LUIZ FERNANDO TREVISAN QUEIROZ

# MODELAGEM DINÂMICA PARA ANÁLISE DE SOBREPRESSÃO EM RESFRIADOR A ÁGUA DE FPSOs POR RUPTURA DE TUBO DE GÁS NATURAL EM ALTA PRESSÃO

Escola da Química – TPQBq

UFRJ

2011

# MODELAGEM DINÂMICA PARA ANÁLISE DE SOBREPRESSÃO EM RESFRIADOR A ÁGUA DE FPSOs POR RUPTURA DE TUBO DE GÁS NATURAL EM ALTA PRESSÃO

**LUIZ FERNANDO TREVISAN QUEIROZ**

DISSERTAÇÃO APRESENTADA AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIA DE PROCESSOS QUÍMICOS E BIOQUÍMICOS COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS.

Escola de Química
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Orientadores:
José Luiz de Medeiros, D. Sc.
Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph. D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Novembro de 2011

# MODELAGEM DINÂMICA PARA ANÁLISE DE SOBREPRESSÃO EM RESFRIADOR A ÁGUA DE FPSOs POR RUPTURA DE TUBO DE GÁS NATURAL EM ALTA PRESSÃO

**LUIZ FERNANDO TREVISAN QUEIROZ**

DISSERTAÇÃO APRESENTADA AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIA DE PROCESSOS QUÍMICOS E BIOQUÍMICOS COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS.

Aprovada por:

Prof. José Luiz de Medeiros, D. Sc – Orientador

Profa. Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph. D. – Orientadora

Heloísa Lajas Sanches, D. Sc.

Carlos Eduardo Fontes da Costa e Silva, D. Sc.

Paulo Roberto Pagot, Ph. D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Novembro de 2011

Q384m Queiroz, Luiz Fernando Trevisan.

Modelagem dinâmica para análise de sobrepressão em resfriador a água de FPSOs por ruptura de tubo de gás natural em alta pressão / Luiz Fernando Trevisan Queiroz – Rio de Janeiro, 2011.

viii, 148 f., il.

Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Rio de Janeiro, 2011.

Orientadores: José Luiz de Medeiros e Ofélia Queiroz Fernandes de Araújo

1. Modelagem dinâmica. 2. Trocadores de calor casco e tubo. 3. Sobrepressão por ruptura de tubo. 4. Segurança Industrial. – Teses. I. Araújo, Ofélia Queiroz Fernandes (orient.). II. Medeiros, José Luiz (orient.). III. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Programa em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos, Escola de Química. IV. Título.

***"Apenas aqueles que arriscam a ir demasiado longe***
***conseguem descobrir o quão longe se pode ir."***
***(T. S. Eliot)***

# AGRADECIMENTOS

Finalizar uma etapa é o indício de outro recomeço. Obrigado ao que desconhecemos por nos fazer andar para frente e tentar desvendar seus mistérios, que sempre serão infinitos.

Obrigado aos meus pais, pelo exemplo de perseverança e vontade de fazer mais do que o necessário para mudar algumas vidas, à minha irmã, pelo exemplo de paciência e reflexão budista, à minha companheira, que sempre agüenta todas as conseqüências e me dá tranqüilidade, aos meus afilhados, por estarem sempre juntos mesmo afastados, e à minha imensa família, não apenas de sangue, por sempre acompanhar em todas minhas caminhadas. Obrigado aos que estão e aqueles que não estão mais.

Agradeço aos orientadores José Luiz e Ofélia por estarem sempre disponíveis e com total compreensão sobre a dificuldade em se fazer um mestrado ao mesmo tempo em que o trabalho demanda o máximo. Obrigado especial ao professor José Luiz por compartilhar seu conhecimento extraordinário, pela sua paciência e imenso bom humor com a necessária dose sarcástica, sob todas as circunstâncias, fazendo com que este trabalho tenha sido melhor, mais fácil e mais divertido.

Obrigado aos amigos do trabalho e do mestrado, que me ajudaram em meu aprimoramento profissional e pessoal, desenvolvendo e discutindo assuntos os mais variados possíveis.

Obrigado a todos os professores pela paciência, dedicação e ensinamentos durante toda minha jornada de aprendizado, que não terá fim.

Obrigado à Chemtech pela oportunidade de realizar o mestrado, uma realização profissional importante e duradoura.

Obrigado à banca de avaliação, que através de crítica bastante construtiva ajudou à melhoria do texto.

Obrigado a você, que lê esta dissertação. Que as idéias úteis possam se disseminar.

# RESUMO

QUEIROZ, Luiz Fernando Trevisan. **Modelagem dinâmica para análise de sobrepressão em resfriador a água de *FPSOs* por ruptura de tubo de gás natural em alta pressão**. Orientadores: José Luiz de Medeiros e Ofélia de Q. F. Araújo. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ/TPQBq, 2011. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos)

Apresenta-se um simulador dinâmico para sobrepressão criada por ruptura de tubo em resfriador a água *U-BEND* de gás natural em alta pressão. Foram estudados vários cenários visando mínimo custo e eficácia de proteção com *PRVs* (*Pressure Relief Valves*).

Abordou-se a simulação dinâmica após a ruptura de tubo com gás natural em alta pressão no casco com água em baixa pressão do *U-BEND*. O gás, ao acessar a ruptura, gera um jato sônico no casco, o qual não foi projetado para tal. O sistema de alívio visa a expulsar água para acomodar o gás em expansão, permitindo que ações de intertravamento atuem antes do colapso do casco. O alívio direto do gás é negado pelo selo de água que o impede de escapar às *PRVs*, resultando em uma bolha de gás sobre a água e sobrepressão no casco. As *PRVs* no circuito de água a jusante do *U-BEND* devem manter a pressão abaixo do rompimento nos 1000 ms iniciais, tempo mínimo para que o intertravamento corte o fluxo de gás do *U-BEND.* A simulação dinâmica usa seis modelos de elementos que interagem, via trocas de massa, energia e *momentum*; a saber: (i) Fonte de gás pressurizado, com constantes composição/pressão/temperatura; (ii) Abertura gradual do *crack* no tubo; (iii) Escoamento compressível adiabático, crítico/subcrítico, do jato de gás no casco; (iv) Equilíbrio Líquido-Vapor (ELV) na bolha de gás no casco, com condensação parcial por resfriamento Joule-Thomson, ganho cinético e perda mecânica ao expelir água; (v) Escoamento da água no casco e na tubulação exterior; (vi) Comportamento dinâmico de *PRVs*.

Equações de estado cúbicas foram usadas em propriedades termodinâmicas e ELV no interior da bolha. Simplificações residem nos modelos pseudo-estacionários (i), (iii) e (v), sendo os demais transientes. Para máxima sobrepressão, a ruptura é localizada próxima à placa de fixação junto ao bocal de entrada de água, alimentada por gás a jusante do *U-BEND*, criando a bolha de gás na extremidade oposta ao bocal de saída às *PRVs*. Várias opções de proteção e de modelagem termodinâmica (gás ideal, gás real com/sem condensação) foram estudadas, comparando-as *vis-à-vis* normas API.

## ABSTRACT

QUEIROZ, Luiz Fernando Trevisan. **Dynamic model for analysis of overpressure due to rupture of high pressure natural gas tube in FPSO water cooler**. Advisers: José Luiz de Medeiros and Ofélia de Q. F. Araújo. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ/TPQBq, 2011. Dissertation (M.Sc. in Technology of Chemical and Biochemical Processes)

A dynamic simulator is presented for pressure surge in FPSO *U-BEND* water coolers due to rupture of tube with high pressure natural gas. Several scenarios were studied aiming at minimal cost and efficacy of protection by *PRVs* (Pressure Relief Valves).

We approached the dynamic simulation after the rupture of a tube with high pressure natural gas inside the shell of the *U-BEND* containing low pressure water. The gas entering the rupture produces a sonic jet into the shell, which was not designed for this circumstance. The relief system must expulse water to accommodate the expanding gas, allowing inter-lock to act before the shell collapses. The direct liberation of gas to the *PRVs* is blocked by the water layer, resulting in a large gas bubble trapped above the water with the consequent surge of pressure. The *PRVs* in the water circuit downstream the *U-BEND*, should keep the pressure below the collapse value for at least 1000ms, time necessary for the interlock system to cut the flow of gas to the *U-BEND*. The dynamic simulation uses six models of elements that interact via exchanges of mass, energy and momentum; namely: (i) Source of pressurized gas with constant composition, pressure and temperature; (ii) Rupture device to emulate the gradual crack opening; (iii) Adiabatic compressible critical/subcritical gas jet into the shell; (iv) Vapor-Liquid Equilibrium (VLE) in the forming gas bubble, with partial condensation due to Joule-Thomson cooling, kinetic effects and energy loss for the expulsion of water; (v) Water flow through the shell and external pipelines with typical fittings; (vi) *PRV* Dynamics.

Cubic equations of state were used to model thermodynamic properties and VLE in the gas bubble. Simplifications reside in the pseudo-stationary models (i), (iii) and (v), whereas (ii), (iv) and (vi) are real transient models without simplifications. To maximum pressure surge, the rupture is located near the tube plate and the water inlet, being fed by gas downstream the *U-BEND*, thus creating the gas bubble in the opposite side relatively to the water outlet heading the *PRVs*. Several options of protection and thermodynamic modeling (ideal gas, real gas with/without condensation) were studied and compared vis-à-vis API design recommendations.

# SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – Introdução ..... 10
1.1 Objetivo ..... 10
1.2 Motivação ..... 11
1.3 Estrutura da Dissertação ..... 18
CAPÍTULO 2 – Aplicação Industrial ..... 19
2.1 Revisão Bibliográfica ..... 19
2.1.1. Breve história da segurança passiva ..... 19
2.1.2. Prática industrial ..... 20
2.1.3. Desvios de segurança com utilização de discos de ruptura ..... 23
2.1.4. A Ruptura de Tubo em Trocador de Calor ..... 26
CAPÍTULO 3 – Modelo de Estudo ..... 31
3.1 Trocador de Calor DFU ..... 31
3.1.1 Chicanas Segmentais (*Segmental baffle*) ..... 33
3.1.2 Equações Básicas ..... 35
3.1.3 Características de projeto do trocador de calor problema ..... 37
3.2 Circuito da água de resfriamento ..... 40
3.2.1 Considerações sobre a rede de entrada de água de resfriamento ..... 40
3.2.2 Circuito de saída da água de resfriamento ..... 41
3.3 Modelo para a Válvula de Controle ..... 45
3.4 Modelo para as Válvulas de Segurança ..... 48
3.4.1. Equações para Cálculo de Vazões de Alívio ..... 52
3.5 Modelo de abertura das Válvulas de Segurança ..... 60
3.6 Modelo do Orifício de Ruptura ..... 64
3.7 Modelo Termodinâmico ..... 65
3.7.1 Estratégia de Modelagem ..... 66
3.7.2 Estratégia para Programação ..... 71
3.8 Modelo para Escoamento Compressível Transiente ..... 72
3.8.1 Símbolos e Variáveis ..... 73
3.8.2 Descrição Geral ..... 74
3.8.3 Modelagem ..... 74
3.8.4 Aplicação de Condições Estacionárias ..... 76

3.8.5 Escoamento Sônico ..... 77
3.8.6 Dispositivos de Vazamento ..... 78
CAPÍTULO 4 – Resultados das Simulações ..... 82
4.1 Propriedades Termodinâmicas do Gás ..... 82
4.1.1 Equilíbrio Líquido-Vapor ..... 82
4.1.2 Outras Propriedades e Verificações ..... 85
4.2 Simulações ..... 91
4.2.1 Experimentos ..... 91
4.2.2 Organização dos Resultados ..... 93
4.3 Resultados ..... 106
CAPÍTULO 5 – Conclusões ..... 112
APÊNDICE A – Resultados de Simulações – Parte I ..... 118
A.1 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol ..... 119
A.2 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol ..... 120
A.3 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol ..... 121
A.4 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol ..... 122
A.5 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol ..... 123
A.6 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol ..... 124
APÊNDICE B – Resultados de Simulações – Parte II ..... 125
B.1 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 1 PRV 11,05 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 126
B.2 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 PRVs 16 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 127
B.3 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 PRVs 26 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 128
B.4 Gás natural típico, GI, Sem cond., 2 PRVs 16 in², 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara ..... 129
B.5 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, 1 PRV 11,05 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 130
B.6 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 PRVs 16 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 131
B.7 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 PRVs 26 in², 2 orifícios D=0,62 pol ..... 132
B.8 Gás natural típico, PR, Com cond., 2 PRVs 16 in², 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara ..... 133
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 134

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Plataforma Piper Alpha ..... 12
Figura 2 – Sonda de exploração Deepwater Horizon após acidente ..... 13
Figura 3 – Equipamentos de FPSO em *skid* ..... 14
Figura 4 – Tubos e Casco de Trocador *U-BEND* ..... 15
Figura 5 – Digestor a vapor de Papin ..... 19
Figura 6 – Desenho esquemático de sistema de alívio da FPSO Alvheim (adaptado pelo autor) ..... 25
Figura 7 – Designações TEMA D, F e U para trocadores de calor casco e tubo ..... 32
Figura 8 – Elementos de um trocador de calor casco e tubos ..... 33
Figura 9 – Chicanas Segmentais Simples ..... 33
Figura 10 – Escoamento através de chicanas segmentais simples ..... 34
Figura 11 –Modificações de Escoamento ..... 34
Figura 12 – Chicana Segmental Dupla ..... 35
Figura 13 – Trocador casco e tubos (2 passes no caso e 4 passes nos tubos) ..... 35
Figura 14 – Arranjo parcial de tubos no trocador (3º quadrante) ..... 39
Figura 15 – Perfil de Pressão e Mecanismo de Escoamento de Wong (1992b) ..... 40
Figura 16 – Arranjo da tubulação da saída de água de resfriamento ..... 42
Figura 17 – Constante de Escoamento do Gás ..... 53
Figura 18 – Fator de Correção para Contrapressão (*Backpressure*) ..... 54
Figura 19 – Ajuste do Fator de Correção para Contrapressão para aplicação no modelo da *PRV* ..... 54
Figura 20 – Coeficiente para Escoamento Subcrítico ..... 55
Figura 21 – Fator de Correção Devido à Contrapressão Total ..... 56
Figura 22 – Fator de Correção devido à Viscosidade ..... 57
Figura 23 – Válvula de alívio de pressão ..... 57
Figura 24 – Dados de Fabricante (Crosby Isoflex) para Tempo de Abertura e Fechamento de Válvula de Alívio ..... 62
Figura 25 – Válvula de Alívio balanceada com ação por mola ..... 62

Figura 26 – Modelo dinâmico ajustado de abertura de Válvula de Alívio ..... 63
Figura 27 – Padrão Dinâmico de Ruptura Utilizado ..... 65
Figura 28 – Escoamentos HPS e LPS no Trocador sob Operação Normal ..... 66
Figura 29 – Ponto de ruptura "A" considerado no estudo ..... 67
Figura 30 – Modelo Local de Ruptura no Tubo ..... 67
Figura 31 – Modelo de Escoamento Gás-Líquido no Casco do Trocador após Ruptura ..... 68
Figura 32 – Escoamento Compressível em Duto Cilíndrico ..... 74
Figura 33 – Dispositivo de Vazamento Associado à Ruptura de Tubo ..... 78
Figura 34 – Envelope de Saturação Líquido-Vapor (*P* versus *T*) ..... 83
Figura 35 – Envelope de Saturação Líquido-Vapor para o Gás da Tab. 9 (*U* versus log *V*) ..... 84
Figura 36 – Variação da Velocidade do Som com a Temperatura e Pressão ..... 86
Figura 37 – Variação da Velocidade do Som com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho ..... 86
Figura 38 – Variação da Densidade com a Temperatura e Pressão ..... 87
Figura 39 – Variação da Densidade com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho ..... 87
Figura 40 – Variação de Cp com a Temperatura e Pressão ..... 88
Figura 41 – Variação de Cp com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho ..... 88
Figura 42 – Variação da Entalpia com a Temperatura e Pressão (T e P para H) ..... 89
Figura 43 – Variação da Entalpia com a Temperatura e Pressão (P e H para T) ..... 89
Figura 44 – Variação da Entropia com a Temperatura e Pressão (T e P para S) ..... 90
Figura 45 – Variação da Entropia com a Temperatura e Pressão (P e S para T) ..... 90
Figura 46 – Variação do Fator de compressibilidade (Z) com Pressão na Curva de Saturação ..... 91
Figura 47 – Organização dos resultados de simulação ..... 93
Figura 48 – Exemplo da Janela 1 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 94
Figura 49 – Exemplo da Janela 2 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 95
Figura 50 – Exemplo da Janela 3 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 96
Figura 51 – Exemplo da Janela 4 ..... 97
Figura 52 – Exemplo da Janela 5 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 98
Figura 53 – Exemplo da Janela 6 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 99
Figura 54 – Exemplo da Janela 7 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 100
Figura 55 – Exemplo da Janela 8 ..... 101

Figura 56 – Exemplo da Janela 9 ..... 101
Figura 57 – Exemplo da Janela 10 ..... 102
Figura 58 – Exemplo da Janela 11 (sem e com condensação) ..... 103
Figura 59 – Exemplo da Janela 12 ..... 104
Figura 60 – Exemplo da Janela 13 ..... 104
Figura 61 – Exemplo da Janela 14 ..... 105
Figura 62 – Exemplo da Janela 15 (sem e com condensação parcial do gás) ..... 106
Figura 63 – Gráficos Pressão (bara) x Tempo (ms) ..... 111
Figura 64 – Resultado da Simulação A.1 ..... 119
Figura 65 – Resultado da Simulação A.2 ..... 120
Figura 66 – Resultado da Simulação A.3 ..... 121
Figura 67 – Resultado da Simulação A.4 ..... 122
Figura 68 – Resultado da Simulação A.5 ..... 123
Figura 69 – Resultado da Simulação A.6 ..... 124
Figura 70 – Resultado da Simulação B.1 ..... 126
Figura 71 – Resultado da Simulação B.2 ..... 127
Figura 72 – Resultado da Simulação B.3 ..... 128
Figura 73 – Resultado da Simulação B.4 ..... 129
Figura 74 – Resultado da Simulação B.5 ..... 130
Figura 75 – Resultado da Simulação B.6 ..... 131
Figura 76 – Resultado da Simulação B.7 ..... 132
Figura 77 – Resultado da Simulação B.8 ..... 133

# ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Condições do estudo de Cassata *et al.*, 1998 ..... 27
Tabela 2 – Características hidrodinâmicas ..... 37
Tabela 3 – Temperaturas (°C) ..... 38
Tabela 4 – Pressões (bara) ..... 38
Tabela 5 – Construção mecânica – Tubos ..... 38
Tabela 6 – Construção mecânica – Casco ..... 38
Tabela 7 – Construção mecânica – Chicanas ..... 38
Tabela 8 – Resistências de *Fouling* ($m^2K/W$) ..... 39
Tabela 9 – Composição do gás natural (incluindo Propriedades Termodinâmicas) ... 39
Tabela 10 – Dados de tubos na Rede de Escoamento de Água (Figura 16) ..... 43
Tabela 11 – Cotas verticais de vértices na Rede de Escoamento de Água (Figura 16) ..... 44
Tabela 12 – Resultados de simulação em condições de projeto (Figura 16) ..... 44
Tabela 13 – Valores de K para acidentes típicos de tubulação ..... 46
Tabela 14 – Valores de K para acidentes típicos de tubulação (r = d/d') ..... 46
Tabela 15 – Parâmetros de tempo de resposta para válvulas de controle ..... 48
Tabela 16 – Especificação das *PRVs* (Caso 1 e Caso 2) ..... 51
Tabela 17 – Especificação das *PRVs* (Caso 1 e Caso 2) ..... 58
Tabela 18 – Condições de Contorno Referentes às *PRVs* para a Simulação dinâmica 60
Tabela 19 – Simulações realizadas com gás natural típico sem dispositivos de segurança ..... 92
Tabela 20 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança ..... 92
Tabela 21 – Simulações realizadas com gás natural típico sem dispositivos de segurança ..... 108
Tabela 22 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança – Gás Ideal ..... 109
Tabela 23 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança – Gás Real ..... 110

# LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E TERMINOLOGIAS

**ADS** Análise Dinâmica de *Surge* de Pressão

***Aftercooler*** Trocador de calor final após a saída do último estágio de compressão de gás natural

**ANSI** *American National Standards Institute*

**API** *American Petroleum Institute*

**$CH_4$** Metano

**$C_2H_6$** Etano

**$C_3H_8$** Propano

**$iC_4H_{10}$** Isobutano

**$C_4H_{10}$** Butano

**$iC_5H_{12}$** Isopentano

**$C_5H_{12}$** Pentano

**$C_6H_{14}$** Hexano

**$C_7H_{16}$** Heptano

**$CO_2$** Dióxido de Carbono

**CV** Coeficiente de vazão de válvula de controle

**ELV** Equilíbrio Líquido-Vapor

**FPSO** *Floating Production Storage and Offloading* (Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência)

**HAZOP** *Hazard and Operability Study* (Técnica de análise de riscos aplicada em projetos de engenharia para aumentar a segurança intrínseca de instalações)

**HPS** *High Pressure Side* (Lado de Alta Pressão em Trocador Casco-Tubo)

**HTS** *High Temperature Side* (Lado de Alta Temperatura em Trocador Casco-Tubo)

***Intercooler*** Trocador de calor intermediário entre a saída de um estágio de compressão e entrada no estágio seguinte, normalmente passando por um vaso de separação de líquido

**JIP** *Joint Industry Project*

**LPS** *Low Pressure Side* (Lado de Baixa Pressão em Trocador Casco-Tubo)

**LTS** *Low Temperature Side* (Lado de Baixa Temperatura em Trocador Casco-Tubo)

**MAWP** *Maximum Allowable Working Pressure* (Pressão Máxima de Trabalho Permissível; ver PMTP)

**$N_2$** Nitrogênio

***Offshore*** Instalações petrolíferas oceânicas

**PMTP** Pressão Máxima de Trabalho Permissível; usualmente coincidente com a Pressão de Projeto do Equipamento

**PR** Peng-Robinson (Equação de Estado)

**PRV** *Pressure Relief Valve* (Válvula de Alívio de Pressão; ver PSV)

**PRVOT** *PRV Opening Time* (Tempo de Abertura de *PRV*)

**PSI** *Piping Simulation and Integrity*

**PSV** *Pressure Safety and Relief Valve* (Válvula de Alívio e Segurança; ver *PRV*)

**RDT** *Rupture Developing Time* (Tempo de Desenvolvimento de Ruptura)

***Riser*** Tubulação de elevação do petróleo extraído do poço para uma instalação de produção

***Skid*** Montagem de equipamentos em bloco modular, com fins de facilitar movimentação e instalação

***Surge*** Súbita alteração muito anormal no perfil operacional de algum equipamento de processo, possivelmente com sério comprometimento de sua integridade física e operacional. Em resfriadores *U-BEND* a água, o *surge* refere-se à súbita e excessiva elevação da pressão no casco do trocador

**TEMA** *Tubular Exchanger Manufacturers Association*

***U-BEND*** Trocador de calor casco e tubo dotado de feixe de tubos curvados em U

# CAPÍTULO 1 – Introdução

## 1.1 Objetivo

As grandes distâncias envolvidas para o envio de produtos das unidades *offshore* levam à necessidade de grandes pressões na compressão do gás natural, para que o transporte seja economicamente viável via gasodutos de longa distância. A configuração usual dos resfriadores envolvidos neste processo é de trocador de calor do tipo casco e tubos, com o gás em elevada pressão passando dentro dos tubos e com água de resfriamento a baixa pressão no casco. A configuração *U-BEND* é uma das mais usadas em sistemas de alta pressão nos tubos, sendo caracterizada por feixe de tubos curvados em U dispostos no casco cilíndrico. A vantagem principal do desenho *U-BEND* é que evita a presença de uma segunda placa de fixação de tubos exposta à alta pressão do fluido sendo resfriado e ao estresse de corrosão nos pontos de solda tubo-placa, e, por extensão, exposta ao colapso mecânico correspondente. Adicionalmente ao molejo mecânico na extremidade do U, o desenho *U-BEND* pode absorver mais facilmente transientes indesejáveis como martelos hidráulicos, ondas de pressão, estresse termo-mecânico e vibrações mecânicas propagadas a partir dos equipamentos de compressão. Conseqüentemente, a configuração *U-BEND* é mais resistente a ciclos de fadiga, apresentando um perfil mais confiável e menor sujeição a falhas ao longo da vida útil do equipamento. Todavia, mesmo resfriadores *U-BEND* operando com gases em alta ou altíssima pressão (150 a 300 bar) podem desenvolver processos gravíssimos de falhas por utilizarem um casco projetado para níveis muito inferiores de resistência mecânica. A razão decorre de que, caso algum tubo de alta pressão venha a romper, o casco pouco espesso estará exposto a um processo de sobrepressão (*surge* de pressão) que poderá levá-lo a um colapso estrutural com sérias conseqüências para a integridade do setor da planta onde se localiza o trocador e, no caso da produção *offshore* de óleo e gás, à própria integridade do FPSO ou da plataforma de produção.

Este trabalho apresenta modelagem termodinâmica completa para previsão do comportamento dinâmico do *surge* de pressão que se manifesta no casco de um resfriador a água *U-BEND* de gás natural após a ruptura de um de seus tubos contendo gás natural em pressão próxima a 200 bar. Com a ferramenta de simulação são comparadas diferentes considerações teóricas e estratégias de proteção mecânica do trocador de calor mediante instalação de *PRVs* (*Pressure Relief Valves*) na linha de água a jusante do *U-BEND*.

O programa computacional ADS, elaborado em plataforma MATLAB® pelo Laboratório de Simulação de Hidrorrefino da UFRJ, com a participação desta Dissertação, foi utilizado como ferramenta de simulação de tais fenômenos, contando com:

- Modelo termodinâmico rigoroso dos fluidos envolvidos e de Equilíbrio Líquido-Vapor no casco *U-BEND*;
- Modelo termodinâmico rigoroso para escoamento compressível sônico em alta pressão do jato de gás através da ruptura;
- Descrição geométrica precisa do trocador *U-BEND*;
- Dinâmica de ruptura do tubo;
- Comportamento dinâmico do escoamento do sistema de água de resfriamento;
- Dinâmica de abertura dos dispositivos de segurança (*PRVs*).

## 1.2 Motivação

O desastre da plataforma Piper Alpha, ilustrado na Figura 1, em 1988 – 167 mortes, perda total da plataforma e prejuízo de aproximadamente 3,6 bilhões de dólares – atraiu atenção sobre a importância da segurança em todos os aspectos das instalações e processos *offshore*, por ter sido o maior acidente jamais registrado no ramo em número de vítimas fatais.

**Figura 1 – Plataforma Piper Alpha**

FONTE: www.worldoil.com/Improving-drilling-safety-in-deep-water-January-2011.html

A interconexão e proximidade do sistema de *risers* com redes internas e externas de dutos e unidades de processo – como compressores, vasos e trocadores de calor – são fatores responsáveis por boa parte do característico risco em plataformas de petróleo e FPSOs. Além disto, o contato prolongado da tripulação com o perigo e o confinamento desta na embarcação, acarretam considerações adicionais de segurança que não são comuns em plantas análogas operando em terra. A Figura 2 ilustra o caso recente da perda da sonda de exploração Deepwater Horizon, em que o descontrole de contingência de sobrepressão levou, em 2010, a conseqüências ambientais desastrosas no Golfo do México, além de vitimar 11 pessoas e gerar um prejuízo material estimado entre 1 e 2 bilhões de dólares.

**Figura 2 – Sonda de exploração Deepwater Horizon após acidente**

FONTE: www.eoearth.org/article/Deepwater_Horizon_oil_spill

Uma das áreas enfocadas na avaliação de risco em plataformas diz respeito à ocorrência de fenômenos de ruptura localizada (*cracks*) em dutos operando com gases inflamáveis a alta de pressão. Nestas ocorrências, mesmo que as rupturas apresentem áreas da ordem de alguns $cm^2$, a excessiva pressão do gás gerará elevadas correntes de vazamento sob escoamento sônico (ou crítico), promovendo acelerado processo de espalhamento de material perigoso ao longo de instalações, de resto caracterizadas por elevado grau de compactação e proximidade (Figura 3).

Pressões altas são encontradas em setores da plataforma envolvidos com o envio de óleo cru e de gás natural para tubulações de transporte para o continente, estas podendo atingir dezenas ou centenas de quilômetros de extensão. No caso de óleo cru, estes setores são meras estações de bombas com efeitos térmicos pouco importantes, onde as pressões atingidas raramente ultrapassam 70 bar.

**Figura 3 – Equipamentos de FPSO em *skid***

FONTE: www.offshore-technology.com/contractors/separation/kanfa/

No caso do gás natural, todavia, a economicidade do transporte em dutos exige pressões de 100 a 200 bar, geradas em estações de compressores acionados por turbinas, havendo grande necessidade de resfriamento devido aos efeitos térmicos característicos, onde também são utilizados vasos separadores, para evitar envio de condensado para os estágios seguintes de compressão. É comum que o gás tenha que ser elevado a níveis de pressão de 200 bar através de 4 ou mais estágios de compressão, cada um deles seguido de resfriamento em *intercoolers* ou *aftercoolers* do tipo *U-BEND* a água.

Nas seções onde o gás já atinge os níveis finais de pressão, a possibilidade de uma ruptura é especialmente preocupante em tubos que não podem ser inspecionados com facilidade ou sem parada operacional. Este é precisamente o caso dos tubos de gás pressurizado nos trocadores *U-BEND*, os quais são resfriados por água escoando no casco (Figura 4). O casco destes trocadores opera normalmente abaixo de 10 bar, não tendo resistência estrutural para suportar pressões muito acima da operacional. Por outro lado, seus tubos estão carregados com gás próximo a 200 bar. É evidente que a manifestação de ruptura em um dos tubos criará cenário com elevado potencial de

desastre não apenas para o trocador, mas também para toda a plataforma, já que o colapso do casco ocorrerá de forma violenta, liberando material inflamável e atingindo setores vizinhos, visto a compactação das instalações em plataformas *offshore* ou em *FPSOs*.

**Figura 4 – Tubos e Casco de Trocador *U-BEND***

O presente trabalho visa a estudar o desenvolvimento dinâmico de sobrepressão em um resfriador *U-BEND* a água, típico do último estágio de sistemas de compressão de gás natural de plataformas *FPSO*, causado por ruptura de tubo deste equipamento.

Devido à diferença de pressão entre os fluidos e características econômicas impeditivas, a construção do casco leva a uma pressão de projeto que não suporta a pressão exercida pelo gás natural em caso de ruptura de tubo, e então medidas de proteção se fazem necessárias.

A primeira dessas medidas em caso de detecção de perda de pressão (conseqüência de um vazamento) é realizar a parada do compressor de gás natural por intertravamento deste, cortando a fonte de pressão do fluido em vazamento. Existe,

entretanto, um tempo de resposta tanto para disparar a ação como para sua resposta propriamente dita, da ordem de 1000 a 2000 milissegundos, e, desta forma, o sistema de proteção passiva deve ser suficiente para evitar a perda de inventário bem como do equipamento industrial (patrimônio), que geraria um grande potencial de explosão, com gravíssimas conseqüências tanto humanas quanto ambientais e financeiras, muitas vezes intangíveis.

Adotam-se dispositivos de alívio que devem estar conectados à rede de escoamento de água de refrigeração e situados o mais próximo possível do casco em questão. A descarga das válvulas de alívio de pressão (*PRV*) é direcionada à linha de tocha, com pressão estabilizada. A adequação de um projeto de *PRV* deve ser, contudo, extensivamente avaliada e documentada, especialmente nos casos em que o fenômeno de sobrepressão é registrado em forma transiente e intervalo curto de tempo.

O sistema de proteção passiva é composto tipicamente pelas válvulas de segurança e alívio, chamadas *PSVs* ou *PRVs*. Estas válvulas são auto-acionadas através da força exercida pelo próprio fluido de processo contra uma mola, cuja força contrária é anulada a partir de certa pressão estabelecida pelo sistema, permitindo, então, a abertura da válvula e expelindo o fluido para um sistema seguro, aliviando a pressão excedente.

As *PRVs* são válvulas autônomas especificadas nos dias atuais muito freqüentemente através de normas internacionais, sendo estas quase sempre apenas recomendações e muito conservadoras. O emprego das *PRVs* é também bastante dependente do correto dimensionamento das linhas associadas à válvula, para que se permita escoamento suficiente e a menor perda de carga nos sistemas de alívio.

As principais referências de cálculo para *PRVs* são bastante antigas e consideram fluidos ideais (i.e. gás ideal), muitas vezes com grande afastamento da característica real dessas substâncias. Isso leva a um superdimensionamento das válvulas de segurança, que a princípio poderia ser bem visto, pois acreditar-se-ia estar ao lado da maior segurança, porém, em alguns casos, leva exatamente ao contrário, pois o melhor do ponto de vista da *PRV* é ter uma vazão certificada de alívio o mais próxima possível da vazão real necessária, garantindo-se que o alívio de excedente de pressão acontecerá o mais próximo possível da realidade.

Exemplificando a situação acima, caso seja considerada uma vazão requerida de alívio muito superior à real, ao superdimensionar esta *PRV*, quando ocorrer uma

eventual abertura, passará através dela maior quantidade de material, o que pode levar a uma perda de carga maior na linha de admissão da válvula, fazendo com que a sobrepressão no equipamento não seja diminuída conforme requisitado, ou levando a fenômenos tais como o *chatter*, que em sua maior gravidade levam à destruição da *PRV* e insegurança do mecanismo de proteção. Sendo assim, ao invés de trabalhar-se para uma situação segura, o contrário pode ocorrer.

Quando se parte da premissa conservadora em termos de vazão, existem outras conseqüências que muitas vezes são ignoradas no fluxo de projetos de engenharia. O custo relacionado aos sistemas de segurança, que são bastante importantes, muitas vezes não se converte na mesma proporção em aumento real da segurança intrínseca. Este fenômeno é de fácil explicação, pois, por exemplo, o custo de *PRVs* é uma função exponencial da vazão de alívio, e ao se aumentar desnecessariamente a vazão de alívio de um sistema, a segurança não é elevada de maneira proporcional.

A história das *PRVs* mostra que durante o desenvolvimento das metodologias de cálculos dessas válvulas, depositou-se confiança a poucos institutos, enquanto construtores e operadores passaram a desenvolver menos suas próprias metodologias e especificações, investindo cada vez mais em alternativas que talvez não estejam trazendo sensível aumento de segurança na operação industrial.

Ao mesmo tempo em que a situação acima é apresentada, a sociedade demanda cada vez mais processos econômicos, integrados do ponto de vista energético e com o menor número de impactos ambientais, enquanto pouco é questionado sobre as questões econômicas relacionadas à segurança, que a princípio justifica qualquer gasto.

O gasto sobressalente, algumas vezes não necessário, poderia ser aplicado em maior confiabilidade operacional, em programas de manutenção mais efetivos e com maior regularidade, desenvolvimento de projetos mais seguros (maior tempo de projeto para itens relacionados à segurança), entre outros. Até hoje, por exemplo, plataformas petrolíferas, que são equipamentos industriais isolados geograficamente, não possuem registradores de dados e gravadores de voz – sem possibilidade de danos devido ao fogo e impacto, como caixas-preta de aviões – em salas de controle que permitam análise detalhada após eventos inseguros ou catastróficos.

## 1.3 Estrutura da Dissertação

Este trabalho se estrutura em cinco capítulos, sendo este primeiro o de apresentação dos objetivos, motivação e organização geral do trabalho.

No segundo capítulo, se aborda o histórico de aplicação de dispositivos de proteção passiva na indústria, especificamente para o caso de trocador de calor casco e tubo do trabalho, mostrando as práticas atuais, indicando-se as dificuldades existentes e abordagens para eliminar os problemas.

O terceiro capítulo mostra a seqüência de considerações de projeto mecânico e as equações que foram utilizadas nos diferentes modelos para o cenário de ruptura do trocador de calor, que são necessárias para a simulação integrada dos fenômenos simultâneos a que se propõe o trabalho.

A condensação dos resultados e suas comparações são realizadas no quarto capítulo, incluindo a forma de visualização dos resultados, integralmente incluídos nos apêndices A e B.

O quinto capítulo registra as conclusões gerais a respeito do trabalho, chamando atenção para a importância do tema e para criação de novas métricas de segurança.

Por fim, são indicadas as publicações utilizadas para o desenvolvimento da revisão bibliográfica, bem como aproveitamento do conhecimento público para integração nos modelos dinâmicos.

# CAPÍTULO 2 – Aplicação Industrial

## 2.1 Revisão Bibliográfica

### 2.1.1. Breve história da segurança passiva

A primeira válvula de alívio de pressão foi criada em 1679, após Denis Papin ter sofrido diversas explosões do seu recentemente inventado "Digestor a vapor" (Figura 5), que tinha como objetivo realizar o cozimento acelerado de certos alimentos que não eram aproveitados àquela época, através da pressurização de um recipiente com vapor, o que hoje conhecemos por panela de pressão.

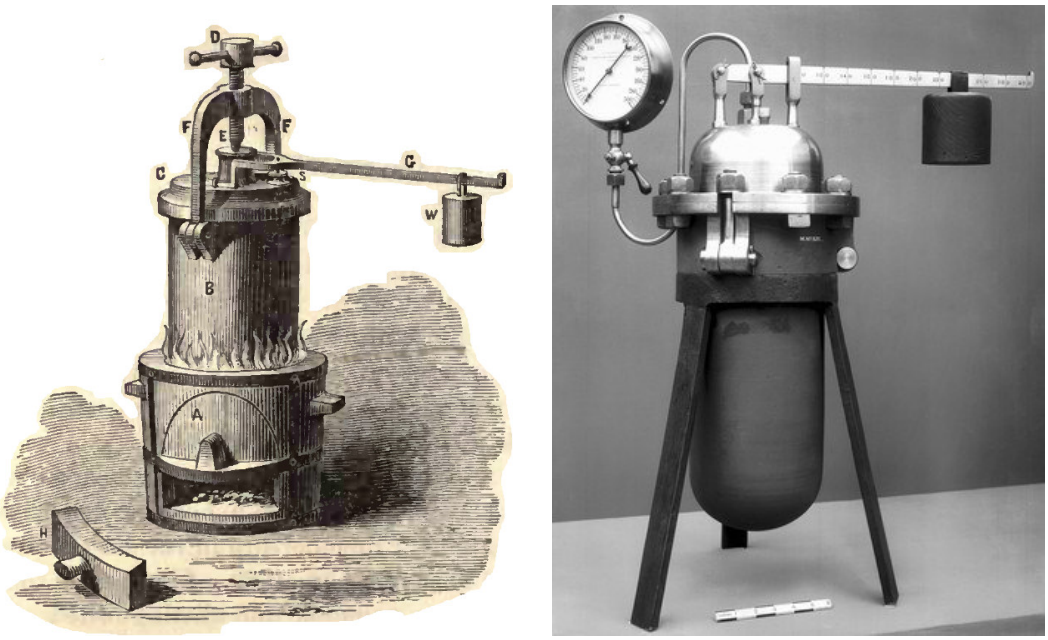



**Figura 5 – Digestor a vapor de Papin**

FONTES: Esquerda: A History of the growth of the steam-engine, 1886

Direita: Com permissão de Science Museum / SSPL – Reino Unido – Todos os direitos reservados

O mecanismo de proteção consistia em um orifício na tampa do recipiente que era fechado através de um pino montado a um braço de alavanca, este conectado a um peso, que realizava uma força contrária à pressão interna exercida pelo vapor. Para que maiores pressões de vapor fossem alcançadas – até o limite de resistência do recipiente – o peso era deslocado para obter-se um maior braço de alavanca.

Associado de Robert Boyle, Denis Papin obteve uma patente sobre o projeto da válvula de segurança em 1681. Foi através do movimento rítmico de subida e descida do mecanismo de proteção que a idéia de uma máquina com pistão e cilindro desenvolveu-se, e em 1697, baseado em projetos do inventor francês, o engenheiro inglês Thomas Savery construiu a primeira máquina a vapor.

A invenção da máquina de vapor e o uso crescente de geradores de vapor para suprimento de vapor durante a industrialização levaram a grande necessidade de proteger os equipamentos contra explosões e evitar acidentes (Leser, 2010). As primeiras válvulas eram facilmente bloqueadas ou o peso era acidentalmente liberado; em 1856, John Ramsbottom criou uma nova válvula de segurança, com mola, e mais confiável, que se tornou universal em estradas de ferro e logo após, em instalações industriais fixas.

Dos primórdios desses acessórios de proteção aos dias atuais, a indústria passou por sensíveis mudanças, e através da criação de padrões e normas internacionais, a história dos mecanismos de proteção passiva pôde evoluir, passando a contar com acessórios com cada vez mais tecnologia integrada e bom padrão de qualidade, bem como a melhor especificação dos acessórios e inovação (discos de ruptura, válvulas de segurança piloto operada, válvulas de segurança balanceada, etc.).

### 2.1.2. Prática industrial

Para equipamentos de transferência de calor um dos cenários de especificação das válvulas de segurança e alívio é a possibilidade de ruptura de tubo do trocador. A norma internacional de ampla aceitação para dimensionamento de sistemas de alívio e despressurização API 521 (API, 2007) estabelece que esses equipamentos devem ser protegidos com suficiente capacidade de alívio para evitar sobrepressão em caso de uma

falha interna. Para a correta especificação devem ser levados em consideração os seguintes fatores:

1. O tipo e extensão da falha interna sendo antecipados;
2. Determinação da vazão de alívio requerida caso um cenário de sobrepressão seja factível;
3. Seleção de um mecanismo de proteção suficientemente rápido para evitar a sobrepressão;
4. Seleção do local apropriado para o mecanismo de proteção conhecer a sobrepressão em tempo para responder a essa situação.

A pressão de teste hidrostático corrigida é igual à pressão de projeto multiplicada pelo fator requisitado pelos códigos de construção do equipamento (o fator usualmente considerado para teste hidrostático é 130%) pela razão entre a tensão admissível na temperatura do teste hidrostático pela tensão admissível na temperatura de projeto. Sobre este assunto, a norma API 521 deve ser corrigida em seu item 3.21 (Capítulo 3 – Termos e Definições), pois a definição do termo apresenta a razão de tensões de forma invertida, em oposição ao que apresenta no item 4.3.2 da mesma norma.

A aplicação de proteção contra sobrepressão para trocadores de calor e tubulação associada não remove, entretanto, a necessidade de realização de estudos de análise de risco, considerando implicações amplas no processo de qualquer vazamento entre as correntes. As regras também foram criadas desconsiderando reação química em um evento em que o fluido a alta pressão se misture com o fluido em baixa pressão; neste caso deve ser realizada uma avaliação detalhada para que a pressão no lado de baixa pressão não exceda a pressão de teste hidrostático corrigida.

Ainda de acordo com a norma, a perda de contingência do lado de baixa pressão para a atmosfera tem baixa probabilidade de ocorrência em resultado de uma ruptura de tubo quando a pressão no lado de baixa pressão (incluindo os sistemas a montante e a jusante) durante a ruptura de tubo não exceda a pressão de teste hidrostático corrigida do lado de maior pressão.

A norma API 521, em sua quarta edição, de 1997, apresentava como possibilidade para não consideração do cenário de ruptura de tubo – ao menos não com grandes conseqüências – a razão de 2/3, equivalente ao cálculo da razão entre a pressão de projeto do lado de baixa pressão e a pressão de projeto do lado de alta pressão; em caso

de grande diferença entre a pressão de projeto e a pressão máxima de operação, esta última poderia ser utilizada.

Atualmente, em sua quinta edição, de 2007, a norma não cita valores específicos para a razão a ser considerada, porém o texto que permite excluir a especificação do cenário de ruptura para trocadores de calor continua válido, e dessa forma, conforme a prática atual, estabelece razão de teste de pressão hidrostático para equipamentos em 130%, criou-se uma regra informal dos "dez treze avos". Cabe lembrar que essas considerações são realizadas para os equipamentos, entretanto, para tubulações o teste hidrostático é realizado para 150% da pressão de projeto.

O cenário de ruptura de tubo pode então ser mitigado através de três estratégias:

- Aumentando a pressão de projeto do lado de baixa pressão (incluindo sistemas a montante e a jusante) para que atendam a premissa citada anteriormente;
- Garantindo comunicação aberta de sistemas, e que este caminho permita aliviar a vazão gerada pela ruptura de tubo sem exceder as pressões estipuladas;
- Utilização de um sistema de proteção passivo.

A primeira possibilidade é economicamente proibitiva nos casos em que a pressão dos tubos é muito superior à do casco, quando este opera com líquido refrigerante convencional como água de refrigeração. Além disso, o projeto do trocador de calor, caso se desejasse atender a citada regra, levaria a cascos da ordem de 20% mais pesados (Feng *et al.*, 2009), o que em situação de *FPSO* é bastante desvantajoso, visto que o custo de suportes e da superestrutura é extremamente grande, além do que o próprio material é mais nobre visto o ambiente oceânico em que a plataforma se encontra.

Em termos de flexibilidade operacional, a segunda opção não é interessante, pois o sistema passa a ter muitas restrições que não podem ser evitadas, em respeito à segurança industrial, principal valor que instalações de processo devem carregar. A imposição de um caminho continuamente aberto é complexa, pois afeta não apenas o sistema em questão, mas muitos outros envolvidos. Por exemplo, para a partida de uma bomba de água de resfriamento, são necessários bloqueios em certas posições para que não ocorra "martelo hidráulico" e dessa forma, caso fosse atendida a segunda estratégia, diversas modificações no modo de operação das unidades deveriam ser realizadas. Para

questões que envolvem segurança, práticas consolidadas são prioritárias sobre qualquer requisição de modificação.

A utilização de dispositivos de segurança passiva, tais como *PRVs* e discos de ruptura, é a prática industrial estabelecida. As normas API 521 (API, 2007) e API 520 Parte I – Dimensionamento e Seleção (API, 2000), de práticas recomendadas, possuem as metodologias usuais de cálculo para a grande maioria de situações enfrentadas pela indústria, porém abordam as especificações através de aproximações estacionárias. No caso dos trocadores de calor deste trabalho, cálculos dinâmicos e rigorosos devem ser realizados, para que seja analisada a possibilidade de formação de uma pressão excessiva no transiente do fenômeno de ruptura de tubo, pois mesmo com a utilização de acessórios de alívio de pressão existem casos que requerem medidas adicionais de proteção.

### 2.1.3. Desvios de segurança com utilização de discos de ruptura

A Apresentação do Instituto de Energia, por Colin Weil, resume considerações e conclusões levantadas por um grupo de trabalho, que foram registradas no documento "*Guidelines for the design and safe operation of shell and tube heat exchangers to withstand the impact of tube failure*" (HSE, 2000). Indicou-se neste documento que a proteção contra sobrepressão raramente estava montada no casco sendo protegido, que essas válvulas de alívio normalmente eram instaladas em tubulação e em localização conveniente, e muitas vezes com considerável distância até o ponto do acidente.

O resultado desta força-tarefa, que realizou experimentos práticos sobre o assunto, é que a simulação dinâmica do sistema de alívio era recomendada para grandes diferenciais de pressão de operação, para cascos longos com chicanas com *pitch* restrito, para unidades em que o dispositivo de proteção estava montado na tubulação e para trocadores de grande diferencial de pressão em que uma válvula de alívio foi utilizada. As recomendações para novos trocadores é que discos de ruptura montados diretamente no casco teriam maior velocidade de reação, que dois discos deveriam ser utilizados quando diferenciais de pressão grande (ordem 150 bar) existissem e que a

utilização de válvulas automáticas de bloqueio na tubulação da utilidade (água de resfriamento, principalmente) fossem minimizadas.

A preferência por discos de ruptura, que possuem tempo de resposta mais rápido que *PRVs*, é correta quando se avalia apenas esta exigência frente ao processo como um todo. Discos de ruptura requerem maior número de cuidados do que *PRVs*, e exigem que sejam trocados quando um cenário de sobrepressão acontece. Além disso, para que não rompam apenas com variações incomuns de pressão do processo – algumas vezes existentes, porém sem danos ao equipamento – muitas vezes a pressão de ajuste é regulada para uma pressão maior, o que é contraditório ao propósito de instalação.

Em outubro de 2008, a instituição "*Healthy and Safety Executive*" emitiu um alerta de segurança especificamente sobre sistema de *flare* danificado por perda de água de resfriamento por falha de disco de ruptura em trocador de calor *intercooler* (HSE, 2008).

Neste incidente, o disco de ruptura primário rompeu-se em serviço normal, sendo seguido pelo disco de ruptura secundário; o sensor entre os discos de ruptura falhou em alertar a abertura do sistema de alívio e nenhuma evidência de perda de água de resfriamento foi registrada. O alarme de nível alto do vaso *knockout* de *flare* iniciou, e em seguida ocorreu intertravamento por nível alto-alto do vaso, entretanto as bombas de esvaziamento não foram partidas e a parada da bomba de circulação de água do mar não aconteceu, conforme intenção de projeto.

O sistema de parada de emergência falhou em fechar integralmente as válvulas do sistema de água de resfriamento, e apenas após algumas horas se identificou a fonte de elevação do nível do vaso de *flare*. Durante este tempo o vaso foi aberto para um vaso de drenagem fechada, porém o mesmo se encheu completamente, e por estar conectado com o sistema de *flare* de baixa pressão, líquido foi enviado para este sistema. Existia um transmissor de pressão (mostrado em painéis *offshore* e *onshore*), porém sem alarme; o bloqueio do sistema de *flare* só foi descoberto quando o transmissor indicava 4 barg, indicando 40 m de nível de água do mar acima do vaso.

Como recomendação para os operadores foi destacada a atenção que deve ser dada ao potencial de impedir o bom funcionamento do *flare* e sistema de alívio nos casos de envio descontrolado de fluido de resfriamento para o vaso *knockout* em resultado de uma abertura de disco de ruptura, indicando que a partir deste momento devem ser

iniciadas medidas de detecção e tomadas todas as medidas necessárias para isolamento dos sistemas de grande inventário de líquido.

Em janeiro de 2009, outro incidente do mesmo tipo (Marathon Oil Corporation, 2009) levou a inundação do vaso *knockout* de *flare*, com subseqüente queima anormal e liberação de líquido em chama pela tocha, mesmo este vaso tendo sido projetado conforme práticas normais. O esquemático de processo da plataforma FPSO Alvheim, se encontra na Figura 6.

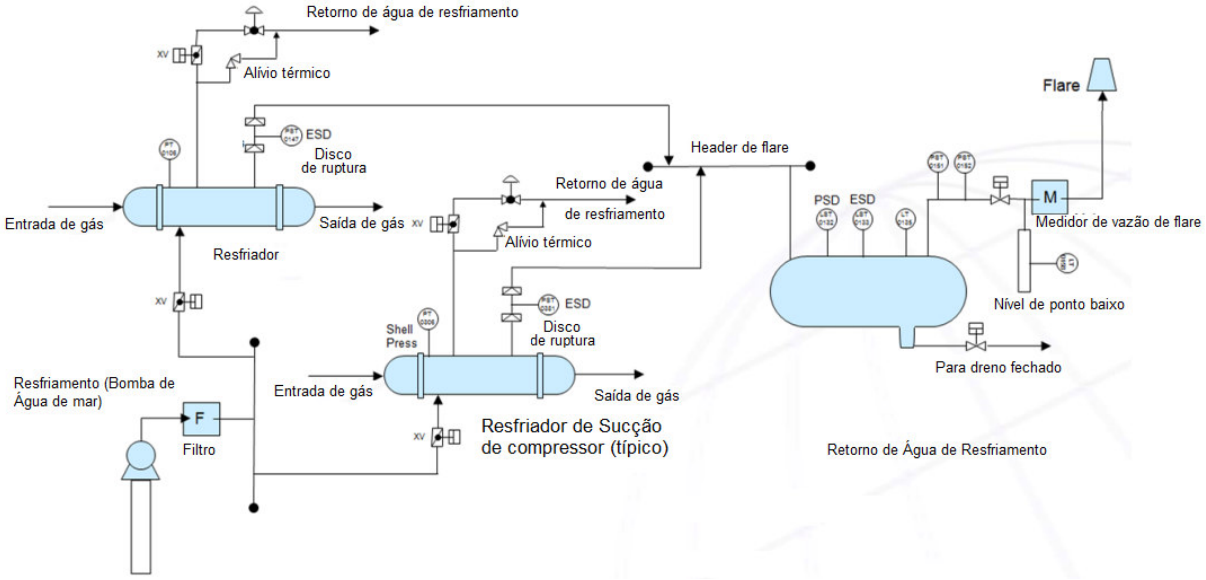



**Figura 6 – Desenho esquemático de sistema de alívio da FPSO Alvheim (adaptado pelo autor)**

FONTE: www.energyinst.org/_uploads/documents/STHE_0012_Processseminar2009MarathonAlvheimFPSOincident.ppt

A situação teve como iniciador um intertravamento espúrio por pressão alta no vaso *knockout* de *flare*, que levou ao isolamento dos resfriadores, e logo após, ao rompimento de discos de ruptura (primário e secundário). Neste caso, porém, o problema com o transmissor de pressão que indicava passagem de líquido para o sistema de alívio foi devido ao tempo de resposta, que era superior à detecção do pulso de pressão por expansão térmica do trocador de calor. O processo retornou então ao normal, pois havia muitos problemas de instrumentos com falha espúria e os operadores nem sempre confiavam em suas leituras; o vaso de *flare* começou a encher com água depois que as válvulas de isolamento do trocador de calor foram reabertas. Segue-se, então, um conjunto de erros que levam à abertura de outro sistema de alívio similar, resultando em

uma pressão máxima medida no sistema de *blowdown* de 15 barg, enquanto a pressão de projeto do sistema era de 14,5 barg.

Foram identificados como fatores preponderantes neste evento: projeto ruim da *PRV* de expansão térmica do resfriador, projeto ruim do sistema de indicação de abertura do disco de ruptura, cenário não analisado apropriadamente no HAZOP, instrumentação não confiável, entre outros erros de procedimentos e da cultura de segurança. O potencial de desastre para o caso identificado acima é bastante razoável, e poderia levar a hidrocarbonetos líquidos na tocha, ampliação do fogo para o *deck* e danos severos em equipamentos, com parada longa de produção, e seria seriamente agravado caso acontecesse um cenário que necessitasse de alívio de pressão.

Na semana seguinte a esse evento, na mesma FPSO, um novo incidente praticamente idêntico ocorreu. Como principal lição aprendida dos dois eventos ficou a observação de que eventos similares já haviam ocorrido e que poderiam ter sido evitados caso o conhecimento fosse absorvido.

Atualmente, o organismo "*Energy Institution*" busca por patrocinadores e participantes para uma força-tarefa de engenharia, intitulada "Discos de ruptura para proteção contra sobrepressão para trocadores casco e tubos", para abordar este problema na indústria, pois conforme descrito em seu próprio chamado, "a freqüência e conseqüências de tais falhas levaram a preocupações sobre como eles estão sendo aplicados para proteger trocadores de calor casco e tubos". A força-tarefa, *Joint Industry Project* (JIP), divide os custos de um grande projeto de engenharia entre interessados, compartilhando os conhecimentos alcançados.

### 2.1.4. A Ruptura de Tubo em Trocador de Calor

A ruptura de um tubo expõe o casco a um incidente caracterizado pela liberação de grande taxa mássica de gás, cujo alívio instantâneo é obstruído ou dificultado pela inércia do líquido, impedindo o gás de escapar rapidamente pelas *PRVs*. Cria-se, assim, o que se chama de *sobrepressão* no casco (Cassata *et al.*, 1998). Neste evento, admite-se a participação de alguns outros dispositivos coadjuvantes como a existência de válvula de

bloqueio de ação instantânea, impedindo a saída de gás através da tubulação de chegada de líquido, após reversão de fluxo deste.

Deste modo, Cassata *et al.* (1998) advogam que o dimensionamento de *PRVs* para trocadores *U-BEND* deva considerar a dinâmica de propagação de uma onda de pressão no casco preenchido com água, resultante da ruptura na base de um tubo ou em uma curva U de retorno. Neste cenário, o gás em alta pressão rapidamente se expande sendo liberado no líquido, inicialmente a baixa pressão. O líquido deve ser evacuado para receber o gás em expansão, e permitir a sua liberação antes da ocorrência de falha no casco.

Cassata admite em seu estudo para trocadores de calor casco e tubos que:

- Pressão equivalente a duas vezes sua PMTP (Pressão Máxima de Trabalho Permissível) é aceitável durante o tempo necessário para a sobrepressão se dissipar;

- Uma sobrepressão localizada, perto do tubo rompido, maior que duas vezes a PMTP pode ser tolerada por intervalos curtos de tempo, da ordem de 10 ms;

- Sobrepressão circunferencial maior que duas vezes a PMTP não é tolerada mesmo por curto intervalo de tempo.

**Tabela 1 – Condições do estudo de Cassata *et al.*, 1998**

| | |
|---|---|
| Tipo TEMA do trocador | *DFU (U-BEND)* |
| Comprimento do Casco (m) | 8,6 |
| Diâmetro externo do Casco (m) | 0,8 |
| Fluido no Casco / Tubos | Água / Gás natural |
| Espaçamento *Crossflow Baffles* (m) | 0,5 |
| Diâmetro da tubulação externa de água (in) | 8 |
| Comprimento de tubulação externa de água (m) | 30 |
| Vazão de água (kg/h) | 195.000 |
| Temperaturas no Casco (*LTS/LPS*) (°C) | 8 / 28 |
| Pressões no Casco (*LTS/LPS*) (bara) | 5,7 / 5,2 |
| Pressão nos Tubos (*HTS/HPS*) (bara) | 258,5 |
| Temperaturas nos Tubos (*HTS/HPS*) (°C) | 86 / 15 |
| PMTP do Casco (bara) | 10 |
| *RDT* (ms) | 1 |
| *RPVOT* (ms) dos Discos de ruptura | 5 |

FONTE: Cassata *et al.*, 1998

Cassata *et al.* não indicam claramente como é tratado o comportamento de escoamento do gás no casco e nos tubos a montante da ruptura. O escoamento de líquido é modelado como uma tubulação com comprimento e seção livre equivalentes aos do percurso normal existentes no casco, descontando-se a perda de área livre correspondente aos tubos.

Para determinar a capacidade de alívio requerida, os autores analisaram as condições transientes que se verificam no interior do casco, considerando dois processos seqüenciais dinâmicos de escoamento envolvidos: (A) escoamento do gás pressurizado proveniente do tubo rompido através de estrangulamento (*choke*) na zona de ruptura, com velocidade sônica e formando bolha no casco; e (B) escoamento de líquido, impulsionado pela entrada de gás, do casco para *PRVs* abrindo para a atmosfera ou *vent*. No processo (B), supõe-se a existência de dispositivo de bloqueio impedindo reversão de fluxo na tubulação de chegada de líquido. No processo (A), os autores consideraram, provavelmente, constância dos níveis de pressão e temperatura do gás no *HPS/HTS* (*High Pressure Side*, Lado de Alta Pressão) / (*High Temperature Side*, Lado de Alta Temperatura), apesar do ponto de ruptura estar localizado em um tubo e não em um reservatório dispondo de enormes quantidades de gás pressurizado. Outro ponto relevante é que a abrupta expansão observada no processo (A) também deverá criar despressurização rápida no *HPS* e propagação de ondas de queda de pressão a montante da ruptura. Claramente, estes fatos mostram que a despressurização transiente no *HPS,* a partir da ruptura, também deverá afetar o curso posterior de eventos. No entanto, Cassata *et al.* (1998) não exploram este fenômeno.

Os autores concluem, de forma conservadora, que vários dispositivos de alívio devem ser instalados ao longo do casco de modo a garantir proteção.

Uma análise alternativa deveria ser conduzida com base em simulação dinâmica da ruptura em questão, tomando-se como base um cenário de simulação mais amplo do que o considerado por Cassata *et al.* (1998). Tal cenário deveria abranger a inclusão de:

1. *Hold-ups* e resistências hidráulicas vizinhos ao trocador, correspondentes às linhas de entrada e saída de gás e líquido, com os respectivos diâmetros e comprimentos. A finitude de tais *hold-ups*, especialmente os referentes às linhas de gás, trazem a descrição do problema para uma situação mais próxima da real, onde se torna evidente que a quantidade de gás a expandir

não tem capacidade infinita de manter constantes os níveis de pressão do *HPS* após a ruptura. Outro fato digno de nota é que as resistências na linha de gás provocam despressurização a montante da ruptura, à medida que este se acelera rumo ao ponto de entrada no casco.

2. Modelagem acerca de transformações termodinâmicas no gás, especialmente relacionadas com redução de temperatura por força de conjugação de diversos fenômenos tais como: (i) efeito Joule-Thomson, (ii) perda entálpica por aceleração e ganho cinético do gás; (iii) perda entálpica do gás via trabalho de ejeção de água simultânea à troca de calor gás-água por contato direto; além de (iv) condensação parcial dos componentes mais pesados do gás. Tais fatores contribuem para o esfriamento do gás introduzindo na análise margens defensivas não consideradas por Cassata *et al.* (1998). Esta modelagem requerer equações de estado aplicáveis a gás natural como a tradicional cúbica Peng-Robinson.
3. Consideração de que a localização da ruptura que demandará condições mais severas de alívio estará em tubo próximo à placa de tubos, junto ao ponto de entrada de água, isto é, a ruptura será alimentada por gás já resfriado e na pressão a jusante do trocador. É desnecessariamente conservador admitir que o gás acesse a ruptura nas suas condições de chegada ao trocador, isto é, justamente com os maiores valores de temperatura, entalpia e pressão. Se a ruptura ocorrer nesta locação, estará mais próxima do ponto de saída da água, e, portanto, mais próxima de uma *PRV* convencional na tubulação de água que deixa o trocador.

A análise de Cassata *et al.* (1998) é conservadora em diversos aspectos. Consideram-se aqui condições mais realistas, incluindo-se outros fatores defensivos no estudo. Este é o caso da admissão de transientes de manifestação da ruptura, o que corresponde a admitir certo intervalo de tempo (provavelmente superior ao milissegundo suposto por Cassata *et al.* (1998)) para a abertura da comunicação entre o gás e o casco do trocador. Isto é, o impacto de pressurização no casco pode experimentar certa gradualidade, inexistente no trabalho citado, oferecendo tempo para que a água acelere e acione a *PRV* colocada na tubulação externa, a ponto de evitar os picos de pressão obtidos pelos autores, que demandaram diversos discos de ruptura ao longo do casco. Além disto, é

concebível que a taxa de abertura do rompimento dependa da pressão local do gás, a qual experimenta forte queda à medida que o gás invade o casco; i.e. a taxa de abertura da ruptura decai, provavelmente, no tempo.

Com base nos pontos acima, propõe-se a simulação dinâmica acerca da ocorrência do evento de ruptura em um dos tubos de um trocador *U-BEND*, operando com água de resfriamento (casco) e gás natural (tubo) proveniente da estação de compressão.

Existem certas características intrínsecas ao problema que será apresentado, e alguns itens do estudo são exclusivos ao mesmo, porém podem ser extrapolados para situações similares e sua aplicação deve ao menos ser questionada para casos similares:

- As metodologias de cálculo dão conta de quatro possibilidades para quando da ruptura de tubo de um trocador de calor: vapor fluindo sem mudança de fase pela quebra, líquido fluindo sem mudança de fase através da quebra, líquido fluindo com mudança de fase através da quebra e fluido bifásico fluindo através da quebra (Wong, 1992; API 520 Parte I, 2000). Existe uma quinta possibilidade, vapor fluindo com mudança de fase, e mostra-se, no presente estudo, que isto deve ser considerado.
- O efeito de auto-resfriamento (Joule-Thomson) do fluido em expansão normalmente não é considerado (Wong, 1992; Ennis *et al.*, 2011) e em alguns casos, conforme tratado nessa dissertação, ele é importante e produz resultados mais realísticos.
- O alívio considerado para o cenário de ruptura de tubo usualmente considera alívio bifásico na válvula de segurança e alívio. Não é o caso desse trabalho, que considera alívio apenas do inventário líquido do trocador de calor, visto que o horizonte de simulação é da ordem de 600 ms e, através da suposição do "pior" cenário possível, a ruptura de tubo é considerada em uma posição que não permite o acesso da bolha de gás ao caminho livre de menor pressão até a *PRV*. Conforme a consideração acima, conservadora, não são necessárias discussões sobre metodologias de determinação de capacidade de alívio de escoamentos bifásicos, que ainda é bastante indeterminado e segue roteiros de cálculo questionáveis (Elliott, 2001; Boccardi *et al.,* 2005).

# CAPÍTULO 3 – Modelo de Estudo

Neste capítulo são esclarecidos todos os detalhes de projeto do sistema em estudo, para que os modelos sejam integrados na simulação *in silico* da ruptura de tubo do trocador de calor.

## 3.1 Trocador de Calor DFU

Um trocador de calor *U-BEND* é também chamado de trocador casco e tubo tipo *DFU*, através da utilização de denominação padronizada pelo organismo TEMA. O tipo é determinado pela junção de três letras, cada uma correspondendo a uma parte mecânica do trocador de calor, que são explicadas a seguir (Figura 7).

A primeira letra, "D", corresponde ao cabeçote em que se encontra a entrada e saída do fluido que passa dentro dos tubos do trocador de calor. No caso do problema em questão, em que o gás natural altamente pressurizado é encaminhado dentro dos tubos, é requerida uma montagem mecânica altamente precisa e de alta estanqueidade.

A segunda letra, "F", refere-se à existência de uma chicana horizontal, fazendo com que a água de resfriamento passe no casco em 2 passes. Este arranjo é utilizado pois existe cruzamento de temperatura, isto é, a corrente fria deixa o trocador em uma temperatura mais alta do que a temperatura de saída da corrente quente; em nosso exemplo não é um trocador apenas contracorrente, pois existem 4 passes nos tubos.

A terceira letra, "U", corresponde a montagem de tubos em U, constituindo apenas um feixe de tubos. A vantagem da utilização deste tipo de construção é que, estando uma ponta do feixe livre, o movimento de expansão e contração é livre, o que evita problemas relacionados a diferentes tensões mecânicas. Apesar de parecer ser mais econômico que um trocador com maior número de tubos, isto não é sempre verdade, pois o custo para realizar a dobra dos tubos é razoável, além de requerer um diâmetro maior de casco,

para atender ao raio mínimo de dobradura; como desvantagem também é apresentada a impossibilidade de limpeza mecânica rápida.

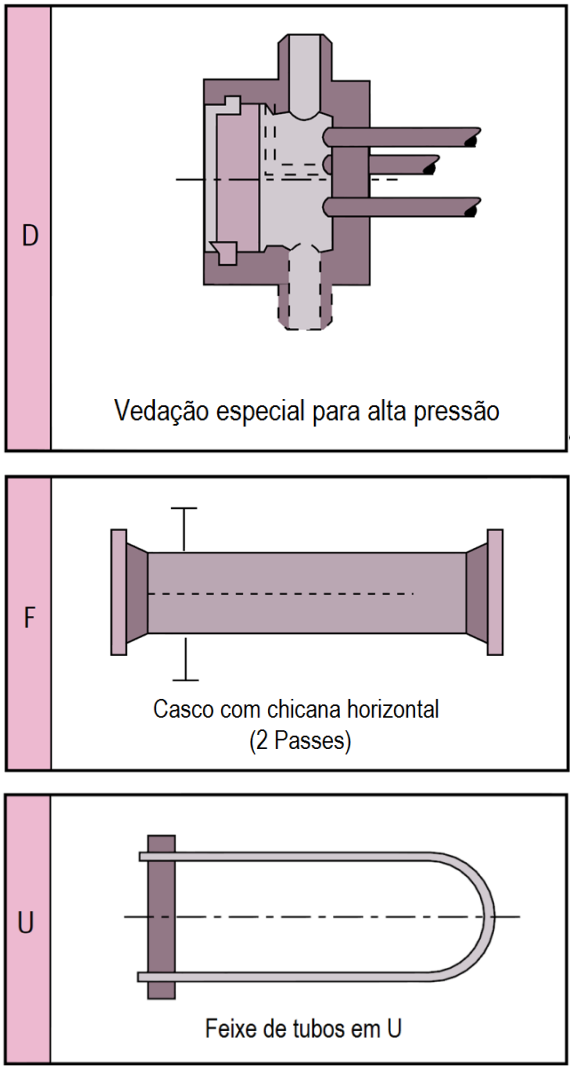



**Figura 7 – Designações TEMA D, F e U para trocadores de calor casco e tubo**

FONTE: Chemical Engineering Progress, 1998 – adaptado pelo autor

A seguir são apresentados detalhes de projeto de trocadores casco e tubos visando à caracterização do problema de escoamento em questão. A Figura 8 ilustra os elementos constituintes de um equipamento deste tipo.

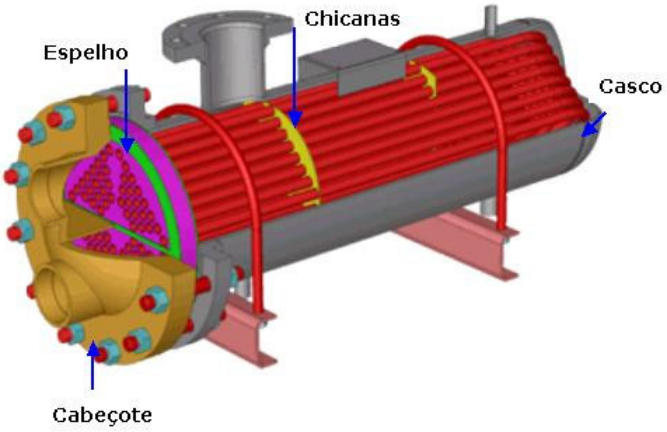



**Figura 8 – Elementos de um trocador de calor casco e tubos**

### 3.1.1 Chicanas Segmentais (*Segmental baffle*)

Os trocadores de calor com chicanas segmentais são de uso extensivo nas indústrias de processo, sendo o tipo mais comum o segmental simples, apresentado na Figura 9.

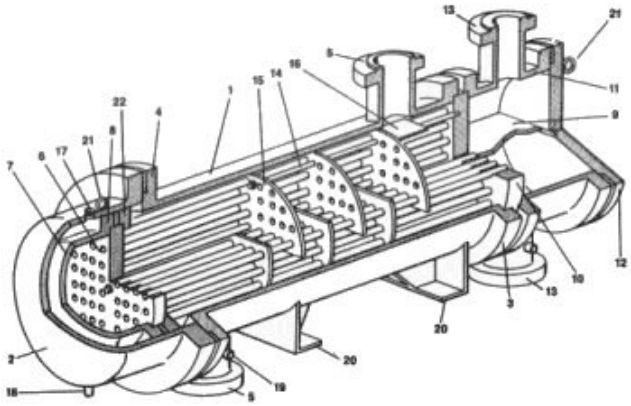


**Figura 9 – Chicanas Segmentais Simples**

O corte do segmento deve ser inferior à metade do diâmetro do casco para garantir que a sobreposição (*overlap*) de duas chicanas adjacentes seja pelo menos de uma fila completa de tubos. Para líquidos escoando no casco, este corte é cerca de 20% a 25% do diâmetro do casco. A área entre a extremidade da chicana e a parede do casco é chamada de "janela". O espaçamento entre duas chicanas deve garantir que o fluxo pela área livre

das “janelas” (“A”) seja aproximadamente igual ao fluxo pelo banco de tubos (“B”) (Figura 10).

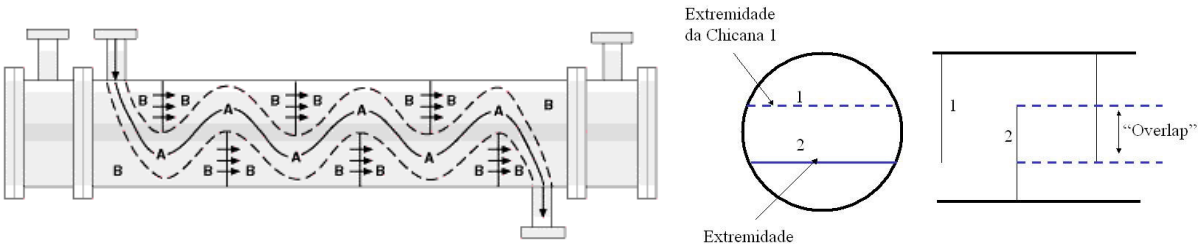



**Figura 10 – Escoamento através de chicanas segmentais simples**

A maior eficiência de troca térmica ocorre na corrente principal “A”, que cobre de 60% a 80% da superfície de troca térmica. Nas áreas descritas com “B”, de menor fluxo, ocorre relativa estagnação, com significativa redução da eficiência de transferência. Para melhorar a transferência nas áreas “B”, o espaçamento entre chicanas pode ser aumentado. No entanto, isto pode resultar em aumento de vibração e falha de tubos em períodos curtos, além de promover reversão do escoamento:

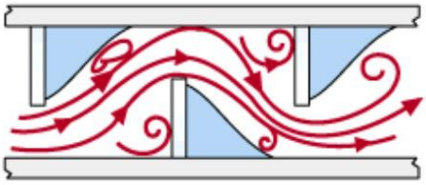


**Figura 11 –Modificações de Escoamento**

Para situações de líquido no casco escoando em alta velocidade, as chicanas segmentais simples podem representar alta perda de carga. Uma forma de manter a vantagem estrutural de chicanas segmentais, e reduzir a queda de pressão, é empregar chicanas segmentais duplas, reduzindo a velocidade global, com conseqüente redução da perda de carga. (Figura 12)

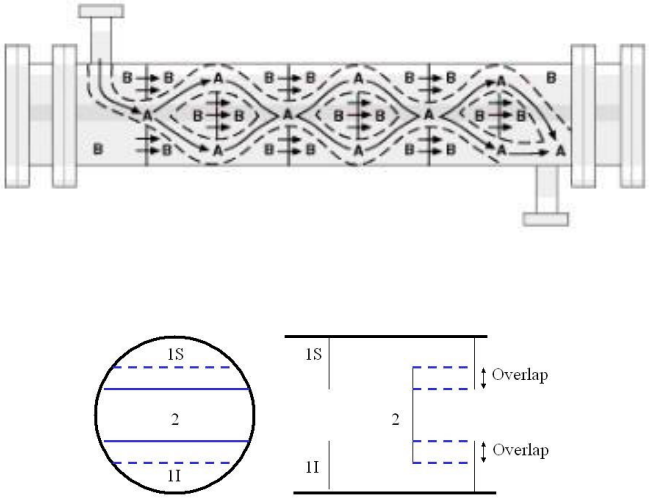



**Figura 12 – Chicana Segmental Dupla**

### 3.1.2 Equações Básicas

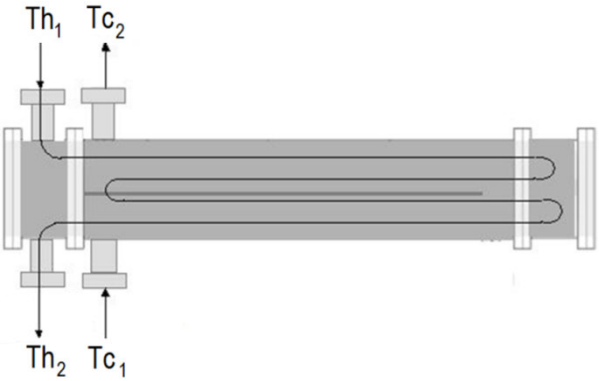



**Figura 13 – Trocador casco e tubos (2 passes no caso e 4 passes nos tubos)**

A diferença de temperatura média é definida por

$$DTM = F(DTML) \quad \textbf{(1)}$$

Para configuração contracorrente,

$$DTML = \frac{(Tc_1 - Th_1) - (Tc_2 - Th_2)}{\ln\left[\frac{(Tc_1 - Th_1)}{(Tc_2 - Th_2)}\right]} \quad \textbf{(2)}$$

onde $Tc_1$ é a temperatura de entrada do fluido do casco, $Tc_2$ a temperatura de saída do fluido do casco, $Th_1$ a temperatura de entrada do fluido nos tubos, e $Th_2$ temperatura de saída do fluido nos tubos. O fator de correção ($F$) é obtido de gráficos disponíveis na literatura, utilizando-se as grandezas calculadas pelas Equações 3 e 4.

$$P = \frac{Tc_2 - Th_1}{Tc_1 - Th_1} \quad \textbf{(3)}$$

$$R = \frac{Tc_1 - Tc_2}{Th_2 - Th_1} \quad \textbf{(4)}$$

A área para escoamento (*cross-flow*) é calculada como:

$$A_s = \frac{(Pt - OD)D_s L_B}{Pt} \quad \textbf{(5)}$$

onde $A_s$ é a área de *cross-flow*, $Pt$ o *pitch* dos tubos, $OD$ o diâmetro externo, $D_s$ o diâmetro do casco, e $L_B$ o espaçamento das chicanas.

Para um *pitch* quadrado, o diâmetro equivalente para o casco é:

$$D_e = \frac{Pt^2 - \pi(OD)^2/4}{\pi(OD)} \quad \textbf{(6)}$$

Número de Reynolds dentro do Casco,

$$Re_s = \frac{u_s D_e \rho}{\mu} \quad \textbf{(7)}$$

onde $u_s$ é a velocidade, $\rho$ é a densidade, $D_e$ o diâmetro equivalente e $\mu$ é a viscosidade cinemática do fluido.

Número de Reynolds dentro dos tubos,

$$Re_t = \frac{u_t (DI)\rho}{\mu} \quad \textbf{(8)}$$

onde $u_t$ é a velocidade, $\rho$ é a densidade, $DI$ o diâmetro interno de um tubo e $\mu$ é a viscosidade do fluido.

Os métodos analíticos criados para calcular a queda de pressão no lado do casco fornecem resultados que possuem erro de 100% ou mais. Estes métodos normalmente

modelam o casco como um tubo cilíndrico e usam uma correção para o tamanho total que compensa o efeito das chicanas. Estes métodos incluem também uma correção para considerar o fato que, ao final de cada chicana o fluido muda abruptamente de direção por 180 graus, introduzindo uma queda adicional de pressão, chamada de perda por retorno. Uma correlação típica é apresentada na Equação 9.

$$\Delta P_S = 8f\left(\frac{D_S}{D_e}\right)\left(\frac{L}{l_B}\right)\left(\frac{\rho u_S^2}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{-0,14} \qquad \textbf{(9)}$$

onde $f$ é o fator de atrito, $L$ é o comprimento do tubo, $L_B$ é o espaçamento das chicanas e $\mu_W$ é a viscosidade na parede.

A queda de pressão nos tubos segue a correlação abaixo,

$$\Delta P_t = N_P\left[8f\left(\frac{L}{DI}\right)\left(\frac{L}{l_B}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{-0,14} + 2,5\right]\left(\frac{\rho u_t^2}{2}\right) \qquad \textbf{(10)}$$

onde $N_P$ é o número de passes dos tubos.

### 3.1.3 Características de projeto do trocador de calor problema

O trocador em análise é o último em uma cadeia de 4 estágios de compressão e resfriamento. Trata-se de trocador casco e tubos *U-BEND*, tipo TEMA *DFU*, e é típico de estação de compressão de gás em *FPSO*, com 2 passes de água no casco e 4 passes de gás nos tubos, cuja geometria e dados básicos são mostrados nas tabelas a seguir.

Os dados mecânicos do trocador de calor, bem como da rede de escoamento de água de resfriamento e de composição do gás natural tem origem no relatório técnico "Análise de *surge* de pressão em trocador de calor P-UC-122301A/B/C-04" (Medeiros e Araújo, 2004).

**Tabela 2 – Características hidrodinâmicas**

| | Fluido | Velocidade (m/s) | Vazão (kg/s) | Densidade (kg/m³) | Viscosidade (Pa.s) |
|---|---|---|---|---|---|
| **Casco** | Água | 0,65 | 200 | 1000 (30°C, 4 bar) | $1\ 10^{-3}$ |
| **Tubos** | Gás Natural | 2,4 | 29 | 248 (37°C, 199 bar) | $2,7\ 10^{-5}$ |

**Tabela 3 – Temperaturas (°C)**

| Casco | | Tubos | |
|---|---|---|---|
| $Tc_1$ | $Tc_2$ | $Th_1$ | $Th_2$ |
| 30 | 45 | 155 | 37 |

**Tabela 4 – Pressões (bara)**

| | Casco | Tubos |
|---|---|---|
| **Pressão de entrada** | 4 | 200 |
| **Perda de carga** | 0,33 | 1 |
| **Pressão de teste hidrostático** | 14,1 | 311 |

**Tabela 5 – Construção mecânica – Tubos**

| | |
|---|---|
| **Número** | 1046 |
| **Diâmetro Externo (3/4" BWG 16)** | 19,05 mm |
| **Espessura** | 1,65 mm |
| **Diâmetro Interno** | 15,75 mm |
| **Comprimento** | 7200 mm |
| ***Pitch* (90°)** | 28,5 mm |

**Tabela 6 – Construção mecânica – Casco**

| | |
|---|---|
| **Diâmetro Interno** | 1100 mm |
| **Comprimento** | 9000 mm |
| **Volume Total** | 8,55 $m^3$ |
| **Volume Livre** | 6,16 $m^3$ |
| **Área Livre de Escoamento por passe** | 0,31 $m^2$ |
| **Tubos por Passe** | 261,5 |

**Tabela 7 – Construção mecânica – Chicanas**

| | |
|---|---|
| **Tipo** | Segmental dupla |
| **Corte** | 25% |
| **Espaçamento** | 305 mm |
| **Número** | 69 |

**Tabela 8 – Resistências de *Fouling* ($m^2K/W$)**

| | |
|---|---|
| **Casco** | 0,00017 |
| **Tubos** | 0,00017 (0,00021 com referência a OD) |

**Tabela 9 – Composição do gás natural (incluindo Propriedades Termodinâmicas)**

| | Massa Molar (g/gmol) | *Tc* (K) | *Pc* (bara) | *w* | *Teb* (K) | *Zc* | Fração molar (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $N_2$ | 28,0 | 126,2 | 33,9 | 0,039 | 77,4 | 0,29 | 0,53 |
| $CO_2$ | 44,0 | 304,1 | 73,8 | 0,239 | 216,6 | 0,274 | 0,1 |
| $CH_4$ | 16,0 | 190,4 | 46 | 0,011 | 111,6 | 0,288 | 77,68 |
| $C_2H_6$ | 30,1 | 305,4 | 48,8 | 0,099 | 184,6 | 0,285 | 7,99 |
| $C_3H_8$ | 44,1 | 369,8 | 42,5 | 0,153 | 231,1 | 0,281 | 7,41 |
| $iC_4H_{10}$ | 58,1 | 408,2 | 36,5 | 0,183 | 261,4 | 0,283 | 1,47 |
| $C_4H_{10}$ | 58,1 | 425,2 | 38 | 0,199 | 272,7 | 0,274 | 3,23 |
| $iC_5H_{12}$ | 72,2 | 460,4 | 33,9 | 0,227 | 301 | 0,271 | 0,71 |
| $C_5H_{12}$ | 72,2 | 469,7 | 33,7 | 0,251 | 309,2 | 0,263 | 0,77 |
| $C_6H_{14}$ | 86,2 | 507,5 | 30,1 | 0,299 | 341,9 | 0,264 | 0,1 |
| $C_7H_{16}$ | 100,2 | 540,3 | 27,4 | 0,349 | 371,6 | 0,263 | 0,01 |

*Tc* temperatura crítica, *Pc* pressão crítica, *w* fator acêntrico, *Teb* temperatura normal de ebulição, *Zc* fator de compressibilidade em condição crítica

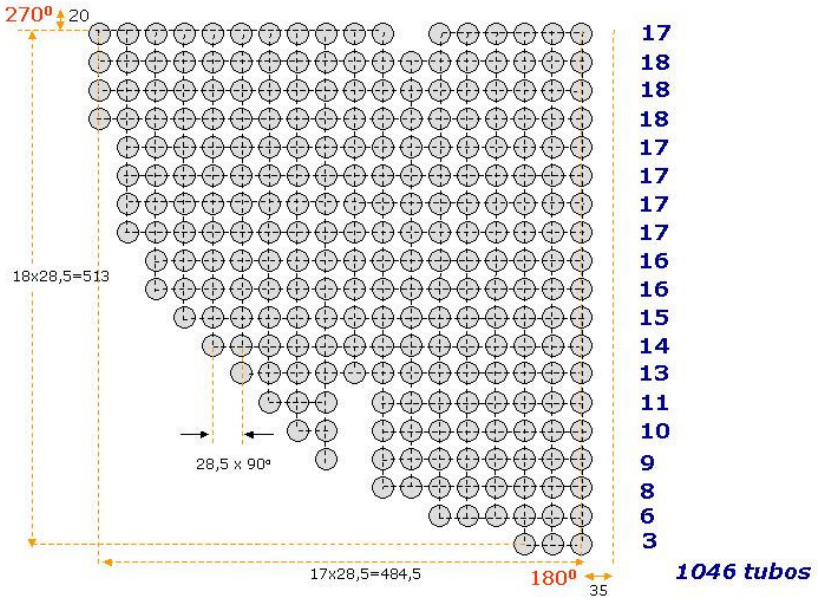



**Figura 14 – Arranjo parcial de tubos no trocador (3º quadrante)**

## 3.2 Circuito da água de resfriamento

### 3.2.1 Considerações sobre a rede de entrada de água de resfriamento

De acordo com Wong (1992b), como a pressão do lado de alta pressão ($P_{BR}$) é muito maior do que a pressão do lado de baixa pressão, o gás não irá apenas para o lado *backpressure* (canal de descarga da *PRV*) mas também para o lado de baixa pressão do sistema, podendo parar o fluxo de água e penetrar no sistema de água de resfriamento a montante. Desta forma, Wong admite que o fluxo líquido de alívio pela válvula de segurança é $Q_{REL}=Q_{BR}-Q_{CR}$, de acordo com a Figura 15, representando um crédito de capacidade para a válvula de alívio, dimensionada para $Q_{BR}$.

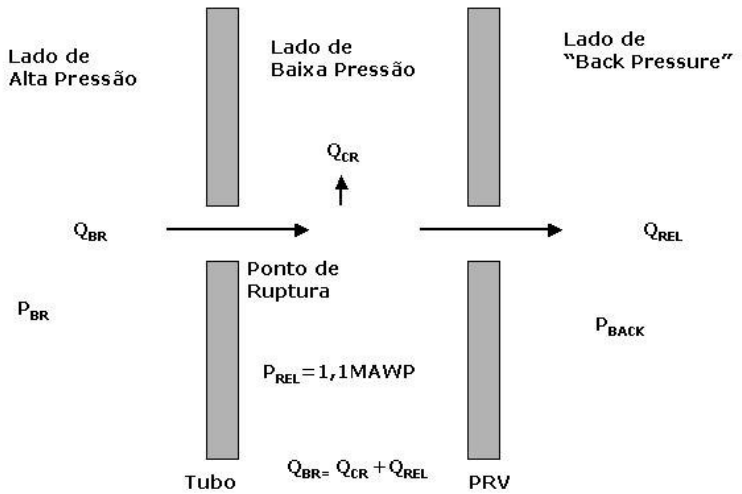



**Figura 15 – Perfil de Pressão e Mecanismo de Escoamento de Wong (1992b)**

Para prevenir a reversão de escoamento de líquido, uma válvula de bloqueio (ou de retenção) pode ser usada próximo ao bocal de admissão de água no casco do trocador. No caso em estudo considera-se a existência de uma tal válvula de retenção na linha de chegada de água de resfriamento ao trocador, o que permite admitir que o fluxo $Q_{CR}$ é nulo. Admitimos que esta válvula fecha-se imediatamente ao menor sinal de que a pressão no casco ameaça forçar água a montante do trocador.

Rahmeyer (1996) concluiu, a partir de testes com válvulas de bloqueio de diferentes geometrias, que: (i) as velocidades de reversão e *surges* de pressão são maiores para válvulas de maiores dimensões; (ii) as velocidades de reversão são menores em válvulas com molas no auxílio do fechamento.

O autor justifica as suas conclusões com base no maior tempo para acelerar e sobrepor a maior inércia dos componentes internos das válvulas e da maior distância para deslocamentos. Para sobrepor esta maior inércia, maior força de escoamento se torna necessária, i.e., maiores velocidades de reversão são desenvolvidas. Quanto maior o CV da válvula e a fricção interna, maior este efeito.

No presente estudo, depois de detectado fluxo negativo, a válvula é fechada e assim permanece enquanto a pressão a montante for menor do que a pressão a jusante. Na simulação, a válvula de bloqueio está ou totalmente aberta ou totalmente fechada. A lógica é:

- Se o modo de operação for aberto, e o fluxo positivo, ou se o modo for fechado e a pressão a montante for menor ou igual que a pressão a jusante, o modo de operação permanece inalterado.
- Se o modo de operação for fechado e a pressão a montante for maior que a pressão a jusante, o modo de operação muda para aberto.
- Se o modo de controle for aberto e o fluxo negativo, o modo de operação muda para fechado.

### 3.2.2 Circuito de saída da água de resfriamento

A estrutura e os acidentes existentes na rede de água de resfriamento a jusante do trocador *U-BEND* abordado neste trabalho (ver Sec. 3.1) são mostrados na Figura 16. As dimensões dos tubos envolvidos e as cotas verticais (em relação ao nível do mar) de vértices são apresentadas nas Tabela 10, 11 e 12. Os vértices da rede são assinalados com círculos e os tubos (arestas) com quadrados.

Os vértices são pontos que definem a conectividade e sobre os quais incidem especificações operacionais de vazão ou pressão. Nos vértices há:

(i) Entrada/saída externa de fluido;

(ii) Junção de tubos;

(iii) Pontos com pressão especificada, tipo *vents* etc.

Cada vértice exige uma especificação tipo P (pressão, bar) ou W (vazão de entrada ou saída na rede, kg/s). A maioria dos vértices são junções com especificação W=0. Os vértices 9 e 12 são aqueles sobre os quais estão assentadas as *PRVs*. Estes vértices estão inicialmente sob a especificação W=0 que se manterão assim até o início de abertura das *PRVs*.

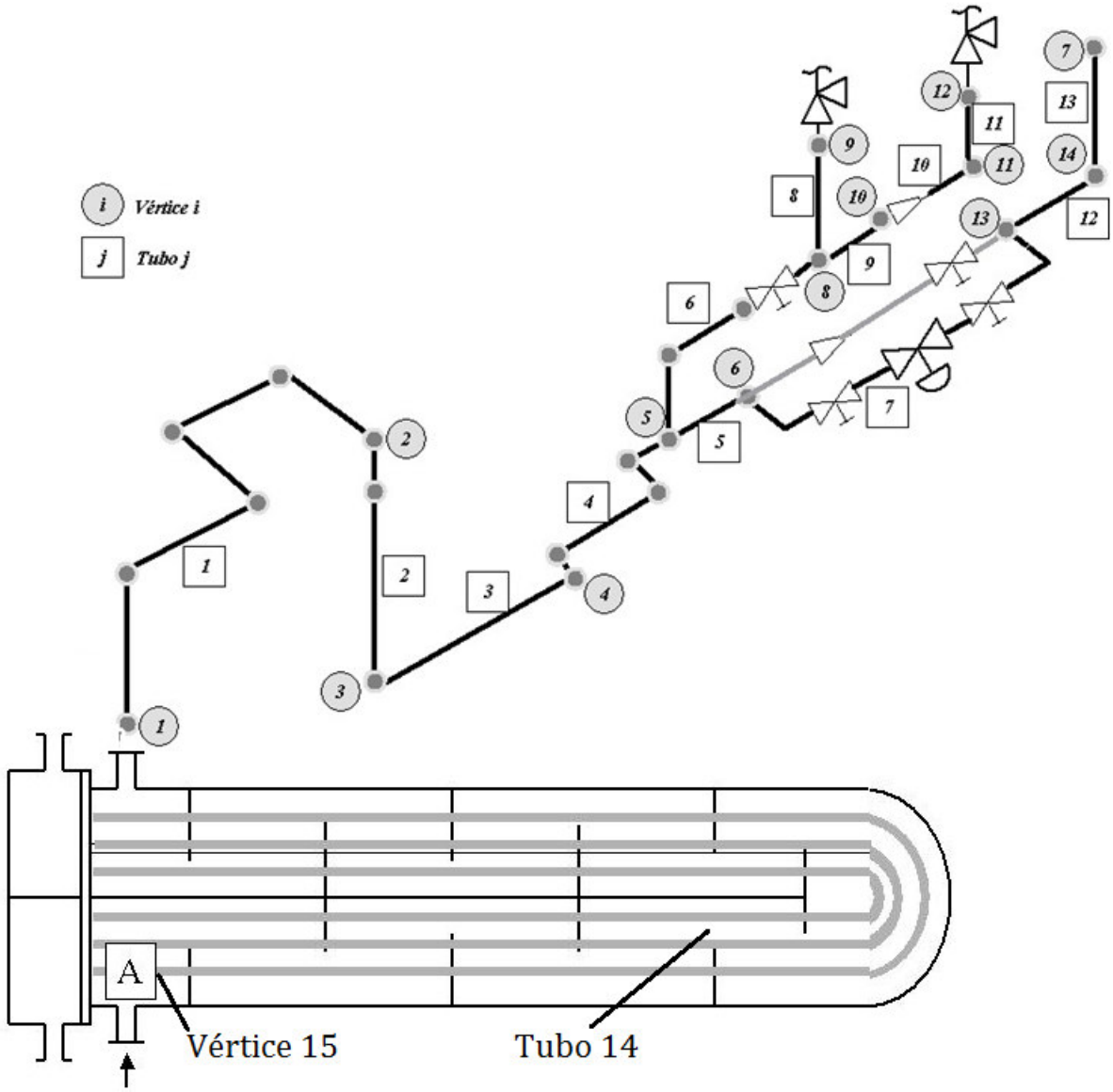



**Figura 16 – Arranjo da tubulação da saída de água de resfriamento**

O Vértice 15 e o Tubo 14 fazem parte do trocador de calor. Eles pertencem à porção da rede de escoamento que cobre, de forma equivalente, o percurso de água dentro do

casco do trocador *U-BEND*. Assim, o vértice 15 refere-se ao ponto de *surge* no casco (inicialmente o Ponto A na Figura 16).

O Tubo 14 é inicialmente equivalente, em termos de comprimento e diâmetro livres, ao próprio casco do trocador. Os acidentes do Tubo 14 são as várias chicanas, curvas 180° e diversos bocais existentes.

Destaca-se que o Vértice 15 é móvel, representando a fronteira gás-líquido que se desloca à medida que o gás invade o casco e expulsa a água. Analogamente, a geometria do Tubo 14 é alterada dinamicamente – i.e. reduzem-se gradativamente, em modo pseudo-estacionário, o seu comprimento e comprimento equivalente de acidentes – à medida que se reduz o volume de água dentro do casco pela expulsão causada pelo gás.

Fora da condição normal (isto é, à medida que o *surge* evolui) alguns vértices tem suas especificações alteradas em modo pseudo-estacionário. Estes vértices são:

(i) Vértice 15, definindo a frente de sobrepressão, cuja pressão é gerada pelo modelo dinâmico da bolha de gás no casco (Seções 3.7 e 3.8);

(ii) Vértices 9 e 12 cujas vazões externas (W) são respostas geradas pelo modelo dinâmico das *PRVs* (Seção 3.4).

Em cada instante de tempo da simulação de *surge*, a introdução destas especificações no modelo da rede permite acionar o cálculo dos valores de todas as variáveis de estado – por exemplo, pressões de vértices (P), vazões de tubos (q), vazões externas (W).

**Tabela 10 – Dados de tubos na Rede de Escoamento de Água (Figura 16)**

| Tubo | Diâmetro nominal (pol) | Comprimento real (m) | Comprimento equivalente devido aos acessórios (m) |
|---|---|---|---|
| 1 | 14 | 4 | 41,61 |
| 2 | 14 | 3 | 17,6 |
| 3 | 14 | 3 | 0 |
| 4 | 14 | 3 | 35,2 |
| 5 | 14 | 1 | 8 |
| 6 | 12 | 2 | 99,4 |
| 7 | 12 | 3 | 964,1 |
| 8 | 8 | 1 | 4,57 |
| 9 | 12 | 1 | 6,9 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 10 | 8 | 1 | 8,1 |
| 11 | 8 | 1 | 0 |
| 12 | 12 | 80 | 17,1 |
| 13 | 12 | 10 | 0 |
| 14 | 24 | 21 | 939,7 |

**Tabela 11 – Cotas verticais de vértices na Rede de Escoamento de Água (Figura 16)**

| **Vértice** | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Cota (m)** | 17 | 17 | 14 | 14 | 14 | 14 | 27 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 14 |

**Tabela 12 – Resultados de simulação em condições de projeto (Figura 16)**

| **Vértice ou Tubo** | **Pressões de vértices (*P*[=]bara)** | **Vazões de tubos (*q*[=]kg/s)** | **Vazões externas de vértices (*W*[=]kg/s)** | **Fator de atrito em tubos (*f*)** | **Número de Reynolds em tubos (*Re*)** | **Especificação de vértices** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 3,7 | 200 | 0 | 0,01258 | 641706,6 | W=0 |
| 2 | 3,7 | 200 | 0 | 0,01258 | 641706,6 | W=0 |
| 3 | 3,9 | 200 | 0 | 0,01258 | 641706,6 | W=0 |
| 4 | 3,9 | 200 | 0 | 0,01258 | 641706,6 | W=0 |
| 5 | 3,9 | 200 | 0 | 0,01258 | 641706,6 | W=0 |
| 6 | 3,9 | 0 | 0 | - | 0 | W=0 |
| 7 | 1,0 | 200 | -200 | 0,01209 | 818451 | P=1,01325 bara |
| 8 | 3,8 | 0 | 0 | - | 0 | W=0 |
| 9 | 3,8 | 0 | 0 | - | 0 | W=0 |
| 10 | 3,8 | 0 | 0 | - | 0 | W=0 |
| 11 | 3,8 | 0 | 0 | - | 0 | W=0 |
| 12 | 3,8 | 200 | 0 | 0,01209 | 818451 | W=0 |
| 13 | 2,6 | 200 | 0 | 0,01209 | 818451 | W=0 |
| 14 | 2,3 | 200 | 0 | 0,01356 | 416592,6 | W=0 |
| 15 | 4 | | 200 | | | P=4 bara |

As Equações 11 e 12 expressam o modelo pseudo-estacionário da rede de escoamento de água com 15 vértices ($N$=15) e 14 tubos ($m$=14). Estas equações são resolvidas numericamente pelo método Newton-Raphson para sistemas não lineares.

O símbolo $\underline{\underline{M}}$ representa a matriz de incidência da rede que informa sua conectividade interna. A Equação 11 expressa *N* balanços de massa em vértices. A Equação 12 representa *m* balanços de momento nos tubos.

Nestas equações *P* é o vetor de pressões de vértices, *q* o vetor de vazões (orientadas) de tubos, *W* o vetor de vazões externas de vértices, *f* o vetor de fatores de atrito de tubos gerados pela correlação de Churchill (Churchill, 1977); *Z* o vetor de cotas verticais de vértices; *g* a constante gravitacional; e $\rho$ a densidade da água. O vetor $\underline{K}$ representa parâmetros hidráulicos e geométricos (comprimentos, comprimentos equivalentes de acidentes e diâmetros) dos tubos da rede ($\underline{K} = (8/\rho\pi^2)(\underline{L}+\underline{L}eq) / D^5$).

$$\underline{\underline{M}} \cdot \underline{q} + \underline{W} = \underline{0} \quad \textbf{(11)}$$

$$\underline{\underline{M}}^t \cdot \underline{P} + \underline{f}.\underline{K}.\left|\underline{q}\right|.\underline{q} + \rho \cdot g \cdot \underline{\underline{M}}^t \cdot \underline{Z} = \underline{0} \quad \textbf{(12)}$$

## 3.3 Modelo para a Válvula de Controle

Na rede de descarga da água de refrigeração há uma válvula de controle de vazão cujo papel hidráulico é relevante na análise. Esta válvula está posicionada sobre o Tubo 7 na Figura 16 e o tratamento teórico para sua modelagem se encontra a seguir.

A fórmula mais comumente utilizada para relacionar diferencial de pressão com vazão é a equação de Darcy-Wiesbach

$$H = K\frac{V^2}{2g} \qquad \textbf{(13)}$$

onde *K* é o coeficiente de resistência, *H* é a perda de carga (m) ($\Delta P=\rho gH$) ($\rho$ em kg/m$^3$), *V* a velocidade de escoamento na entrada (m/s), e *g* aceleração da gravidade (9,8 m/s$^2$) (H.g em J/kg).

O parâmetro $V^2/2g$ também é referido como carga de velocidade. Devido à sua simplicidade, o fator K tem sido usado para descrever vários fenômenos como cavitação e coeficientes de vazão.

Seja d o diâmetro interno *d* tubulação e *D* o diâmetro do redutor, em polegadas. *K* é o coeficiente de perda de carga no redutor (adimensional). $K_B$ é o coeficiente de mudança de pressão (Bernoulli) para o redutor, tem-se então

$$K = 0{,}5\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2 \quad \textbf{(14)}$$

$$K_B = 1-\left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad \textbf{(15)}$$

As tabelas a seguir apresentam valores de K adotados para diferentes tipos de acessórios e alguns tamanhos de redução (API 521, 2007):

**Tabela 13 – Valores de K para acidentes típicos de tubulação**

| Acidente | *K* |
|---|---|
| Válvula de despressurização típica aberta | 9,7 |
| Válvula de retenção, aberta | 2,3 |
| Curva de 90° (raio curto) | 1,72 |
| Curva de 90° (raio longo) | 0,59 |
| Divisor T, escoamento em ramal | 1,72 |
| Divisor T, escoamento direto | 0,50 |
| Disco de Ruptura, fluxo subcrítico | 1,53 |

**Tabela 14 – Valores de K para acidentes típicos de tubulação (r = d/d')**

| Contração ou Expansão | *r = 0* | *r = 0,2* | *r = 0,4* | *r = 0,6* | *r = 0,8* |
|---|---|---|---|---|---|
| Contração (ANSI) | - | - | 0,21 | 0,135 | 0,039 |
| Contração (súbita) | 0,50 | 0,46 | 0,38 | 0,29 | 0,12 |
| Expansão (ANSI) | - | - | 0,90 | 0,50 | 0,11 |
| Expansão (súbita) | 1,00 | 0,95 | 0,74 | 0,41 | 0,11 |

O uso do coeficiente $C_V$, introduzido pela Masoneilan em 1944, tornou-se um padrão universal de capacidade de válvulas. Por definição, o $C_V$ é o número de galões (galões americanos) por minuto de água que passará através de uma dada restrição com uma queda de pressão de 1 psi. O $C_V$ máximo corresponde à posição totalmente aberta de uma dada válvula.

A vazão volumétrica de líquido, sob escoamento plenamente turbulento, é dada pela Equação 16 (Masoneilan, 2000).

$$W = 0{,}865 F_P C_V \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{G_f}} \qquad \textbf{(16)}$$

onde $W$ é a vazão em m³/h, $F_P$ é o fator de geometria da tubulação (correção para o redutor: note que $F_P$ é 1 quando o tamanho da válvula for o mesmo da tubulação), $G_f$ é a densidade relativa na temperatura de escoamento (para água igual a 1) e 15,5°C; $P_1$ e $P_2$ são, respectivamente, as pressões a montante e a jusante, em bara. O fator de correção é usado para corrigir o efeito de redutores empregados para a montagem da válvula, que diminuem a sua capacidade, e é calculado pelas Equações 17 e 18.

$$F_P = \left( \frac{C_V^2 \sum K}{890 d^4} + 1 \right)^{-1/2} \qquad \textbf{(17)}$$

$$\sum K = K_1 + K_2 + K_{B1} + K_{B2} \qquad \textbf{(18)}$$

onde $d$ é o diâmetro interno da válvula nas extremidades, em polegadas; $K_1$ e $K_2$ são os coeficientes de perda de carga no redutor de entrada e de saída, respectivamente (adimensionais); $KB_1$ e $KB_2$ são os coeficientes de mudança de pressão (Bernoulli, ver Equações 14 e 15) para o redutor de entrada e de saída, respectivamente (adimensionais).

O $C_V$ da válvula de controle considerada na simulação é de 210, correspondendo a uma abertura de 15% da válvula de controle, situação de vazão mínima operacional quando a vazão do compressor é próxima a vazão de *surge*, o que está de acordo com a norma API 520, desde que esta válvula não possa fechar automaticamente no caso de uma situação de emergência. Para água, Gf=1, e o presente estudo admite $F_P$=1, obtendo-se a partir da Equação 16:

$$q = 0{,}24028 C_V \sqrt{P_1 - P_2} \qquad \textbf{(19)}$$

onde $q$ está em kg/s.

Obtém-se, então:

$$H = \frac{10^5}{\rho} . \left( \frac{q}{0{,}24028 C_V} \right)^2 \qquad \textbf{(20)}$$

onde $H$ está em J/kg e $\rho$ em kg/m$^3$.

Quanto à dinâmica da válvula de controle, Beckman (1997) fornece especificações temporais para válvulas EnTech (EnTech Control Inc.), reproduzidas na Tabela 15:

**Tabela 15 – Parâmetros de tempo de resposta para válvulas de controle**

| Tamanho da Válvula (pol) | *Td* (s) | $T_{63\%}$ (s) | $T_{98\%}$ (s) |
|---|---|---|---|
| **0-2** | 0,1 | 0,3 | 0,7 |
| **>2-6** | 0,2 | 0,6 | 1,4 |
| **>6-12** | **0,4** | **1,2** | **2,8** |
| **>12-20** | 0,6 | 1,8 | 4,2 |
| **>20+** | 0,8 | 2,4 | 5,6 |

Na tabela, Td é o tempo morto, e a constante de tempo da válvula é $T_{63\%}$ (tempo para atingir 63,2% da resposta final sob perturbação degrau na saída do controlador). A válvula para controle de água no estudo corresponde aos valores da terceira linha da tabela, em negrito.

Para qualquer mudança de temperatura no trocador de calor que force a ação do controlador, haverá um atraso de 400ms para qualquer modificação da posição da válvula de controle da água de resfriamento. Com base neste tempo morto, nos tempos de resposta final e no tempo de resposta do sensor de temperatura (estimado em mais de 100ms), considera-se, neste estudo, que a abertura da válvula é constante durante o horizonte de simulação da ruptura de tubo.

## 3.4 Modelo para as Válvulas de Segurança

As válvulas de segurança *pop* são comumente descritas pelos fabricantes como válvulas de alívio de segurança, ou *safety relief valves* (*SRV*). Uma válvula de alívio de pressão deve abrir numa pressão pré-estabelecida, escoar uma determinada capacidade

de fluido em uma sobrepressão específica, e fechar quando a pressão do sistema atingir um nível seguro.

De acordo com a norma API 520 (API, 2007), as válvulas de alívio de pressão são definidas como:

i. Válvula de segurança: dispositivo automático de alívio de pressão atuado pela pressão estática à montante da válvula e caracterizado pela rápida abertura total ou ação *pop* durante a abertura, normalmente usado para serviço com vapor ou ar. A capacidade de projeto (*rated discharge capacity*) é alcançada com 3%, 10% ou 21% de sobrepressão, dependendo da norma aplicável.

ii. Válvula de alívio: dispositivo automático de alívio de pressão com ação por mola, que é atuado pela pressão estática à montante da válvula e que abre proporcionalmente com o aumento da pressão acima da pressão de abertura, sendo usado primariamente para serviço com líquidos. A capacidade de projeto (*rated discharge capacity*) é alcançada usualmente com 25% de sobrepressão.

iii. Válvula de segurança e alívio: Dispositivo automático de alívio de pressão atuado pela pressão estática à montante da válvula e caracterizado por um ajuste para permitir o reassentamento, com ação tanto *pop* como proporcional e com entrada do tipo bocal. É usado para vapor d'água, gases, vapores, e líquidos (com ajustes), e é provavelmente o tipo mais geral de válvula em plantas petroquímicas e químicas. A capacidade de projeto (*rated discharge capacity*) é alcançada dependendo da norma utilizada e/ou condições do processo. É adequada para uso tanto como válvula de segurança quanto como válvula de alívio; em caso de utilização com fluidos incompressíveis abre proporcionalmente ao aumento da pressão interna e o efeito *pop* é registrado para fluidos compressíveis.

A sobrepressão (*overpressure*) é o percentual acima da pressão de ajuste (pressão em que a *PRV* começa a abrir) em que a válvula de alívio de pressão se encontra totalmente aberta. A sobrepressão não deve ser confundida com a pressão acumulação (*accumulation*), que é o percentual de pressão acima da pressão máxima de trabalho permissível (PMTP). Na maioria das vezes ambas são idênticas, pois se especifica a pressão de ajuste (*set pressure*) coincidente com a PMTP (*MAWP*).

Após a abertura de uma *PRV* por um evento que causou sobrepressão do sistema, a *PRV* somente fecha completamente em uma pressão abaixo da pressão de ajuste, o que é conhecido como diferencial de alívio (*blowdown*). O diferencial de alívio é causado por efeito de arrasto no bocal de descarga da *PRV*, i.e. a pressão deve diminuir abaixo da pressão de ajuste pois existem forças na região de baixa pressão, onde alta pressão é rapidamente convertida em velocidade, que favorecem a continuidade de abertura da *PRV*. Existe um dispositivo na válvula de alívio de pressão que permite regular este efeito, afinal a *PRV* não deve continuar aberta quando a pressão do sistema já estiver normalizada, e, além disso, quer-se evitar fenômenos que causam danos à válvula, tais como (Leser Engineering Handbook, 2010):

- *Chattering:* É o movimento anormal e rápido de abertura e fechamento da válvula de alívio e segurança, onde o disco entra em contato com o bocal da válvula durante ciclo de alívio de pressão, não aliviando sua capacidade máxima especificada. O fenômeno acontece repetidamente, gerando desgaste ou mesmo desintegração do acessório de segurança.
- *Flutting:* É similar ao fenômeno de *chatter*, porém o disco não entra em contato com o bocal durante o ciclo de alívio de pressão.
- *Simmering*: É o fenômeno visível ou audível de escape de um fluido compressível entre o disco e o bocal que pode ocorrer a partir de 90% da pressão de ajuste, típico da operação característica de válvulas de segurança com ação *pop*. Ocorre em picos de pressão e quando a pressão de operação é próxima da pressão de ajuste; *simmering* permanente é indesejável e leva a perda de inventário desnecessária e desgaste dos componentes.

*Chatter* e *flutter* têm como principais causas a excessiva queda de pressão na linha de entrada à *PRV*, excessiva contrapressão desenvolvida, válvula superdimensionada ou possibilidade de vazões requeridas de alívio muito diferentes em uma mesma válvula.

Como principais soluções, é possível ajustar a perda de carga na tubulação de entrada à *PRV*, expandir a tubulação de saída da *PRV* para diminuir a contrapressão desenvolvida (aquela que se origina pelo escoamento do alívio), substituir válvulas grandes por outras menores escalonadas e utilizar *PRVs* piloto-operadas.

As válvulas de alívio não estão conectadas diretamente no trocador, havendo perdas de carga nas linhas de entrada, que não devem superar 3% da $P_{SET}$, de acordo com as

boas práticas de engenharia e norma API 520 Parte II (API, 2004). Caso isso não seja respeitado, podem ocorrer os fenômenos acima citados, sobretudo *chatter*.

Outro ponto a ser destacado para a boa especificação de *PRVs* é a contrapressão total ou simplesmente contrapressão (*backpressure*), soma da contrapressão superimposta, aquela sempre presente na tubulação onde a *PRV* descarrega ou atmosférica, com a contrapressão desenvolvida, gerada pelo movimento do fluido aliviado. Esta contrapressão interfere na capacidade de alívio das *PRV*, conforme será visto na próxima seção, e existem limitações de porcentagem de contrapressão com relação à pressão de ajuste para cada tipo de *PRV*.

A *PRV* do estudo é considerada como sendo de ação por mola balanceada, que tem boa operação com contrapressão desenvolvida de até 50% da pressão de ajuste e ainda trabalha com contrapressão superimposta variável, que é o caso, visto que descarrega para um sistema de *flare*, que normalmente possui flutuação de pressão de operação pois trabalha com uma rede de alívio de sistemas de proteção e controle.

No presente trabalho são comparados os funcionamentos de três situações de aplicação de *PRVs* de diferentes tamanhos:

1) O primeiro caso considera apenas uma *PRV* de menor tamanho instalada, utilizada para o cenário de alívio de gás do sistema.
2) O segundo caso considera duas *PRVs* instaladas, de maior tamanho, utilizadas para o cenário de alívio de líquido do sistema.
3) O terceiro caso considera duas PRVs instaladas, porém de menor tamanho, sendo o caso intermediário entre as outras duas situações.

Uma das propostas do estudo é verificar se apenas com a especificação da *PRV* de menor tamanho o *U-BEND* estará protegido contra sobrepressão ocorrida pelo cenário de ruptura de tubo, que geraria alívio exclusivo de líquido (no horizonte simulado).

As características das *PRVs* do estudo se encontram na Tabela 16; algumas especificações são esclarecidas na próxima seção.

**Tabela 16 – Especificação das *PRVs* (Caso 1 e Caso 2)**

| | ***PRV (1 disp.)*** **Caso 1** | ***PRV (2 dispositivos)*** **Caso 2** |
|---|---|---|
| **Pressão de operação** | 3,81 bara | 3,81 bara |
| **Pressão de ajuste ($P_{SET}$)** | 11,013 bara | 11,013 e 11,513 bara |

| | | |
|---|---|---|
| **Sobrepressão** | 10% | 25% |
| **Coeficiente de descarga** | 0,975 | 0,65 |
| **Fator de Correção para *backpressure* ($K_b$)** | 0,95 | - |
| **Fator de Correção devido a viscosidade ($K_V$)** | - | 1 |
| **Fator de Correção devido a *backpressure* ($K_w$)** | - | 0,7 |
| **Área do Orifício Selecionada (Padrão API 526)** | 11,05 $in^2$ (Q) | 26 $in^2$ (T) |
| **Diâmetro entrada x Diâmetro saída** | 6 pol x 8 pol | 8 pol x 10 pol |

Segundo Darby, Meiller e Stockton (2001), o projeto adequado para um sistema de proteção contra sobrepressão requer um modelo preciso para a vazão de descarga das *PRVs*. Os autores apontam que um modelo impreciso pode resultar em uma válvula menor ou maior do que a necessária. No primeiro caso, as conseqüências são óbvias. Contudo, as conseqüências de superdimensionamento também podem ser severas, apesar de não serem óbvias. Uma válvula sobre-especificada resulta em uma vazão maior do que a esperada através do sistema de alívio (que estará sub-especificado para a mesma), produzindo uma queda de pressão maior do que a especificada, tanto a montante quanto a jusante da válvula. Estas quedas de pressão excessivas podem afetar negativamente a operação estável da válvula, com possíveis danos e mesmo destruição desta (Darby *et al.*, 2001).

As *PRV* que foram simuladas são típicas do serviço em questão e são aquelas com os maiores orifícios possíveis na norma API 526 (API, 2002). Considera-se que as mesmas atenderiam a todos os requisitos de normas internacionais e especificações de projeto para aplicação no trocador de calor do estudo. No texto que se segue, é apresentada uma discussão sobre as equações apropriadas para diferentes condições de escoamento.

### 3.4.1. Equações para Cálculo de Vazões de Alívio

As recomendações contidas na norma API 520 Parte I (API, 2000) dividem as equações de dimensionamento para *PRVs* nos casos de vapor/gás e líquido.

A seleção entre escoamento vapor/gás crítico ou subcrítico é baseada na pressão crítica de escoamento ($P_{cf}$):

$$\frac{P_{cf}}{P_1} = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{k/(k-1)} \qquad \textbf{(21)}$$

onde $k=c_p/c_v$ é a razão entre capacidades caloríficas do gás, e $P_1$ a pressão na entrada da válvula. Quando $P_{cf}$ é maior do que a contrapressão total (*backpressure*), $P_B$, o escoamento vapor/gás é crítico e a equação API para a descarga em um orifício de área A é:

$$A = \frac{W\sqrt{TZ}}{CK_d P_1 K_b \sqrt{M}}, \quad C = 520\sqrt{k\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{k-1}}} \qquad \textbf{(22)}$$

onde $A$ é a área necessária de alívio (in$^2$), $Z$ é o fator de compressibilidade, $T$ é a temperatura de entrada ($^o$R), $K_d$ é o coeficiente de descarga, $K_b$ é o fator de correção para contrapressão, $C$ é a constante de escoamento de gás (=344) em (lbm.lbmol)$^{1/2}$.$^o$R/lbf.hr, $P_1$ é a pressão de alívio ($P_{SET}$ em psig + sobrepressão em psi + pressão atmosférica em psia), $M$ é o peso molecular (gmol) e $W$ é a vazão de alívio de gás (lb/h).

A Equação 22 foi utilizada para projeto da válvula no Caso 1. Em SI, a expressão para a área é dada pela Equação 23. $C$ é apresentado na Figura 17, e $K_b$ é obtido pela Figura 18, cujo ajuste é mostrado na Figura 19, o qual é utilizado na simulação dinâmica.

$$A = 13160\frac{W\sqrt{TZ}}{CK_d P_1 K_b \sqrt{M}} \qquad \textbf{(23)}$$

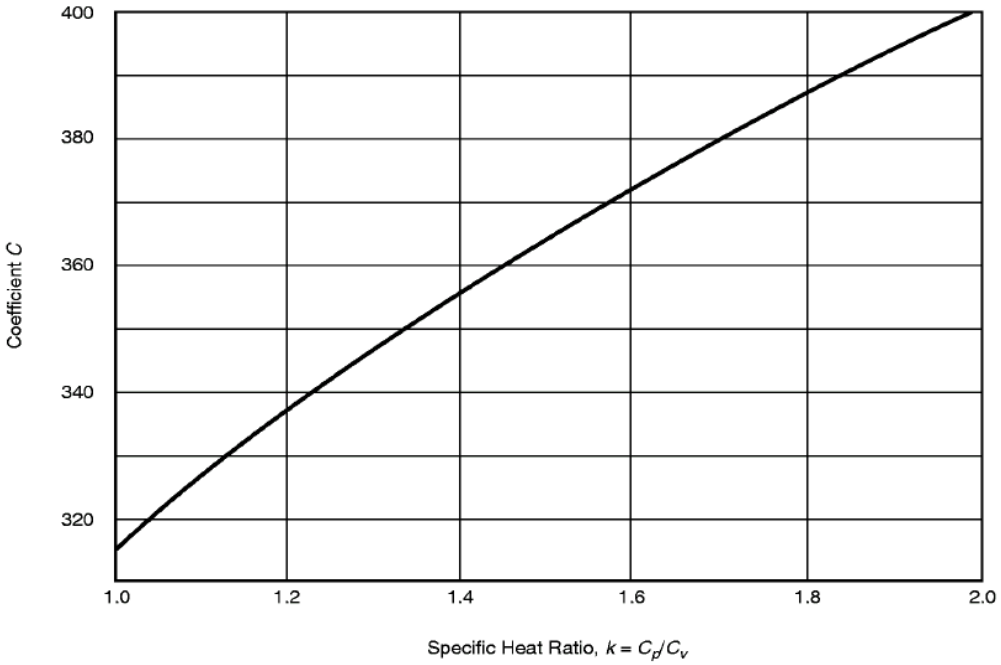



**Figura 17 – Constante de Escoamento do Gás**

FONTE: API 520 Parte I (American Petroleum Institute, 2000)

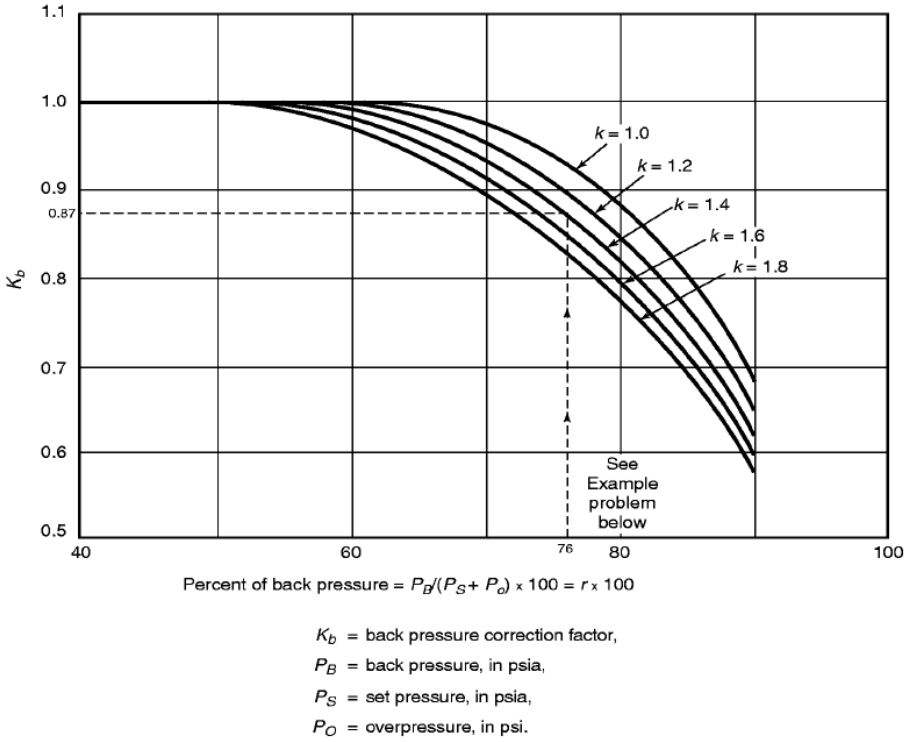



**Figura 18 – Fator de Correção para Contrapressão (*Backpressure*)**

FONTE: API 520 Parte I (American Petroleum Institute, 2000)

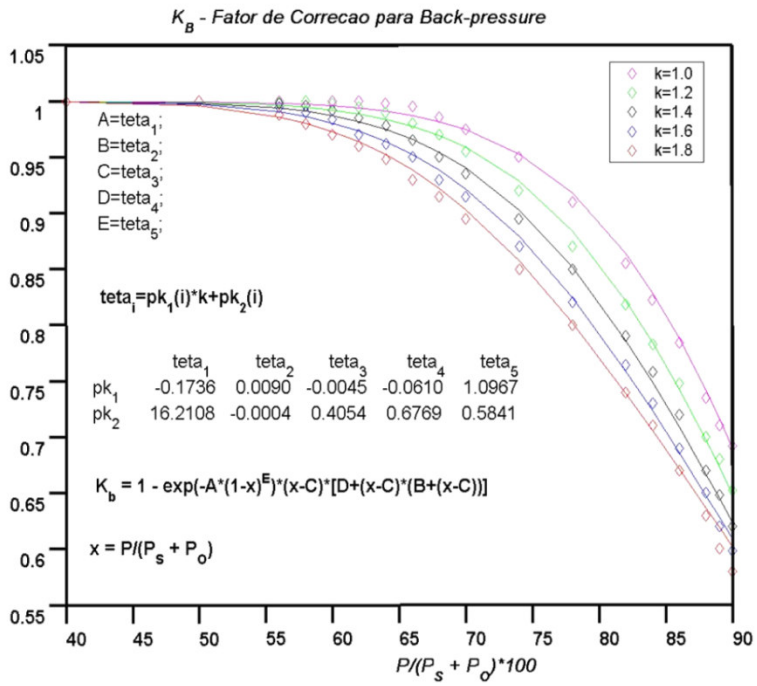



**Figura 19 – Ajuste do Fator de Correção para Contrapressão para aplicação no modelo da *PRV***

Quando $P_{cf}<P_B$ o escoamento vapor/gás é subcrítico e a equação recomendada pela norma API 520 Parte I (API, 2000) é dada abaixo:

$$A = \frac{W\sqrt{TZ}}{735F_2K_d\sqrt{MP_1(P_1-P_2)}} \quad \textbf{(24)}$$

onde $A$ é a área necessária (in$^2$), $Z$ é o fator de compressibilidade, $T$ é a temperatura de entrada ($^o$R), $K_d$ é o coeficiente de descarga, $P_1$ é a pressão de alívio (psia), $P_2$ é a pressão a jusante da válvula (contrapressão $P_B$), $M$ é o peso molecular (mol) e $W$ é a vazão de alívio de gás (lb/h). No sistema SI, a expressão resultante é:

$$A = \frac{17{,}9W\sqrt{TZ}}{F_2K_d\sqrt{MP_1(P_1-P_2)}} \quad \textbf{(25)}$$

$F_2$ é o coeficiente para escoamento subcrítico apresentado na Figura 20, também calculável através da Equação 26.

$$F_2 = \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k}\left[\frac{1-(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{1-(P_2/P_1)}\right]} \quad \textbf{(26)}$$

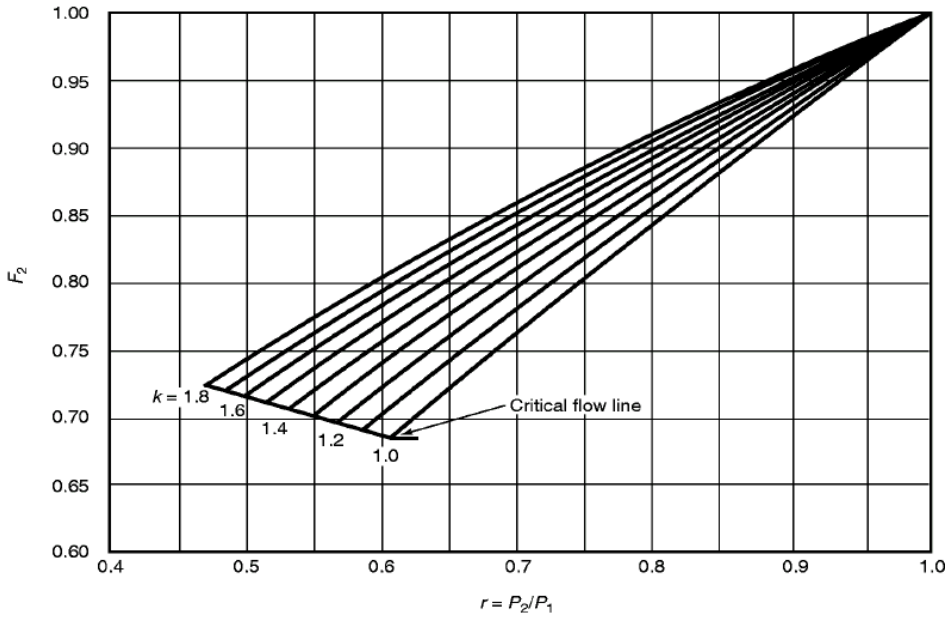



**Figura 20 – Coeficiente para Escoamento Subcrítico**

FONTE: API 520 Parte I (American Petroleum Institute, 2000)

Quando o fluido aliviado é líquido a API recomenda a Equação 27:

$$A = \frac{Q}{38 K_d K_V K_w} \sqrt{\frac{G}{P_1 - P_2}} \quad \text{(escoamento turbulento)} \quad \textbf{(27)}$$

onde $A$ é a área necessária (in²), $Q$ é a vazão (gpm), $G$ é a densidade (relativa à água, =1), $K_w$ é o fator de correção devido à contrapressão total (Figura 21), $K_d$ é o coeficiente de descarga, $K_V$ é o fator de correção devido à viscosidade, $P_1$ é a pressão de alívio ($P_{SET}$ acrescida da sobrepressão permitida de 25%, em psig), $P_2$ é a contrapressão total (psig).

A Equação 27 admite que o fluido permanece líquido ao passar pela válvula, o que é verdadeiro para o presente estudo, visto que água está sendo descarregada com pressão de vapor muito baixa devido à ausência de efeitos térmicos apreciáveis.

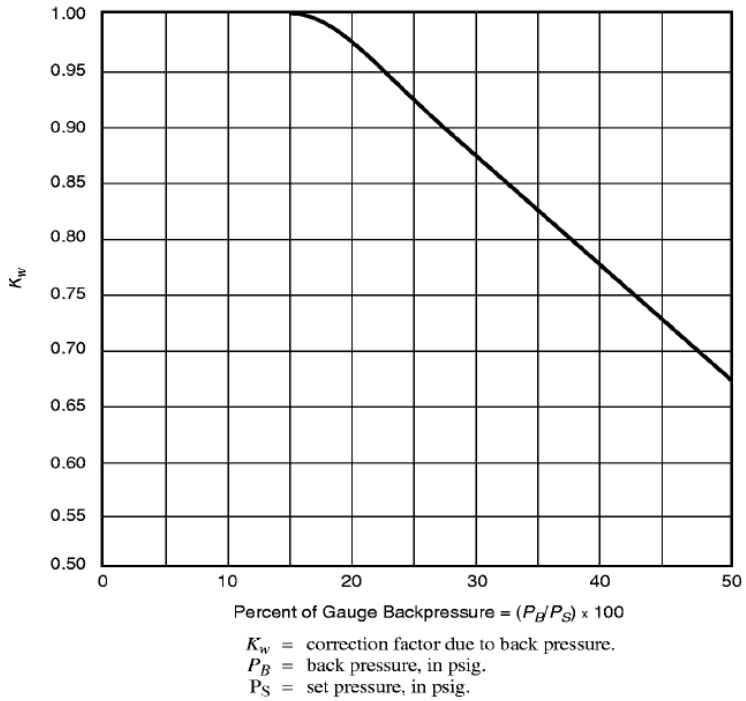



**Figura 21 – Fator de Correção Devido à Contrapressão Total**

FONTE: API 520 Parte I (American Petroleum Institute, 2000)

$K_v$ é obtido da Equação 28 ou Figura 22.

$$K_v = \frac{1}{0{,}9935 + \frac{2{,}878}{\mathrm{Re}^{0{,}5}} + \frac{342{,}75}{\mathrm{Re}^{1/5}}} \quad \textbf{(28)}$$

onde $\mathrm{Re} = \frac{Q(2800G)}{\mu\sqrt{A}}$, com $Q$ em gpm, $\mu$ em cP, $A$ em in² e $G$ a densidade relativa.

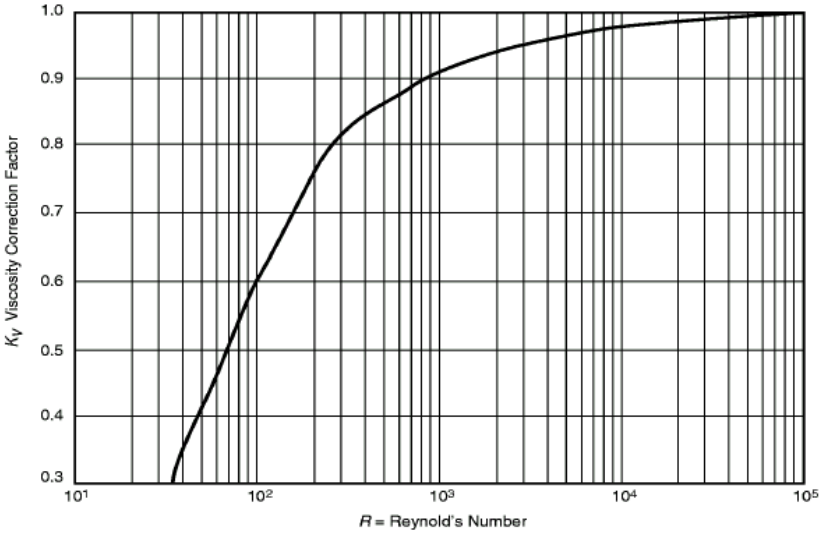



**Figura 22 – Fator de Correção devido à Viscosidade**

FONTE: API 520 Parte I (American Petroleum Institute, 2000)

Pokki, Hurme e Aittamaa (2001) mencionam que para escoamento bifásico as equações vapor/gás e líquido devem ser combinadas, porém tal procedimento não é claramente tratado na norma API 520 Parte I (API, 2000). A norma cita ainda que não existem ainda válvulas de alívio de pressão com capacidades de alívio para descarga bifásica certificadas, pois ainda não existem métodos de teste para certificação.

Ainda, de acordo com Morris (1996), existe uma diferença entre o coeficiente de descarga verdadeiro para líquidos em válvula de alívio ($C_D$) e o coeficiente $K_d$, que inclui perdas na tubulação a montante da válvula (apesar de pequenas) e efeitos devido a mudanças em energia cinética. Neste sentido, $K_d$ não é um coeficiente de descarga "verdadeiro" porque não é exclusivamente o efeito de perdas no interior da válvula.

De acordo com a Figura 23, Morris define:

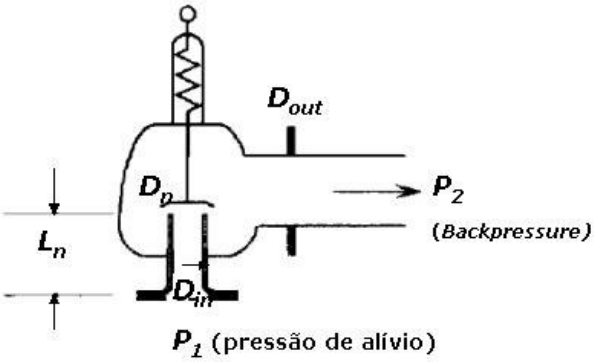



**Figura 23 – Válvula de alívio de pressão**

$$\beta_{in} = \frac{D_n}{D_{in}}; \beta_{out} = \frac{D_n}{D_{out}} \quad \textbf{(29)}$$

$$C_D = K_D \sqrt{\frac{1-\beta_{in}^4}{1-(1-K_{in})\beta_{in}^4 K_D^2}} \quad \textbf{(30)}$$

onde $K_{in}$ é o coeficiente de perdas para uma entrada (tipicamente 0.04). Como $K_{in}$<<1, a Equação 30 reduz-se a

$$C_D = K_D \sqrt{\frac{1-\beta_{in}^4}{1-\beta_{in}^4 K_D^2}} \quad \textbf{(31)}$$

Com a Equação 31, tem-se, para as válvulas especificas para os casos 1 e 2, quando aliviando água, os valores de parâmetros registrados na Tabela 17.

**Tabela 17 – Especificação das *PRVs* (Caso 1 e Caso 2)**

| | ***PRV* Caso 1** | ***PRV* Caso 2** |
|---|---|---|
| **Área do Orifício Selecionada (Padrão API 526)** | 11,05 in² (Q) | 26 in² (T) |
| **Diâmetro entrada x Diâmetro saída** | 6 pol x 8 pol | 8 pol x 10 pol |
| **$K_D$** | 0,975 | 0,65 |
| **$\beta_{in}$** | 0,63 | 0,7192 |
| **$\beta_{out}$** | 0,47 | 0,5754 |
| **$C_D$** | 0,971 | 0,64 |

Para a situação de escoamento bifásico água com gás, ou água e vapor d'água, a Masoneilan (2002) recomenda a Equação 32, que fornece a vazão mássica em kg/h:

$$W = \frac{27{,}3 C_V F_P}{\sqrt{\frac{f_f}{\Delta P_f \gamma_f} + \frac{f_g}{\Delta P_g \gamma_{gf} Y^2}}} \quad \textbf{(32)}$$

A Masoneilan ainda orienta o uso de $\Delta P_f$ e $\Delta P_g$ do processo limitadas, para cada fase, como:

$$\Delta P_f = F_L^2 (P_1 - F_F p_V) \quad \textbf{(33)}$$

$$\Delta P_g = F_k x_T P_1 \quad \textbf{(34)}$$

$$F_F = 0{,}96 - 0{,}28\sqrt{\frac{p_V}{p_C}} \qquad \textbf{(35)}$$

A Equação 33 aplica-se, também, aos casos limites de apenas líquido ($f_f$=1) ou apenas gás ($f_g$=1). Nas Equações 33, 34 e 35, utiliza-se a seguinte nomenclatura (Masoneilan, 2000):

$f_f$ Fração mássica de líquido na mistura bifásica, adimensional

$f_g$ Fração mássica de gás (ou vapor) na mistura bifásica, adimensional

$F_F$ Fator de pressão crítica para o líquido

$F_k$ Fator de relação de calores específicos; $F_k = \frac{k}{1{,}4}$

$F_L$ Fator de recuperação de pressão do líquido;

$F_P$ Fator de geometria do tubo;

$p_1$ Pressão a montante;

$p_v$ Pressão de vapor do fluido na temperatura de escoamento;

$\Delta P_g$ Queda de pressão para a fase gás;

$\Delta P_f$ Queda de pressão para a fase líquida;

$W$ Vazão mássica da mistura bifásica;

$x_T$ Fator de relação de queda de pressão;

$Y$ Fator de expansão do gás, $Y = 1 - \frac{x}{3F_k x_T}$

$\gamma_f$ Densidade relativa do líquido nas condições de entrada

$\gamma_g$ Densidade relativa do gás nas condições de entrada

Quando o fluido acelera até um valor máximo, e $x$ excede o seu limite, tem-se fluxo crítico (*chocked flow*). Para líquidos, o fluxo crítico ocorre como resultado de uma vaporização no corpo da válvula, quando a pressão no interior da mesma cai abaixo da pressão de vapor do líquido. O escoamento de líquido é crítico se,

$$\Delta p \geq F_L^2 (P_1 - F_F \rho) \qquad \textbf{(36)}$$

Neste caso, a Equação 37 é usada para cálculo da vazão de alívio

$$W = 27{,}3 C_V F_{LP} \sqrt{(P_1 - F_F p_v)\gamma_1} \qquad \textbf{(37)}$$

onde $F_{LP}$ é uma combinação do fator de recuperação e geometria do tubo (Equação 38) e $\gamma_1$ é a densidade relativa nas condições de entrada da válvula ($P_1$ em bara).

$$F_{LP} = F_L / \sqrt{1 + \frac{K_i F_L^2 C_v^2}{0{,}00214 d^4}} \qquad \textbf{(38)}$$

onde $K_i = K + K_b$, calculados de acordo com as Equações 14 e 15.

**Tabela 18 – Condições de Contorno Referentes às *PRVs* para a Simulação dinâmica**

| | ***PRV*** **Caso 1** | ***PRV*** **Caso 2** |
|---|---|---|
| **Faixa de vazão de alívio (kg/s)** | 1 x 100 a 150 | 2 x 200 a 350 |
| **Número de dispositivos** | 1 | 2 |
| **Pressão de ajuste ($P_{SET}$) (bara)** | 11,013 | 11,013 e 11,513 |
| **Sobrepressão** | 25% | |
| **Coeficiente de descarga ($K_d$)** | 0,65 | |
| **Fator de Correção devido a viscosidade ($K_V$)** | 1 | |
| **Fator de Correção devido a contrapressão ($K_w$)** | 0,7 | |
| **Contrapressão superimposta (bara)** | 6,513 | |

## 3.5 Modelo de abertura das Válvulas de Segurança

Segundo estudo da Piping Simulation and Integrity (PSI, 2002) não existe um tempo preciso de abertura de válvula de segurança, mas sim uma resposta dinâmica que depende fundamentalmente do perfil temporal de sobrepressão e, em parte, do tamanho da *PRV*. Os tempos de resposta muito rápidos só se aplicam a casos de alta sobrepressão, como o encontrado na ruptura de tubos em trocadores de calor. Em uma situação industrial mais comum (i.e., sobrepressão de 10%), o estudo da PSI concluiu que a maioria das válvulas tem tempo de abertura entre 50 e 100 ms, em condições moderadas de sobrepressão.

Ainda de acordo com o estudo da PSI, a maioria dos fabricantes de válvula não possui informação sobre o tempo de abertura das válvulas de alívio, por aparentemente acreditar que o tempo de subida da pressão no evento de sobrepressão seria maior que o tempo de resposta das válvulas, justamente o contrário do estudo.

A maioria dos fabricantes soube apenas informar que o tempo de abertura aumentaria com o tamanho da válvula, enquanto alguns entrevistados (e.g. Tycos) apontaram dificuldade em generalizar para diferentes tipos de fluidos, temperaturas, etc. Dos 20 fabricantes pesquisados, dois forneceram informação confiável:

- Farris indicou que 50% de abertura ocorreria em 50 ms, com os restantes 50% ocorrendo em uma escala de tempo dependente da taxa de elevação de pressão;
- Crosby Isoflex apontou uma taxa relativamente baixa de elevação de pressão em direção à pressão de referência da válvula, em aproximadamente 20% desta pressão, e 100% de abertura ocorrendo em cerca de 80 ms (i.e., da mesma ordem de grandeza de Farris) (ver Figura 24).

Segundo Frommann e Friedel (1998), o tempo de abertura de válvula pode ser calculado a partir do fator ZF (fornecido pelos fabricantes):

$$t_{abertura} = \frac{ZF}{\sqrt{P_L - P_B}} \qquad \textbf{(39)}$$

onde $t_{abertura}$ (ms) é o tempo de abertura, ZF é o fator de tempo em ms√bara, $P_L$ é a pressão da linha e $P_B$ a pressão na saída da válvula (contrapressão), em bara.

Este fator não foi localizado para nenhuma válvula. Por outro lado, considerando as características dinâmicas reportadas pela Crosby Isoflex (Figura 24), obtidas em relatório da PSI (2002), é proposto no presente estudo um modelo dinâmico para fração de abertura da válvula.

No modelo dinâmico desenvolvido não é considerado o diferencial de alívio (*blowdown*), efeito real que faz a *PRV* fechar apenas após uma porcentagem de pressão abaixo da pressão de ajuste. Tal fenômeno depende integralmente da regulagem da *PRV*, bem como de características intrínsecas de construção e decidiu-se por desconsiderá-la do modelo dinâmico por ser contra-conservador, afinal mais fluido estaria sendo aliviado mesmo tendo passado o cenário de sobrepressão, acrescentando uma incerteza desnecessária ao modelo.

O modelo ajustado para reproduzir o comportamento dinâmico de abertura e fechamento das *PRVs* é composto da equação diferencial, Equação 40, em conjunto com os parâmetros registrados nas Equações 41, 42 e 43. O ajuste obtido por regressão não linear é apresentado na Figura 26.

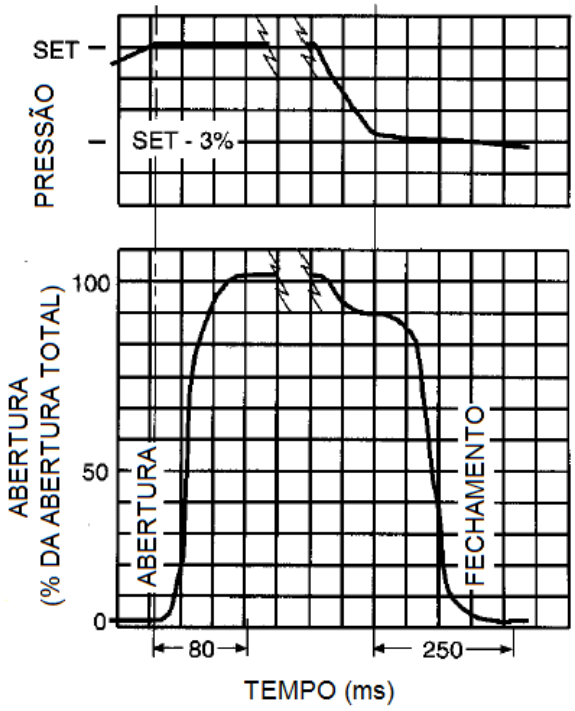



**Figura 24 – Dados de Fabricante (Crosby Isoflex) para Tempo de Abertura e Fechamento de Válvula de Alívio**

FONTE: PSI, 2002 – adaptado pelo autor

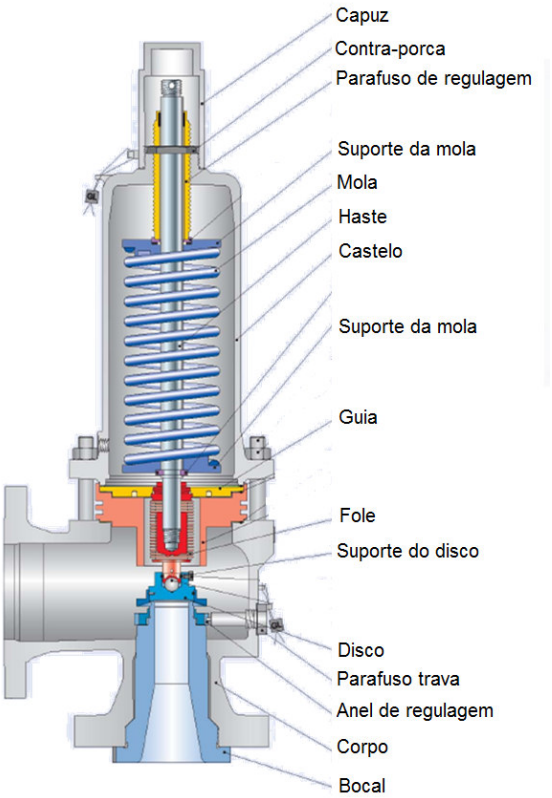



**Figura 25 – Válvula de Alívio balanceada com ação por mola**

FONTE: Leser Engineering Book, 2010 – adaptado pelo autor

$$\frac{dx}{dt} = F(x, P_L, P_{SET}, P_B) = \frac{F_1 + F_2 - F_3}{\left(\delta + \sqrt{|P_L - P_B|}\right)} \qquad \textbf{(40)}$$

$$F_1 = 0{,}0332 \frac{(P_L - P_B)(1-x)}{\left(\delta + |1-x|^{0{,}378}\right)} x^2 \exp(-2{,}9731x + 0{,}0117) \qquad \textbf{(41)}$$

$$F_2 = \frac{0{,}0697(1-x)}{\left(1 + \exp\{-50(P_L - P_{SET})\}\right)} \exp(4{,}87(x-1) + 4{,}1434) \qquad \textbf{(42)}$$

$$F_3 = \frac{0{,}0592x}{\left(1 + \exp\{-50(-P_L + P_{SET})\}\right)} \exp(-4{,}9681x + 2{,}175) \qquad \textbf{(43)}$$

onde $P_L$ é a pressão da linha (bara), $P_{SET}$ é a pressão de ajuste (início da abertura) para a válvula de alívio (bara), $x$ a fração de abertura, $\delta$=0.000001 e $t$ é o tempo, em ms.

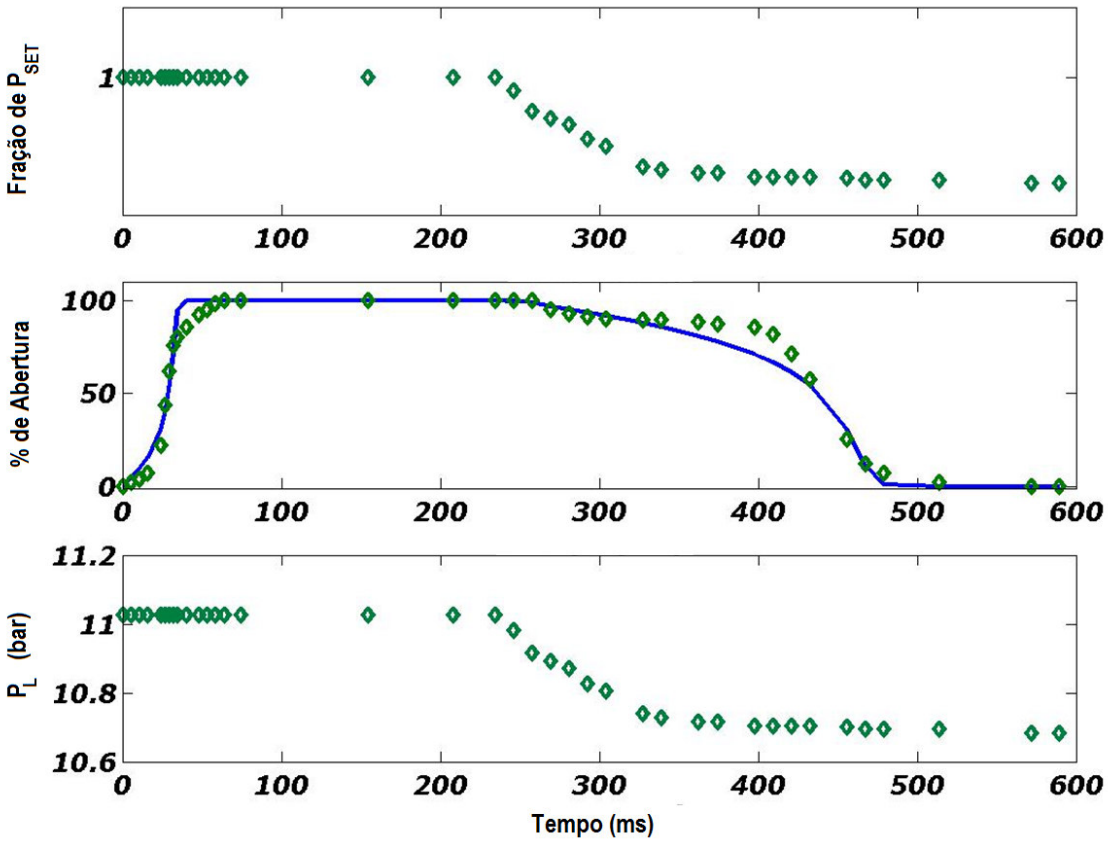



**Figura 26 – Modelo dinâmico ajustado de abertura de Válvula de Alívio**
**(Linha cheia é a resposta de abertura da *PRV*; losangos são dados Crosby Isoflex; $P_L$ é a pressão na linha da *PRV*; $P_{SET}$=*11bar*)**

## 3.6 Modelo do Orifício de Ruptura

A análise de rupturas de dutos requer o conhecimento da dinâmica de formação da área do orifício (*crack*). A maioria dos modelos de vazamento considera esta área constante e abruptamente estabelecida.

No caso de ruptura térmica (*creep*) contudo, o *crack* abre lentamente estabilizando-se em um valor determinado. Um modelo com abertura constante é insatisfatório nestes casos (Lenclud e Venart, 1996).

Lenclud e Venart estudaram o desenvolvimento de rupturas observadas com fotografias de alta velocidade em fraturas axiais em duto de aço e verificaram que os *cracks* se propagam em algumas dezenas de milissegundos devido à deformação plástica da parede do duto (na média, a velocidade de crescimento da ruptura foi medida em 200 m/s).

Para rupturas induzidas por *creep*, afirmam os autores, a velocidade é muito menor do que as referentes à fratura por cisalhamento. Nestes casos, um regime de formação de ruptura conjecturado por estes autores envolve três fases de progressão:

(i) Fase inicial lenta;

(ii) Fase intermediária muito rápida e com aceleração;

(iii) Fase final com velocidade em declínio até cessar.

Um padrão com estas características pode ser gerado através de uma sucessão de rampas com inclinações variando desde baixos até grandes valores que depois se reduzem a zero com o término do processo

Neste trabalho, foi assumido um perfil de ruptura compatível com a dinâmica verificada experimentalmente por Lenclud e Venart, que desenvolve a ruptura ao longo de 300 ms, sendo que 50% dela já estará realizada nos primeiros 100ms. O perfil adotado está apresentado na Figura 27.

Nesta abordagem, a zona de ruptura é modelada por um pequeno volume de controle cilíndrico chamado de compartimento de ruptura (Figura 30). Este compartimento tem diâmetro D igual ao do tubo em questão (0,75 in) e comprimento arbitrariamente escolhido como 3D. O rompimento deste compartimento seguirá o perfil da Figura 27 até atingir 0,302 $in^2$ (orifício correspondente a uma vez a área da seção transversal do

tubo) ou 0,604 in$^2$ (correspondente a duas vezes a área da seção transversal do tubo, conforme recomendado pela norma API 521) de área livre total aberta lateralmente.

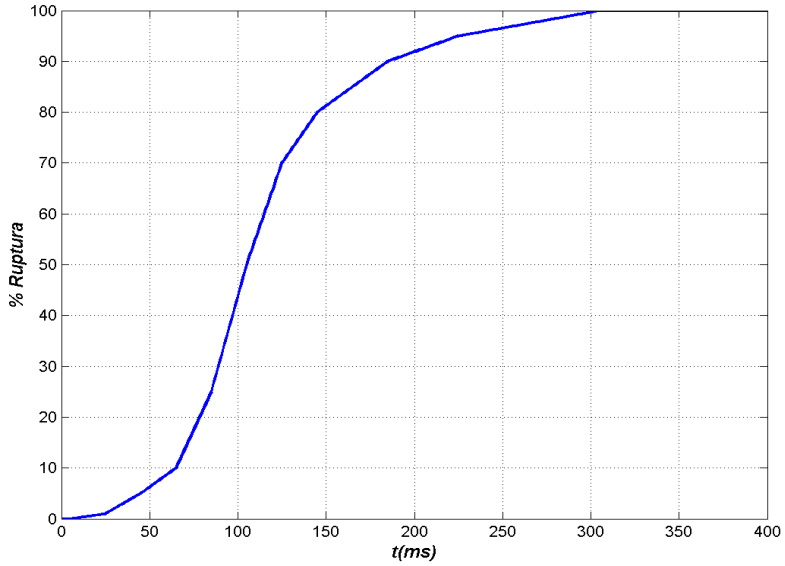



**Figura 27 – Padrão Dinâmico de Ruptura Utilizado**

## 3.7 Modelo Termodinâmico

Cumber (2002) destaca a importância da composição do fluido na vazão de descarga de vasos pressurizados. O autor ressalta que mudanças na composição afetam a densidade, e mais importante, a forma e localização da fronteira em envelopes de fase, já que as densidades diferem entre as fases líquida e gás em cerca de duas ordens de grandeza para temperaturas e pressões afastadas do ponto crítico. A influência da composição é por ele exemplificada com a aproximação de um sistema multicomponente com alto teor de metano por metano puro, implicando em discrepâncias significativas na vazão mássica de alívio e na pressão do vaso.

Neste trabalho, a composição química do gás é levada rigorosamente em conta e as propriedades termodinâmicas são calculadas pela Equação de Estado de Peng-Robinson (PR) ou modelo para Gás Ideal. O escoamento do gás pela ruptura que se abre gradualmente é modelado rigorosamente satisfazendo balanços de massa, energia e momentum (Seção 3.8) entre o gás de entrada – com condições ($\theta_E$, $P_E$) – e a bolha no interior do casco – condições dinâmicas ($\theta_G$, $P_G$). No ponto de ruptura, o gás apresentará

escoamento sônico enquanto a pressão de *surge* ($P_G$) permanecer abaixo da pressão crítica do escoamento (o que não ocorre devido à ação das *PRVs* cuja missão é manter baixa a pressão no casco *U-BEND*). As taxas de energia e massa geradas pelo jato na ruptura influenciam o modelo dinâmico que descreve a bolha de gás e o corpo de água no casco do trocador analisado.

### 3.7.1 Estratégia de Modelagem

Admite-se condição inicial associada a perfis de temperatura, vazão, densidade e pressão dadas pela situação de operação normal (Figura 28). A ruptura ocorrerá em um tubo do feixe *U-BEND* em posição situada próximo à placa de fixação de tubos, junto ao bocal de entrada de água (Figura 29), e, portanto, próximo ao ponto de saída do gás resfriado do trocador.

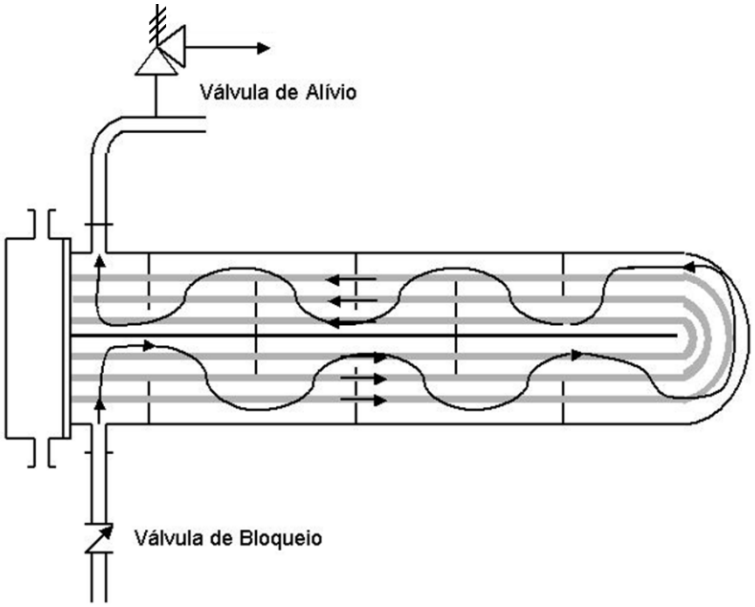



**Figura 28 – Escoamentos HPS e LPS no Trocador sob Operação Normal**

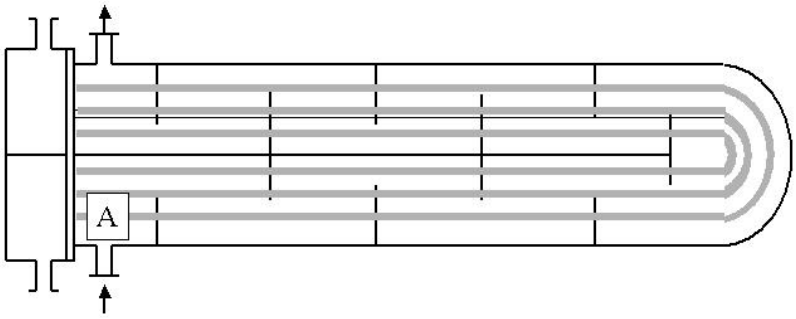



**Figura 29 – Ponto de ruptura "A" considerado no estudo**

Um modelo para representar o transiente de pressão no evento de uma ruptura dos tubos deve descrever os fenômenos envolvidos do lado do gás e do líquido. No primeiro caso, o gás que sai pelo ponto de ruptura forma uma bolha no casco, preenchido originalmente com água, com um diferencial de pressão bolha-água inicialmente muito alto. Do lado do líquido, ondas de pressão são geradas e se afastam sonicamente da bolha, promovendo o movimento da fase líquida, em direção aos sistemas de alívio eventualmente abertos, assim como na tubulação de entrada e saída de água (Cassata *et al.*, 1998).

Na presente abordagem, a zona de ruptura será modelada por um pequeno volume de controle cilíndrico chamado de compartimento de ruptura (Figura 30 e 31). Este compartimento tem diâmetro D igual ao do tubo em questão e comprimento arbitrariamente escolhido como 3D. O rompimento deste compartimento ocorrerá com taxa proporcional à pressão local do gás, até atingir um valor limite de área livre especificada.

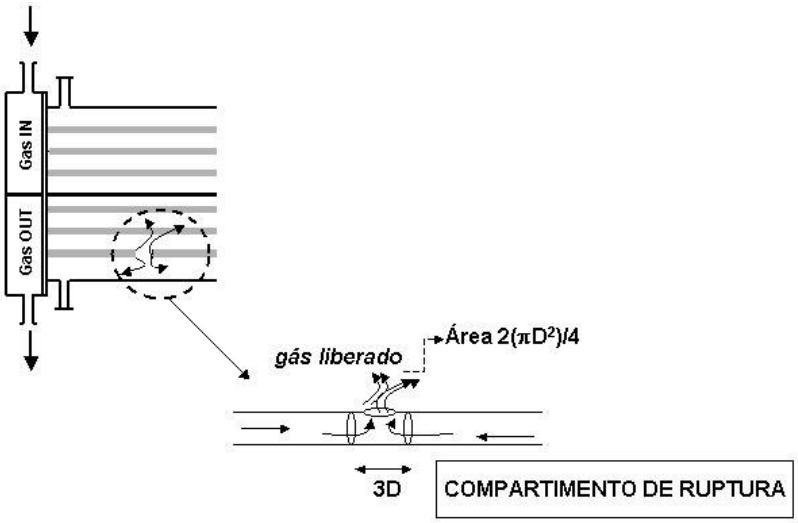



**Figura 30 – Modelo Local de Ruptura no Tubo**

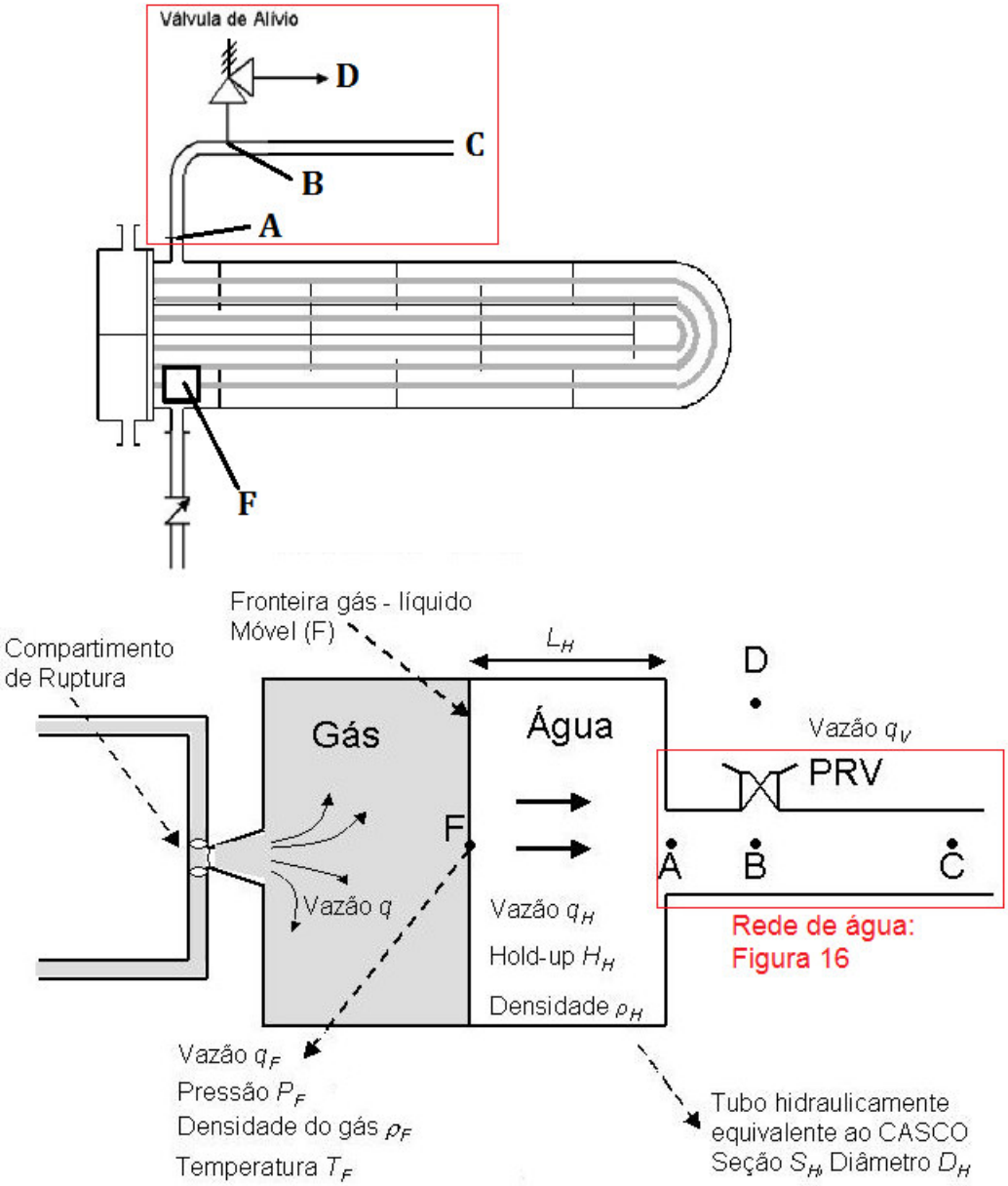



**Figura 31 – Modelo de Escoamento Gás-Líquido no Casco do Trocador após Ruptura**

Ao romper-se totalmente, o compartimento de ruptura oferecerá um orifício para o escape de gás com área igual a $2.\pi.D^2/4$, isto é, a área de escapamento de gás corresponderá às premissas típicas de dimensionamento de dispositivos de segurança neste tipo de aplicação (2 orifícios de diâmetro interno de tubo).

Após a ruptura, o gás invade o casco e inicialmente desloca o líquido graças a um efeito bolha, como também admitido por Cassata *et al.* (Figura 31). Admitiremos que o gás ocupará totalmente a seção de escoamento, empurrando o líquido em escoamento

pistonar, já que a ação da válvula de bloqueio na entrada de líquido (Figura 28) estancará o casco nesta zona.

Desta forma, o escoamento de gás e líquido no casco será modelado pelo deslocamento de dois corpos contíguos ao longo de um tubo de seção ($S_H$) e comprimento equivalente ao percurso total do líquido em condição normal de operação (Figura 28). O efeito de chicanas e tubos é incluído nos coeficientes hidráulicos respectivos ($K_G$ e $K_H$) a serem enfrentados pelo gás e pelo líquido. Ambos os coeficientes serão função do comprimento do volume de líquido ainda existente no casco ($L_H$) que decrescerá com o tempo, juntamente com o *hold-up* de líquido ($H_H$). Admitiremos constância das propriedades do líquido como sua densidade ($\rho_H$). A área da seção $S_H$ será suposta constante, mesmo no ponto de curvatura do casco.

O deslocamento destes corpos de gás e líquido ocorrerá em busca dos pontos de menor pressão da rede (inicialmente ponto C, e após a abertura da *PRV*, ponto B na Figura 31). O ponto C estará suficientemente afastado do trocador para que se admita que sua pressão é constante e conhecida ($P_C$). A pressão atmosférica está representada por $P_D$ nesta Figura.

A abertura da *PRV* ocorrerá somente quando $P_B$ atingir o valor de *set* correspondente, seguindo dinâmica já estabelecida no modelo apresentado. O coeficiente hidráulico da *PRV*, $K_V$, é obviamente uma função do tempo conhecida e dada pelo estado de abertura da mesma. A vazão de alívio, $q_V$, segue interpretação análoga, possuindo valor zero antes da abertura.

A fronteira entre os dois corpos é referenciada pelo rótulo *F*, de modo que $q_F$, $P_F$, $\rho_F$, $T_F$ fazem referência, respectivamente, à vazão mássica, pressão, densidade e temperatura do gás nesta localidade. O rótulo *H* é dedicado ao corpo de água líquida, de modo que $q_H$ representa a vazão de escoamento pistonar de água no casco expelida pela bolha de gás. Hidraulicamente, o escoamento de gás e líquido no casco seguirá a dinâmica dada pelas Equações 44 a 50. Os coeficientes hidráulicos $K_{AB}$ e $K_{BC}$ seguem definições análogas.

$$\frac{q_F}{\rho_F} = \frac{q_H}{\rho_H} \qquad \textbf{(44)}$$

$$L_H = \frac{H_H}{\rho_H S_H} \qquad \textbf{(45)}$$

$$P_F - P_A = \frac{1}{2} K_H \left( \frac{L_H}{D_H} \right) \left( \frac{q_H}{\rho_H S_H} \right)^2 \quad \textbf{(46)}$$

$$P_A - P_B = \frac{1}{2} K_{AB} \left( \frac{q_H}{\rho_H S_{AB}} \right)^2 \quad \textbf{(47)}$$

$$P_B - P_C = \frac{1}{2} K_{BC} \left( \frac{q_H - q_V}{\rho_H S_{BC}} \right)^2 \quad \textbf{(48)}$$

$$P_B - P_D = \frac{1}{2} K_V \left( \frac{q_V}{\rho_H S_V} \right)^2 \quad \textbf{(49)}$$

$$\frac{dH_H}{dt} = -q_H \quad \textbf{(50)}$$

A integração temporal destas equações ocorrerá conjuntamente com a solução do escoamento compressível e transiente de gás nos tubos, no HPS e na porção do casco ocupada pelo mesmo. A pressão $P_F$ é a principal saída destas equações por corresponder à condição de contorno empregada na solução do escoamento compressível. Devido ao seu maior tamanho, a descrição de escoamento compressível e transiente do gás é apresentada isoladamente na seção 3.8.

As premissas de simulação são sumarizadas e apresentadas a seguir.

- Escoamento adiabático, transiente e compressível do gás, modelado como uma mistura de composição constante. Supõe-se que a dinâmica é rápida o bastante para que possam ser desprezados efeitos de troca térmica entre o gás e a água. No entanto, haverá predição de mudanças de temperatura no gás devido à despressurização – expansão isentálpica – e conseqüente aceleração (i.e. efeitos Joule-Thomson e de variação de cargas cinéticas são levados em conta). Equações de estado cúbicas são utilizadas para previsão de comportamento PVT e termodinâmico do gás;
- O ponto de ruptura é localizado próximo ao espelho do feixe de tubos e será modelado como um pequeno compartimento cilíndrico de diâmetro D, igual ao dos tubos a romper, e com comprimento 3D;
- O perfil de temperatura da água é desprezado; i.e., a temperatura da água é suposta uniforme no valor médio entre entrada e saída, já que a diferença entre estas temperaturas é próxima a 10 °C;

- Comportamento incompressível para o escoamento da água;
- Seção de escoamento com área equivalente à da seção livre de cada passe de água no casco;
- Escoamento transiente e unidimensional ao longo do casco, como uma tubulação retilínea com geometria equivalente, em termos de comprimento e área, à do escoamento da água sob operação normal.

### 3.7.2 Estratégia para Programação

A formação da bolha de gás no casco segue dois regimes termodinâmicos: (1) inicialmente, o gás expande-se livremente em condição superaquecida, havendo forte resfriamento devido a efeitos Joule-Thomson e à drenagem mecânica de trabalho PV para expulsar a água; (2) estes efeitos prosseguem, havendo também troca térmica com a água, e, após um aumento suficiente de pressão, ocorrerá condensação parcial no interior da bolha de gás que impedirá maiores reduções de temperatura e afetará a elevação subseqüente de pressão. O cálculo da condensação parcial de gás no casco é obtido via algoritmo rigoroso de Cálculo de Flash com especificação $U_G$ (Energia Interna da bolha de gás) e $V_G$ (Volume da bolha de gás). Estas especificações devem ser usadas pois a bolha de gás é corretamente descrita pelos valores de energia e volume (U,V) gerados como variáveis de estado pelo modelo dinâmico do casco U-BEND – o gás, é claro, é também descrito por sua composição global que permanece fixa. Temperatura e pressão da sobrepressão ($\theta_G$, $P_G$), bem como composições das fases líquida ($\underline{X}_G$) e vapor formadas ($\underline{Y}_G$), são obtidas como resultados do cálculo de Flash($U_G$,$V_G$).

As equações dinâmicas do Casco são apresentadas abaixo. Estas equações são integradas numericamente via ferramentas ODE45 (prioritariamente) e ODE15S oferecidas pelo MATLAB 6.1 (The Mathworks, Inc.). As variáveis de estado correspondentes são [$V_G$ $N_G$ $N_H$ $U_G$ $U_H$]. Temperaturas ($\theta_G$, $\theta_H$) e pressão de equilíbrio no ponto de maior pressão ($P_G$) são obtidas *a posteriori* via resolução da condição termodinâmica por Flash(U,V).

Símbolos $V_G$ *e* $W_G$ representam, respectivamente, o volume ($m^3$) total da bolha de gás no casco e a vazão (kg/s) de gás proveniente da ruptura, sendo calculada pelo modelo de escoamento compressível a partir das condições ($\theta_E$, $P_E$) do gás de entrada e da pressão

de *surge* ($P_G$). O volume de água ($V_H$) existente no casco é calculado por diferença entre o volume livre do mesmo e $V_G$. $W_H$ representa a taxa líquida (saída – entrada) de água saindo do casco em kg/s, sendo obtida a partir da vazão $q$ do Tubo 14 (ver Seção 4) após resolução do modelo de rede de escoamento de água. $\rho_H$ representa a densidade da água. $M_G$ e $M_H$ são as massas molares (kg/gmol) do gás e da água no casco. $N_G$ e $N_H$ são os números de mols totais de gás e água no casco (gmol), enquanto $U_G$ e $U_H$ são as respectivas energias internas totais (J). $E_G$ e $E_H$ são energias específicas (J/kg), respectivamente, trazida pelo gás proveniente da ruptura – calculada pelo modelo de escoamento compressível (Seção 3.8) – e acompanhando a água expelida do casco. Símbolos $\theta_G$ e $\theta_H$ são, respectivamente, as temperaturas (K) da bolha de gás e do corpo aquoso no casco, enquanto $h$ e $\Sigma$ representam o coeficiente de transferência de calor entre as fases (kW/m$^2$.K) e a área externa da bolha (m$^2$) disponível para troca térmica.

$$\frac{dV_G}{dt} = \left(\frac{W_H}{\rho_H}\right) \quad \textbf{(51)}$$

$$\frac{dN_G}{dt} = W_G / M_G \quad \textbf{(52)}$$

$$\frac{dN_H}{dt} = -W_H / M_H \quad \textbf{(53)}$$

$$\frac{dU_G}{dt} = W_G E_G - P_G\left(\frac{W_H}{\rho_H}\right) + h.\Sigma(\theta_H - \theta_G) \quad \textbf{(54)}$$

$$\frac{dU_H}{dt} = -W_H E_H + P_G\left(\frac{W_H}{\rho_H}\right) - h.\Sigma(\theta_H - \theta_G) \quad \textbf{(55)}$$

## 3.8 Modelo para Escoamento Compressível Transiente

Escoamento compressível transiente será admitido nas linhas de gás, no *HPS* do trocador e no casco invadido pelo gás. A condição será adiabática, dado que o tempo de análise será muito pequeno. No entanto mudanças de temperatura devido a efeitos cinéticos e Joule-Kelvin serão contabilizados.

### 3.8.1 Símbolos e Variáveis

t Tempo (s)

x Posição axial no duto (m)

z Posição vertical no campo gravitacional (m)

P Pressão do fluido (N/m$^2$)

T Temperatura do fluido (K)

M Massa molecular do fluido (gmol)

ρ Densidade do fluido (kg/m$^3$)

$\overline{H}$ Entalpia molar (kJ/kgmol)

$\overline{U}$ Energia interna molar (kJ/kgmol)

q Vazão mássica do fluido (kg/s)

S,D Área e diâmetro da seção livre (equivalente) de escoamento (m2,m)

g Aceleração da gravidade (m/s$^2$)

α Ângulo de inclinação do duto

Ψ Tensão cisalhante na parede do duto (N/m$^2$)

F Fator de atrito de Darcy

Z Fator de compressibilidade do fluido

$\overline{H_R}$ Entalpia residual do fluido (kJ/kgmol)

$\overline{H}'$ Entalpia molar de gás ideal (kJ/kgmol)

$\underline{y}$ Vetor de frações molares da composição do fluido

$\overline{Cp_i}'$ Capacidade calorífica a pressão constante do componente i como gás ideal (kJ/kgmol.K)

$w_i, T_{C_i}, P_{C_i}$ Fator acêntrico, temperatura crítica e pressão crítica do componente i (K, bara)

$\Omega_a, \Omega_b W, U, C_1, C_2, C_3$ Constantes da equação de estado a ser usada

$K_{i,j}$ Parâmetros binários da equação de estado

$a_i, d_i, b_i$ Termos da equação de estado para o componente i

R Constante dos gases ideais (R=8,314.10$^{-2}$ bara.m$^3$/Kgmol.K)

$\alpha = \frac{U}{2} + \sqrt{\frac{U^2 - 4W}{4}}$ Constante da equação de estado

$\beta = -\frac{U}{2} + \sqrt{\frac{U^2 - 4W}{4}}$ Constante da equação de estado

$\overline{H}_i^o$ Entalpia de formação do componente i, como gás ideal em T°=298,15 K

### 3.8.2 Descrição Geral

A Figura 32 apresenta o escoamento compressível em um duto, para o qual serão adotadas as seguintes simplificações:

- Escoamento pistonar (não há perfis radiais);
- 2 variáveis independentes (*t,x*);
- Duto de seção livre (equivalente) constante (*S, D* constantes);
- Gás com composição constante;
- Escoamento adiabático.

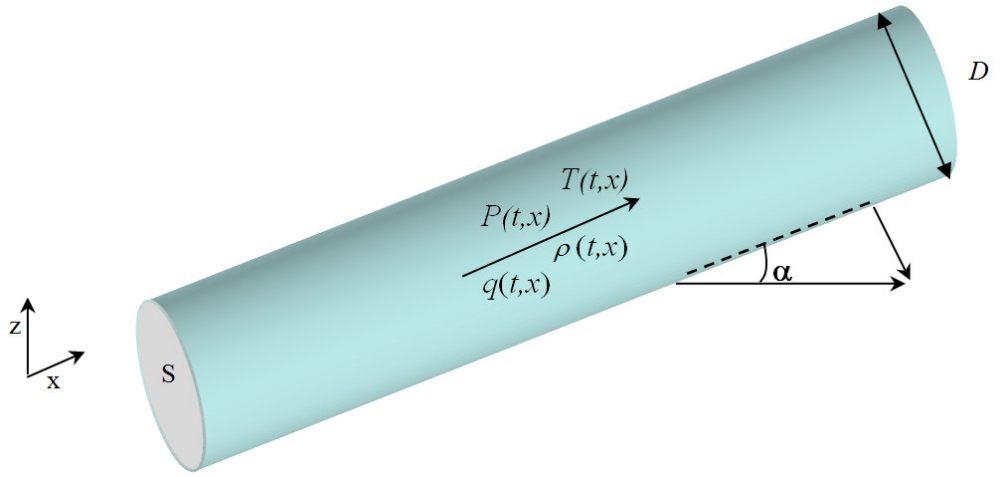



**Figura 32 – Escoamento Compressível em Duto Cilíndrico**

### 3.8.3 Modelagem

Resulta da aplicação de princípios de conservação de massa, momento e energia no domínio *(t,x)*. Tem-se:

Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\left(\frac{1}{S}\right)\frac{\partial q}{\partial x} \qquad \textbf{(56)}$$

Balanço de Momento:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -S\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{1}{S}\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{q^2}{\rho}\right) - \rho S g sen\alpha - \pi D\Psi \quad \textbf{(57)}$$

Balanço de Energia:

$$\frac{\partial \rho \overline{U}}{\partial t} = -\left(\frac{1}{S}\right)\frac{\partial}{\partial x}\left\{q\left[\overline{H} + \left(\frac{M}{2}\right)\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 + Mgh\right]\right\} + \left(\frac{M}{S}\right).\Omega\Pi D.(\theta_E - \theta) \qquad \textbf{(58)}$$

Termo de Atrito:

$$\Pi D\Psi = \left(\frac{1}{2}\right).\left(\frac{f}{\rho S D}\right).q.|q| \qquad \textbf{(59)}$$

Fator de Atrito (Churchill, 1977)

$$f = \Gamma(\varepsilon, D, \mathrm{Re}) \qquad \textbf{(60)}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{4.|q|}{\Pi.D.\mu} \quad \textbf{(61)}$$

Além destas equações, admite-se que o fluido escoa sob equilíbrio termodinâmico com comportamento volumétrico descrito por uma equação de estado do tipo cúbico de Peng-Robinson (PR) sob composição constante:

$$P = F(T, \rho) \quad \textbf{(62)}$$

Relações do tipo acima podem ser escritas em termos do fator de compressibilidade ($Z$) de acordo com:

$$Z^3 - (1 + B - UB)Z^2 + (A + WB^2 - UB - UB^2)Z - (AB + WB^2 + WB^3) = 0 \quad \textbf{(63)}$$

Onde,

$$z = \frac{PM}{\rho RT}, \qquad B = \frac{Pb}{RT}, \qquad A = \frac{Pa}{(RT)^2} \qquad \textbf{(64)}$$

$$b = \sum_i y_i b_i, \qquad a = \sum_i \sum_j y_i y_j \sqrt{a_i}\sqrt{a_j}\left(1 - K_{ij}\right) \qquad \textbf{(65)}$$

$$b_i = \frac{\Omega_b R T_{C_i}}{P_{C_i}}, \quad a_i = \frac{\Omega_a R^2 T_{C_i}{}^2 \phi_i(T)}{P_{C_i}}, \quad \phi_i = \left[1 + d_i\left(1 - \sqrt{T/T_{C_i}}\right)\right]^2 \qquad \textbf{(66)}$$

$$d_i = C_o + C_1 w_i + C_2 w_i^2 \qquad \textbf{(67)}$$

A partir destas expressões, diversas propriedades do fluido podem ser calculadas para uso no modelo. Este é o caso da entalpia e energia interna conforme a seguir:

$$\overline{H} = \overline{H}' + \overline{H}^R \quad \textbf{(68)}$$

$$\overline{H}' = \sum_i y_i \left[ \overline{H}_i^o + \int_{T_o}^{T} \overline{Cp_i}' dT \right] \quad \textbf{(691)}$$

$$\overline{U} = \overline{H}' + \overline{H}^R - RTZ \quad \textbf{(70)}$$

$$\overline{H}^R = RT\left\{ Z - 1 + \left[ \frac{A + T\dot{A}}{(\beta + \alpha)B} \right] \ln\left( \frac{Z + \alpha B}{Z - \beta B} \right) \right\} \quad \textbf{(71)}$$

$$A + T\dot{A} = -A + \left( \frac{P}{R^2 T^2} \right) \sum_i \sum_j y_i y_j \sqrt{a_i} \sqrt{a_j} (1 - K_{ij}) T \frac{\dot{\phi}_j}{\phi_j} \qquad \textbf{(72)}$$

A utilização de equações de estado é importante para descrever, precisamente, grandes transformações de densidade e temperatura do fluido à medida que este sofre expansão e aceleração sob forte despressurização adiabática, como é o caso presente.

### 3.8.4 Aplicação de Condições Estacionárias

As relações anteriores produzirão, sob condição estacionária, as seguintes expressões:

Continuidade:

$$\frac{dq}{dx} = 0 \ (q \text{ constante}) \qquad \textbf{(73)}$$

Balanço de Momento:

$$\left[ P_0 - \left( \frac{q}{\rho S} \right)^2 Dp \right] . \left( \frac{dP}{dx} \right) - \left[ \left( \frac{q}{\rho S} \right)^2 D_\theta \right] . \frac{d\theta}{dx} + \rho . g . sen\alpha + \frac{\Pi D \Psi}{S} = 0 \quad \textbf{(74)}$$

Balanço de Energia:

$$\left[P_0-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 Dp+\frac{\theta.D_\theta P_0}{\rho}\right].\left(\frac{dP}{dx}\right)+\left[\frac{\rho.\overline{Cp}}{M}-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_\theta\right].\frac{d\theta}{dx}+\rho.g.sen\alpha-\left(\frac{\rho}{q}\right).\Omega.\Pi.D.(\theta_E-\theta)=0 \quad \textbf{(75)}$$

Termo de Atrito:

$$\Pi D\Psi=\left(\frac{1}{2}\right).\left(\frac{f}{\rho SD}\right).q.|q| \quad \textbf{(76)}$$

$$f=\Gamma(\varepsilon,D,\mathrm{Re}) \quad \textbf{(77)}$$

$$\mathrm{Re}=\frac{4.|q|}{\Pi.D.\mu} \quad \textbf{(78)}$$

### 3.8.5 Escoamento Sônico

É necessário obter as condições de escoamento sônico ("Choked Flow") ao final do trecho horizontal de tubulação adiabática sem atrito (escoamento isentrópico). Usamos as Equações 73 a 78 com $\Omega=0,\ \Psi=0,\ \mathrm{sen}\alpha=0$. Resultam:

$$\left(\frac{\theta.D_\theta.P_0}{\rho}\right).\left(\frac{dP}{dx}\right)_S+\left(\frac{\rho.\overline{Cp}}{M}\right).\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_S=0 \quad \textbf{(79)}$$

$$\left[P_0-\left(\frac{q_c}{\rho s}\right)^2.Dp\right].\left(\frac{dP}{dx}\right)_{\bar{S}}-\left[\left(\frac{q_c}{\rho s}\right)^2.D_\theta\right].\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{\bar{S}}=0 \quad \textbf{(80)}$$

Estas equações permitem obter expressão para a velocidade sônica de escoamento:

$$V_{SOM}=\left(\frac{q_C}{\rho.S}\right)=\sqrt{\frac{P_0.\left(\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)_{\bar{S}}}{D_\theta+D_P.\left(\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)_{\bar{S}}}} \quad \textbf{(81)}$$

ou ainda,

$$V_{SOM}=\left(\frac{q_C}{\rho.S}\right)=\sqrt{P_0.\left(\frac{\partial P}{\partial\rho}\right)_{\bar{S}}}=\sqrt{\frac{P_0.\overline{Cp}}{\overline{Cv}.Dp}} \quad \textbf{(82)}$$

### 3.8.6 Dispositivos de Vazamento

Trata-se de um modelo de escoamento compressível para as condições de ruptura de tubo. O dispositivo de vazamento é um pequeno tubo (Figura 33) através do qual o gás flui desde as condições de origem (E) até as condições de saída (S). Consideram-se as hipóteses seguintes:

- Seção constante;
- Escoamento horizontal ($\alpha$=0);
- Escoamento adiabático ($\Omega$=0);
- Regime estacionário;
- Fluido em repouso nas condições de entrada;
- Especificação: $P_E$, $\theta_E$, $P_S$;
- Possibilidades de escoamento: crítico ou subcrítico.

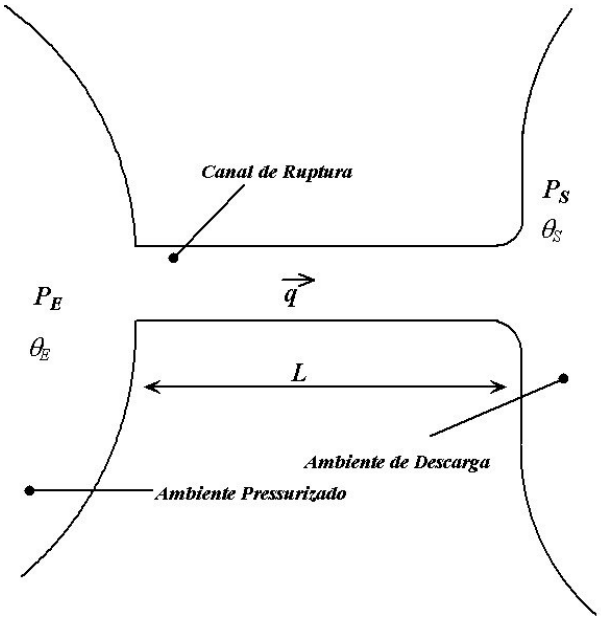



**Figura 33 – Dispositivo de Vazamento Associado à Ruptura de Tubo**

As Equações 73 a 78 fornecem, após aplicação das considerações anteriores, o seguinte:

$$\left[P_0-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_P\right]\frac{dP}{dx}-\left[\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_\theta\right]\frac{d\theta}{dx}+\frac{\pi D\Psi}{S}=0 \quad \textbf{(83)}$$

$$\left[P_0-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_P+\frac{\theta D_\theta P_0}{\rho}\right]\frac{dP}{dx}+\left[\frac{\rho\overline{C}_P}{M}-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_\theta\right]\frac{d\theta}{dx}=0 \quad \textbf{(84)}$$

$$\frac{\pi D\Psi}{S}=\frac{1}{2}\frac{1}{\rho S^2 D}.f.q|q| \qquad \textbf{(85)}$$

Estas equações podem ser combinadas, resultando em:

$$\frac{d\theta}{dP}=\left\{\frac{\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_P-P_0\left[1+\frac{\theta D_\theta}{\rho}\right]}{\frac{C_p\rho}{M}-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2 D_\theta}\right\} \qquad \textbf{(86)}$$

$$GdP=-\frac{1}{2}q|q|\frac{dx}{D} \qquad \textbf{(87)}$$

$$G=\left(\frac{\rho S^2}{f}\right)\left[P_0-\left(\frac{q}{\rho S}\right)^2\left(D_P+D_\theta\frac{d\theta}{dx}\right)\right] \qquad \textbf{(88)}$$

A Equação 87 pode ser integrada espacialmente ao longo do canal de vazamento fornecendo ($q$ constante):

$$\int_{P_E}^{P_S} GdP+\frac{1}{2}q|q|\frac{L}{D}=0 \quad \textbf{(89)}$$

A resolução da Equação 89 é feita numericamente para $P_S$ ou para $q$ dependendo da especificação disponível e/ou de restrições adicionais. A integração é obtida numericamente via quadratura de Gauss-Legendre de 5, 12 ou 18 pontos.

### 3.8.5.1 Escoamento Crítico ("Chocked flow")

As equações de escoamento crítico consistem da Equação 89, adicionada de restrições de fluxo sônico no ponto de descarga ("S") calculado com a Equação 82. Temos as relações:

$$\int_{P_E^C}^{P_S^C} GdP + \frac{1}{2} q_C |q_C| \frac{L}{D} = 0 \qquad \textbf{(90)}$$

$$\frac{q_C}{S\rho_{(\theta_S^C, P_S^C)}} - \sqrt{P_0 \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_S} = 0 \qquad \textbf{(91)}$$

$$\overline{H}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{H}_{(\theta_E^C, P_E^C)} - \left(\frac{M}{2}\right)\left(\frac{q_C}{S\rho_{(\theta_E^C, P_E^C)}}\right)^2 = 0 \qquad \textbf{(92)}$$

$$\overline{S}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{S}_{(\theta_E^C, P_E^C)} = 0 \qquad \textbf{(93)}$$

$$\overline{H}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{H}_{(\theta_S^C, P_S^C)} - \left(\frac{M}{2}\right)\left(\frac{q_C}{S\rho_{(\theta_S^C, P_S^C)}}\right)^2 = 0 \qquad \textbf{(94)}$$

Estas equações devem ser resolvidas para $q_C, P_S^C, \theta_S^C, P_E^C, \theta_E^C$ através de método numérico tipo Newton-Raphson com estimativa inicial apropriada. A Condição $(\theta_E^C, P_E^C)$ é isentrópica com o estado de origem, satisfazendo, também, a conservação de energia. Esta condição é necessária para que o escoamento no canal de vazamento não viole a 2ª Lei da Termodinâmica. A resolução das Equações 90 a 93 fornece a pressão crítica da descarga ($P_S^C$) e a vazão crítica correspondente ($q_C$).

### 3.8.5.2 Escoamento de Vazamento com $P_S$ Especificado

Neste caso, devem-se determinar a vazão de vazamento ($q$) e a temperatura de descarga ($\theta_S$). Dois casos devem ser investigados:

#### 3.8.5.2.1 Escoamento Crítico

Ocorrerá quando $P_S \leq P_S^C$ onde $P_S^C$ foi calculada no item 3.8.5.1. Teremos, como solução, que $q = q_C$ , $\theta_S = \theta_S^C$ .

#### 3.8.5.2.2 Escoamento Sub-Crítico

Ocorrerá quando $P_S > P_S^C$ onde $P_S^C$ foi calculada no item 3.8.5.1. Neste caso, voltamos às Equações 89, 88 e 86. Estas devem ser resolvidas juntamente com a relação de conservação de energia. O sistema a resolver é:

$$\int_{P_E^C}^{P_E^C} GdP + \frac{1}{2} q|q| \frac{L}{D} = 0 \quad \textbf{(95)}$$

$$\overline{H}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{H}_{(\theta_E^C, P_E^C)} - \left(\frac{M}{2}\right)\left(\frac{q}{S\rho_{(\theta_E^C, P_E^C)}}\right)^2 \quad \textbf{(96)}$$

$$\overline{S}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{S}_{(\theta_E^C, P_E^C)} = 0 \quad \textbf{(97)}$$

$$\overline{H}_{(\theta_E, P_E)} - \overline{H}_{(\theta_S, P_S)} - \left(\frac{M}{2}\right)\left(\frac{q}{S\rho_{(\theta_S, P_S)}}\right)^2 \quad \textbf{(98)}$$

A solução deverá ser obtida para $q, \theta_S, P_E^C, \theta_E^C$ via método numérico de Newton-Raphson.

# CAPÍTULO 4 – Resultados das Simulações

Neste trabalho, a composição química do gás é levada em conta rigorosamente e propriedades termodinâmicas foram calculadas através de equações de estado de Gás Ideal ou Peng-Robinson; esta última pode prever ou não condensação do gás sendo expandido. O escoamento do gás pela ruptura que se abre gradualmente é modelado rigorosamente satisfazendo balanços de massa, energia e momentum (Seções 3.7 e 3.8) entre o gás de entrada – com condições ($\theta_E$, $P_E$) – e a bolha no interior do casco – condições dinâmicas ($\theta_G$, $P_G$).

No ponto de ruptura, o gás apresentará escoamento sônico enquanto a pressão de *surge* ($P_G$) não atingir a pressão crítica do escoamento (o que não ocorre no horizonte de simulação devido à ação das *PRVs*). As taxas de energia e massa geradas pelo jato na ruptura influenciam o modelo dinâmico que descreve a bolha de gás e o corpo de água no casco *U-BEND*.

Para as simulações realizadas, exceto onde indicado o contrário, tem-se:

- A simulação tem duração total de 600 ms, enquanto a ruptura propriamente dita do tubo, seguindo modelo dinâmico já explicado, tem início no tempo 5 ms.
- O gás tem como propriedades iniciais aquelas registradas na Tabela 9.
- Modelo de viscosidade do gás segue equações de Chung-Reichenberg-Wilke.
- Contrapressão superimposta constante e igual a 6,513 bara.

## 4.1 Propriedades Termodinâmicas do Gás

### 4.1.1 Equilíbrio Líquido-Vapor

Nas simulações realizadas é considerado modelo de equilíbrio homogêneo, i.e. as fases líquida e gasosa estão combinadas de tal forma que viajam à mesma velocidade

durante o desenvolvimento do escoamento, e dessa forma, não existe velocidade relativa entre as fases (não existe "escorregamento" entre fases).

A partir dos dados da simulação, o envelope de saturação líquido-vapor do gás pode ser gerado via algoritmos de Equilíbrio Líquido-Vapor tipo Ponto de Bolha e Ponto de Orvalho com a Equação de Estado de Peng-Robinson. As Figuras 34 e 35 apresentam vistas deste envelope nos planos P versus T e Energia Interna Molar (U) versus logaritmo do Volume Molar (V).

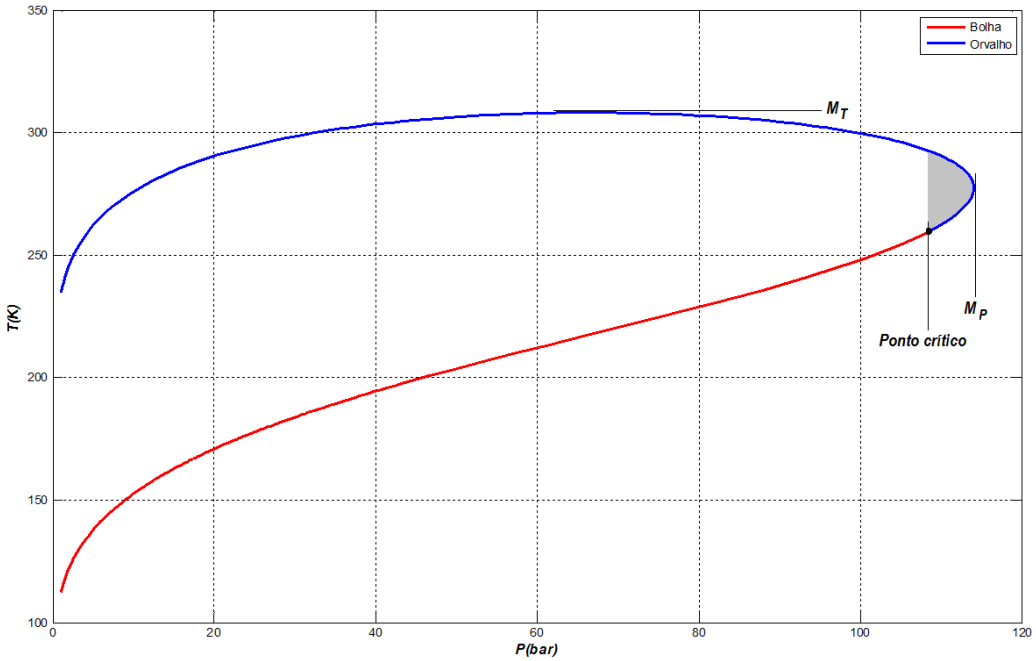



**Figura 34 – Envelope de Saturação Líquido-Vapor (*P* versus *T*)**

Através da análise da Figura 34 percebe-se que o comportamento do gás no Plano *T versus P* possui diferenças marcantes do esperado para um fluido puro, tais como: (i) Curvas de Bolha e Orvalho não coincidentes; (ii) Ponto Crítico não localizado em máximo de temperatura ou em máximo de pressão; e (iii) Existência dos pontos singulares $M_T$ e $M_P$ respectivamente de máximos de Temperatura (*Cricondenterm*) e de Pressão (*Cricondenbar*). Destacamos algumas características importantes desse diagrama:

- O ponto $M_P$, *Cricondenbar*, é definido como a pressão máxima acima da qual gás não pode ser formado independentemente da temperatura. A temperatura correspondente a esse ponto é chamada de "temperatura *cricondenbar*".

- O ponto $M_T$, *Cricondenterm*, é definido como a temperatura máxima acima da qual líquido não pode ser formado independentemente da pressão. A pressão correspondente a esse ponto é chamada de "pressão *cricondenterm*".
- A região cinza do desenho é a região na qual existe condensação retrógrada. Tal fenômeno caracteriza-se pela formação de uma parcela de condensado a partir de um fluido denso que esteja a uma pressão maior do que a crítica, porém menor que a pressão *cricondenbar*. Numa trajetória vertical, elevando-se a temperatura, o gás denso passa a condensar, coexistindo nesse momento duas fases distintas, e apenas ao passar pelo segundo ponto da curva de orvalho, a condensação regride e o fluido volta integralmente a ser gás.

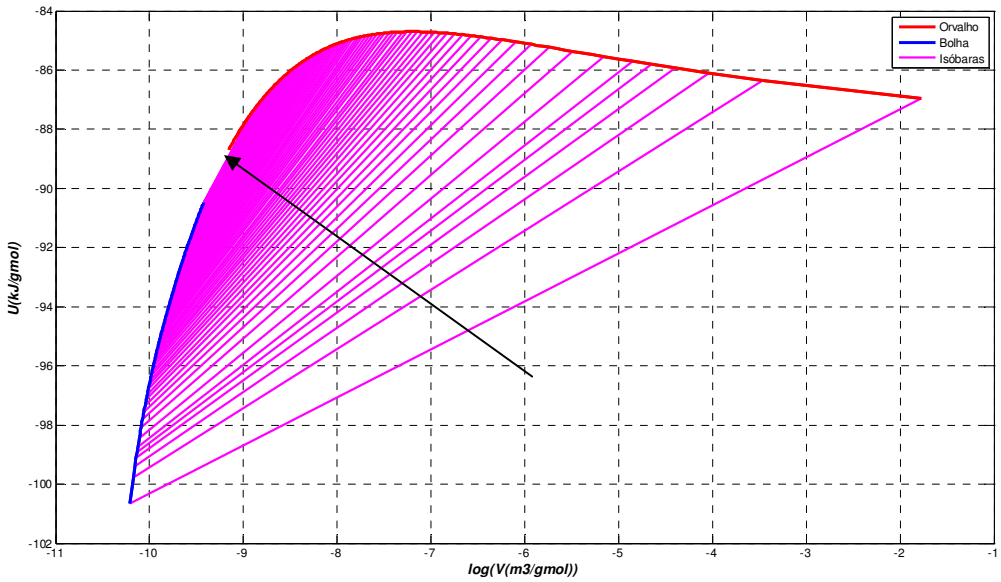



**Figura 35 – Envelope de Saturação Líquido-Vapor para o Gás da Tab. 9 (*U* versus log *V*)**

A Figura 35 registra o envelope de Equilíbrio Líquido-Vapor do gás natural descrito na Tabela 9 (aproximadamente 78% mol de $CH_4$) no plano de energia interna molar versus o logaritmo – apenas para ajuste de escalas do gráfico – do volume molar. Este gráfico tem importância considerável nas simulações, pois o fenômeno de Equilíbrio Líquido-Vapor que ocorre na bolha de gás formada no casco *U-BEND* corresponde à resolução de problema de ELV conhecido como *flash* (U,V), isto é, Equilíbrio Líquido-Vapor com balanço material e especificações de Energia Interna e de Volume. Na Figura 35 os segmentos retilíneos representam ligações entre pontos de bolha e orvalho deste

gás na mesma pressão (isóbaras), também observáveis como segmentos verticais entre as curvas de bolha e orvalho da Figura 34. A seta escura representa um possível percurso no envelope onde ocorre redução de volume molar com elevação de energia interna molar, ambos fatos observados na descarga de gás pela ruptura na bolha em formação no casco *U-BEND*, a saber: (i) eleva-se o conteúdo de energia molar da bolha pela conversão de entalpia do jato em energia interna da bolha; e (ii) esta se expande, porém, a uma taxa inferior ao seu aumento de massa que acarreta diminuição de volume molar.

Concomitantemente à elevação de energia e redução de volume molar, o sistema segue uma trajetória em direção de isóbaras mais altas, elevando a pressão de equilíbrio da bolha donde o *surge* de pressão de desenvolve. Na prática, o ingresso da trajetória do processo no envelope da Figura 35 ocorre pela curva de orvalho à direita, subindo a partir daí através do interior do envelope.

### 4.1.2 Outras Propriedades e Verificações

Para o gás natural deste estudo, descrito na Tabela 9, gráficos foram gerados, tanto para visualização quanto para verificação de consistência no cálculo de propriedades termodinâmicas, tais como velocidade do som, densidade, Cp, entalpia, entropia e fator de compressibilidade. Verifica-se a consistência termodinâmica dos cálculos através de vários gráficos para a mesma propriedade, porém a partir de dados primários ou coordenadas de estado diferentes. Isto permite a conferência da consistência da modelagem e do programa computacional. Para todas as Figuras a seguir é possível perceber a curva azul, de pontos de orvalho, e a curva vermelha, de pontos de bolha. Curvas no exterior destes domínios de bolha e orvalho representam condições de vapor superaquecido ou de líquido sub-resfriado. Todos os gráficos mostrados referem-se ao gás natural da Tabela 9.

Através da Figura 36, vê-se que as velocidades do som são maiores para a fase líquida, enquanto a fase gasosa possui velocidades do som baixas. Isso está relacionado com a melhor propagação de ondas de som em meios mais densos, que pode ser visto na

Figura 38, que corresponde ao que se esperava. As Figuras 37 e 39 mostram os mesmos resultados, apenas para as curvas de saturação.

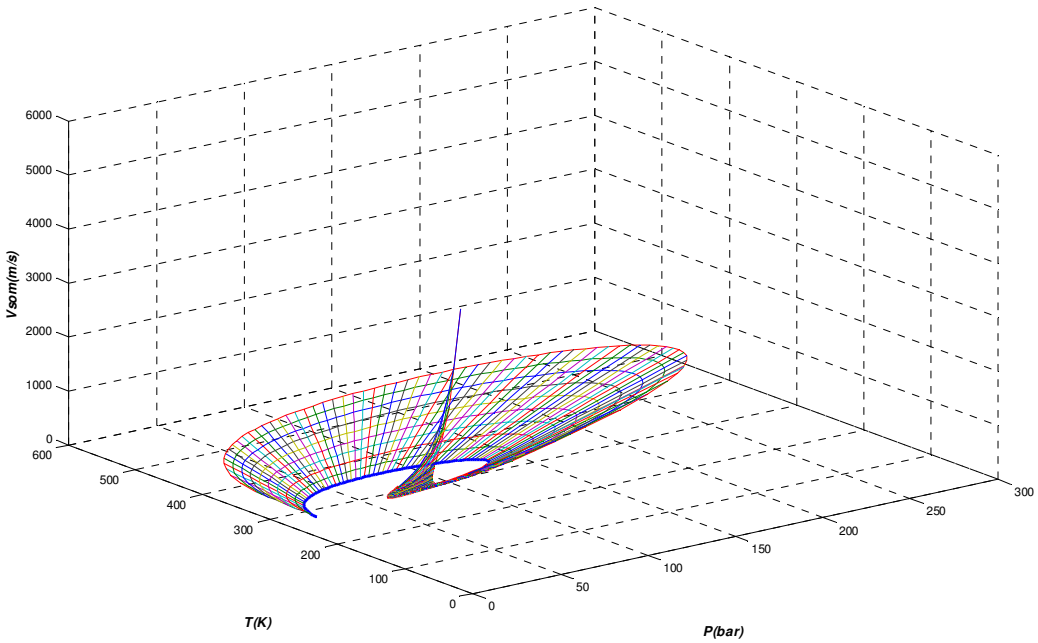



**Figura 36 – Variação da Velocidade do Som com a Temperatura e Pressão**

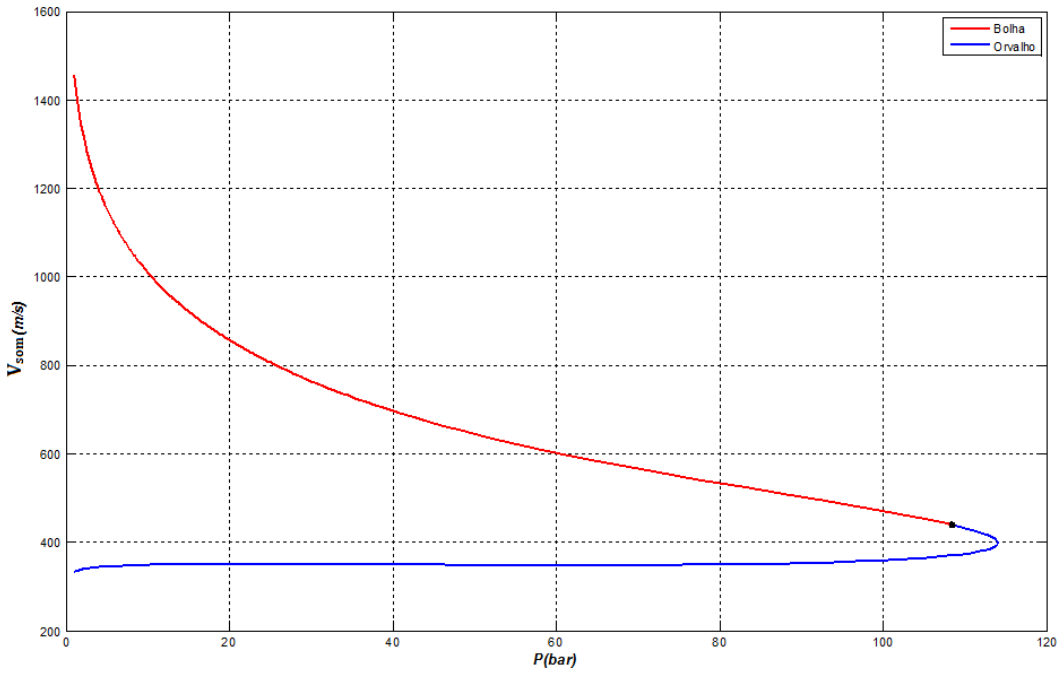



**Figura 37 – Variação da Velocidade do Som com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho**

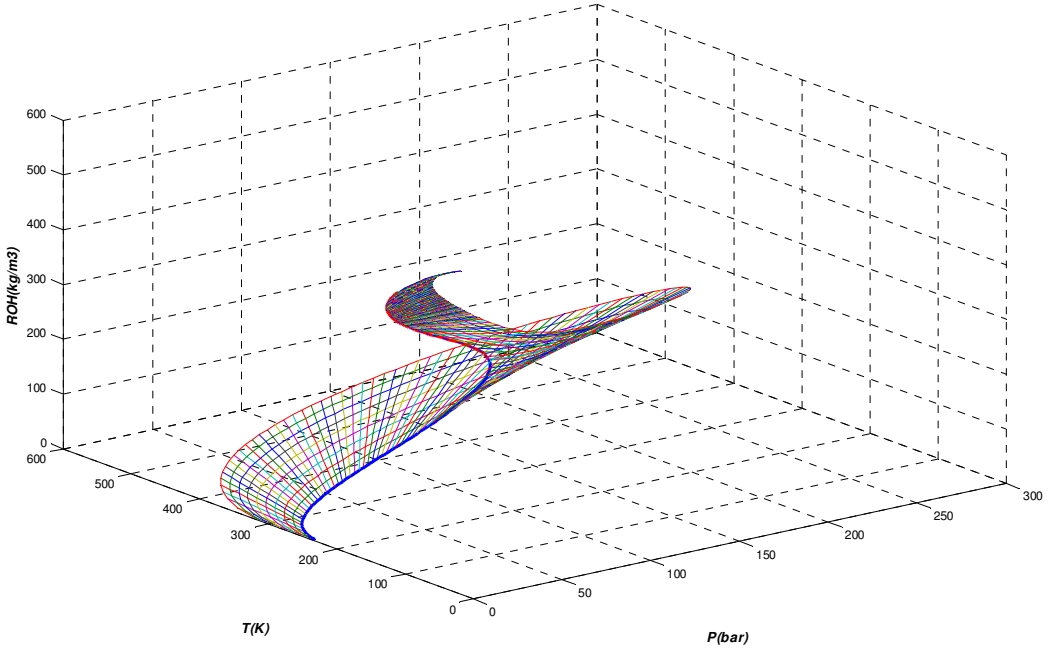



**Figura 38 – Variação da Densidade com a Temperatura e Pressão**

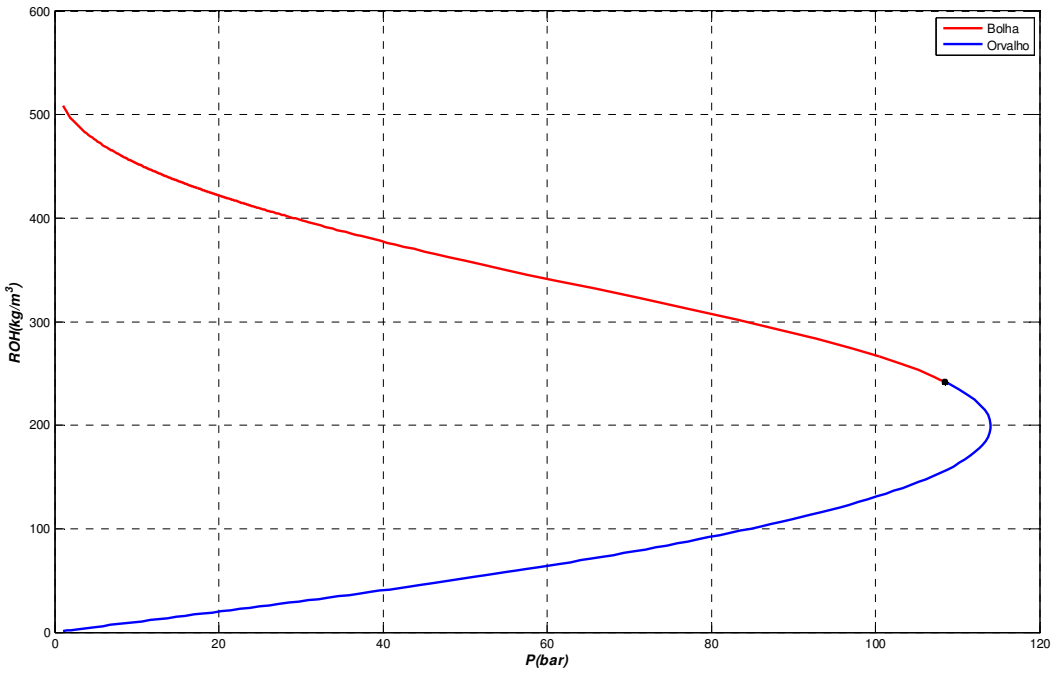



**Figura 39 – Variação da Densidade com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho**

A Figura 40 mostra a variação do calor específico à pressão constante com temperatura e pressão na vizinhança crítica. Pela Figura 41 nota-se que a fase líquida tem maior capacidade térmica do que a fase vapor correspondente.

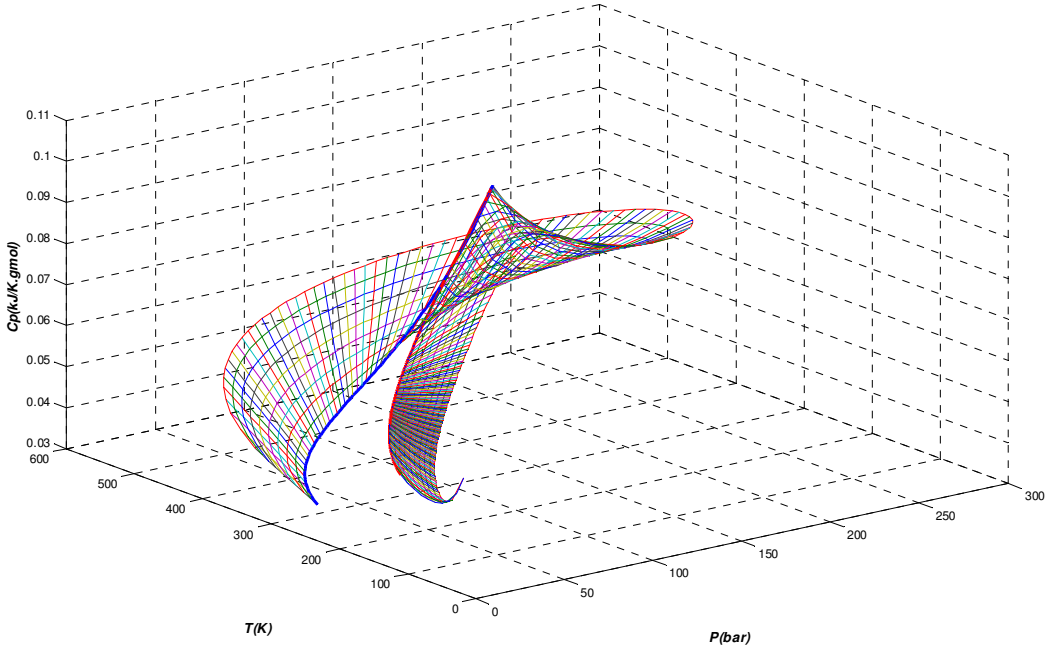



**Figura 40 – Variação de Cp com a Temperatura e Pressão**

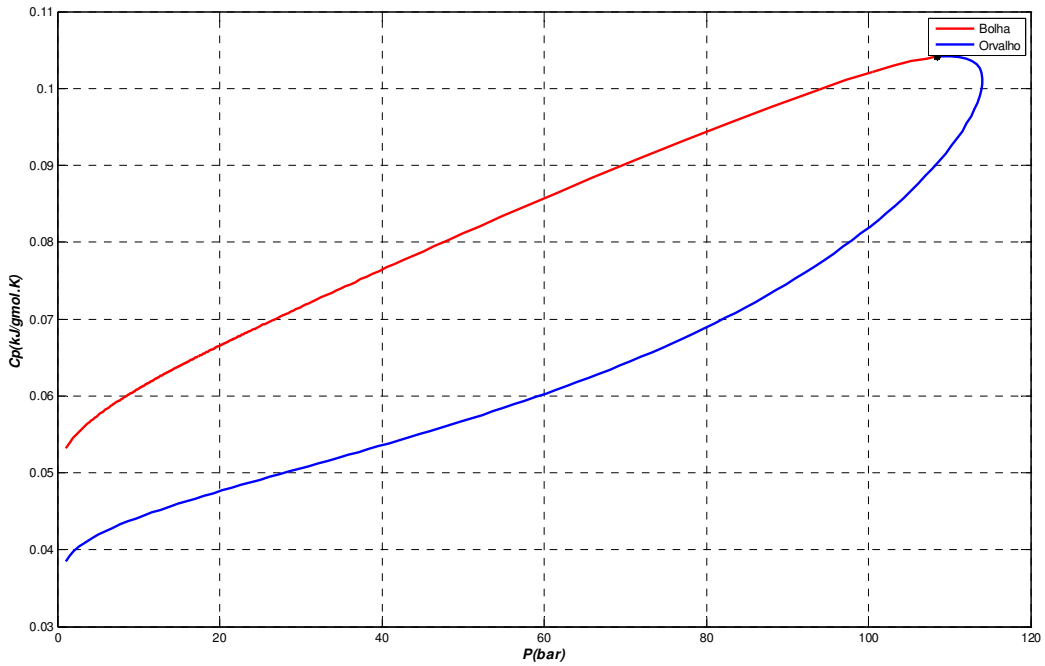



**Figura 41 – Variação de Cp com a Pressão nas Curvas de Bolha e Orvalho**

As Figuras 42 e 43 mostram os diagramas de entalpia versus temperatura e pressão, sendo que no primeiro a entalpia foi obtida a partir de pressão e temperatura, e no segundo a temperatura foi obtida a partir de dados de pressão e entalpia para

verificação de consistência. Conforme mostrado, ambos procedimentos resultam no mesmo gráfico, confirmando a consistência da programação.

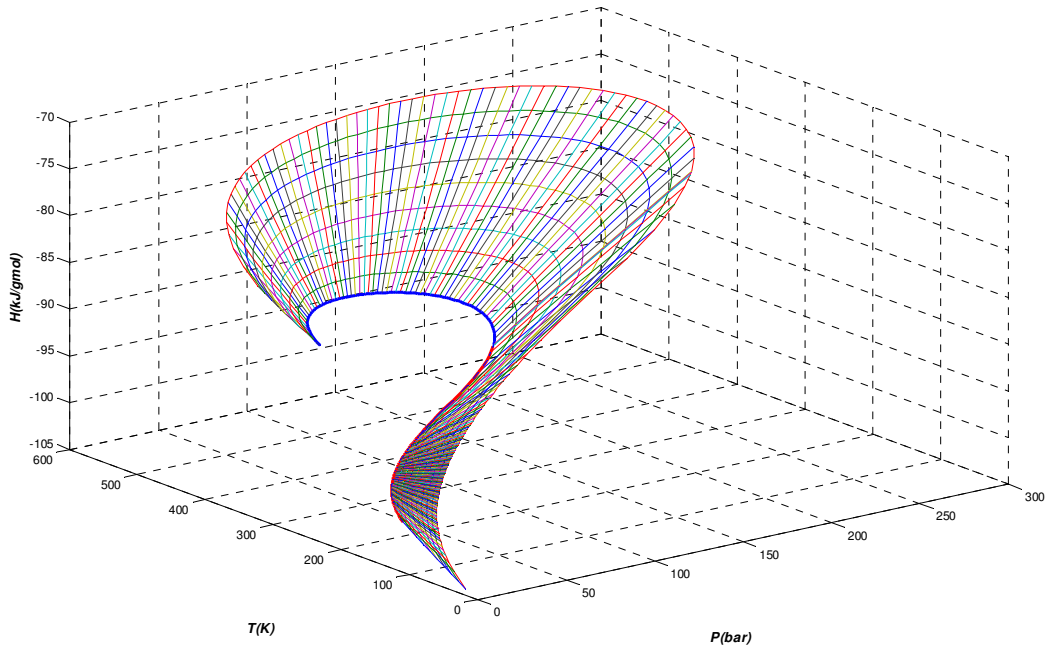



**Figura 42 – Variação da Entalpia com a Temperatura e Pressão (T e P para H)**

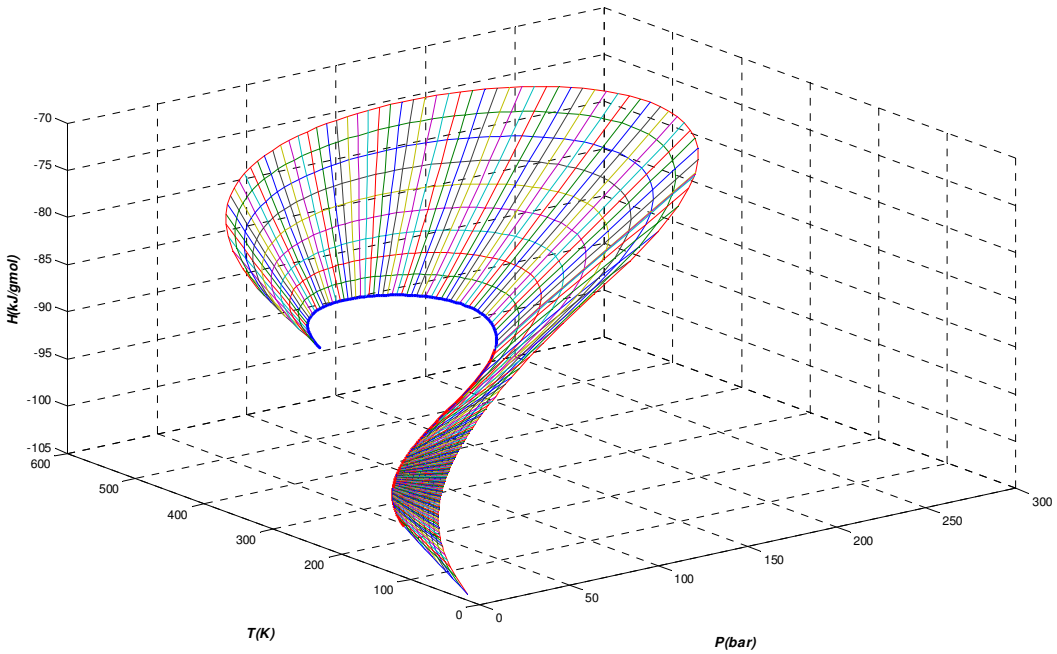



**Figura 43 – Variação da Entalpia com a Temperatura e Pressão (P e H para T)**

Analogamente à entalpia, foram geradas as Figuras 44 e 45 para entropia.

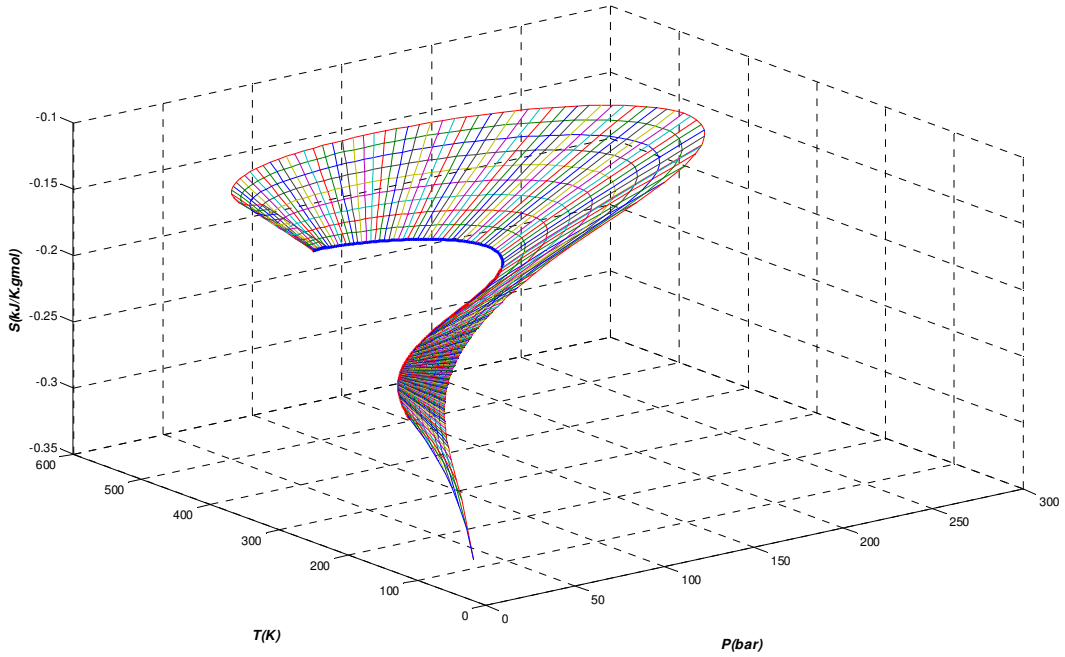



**Figura 44 – Variação da Entropia com a Temperatura e Pressão (T e P para S)**

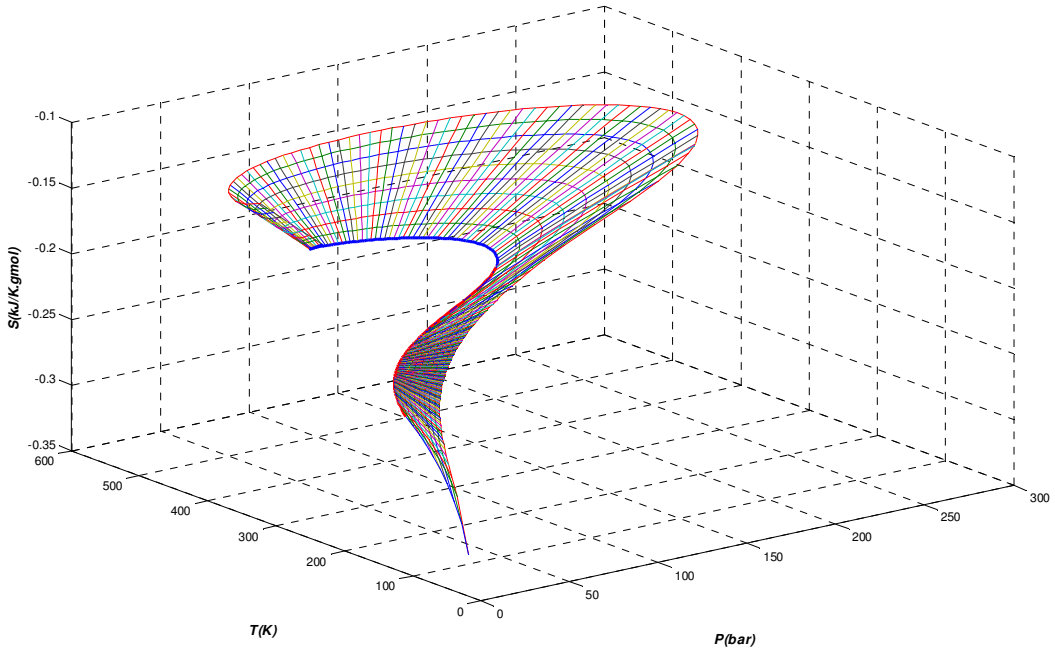



**Figura 45 – Variação da Entropia com a Temperatura e Pressão (P e S para T)**

Finalmente, a Figura 46 apresenta a variação do fator de compressibilidade para o gás em função da pressão, nas curvas de saturação. Como era de se esperar, o fator de compressibilidade mais próximo da unidade é aquele de vapor em baixa pressão (e alta temperatura), condição esta que reflete a maior similaridade com gás ideal.

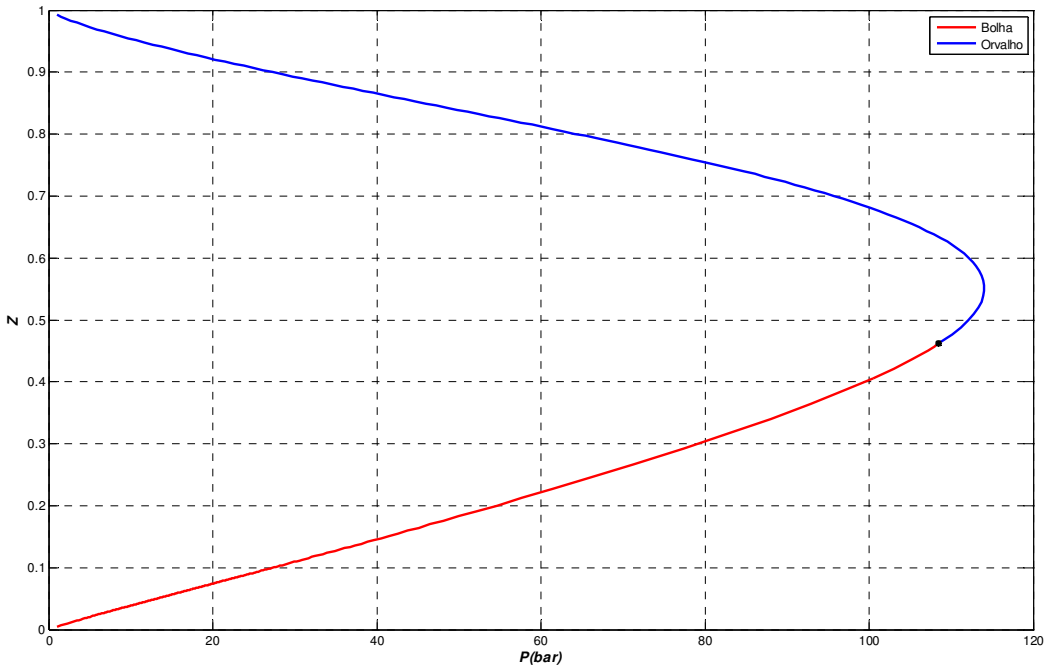



**Figura 46 – Variação do Fator de compressibilidade (Z) com Pressão na Curva de Saturação**

## 4.2 Simulações

### 4.2.1 Experimentos

As simulações foram realizadas de acordo com a previsão de experimentos das Tabelas 19 e 20. Elas são dividas em dois blocos, de acordo com os objetivos principais de cada um desses.

Os experimentos da Tabela 19 têm como objetivo realizar o teste dos modelos termodinâmicos, através da utilização dos três modos possíveis de complexidade crescente (gás ideal, gás real sem condensação e gás real com condensação). Neste bloco também é realizada a comparação entre superfície máxima de ruptura, considerando 1 ou 2 orifícios equivalentes à seção transversal de um tubo do trocador de calor.

A norma API 521 recomenda a utilização de 2 orifícios equivalentes, pois, ao considerar a ruptura total do tubo, estabelece que as duas faces expostas são geradoras de escoamento capaz de gerar a sobrepressão. Em alguns casos, entretanto, apenas o escoamento a montante pode ser considerado, pois podem-se aplicar dispositivos anti-

refluxo – como válvulas de retenção – na tubulação a jusante que impedem que a sobrepressão seja alimentada por fluido de ambos os lados. Nesses casos, cabe uma análise de riscos mais detalhada para decidir se é aceitável projetar o sistema para proteção do equipamento com esta consideração.

**Tabela 19 – Simulações realizadas com gás natural típico sem dispositivos de segurança**

| Simulação | A.1 | A.2 | A.3 | A.4 | A.5 | A.6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Gás natural** | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico |
| **Modelo termodinâmico** | GI | PR | PR | GI | PR | PR |
| **Considera condensação?** | Não | Não | Sim | Não | Não | Sim |
| **Área máxima da ruptura (in²)** | 0,302 | 0,302 | 0,302 | 0,604 | 0,604 | 0,604 |

No bloco seguinte de simulações, conforme mostra a Tabela 20, realizam-se os experimentos mais importantes deste trabalho, especificando-se três estratégias diferentes de proteção passiva para o trocador de calor, comparando-se nesse caso diferentes modelos termodinâmicos, bem como efeito de condensação ou não.

As simulações B.4 e B.8 são repetições dos melhores resultados, porém considerando contrapressão menos conservadora. O valor utilizado para a maior parte das simulações foi de 6,513 bara, sendo este um valor aproximado típico de pressão de operação máxima para sistemas de alívio em plataformas *offshore*. O valor é conservador, porém razoável, visto que o cenário de descarga de líquido em sistemas de alívio gera maiores contrapressões superimpostas, visto que a coluna estática tem grande contribuição como resistência de escoamento. O valor de 2,513 bara foi utilizado como comparativo considerando um sistema de alívio em pressão de operação baixa e também a dinâmica de alívio acelerada.

**Tabela 20 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança**

| Simulação | B.1 | B.2 | B.3 | B.4 | B.5 | B.6 | B.7 | B.8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Gás natural** | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico | Típico |
| **Modelo termodinâmico** | GI | GI | GI | GI | PR | PR | PR | PR |
| **Considera condensação?** | Não | Não | Não | Não | Sim | Sim | Sim | Sim |
| **Número de PRVs instaladas** | 1 | 2 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 2 |
| **Área do orifício da PRV (in²)** | 11,05 | 16 | 26 | 16 | 11,05 | 16 | 26 | 16 |
| **Área máxima da ruptura (in²)** | 0,604 | 0,604 | 0,604 | 0,604 | 0,604 | 0,604 | 0,604 | 0,604 |
| **Contrapressão (bara)** | 6,513 | 6,513 | 6,513 | 2,513 | 6,513 | 6,513 | 6,513 | 2,513 |

### 4.2.2 Organização dos Resultados

Os resultados das simulações são registrados nos Apêndices A, B e C, onde cada uma é identificada através do código registrado nas Tabelas 20, 21 e 22, facilitando visualização e comparações entre simulações diferentes.

Um resultado básico possui 15 janelas, conforme mostra a Figura 47.

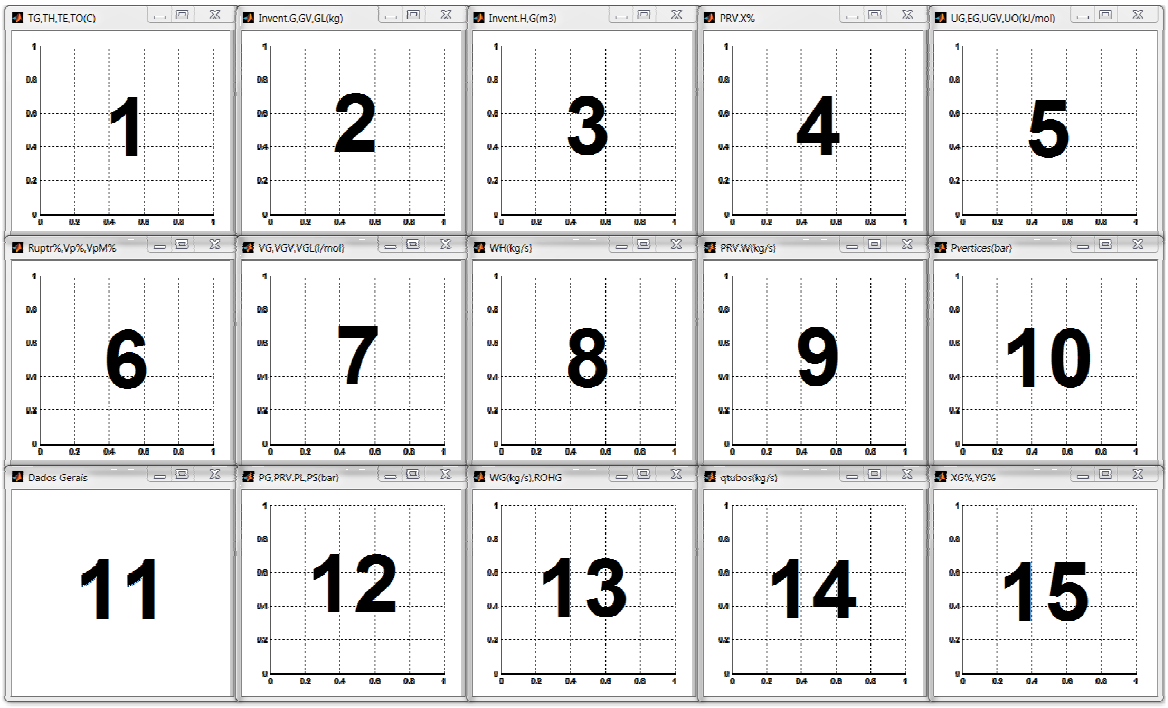



**Figura 47 – Organização dos resultados de simulação**

As janelas, de acordo com a numeração do desenho esquemático, são (abscissas em tempo – ms – exceto onde indicado):

1. Temperaturas

Esta janela (Figura 48) registra temperaturas importantes do sistema, tanto para simulação que não considera condensação quanto para uma que considera este efeito.

Quando a simulação considera condensação, percebe-se que este fenômeno tem início exatamente no ponto de intersecção entre a curva de temperaturas de ponto de orvalho e a curva de temperaturas do gás expandido.

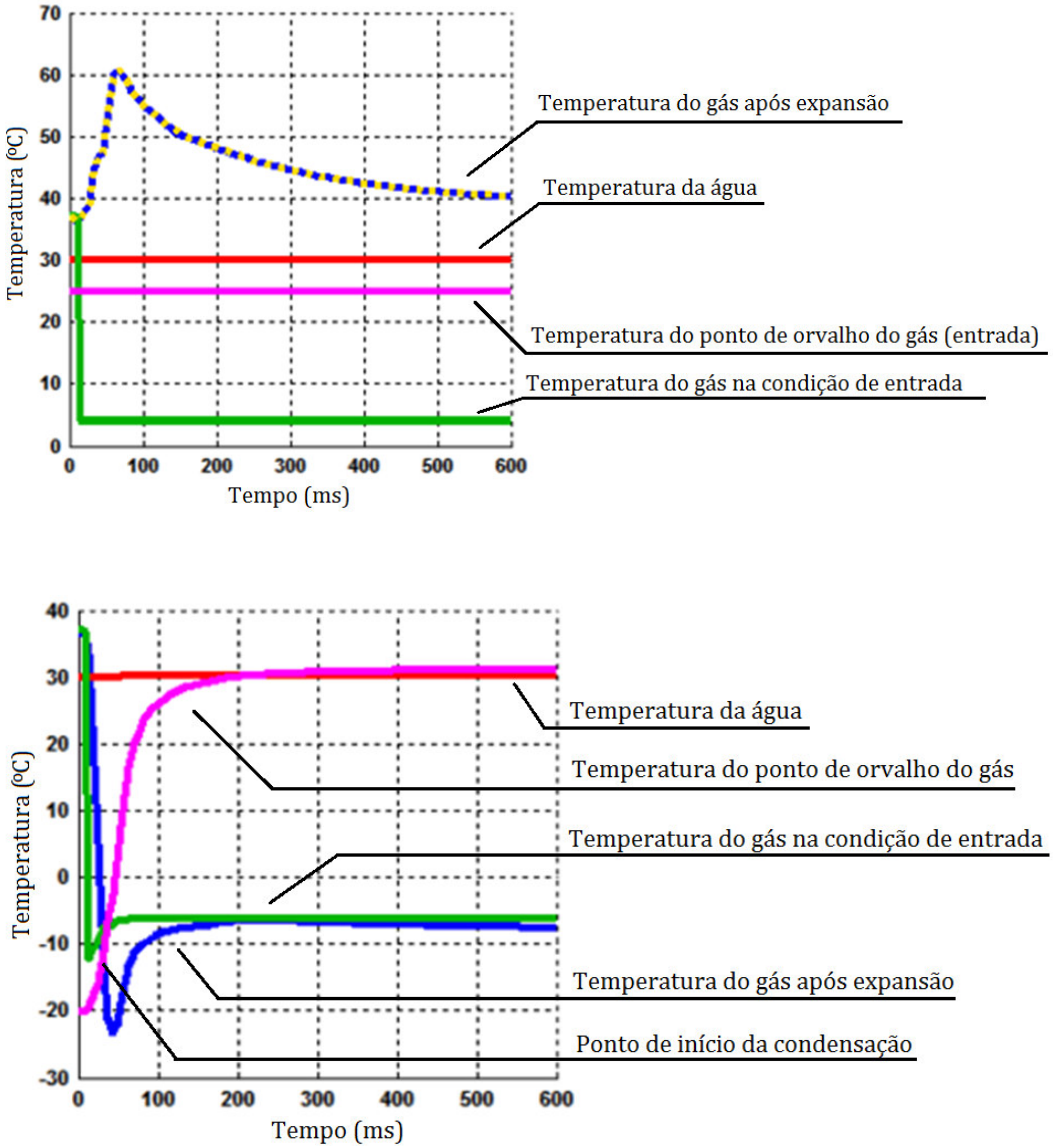



**Figura 48 – Exemplo da Janela 1 (sem e com condensação parcial do gás)**

2. Inventário de gás na bolha

Esta janela (Figura 49) indica os volumes da bolha de gás dentro do casco do trocador de calor, tanto da massa única de vapor para os casos de simulação que não considera condensação do gás, bem como quando o sistema sofre condensação e então uma fase líquida se forma.

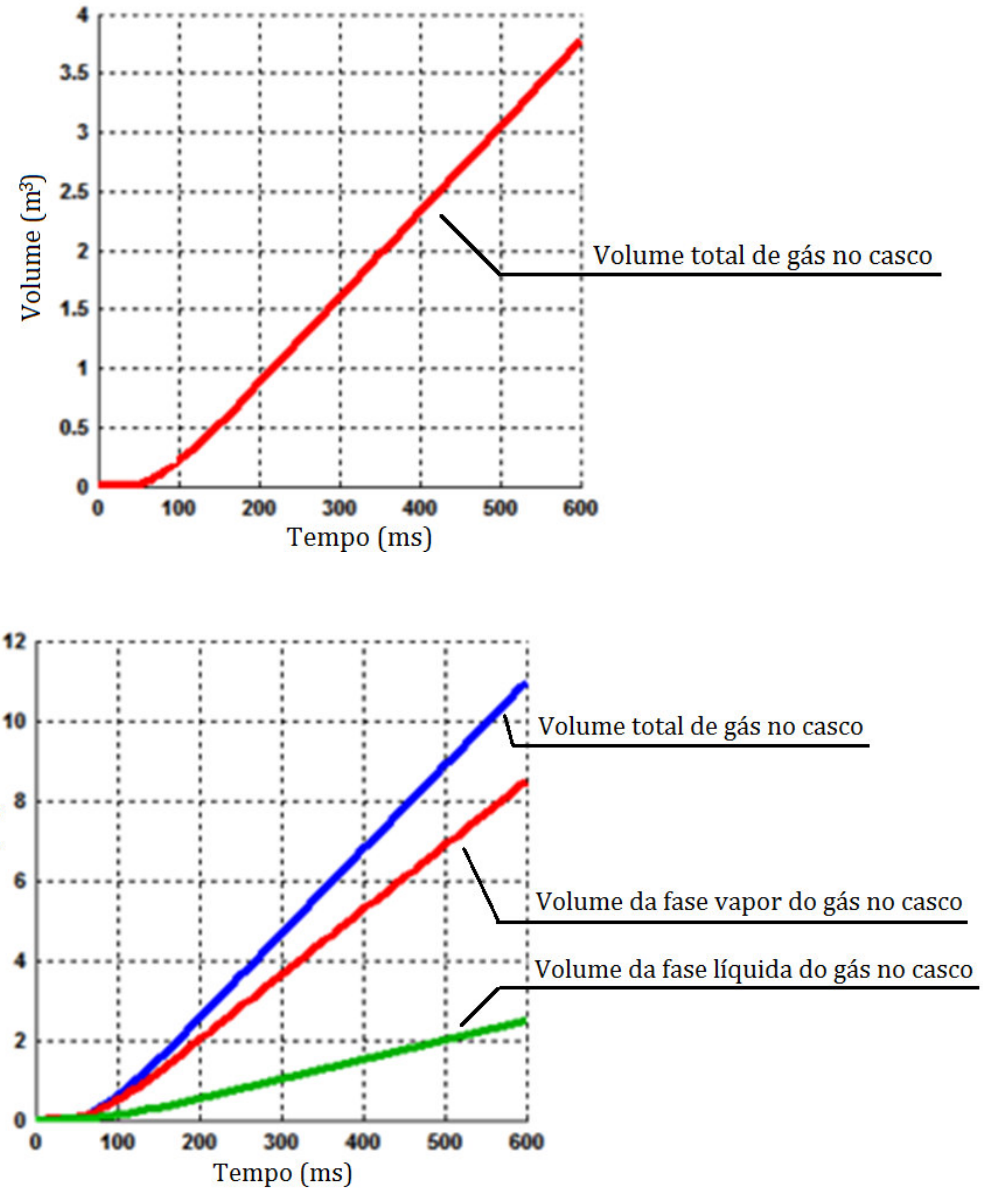



**Figura 49 – Exemplo da Janela 2 (sem e com condensação parcial do gás)**

3. Inventário no casco

Esta janela (Figura 50) indica inventários (volumétricos) e números de Mach para um determinado tempo da simulação. Os resultados são apresentados no tempo final da simulação, desta forma os inventários e números de Mach são para o instante de tempo igual a 600 ms.

Conforme a simulação considera ou não condensação, são apresentados apenas o inventário de gás ou os inventários de gás total e separado em fase líquida e vapor.

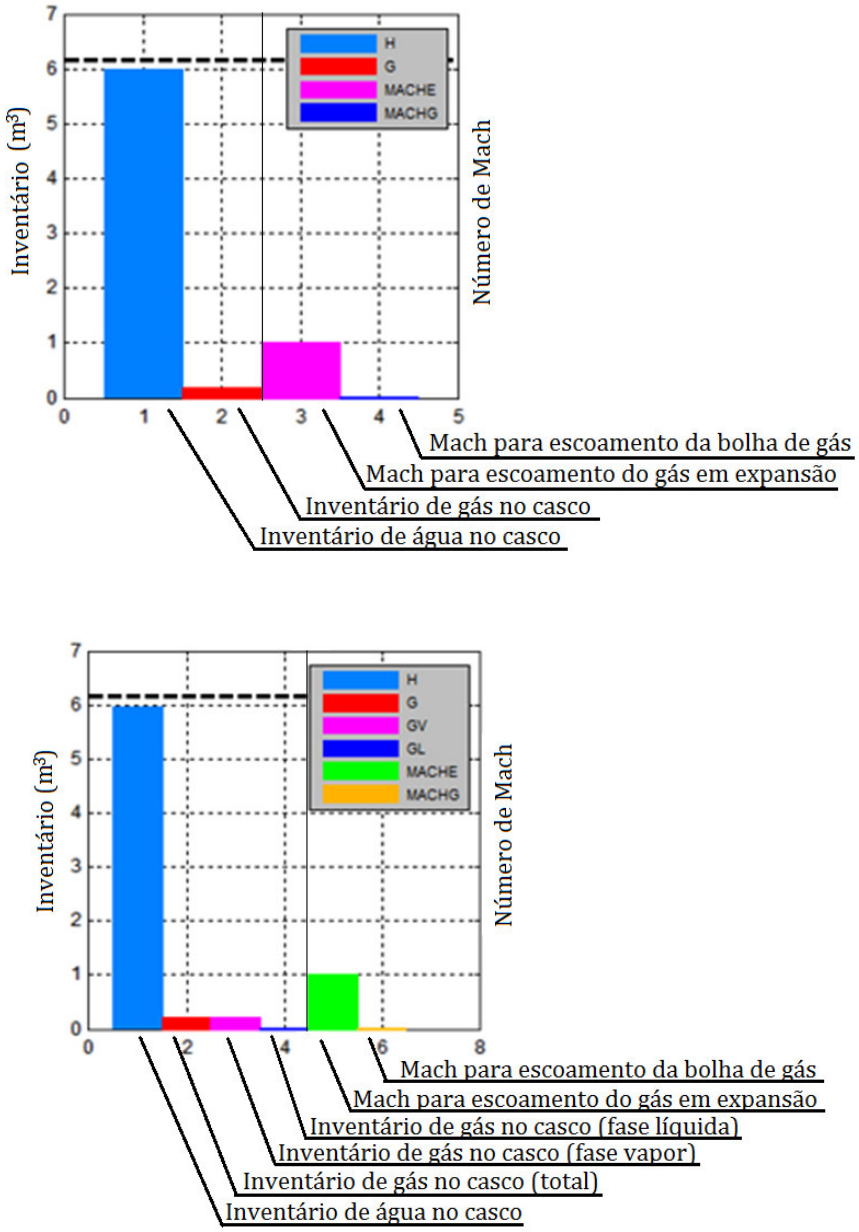



**Figura 50 – Exemplo da Janela 3 (sem e com condensação parcial do gás)**

4. Acionamento de *PRV*

A janela (Figura 51) apresenta a porcentagem de abertura das PRVs em função do tempo de simulação. Caso a simulação considere apenas uma PRV, a curva em vermelho, da segunda PRV, mantém-se nula.

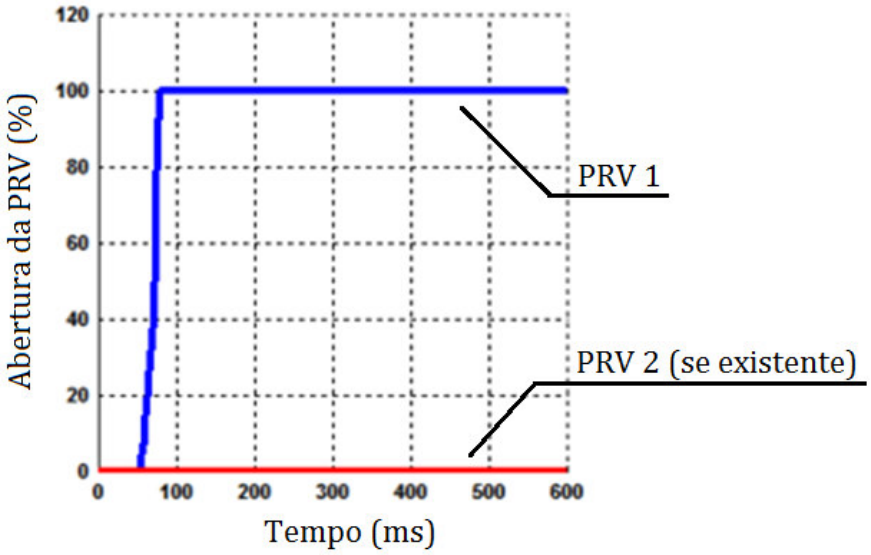



**Figura 51 – Exemplo da Janela 4**

5. Energias do sistema

As principais propriedades de energia do gás são mostradas nesta janela. A Figura 52 mostra uma simulação que não considera condensação e outra que considera.

Na primeira simulação percebe-se que a trajetória da energia interna molar da bolha de gás não se aproxima da curva de orvalho, indicando a realidade do fenômeno simulado, que não considera condensação do gás. A trajetória da curva é da direita para a esquerda, regiões de menores volumes e conseqüentemente pressões mais elevadas.

Para a segunda simulação vê-se que assim que a energia interna molar da bolha de gás cruza a curva de energia interna no ponto de orvalho, ocorre condensação e então a energia interna da fase vapor da bolha de gás passa a aumentar, o que está de acordo com o modelo de gás real com condensação.

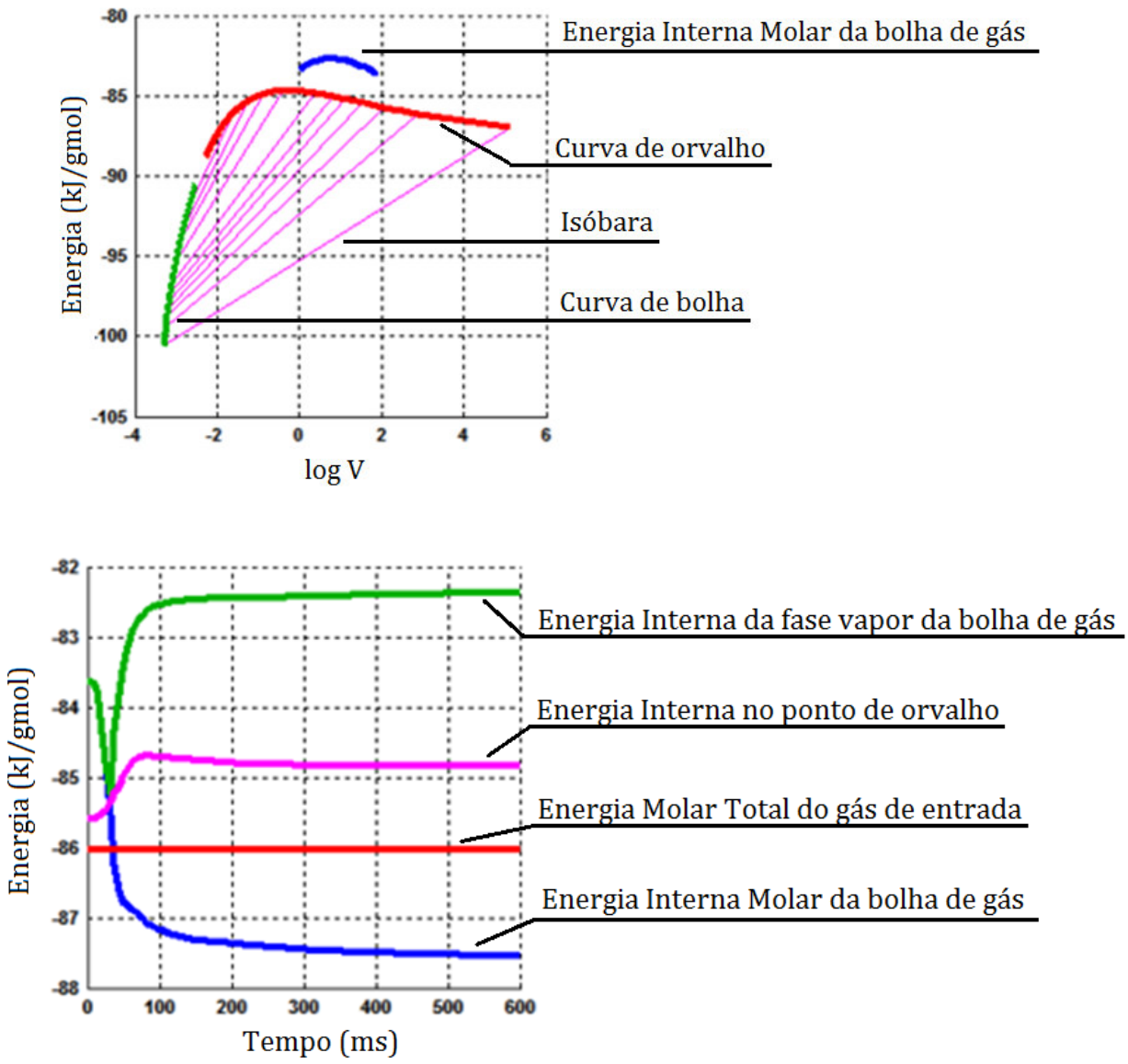



**Figura 52 – Exemplo da Janela 5 (sem e com condensação parcial do gás)**

6. Ruptura do tubo

Nesta janela (Figura 53) o perfil dinâmico de ruptura ao longo da simulação é registrado, atingindo o patamar, de área máxima de ruptura, em aproximadamente 200 ms.

Para os casos em que se considera condensação do gás são plotados também os gráficos para fração mássica e molar da fase vapor da bolha de gás.

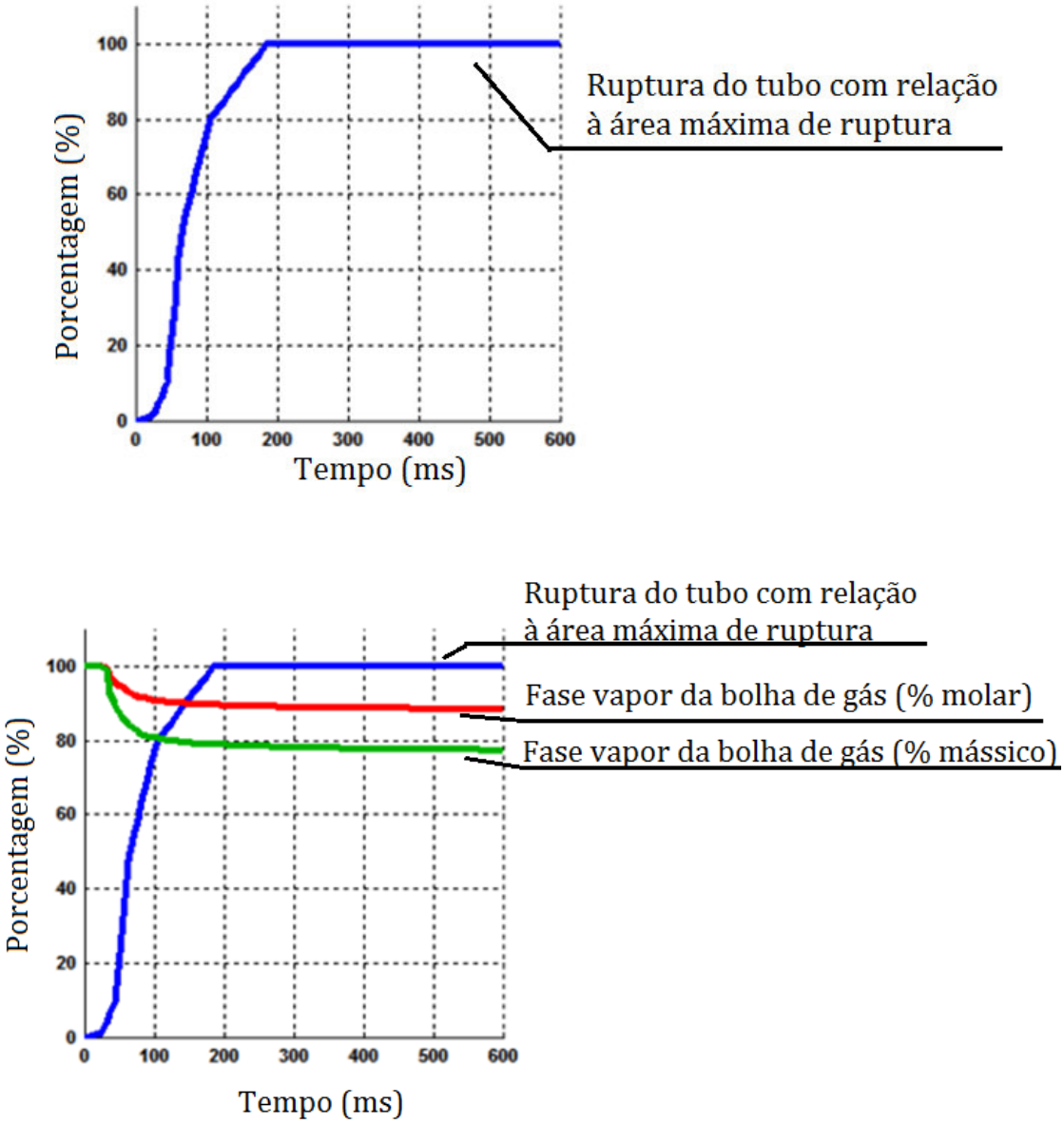



**Figura 53 – Exemplo da Janela 6 (sem e com condensação parcial do gás)**

7. Volumes Molares

A janela (Figura 54) indica os volumes molares envolvidos na simulação. Para o caso de modelo que considera condensação do gás são indicados ainda a os volumes molares das fases vapor e líquida separadamente; neste caso percebe-se que o volume molar do gás expandido é praticamente composto pela fase vapor, muito mais importante para a propriedade final de volume molar.

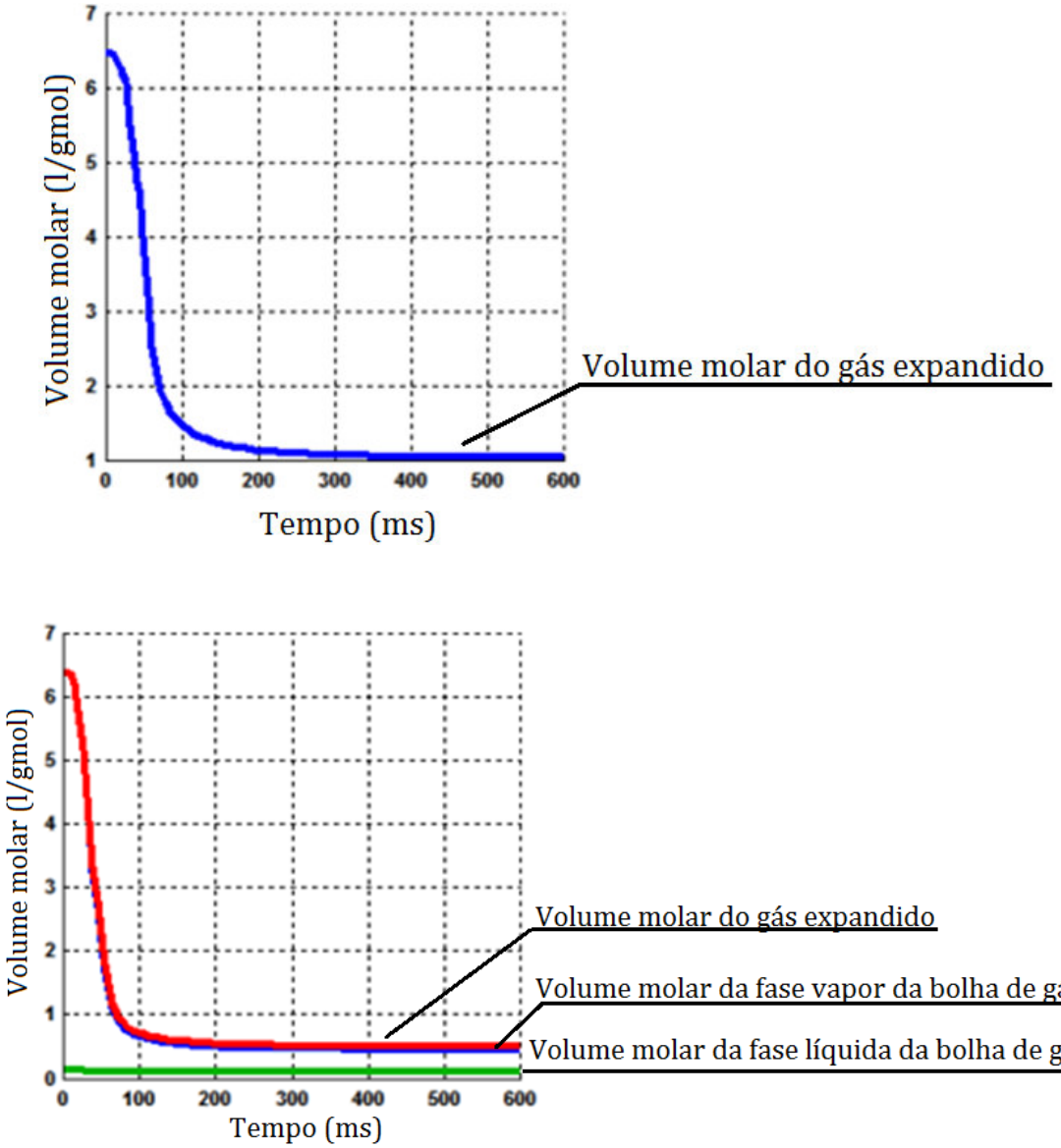



**Figura 54 – Exemplo da Janela 7 (sem e com condensação parcial do gás)**

8. Vazão de água no casco ($W_H$)

Esta janela (Figura 55) indica a vazão de água no casco, isto é a água que está saindo do trocador de calor através do bocal de saída da água de resfriamento, pelo desenvolvimento de sobrepressão dentro do casco.

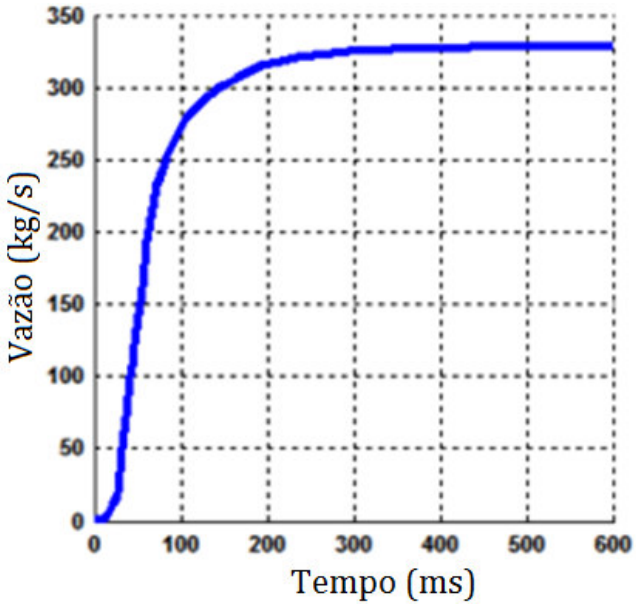



**Figura 55 – Exemplo da Janela 8**

9. Vazão de água nas *PRVs*

A janela (Figura 56) indica a vazão de água sendo aliviada pelas PRVs ao longo da simulação. Caso exista uma segunda PRV, esta pode aliviar simultaneamente à primeira.

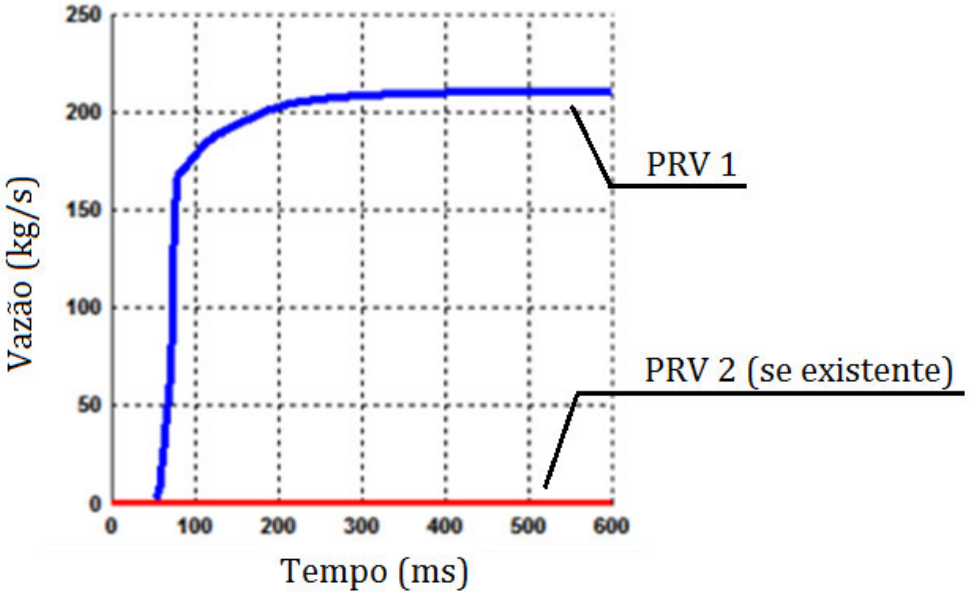



**Figura 56 – Exemplo da Janela 9**

10. Pressões finais na Rede de Água

Esta janela (Figura 57) indica as pressões da rede de água à jusante do trocador de calor em um dado instante de tempo, onde os vértices correspondem àqueles registrados na Figura 16.

Os resultados são apresentados no tempo final da simulação, desta forma as pressões apresentadas são aquelas para o instante de tempo igual a 600 ms.

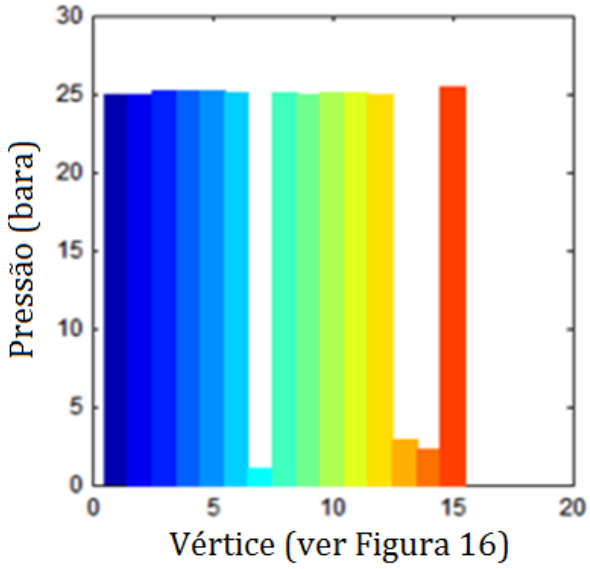



**Figura 57 – Exemplo da Janela 10**

11. Definições da simulação e barra de *status*

Nesta janela (Figura 58) são indicados os principais parâmetros e condições atuais da simulação:

1ª linha: Área superficial máxima da ruptura e área do orifício da PRV.

2ª linha: Informa o modelo (IDG ou PR), se considera condensação (ELV) e o tipo de integrador do Matlab sendo utilizado.

3ª linha: Informa tipo de fluxo (crítico/subcrítico) e contrapressão superimposta.

4ª linha: Informa pressões de ajuste das PRVs (valor igual a 70 para inativá-la).

5ª linha: Tempo da simulação, Vazão de água aliviada e Inventário atual de água no casco.

6ª linha: Pressão atual máxima no casco e temperatura da bolha atual da bolha de gás (IT e %VpM – iterações ELV e % mássica de vapor – nos casos em que se considera condensação).

7ª linha: Modo da válvula de retenção na rede de água de entrada e das PRVs (operando ou não).

8ª linha: Número de chamados da função integradora e tempo de simulação.

*Rupt 0.604in2 PRV 11.05in2*
*SRK ELV ode45*
*Flw Cri PB(bar) 6.513*
*PS(bar) 70 70*
*mS 600 G 0.22m3 H 5.9m3*
*P(bar) 37.9 IT 1 1 %VpM 77*
*BLC on PRV off off*
*Call 507 CPU(s) 149.2*

**Figura 58 – Exemplo da Janela 11 (sem e com condensação)**

12. Principais Pressões

Nesta janela (Figura 59) é apresentado o resultado mais importante da simulação, isto é, o gráfico de pressões máximas atingidas na bolha de gás, no bocal de saída de água de resfriamento e na base das PRVs em função do tempo.

Através da análise deste gráfico atinge-se um estado pseudo-estacionário, visto que o fenômeno é dinâmico e atinge um equilíbrio a partir de certo instante.

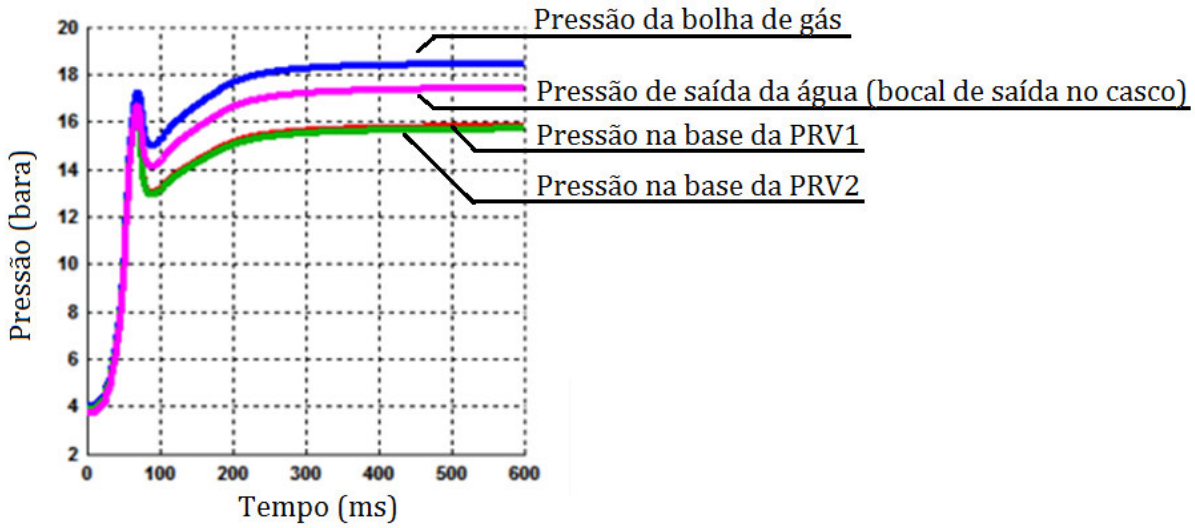



**Figura 59 – Exemplo da Janela 12**

13. Escoamento do gás pela Ruptura

Nesta janela (Figura 60) são mostrados os gráficos de massa específica do gás expandido e da vazão do gás através da ruptura em função do tempo.

O perfil do gráfico de vazão do gás pela ruptura do tubo é idêntico àquele do desenvolvimento dinâmico da ruptura, Figura 53, pois o escoamento é puramente crítico, e, desta forma, depende apenas da área de escoamento.

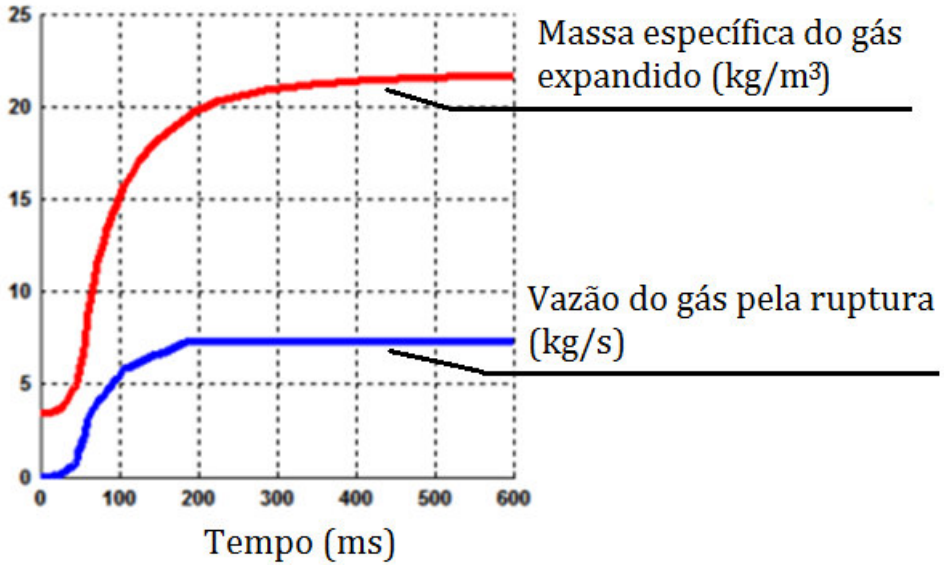



**Figura 60 – Exemplo da Janela 13**

14. Vazões de água finais nos Tubos da Rede

Esta janela (Figura 61) indica as vazões de água da rede à jusante do trocador de calor em um dado instante de tempo, onde os vértices correspondem àqueles registrados na Figura 16.

Os resultados são apresentados no tempo final da simulação, desta forma as vazões apresentadas são aquelas para o instante de tempo igual a 600 ms.

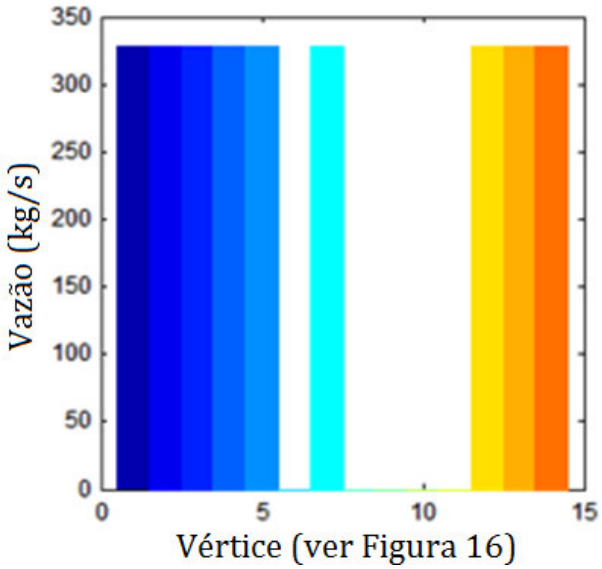
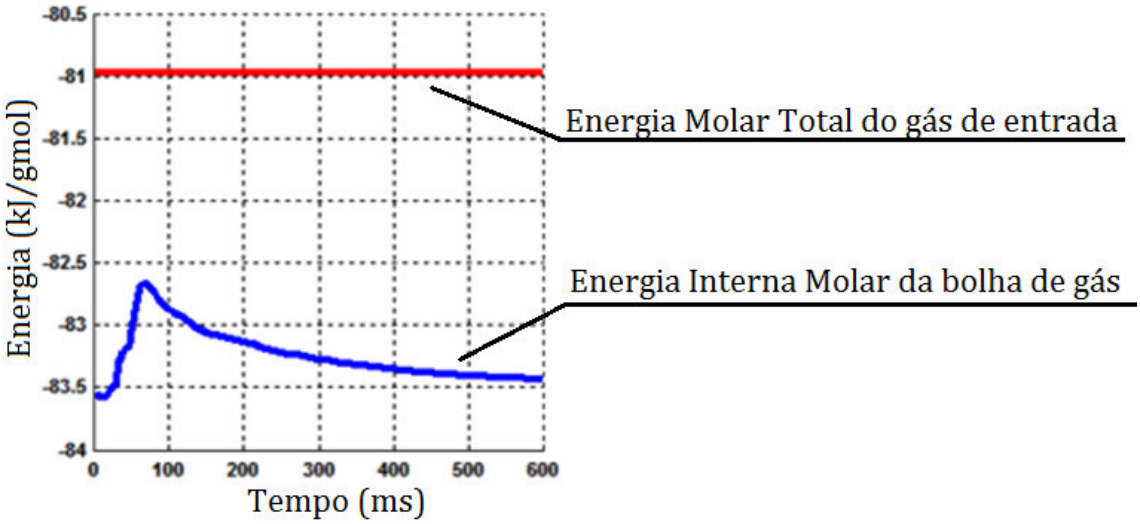



**Figura 61 – Exemplo da Janela 14**

15. Energias (gás sem condensação) ou Composições de fases do gás expandido (gás com condensação)

A janela (Figura 62) pode exibir dois tipos de informação. Para simulações que não consideram condensação parcial do gás são apresentadas as energias interna molar da bolha de gás e a molar total do gás de entrada; para as simulações que consideram condensação parcial do gás expandido, são apresentadas as frações molares dos diferentes componentes do gás em cada uma das fases (líquida e vapor), em um dado instante de tempo, neste caso, o tempo final da simulação, de 600 ms.

Ordenadas: Fração do componente na fase (% molar).



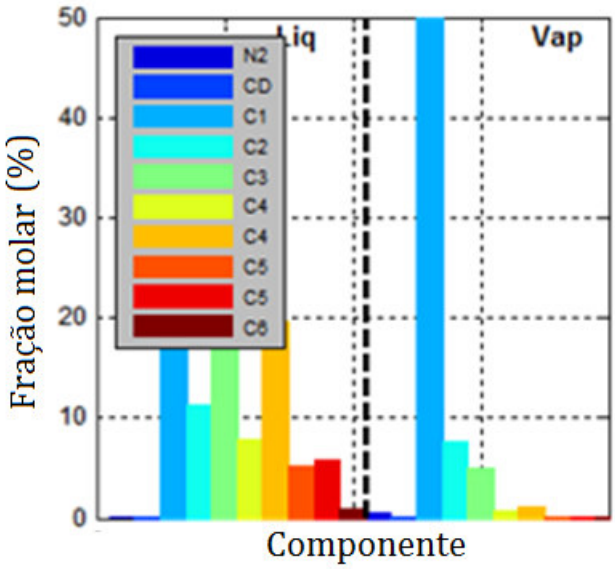




**Figura 62 – Exemplo da Janela 15 (sem e com condensação parcial do gás)**

## 4.3 Resultados

O primeiro bloco de simulações, conforme resultados registrados na Tabela 21, teve como objetivo comparar os tipos de abordagem do problema dinâmico de sobrepressão do casco do trocador de calor, considerando duas áreas diferentes de ruptura, bem como os diferentes modelos termodinâmicos aplicados, gás ideal ou Peng-Robinson, considerando este ou não a condensação parcial do gás.

Quando se comparam as simulações A.1 e A.2, percebe-se que ao utilizar o modelo de gás ideal, a vazão da rede é 10% superior ao comparar-se com Peng-Robinson (sem condensação do gás), a vazão de água liberada para fora do inventário do caso é 9% superior e a pressão máxima 15,5% maior, enquanto a diferença das temperaturas é de aproximadamente 90°C, o que é explicável do fato que o modelo de gás ideal não prevê auto-resfriamento.

Comparando-se da mesma forma as simulações A.4 e A.5, que seguem os mesmos parâmetros de A.1 e A.2, porém com uma área de ruptura equivalente a duas vezes a área da seção transversal de um tubo, a vazão da rede é 12% maior, a vazão de água liberada 11% maior e a pressão 20% maior, enquanto a diferença de temperaturas fica em torno de 77°C. Dessa análise, percebe-se que a diferença entre os modelos, apenas variando-se a área de ruptura, é mais sensível para áreas de ruptura maior, visto que a pressão máxima se elevou de forma mais significativa comparando-se os dois modelos.

Da mesma forma, comparando-se as simulações A.3 e A.1, a pressão deste é 2,4% superior, enquanto que ao se analisar o mesmo resultado para as simulações A.6 e A.4, a diferença é de 6,2%. O restante dos dados são similares entre as simulações.

As comparações entre modelos iguais, porém áreas de ruptura diferentes (pares A.1 x A.4, A.2 x A.5 e A.3 x A.6) resultaram em aumentos comparáveis de valor das variáveis, sendo de aproximadamente 50% o aumento de pressão e 30% para vazão de água liberada e do restante de vazões da rede de água. As diferenças de temperatura são mais sensíveis, sendo de apenas 0,7 °C na primeira comparação, 13,4 °C na segunda e 7 °C para a terceira, e isso é explicado pelo fato que gás ideal não considera o efeito de auto-resfriamento do gás em expansão, enquanto as outras duas situações o consideram; no caso da segunda comparação a diferença de temperaturas é maior, pois as pressões que estão sendo geradas pela expansão do gás são menores, se comparados com os modelos que consideram condensação parcial do gás, e isso resulta em maior efeito Joule-Thomsom.

O modelo de gás que considera condensação parcial do gás poderia, à primeira vista, ser analisado como menos conservador do que se não considerássemos esse efeito, porém isso é exatamente o contrário do demonstrado anteriormente. Tal fenômeno tem como base fundamental que para condensar, o gás em condensação libera para a bolha de vapor calor latente, e é este calor latente que faz com que a bolha de vapor tenha uma

temperatura mais elevada, e por conseqüência uma pressão também superior, para os casos em que se considera condensação parcial do gás.

Os diagramas de número 5 das Figuras 63, 64 e 65 do anexo mostram as curvas log V x U, e a curva em azul representa o caminho ao longo da simulação realizada. Na Figura 63, correspondente à simulação A.1, percebe-se que a curva está acima da curva de orvalho, o que condiz com as premissas de utilização do modelo de gás ideal, que não prevê condensação de líquido para qualquer pressão. Ao analisarmos o mesmo diagrama para as simulações A.2 e A.3, percebemos que para ambas a linha azul corta a curva de orvalho, indicando condensação parcial do gás, conforme prevê a equação de estado Peng-Robinson, e desta forma, a simulação A.2 estaria modelada menos realisticamente, afinal percebe-se a necessidade de utilização de modelo de equilíbrio líquido-vapor, o que não é considerado nesta simulação.

**Tabela 21 – Simulações realizadas com gás natural típico sem dispositivos de segurança**

| Simulação | A.1 | A.2 | A.3 | A.4 | A.5 | A.6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Pressão máxima (bara)** | 25,4 | 22,0 | 24,8 | 39,6 | 33,0 | 37,3 |
| **Vazão água liberada ($m^3$)** | 0,174 | 0,160 | 0,172 | 0,226 | 0,204 | 0,219 |
| **$W_H$, Vazão de água no casco (kg/s)** | 330 | 300 | 325 | 425 | 385 | 410 |
| **Temperatura gás expandido (°C)** | 40,2 | -50,3 | -17 | 40,9 | -36,9 | -10 |

Os resultados de simulação considerando a aplicação de dispositivos de proteção passiva estão registrados nas Tabela 22 e 23. Os resultados são análogos aos mencionados anteriormente e todos apresentam o pico de sobrepressão em um patamar menor que a pressão gerada no estado pseudo-estacionário, o que pode indicar a princípio um déficit em termos de necessidade de alívio de fluido.

Para esse conjunto de simulações, foram analisados apenas os comportamentos de gás ideal e gás real com condensação, pois conforme visto anteriormente são os que geram resultados mais conservadores e realísticos.

Os dispositivos de proteção passiva testados foram 1 *PRV* com área 11,05 $in^2$, 2 *PRVs* com área individual de 16 $in^2$ ou 2 *PRVs* com área individual de 26 $in^2$. Assim foram escolhidos os dispositivos tomando-se o menor orifício tipicamente utilizado nesta

instalação, a maior área possível conforme API 526 e uma solução intermediária entre as duas.

Uma pressão sustentada de duas vezes a PMTP no casco é aceitável pelo tempo necessário para o pico de alta pressão se dissipar ou uma pressão localizada maior que duas vezes a PMTP é tolerada em um pequeno intervalo de tempo menor que 10 milissegundos (Cassata *et al.,* 1998). Conforme essa premissa, o trocador estaria protegido nos casos B.3 e B.7, enquanto para os casos B.2 e B.6, as condições geradas estão no limite para aceitabilidade.

Conforme apresentado acima, seriam necessárias duas válvulas de segurança e alívio do maior tamanho orifício API disponível, com uma área de 26 $in^2$, para proteger este sistema contra o cenário de ruptura do trocador de calor. Isto resulta num mecanismo de proteção bastante caro e que por vezes superdimensiona o dispositivo de alívio de pressão considerando casos que podem ser ter maior probabilidade de ocorrer, causando possibilidade de fenômenos do tipo *chatter* neste sistema de alívio.

A utilização de 2 dispositivos de alívio com orifício de 16 $in^2$ (situações B.2 e B.6) poderia ser mais adequado a este caso, mesmo resultando em uma restrição de vazão se comparada a outra estratégia.

Um importante parâmetro que foi mantido constante para as simulações é a contrapressão superimposta de 6,513 bara. Quando se trabalha na redução prática deste valor através da construção de um sistema de alívio que não gere ou minimize colunas de líquido em tubulação, diminuição de perda de cargas no alívio, utilização de válvulas de segurança diferenciadas e ainda através de considerações de análise de risco é possível aumentar a capacidade de alívio do sistema e isso é demonstrado pelas simulações B.4 e B.8, onde se utilizaram 2 dispositivos de alívio de área de 16 $in^2$, com contrapressão superimposta de 2,513 bara, obtendo resultados que estão dentro da faixa de aceitabilidade de segurança.

**Tabela 22 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança – Gás Ideal**

| Simulação | B.1 | B.2 | B.3 | B.4 |
|---|---|---|---|---|
| **Pressão máxima (bara)** | 29,5 | 21,7 | 18,4 | 20,8 |
| **Vazão água liberada ($m^3$)** | 0,302 | 0,408 | 0,480 | 0,429 |
| **$W_H$, Vazão de água no casco (kg/s)** | 580 | 790 | 910 | 810 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Vazão de alívio (kg/s)** | 215 | 245 | 325 | 270 |
| **Temperatura gás expandido (°C)** | 39,9 | 39,0 | 38,7 | 39,0 |

**Tabela 23 – Simulações realizadas com gás natural típico com dispositivos de segurança – Gás Real**

| **Simulação** | **B.5** | **B.6** | **B.7** | **B.8** |
|---|---|---|---|---|
| **Pressão máxima (bara)** | 28,4 | 21,2 | 18,1 | 20,3 |
| **Vazão água liberada ($m^3$)** | 0,295 | 0,402 | 0,473 | 0,423 |
| **$W_H$, Vazão de água no casco (kg/s)** | 560 | 780 | 900 | 800 |
| **Vazão de alívio (kg/s)** | 210 | 240 | 325 | 260 |
| **Temperatura gás expandido (°C)** | -15,0 | -20,0 | -23,0 | -20,0 |

Os resultados das Tabelas 22 e 23 mostram ainda que a consideração de gás ideal e gás real considerando condensação por auto-resfriamento (modelo Peng-Robinson) são bastante parecidos, porém este último modelo é mais realístico, visto a construção de modelos que foi executada. Nota-se, entretanto, que os resultados são ligeiramente diferentes, sendo que o modelo de gás ideal é mais conservativo, como era de se esperar; desta forma, acreditamos que em algumas situações de gases com composições que geram maiores desvios com relação à utilização de modelos ideais seriam beneficiados através de uma análise rigorosa, que evita investimentos desnecessários em sistemas de proteção passiva robustos, que talvez nem tenham o desempenho requerido quando requisitados.

A Figura 63 mostra gráficos de pressões em função do tempo para diferentes simulações. Nesta Figura o interesse principal é para a curva azul, de pressão da bolha de gás, indicando-se o patamar aceitável de pressão máxima do trocador de calor, de 20 bara (linha horizontal em vermelho) e o tempo em que este limite é eventualmente ultrapassado (linha vertical em vinho).

A partir da análise da Figura anterior, vê-se que para as simulações A.4, A.5 e A.6, o limite de 20 bara é ultrapassado praticamente no mesmo tempo, porém as pressões pseudo-estacionárias são diferentes, sendo que o resultado de gás real que não considera condensação se afasta bastante da consideração de gás ideal ou gás real considerando condensação, que geram resultados próximos, porém menos conservador para o último.

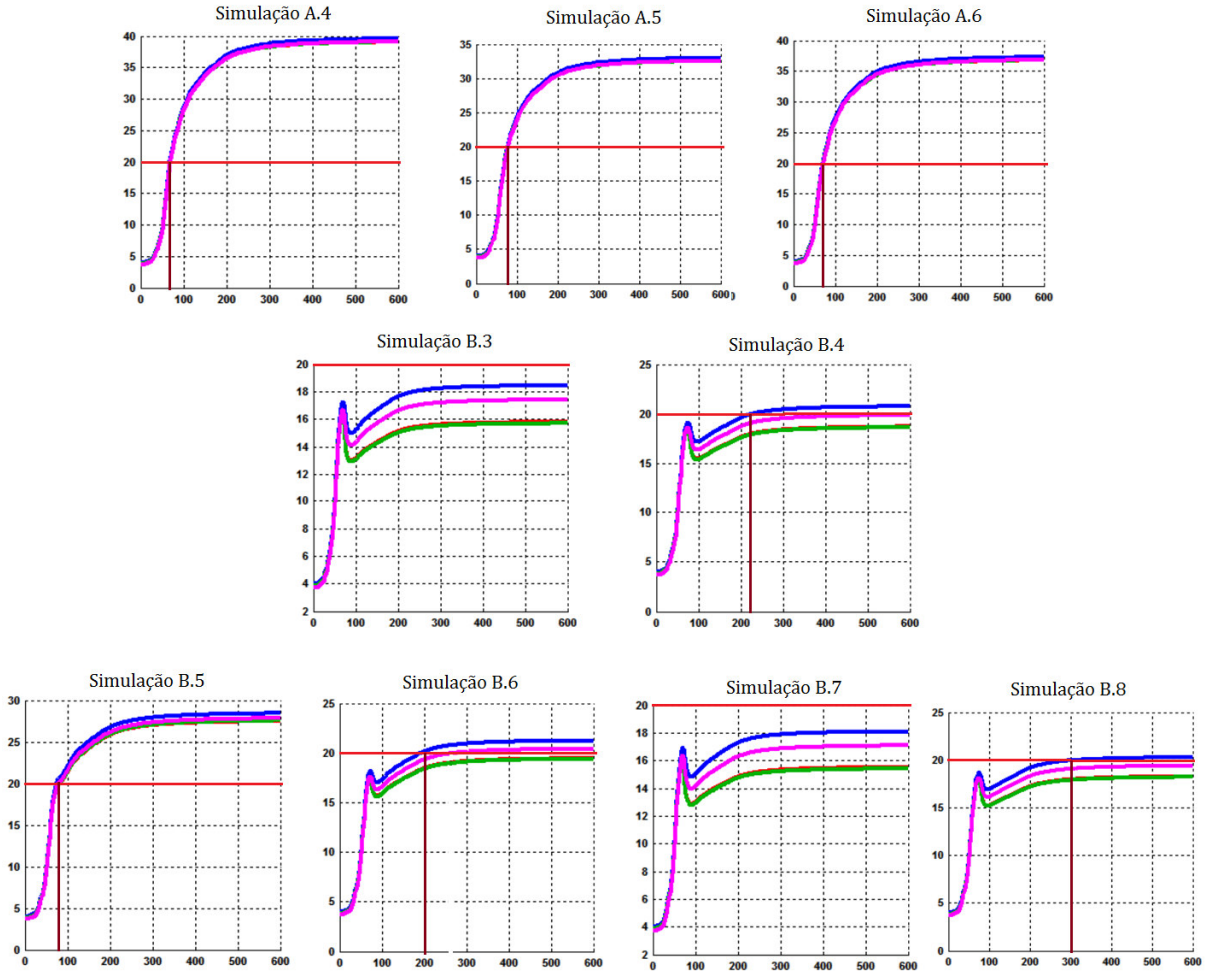



**Figura 63 – Gráficos Pressão (bara) x Tempo (ms)**

Ao analisar os resultados para as simulações B.5, B.6 e B.7, percebe-se que a pressão máxima do sistema vai diminuindo com a utilização de maior número e PRVs com orifício de maior diâmetro, e, além disso, existe um atraso no pico de sobrepressão, o que também pode ser explorado em sistemas de proteção passiva conjugados e que atendam um tempo especificado de proteção, para que outras medidas sejam tomadas.

Comparando-se as simulações B.3/B.7 e B.4/B.8, na mesma Figura 63, vê-se que a utilização do modelo de gás real considerando condensação parcial de gás gera resultados de sobrepressão bastante semelhantes, porém, no segundo caso, existe um atraso de quase 100 ms no pico máximo de pressão, o que é bastante relevante dentro do horizonte de simulação.

# CAPÍTULO 5 – Conclusões

Toda válvula de segurança e alívio é incorporada num projeto de engenharia com cenários potenciais de perigo em mente (Ramirez *et al.*, 2010), e desta forma, é essencial que as bases de projeto do sistema de proteção sejam integralmente conhecidas e documentadas, para que eventuais mudanças de projeto não incorram em aumento de risco para os operadores, nem para o patrimônio industrial.

Apesar de existirem metodologias padronizadas para o cálculo dos cenários e vazões requeridas, cada sistema e equipamento devem ser tratados individualmente, e as normas internacionais não eximem as empresas desenvolvedoras dos projetos de avaliarem profundamente certas questões que envolvem o correto dimensionamento de sistemas passivos de proteção contra sobrepressão. São esses sistemas que em caso de falha total de outros mecanismos de segurança, se encarregarão em diminuir o potencial de risco em instalações, transferindo os inventários inflamáveis e explosivos para descarte correto, garantindo a segurança dos trabalhadores e também protegendo os equipamentos.

Seguindo a filosofia de analisar o sistema como um todo e de não recair em mecanismos padronizados de cálculo de PRVs, este trabalho teve o objetivo de utilizar um *software* completamente adaptado ao caso e que considera termodinâmica rigorosa para revelar perfis de pressão quando da ruptura de um tubo de trocador de calor casco e tubos.

Através da análise dos resultados de simulações, viu-se que a consideração de gás real com efeito de condensação parcial revelou-se mais conservador do que a não utilização deste efeito, o que a princípio poderia ser descartado em uma análise rápida e é se constitui em um ponto-chave deste trabalho.

O efeito de condensação parcial é crítico para o sistema em estudo, pois, através da liberação de calor latente de condensação pelo líquido, a bolha de gás tem sua temperatura aumentada, e apesar de pouca redução de volume pelo vapor agora condensado, o efeito de aquecimento é mais importante, elevando a pressão do sistema.

Outra forma de abordagem do problema de alívio de pressão, além da análise concentrada em limitar a sobrepressão dentro de padrões aceitáveis, realizado através das simulações realizadas, é trabalhar dentro do domínio de tempo, para que ocorra um atraso no pico de sobrepressão, de forma que no limite este *surge* de pressão estaria localizado fora do tempo de ação de intertravamentos de segurança do processo ou permitiria mesmo a associação de dispositivos mais lentos de ação contra a sobrepressão (abertura de válvulas de despressurização, por exemplo). No estudo realizado, o tempo máximo de atraso alcançado foi de aproximadamente 100 ms, bastante relevante para uma faixa de simulação de 600 ms.

As simulações também permitiram obter comparações entre a aplicação de 3 tipos de PRVs (diferente número de PRVs e diferentes áreas de orifícios), bem como a visualização do parâmetro de contrapressão na capacidade de alívio do dispositivo de segurança. A utilização de 2 válvulas de maior área de orifício (padrão API) foram suficientes para manter a segurança do trocador de calor em estudo, porém a simulação de 2 PRVs de tamanho intermediário tem resultados satisfatórios, principalmente se forem combinadas estratégias de segurança de equipamentos, e isso é um resultado promissor, visto que o custo desses acessórios é uma função exponencial de seus respectivos tamanhos.

O dimensionamento dos sistemas de alívio de uma unidade, bem como de um equipamento individualmente, depende fortemente dos critérios de projeto estabelecidos desde o início do desenvolvimento do empreendimento e se desenvolve ao longo do detalhamento deste, sendo realizado de forma iterativa, pois durante diferentes fases, ocorre refinamento de dados e certas mudanças são necessárias, visando atender tanto à segurança quanto à economicidade do projeto. Este é o caso da estipulação de contrapressões superimpostas e velocidades máximas admissíveis nas linhas de alívio comum, pois, caso sejam admitidos critérios muito conservadores, o projeto das facilidades em si torna-se muito caro, o que pode inviabilizar a construção do empreendimento. A partir deste ponto requer-se uma racionalização do investimento realizado frente ao enfrentamento às inseguranças que podem existir na unidade operacional, e, dentro desta filosofia, deveria ser obrigatório o registro nas documentações de projeto de coeficientes de segurança e premissas conservadoras sendo aplicadas, primeiramente para que não se incorra em redundância desses

coeficientes em diferentes tempos de vida de um projeto e também para que se conheçam abertamente tais valores, racionalizando-os.

A filosofia de projetos intrinsecamente seguros foi cunhada há muito tempo por Trevor Kletz, renomado engenheiro da área de segurança de processos que possui extensa carreira no assunto, e tem como objetivo reduzir ao máximo a possibilidade de enfrentar uma situação de perigo através da implantação de proteção nas fases de concepção dos processos industriais, como por exemplo, através da utilização de metodologias que questionam o que pode acontecer e qual o nível de conseqüências de certo evento, como o *HAZOP*.

Em certas situações, entretanto, não basta que seja definido através de um conceito intrinsecamente seguro um dispositivo de segurança qualquer, sem entender o sistema em que ele será aplicado de forma geral, como muitos outros aspectos externos, como por exemplo o nível de cultura de segurança (cronogramas de manutenção, treinamento de pessoal, etc.) que a empresa em questão possui, pois caso contrário tal dispositivo não trará nenhum adicional de segurança. Em outros casos, a própria utilização de um dispositivo de segurança que não passou por uma análise profunda, pode ter ser dimensionamento mal-considerado, gerando na verdade maiores possibilidades de distúrbio e acidentes, conforme visto nos primeiros capítulos deste trabalho.

Sobre as questões de normatização e padrões internacionais de projeto, precisamos destacar que se faz necessário questionar esse tipo de obrigação para projetos desenvolvidos em nosso país, pois não é sem grandes coeficientes de segurança que esses critérios são criados, e ao menos esses resultados devem ser confrontados frente à realidade brasileira e de suas empresas, para verificar se devem ser aplicados integralmente ou então modificados frente à nossa realidade. Os atuais organismos que geram tais normas são bastantes conservadores, pois, tendo fins lucrativos, não podem arriscar o nome de suas organizações quando de situações inseguras causadas por suas normas obrigatórias, gerando assim custos mais altos aos projetos que devem possuir como referência tais documentos.

Como projeto de melhoria dos aspectos de segurança de nossas instalações, foco deveria ser dado à criação de normas específicas de segurança para equipamentos e sistemas verdadeiramente nacionais, o que geraria não apenas melhoria e conhecimento sobre os aspectos técnicos que envolvem essa disciplina, mas também uniformizando o

conhecimento e a obrigação para todas as empresas interessadas em possuir instalações no Brasil, e não somente exigindo tal conduta de empresas como a Petrobras, que possui grande robustez em termos de normas próprias e aplicação de excelente cultura de segurança.

No mundo atual, é cada vez mais freqüente observar o investimento de grande soma de dinheiro em mecanismos de integração energética, otimização de processos e controle de unidades mais robustas, com o objetivo de racionalização de recursos, tanto econômicos quanto de matéria-prima, e antagonicamente, vê-se aumento generalizado de custos devido a maior requisição de mecanismos de proteção e segurança (em maior número e em maior complexidade), muitas vezes sem questionar-se o incremento de segurança quando comparado ao investimento, ativo imobilizado com alta depreciação.

Igualmente, é necessário criar parâmetros de medição para o que pode ser dito como "efetivamente seguro", aprimoramento do intrinsecamente seguro, impondo barreiras limitantes a este, afinal a segurança deve ser vista sempre do ponto de vista de probabilidade de ocorrência de um evento. Calcular conseqüência e possibilidade de um evento e então reduzi-lo até um limite tolerável dentro de limites aceitáveis de custo, este deve ser o objetivo de um projeto efetivamente seguro, afinal o próprio desenvolvimento da humanidade só pode acontecer transpondo-se certas barreiras e aceitando o desconhecido. Dentro de parâmetros do efetivamente seguro podem ser considerados inclusive casos em que a economia em sistemas de segurança passiva pode ser aplicada em mecanismos mais robustos de controle ou mesmo aprimoramento da cultura de segurança de uma empresa, levando realmente a um incremento da segurança operacional.

Para exemplificar o que os conceitos acima representam, citamos o caso de um trocador de calor casco e tubo que sofreu falha catastrófica (HSE, 2006). O acidente ocorreu uma plataforma de produção de gás *offshore*, em um resfriador à água do mar de gás hidrocarboneto à alta pressão, semelhante ao modelo estudado aqui. Os tubos deste trocador de calor eram de titânio e o casco era de aço carbono, porém revestido com placa de titânio de 13 mm, provendo proteção contra corrosão. A provável razão para o colapso foi que o líquido do processo levou à um processo de corrosão galvânica, na interface dos materiais e o hidrogênio liberado neste processo teve conseqüência formação de hidretos de titânio na junção, enfraquecendo toda a interface dos materiais,

e então a uma falha repentina da ligação, resultando em alta pressurização deste local, o que causou a separação completa da placa de titânio, e então sobrepressão do caso e colapso total do resfriador, com força suficiente para romper o trocador de calor adjacente. A tubulação de água e o *vent* foram desconectados do trocador e uma parte deste desconectou-se do suporte; ocorreu escape de gás para a atmosfera, e em seqüência ignição e explosão, levando a apenas dois casos de ferimentos leves. Conforme o próprio aviso de segurança alerta, em condições levemente diferentes, as conseqüências poderiam ser muito mais graves.

A conclusão do caso acima, é que por mais que dispositivos de segurança sejam aplicados a um sistema, ele deve ser analisado como um todo e sobre o ciclo de vida de utilização dos equipamentos, afinal mudanças de processo são muito freqüentes, visto o tempo grande de utilização das unidades, não apenas por mudanças de vazão, mas de propriedades físicas dos fluidos.

Este trabalho evidencia também a necessidade de simulações dinâmicas para casos pontuais da engenharia de processos, e também mostra que certas considerações que poderiam ser consideradas de bom senso, por exemplo não considerar condensação parcial de um gás no fenômeno de auto-refrigeração, paradoxalmente não o são. Na verdade a condensação parcial de hidrocarbonetos leves impede a descida de temperatura – através da liberação do calor latente – reduzindo a densidade da bolha de gás, acentuando o valor de pressão máxima.

Os resultados demonstram que o problema estudado é multivariável e complexo, devendo ser respondido com a maior racionalização possível de recursos. Sendo assim, é necessário trabalhar em todos os níveis de projeto em associação com decisões oriundas da disciplina de análise de riscos, para estipular valores que gerarão o menor nível de conseqüência possível associado com a menor probabilidade de acontecer um evento desastroso. O problema é complexo, pois depende da resposta dinâmica do sistema em operação normal que passa a um evento anormal, em conjunto com os eventos de abertura e alívio de fluido das *PRVs*, cuja resposta é uma variável de todos os eventos precedentes; a pressão é tanto uma variável passiva como ativa no sistema dinâmico que foi analisado.

Cada variável de decisão, por exemplo, a contrapressão superimposta, pode ser manipulada através de decisões de projeto, mas justamente cada uma dessas variações

deve ser bem dimensionada para que o projeto não acabe sendo inviabilizado ou tenha recursos aplicados desnecessariamente. Isto é, o risco está inerentemente presente na operação dos resfriadores de gás natural, e existe um limite de redução deste risco que deve ser aplicado, à luz do gerenciamento de riscos.

A racionalização dos investimentos em segurança é um desafio da indústria que deve ser ponderado frente à realidade interna de um país, especialmente porque depende do nível de maturidade tecnológica, bem como do desenvolvimento do parque industrial. Desde o princípio da humanidade tecnologias novas são inventadas sem haver o aparato necessário nem mesmo regras formais estabelecidas, e assim o homem consegue transpor barreiras desenvolvendo novas formas de criação de bens e sobretudo de conhecimento. Estabelecemos regras formais e normas de padronização quando um assunto já tem domínio suficiente para podermos afirmar que tal maneira é a mais correta ou mais segura de se fazer algo, mas isso só pode ser realizado com dados históricos, onde os erros muitas vezes são mais importantes que os acertos para concluir-se que não deve ser feito de outra maneira.

Da mesma forma devem-se observar normas industriais com cuidado e transpô-las para realidades culturais diferentes. Normas antigas são mais consolidadas, porque os fornecedores já têm conhecimento e as aplicam provavelmente há algum tempo, além de já terem sido testadas no mercado; normas novas podem trazer muitas novidades, inclusive para diminuir conservadorismos, e resultar em serviços e produtos mais caros porque o mercado vai ter que se ajustar para o novo modelo; mais ainda, alguns produtos e tecnologias novas (protótipos) não possuirão nem referências ou padronizações. Ainda dentro desses modelos, um país pode desejar aplicar normas mais modernas que ele próprio não conseguirá atender e o investimento aumentará ainda mais.

A situação de normatização é de altíssima importância para um país, inclusive porque através dela é que os governos garantem um nível mínimo de garantias que devem ser respeitadas pelas empresas que querem fazer parte de um setor, fazendo com que todos possam competir igualmente. Apenas a competição saudável levará a um desenvolvimento natural de amadurecimento da indústria e um ciclo virtuoso que terá como conseqüência o desenvolvimento do país, garantindo inclusive independência perante nações historicamente desenvolvidas.

# APÊNDICE A – Resultados de Simulações – Parte I

Neste Apêndice são apresentados os resultados de simulação para gás natural típico e trocador de calor sem dispositivo de alívio de pressão, conforme:

A.1 – Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem *PRV*, 1 orifício D=0,62 pol
A.2 – Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem *PRV*, 1 orifício D=0,62 pol
A.3 – Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem *PRV*, 1 orifício D=0,62 pol
A.4 – Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem *PRV*, 2 orifícios D=0,62 pol
A.5 – Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem *PRV*, 2 orifícios D=0,62 pol
A.6 – Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem *PRV*, 2 orifícios D=0,62 pol

## A.1 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol

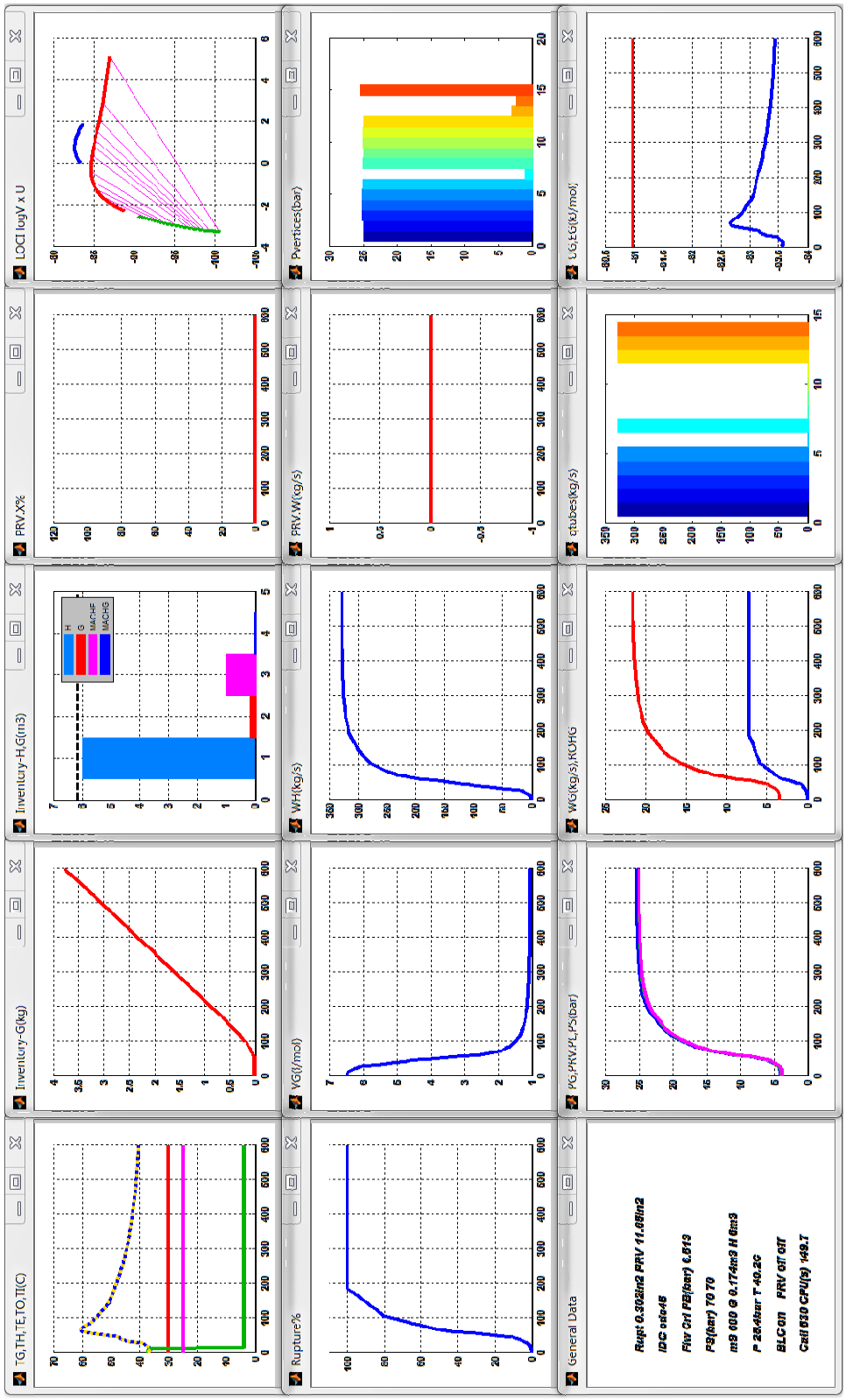



Figura 64 – Resultado da Simulação A.1

## A.2 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol

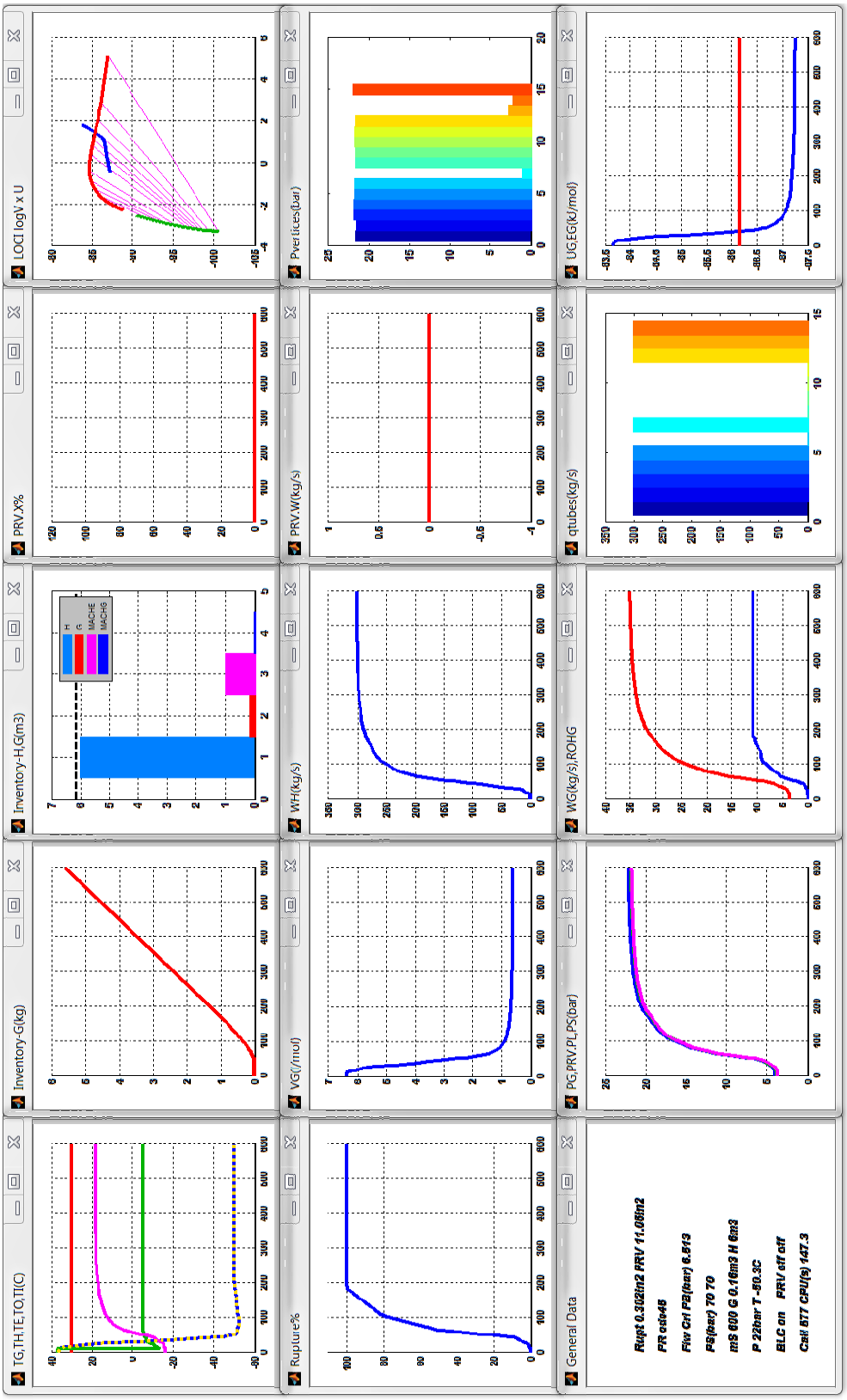



Figura 65 – Resultado da Simulação A.2

### A.3 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem PRV, 1 orifício D=0,62 pol

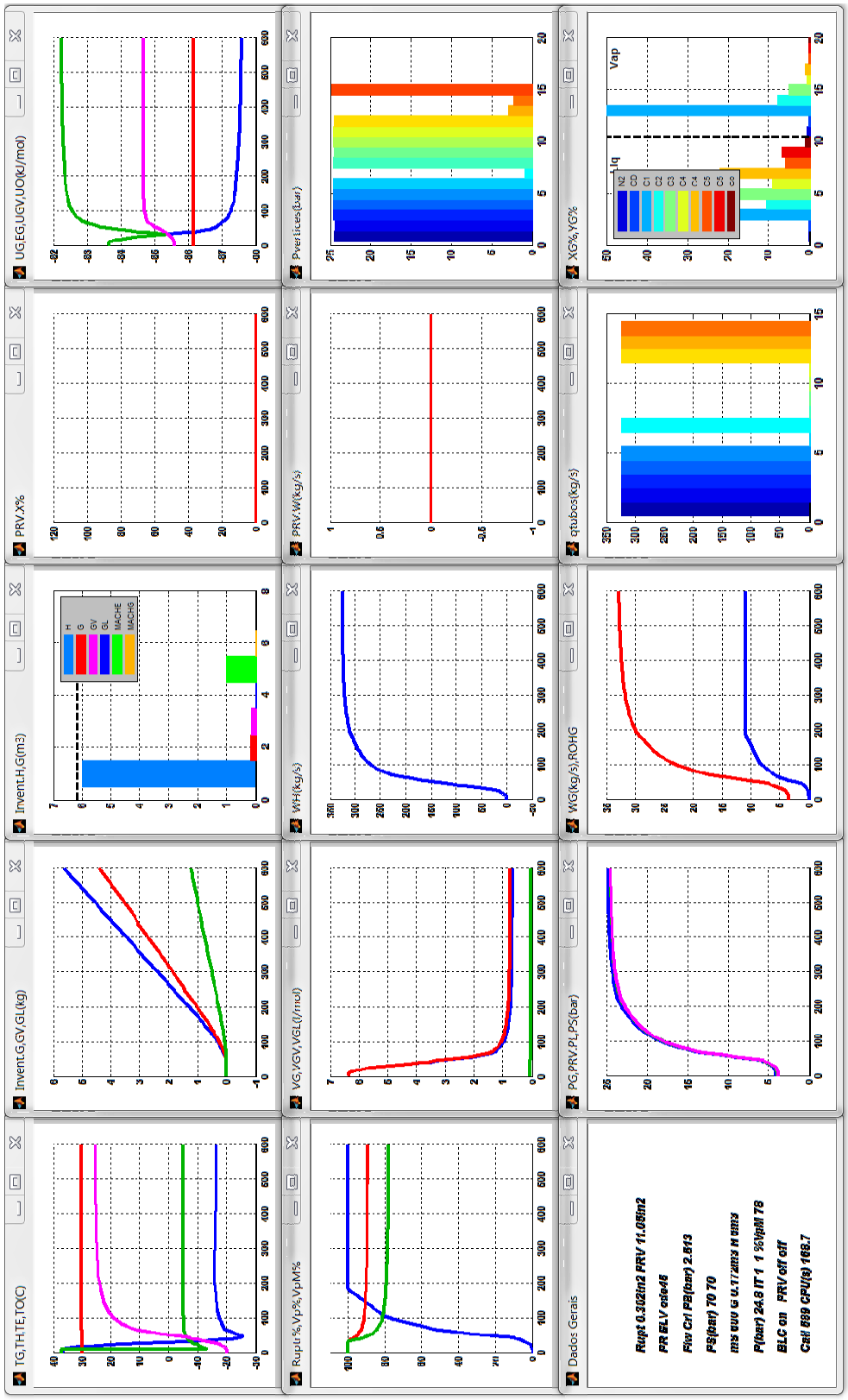



Figura 66 – Resultado da Simulação A.3

**A.4 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol**

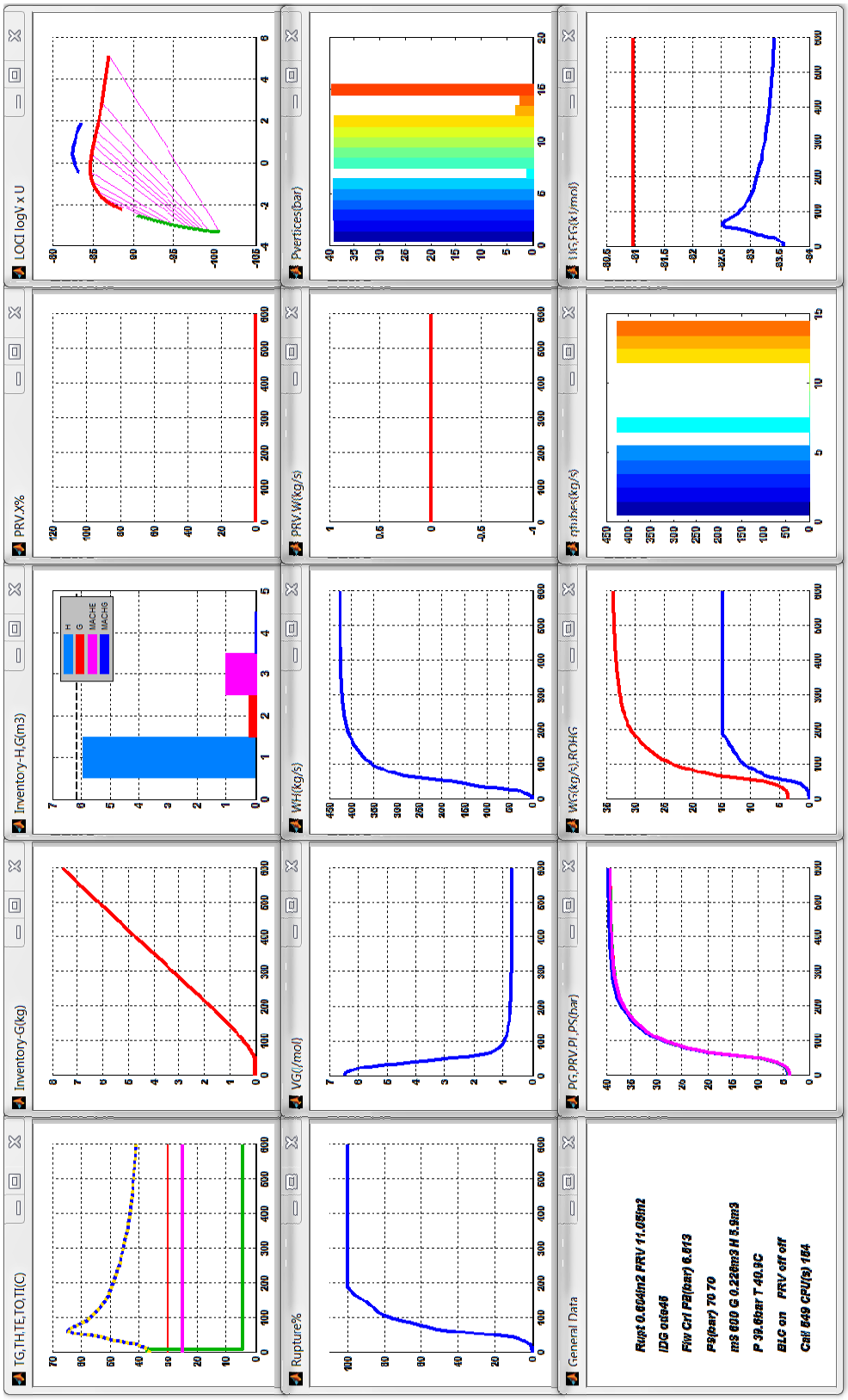



**Figura 67 – Resultado da Simulação A.4**

## A.5 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol

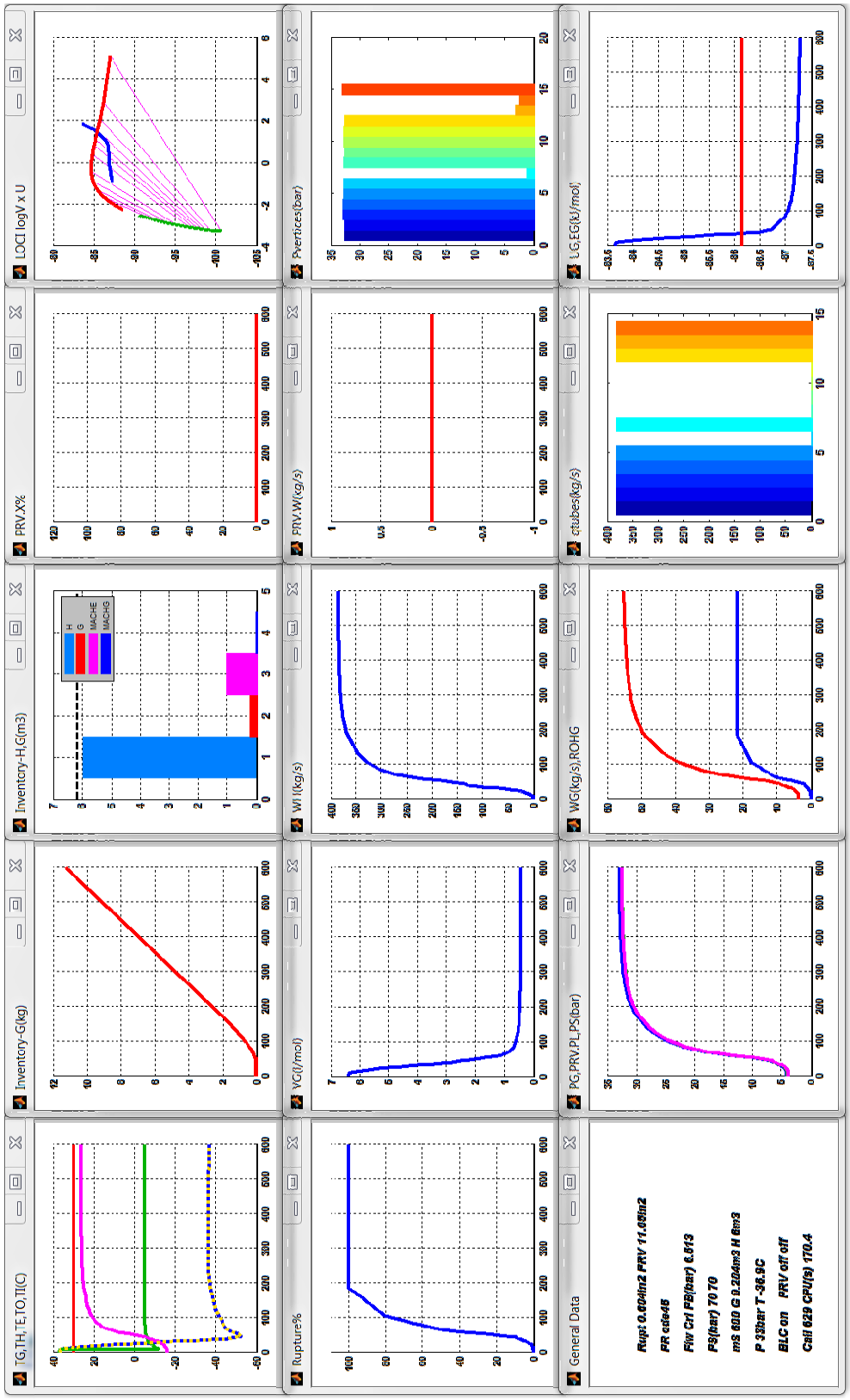



**Figura 68 – Resultado da Simulação A.5**

## A.6 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, Sem PRV, 2 orifícios D=0,62 pol

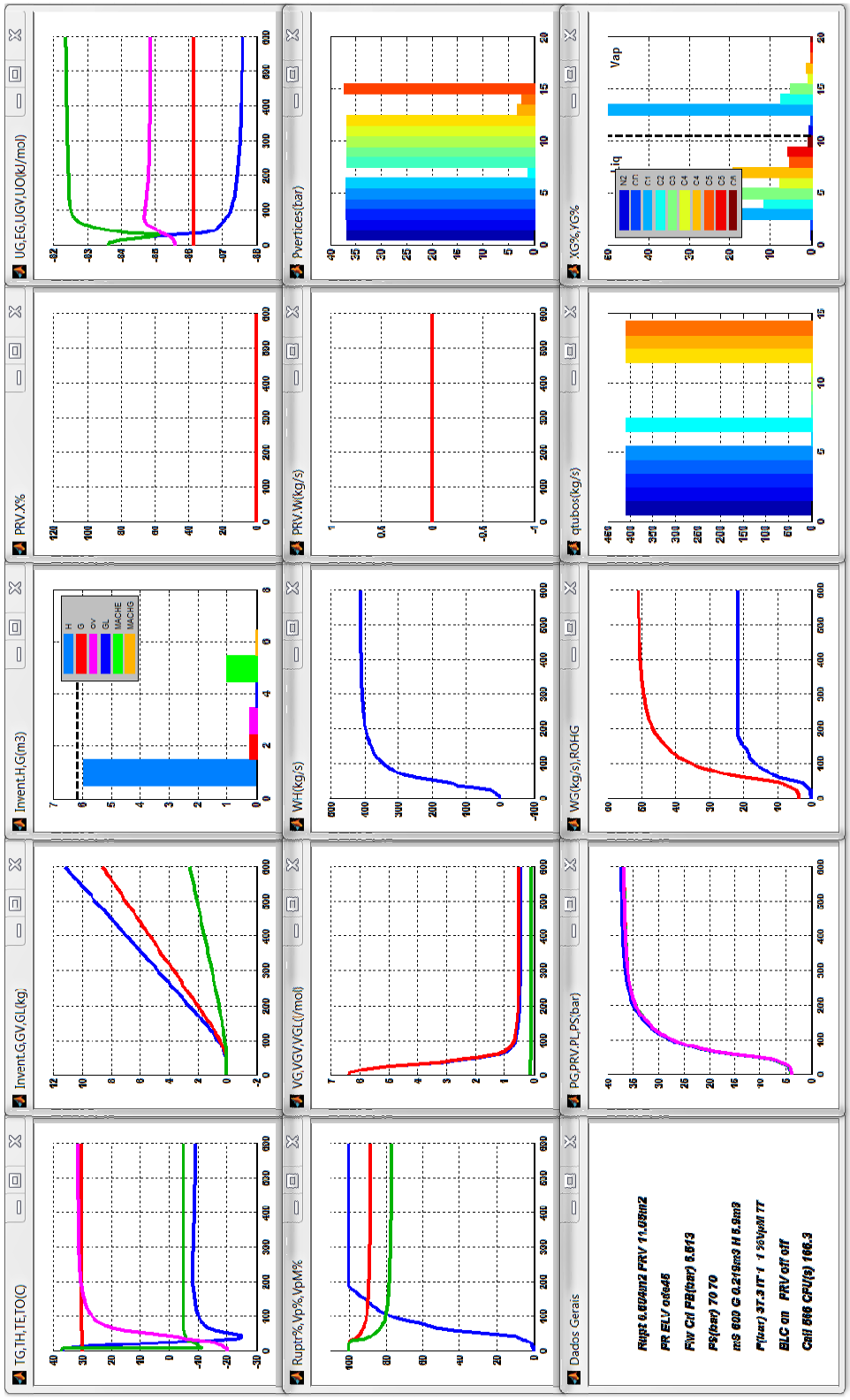



Figura 69 – Resultado da Simulação A.6

# APÊNDICE B – Resultados de Simulações – Parte II

Neste Apêndice são apresentados os resultados de simulação para gás natural típico e trocador de calor com dispositivos de alívio de pressão, conforme:

B.1 – Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 1 *PRV* 11,05 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.2 – Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 *PRVs* 16 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.3 – Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 *PRVs* 26 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.4 – Gás natural típico, GI, Sem cond., 2 *PRVs* 16 in2, 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara
B.5 – Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, 1 *PRV* 11,05 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.6 – Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 *PRVs* 16 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.7 – Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 *PRVs* 26 in2, 2 orifícios D=0,62 pol
B.8 – Gás natural típico, PR, Com cond., 2 *PRVs* 16 in2, 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara

## B.1 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 1 PRV 11,05 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

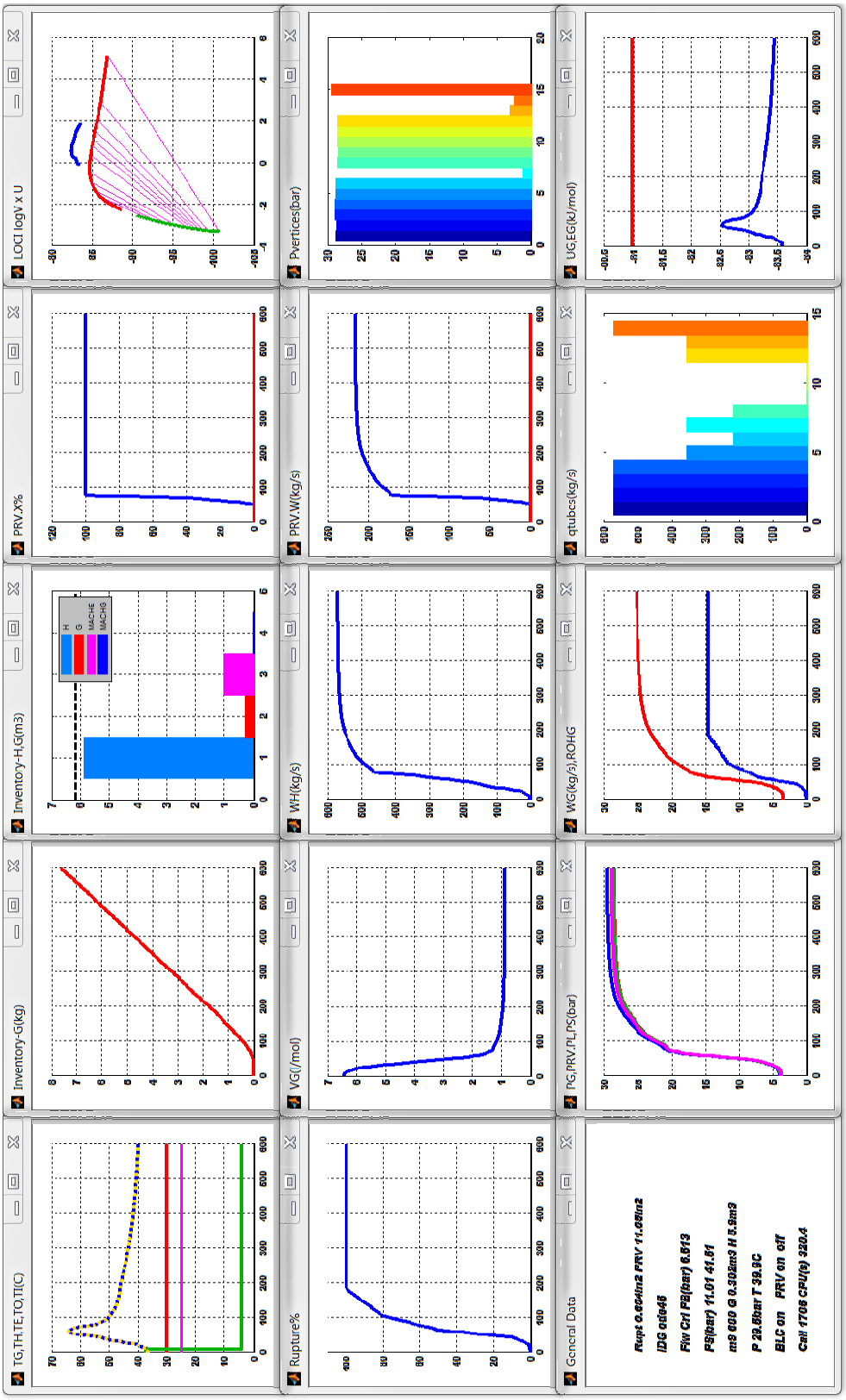



Figura 70 – Resultado da Simulação B.1

## B.2 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 PRVs 16 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

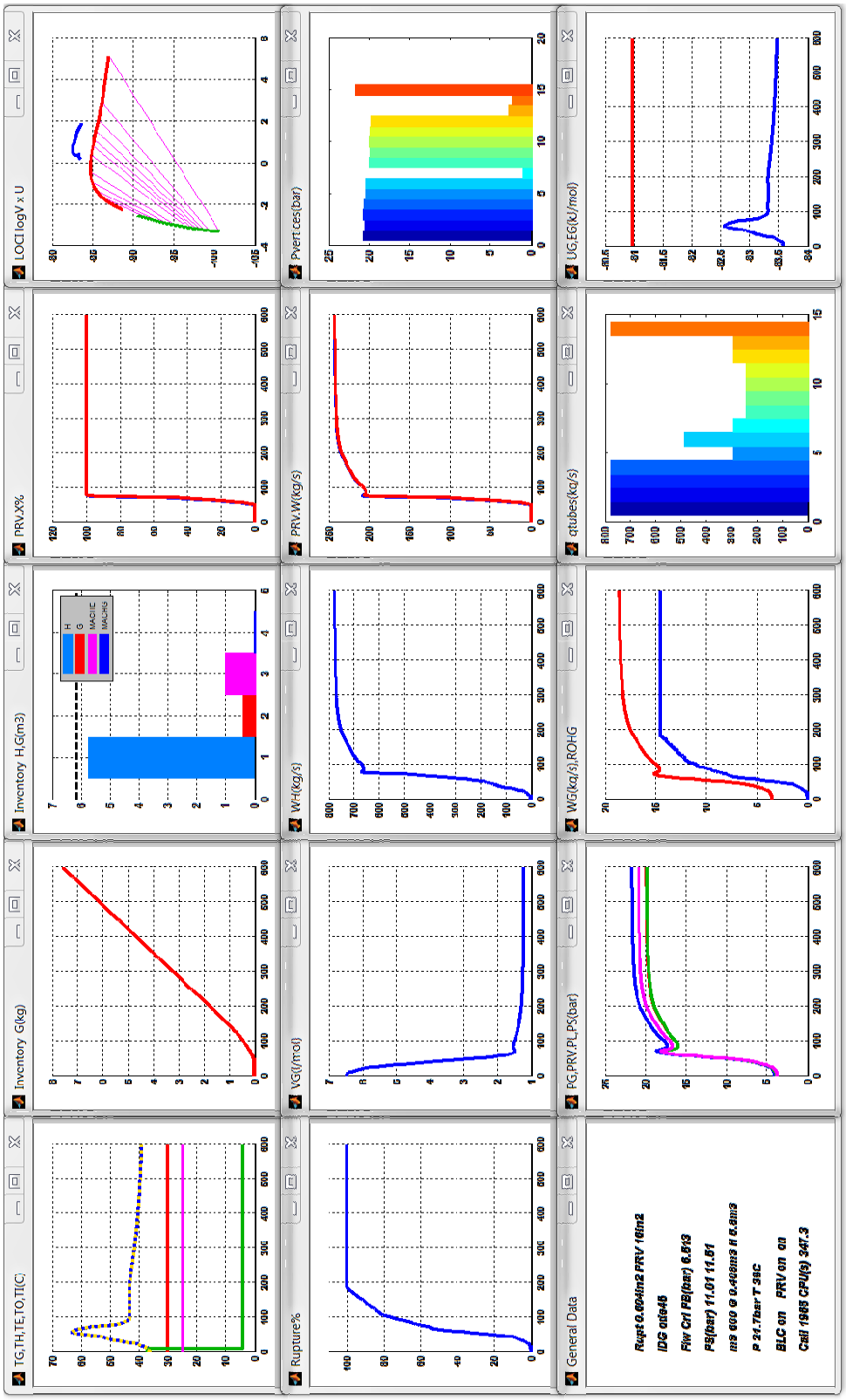



**Figura 71 – Resultado da Simulação B.2**

## B.3 Gás natural típico, Gás Ideal, Sem condensação, 2 PRVs 26 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

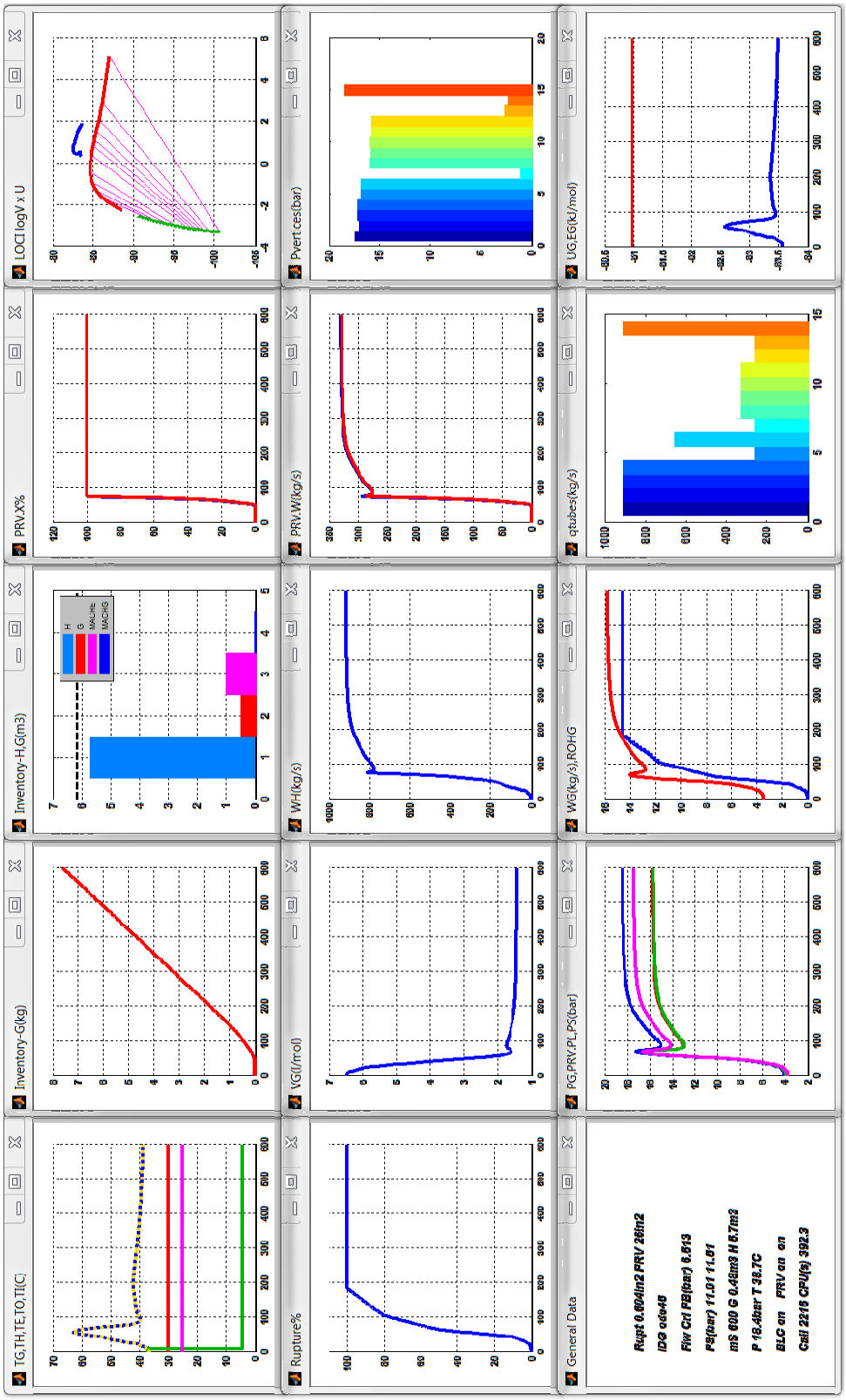



Figura 72 – Resultado da Simulação B.3

## B.4 Gás natural típico, GI, Sem cond., 2 PRVs 16 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara

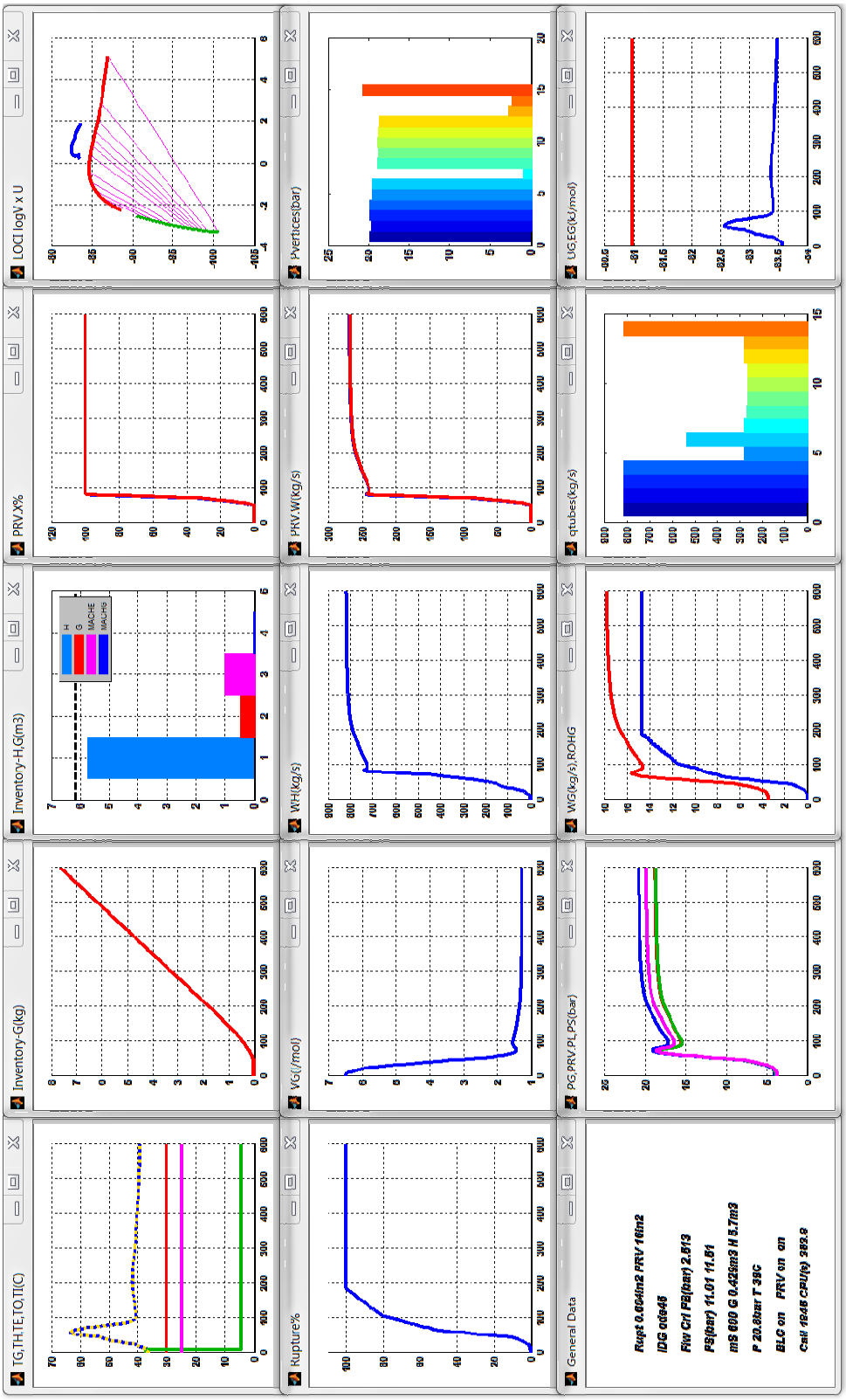



Figura 73 – Resultado da Simulação B.4

## B.5 Gás natural típico, Modelo PR, Com condensação, 1 PRV 11,05 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

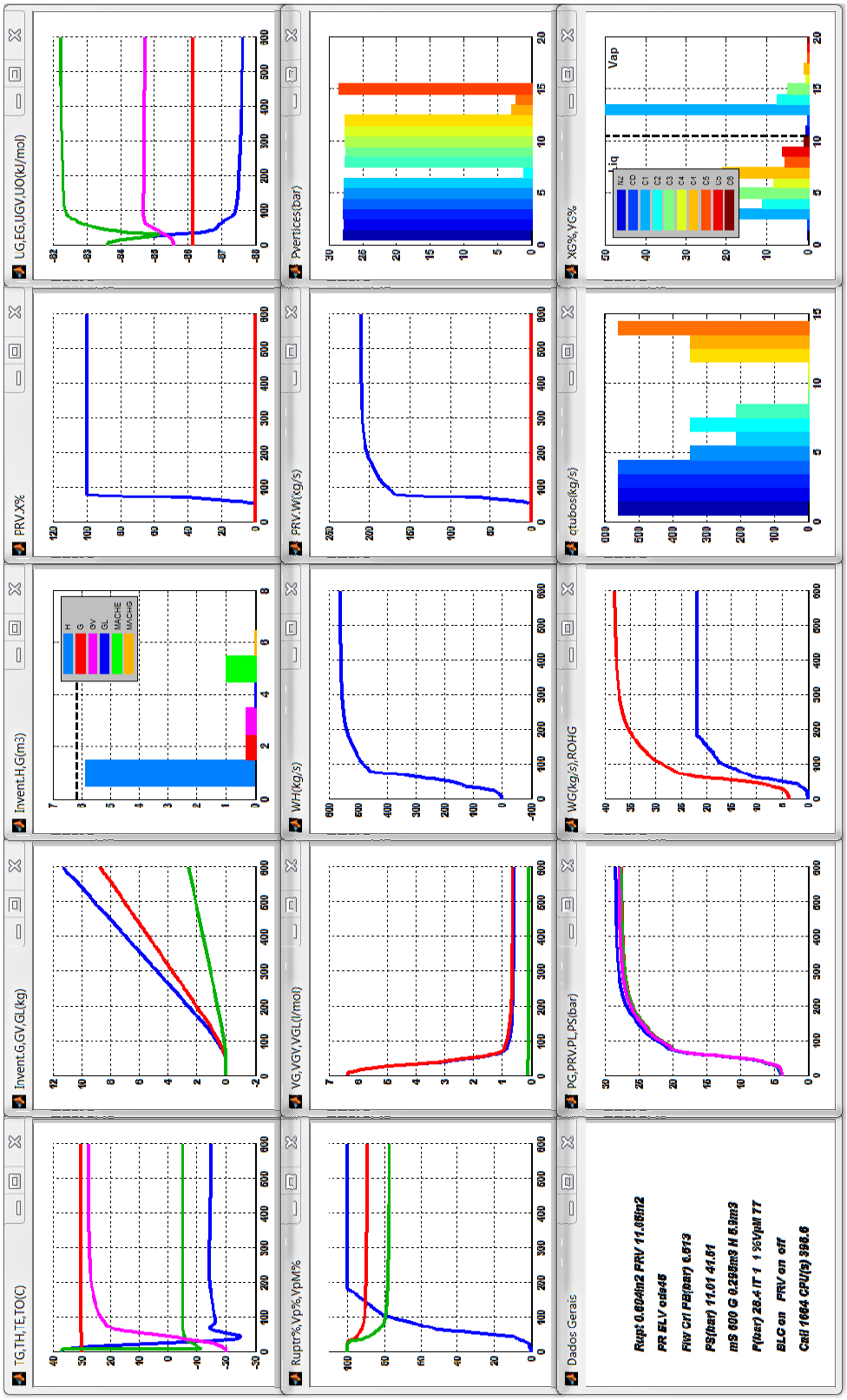



Figura 74 – Resultado da Simulação B.5

## B.6 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 PRVs 16 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

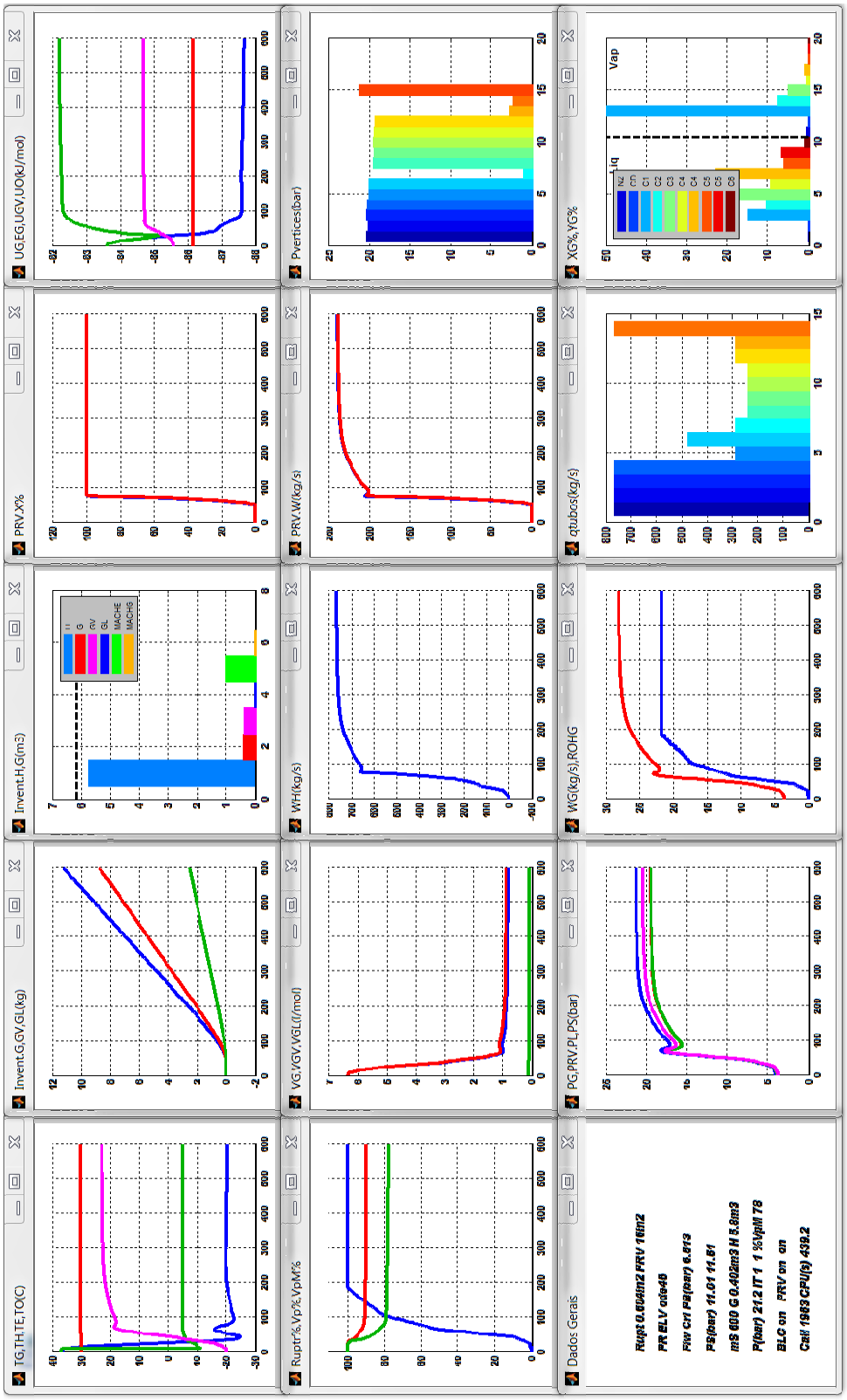



Figura 75 – Resultado da Simulação B.6

## B.7 Gás natural típico, Modelo PR, Sem condensação, 2 PRVs 26 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol

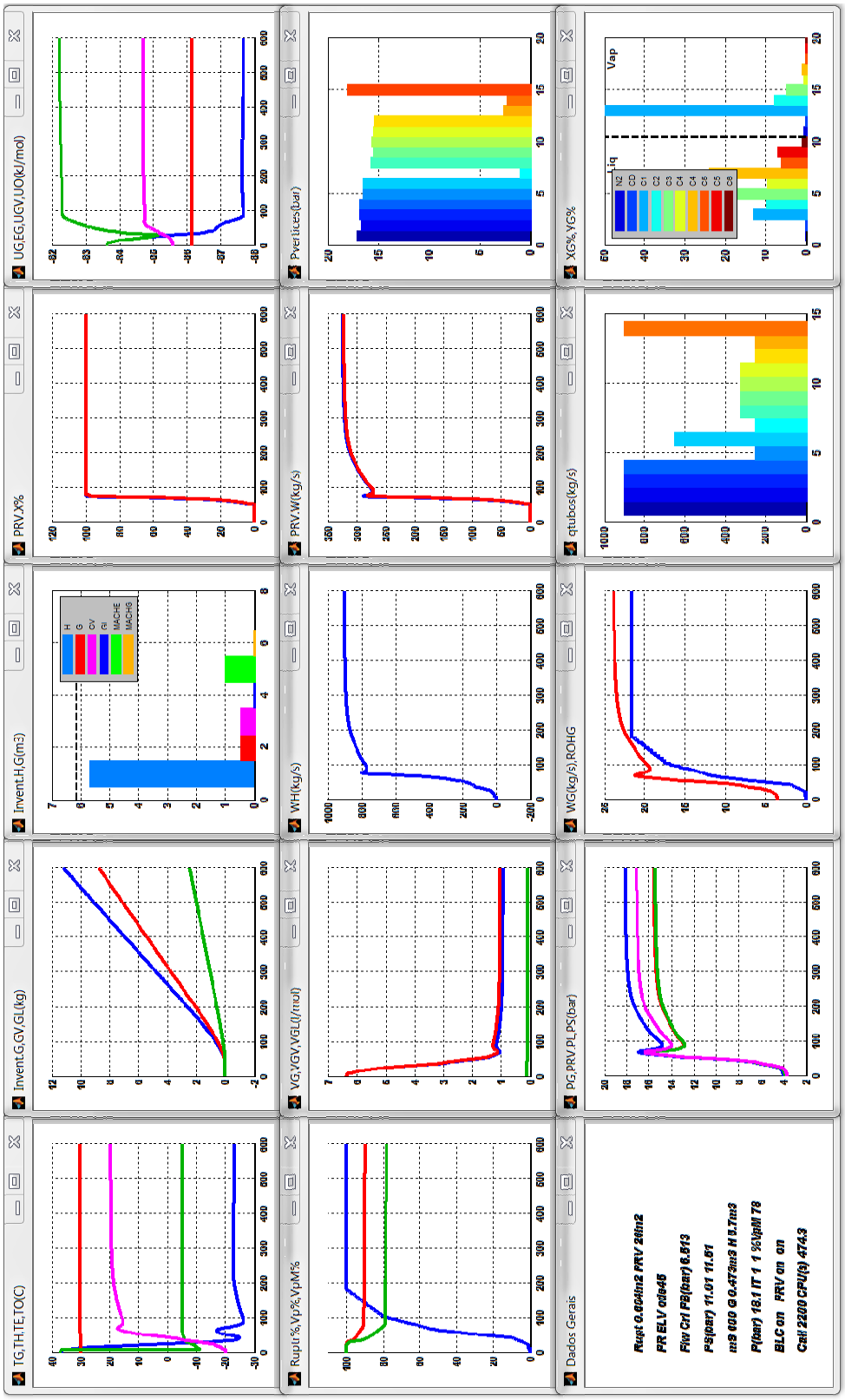



Figura 76 – Resultado da Simulação B.7

## B.8 Gás natural típico, PR, Com cond., 2 PRVs 16 in$^2$, 2 orifícios D=0,62 pol, CP=2,513 bara

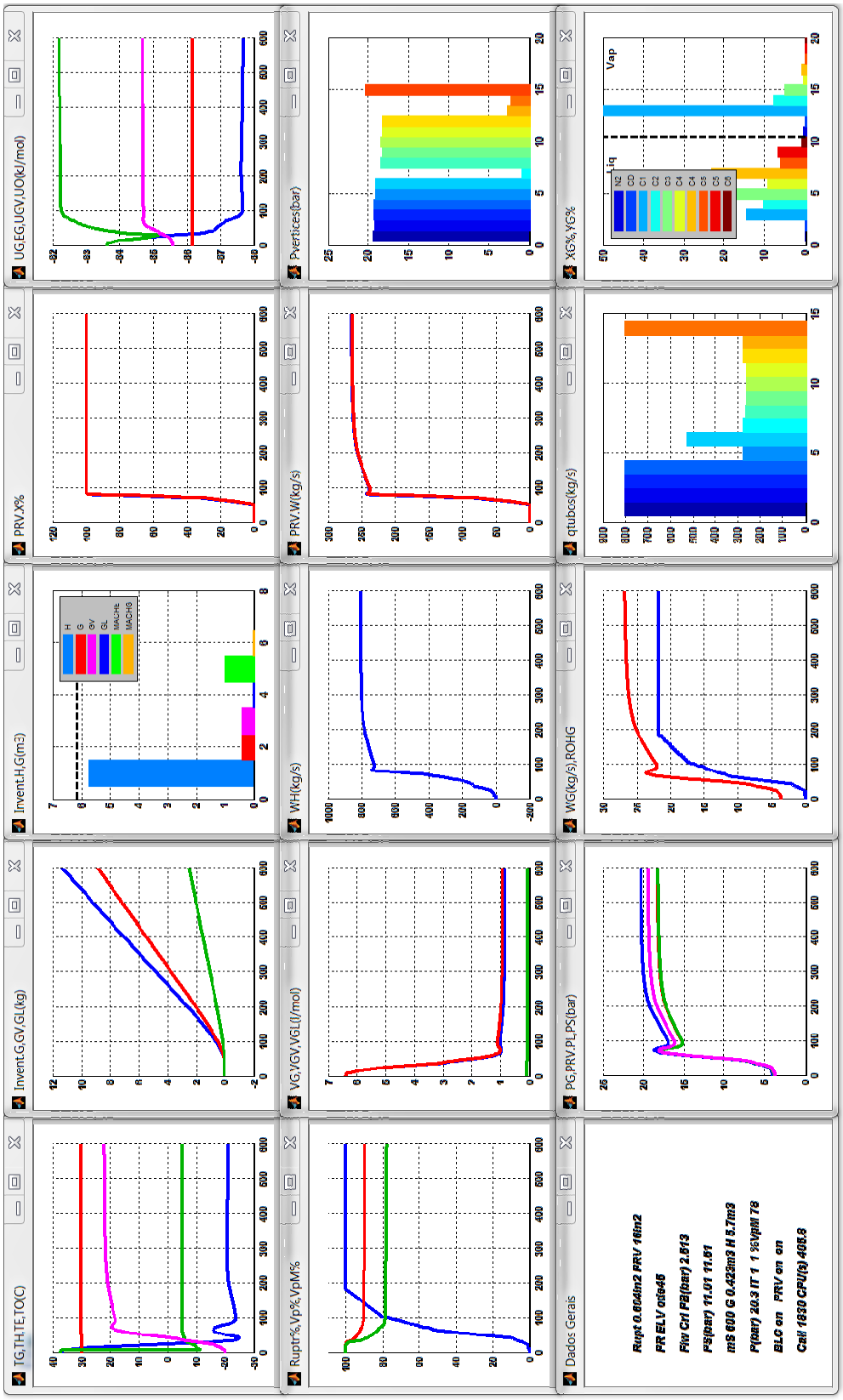



Figura 77 – Resultado da Simulação B.8

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


1. ACOUSTIC TECHNOLOGY LIMITED, **Transient vibration guidelines for fast acting valves screening assessment**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2002/028, 2002.

2. ADUM, V. J., **Computational Study Of The Effect Of The Number Of Baffles On Pressure Drop And Overall Heat Transfer Coefficient In A Shell And Tube Heat Exchanger**, School of Mechanical Engineering, West Lafayette, IN.

3. AL-MUTAIRI, E. M., SUARDIN, J. A., MANNAN, M. S., EL-HALWAGI, M. M., **An optimization approach to the integration of inherently safer design and process scheduling**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 21, 2008, pp. 543-549.

4. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries.** API Recommended Practice 520, Part I – Sizing and Selection, 7ª Edição, Janeiro, 2000.

5. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries.** API Recommended Practice 520, Part II – Installation, 5ª Edição, Agosto, 2003.

6. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Petroleum petrochemical and natural gas industries – Pressure-relieving and Depressuring Systems.** ANSI/API Standard 521, 5ª Edição, Janeiro, 2007.

7. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Petroleum petrochemical and natural gas industries – Pressure-relieving and Depressuring Systems.** ANSI/API Standard 521 ADDENDUM, 5ª Edição, Maio, 2008.

8. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Flanged steel pressure-relief valves.** API Standard 526, 5ª Edição, Junho, 2002.

9. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Process Safety Performance Indicators for the Refining and Petrochemical Industries.** ANSI/API Recommended Practice 754, 1ª Edição, Abril, 2010.

10. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, **Fatigue Risk Management Systems for Personnel in the Refining and Petrochemical Industries.** ANSI/API Recommended Practice 755, 1ª Edição, Abril, 2010.

11. ABEDI, P., SHAHRIARI, M., **Inherent safety evaluation in process plants – a comparison of methodologies**, Central European Journal of Chemistry, Junho, 2005, pp. 756-779.

12. ANCI, G., **Size Letdown Lines for Pressure Surges**, Chemical Engineering Progress, Novembro, 2001.

13. ANDREWS, S., MATUSHESKI, B., **Lower heat exchanger maintenance costs**, Hydrocarbon Processing, Março, 2002.

14. ARENDTS, J. G., WARE, A. G., **Piping System Response Induced by Thermal-Hydraulic Transient: a review of recent analysis methods and experiments**, Nuclear Engineering and Design, Volume 90, 1985, pp. 271-277.

15. ASSAEL, M. J., DALAOUTI, N. K., VESOVIC, V., **Viscosity of Natural-Gas Mixtures: Measurements and Prediction**, International Journal of Thermophysics, Volume 22, Número 1, 2001, pp. 61-71.

16. ATTOU, A., SEYNHAEVE, J. M., **Computation of steady-state multiple choked compressible flow: an analytical solution for single-phase and two-phase two-component flow**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 11, 1998, pp. 229-247.

17. BARWELL, C. A., EBER, L., FYFE, I. A., **A Study of Failure in Small Pressurized Cylindrical Shells Containing a Crack**, University of Washington, Seattle, WA, Agosto, 1998.

18. BECKMAN, D., **Reducing Process Variability with Control Valves**, Chemical Processing, Novembro, 1997.

19. BERWANGER, P. C., KREDER, R. A., LEE, W.-S., **Analysis Identifies Deficiencies in Existing Pressure Relief Systems**, Process Safety Progress, Volume 19, Número 3, 2000, pp. 166-172.

20. BERWANGER, P. C., KREDER, R. A., LEE, W.-S., **Non-Conformance of Existing Pressure Relief Systems with Recommended Practices A Statistical Analysis**, Berwanger Oil, Gas and Petrochemical Consulting, 2002, .

21. BOAG, J. M., FLAMAN, M. T., MILLS, B. E., **Leak Rate Experiments for Through-Wall Artificial Cracks**, Int. J. Pressure Vessels & Piping, Volume 43, 1990, pp. 413-424.

22. BOCCARDI, G., BUBBICO, R., CELATA, G. P., MAZZAROTTA, B, **Two-phase flow through pressure safety valves. Experimental investigation and model prediction**, Chemical Engineering Science, Volume 60, 2005, pp. 5284-5293.

23. BOLLE, L., DOWNAR-ZAPOLSKI, P., FRANCO, J., SEYNHAEVE, J. M., **Flashing Water Flow through a Safety Valve, Journal of Loss Prevention in the Process Industries**, Volume 8, Número 2, 1995, pp. 111-126.

24. CASSATA, J. R., FENG, Z. J., DASGUPTA, S., SAMWAYS, R., **Prevent overpressure failures on heat exchangers**, Hydrocarbon Processing, Volume 77, Número 11, Novembro, 1998, pp. 123-128.

25. CHOWDHURY, I., SURI, S. A. K., **Improve estimations for dynamic pressure waves from an explosion**, Hydrocarbon Processing, Outubro, 2002.

26. CHURCHILL, S., **Friction-factor equations for all flow regimes, Chemical Engineering**, Volume 11, 1977, pp.91-92.

27. COLLINS, S. N., FALGOWSKI, M., MALIK, T. I., **Dynamic Modeling helps Relief Valve Study during Live ICI Project**, Computer Chem. Engng., Volume 21, 1997, pp. S911-S916.

28. CREMERS, J., FRIEDEL, L., PALLAKS, B., **Validated sizing rule against chatter of relief valves during gas service**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 14, 2001, pp. 261-267.

29. CUMBER, P., **Vessel Outflow Sensitivity to Composition**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 15, 2002, pp. 205-212.

30. CURRY, F. H., **Prevent Accidents Before They Happen**, Chemical Engineering, Junho, 1995.

31. DANZY, R. D., **New Uses for Pilot-operated Safety Relief Valves**, Power Engineering, Novembro, 2010, pp. 122-125.

32. DARBY, R., **Size Safety-Relief Valves for Any Conditions**, Chemical Engineering, Setembro, 2005.

33. DARBY, R., **Properly Size Pressure-Relief Valves for Two-Phase Flow**, Chemical Engineering, Junho, 2002.

34. DARBY, R., MEILLER, P. R., STOCKTON, J. R., **Select the Best Model for Two-Phase Relief Sizing**, Chemical Engineering Progress, Maio, 2001, pp. 56-64.

35. DOWNHAM, D. Y., **Offshore injuries: A case control study**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2000/082, 2000.

36. DOWNHAM, D. Y., AL-BAYATTI, M. F., **Multivariate analysis of hydrocarbon releases data**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2000/085, 2000.

37. DRIEGDER, W., **Controlling Shell and Tube Exchangers**, Hydrocarbon Processing, Março, 1998.

38. EDWARDS, J. E., **Relief & Blowdown in Batch Processes**, European Chemcad Symposium, 1999.

39. ELLIOTT, B., **Using DIERS two-phase equations to estimate tube rupture flowrates**, Hydrocarbon Processing, Volume 80, Número 8, Agosto, 2001, pp. 49-54.

40. EMERSON, G. B., **Reduce process emissions and releases from PRVs**, Hydrocarbon Processing, Setembro, 2001.

41. ENERGY INSTITUTE, **Bursting disks for shell and tube heat exchanger overpressure protection: proposal for JIP.** Energy Institute, 2011. Disponível em: <www.energyinst.org/technical/safety/shell-and-tube-heat-exchangers>. Acessado em: 23 de Julho de 2011.

42. ENERGY INSTITUTE, **Event on Alvheim FPSO, Jan 2009**. Marathon Oil Corporation, 2009. Disponível em: <www.energyinst.org/technical/safety/shell-and-tube-heat-exchangers>. Acessado em: 23 de Julho de 2011.

43. ENERGY INSTITUTE, **Guidelines for the design and safe operation of Shell and tube heat exchangers to withstand the impact of tube failure**. Disponível em: <http://www.energyinst.org/documents/891>. Acessado em: 23 de Julho de 2011.

44. ENERGY INSTITUTE, Safety Alert 01/2006, **Catastrophic failure of shell and tube production cooler**, Health & Safety Executive, Maio, 2006.

45. ENERGY INSTITUTE, Safety Alert 01/2008, **Flare system impaired by cooling water loss through bursting disc failure on an Intercooler Heat Exchanger**, Health & Safety Executive, Outubro, 2008.

46. ENNIS, C. J., BOTROS, K. K., PATEL, C., **Dynamic model for a heat exchanger tube rupture discharging a high-pressure flashing liquid into a low-pressure liquid-filled shell**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 24, 2011, pp. 111-121.

47. ESKRIDGE, P. E., E**valuating thermal expansion overpressure protection**, Chemical Processing, Agosto, 2001.

48. EWAN, B. C. R., MOATAMEDI, M., **Design considerations to prevent heat exchanger failure**, Hydrocarbon Processing, Novembro, 2000.

49. EWAN, B. C. R., NELSON, D., DAWSON, P., **Examination of the effect of relief device opening times on the transient pressures developed within liquid filled shells**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2000/130, 2001.

50. FENG, J., AGGARWAL A., DASGUPTA S., SHARIAT H., **Using dynamic analysis to reduce the weight of offshore installations**, Offshore, Volume 69, Número 11, Novembro, 2009.

51. FRANCIS, J., BETTS, P. L., **Backpressure in a high-lift compensated pressure relief valve subject to single phase compressible flow**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 11, 1998, pp. 55-66.

52. FROMMANN, O., FRIEDEL, L., **Analysis of safety relief valve chatter induced by pressure waves in gas flow**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 11, 1998, pp. 279-290.

53. GADDIS, E. S., GNIELINSKI, V., **Pressure drop on the shell side of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles**, Chemical Engineering and Processing, Volume 36, 1997, pp. 149-159.

54. GAVRILA, G. N., SETHI, S., **Best performance characteristic of pressure relief valves and the amount of lost product**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 4, Julho, 1991, pp. 265-271.

55. GUPTA, J. P., **A course on Inherently Safer Design**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 13, 2000, pp. 63-66.

56. HENDERSHOT, D., **Preparing for the unexpected – A case for inherently safer design**, Journal of Chemical Health & Safety, Outubro, 2011.

57. JO, Y.-D., AHN, B. J., **A simple model for the release rate of hazardous gas from a hole on high-pressure pipelines**, Journal of Hazardous Materials, Volume A97, 2003, pp. 31-46.

58. KAWAKATA, H., SHIMADA, M., **Theoretical approach to dependence of crack growth mechanism on confining pressure**, Earth Planets Space, Volume 52, 2000, pp. 315-320.

59. KENDOUSH, A. A., SARKIS, Z. A., AL-MUHAMMEDAWI, H. B. M., **Thermohydraulic effects of safety relief valve**, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 19, 1999, pp. 131-139.

60. KERN, R., How to **Size Piping and Components as Gas Expands at Flow Conditions**, Chemical Engineering, Outubro, 1975, pp. 125-132.

61. KLETZ, T., **The Consultant's Story**, Process Safety Progress, Volume 24, Número 1, Março, 2005, pp. 1-2.

62. KLETZ, T., **Safety Recommendations for Small Businesses and/or Plants**, Process Safety Progress, Volume 23, Número 2, Junho, 2004, pp. 83-85.

63. KLETZ, T., **The Constraints on Inherently Safer Design and Other Innovations**, Process Safety Progress, Volume 18, Número 1, 1999, pp. 64-69.

64. KÖPER, O., WESTPHAL, F., **Database-supported documentation and verification of pressure relief device design in chemical plant**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 16, 2003, pp. 73-79.

65. KREDER, R. A. E BERWANGER, P. C., **Making Safety Data 'Safe'**, Chemical Engineering, Abril, 1995.

66. KRUGER, C. J. C., **KORF Hydraulics - Flexible fluid flow calculations**, CACHE News, 1999, pp. 1-20.

67. KUENEN, J. P., **Experiments on the Condensation and Critical Phenomena of some Substances and Mixtures**, Proc. Phys. Soc. 15, Londres, 1896.

68. KUMAR, S., **Spreadsheet Calculates Critical Flow**, Chemical Engineering, Outubro, 2002.

69. LENCLUD, J., VENART, J. E. S., **Single and two-phase discharge from a pressurized vessel**, Rev. Gén. Therm., Volume 35, 1996, pp. 503-516.

70. LENZING, T, FRIEDEL, L., CREMERS, J., ALHUSEIN, M., **Prediction of the maximum full lift safety valve two-phase flow capacity**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 11, 1998, pp. 307-321.

71. LENZING, T., FRIEDEL, L., ALHUSEIN, M., **Critical mass flow rate in accordance with the omega-method of DIERS and the Homogeneous Equilibrium Model**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 11, 1998, pp. 391-395.

72. LEONG, K. C., TOH, K. C., LEONG, Y. C., **Shell and Tube Heat Exchanger Design Software for Educational Applications**, Int. J. Engng. Ed., Volume 14, Número 3, 1998, pp. 217-224.

73. LESER GmbH & Co. KG Hamburg, **Engineering Handbook**, Edição 10.02.10. Disponível em: <www.leser.com/engineering>. Acessado em: 23 de Julho de 2011.

74. LEUNG, J. C., **Easily Size Relief Devices and Piping for Two-Phase Flow**, Chemical Engineering Progress, Dezembro, 1996, pp. 28-50.

75. LUCAS, D., PRASSER, H.-M., **Pulsations of the mass flow rate during pressure relief**, International Journal of Thermal Sciences, Volume 42, 2003, pp. 5-14.

76. Majumdar, S., **Failure and leakage through circumferential cracks in steam generator tubing during accident conditions**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 76, 1999, pp. 839-847.

77. MARHAVILAS, P. K., KOULOURIOTIS, D., GEMENI, V., **Risk analysis and assessment methodologies in the work sites: On a review, classification and comparative study of the scientific literature of the period 2000-2009**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 24, 2011, pp. 477-523.

78. MASONEILAN, **Masoneilan Control Valve Sizing Handbook**, Bulletin OZ1000 7/00, Dresser Industries, Inc., 2000.

79. MATHWORKS, **Software MATLAB R2008**, 2008.

80. MAWSOUF, N. M., YOUNAN, M. Y. A., **Study of the Effect of Defects on the Fatigue Behavior and the fracture toughness for low carbon steel (API 5L Grade B) gas transmission pipelines**, Engineering Fracture Mechanics, Volume 44, Número 6, 1993, pp. 921-935.

81. MAYINGER, F., **Two-Phase Flow Phenomena with Depressurization - consequences for the design and layout of safety and pressure relief valves**, Chem. Eng. Process, Volume 23, 1988, pp. 1-11.

82. MEDEIROS, José Luiz de, ARAÚJO, Ofélia de Queiroz Fernandes, **Análise se surge de pressão em trocador de calor P-UC-122301A/B/C**, Laboratório SDV-Dutos, EQ/UFRJ, 2004.

83. MILLER, H. L., **Control Valves A Source of Pipe Vibration**, CCI, 2000.

84. MILLER, H. L., **Specifying the Plant's Control Valves**, CCI, ABMA Industrial Boiler Systems Conference, Dallas, TX, Setembro, 1998.

85. MOFRAD, S. R.-M., **Rethink your overpressure systems**, Hydrocarbon Processing, Abril, 2009, pp. 117-120.

86. MORRIS, S. D., **Compressible Gas- Liquid Flow through Pipeline Restrictions**, Chem. Eng. Process., Volume 30, 1991, pp. 39-44.

87. MORRIS, S. D., **Discharge coefficients for choked gas-liquid flow through nozzles and orifices and applications to safety devices**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 3, Julho, 1990, pp. 303-310.

88. MORRIS, S. D., **Flashing flow though relief lines, pipe breaks and cracks**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 3, Janeiro, 1990, pp. 17-26.

89. MORRIS, S. D., **Liquid flow through safety valves Diameter ratio effects on discharge coefficients, sizing and stability**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 9, Número 3, 1996, pp. 217-224.

90. MUKHERJEE, R., **Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers**, Chemical Engineering Progress, Fevereiro, 1998.

91. OKE, A., MAHGEREFTEH, H., ECONOMOU, I., RYKOV, Y., A **transient outflow model for pipeline puncture**, Chemical Engineering Science 58, 2003, pp. 4591-4604.

92. OSAKABE, M., ISONO, M., **Effect of valve lift and disk surface on two-phase critical flow at hot water relief valve**, Ind. J. Heat Mass Transfer, Volume 39, Número 8, 1996, pp. 1617-1624.

93. PARKER, G. J., **Pop Safety Valves A compressible flow analysis**, Ind. J. Heat and Fluid Flow, 1985, pp. 279-283.

94. PIPELINE SIMULATION AND INTEGRITY LTD., **Testing and analysis of relief device opening times**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2002/023, 2002.

95. POKKI, J.-P., HURME, M., AITTAMAA, J., **Dynamic simulation of the behavior of pressure relief systems**, Computers and Chemical Engineering, Volume 25, 2001, pp. 793-798.

96. RAHMEYER, W**., Dynamic Flow Testing of Check Valves**, Nuclear Ind. Check Valve Group, 1996 Winter Meeting, St. Petersburg, FL, Dezembro, 1996.

97. RAHMEYER, W., **Application of Butterfly Valves for Free Discharge**, Minimum Pressure Drop, and for Choking Cavitation, 2003. Disponível em: <www.engineering.usu.edu/cee/faculty/rahm/valves.htm >. Acessado em: 23 de Julho de 2011.

98. RAMIREZ, J. C., OGLE, R. A., CARPENTER, A. R., MORRISON D. T., **Preventing overpressure hazards from trapped liquids**, Process Safety Progress, Volume 29, Número 4, Dezembro, 2010, pp. 313-317.

99. REINDL, D. T., JEKEL, T. B., **Pressure Relief Device Capacity Determination**, ASHRAE Transactions, 2009, pp. 603-612.

100. REPPICH, M., ZAGERMANN, S., **A New Design Method for Segmentally Baffled Heat Exchangers**, Computers Chem. Engineering, Volume 19, 1995, Spp. 137-S142.

101. ROBERTS, T. A., MEDONOS, S., SHIRVILL, L. C., **Review of the Response of Pressurized Process Vessels and Equipment to Fire Attack**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2000/051, 2000.

102. SALATER, P., OVERAA S. J., KJENSJORD, E., **Size Depressurization and Relief Devices for Pressurized Segments Exposed to Fire**, Chemical Engineering Progress, Setembro, 2002.

103. SALZANO, E., PICOZZI, B., VACCARO, S., CIAMBELLI, P., **Hazard of Pressurized Tanks Involved in Fires**, Ind. Eng. Chem. Res., Volume 42, 2003, pp. 1804-1812.

104. SARDAIN, P., GIRARD, C., ANDERSSON, J., PORFIRI, M. T., KURIHARA, R., MASSON, X., MIGNOT, G., PINNA, T., TOPILSKI, L., **Modeling of two-phase flow under accidental conditions fusion codes benchmark**, Fusion Engineering and Design, Volume 54, 2001, pp. 555-561.

105. SII, H. S., WANG, J., **A safety based decision support system for the design of large offshore engineering products**, Health & Safety Executive, Offshore Technology Report 2002/008, 2002.

106. SINGH, B., JUKES, P., POBLETE, B., WITTKOWER, B., **20 Years on lessons learned from Piper Alpha. The evolution of concurrent and inherently safe design**, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Volume 23, 2010, pp. 936-953.

107. SPARROW, E. M., REIFSCHNEIDER, L. G., **Effect of interbaffle spacing on heat transfer and pressure drop in a shell-and-tube heat exchanger**, Int. J. Heat Mass Transfer, Volume 29, Número 11, 1986, pp. 1617-1628.

108. SUTIKNO, T., **Applying instrumented overpressure protection systems**, Hydrocarbon Processing, Janeiro, 2006, pp. 97-100.

109. TANNER, D. A., FORD III, A. W., KARG, D. C., CATAPANO, M. C., **Investigative Failure Analysis of a 304N Stainless steel tubed high pressure feedwater heater**, Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, FL, 23-26 de Julho, 2000, pp. 1-11.

110. THORLEY, A. R. D., TILEY, C. H., **Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines - a review of theoretical and some experimental studies**, Heat and Fluid Flow, Volume 8, Número 1, Março, 1987, pp. 3-15.

111. THUSTON, R. H. **A History of the Growth of the Steam-engine**. The International Scientific Series. 2a Edição Revisada, New York, D. Appleton and Company, 1886.

112. VESOVIC, V., **Predicting the Viscosity of Natural Gas**, International Journal of Thermophysics, Volume 22, Número 2, 2001, pp. 415-426.

113. WANG, K., SHEN, Q., ZHANG, B., **Modeling propagation of pressure surges with the formation of an air pocket in pipelines**, Computers & Fluids, Número 32, 2003, pp. 1179-1194.

114. WONG, W. Y., **PRV Sizing for Exchanger Rupture; a comprehensive step-by-step approach to calculating required pressure relief valve**, Hydrocarbon Processing, Fevereiro 1992a, pp. 59-64.

115. WONG, W. Y., **Capacity credit calculation for exchanger tube rupture**, Hydrocarbon Processing, Volume 71, Número 12, Dezembro, 1992, pp. 89-92.

116. WONG, W. Y., **Protect Plants Against Overpressure**, Chemical Engineering, Junho, 2001.

117. WONG, W. Y., **Improve PRV audits**, Hydrocarbon Processing, Volume 77, Número 11, Novembro, 1998, pp. 133-142.

118. WÜTHRICH, C., **Crack Opening Areas in Pressure Vessels and Pipes**, Engineering Fracture Mechanics, Volume 18, Número 5, 1983, pp. 1049-1057.

119. YUHU, D., HUILIN G., JING'EN, Z., YAORONG, F., **Mathematical modeling of gas release through holes in pipelines**, Chemical Engineering Journal, Volume 92, 2003, pp. 237-241.

120. ZIEGLER, B., COPPOLANI, P., GARCIA, J. L., **Dynamic behavior of check valves and safety valves with fluid interaction**, Nuclear Engineering and Design, Volume 124, 1994, pp. 391-401.