z (psi)	22482	183	-2827	-3113	-3142
		Q = 7230		F = 15252	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^{o}F)	487,7	556,6	576,6	578,8	579,0
σ_r (psi)	o	322	258	127	0
σ_θ (psi)	21912	1840	-3827	-4327	-4257
σ_z (psi)	21912	2163	-3569	-4199	-4257
		Q = 8132		F = 13779	

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^{o}F)	486,9	548,9	573,9	578,5	579,0
σ_r (psi)	0	347	303	149	0
σ_θ (psi)	21251	3133	-3987	-5153	-5146
σ_z (psi)	21251	3480	-3685	-5004	-5146
		Q = 8720		F = 12530	

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^{o}F)	486,4	543,3	570,8	577,9	578,8
σ_r (psi)	0	360	332	169	0
σ_θ (psi)	20652	3983	3871	5742	5832
σ_z (psi)	20652	4343	-3538	-5573	-5832
		Q = 9100		F = 11552	

Tabela D.5. - Resultados para o caso 5

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	469,0	574,3	578,2	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	301	182	118	0
σ_θ (psi)	28578	-1905	-2904	-3041	-2951
σ_z (psi)	28578	-1603	-2722	-2922	-2951
		Q = 9014		F = 19564	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	448,2	563,8	577,3	578,8	579,0
σ_r (psi)	0	396	272	155	0
σ_θ (psi)	33048	-482	-4227	-4540	-4423
σ_z (psi)	33048	-860	-3955	-4386	-4443
		Q = 10254		F = 22793	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	445,3	546,9	575,9	578,8	579,0
σ_r (psi)	0	470	374	184	0
σ_θ (psi)	32182	2589	-5626	-6267	6140
σ_z (psi)	32182	3060	-5251	-6083	-6140
		Q = 11866		F = 20316	

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	444,0	534,9	571,9	578,4	579,0
σ_r (psi)	0	510	444	217	0
σ_θ (psi)	31183	48181	-5902	-7557	-7511
σ_z (psi)	31183	-5128	-5476	-7339	-7511
		Q = 12790		F = 18392	

Tabela D.5. - Continuação

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	443,2	526,2	567,1	577,5	578,8
σ_r (psi)	0	531	491	248	0
σ_θ (psi)	30266	5944	-5731	-8476	-8600
σ_z (psi)	30266	6476	-5247	-8228	-8600
		Q = 13392		F = 16873	

Tabela D.6. - Resultados para o Caso 6

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	435,4	574,3	578,2	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	387	229	151	0
σ_θ (psi)	37455	-2744	-3704	-3828	-3704
σ_z (psi)	37455	-2357	-3475	-3675	-3704
		Q = 11797		F = 25657	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	406,8	560,2	577,9	578,9	579,0
σ_r (psi)	0	520	351	197	0
σ_θ (psi)	43691	-798	-5702	-5835	-5666
σ_z (psi)	43691	-277	-5351	-5637	-5666
		Q = 13679		F = 30011	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	403,1	538,9	575,7	578,8	579,0
σ_r (psi)	0	613	480	236	0
σ_θ (psi)	42580	3043	-7372	-8016	-7837
σ_z (psi)	42580	3656	-6891	-7779	-7837
		Q = 15463		F = 27117	

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	401,2	520,9	569,9	578,3	578,9
σ_r (psi)	0	673	585	286	0
σ_θ (psi)	41086	6103	-7853	-9961	-9848
σ_z (psi)	41086	6777	-7267	-9675	-9847
		Q = 16846		F = 24329	

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	[illegible].50	87,00
Temp. (^oF)	400,1	509,1	563,4	[illegible]	578,7
σ_r (psi)	0	701	648	[illegible]6,5	0
σ_θ (psi)	39841	7896	-7614	-11191	-11351
σ_z (psi)	39841	8598	-6966	-10864	-11351
		Q = 17666		F = 22177	

5 segundos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	560,0	570,4	573,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	42	40	21	0
σ_θ (psi)	3778	755	-647	-1087	-1151
σ_z (psi)	3778	797	-607	-1066	-1151
		Q = 1698		F = 2080	

1 minuto apos o transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	560,7	571,4	575,5	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	39	36	20	0
σ_θ (psi)	3697	591	-581	-966	-1032
σ_z (psi)	3697	630	-545	-946	-1032
		Q = 1576		F = 2121	

2 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	560,8	572,1	575,8	577,0	577,3
σ_r (psi)	0	38	34	19	0
σ_θ (psi)	3763	486	-570	-899	-966
σ_z (psi)	3763	524	-537	-881	-966
		Q = 1533		F = 2220	

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	560,9	572,4	576,2	577,2	577,4
σ_r (psi)	0	38	33	18	0
σ_θ (psi)	3808	472	-613	-884	-924
σ_z (psi)	3808	510	-580	-866	-924
		Q = 1527		F = 2281	

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^{o}F)	560,9	572,7	576,5	577,4	577,5
σ_r (psi)	0	38	33	18	0
σ_θ (psi)	3870	450	-634	-877	-888
σ_z (psi)	3870	487	-601	-859	-888
		Q = 1526		F = 2344	

Tabela D.8. - Resultados para o Caso 8

5 segundos após o transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	552,6	570,4	575,3	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	54	46	27	0
σ_θ (psi)	5726	573	-824	-1262	-1321
σ_z (psi)	5729	628	-777	-1236	-1321
		Q = 2229		F = 3500	

1 minuto depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	551,5	568,9	575,2	576,9	577,2
σ_r (psi)	0	60	54	28	0
σ_θ (psi)	5874	827	-972	-1434	-1492
σ_z (psi)	5874	887	-919	-1406	-1492
		Q = 2415		F = 3460	

2 minutos após o transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	551,4	567,9	574,7	576,8	577,2
σ_r (psi)	0	62	57	31	0
σ_θ (psi)	5773	982	-962	-1538	-1626
σ_z (psi)	5773	1044	-905	-1506	-1626
		Q = 2487		F = 3286	

3 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	551,4	567,4	574,2	576,6	577,1
σ_r (psi)	0	61	58	32	0
σ_θ (psi)	5680	1033	-913	-1574	-1685
σ_z (psi)	5680	1095	-854	-1542	-1685
		Q = 2500		F = 3179	

Tabela D.8. - Continuação

4 minutos depois do transiente

Raio (in)	77,00	78,57	80,15	81,72	83,30
Temp. (^oF)	551,3	567,1	573,9	576,4	576,9
σ_r (psi)	0	61	58	33	0
σ_θ (psi)	5640	1050	-896	-1586	-1697
σ_z (psi)	5640	1111	-837	-1554	-1697
		Q = 2500		F = 3140	

Tempo após desligamento (hr) : 00 5
Temperatura do fluido após desligamento (^oF) : 549

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	550,6	569,1	576,6	578,6	578,9
σ_r (psi)	0	106)	95	50	0
σ_θ (psi)	6430	1020	-1118	-1646	-1682
σ_z (psi)	6430	1127	-1023	-1596	-1682
		Q = 2709		F = 3721	

Tempo após desligamento : 0,5
Temperatura do fluido após desligamento (^oF) : 504

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	506,1	533,3	550,4	559,6	562,50
σ_r (psi)	0	221	239	139	0
σ_θ (psi)	11332	3315	-1599	-4139	-4833
σ_z (psi)	11332	3536	-1366	-4002	-4833
		Q = 5926		F = 5407	

Tempo após desligamento : 1,0
Temperatura do fluido após desligamento : 454

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	456,5	489,1	511,0	523,5	527,4
σ_r (psi)	0	280	302	179	0
σ_θ (psi)	14016	4392	-1907	-5366	-6305
σ_z (psi)	14016	4672	-1605	-5187	-6305
		Q = 7545		F = 6471	

Tempo após desligamento : 1,5
Temperatura do fluido após desligamento : 404

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	406,6	441,8	466,0	479,9	484,4
σ_r (psi)	0	308	335	199	0
σ_θ (psi)	15337	4911	-2051	-5957	-7048
σ_z (psi)	15337	5220	-1717	-5758	-7048
		Q = 8340		F = 6996	

Tempo após desligamento (hr) : 2,0

Temperatura do fluido após desligamento (^oF) : 354

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	356,7	393,1	418,3	432,9	437,6
σ_r (psi)	0	3202	347	206	0
σ_θ (psi)	15866	5113	-2137	-6180	-7322
σ_z (psi)	15866	5433	-1790	-5974	-7322
		Q = 8648		F = 7217	

Tempo após desligamento : 2,5

Temperatura do fluido após desligamento : 304

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	306,8	343,7	369,4	384,3	389,2
σ_r (psi)	0	326	354	210	0
σ_θ (psi)	16127	5224	-2170	-6297	-7491
σ_z (psi)	16127	5550	-1816	-6087	-7491
		Q = 8814		F = 7313	

Tempo após desligamento : 3,0

Temperatura do fluido após desligamento : 254

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	256,8	293,9	319,8	335,	339,9
σ_r (psi)	0	329	358	213	0
σ_θ (psi)	16251	5288	-2164	-6377	-7568
σ_z (psi)	16251	5617	-1806	-6163	-7568
		Q = 8899		F = 7351	

Tempo após desligamento : 3,5

Temperatura do fluido após desligamento : 204

Raio (in)	77,00	79,50	82,00	84,50	87,00
Temp. (^oF)	206,8	244,1	270,1	285,3	290,3
σ_r (psi)	0	330	359	213	0
σ_θ (psi)	16321	5299	-2181	-6393	-7584
σ_z (psi)	16321	5629	-1822	-6179	-7585
		Q = 8828		F = 7493	

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1 AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEER. ASME boiler and pressure vessel code, section III. New York, 1978.

2 AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEER. Pressure vessel and piping design, collected papers. New York, 1960 .

3 BERGGREN, R.G. Radiation effects in ferritic steels. Chicago, USAEC, 1959. (TID - 7588) .

4 BIOT, M.A. General properties of two dimentional of thermal stresses distribution. Phil. Mag., 1935 .

5. EBERWEN, J. Transient temperature distribution in the reactor vessel wall by failure of a reactor cooling pump. Nucl. Eng. Des., 16 : 137, 1971 .

6 ELWAKIL, M.M. Nuclear heat transport. New York, International Text Book, 1967 .

7 GOODIER, J.N. Thermal stress and deformation. J. Appl. Mech., 24, 1957 .

8 HETENYI, M. Handbook of experimental stress analysis. New York, John Wiley, 1950 .

9 JAEGER, J.G. Thermal stresses in circular cylinder. Phil. Mag., 1945.

10 KREITH, F. Principles of heat transfer. New York, Intenational Text Book, 1965 .

11 LANGER, B.F. PVRC interpretive report of pressure vessel research New York, Welding Research Council, 1964. Bul. 95 .

12 LIN, S.H. Transient temperature distribution in the reactor vessel wall. Nucl. Eng. Des., 52 : 331 .

13 LOVE, A.E.H. A treatise on the mathematical theory of elasticity. New York, Dover, 1944

14 MA, M. Heat generation and temperature distribution in cylindrical reactor pressure vessel. Nucl. Eng. Des., 11 : 1-15, 1969 .

15 RODRIGUES, A.F. Solução de sistemas esparsos de equações algêbri - cas lineares por métodos diretos. São Paulo, EDUSP, 1979 .

16 STEICELMANN, W.H. Compilation of transient temperature distribution curves. Nucl. Eng. Des., 3: 186, 1966 .

17 THOMAS, J.R. & COPPORI, L.A. Temperature decay in a reactor vessel subjected to thermal shock, an analytical solution. Nucl. Eng. Des., 36: 159, 1976 .

18 THOMAS, J.R. & COPPORI, L.A. Two dimentional steady state temperature distribution in composite grometry reactor vessel subjected to radiation an analytical solution. Nucl. Eng. Des., 41: 361, 1977 .

19 TIMOSHENKO, S. & GOODIER, J.N. Theory of elasticity. London, McG Hill, 1951 .

20 ULMAIER, H. Lectures about radiation damage in reactor materials conference in IPEN, June 1979 .

21 UNITED STATES NUCLEAR REGULATORY COMISSION, Washington. Reactor safety study. Springfield, National Technical Information Service, 1975. (NUREC - 75/014) .

22 UNITED STATES NUCLEAR REGULATORY COMISSION , Washington. Technical report on operating experience with BWR pressure relief systems. Springfield, National Technical Information Service, sem data. (PB - 283-992) .

23 WHITMAN, G.D.; ROBINSON, G.C.; SAVALAINEN, A.W. Technology of steel pressure vessels for water cooled nuclear reactors. Springfield, National Technical Information Service, 1967. (ORNL - NSIC-21) .

24 ZUDAS, Z; T.C.; STEIGELMAN, W.H. Thermal stresses techniques in the nuclear industry. New York, Elsevier, 1965 .