



PROGRAMA EQ-ANP

**Processamento, Gestão e Meio Ambiente na Indústria
do Petróleo e Gás Natural**



**Estudo de Sistemas de Alívio contra Surge de
Pressão em Trocador de Calor de
Resfriamento de Gás Natural**

Danielle de Aragão Sampaio

Projeto de Final de Curso

Orientador

Prof. José Luiz de Medeiros, D.Sc.

Março de 2007

ESTUDO DE SISTEMAS DE ALÍVIO CONTRA SURGE DE PRESSÃO EM TROCADOR DE CALOR DE RESFRIAMENTO DE GÁS NATURAL

Danielle de Aragão Sampaio

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente do Programa Escola de Química/Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – Processamento, Gestão e Meio Ambiente na Indústria de Petróleo e Gás Natural, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenharia Química com ênfase na área de Petróleo e Gás Natural – Tratamento de Resíduos e Meio Ambiente.

Aprovado por:

Carlos André Vaz Júnior, M.Sc.

Jaime Neiva Miranda de Souza, M.Sc.

Prof. Márcio Nele de Souza, D.Sc.

Orientado por:

Prof. José Luiz de Medeiros, D.Sc.

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Março de 2007

Ficha Catalográfica

Sampaio, Danielle de Aragão.

Estudo de Sistemas de Alívio contra Surge de Pressão em Trocador de Calor de Resfriamento de Gás Natural / Danielle de Aragão Sampaio. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2007.

ix, 55 p.; il.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2007. Orientador: José Luiz de Medeiros.

1. Gás Natural. 2. Sistemas de Alívio. 3. Surge de Pressão. 4. Monografia. (Graduação – UFRJ/EQ). 5. José Luiz de Medeiros. I. Título.

Dedico a conclusão de meu projeto final a todos que acreditaram em mim e caminharam ao meu lado, sempre me apoiando e motivando para que chegasse à conquista de mais esta etapa decisiva em minha vida.

“(...) Nunca deixe que lhe digam que não vale a pena acreditar no sonho que se tem
Ou que seus planos nunca vão dar certo
Ou que você nunca vai ser alguém
Tem gente que machuca os outros tem gente que não sabe amar
Mas eu sei que um dia a gente aprende
Se você quiser alguém em quem confiar confie em si mesmo
Quem acredita sempre alcança.”

Renato Russo

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, irmãos, familiares e amigos, que tanto amor me dedicaram durante toda a minha vida. Obrigada pela compreensão das minhas infinitas ausências devido aos estudos. Hoje, podemos todos comemorar e dizer que valeu a pena!

Agradeço às forças superiores que sempre guiaram os meus passos de maneira que atingisse meus objetivos com vitórias.

Ao meu orientador José Luiz, um muitíssimo obrigado pela oportunidade oferecida, pela compreensão e, também, por ter permanecido ao meu lado durante todo este percurso.

Ao apoio financeiro da **Agência Nacional do Petróleo** – ANP – e da **Financiadora de Estudos e Projetos** – FINEP – por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor de Petróleo e Gás – PRH-ANP/MCT, em particular ao **PRH 13**, da Escola de Química - Processamento, Gestão e Meio Ambiente na Indústria do Petróleo e Gás Natural.

Resumo do Projeto Final apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheira Química com ênfase na área de Petróleo e Gás Natural – Tratamento de Resíduos e Meio Ambiente.

ESTUDO DE SISTEMAS DE ALÍVIO CONTRA SURGE DE PRESSÃO EM TROCADOR DE CALOR DE RESFRIAMENTO DE GÁS NATURAL

Danielle de Aragão Sampaio
Março, 2007

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

A importância do conceito Segurança em instalações, procedimentos e processos pertinentes ao contexto *offshore* ficou evidente com diversos desastres de plataformas nas últimas três décadas, dentre os quais sobressai-se o acidente da plataforma Piper Alpha, em 1988, no Mar do Norte, com 167 mortes e perda total da planta.

Um dos itens pertinentes a procedimentos de análise de risco, diz respeito à quantificação/avaliação da robustez do sistema, e da planta como um todo, sob a ação de fenômenos que causam súbita elevação de pressão em um de seus equipamentos, ou seja, provocam o que se entende por *surge* de pressão.

Os objetivos deste trabalho compreendem a simulação dinâmica de diferentes cenários de ruptura de tubo no último “*intercooler*” U-BEND de compressão de gás natural, visando-se a avaliar se o desempenho da(s) válvula(s) de alívio de pressão – instalada(s) na rede de escoamento da água de refrigeração – será suficiente para proteger o sistema e evitar o colapso do casco do trocador devido ao surge de pressão criado.

O recurso básico utilizado neste trabalho foi o *software* para Análise Dinâmica de *Surge* – ADS – desenvolvido em MATLAB R13 pelos Profs. José Luiz de Medeiros e Ofélia Q. F. Araújo do Departamento de Engenharia Química da Escola de Química da UFRJ.

No presente trabalho, através de diferentes configurações, conseguiu-se proteção do trocador de calor U-BEND através de sistemas defensivos contra condições de ruptura branda e intermediária. Todavia, para o pior cenário de ruptura – ruptura severa – as PRVs disponíveis até o momento não seriam suficientes para proteger o trocador de calor, que sofrerá rompimento estrutural já que foram atingidas pressões de casco superiores à MAWP de 20 bar.

Nome do Grau: Engenheira Química

Nome da Ênfase: Tratamento de Resíduos e Meio Ambiente

Abstract of a Final Project presented to Escola de Química/UFRJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Chemical Engineer with emphasis on Petroleum and Natural Gas – Environment and Waste Treatment.

RELIEF SYSTEMS STUDY FOR PRESSURE SURGE AT COOLER HEAT EXCHANGERS OF NATURAL GAS

Danielle de Aragão Sampaio

March, 2007

Supervisor: Prof. José Luiz de Medeiros, D.Sc.

The importance of Security concept in installations, procedures and processes related to *offshore* context became evident with several platform disasters in the last three decades, including the Piper Alpha accident, at 1988, in the Northe Sea, with 167 deaths and the complete loss of the plant.

One of the pertinent itens to risk analisys procedures refers to quantification and evaluation of system robustness, and the whole plant as well, under the action of phenomena that cause sudden rise of pressure in one of its equipment, that is, provokes what it is understood as pressure surge.

The objectives of this study are the dynamical simulation of different scenarios of tube rupture in the last intecooler U-BEND of natural gas compression, aiming to evaluate if the pressure relief valve(s) performance – installed in the cooling water flowing system – will be enough to protect the system and avoid the exchanger shell colapse as a consequence of the pressure surge created.

The basic resource used in this study was the *software* Surge Dynamical Analysis developed at MATLAB R13 by Profs. José Luiz de Medeiros and Ofélia Q. F. Araújo of Chemical Engineer Department of Escola de Química - UFRJ.

In this study, through different configurations, the protection of the U-BEND exchanger shell was done using security devices against low and medium rupture conditions. However, for the worst case – critical rupture – the available PRVs until nowadays were not enough to protect the heat exchanger, that will colapse once the shell pressure got higher than MAWP of 20 bar.

Degree: Chemical Engineer

Emphasis: Environment and Waste Treatment

ÍNDICE

Capítulo 1 – Introdução	1
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica	6
Capítulo 3 – Trocador de Calor Casco e Tubos U-BEND	12
Capítulo 4 – Rede de Escoamento da Água de Resfriamento	16
Capítulo 5 – Válvulas de Alívio de Pressão (PRV's)	21
Capítulo 6 – Dinâmica de Ruptura do Tubo	25
Capítulo 7 – Configurações no Simulador ADS	29
Capítulo 8 – Simulações e Resultados	33
Capítulo 9 – Comentários Finais e Conclusões	52
Referências Bibliográficas	53

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A importância do conceito Segurança em instalações, procedimentos e processos pertinentes ao contexto *offshore* ficou evidente com diversos desastres de plataformas nas últimas três décadas, dentre os quais sobressai-se o acidente da plataforma Piper Alpha, em 1988, no Mar do Norte, com 167 mortes e perda total da planta.

Geralmente diversas áreas da plataforma operam com elevadas pressões, como a área de preparação do gás natural para transporte e/ou injeção em poços (de 100 a 200 bar) e a de preparação de óleo cru para envio (cerca de 70 a 100 bar). Tais áreas acarretam, em consequência, proximidade de equipamentos e pessoas a dutos e/ou vasos sob altos níveis de pressão e, portanto, implicam na necessidade de avaliação precisa de risco associado, direta e indiretamente, ainda na fase de projeto.

Um dos itens pertinentes a procedimentos de análise de risco, diz respeito à quantificação/avaliação da robustez do sistema, e da planta como um todo, sob a ação de fenômenos que causam súbita elevação de pressão em um de seus equipamentos, ou seja, provocam o que se entende por *surge* de pressão.

1. Análise de *Surge* de Pressão em Trocadores de Calor em Instalações *Offshore*

Uma vez que a pressão de projeto de gás natural para transporte em dutos situa-se na faixa de 100 a 200 bar, é normalmente necessário fazer-se sua compressão em sucessivos estágios. Estas compressões acarretam razoável aquecimento do gás, implicando em grandes trocas térmicas de resfriamento para as quais são posicionados “*intercoolers*” do tipo U-BEND operando com água de resfriamento no casco e gás quente nos tubos. Neste contexto, o “*intercooler*” (ou melhor, “*aftercoller*”) de maior criticalidade refere-se ao do último estágio de compressão, no qual a diferença de pressão entre o gás nos tubos e a água de resfriamento no casco do trocador – esta, por sua vez, na faixa de 4 a 10 bar – é máxima.

Os processos em questão envolvem grandes transferências de calor para resfriamento do gás, como dito anteriormente. Os bocais de entrada e saída de água do casco do trocador de calor do tipo U-BEND, estão, portanto, conectados a uma rede de escoamento de água de resfriamento dotada de curvas, flanges, tês, válvulas comuns e válvulas de controle de vazão.

Em pontos específicos desta rede, e obviamente no ramal de saída de água do trocador, são posicionadas as PRVs – Válvulas de Alívio de Pressão – mecanicamente auto-acionadas para abertura rápida em caso de elevação anormal de pressão nas linhas respectivas. As PRVs também

são capazes de fechar rapidamente no caso da elevação de pressão, subitamente, desaparecer. Normalmente são instaladas 2 PRVs com pressões de *set* algo diferentes, visando a permitir lidar com situações de menor severidade em que apenas uma delas necessite abrir. Nas situações mais críticas esta pequena diferença de *set* será irrelevante e ambas abrirão quase simultaneamente.

Em consequência da ruptura de algum tubo no casco do “*intercooler*”, desenvolve-se um *surge* de pressão, ou seja, há, em curtíssimo prazo, a formação de uma bolha de gás em contato com o líquido no casco do trocador. Esta bolha cresce rapidamente alimentada pelo fluxo do gás pela ruptura, estando praticamente confinada e impedida de escapar diretamente pelas PRVs. Em outras palavras, o alívio do sistema só poderá ocorrer pelo escape da água de resfriamento pelas PRVs, abrindo espaço, tão rapidamente quanto possível, para o crescimento da bolha de gás e amortecendo o impacto do *surge*.

Como característica central deste fenômeno, existe o fato de que o escoamento do gás pela ruptura é normalmente crítico (“*choked*”) devido à enorme diferença de pressão entre o interior do tubo rompido e o ambiente do casco do trocador. A taxa de escoamento do gás é altíssima, a maior parte do tempo com velocidade sônica, e com vazão proporcional à área de seção da ruptura. Devido à criticalidade do escoamento, esta taxa independe da pressão da bolha de gás dentro do casco enquanto esta não se elevar até o valor crítico, valor este que normalmente é superior à pressão de rompimento do casco. Em outras palavras, antes que este valor crítico seja atingido – a partir do qual poderia, afinal, haver redução da taxa de gás pela ruptura – é provável que o casco U-BEND se faça em pedaços.

Devido à alta taxa de escoamento do gás, o destino do casco do trocador será decidido em função do que ocorrer nos primeiros 500-1000 milissegundos após a ruptura do tubo. Se o trocador resistir ao primeiro segundo de *surge*, poderá ser salvo pelas ações defensivas automáticas e centralizadas envolvendo o desligamento e bloqueio dos compressores de gás de modo a cortar o fornecimento de gás fortemente pressurizado para o trocador avariado. Estas ações costumam demandar um tempo característico de atuação de 1 a 2 segundos.

Portanto, para a análise do desempenho de PRVs no presente cenário, o horizonte de tempo de interesse (isto é, de simulação) corresponde às primeiras centenas de milissegundos (por exemplo, de zero a 1000ms) após a manifestação da ruptura.

Em resumo, se o quadro proposto de PRVs conseguir absorver o impacto do *surge* (isto é, a pressão no casco não superará a sua pressão de teste hidráulico nas primeiras centenas de milissegundos), o sistema de alívio estará aprovado.

Obviamente, uma segunda questão pertinente tem a ver com a busca do mínimo custo do sistema de alívio para determinada missão; isto é, consiste em determinar-se qual será o menor tamanho (custo) de PRVs para o cumprimento da missão de defesa do casco. Também é óbvio que a missão de defesa do casco terá de ser definida em termos probabilísticos, já que o calibre, posição e a dinâmica de manifestação da ruptura são desconhecidos. Para definir-se um cenário apto à análise de *surge*, adotam-se, portanto:

- a posição mais desfavorável da ruptura para a defesa do sistema;
- um calibre (ou seqüência de calibres) plausível de ruptura; e
- uma dinâmica plausível de iniciação, propagação e terminação do fenômeno de ruptura.

Outro fato também relevante, e que influencia os resultados da análise, diz respeito à posição das PRVs na linha de descarga do casco do trocador, já que PRVs mais distantes terão desempenho inferior comparativamente a uma situação de maior proximidade do casco.

2. Objetivos

Os objetivos do presente trabalho compreendem a análise dinâmica de fenômenos de *surge* de pressão em trocadores U-BEND para resfriamento de gás natural comprimido e a subsequente etapa de avaliação de desempenho dos dispositivos de alívio propostos.

Estes objetivos são perseguidos através de simulação dinâmica de diferentes cenários de ruptura de tubo no último “*intercooler*” U-BEND de compressão de gás natural, visando-se a avaliar se o desempenho da(s) válvula(s) de alívio de pressão – instalada(s) na rede de escoamento da água de refrigeração – será suficiente para proteger o sistema e evitar o rompimento estrutural do casco do trocador devido ao *surge* de pressão criado.

3. Estratégia de Ação

Em função das questões discutidas nas Seções anteriores, o procedimento seguido neste trabalho, envolve:

- Proposição da posição da ruptura em um dos tubos do U-BEND, normalmente no ponto mais desfavorável para a ação das contra-medidas das PRVs; a saber, próximo ao *bocal de entrada* de água de refrigeração;
- Formulamos um programa plausível de ruptura na posição escolhida, isto é, uma função temporal que controla a evolução da área de ruptura contra o tempo;

- Testamos dinamicamente diversas configurações de PRVs sob ação do *surge* criado em decorrência da falha; e
- Determinamos a menor configuração de PRVs capaz de suportar ou amortecer o *surge*.

O recurso básico utilizado neste trabalho foi o *software* para Análise Dinâmica de *Surge* – *ADS* – desenvolvido em MATLAB R13 pelos Profs. José Luiz de Medeiros e Ofélia Q. F. Araújo do Departamento de Engenharia Química da Escola de Química da UFRJ (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004).

No ambiente deste simulador é conduzida a simulação do *surge* em trocadores de calor U-BEND, na presença ou não de PRVs, a partir da seleção e configuração, pelo usuário, de parâmetros dos quadros de:

- Ruptura de Tubo, envolvendo definições de posição, geometria e evolução da ruptura contra o tempo;
- Dispositivos de Alívio (PRVs), envolvendo número, posições, calibres, fabricantes, modelos, *sets operacionais* e comportamentos dinâmico em regime de abertura e em regime de fechamento;
- Operação e Estrutura do Trocador U-BEND, envolvendo dimensionamento completo, aspectos geométricos, *hold-ups*, vazão de água e de gás, temperaturas e pressões de entrada dos fluidos;
- Rede de Escoamento de Água de Resfriamento, envolvendo definições de geometria, cotas, acidentes existentes (curvas, tês, expansões, contrações, etc) e suas posições, CVs de válvulas de controle existentes, posição e características de válvulas de retenção (i.e. dispositivos contra reversão de fluxo, também conhecidas como *check-valves*) etc.
- Condições do Gás, envolvendo sua composição, temperatura e pressão iniciais, além de uma Equação de Estado apropriada para cálculos de propriedades termodinâmicas e resolução de equilíbrio líquido-vapor sob alta pressão;
- Simulação Dinâmica, envolvendo definições do horizonte de simulação, de modelagem termodinâmica do *surge* (isto é, com ou sem condensação parcial transiente de hidrocarbonetos no jato sônico e na bolha formada no casco), variáveis a serem rastreadas, e gráficos de acompanhamento.

4. Estrutura e Apresentação

Este trabalho é estruturado em 9 Capítulos.

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica dos tópicos abordados no trabalho em estudos divulgados na literatura. O Capítulo 3 apresenta o equipamento em discussão: trocador de calor casco e tubos U-BEND e as suas condições de operação consideradas.

No Capítulo 4 é apresentada a rede de escoamento da água de resfriamento e a inserção do trocador de calor na mesma. O Capítulo 5 descreve os equipamentos de alívio de pressão e em especial as PRVs (*Pressure Relief Valves* ou Válvulas de Alívio de Pressão) consideradas neste trabalho.

O Capítulo 6 descreve a dinâmica de ruptura de um dos tubos em “*intercooler*” de compressão de gás natural, enquanto o Capítulo 7 aborda as configurações do programa de simulação e os parâmetros constantes e variáveis.

No Capítulo 8 são apresentadas simulações e discutidos os resultados obtidos nas mesmas.

Por fim, o Capítulo 9 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segurança é item de suprema importância na indústria de petróleo e gás, uma vez que existem diversas situações potencialmente perigosas nas atividades de perfuração, produção e processamento, tanto em terra como, especialmente, *offshore*. Muitas delas tornam-se perigosas devido à alta volatilidade, inflamabilidade e toxicidade dos líquidos e gases transportados por longas distâncias através de dutos, que geralmente trabalham sob pressões de até 500 bar. (Denton, 1991).

Segundo Kahn e Abbasi (1998), um cenário favorável a acidentes consiste em uma combinação de diferentes eventos prováveis de ocorrer, a uma dada frequência, em uma indústria. Portanto, para gerar cenários passíveis de acidentes na indústria de processos químicos, o primeiro fator importante a considerar é encontrar locais perigosos, para os quais devem estar disponíveis informações dos equipamentos de processo e de suas condições operacionais. Em seguida, identifica-se o plausível evento primário e a subsequente cadeia de eventos secundários que levarão ao acidente (Kim, Moon, Lee e Yoon, 2003).

De acordo com Wakes, Holdø e Meares (2002), os três maiores sinistros que podem ocorrer com materiais tóxicos e inflamáveis são incêndio, explosão e emissão tóxica. O conhecimento e avaliação das situações de perigo – a fim de minimizar o risco aos humanos, ao meio ambiente e aos equipamentos e instalações – são necessários a um bom projeto de engenharia de uma estrutura *offshore*.

Além do cenário favorável, os acidentes industriais mais severos mostraram o envolvimento de um ou mais erros humanos, diretamente ligados a problemas de gerenciamento. O acidente da Piper Alpha é um caso típico de como problemas de gestão podem induzir atitudes que resultam em catástrofes.

Em julho de 1988, a plataforma *offshore* Piper Alpha, uma estrutura localizada no setor britânico do Mar do Norte e controlada pela *Occidental Petroleum*, foi destruída por um incêndio que causou a morte de 167 humanos e perdas acima de 3 bilhões de dólares. A Figura 2.1 ilustra o diagrama dos fatores organizacionais que contribuíram para a tragédia (Paté-Cornell e Murphy, 1996).

Segundo Wakes, Holdø e Meares (2002), após o desastre da Piper Alpha, a ênfase em segurança foi direcionada para uma melhor e mais rápida detecção de escapamento de hidrocarbonetos de dutos nos módulos das plataformas.

Foi descoberto por Davenport (1977), em uma pesquisa de incidentes em instalações *offshore*, que uma das principais causas de risco de explosão é devido à falha em tubos contendo

hidrocarbonetos a alta temperatura e pressão. A causa efetiva pode ser uma falha no flange, um *crack* no tubo devido à corrosão (Papadakis, 2000) ou um acidente causando perda da integridade estrutural do tubo.

Acidentes intermediários são frutos de uma causa inicial e precursores de acidentes possivelmente maiores. Escape, ruptura, perfuração, eclipse e rachadura são considerados acidentes intermediários e possuem valores estabelecidos que indicam o grau de seriedade associado ao tamanho do furo de liberação, conforme a seguir (ICI Report, 1998):

- Ruptura severa: rompimento em toda a circunferência do tubo (*full-bore*), gerando duas aberturas circulares;
- Perfuração: rompimento de 50 mm de extensão;
- Escape: rompimento de 3 a 14 mm de extensão;
- Fissura ou rachadura: rompimento de 3 mm de extensão.

Após o acidente intermediário, as informações críticas necessárias para avaliar e quantificar as conseqüências associadas às falhas de ruptura da tubulação são: (i) a taxa de liberação prevista; e (ii) a sua variação com o tempo.

Em uma instalação *offshore*, essas informações ditam o tempo de sobrevivência para integridade mecânica da plataforma de produção. Existem inúmeros incidentes envolvendo ruptura de tubulação que resultaram em fatalidades significantes. (Bond, 2002; Fletcher, 2001).

Na operação do processo, sob condições normais ou de falha, os próprios equipamentos da instalação – como os trocadores de calor – são responsáveis pela absorção ou contenção, ao menos por algum tempo, de transientes na pressão que possam ocorrer. Para isto, são necessárias considerações na etapa de projeto destinadas a conter tais efeitos (Ewan e Moatamedi, 2000a).

Segundo Lee, Lee e Lee (2001), a redução da frequência de picos de pressão se faz necessária para aumentar a eficiência da operação, evitar a fadiga dos equipamentos do sistema – quando os níveis de estresse seguros são excedidos – e reduzir ruídos e problemas de vibração.

Geralmente, válvulas de alívio, discos de ruptura e válvulas de controle, são os tipos de elementos destinados a proteger o sistema de variações de pressão. A seleção do equipamento de controle adequado para uma dada instalação deve incluir não apenas um estudo de eficiência mas também uma avaliação dos custos iniciais. (Lee, Lee e Lee, 2001).

Válvulas de atuação rápida são normalmente aplicadas para uma paralisação segura e eficiente das tubulações de líquidos e gases das indústrias química e petroquímica, como também para plantas nucleares e companhias de abastecimento de água. Nestes dispositivos, operando sem suficientes medidas extras de proteção, a rápida desaceleração do líquido resulta em picos de alta pressão no fluxo a montante da válvula devido à súbita transformação de energia cinética em

energia potencial, sendo esse efeito denominado “*water hammer*” ou *martelo hidráulico*. Devido à inércia do líquido em seções da tubulação, haverá uma súbita redução da pressão a jusante da válvula, formando-se bolhas de vapor próximo à mesma. Como uma consequência da rápida recondensação destas bolhas de vapor, o líquido é subitamente puxado e, em seguida, bloqueado pela válvula fechada, causando o conhecido *surge* de pressão. “*Water hammer*” e *surge* de pressão podem provocar danos sérios à tubulação, às peças e aos sistemas de medição e controle, levando à ocorrência de escapamentos de fluidos inflamáveis e/ou tóxicos, com danos inevitáveis provocados ao homem, ao meio ambiente e ao processo (Dudlik, Schönfeld, Hagemann e Fahlenkamp, 2003).

De acordo com Dudlik, Schönfeld, Hagemann e Fahlenkamp (2003), as características da válvula dadas pelos fabricantes são geralmente medidas em condições estacionárias de fluxo do líquido. Enquanto que as características dinâmicas dependem da velocidade inicial do líquido, da velocidade de fechamento da válvula, da pressão absoluta no tubo e da geometria do tubo.

Segundo Diesselhorst e Neumann (2005), para reduzir custos e aumentar o tempo de vida dos sistemas de tubulação, os projetos de ação de válvulas de fecho rápido devem ser otimizados. Para conseguir os melhores efeitos, os resultados dos cálculos fluidodinâmico e estrutural devem ser tão realísticos quanto possível. Modelagem detalhada do comportamento da válvula permite minimizar o *surge* de pressão, através da função de atuação temporal da válvula e adaptação da mesma ao comportamento de todo o sistema.

Conforme dito anteriormente, os próprios equipamentos de processo da indústria química, estão sujeitos a transições na pressão em condições normais de operação. Considere, portanto, um trocador de calor casco e tubos, preenchido com líquido no casco a baixa pressão, e tubos preenchidos por gás a alta pressão, estando o casco protegido por um dispositivo de alívio. O rompimento de um dos tubos direcionará gás ao casco, ocasionando uma onda de pressão transiente, cujas características são influenciadas pela geometria de falha da tubulação, sua localização, e pelos locais de pontos de alívio e suas dimensões. (Ewan e Moatamedi, 2000b).

Segundo Ewan e Moatamedi (2000b), embora o problema potencial associado a transições na pressão tenha sido inicialmente esclarecido há alguns anos, (Simpson, 1972; Sumaria, Rovnak, Heitner e Herbert, 1976), o interesse na matéria ressurgiu devido a estudos recentes de incidentes *offshore* (Trident Consultants Ltd., 1993), que atribuíram rompimentos estruturais de casco como causas primárias destes desastres, já que em operações de resfriamento de gás *offshore*, as pressões no tubo podem atingir a 200 bar, enquanto o casco tem usualmente uma pressão de projeto próxima a 15 bar abs.

A ruptura de tubo em um trocador casco e tubos é uma questão comum de segurança e também um caso padrão de alívio para evento de sobre-pressão. Convencionalmente, esse caso é

tratado com a instalação de um equipamento de alívio de pressão ou aumentando-se a pressão de projeto do lado da pressão mais baixa, isto é, a regra “2/3”.

Entretanto, este cenário de alívio se transforma em não convencional quando o fluido do casco a baixa pressão é um líquido e o do tubo é um gás com uma pressão significativamente superior. Sob estas condições, uma ruptura no tubo pode iniciar um incidente crítico gerando instantânea liberação de gás que estará confinado no interior do casco pela inércia do líquido. Essa restrição impede que o gás liberado escape através das conexões dos tubos ou dos equipamentos de alívio antes que o casco do trocador sofra um *surge* de pressão de curto prazo. Algumas falhas em cascos foram atribuídas a este fenômeno. (Trident Consultants Ltd., 1993).

Historicamente, os projetos de casco dos trocadores de calor, com grandes diferenças de pressão entre o tubo e o casco, foram tratados por regras simples baseadas na experiência e no julgamento de engenheiros. Porém, essas regras não cobrem todas as possíveis variações nos equipamentos e configurações de tubulação. Nesses casos, técnicas analíticas rigorosas são requeridas para assegurar que equipamentos de segurança são propriamente especificados e dimensionados.

Análises quantitativas podem também determinar conseqüências das potenciais falhas em tubulações. Igualmente importante, são as simulações que podem verificar o dimensionamento e o número de dispositivos de alívio para proteger o trocador de calor sob o evento de “pior caso” (Cassata, Feng, Dasgupta e Samways, 1998).

Segundo Cassata, Feng, Dasgupta e Samways (1998), a modelagem das transições de pressão no trocador de calor após a ruptura de um tubo é realizada em duas etapas:

- A primeira etapa simula a expansão gasosa através da ruptura, formando-se uma bolha sobre o líquido do casco do trocador. Uma vez que a bolha se forma no fluido de baixa pressão, a diferença de pressão entre o gás no tubo e a bolha é inicialmente muito grande. Conseqüentemente, o fluxo de gás é termodinamicamente interrompido na ruptura e flui a uma velocidade sônica para a bolha.
- A segunda etapa modela o comportamento do líquido. Ondas de pressão são geradas no líquido e propagam-se com velocidade sônica para longe da bolha de gás. Líquidos no interior do trocador, até mesmo longe do local de ruptura, são quase que imediatamente colocados em movimento por estas ondas. Estas ondas de pressão movem o líquido através da rede de escoamento da água de refrigeração. Esses eventos ocorrerão quase que imediatamente após a ruptura do tubo. Uma vez que as ondas de pressão viajam a uma velocidade sônica através do líquido, o evento ocorre mais rapidamente que o movimento do fluido empurrado pela expansão de volume da bolha de gás.

Para Ewan e Moatamedi (2000b), após a ruptura do tubo e o crescimento da bolha em torno do local de falha, a pressão se expande por toda a estrutura, com apropriadas diferenças de tempo associadas à distância relativa ao ponto de ruptura.

Maximizar os benefícios da engenharia significa permitir o uso de cascos com pressões de operação mais baixas, ou resfriar gás em maiores pressões ou ainda criar maiores margens de segurança. Uma vez que as localidades das rupturas não podem ser facilmente previstas, uma recomendação (ainda não normatizada) para minimizar a largura do pulso de pressão (Ewan e Moatamedi, 2000b) consiste em utilizarem-se dispositivos de alívio em dois ou três pontos do casco. Tais dispositivos não poderão, obviamente, ser PRVs. Trata-se de dispositivos muito mais simples, conhecidos como *discos ou pinos de ruptura*. Esta estratégia procura garantir que o trajeto de retorno do ponto de ruptura do tubo para o ponto de alívio é minimizado dentro de limites práticos, o que irá, em troca, limitar a largura e a amplitude do pulso de pressão (Ewan e Moatamedi, 2000b).

Por outro lado, a normatização de sistemas de alívio de cascos U-BEND contempla, primordialmente, PRVs localizadas na linha de descarga do casco. Discos de ruptura, embora menores e mais baratos, podem apresentar problemas de tempo de resposta, vazões limitadas de alívio e levar ao comprometimento estrutural do casco U-BEND. Por estas razões, neste trabalho consideraremos apenas os sistemas de alívio baseados em PRVs.

Ainda de acordo com Ewan e Moatamedi (2000b), estas considerações acerca do tipo do sistema de alívio a ser usado, também devem ser aplicadas em novas e já existentes instalações. Enquanto o número e a dimensão dos pontos de alívio de abertura total estão sob controle dos fornecedores, menos liberdade existe quanto à escolha do tempo de abertura. Isso é conhecido por ter uma forte influência sobre os picos de pressão, com tempos de abertura maiores direcionando para picos mais altos.

Por fim, não é ocioso lembrar que os impactos ambientais causados por falhas e rompimentos de tubulações podem ser devastadores. Em média, mais de 6,3 milhões de galões anuais de óleo e outros líquidos perigosos são reportados como vazamentos por tubulações. A título de curiosidade, este total corresponde a mais da metade da quantidade liberada pelo conhecido desastre do petroleiro Exxon Valdez no Alasca, EUA (Bond, 2002).

Multas recordes, acima de centenas de milhões de dólares, estão sendo implacavelmente impostas aos operadores que causam danos ao meio ambiente (Fletcher, 2001; True, 2001), traduzindo-se em razões suficientes para que dispositivos de proteção e alívio, adequadamente projetados, sejam encarados não como meros itens de custo, mas como investimentos importantes que devem ser analisados e selecionados judiciosamente.

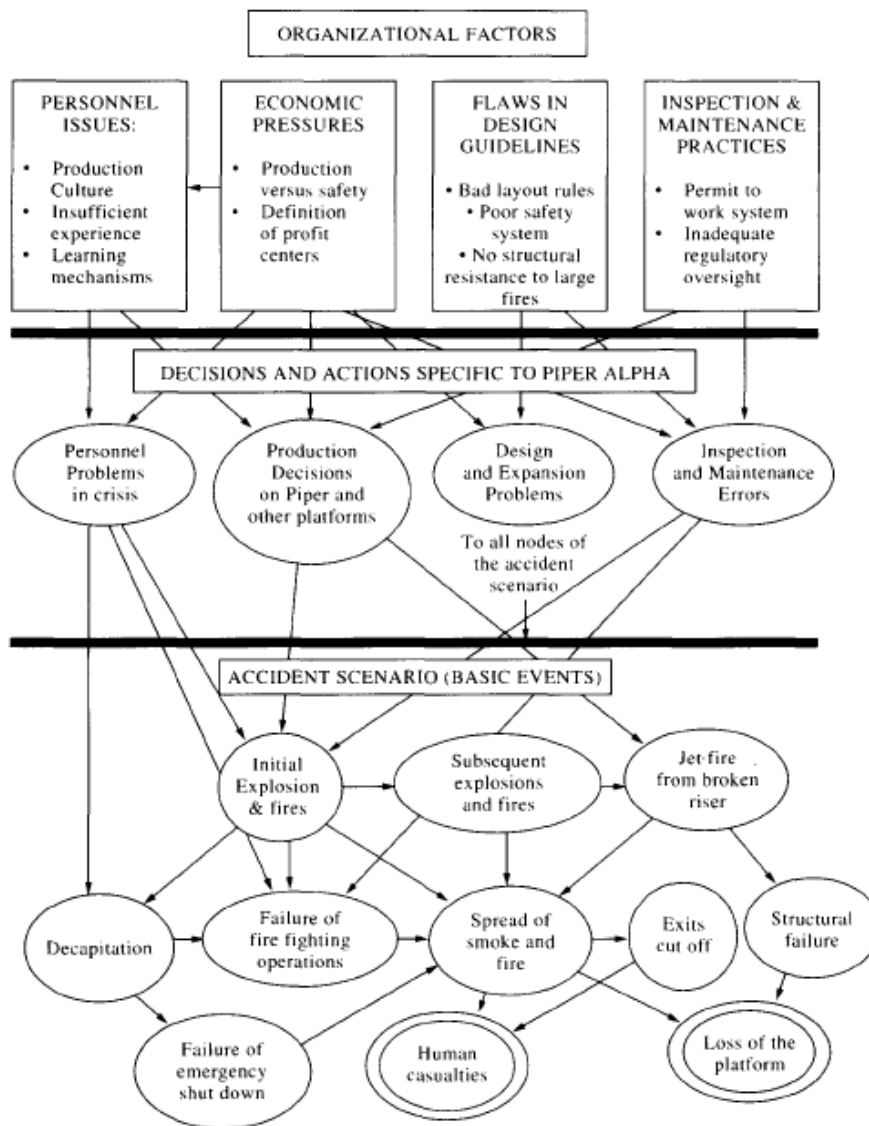


Figura 2.1. Eventos, Ações Humanas e Razões Organizacionais no Acidente Piper Alpha

CAPÍTULO 3

TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS U-BEND

O trocador de calor considerado neste trabalho é o último existente em uma cadeia de 4 estágios de compressão e resfriamento. Trata-se de trocador casco e tubos U-BEND, com 2 passes de água no casco e 4 passes de gás nos tubos e com chicanas segmentais duplas, que são frequentemente instaladas para aumentar o coeficiente de convecção do fluido do lado do casco pela indução da turbulência e um componente de velocidade característica de escoamento cruzado.

O detalhamento deste trocador, seus dados geométricos e operacionais, bem como toda a representação gráfica aqui utilizada, corresponde a itens do problema estudado anteriormente por de Medeiros e Araújo (2003; 2004).

A Figura 3.1 esquematiza o trocador em questão com o detalhamento geométrico. Os índices subscritos "g" e "h" referem-se, respectivamente, ao gás e à água de resfriamento. A ruptura que criará o processo de *surge* será acionada no ponto A assinalado na Figura 3.1, próximo ao bocal de entrada de água no casco. Esta proposição corresponde ao cenário mais desfavorável para alívio, pois apresenta o maior grau de confinamento do gás liberado (i.e. está a montante da parede central do casco) e a maior distância a ser percorrida pelo fluido expulso pela bolha formada no *surge* de pressão. A Figura 3.2 apresenta uma foto da montagem do trocador U-BEND.

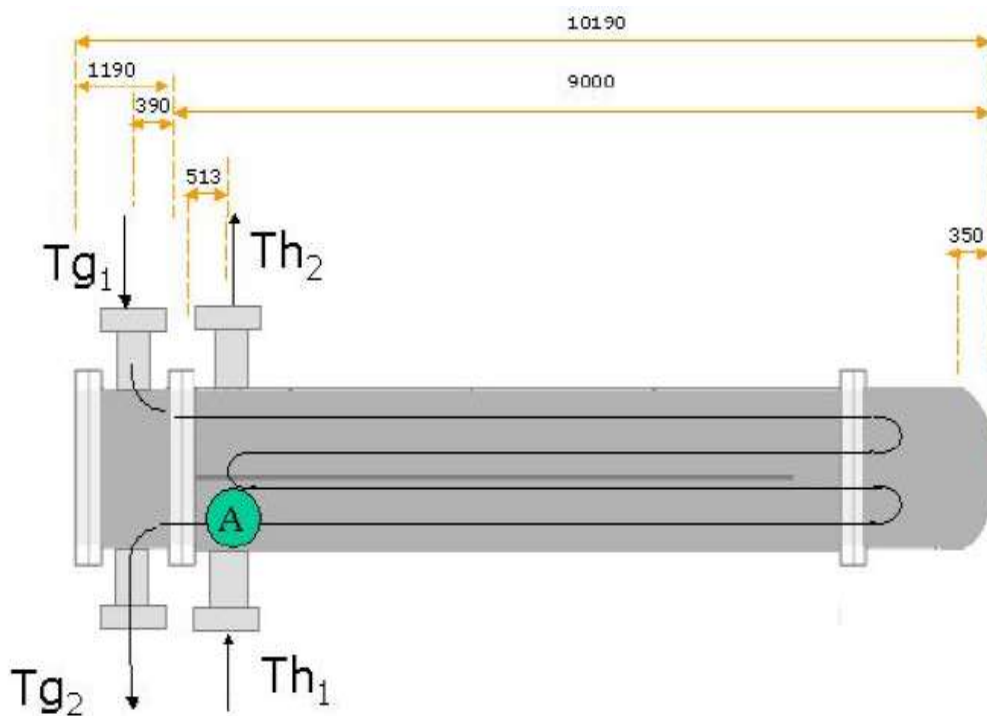


Figura 3.1. Trocador de Calor Casco e Tubos U-BEND: Passes 2 (Casco) x 4 (Tubos)



Figura 3.2. Trocador de Calor Casco e Tubos U-BEND

O trocador de calor em questão apresenta chicanas segmentais duplas, pois para situações de alta velocidade, as chicanas segmentais simples podem representar alta perda de carga, de modo que o emprego de chicanas segmentais duplas é uma forma de manter a vantagem estrutural de chicanas segmentais e reduzir a queda de pressão, pois reduz-se a velocidade global, com conseqüente redução da perda de carga.

O trocador de calor casco e tubo U-BEND deste trabalho é típico de estação de compressão de gás em embarcação FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*). Seus dados de projeto são apresentados nas Tabelas 3.1a, 3.1b, 3.1c, 3.1d, 3.1e e 3.1f.

As Figuras 3.3 e 3.4 apresentam, respectivamente, um arranjo típico da placa de tubos em trocador U-BEND e uma foto do equipamento montado e finalizado.

Tabelas 3.1 Dados de Projeto do Trocador de Calor Casco e Tubos U-BEND

Tabela 3.1a Dados Hidrodinâmicos

	Fluido	Velocidade	Vazão	Densidade	Viscosidade
Casco	Água	0.65 m/s	200 kg/s	1000 kg/m ³ (30 °C, 4 bar)	1.0 E-3 Pa.s
Tubos	Gás Natural	2.4 m/s	29 kg/s	248 kg/m ³ (37 °C, 199 bar)	2.7 E-5 Pa.s

Tabela 3.1b Temperaturas dos Fluidos

Casco		Tubos	
Th ₁ (°C)	Th ₂ (°C)	Tg ₁ (°C)	Tg ₂ (°C)
30	45	155	37

Tabela 3.1c Pressões

	Pressões de Entrada	Queda de Pressão	Pressão de Teste
Casco	4 bar	0.33 bar	14.1 bar
Tubos	200 bar	1 bar	311 bar

Tabela 3.1d Geometria Tubos

Número	1046
Diâmetro Externo (0.75 in)	19.05 mm
Espessura	1.65 mm
Diâmetro Interno	15.75 mm
Comprimento	7200 mm
Pitch (90°)	28.5 mm

Tabela 3.1e Geometria 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 3.1f Chicanas

Tipo	Segmental Dupla
Corte	25%
Espaçamento	305 mm
Número	69

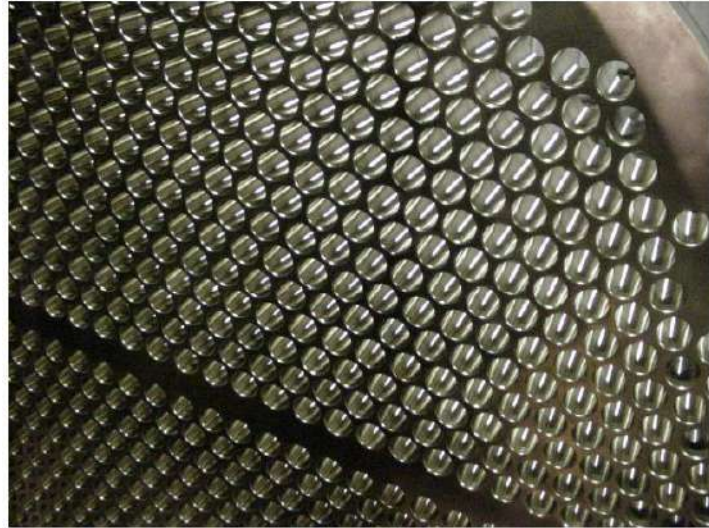


Figura 3.3 Placa para Arranjo dos Tubos U-BEND



Figura 3.4 Trocador após Montagem

CAPÍTULO 4

REDE DE ESCOAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

O *grafo orientado* de representação da rede de escoamento de água de resfriamento a jusante do trocador está mostrado na Figura 4.1. Os acidentes da rede (i.e. curvas, tês, válvulas, etc) também estão incluídos na Figura 4.1. O detalhamento desta rede, seus dados geométricos e operacionais, bem como toda a representação gráfica aqui utilizada, corresponde a itens do problema estudado anteriormente por de Medeiros e Araújo (2003; 2004).

Os *vértices* da rede, assinalados por círculos, são pontos chaves que determinam a conectividade do sistema e recebem, cada um, uma especificação operacional. Estas especificações podem ser:

- Valor da vazão de entrada/saída externa de fluido (W , em kg/s); ou
- Valor da pressão absoluta (P , em bar) do vértice.

Os vértices correspondem *fisicamente* a pontos de entrada/saída externa de fluido, junção de tubos, pontos com pressão especificada (como *vents*, reservatórios, pontos de *head* fixo, etc) e tês sobre os quais assentam-se as PRVs. Vale ressaltar que grande parte dos vértices são especificados com vazão externa nula ($W=0$). Isto ocorre, inclusive, com os vértices 9 e 12, sobre os quais estão posicionadas as PRVs, também inicialmente sob a especificação $W=0$. Os vértices são caracterizados fisicamente pelo valor de suas cotas verticais no campo gravitacional, tomando-se o valor zero como o nível do mar. O vértice 1 corresponde ao bocal de saída de água do trocador U-BEND. O vértice 15 (não mostrado na Figura 4.1) corresponde originalmente ao ponto **A** no interior do casco U-BEND onde a ruptura se manifestará. Ao longo do tempo, o vértice 15 se movimenta, acompanhando a frente de gás que se desloca expulsando líquido do casco.

As *arestas orientadas* do grafo da rede correspondem a seções retilíneas de tubos existentes no sistema (aqui simplesmente denominadas como *tubos*). O sentido de orientação dos tubos (i.e. arestas) corresponde ao sentido esperado para escoamento da água, seja em condição normal, seja sob ação do *surge*; em outras palavras, do vértice 1 para o vértice 14. Cada tubo é caracterizado por valores específicos de diâmetro, comprimento e comprimento equivalente dos acidentes que possui. Os tubos estão assinalados com quadrados na Figura 4.1.

O tubo 14 (não mostrado na Figura 4.1) tem um papel especial no modelo da rede de escoamento de água. Ele é definido pelo *equivalente tubular* do trecho de escoamento de líquido no interior do casco U-BEND. Esta seção de escoamento tem sua geometria alterada dinamicamente ao longo do *surge*, apresentando as seguintes características:

- Diâmetro determinado pela seção circular equivalente à área livre de escoamento existente no casco U-BEND, isto é, subtraindo-se da área de seção de cada *meio casco* a área ocupada pelo feixe de tubos.
- Comprimento sendo reduzido dinamicamente à medida que o gás invade o casco; isto é, admitimos que o gás não escoar no tubo 14, e sim ocupa-o de forma pistonar, reduzindo gradativamente o comprimento do trecho tubular preenchido com líquido. O tubo 14 conecta o vértice 15 (i.e. a frente de *surge*) ao vértice 1 (i.e. bocal de saída de água), percorrendo a rota axial de escoamento de líquido no casco, o que inclui o trecho em curva de 180° na extremidade do trocador.
- Comprimento Equivalente de Acidentes também sendo reduzido dinamicamente à medida que o gás invade o casco, correspondendo às chicanas existentes no trecho preenchido com líquido e à curva 180° na extremidade do trocador.

Fora da condição normal (isto é, à medida que o *surge* se desenvolve), e analogamente ao tubo 14, alguns vértices terão suas especificações alteradas dinamicamente. Isto é, em cada instante de tempo as especificações dinâmicas destes vértices especiais são instaladas no modelo da rede. As variáveis da rede – pressões de vértices (P), vazões mássicas de arestas (q) e vazões mássicas externas de vértices (W) – associadas ao escoamento incompressível da água, são então atualizadas resolvendo-se em modo *pseudo-estacionário* as Equações de Balanço de Massa de vértices e as Equações de Balanço de Energia Mecânica das arestas (de Medeiros e Araújo, 2003; 2004). Os vértices dinâmicos da rede são :

- Vértice 15, ponto de pressão dinamicamente especificada, associado à frente de *surge* no casco U-BEND, correspondendo inicialmente ao ponto A na figura 3.1. O vértice 15 define a frente de *surge*, cuja pressão é gerada a cada instante de simulação pelo modelo (termo) dinâmico da bolha de gás no casco;
- Vértices 9 e 12, pontos cujas vazões externas (W) são especificadas pelas respostas geradas pelo modelo dinâmico de escoamento das PRVs.

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 suas variáveis de estado como pressões de vértices (P), vazões de tubos (q) e vazões externas (W), os quais, desta forma, também evoluirão dinamicamente.

Para prevenir reversão do escoamento de água a montante do trocador impulsionada pelo *surge*, existe uma válvula de bloqueio situada justo antes do bocal de entrada de água no casco U-BEND. Admitimos que esta válvula fecha-se imediatamente assim que a pressão no casco ameaça

forçar água a montante do trocador. A válvula de bloqueio neste trabalho atua (i.e. fecha-se) quando a pressão a jusante atingir o valor de 6.0 bar (sendo a pressão normal de operação de 4 bar).

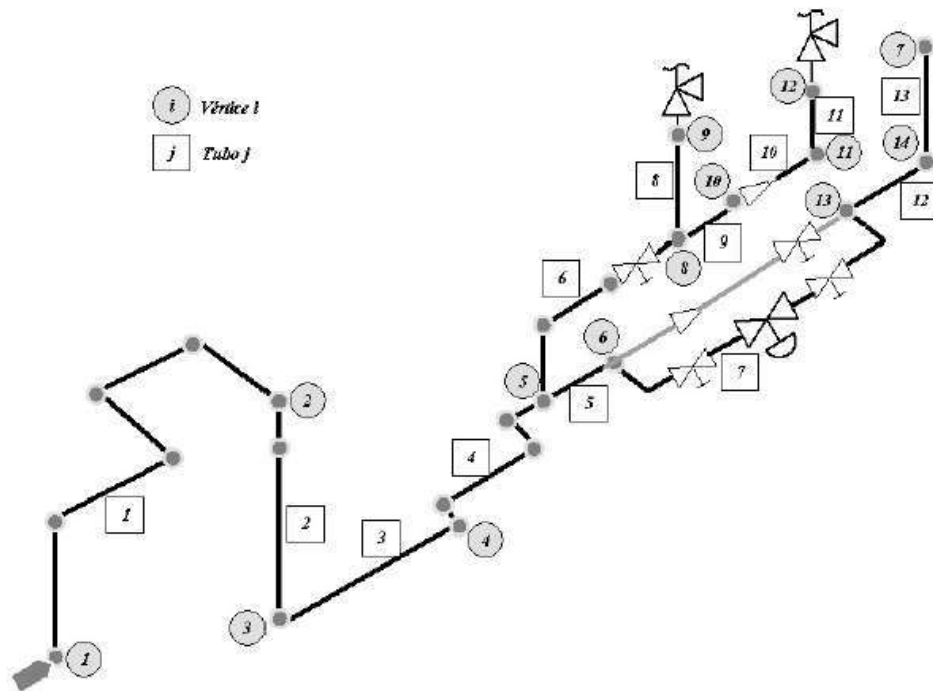


Figura 4.1. Rede de Escoamento de Água de Refrigeração a Jusante do Trocador de Calor

A fórmula mais comumente utilizada para relacionar perda de carga em acidentes com a vazão é a equação de Darcy-Wiesbach:

$$H = K \left(\frac{v^2}{2g} \right), \quad \Delta P = \rho g H$$

onde K é o coeficiente de resistência imposto pelo acidente, H é a perda de carga (m) associada à passagem de fluido pelo acidente (m), ΔP é a perda de pressão associada (Pa), v é a velocidade de escoamento na entrada (m/s) do acidente, e g é a aceleração da gravidade (9.81 m/s^2).

Devido à sua simplicidade, o fator K tem sido usado para descrever coeficientes hidráulicos de acidentes. A Tabela 4.1 apresenta alguns valores típicos utilizados neste trabalho. Na modelagem da rede de escoamento de água aqui adotada, os fatores K de acidentes são convertidos em Comprimentos Equivalentes da tubulação em que estão instalados.

Comprimentos, diâmetros e comprimentos equivalentes devido a acidentes existentes nos tubos da rede de água situada a jusante do trocador U-BEND (Figura 4.1) são mostrados na Tabela 4.2. As cotas verticais de vértices são listadas na Tabela 4.3. Os tubos com maiores valores de comprimentos equivalentes correspondem àqueles com maiores quantidades de acidentes importantes. Por exemplo, o tubo 7 contém diversas válvulas além da válvula de controle de vazão,

ao passo que o tubo 14 representa o casco do Trocador contendo dezenas de chicanas, curvas e bocais.

Tabela 4.1. Alguns Acidentes Presentes na Rede de Escoamento

Acidentes	<i>K</i>
Válvula de despressurização típica aberta	9.7
Válvula de bloqueio aberta	2.3
Joelho de 90° (<i>single mitter</i>)	1.72
Joelho de 90° (<i>double mitter</i>)	0.59
Tê em ramal	1.72

Tabela 4.2. Dados de Tubos na Rede de Escoamento de Água da Figura 4.1

Tubo	Diâmetro Nominal (in)	Comprimento (m)	Comprimento Equivalente devido a Acidentes (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	24.07	21	939.7

Tabela 4.3. Cotas Verticais dos Vértices da Rede de Escoamento de Água [Figura 4.1]

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

CAPÍTULO 5

VÁLVULAS DE ALÍVIO DE PRESSÃO (PRVs)

Existem diversas medidas de segurança normalmente aplicadas aos equipamentos componentes de plantas químicas. Todavia, falhas operacionais e de equipamentos podem causar súbitos aumentos de pressão acima dos níveis seguros para integridade dos tubos e dos vasos. Exceder a resistência estrutural dos equipamentos de processo, poderá resultar no seu rompimento estrutural e, como consequência, em grandes liberações de produtos químicos inflamáveis e tóxicos.

A primeira defesa contra este tipo de acidente é, obviamente, evitar que ele ocorra. A segunda defesa, consiste em melhorar os processos de controle através de operações seguras, prevenindo ou minimizando o perigo de altas pressões. Por fim, a terceira defesa contra ocorrência de pressões excessivas consiste na instalação de equipamentos de alívio para liberação de líquidos ou gases antes que tais pressões excessivas sejam atingidas.

O método usado para o projeto e instalação segura de um dispositivo de alívio de pressão consiste em 5 etapas, conforme descrito a seguir:

1. Especificar o local onde os equipamentos de alívio devem ser instalados;
2. Selecionar o tipo apropriado de dispositivo de alívio. O tipo do dispositivo depende principalmente da natureza do material a ser liberado, das características do equipamento a ser protegido e do tipo de alívio solicitado;
3. Desenvolver os cenários possíveis em que ocorre a liberação, com a motivação de determinar a vazão mássica através do alívio e o estado físico do material (líquido, vapor ou líquido-vapor) antes e depois da liberação;
4. Coleta de dados do processo de alívio, inclusive propriedades físicas do material ejetado e do equipamento de alívio a ser dimensionado; e
5. Selecionar o cenário de “pior caso” e o projeto final do dispositivo de alívio é atingido.

Segundo Isaacs (1971), os sistemas de alívio de pressão são necessários por diversas razões, tais como: proteger aos humanos dos perigos dos equipamentos com sobre-pressão; minimizar as perdas químicas durante as variações na pressão; prevenir danos aos equipamentos e às propriedades adjacentes; reduzir despesas com prêmios de seguros e estar em conformidade com as regulamentações do governo.

De acordo com Kern (1977), o procedimento para especificação do local dos alívios requer um estudo de todas as unidades de operação no processo e de todas as etapas do processo operacional. O engenheiro responsável deve antecipar os problemas potenciais que podem resultar em um aumento súbito na pressão.

Os dispositivos de alívio de pressão devem ser instalados em todos os pontos identificados como potencialmente perigosos, isto é, em todos os pontos onde as condições operacionais poderão causar variações na pressão capazes de exceder a máxima pressão de trabalho permitida.

Os tipos de dispositivos de alívio são escolhidos de acordo com aplicações específicas, como para líquidos, gases, líquidos e gases, sólidos e materiais corrosivos. Tais dispositivos podem ser direcionados para a atmosfera ou para sistemas de contenção, como *flares*, condensadores, incineradores, purificadores, entre outros. Sendo assim, o tipo de dispositivo de alívio é especificado com base nos detalhes de todo o sistema de alívio, nas condições de processo e nas propriedades físicas do fluido liberado.

Algumas definições e jargões da área de segurança (invocados em normas e manuais API) devem ser aqui apresentados. São eles *set pressure*, *backpressure*, MAWP, dentre outros. Todas as definições de pressão utilizadas neste trabalho referem-se a valores em bar absolutos (bar abs).

A pressão na qual o dispositivo de alívio é ativado denomina-se *set pressure*. Neste trabalho, trabalhamos com 3 valores de *set pressure*: 11.01 bar, 11.51 bar e 21.51 bar, onde o último valor é utilizado quando não se deseja a abertura de uma das PRVs na campanha sob simulação, pois o rompimento estrutural do casco do trocador de calor ocorrerá quando a pressão atingir 20.0 bar.

A máxima pressão de trabalho permitida no topo do vaso a uma dada temperatura é conhecida por MAWP – *Maximum allowable working pressure* – sendo também conhecida por pressão de projeto. Conforme a temperatura de operação aumenta, a MAWP deverá diminuir em função da queda de resistência do material metálico do vaso quando exposto a altas temperaturas. Do mesmo modo, quando a temperatura de operação diminui de forma extrema, a MAWP também diminuirá porque o metal se fragiliza a baixas temperaturas.

Rompimentos em vasos geralmente ocorrem a pressões 4 ou 5 vezes superiores à MAWP, apesar de que deformações no equipamento podem ocorrer em até mesmo o dobro da MAWP. Neste trabalho manteremos o MAWP do casco U-BEND na faixa de 10 a 12 bar.

A pressão de trabalho ou de operação, geralmente, corresponde a um valor 10% inferior ao MAWP.

O *acúmulo de pressão* em um dado instante é definido como o acréscimo de pressão no vaso acima do MAWP, sendo expresso em percentagem de MAWP.

A *sobre-pressão* é o acréscimo de pressão no vaso acima do *set pressure* do dispositivo de alívio do vaso. A *sobre-pressão* é equivalente ao *acúmulo de pressão* quanto o *set pressure* é definido igual ao MAWP. A *sobre-pressão* é expressa em percentagem da *set pressure*. Neste trabalho, ela está padronizada em 25%.

A pressão existente no ambiente ou no duto de descarga do dispositivo de alívio é conhecida por *backpressure*. Neste trabalho, a *backpressure* está definida em 6.5 bar.

Válvulas de Alívio de Pressão – PRVs – são utilizadas principalmente para líquidos. Uma PRV começa a abrir na *set pressure* e atinge sua capacidade máxima de alívio quando a pressão de admissão atinge 25% de sobre-pressão. A PRV fechará à medida que a pressão de admissão retornar a valor igual ou inferior à *set pressure*. A API recomenda ainda que perdas de carga nas linhas de PRVs não superem 3% da *set pressure*.

De acordo com API RP 520, as PRVs são dotadas de mola, e atuadas pela pressão estática a montante das válvulas, que se abrem em função do aumento de pressão acima da *set pressure*.

O dimensionamento dos equipamentos de alívio é dependente de dados de propriedades físicas e, em alguns casos, de taxas de reação química. Segundo Darby, Meiller e Stockton (2001), o projeto adequado de PRVs requer um modelo preciso para a vazão de descarga da mesma em função da pressão na linha de assentamento da válvula. 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* podem também ser nefastas. Uma válvula superdimensionada resulta em vazão maior do que a esperada através do sistema de alívio, o que também produzirá queda de pressão maior do que a especificada, tanto a montante quanto a jusante da válvula. Estas quedas de pressão excessivas podem afetar a operação estável do sistema de proteção (Darby, Meiller e Stockton, 2001).

No presente trabalho, as configurações de área de orifício das válvulas de alívio de pressão variam entre 11 in², 16 in², 26 in² e 28 in², conforme fornecido pelo *Crosby Pressure Relief Valve Engineering Handbook*. Duas PRVs serão aqui consideradas, estando posicionadas lado a lado na rede de escoamento de água conforme mostrado na Figura 4.1.

De acordo com relatório da PSI (2000), a Crosby-Isoflex divulga dados de resposta dinâmica de abertura e fechamento de suas válvulas de alívio de pressão em função do comportamento da pressão na linha onde elas estão assentadas. No caso, a Crosby-Isoflex reporta que a curva de resposta de um dado modelo de válvula – % de abertura da válvula versus tempo – submetida a um certo padrão dinâmico de pressão na linha, independe do valor da área de orifício da válvula; isto é, pode ser considerado o mesmo para todas as bitolas 11 in², 16 in², 26 in² e 28 in² aqui consideradas. Note-se que embora os padrões dinâmicos de % de abertura versus tempo sejam os mesmos, as vazões de descarga serão muito diferentes devido às diferentes áreas de passagem das válvulas de uma mesma série.

Neste trabalho o modelo dinâmico de resposta das PRVs consiste em um sistema de equações diferenciais ordinárias (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004) com parâmetros que foram ajustados por regressão não-linear de modo a reproduzir satisfatoriamente a curva transiente de resposta da válvula (% de abertura da válvula versus tempo) frente a um padrão transiente (e conhecido) de pressão na linha de assentamento da válvula. Tais dados são divulgados nos

catálogos da Crosby-Isoflex e foram processados numericamente nos trabalhos anteriores que permitiram o desenvolvimento do simulador *ADS* (de Medeiros e Araújo; 2003, 2004).

Na Figura 5.1 é mostrada uma válvula de alívio fabricada pela Crosby-Isoflex.

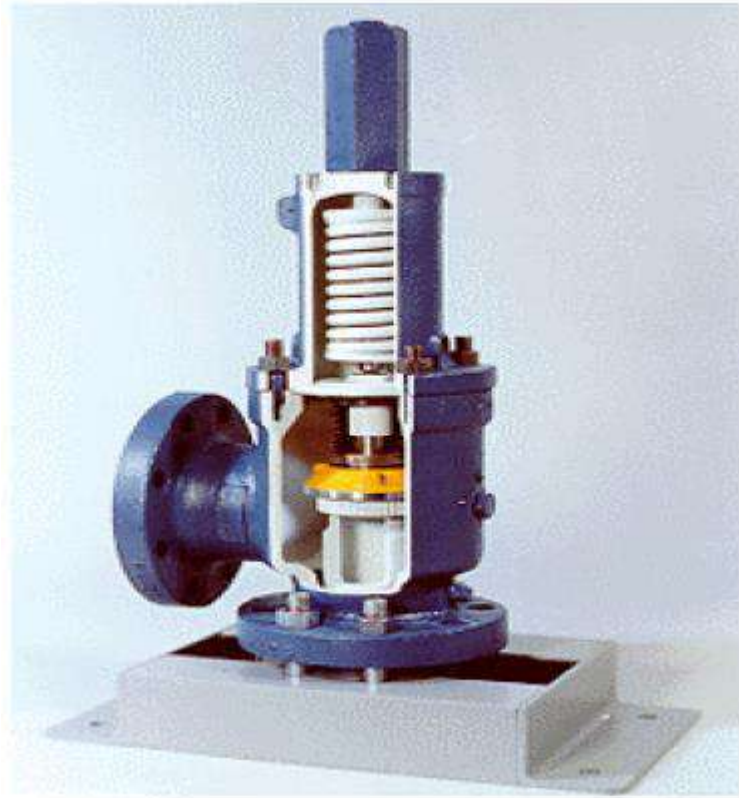


Figura 5.1. Válvula de Segurança fabricada pela Crosby-Isoflex

CAPÍTULO 6

DINÂMICA DE RUPTURA DO TUBO

O processo de ruptura de um tubo metálico, carregado com fluido sob pressão, apresenta um padrão de comportamento razoavelmente característico. Excluindo-se os casos de fabricação grosseiramente defeituosa, a ruptura do metal de tubos poderá ocorrer em zonas de solda ou no próprio corpo metálico do tubo, sendo decorrente, normalmente, da conjugação da fadiga do material com a constante ação de um (ou mais de um) agente agressor externo como corrosão, ciclos de temperatura e pressão, vibrações, além de esforços localizados de temperatura, pressão e tensão.

Em geral a ruptura ocorre sobre uma falha interna do material conhecida como *crack*. O *crack* apresenta inicialmente um tamanho bem pequeno, ou mesmo microscópico, que ao longo do tempo de serviço da linha, e sob ação constante dos esforços termo-mecânicos a que ela é submetida, progride lentamente (ao longo de anos) em tamanho até atingir um certo estágio em que a partir daí, e sob a ocorrência de alguma agressão eventual à zona do *crack* (por exemplo, uma pequena sobre-pressão ou sobre-temperatura na linha), haverá uma curva de evolução até rompimento em algumas dezenas de milissegundos. Esta curva de rompimento do *crack* segue um padrão característico com uma fase de Iniciação (lenta), seguida de Propagação (rápida) e finalizando com a fase de Terminação (lenta). Pode-se dizer que a origem do *crack* tem a ver com uma pequena falha, imperfeição, ou sujeira localizada, que ocorreu nos processos de soldagem e/ou de fabricação do metal, e que não foi detectada nos procedimentos de inspeção na indústria metalúrgica e de soldagem.

No caso de ruptura térmica (*creep*) o *crack* abre lentamente estabilizando-se em um valor determinado. Segundo Lenclud e Venart (1996), o tamanho do *crack* formado depende do tempo e da temperatura de exposição, em adição ao volume de vapor presente. Portanto, um modelo com taxa de abertura constante é insatisfatório nestes casos. Eles estudaram o desenvolvimento de furos observados com fotografias de alta velocidade em fraturas axiais em duto de aço e verificaram que *cracks* se rompem em algumas dezenas de milissegundos devido à deformação plástica da parede do duto. Os autores afirmam que para rupturas induzidas por *creep*, 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 as três fases de progressão citadas acima: (i) Fase inicial lenta; (ii) Fase intermediária muito rápida e com propagação; e (iii) Fase final com taxa de crescimento 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 reduzem-se a zero com o término do processo.

O presente trabalho utilizará modelo de curva dinâmica de ruptura proposto anteriormente (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004), o qual é mostrado na Figura 6.1. Este formato de curva de ruptura é qualitativamente compatível com a dinâmica verificada por Lenclud e Venart (1996). Este padrão desenvolve a ruptura ao longo de 300 ms, sendo que 50% dela já estarão abertos nos primeiros 100ms.

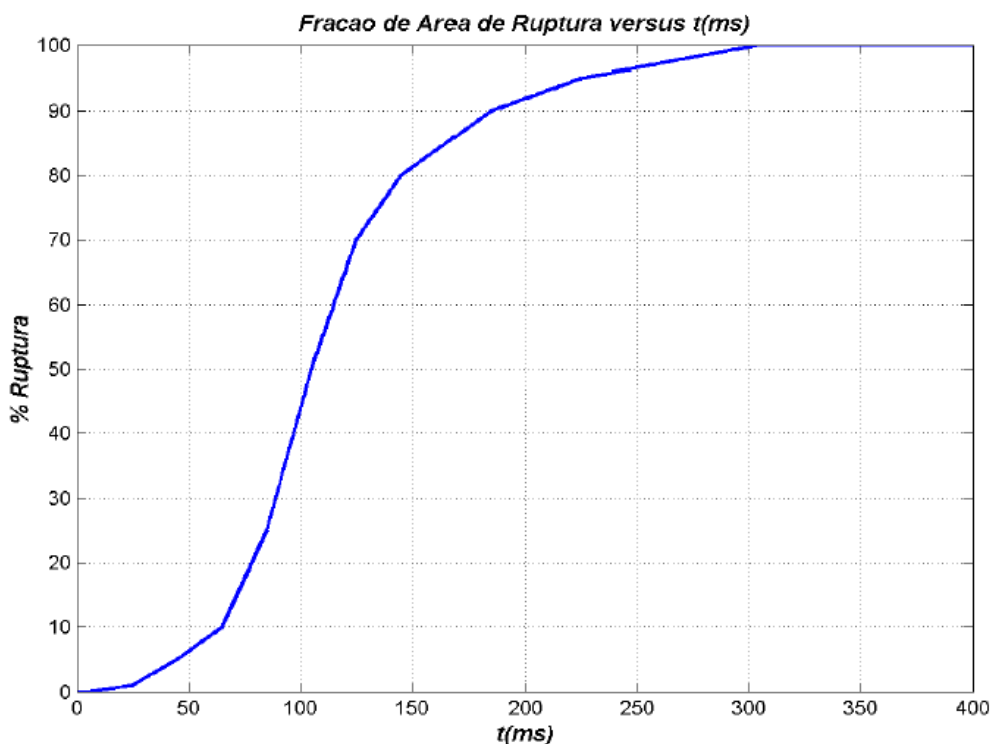


Figura 6.1 : Padrão Dinâmico de Ruptura Utilizado neste Trabalho (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004)

As Figuras 6.2 descreve a geometria do compartimento de ruptura (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004) que afetará o tubo danificado na simulação de *surge*. Basicamente trata-se de um pequeno trecho cilíndrico do tubo medindo 3 diâmetros de comprimento que apresentará uma abertura lateral com área $x(\pi D^2 / 4)$ onde x é um número variando desde 0 (sem ruptura) até 2 (equivalente em área ao rompimento total do tubo ou *full-bore*). Ou seja, no caso de maior severidade, a área de seção de escape do gás medirá exatamente o correspondente ao que ocorre no caso do tubo partir-se totalmente e exibir duas seções livres circulares para passagem do gás.

Durante e após consumado o processo de ruptura, o escape do gás causará e inflará a bolha no casco, cujo crescimento, admitido pistonar (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004), impulsionará o fluido para fora do trocador U-BEND conforme mostrado na Figura 6.3.

O escoamento da água no casco será simulado conforme explicado no Capítulo referente à Rede de Escoamento de Água. Em outras palavras, o casco é substituído por um duto retilíneo de

comprimento, comprimento equivalente de acidentes (chicanas, curvas, etc), e seção livre idênticos aos existentes no casco U-BEND.

A pressão a montante da água no casco é dada pela pressão desenvolvida no interior da bolha de gás. Esta pressão, bem como sua temperatura, quantidade e composição das fases no interior da bolha de gás, são univocamente definidas pelo estado termodinâmico da bolha com coordenadas globais (U, V, \underline{N}) , onde U é a energia interna total da bolha, V é o volume ocupado pela bolha e \underline{N} o vetor de número de moles dos componentes presentes na bolha (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). O procedimento de resolução do estado (U, V, \underline{N}) da bolha de gás poderá envolver ou não (conforme escolhido pelo usuário do simulador ADS) a análise de estabilidade termodinâmica da bolha e a subsequente partição deste gás em uma fase líquida e outra vapor. É razoável esperar a formação de líquido hidrocarboneto no casco U-BEND devido à grande queda de temperatura que ocorrerá por conjunção de efeitos Joule-Kelvin na despressurização e de aceleração do gás.

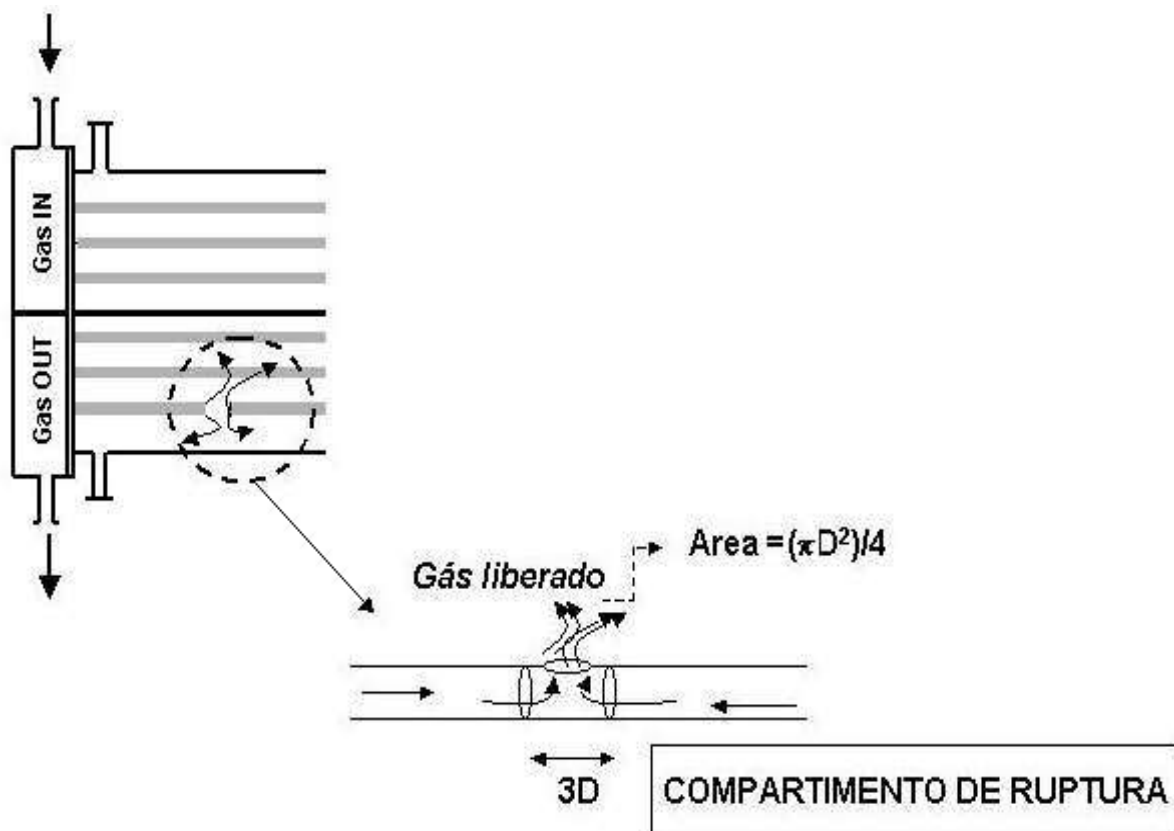


Figura 6.2. Modelo de Compartimento de Ruptura no Tubo a Romper

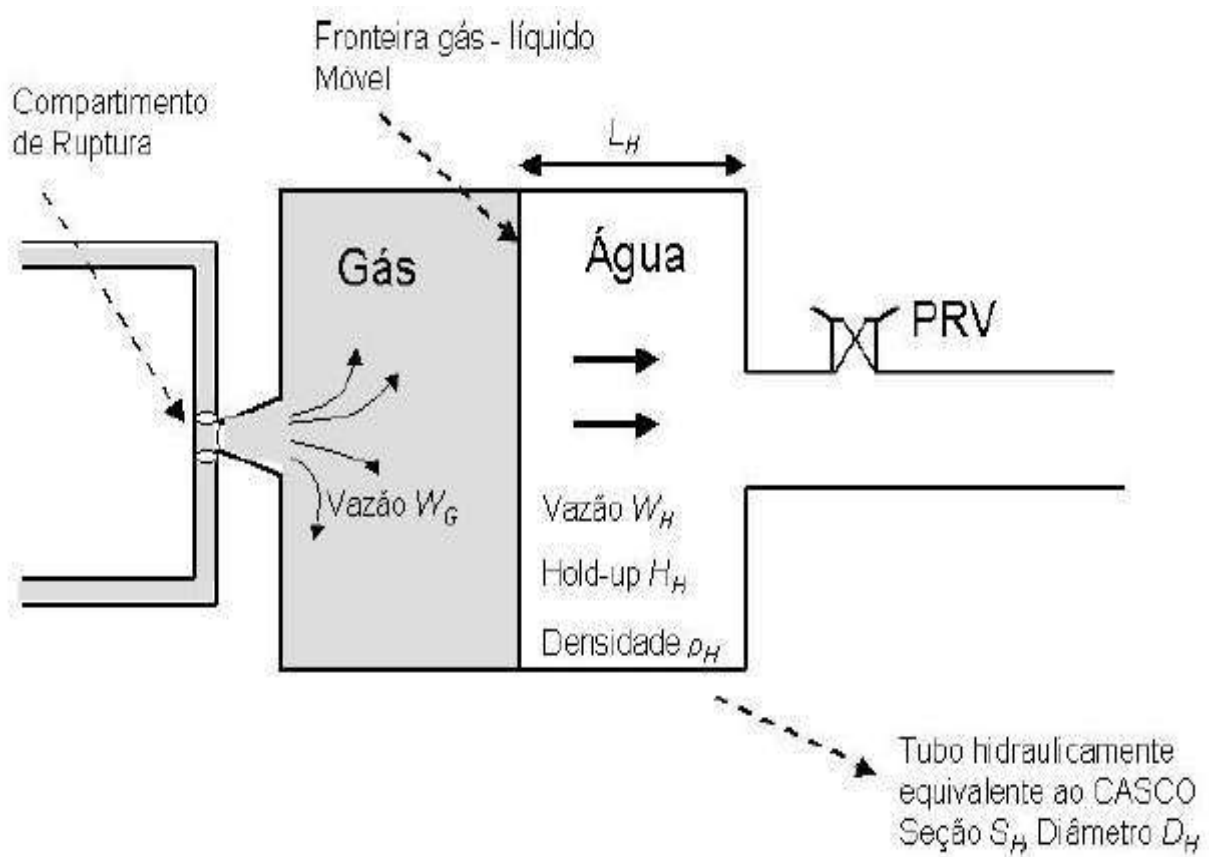


Figura 6.3. Modelo de Escoamento Gás-Líquido no Casco do Trocador de Calor após Início do Escape de Gás pela Ruptura do Tubo (Subscritos H : água, G : gás)

CAPÍTULO 7

CONFIGURAÇÕES NO SIMULADOR ADS

Segundo Oke, Mahgerefteh, Economou e Rykov (2003) vale notar que nos últimos anos, inúmeros modelos com diferentes graus de sofisticação foram reportados para descargas de fluidos na perfuração em tubos. A princípio, os artigos tratam o tubo como um vaso de descarga por orifício, portanto não levando em consideração os efeitos de pressão e fluxo transiente no interior do tubo. Outros, baseiam-se no regime estacionário de gás ideal adiabático, ignorando o comportamento real do fluido.

A rápida despressurização resulta na propagação de ondas de expansão do ponto de ruptura em direção à região de baixa pressão no fim do tubo. No caso de ruptura severa, a velocidade com que as ondas se propagam influencia criticamente a taxa de liberação (Zucrow & Hoffman, 1976; Mahgerefteh et al., 1999). A importância destes fenômenos no processo de liberação durante a perfuração no tubo é desconhecida. Além disso, os modelos simples são incapazes de simular um cenário de falha plausível envolvendo liberação não-isolada onde o bombeamento do material pressurizado é mantido constante, apesar da perfuração.

Baseado na solução das equações de conservação e usando o método de diferenças finitas, o modelo de ruptura de tubo de Chen, Richardson e Saville (1992, 1993, 1995a,b) é, a princípio, capaz de simular taxas de liberação em perfuração no tubo. Porém, apesar do rigor matemático e da boa performance em simular rupturas severas, este modelo é fundamentado em fluxo uni-axial, portanto aplicável à modelagem para fluxos de fluidos consideravelmente distantes de falhas não-eixo-simétricas.

O modelo de ruptura de tubo de Bendiksen, Malnes, Moe e Nul (1991), OLGA, incorpora um modelo de equilíbrio heterogêneo, que confia abundantemente em dados obtidos empiricamente. Isso torna o OLGA propenso a erros e introduz incertezas grosseiras em suas previsões quando comparados a dados reais (Shoup, Xiao & Romma, 1998).

O modelo de Zhou, Lea, Bilo e Maddison (1997) incorpora complexidades geométricas e físicas que podem ocorrer em um sistema de tubulação, incluindo perfuração localizada em qualquer ponto do tubo. Apesar de o modelo fornecer uma descrição exaustiva das propriedades termofísicas do fluido, incluindo simulação 3-D da trajetória de escape do gás, o modelo baseia-se em regime estacionário envolvendo liberação no plano da perfuração.

Conforme já citado, o presente trabalho utiliza o simulador ADS (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004) no qual a simulação do *surge* e de suas conseqüências é feita em regime transiente em horizonte de simulação inferior a 1000 ms. Basicamente seis sub-modelos estão instalados no simulador ADS para representar os principais sub-sistemas que interagem fortemente, via

transferências de massa, energia e momentum durante o *surge* (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). Estes sub-modelos e suas implicações são descritos a seguir.

[1] Fonte de Gás Pressurizado

As condições de composição, pressão e temperatura do gás antes da passagem pela ruptura são supostas constantes. Em função da expressiva aceleração à qual será submetido, este gás é considerado inicialmente praticamente imóvel (i.e. desprovido de carga cinética) e monofásico, tendo a temperatura e pressão correspondentes aos valores de processo no ponto de saída do trocador U-BEND. A composição e propriedades críticas dos componentes do gás natural utilizado são apresentadas na Tabela 7.1. O gás tem 77,7% de metano mas apresenta diversos componentes facilmente condensáveis. Os valores aqui apresentados foram os utilizados durante o desenvolvimento do simulador *ADS* (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004).

Tabela 7.1. Propriedades Críticas e Composição do Gás Natural para Análise de *Surge*

Componente	Mol	Tc (K)	Pc (bar)	w	Teb (K)	Zc	Fr. Molar
N ₂	28.013	126.2	33.9	0.039	77.4	0.29	0.0053
CO ₂	44.01	304.1	73.8	0.239	216.6	0.274	0.0010
CH ₄	16.043	190.4	46	0.011	111.6	0.288	0.7768
C ₂ H ₆	30.07	305.4	48.8	0.099	184.6	0.285	0.0799
C ₃ H ₈	44.097	369.8	42.5	0.153	231.1	0.281	0.0741
<i>i</i> C ₄ H ₁₀	58.124	408.2	36.5	0.183	261.4	0.283	0.0147
C ₄ H ₁₀	58.124	425.2	38	0.199	272.7	0.274	0.0323
<i>i</i> C ₅ H ₁₂	72.151	460.4	33.9	0.227	301	0.271	0.0071
C ₅ H ₁₂	72.151	469.7	33.7	0.251	309.2	0.263	0.0077
C ₆ H ₁₄	86.178	507.5	30.1	0.299	341.9	0.264	0.0010
C ₇ H ₁₆	100.21	540.3	27.4	0.349	371.6	0.263	0.0001
H ₂ O	18.015	647.3	221.2	0.344	373.2	0.235	0
O ₂	31.999	154.6	50.4	0.025	90.2	0.288	0
Ar	39.948	150.8	48.7	0.001	87.3	0.291	0

[2] Compartimento de Ruptura

Um pequeno dispositivo de ruptura atuando no tubo danificado, que é responsável pela abertura gradual da ruptura seguindo comportamento dinâmico característico. Este modelo corresponde à função do tempo apresentada na Figura 6.1. O compartimento de ruptura é idealizado conforme na Figura 6.2.

[3] Modelo de Escoamento do Gás pela Ruptura

Modelo de escoamento adiabático e compressível, em condições críticas (*choked flow*) ou subcríticas, descrevendo o jato de escape do gás para o casco através de abertura de tamanho variável no tempo (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). Este modelo é resolvido em modo pseudo-estacionário; isto é, conhecidas as condições de temperatura, pressão e composição a montante da ruptura, e o valor de pressão a jusante da mesma, são determinadas a taxa de escoamento, a velocidade, o Número de Mach e a temperatura do gás ao passar pela ruptura (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). O cálculo da velocidade sônica é feito rigorosamente com a Equação de Estado selecionada pelo usuário.

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 a densidade difere, 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 como metano puro, implicando em discrepâncias significativas na vazão mássica de alívio e na pressão do vaso.

No simulador *ADS*, utilizado neste trabalho, a composição química do gás é levada em conta exatamente e propriedades termodinâmicas foram calculadas rigorosamente pelas Equações de Estado Peng-Robinson ou Soave-Redlich-Kwong (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). O escoamento do gás pela ruptura, que se abre gradualmente, é modelado rigorosamente satisfazendo balanços de massa, energia e momentum entre o gás de entrada – com condições de temperatura e pressão (θ_E, P_E) – e a bolha no interior do casco – condições dinâmicas de temperatura e pressão (θ_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 ocorrerá 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.

[4] Estados Termodinâmicos (U, V, \underline{N}) da Bolha de Gás e do Corpo de Água no Casco U-BEND

Modelo termodinamicamente rigoroso, baseado em Análise de Estabilidade e resolução, se necessário, de Flash (U, V, \underline{N}) para descrever o comportamento temporal da bolha de gás e do corpo de água no casco U-BEND, prevendo inclusive a condensação parcial do gás à medida que este sofre forte expansão Joule-Thompson sob rápido resfriamento, ganho cinético e alta perda mecânica devido à execução de trabalho PV para expulsão da água.

[5] Escoamento da Água no Casco U-BEND e na Rede Externa

Modelo pseudo-estacionário para o escoamento da água ao longo do casco e na rede externa de água, descrito por balanços estacionários de massa nos vértices da rede e por balanços de energia mecânica nos dutos (de Medeiros e Araújo, 2003, 2004). Como já explicado no Capítulo 4 acerca da Rede de Escoamento de Água, considera-se a seção de casco preenchido com água em termos de um duto retilíneo equivalente. São descritos rigorosamente os efeitos de perda de carga por atrito, a geometria real da rede externa e todos os acidentes pertinentes (curvas, tês, conexões, válvulas e válvula de controle) existentes desde o casco até as PRVs.

[6] Modelo Dinâmico para Comportamento de PRVs

Conforme descrito anteriormente no Capítulo 5 acerca das PRVs, o comportamento dinâmico de PRVs – em termos de % de abertura versus tempo sob ação de certo padrão dinâmico de pressão na linha da válvula – é descrito por uma equação diferencial ordinária desenvolvida por de Medeiros e Araújo (2003, 2004) com parâmetros que foram estimados para reproduzir o desempenho dinâmico das válvulas apresentado no catálogo do fabricante. O modelo dinâmico de comportamento de PRVs têm como respostas as % de abertura e as vazões de alívio, e como entradas os valores de pressão na base das mesmas e da *backpressure* na linha de descarga.

Além destes sub-modelos, equações de estado cúbicas (Peng-Robinson (PR) ou Soave-Redlich-Kwong (RKS) são utilizadas para descrever rigorosamente a termodinâmica e o Equilíbrio Líquido-Vapor (ELV) do gás na bolha em formação. As simplificações adotadas no simulador ADS correspondem apenas à admissão de operação pseudo-estacionária dos Modelos [1], [3] e [5]. Os demais são modelos verdadeiramente transientes. A localização da ruptura é escolhida de modo a criar condições mais duras para alívio, isto é, propõe-se sua ocorrência em um tubo próximo à placa de tubos *junto ao ponto de entrada de água*. A ruptura será alimentada, portanto, por gás *já resfriado e na pressão a jusante do trocador*. Isto garantirá a formação da bolha pressurizada de gás na extremidade oposta do casco à ligação deste com os dutos alinhados a PRVs, maximizando assim o impacto do *surge*.

CAPÍTULO 8

SIMULAÇÕES E RESULTADOS

As simulações no software *ADS* foram realizadas em *MATLAB 6.1* (The Mathworks, Inc.) sendo o horizonte de simulação de 600 milisegundos, pois o líquido deve ser evacuado para acomodar o gás em expansão e evitar o rompimento estrutural do casco antes da parada de compressores (tempos da ordem de 1000 a 2000 ms). Considera-se, portanto, que o sistema de alívio foi bem sucedido se a pressão de *surge* não ultrapassar o valor da pressão de rompimento estrutural do trocador de calor (20 bar) nestes 600 ms.

Foram simulados 10 casos em condições variáveis quanto à severidade do acidente e quanto ao número e tamanho das PRVs instaladas na rede de escoamento de água de resfriamento, conforme apresentados na Tabela 8.1.

Quanto à presença e funcionamento das duas PRVs instaladas, os parâmetros testados são as áreas de orifício (11 in², 16 in², 26 in² e 28 in²) e os *set pressure* (11.01 bar, 11.51 bar e 21.51 bar).

Quanto à severidade da ruptura do tubo no trocador de calor, temos três condições para teste:

- Ruptura branda do tubo com diâmetro equivalente a 0.50 in;
- Ruptura intermediária, com diâmetro equivalente de 0.83 in; e
- Ruptura severa, onde a ruptura tem área equivalente a dois círculos de diâmetro 0.75 in.

A última coluna da Tabela 8.1 apresenta o diagnóstico sobre a integridade do casco do U-BEND ao final do horizonte de cada simulação; isto é, se, na campanha em questão, a pressão ultrapassou a pressão de rompimento do casco (20 bar).

Tabela 8.1. Cenários de Simulação Testados neste Trabalho

Casos	Ruptura	Área de Orifício PRV 1	Área de Orifício PRV 2	Set Pressure PRV 1	Set Pressure PRV 2	Ocorre Rompimento Estrutural do Casco do Trocador ?
Caso A	Branda	11 in ²	11 in ²	11,01 bar	21,51 bar	Não
Caso B	Intermediária	11 in ²	11 in ²	11,01 bar	21,51 bar	Sim
Caso C	Intermediária	11 in ²	11 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Sim
Caso D	Intermediária	16 in ²	16 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Não / Sim
Caso E	Intermediária	26 in ²	26 in ²	11,01 bar	21,51 bar	Sim
Caso F	Intermediária	28 in ²	28 in ²	11,01 bar	21,51 bar	Sim
Caso G	Intermediária	26 in ²	26 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Não
Caso H	Severa	26 in ²	26 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Sim
Caso I	Severa	28 in ²	28 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Sim
Caso J	Severa	35 in ²	35 in ²	11,01 bar	11,51 bar	Não / Sim

Em todos os casos simulados foram admitidas as seguintes coordenadas no estado inicial do casco (i.e. justo antes do início da evolução de ruptura do tubo em $t=0$):

- Casco 100% ocupado (6.2 m^3) com água sem perfil de temperatura; isto é, com temperatura uniforme a $30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Pressão de 4 bar no bocal de entrada de água;
- Pressão de 3.67 bar no bocal de saída de água para garantir a vazão de água de projeto pelo casco no valor de 200 kg/s ;
- Massa de gás nula no casco, com coordenadas (T,P) iguais à da água no ponto de ruptura;
- Vazão de água dada pelo valor de projeto (200 kg/s);

Resultados Caso A

O Caso A apresenta *surge* gerado por uma ruptura branda. A Figura 8.1 mostra uma tela resumida de status ao fim dos 600ms. Observa-se na Figura 8.2 que ao final da simulação a PRV1 está 100% aberta, estando fechada a PRV2. Ou seja, apenas uma PRV é suficiente para evitar o rompimento estrutural do trocador que ocorreria a 20 bar. A Figura 8.3 mostra que a PRV1 foi acionada quando a pressão da linha de saída do casco (P_L) atingiu o valor de 11.01 bar, pouco antes dos primeiros 100 ms. Daí em diante a pressão foi sempre contida abaixo de 20 bar. A Figura 8.1 retrata o status de condições ao fim do Caso A, verificando-se que a simulação de 600ms de *surge* consumiu 632s de máquina (PC-Pentium IV, 2 Ghz). A Figura 8.1 apresenta a seguinte codificação:

- Rupt – A máxima ruptura da simulação, calculada em área [0.1963 in^2];
- PRV – Área de “Garganta” de cada PRV utilizada;
- PR – Utilizando Equação de Estado Peng-Robinson;
- ELV – Simulação com resolução de equilíbrio líquido-vapor na bolha de gás;
- ODE45 – Solver de integração numérica utilizado;
- Flw Cri – Condição crítica de escoamento do gás detectada;
- PB – Valor de *backpressure* da linha de descarga;
- OS – Valores de *set pressure* de cada PRVs instaladas na rede de água de refrigeração;
- ms – Instante de Tempo em que os dados se aplicam em ms;
- G, H – *Hold-ups* de gás e água, respectivamente, em m^3 (volume total do casco = 6.2 m^3);
- P – Valor corrente de pressão na bolha de gás;
- IT – Número de Iteração para Convergência;
- %VpM – Composição Mássica Percentual de Gás;
- BLC – Status de atuação da válvulas de bloqueio de água;
- PRV – Status de atuação das PRVs 1 e 2;

- CPU – Tempo de máquina consumido na simulação em segundos;
- CALL – Número de chamados da sub-rotina calculadora dos integrandos do modelo.

Rupt 0.1963in2 PRV 11.05in2
PR ELV ode45
Flw Cri PB(bar) 6.513
PS(bar) 11.01 21.51
mS 600 G 0.189m3 H 6m3
P(bar) 14.7 IT 1 1 %VpM 79
BLC on PRV on off
Call 2196 CPU(s) 632.3

Figura 8.1. Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso A no Software ADS

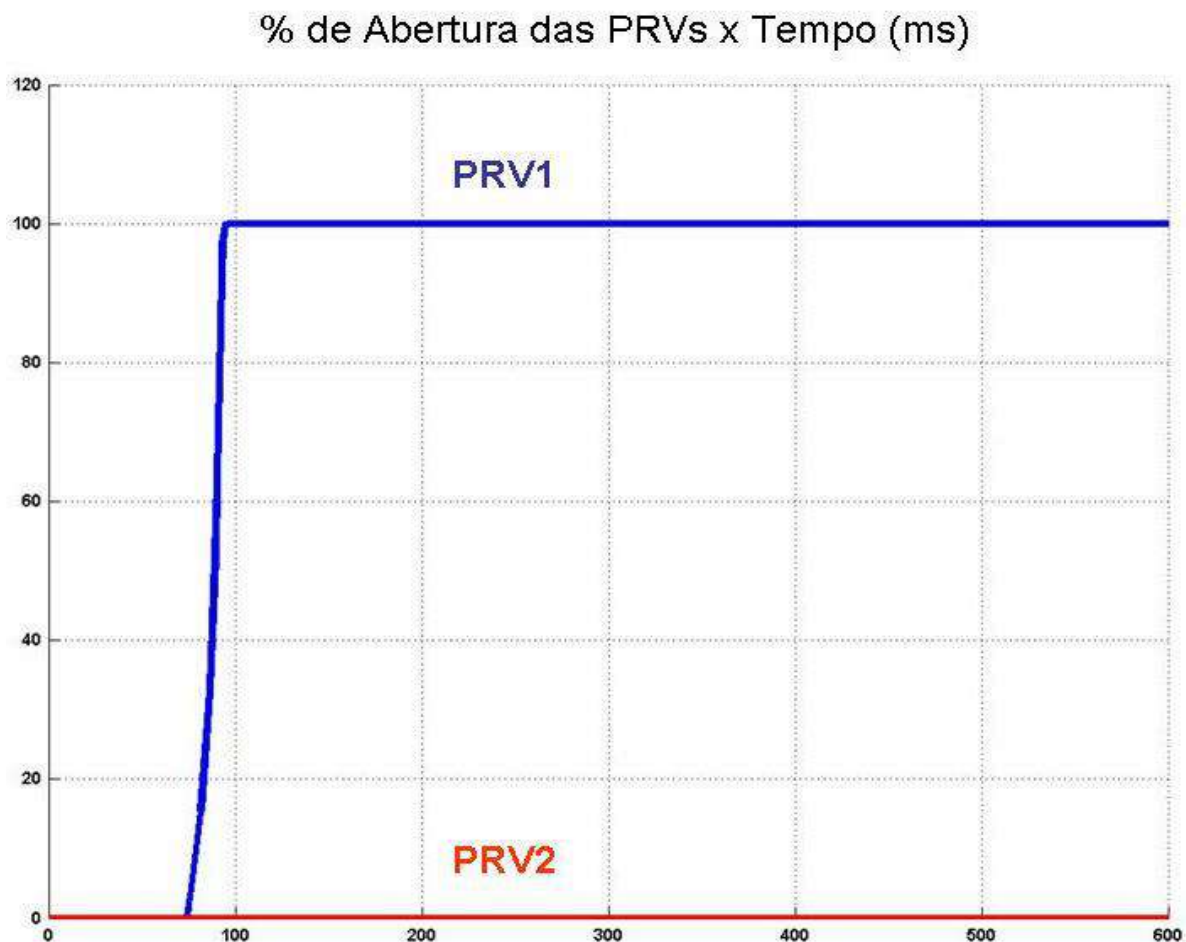


Figura 8.2. Ação das PRVs versus Tempo no Caso A

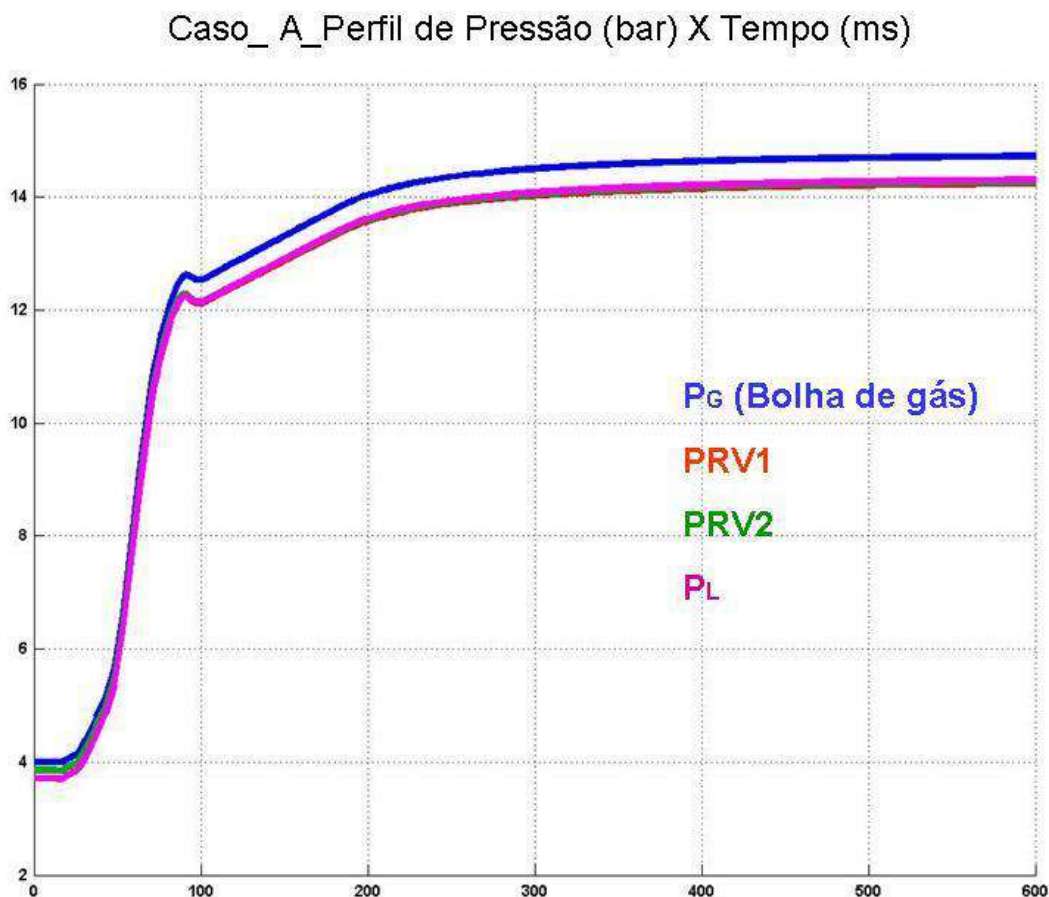


Figura 8.3. Perfil Dinâmico de Pressões no Caso A (P_L : Pressão na Saída do Casco)

O simulador *ADS* fornece diversas informações e comportamentos temporais ao longo da campanha de *surge* em simulação. Todos os gráficos seguintes são saídas gráficas de *ADS* para o Caso A da Tabela 8.1.

A Figura 8.4 apresenta o comportamento temporal de diversas temperaturas do problema:

- Temperatura (°C) da água no casco (referida como Água);
- Temperatura (°C) do gás no jato sônico passando pela ruptura (referida como Gás Entrada);
- Temperatura (°C) de Ponto de Orvalho da bolha de hidrocarbonetos no casco;
- Temperatura (°C) de Equilíbrio da bolha de hidrocarbonetos (referida como Gás).

O Leitor deve perceber que a separação da bolha de hidrocarbonetos em uma fase líquida e outra vapor é justificada pelo fato da Temperatura do Ponto de Orvalho ser, na maior parte do tempo, superior à Temperatura de Equilíbrio da bolha. No software *ADS* o *surge* é simulado monofasicamente (i.e. hidrocarbonetos totalmente vaporizados) apenas enquanto a temperatura da bolha de gás estiver superior à sua temperatura de orvalho.

A partir do momento em que a bolha torna-se mais fria que o seu ponto de orvalho, a consideração de separação líquido-vapor passa a ser obrigatória. Contudo, dado que a simulação de *surge* com separação líquido-vapor continuamente é altamente exigente em termos de CPU, ADS oferece a opção de executar a simulação de *surge sem* estes cálculos de estabilidade e separação líquido-vapor (diga-se de passagem, conforme feito em muitos trabalhos na Literatura de Segurança de Processos).

Todavia, apesar de mais simples (e irreal), o cálculo de *surge sem* a condensação levará, ao contrário do que possa parecer, à obtenção de uma *menor pressão de surge*. Isto é uma consequência do fato de que a temperatura da bolha reduz-se muito mais no caso monofásico do que na realidade bifásica em que há condensação (i.e. há liberação de entalpia com condensação parcial do gás, aquecendo-o, e potencializando os efeitos do *surge*). O excessivo (e irreal) resfriamento, calculado no caso monofásico amorteceria de forma irreal o impacto do *surge*. Em outras palavras, a simulação admitindo-se ausência de condensação parcial levaria a um diagnóstico completamente não-conservador e, provavelmente, arriscado ao eventualmente considerar aprovado um quadro de PRVs que poderia permitir a explosão do U-BEND.

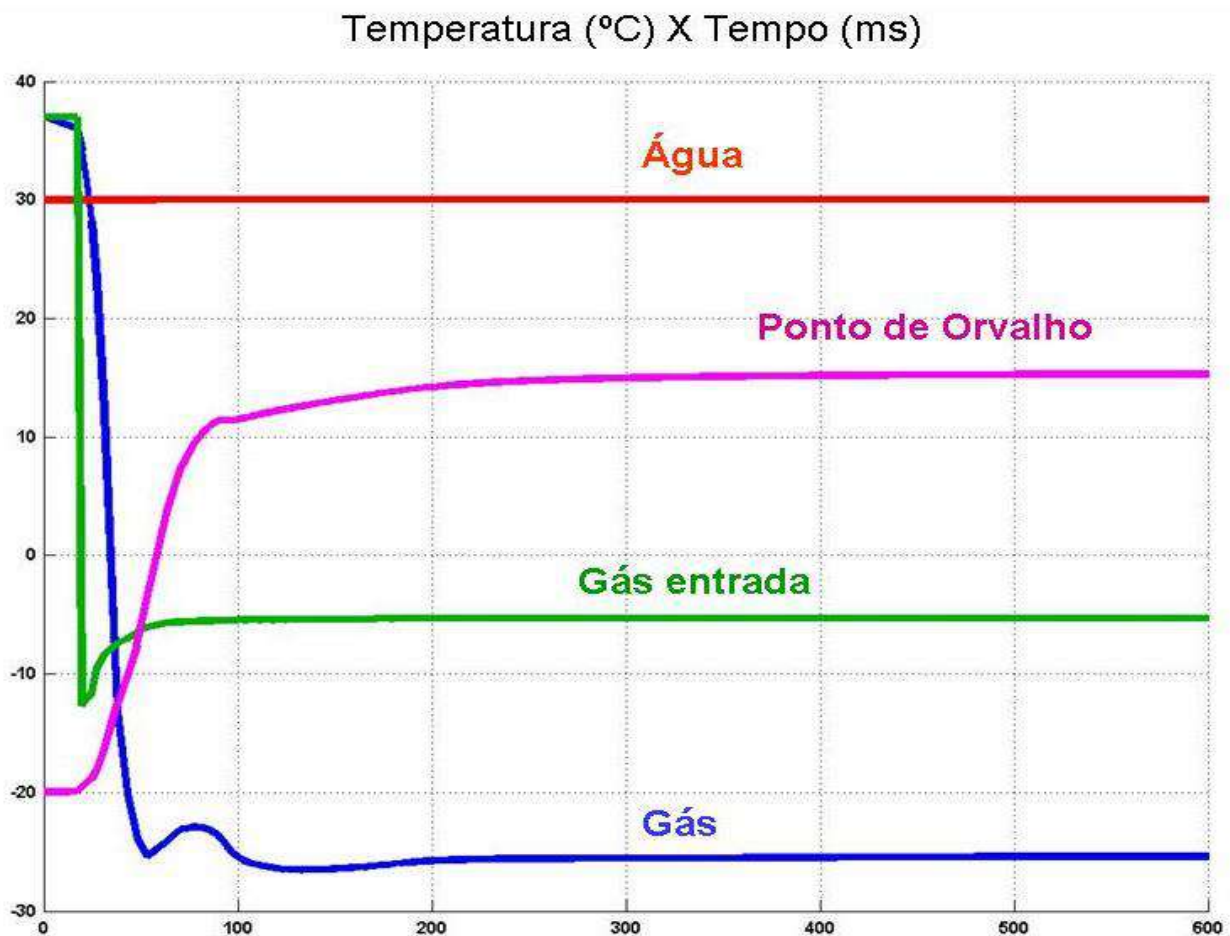


Figura 8.4. Perfil Dinâmico de Temperaturas no Caso A

Seguem-se outras figuras com os comportamentos temporais de :

- Taxa de água expelida através das PRVs (Figura 8.5.);
- Taxa líquida de perda de água no casco do trocador de calor (Figura 8.6.)

O Leitor poderá verificar que a PRV ativa é responsável pelo alívio de pouco mais de 1/3 (aproximadamente) de toda a água que é posta em movimento pelo *surge* através do casco U-BEND. Em outras palavras, o próprio escoamento, pelos diversos ramais da rede de água a jusante do casco, permite algum alívio extra.

O Leitor também deve notar que o gráfico da Figura 8.6 apresenta o *valor da taxa líquida de perda de água pelo casco*. Desta forma, na condição inicial, a qual é baseada no ponto operacional de condição estacionária do trocador, esta variável valerá zero (i.e. taxa de saída de água = à de entrada = 200 kg/s, resultando em taxa líquida de perda nula). A partir do instante em que a válvula de bloqueio do U-BEND fechar (i.e. quando a pressão do casco atingir 6 bar), o casco deixará de ser alimentado com água e a taxa líquida de perda de água será igual à vazão de água através do casco.

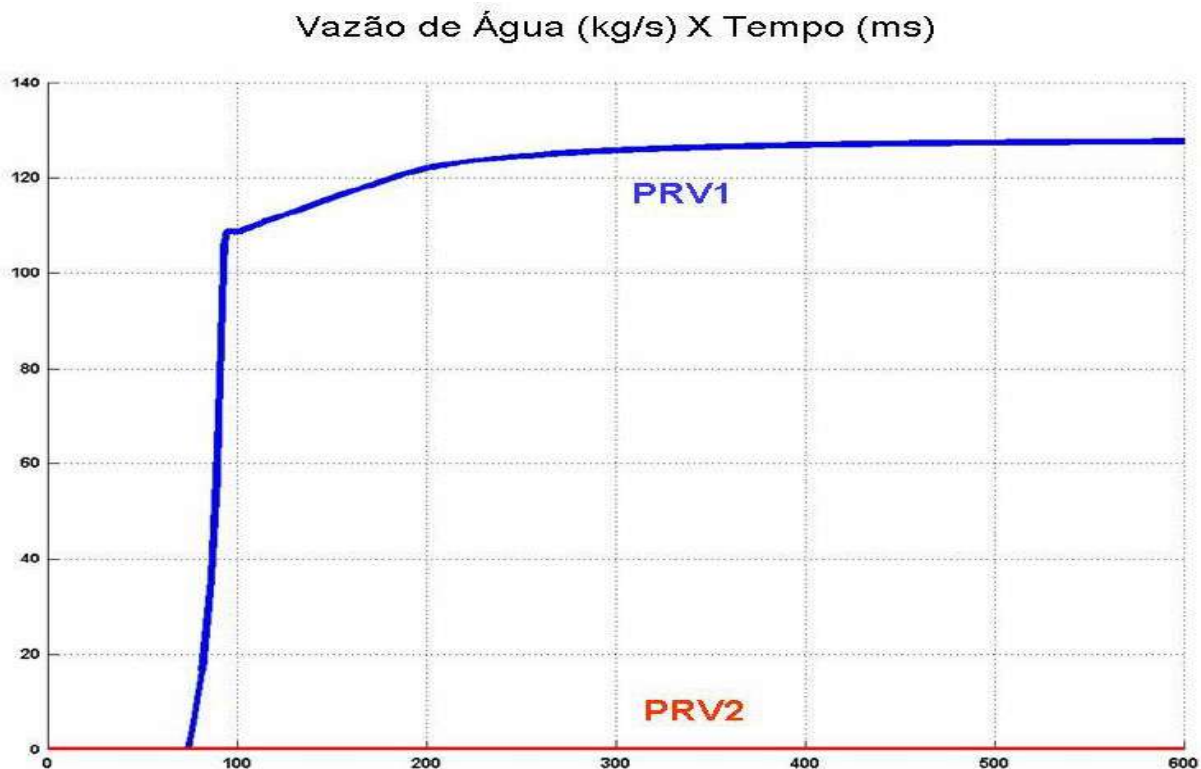


Figura 8.5. Vazão de Água Expelida nas PRVs no Caso A

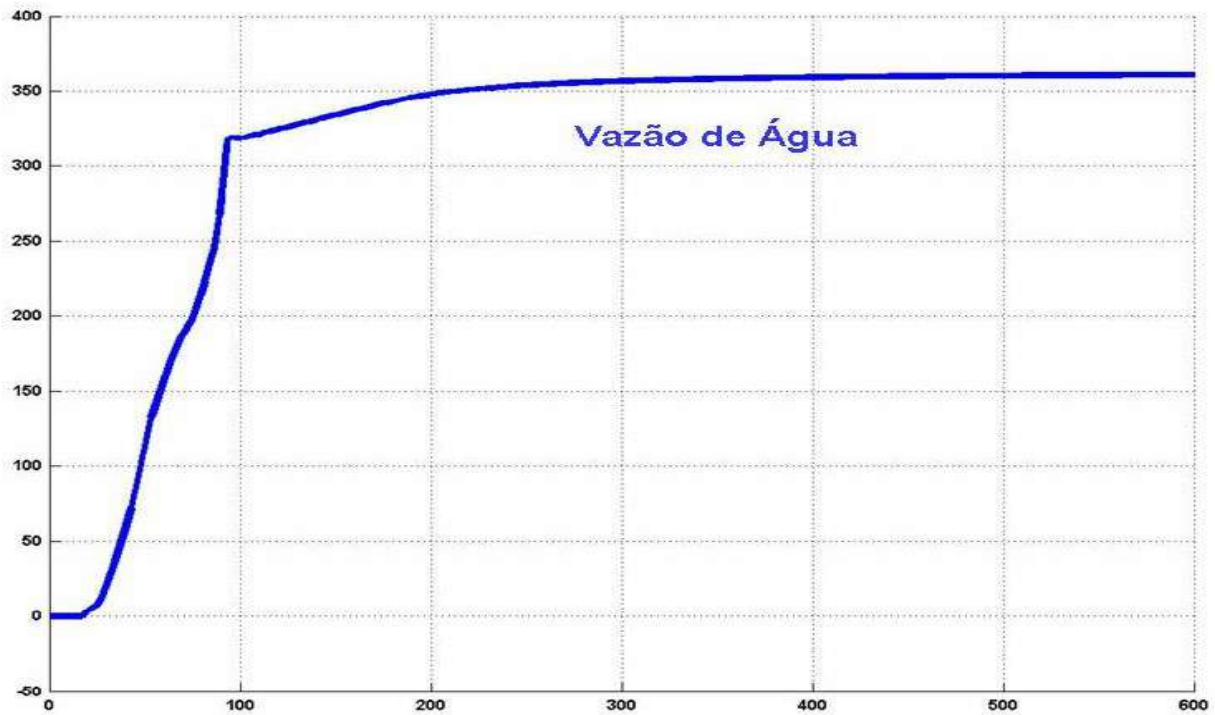


Figura 8.6. Taxa Líquida de Perda de Água (kg/s) pelo Casco do Trocador no Caso A

A Figura 8.7 apresenta a distribuição de vazão de água nos tubos da rede de escoamento no instante $t = 600ms$ de simulação do Caso A. Nesta figura a numeração dos tubos corresponde à da Figura 4.1. O tubo 8 transporta a vazão ($\cong 125 \text{ kg/s}$) que será descarregada pela PRV1. O tubo 10, responsável pela alimentação da PRV2, apresenta vazão nula. O tráfego de água através do casco corresponde à vazão do tubo 14.

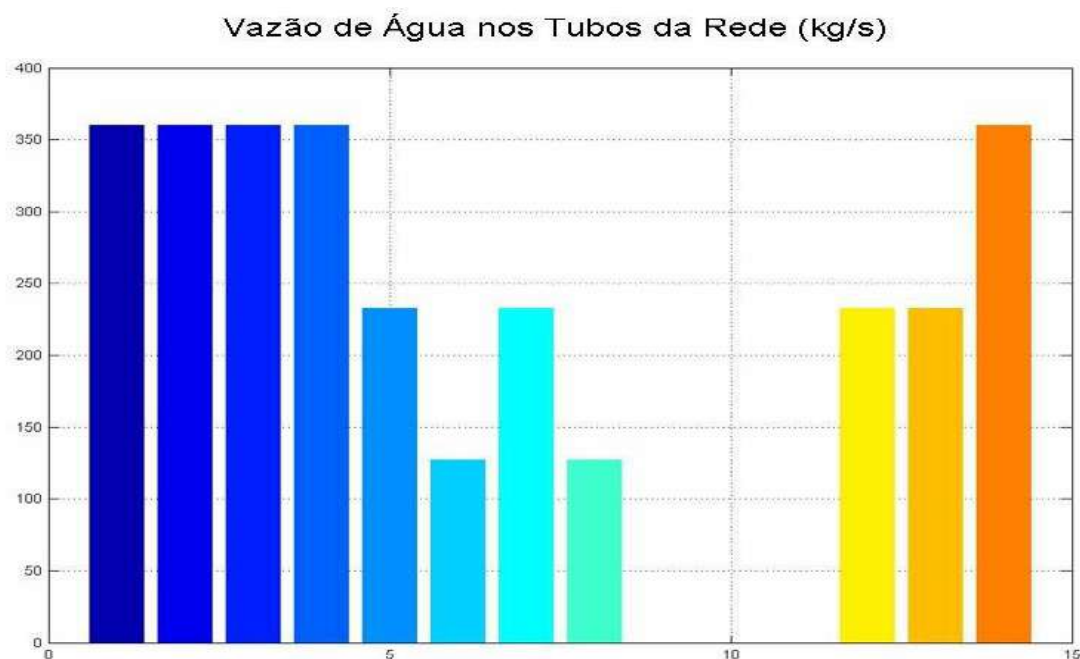


Figura 8.7. Distribuição de Vazão de Água nos Tubos da Rede no Caso A (Instante $t=600ms$)

Informações no tempo acerca do comportamento do volume em m^3 de gás natural total (L+V), e de suas fases líquida e vapor na bolha de hidrocarbonetos existente no casco U-BEND, são mostradas na Figura 8.8. A Figura 8.9 apresenta os comportamentos temporais da vazão de gás liberado pela ruptura (kg/s) e da densidade global da bolha de hidrocarbonetos (kg/m³).

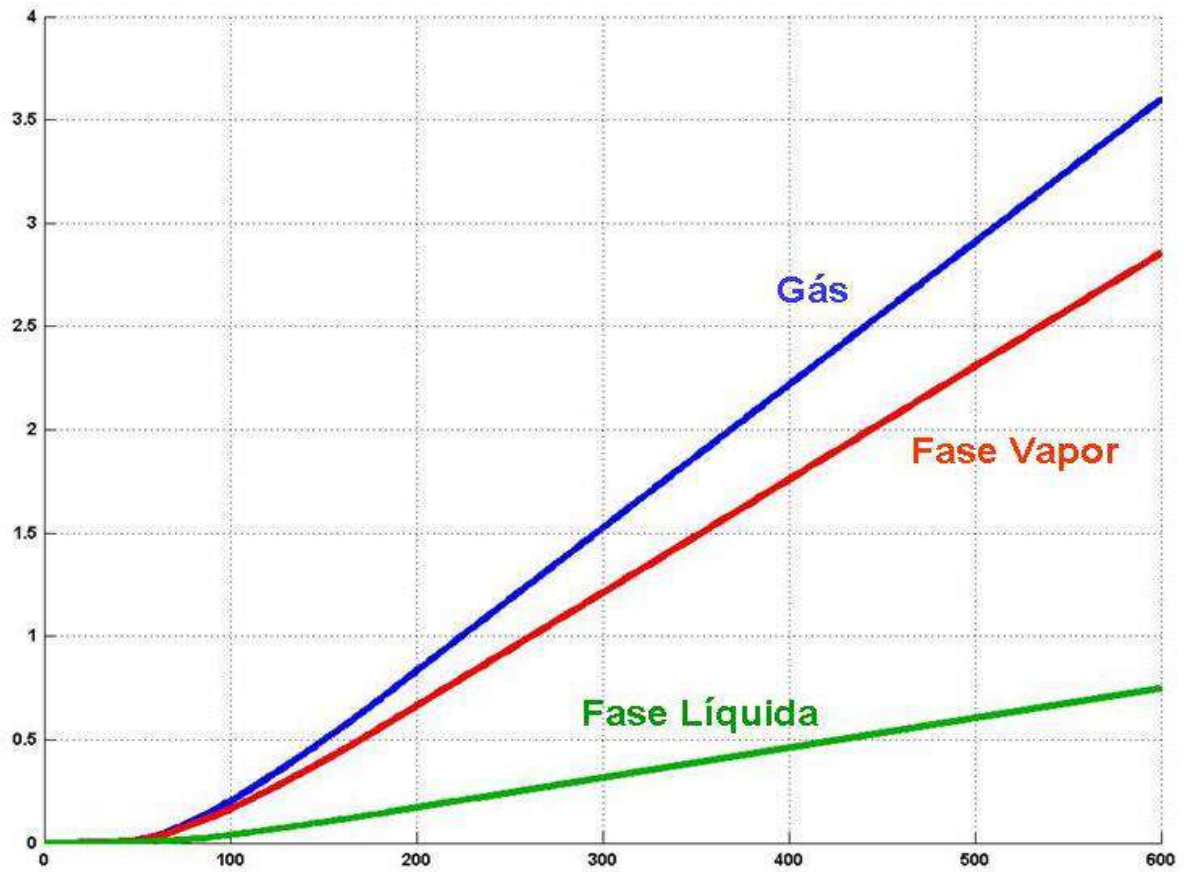


Figura 8.8. Inventários (Volumes) de Gás Natural Total, Gás Liquefeito e Gás não Liquefeito Existentes no Casco U-BEND versus Tempo (ms) no Caso A

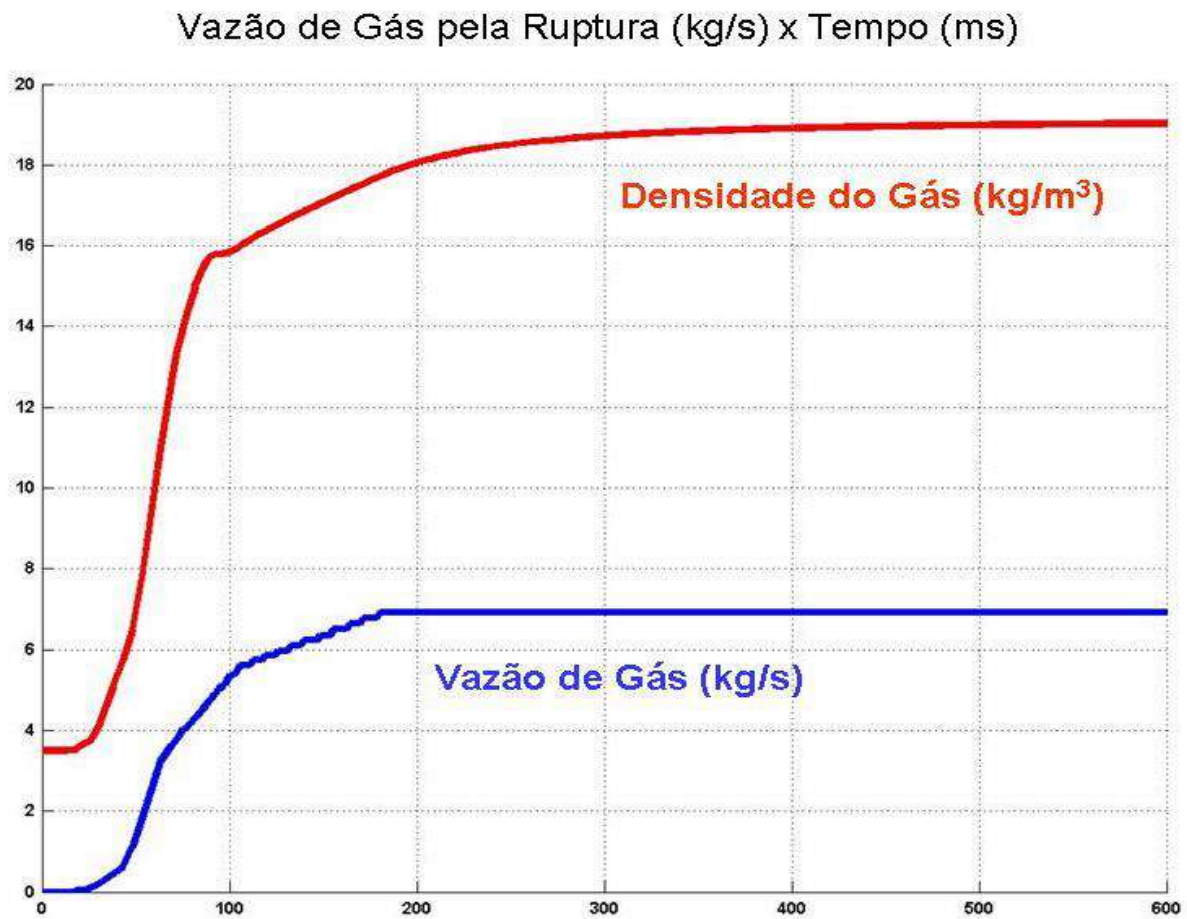


Figura 8.9. Vazão de Gás Liberado (kg/s) pela Ruptura versus Tempo (ms) no Caso A

Na figura 8.10., são apresentadas as distribuições de valores de % molar dos hidrocarbonetos nas fases líquida e vapor existentes na bolha de gás natural no interior do casco U-BEND em dois instantes distintos da campanha, respectivamente em $t=10ms$ e em $t=100ms$.

É patente a alteração na composição das fases da bolha, já que em $t=10ms$ não havia ainda condensação pelo fato da temperatura da bolha estar acima de sua temperatura de orvalho. A situação já é diferente no instante $t=100ms$ no qual evidencia-se a separação de uma fase líquida rica em hidrocarbonetos C3, C4, C5, C6.

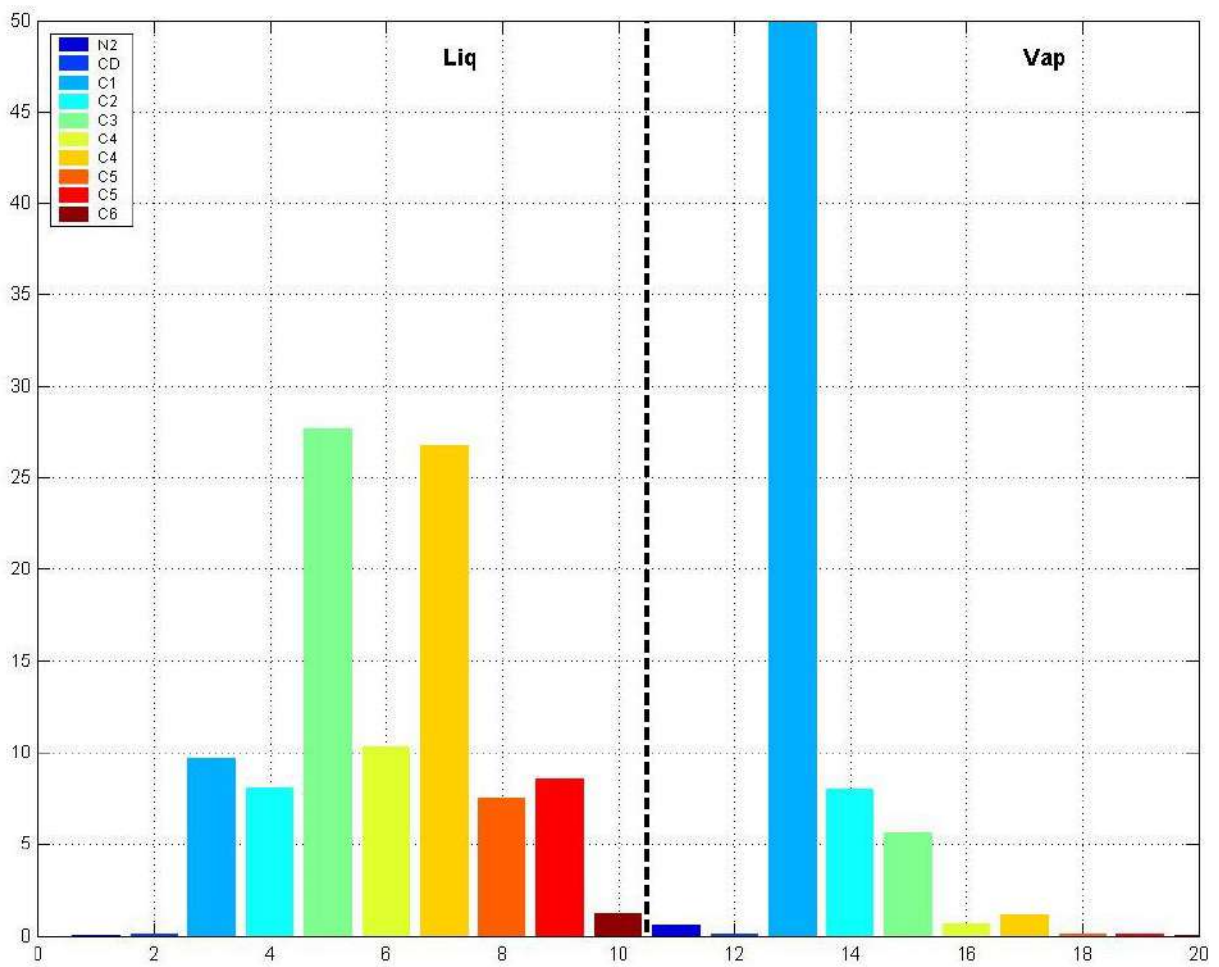
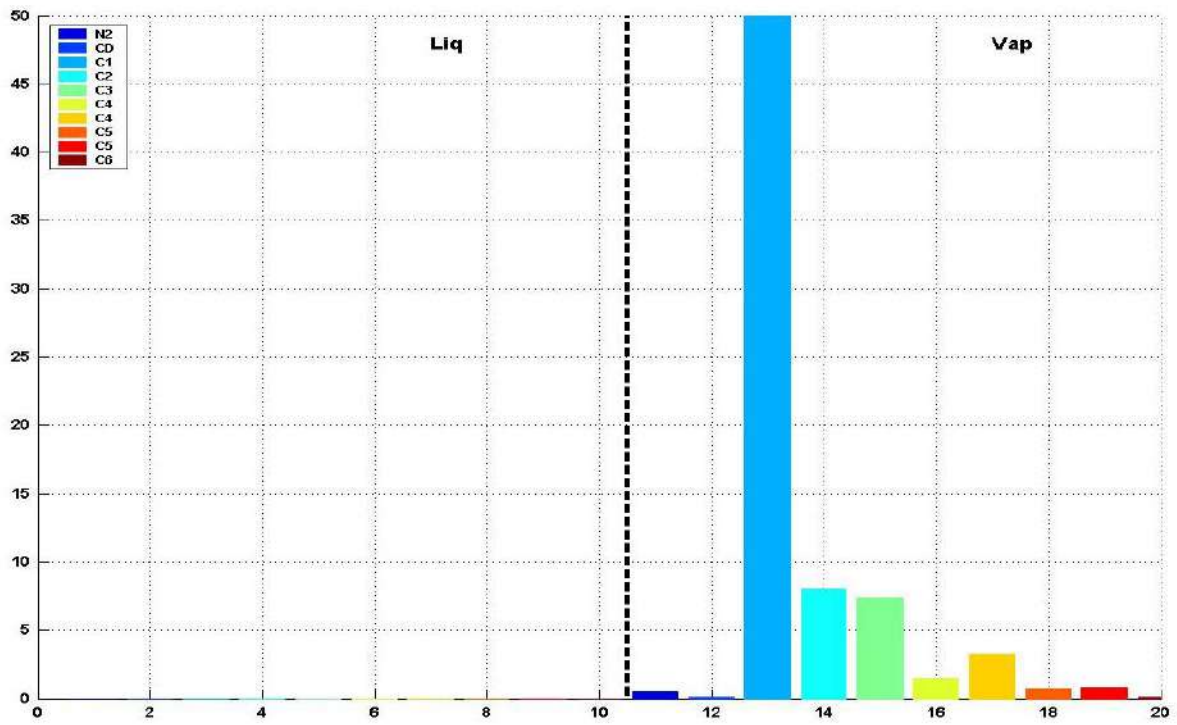


Figura 8.10. Composições de Fases Líquida e Vapor (% Mol) na Bolha de Gás Natural. Diagrama Superior em $t=10ms$, Diagrama Inferior em $t=100ms$

Resultados Caso B

A Figura 8.11 sintetiza o status final da simulação do Caso B, retratando uma ruptura intermediária. A Figura 8.12 evidencia que a solução do caso anterior não é suficiente para evitar o rompimento do trocador de calor, já que a pressão no casco ultrapassa a pressão máxima para rompimento do casco do trocador de calor (Figura 8.12).

```
Rupt 0.5575in2 PRV 11.05in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 21.51  
mS 600 G 0.343m3 H 5.8m3  
P(bar) 22.8 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on on  
Call 1857 CPU(s) 570.1
```

Figura 8.11 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso B no Software ADS

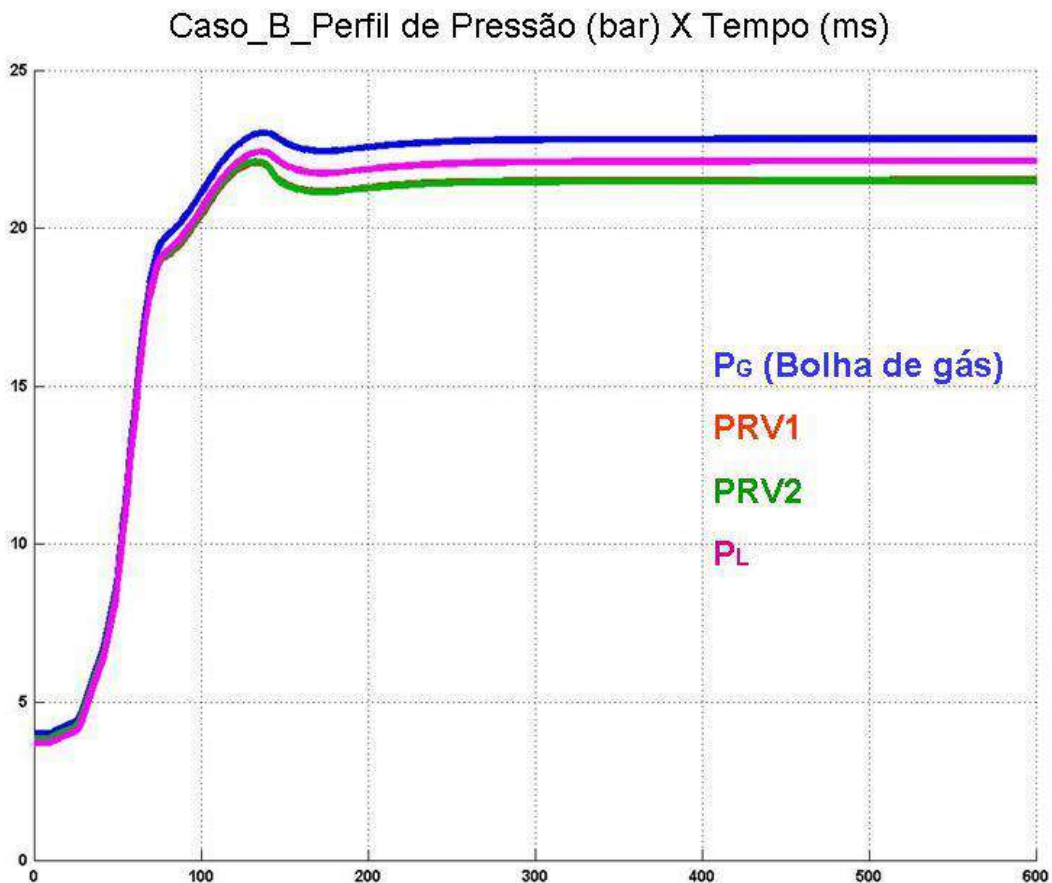


Figura 8.12. Perfis Temporais de Pressão no Caso B

Resultados Caso C

Em função da insuficiência de alívio no Caso B, é formulado o Caso C onde as duas PRVs são liberadas para ação, apresentando área de orifício de 11 in² e *set pressure* de 11.01 bar e 11.51 bar, respectivamente. Vale ressaltar que as *set pressure* não são exatamente iguais para evitar uma sobrecarga na rede de escoamento ao ativar as PRVs ao mesmo tempo. Pela Figura 8.14., observa-se que a pressão no casco atingiu patamar superior a 20 bar, traduzindo-se em nova insuficiência de alívio que levará ao rompimento da estrutura do trocador.

```
Rupt 0.5575in2 PRV 11in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 11.51  
mS 600 G 0.344m3 H 5.8m3  
P(bar) 22.6 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on on  
Call 1912 CPU(s) 599.8
```

Figura 8.13 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso C no Software ADS

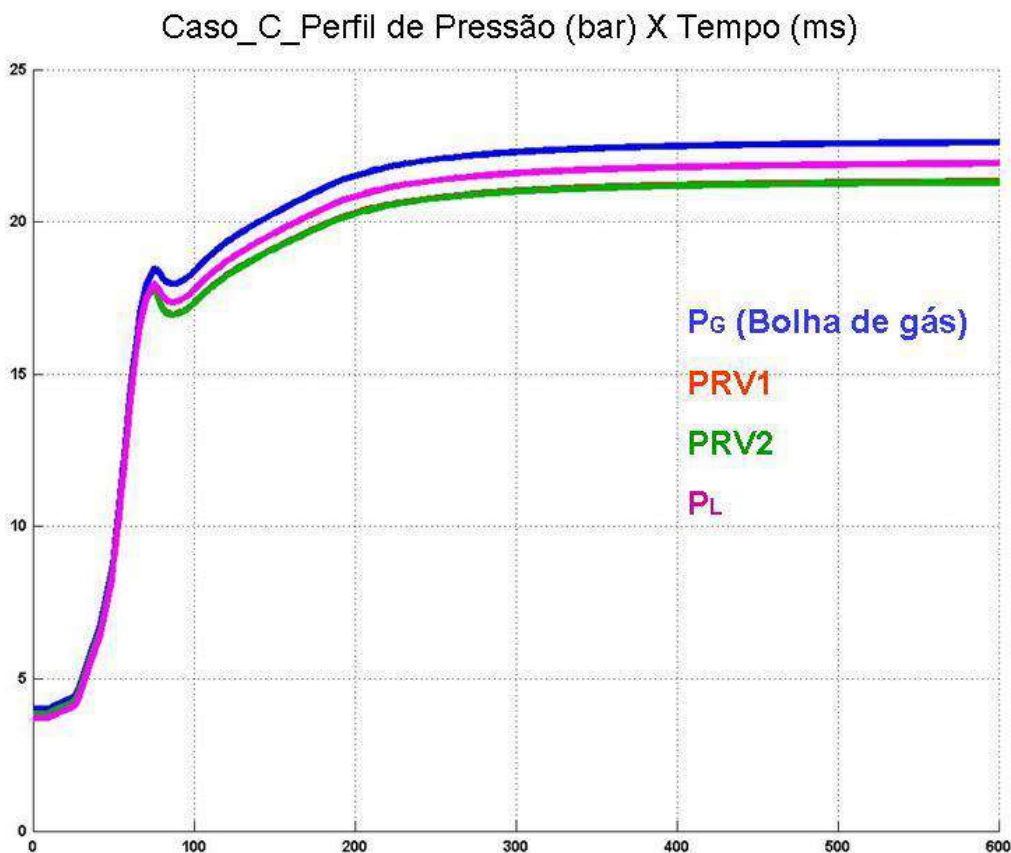


Figura 8.14. Perfis Temporais de Pressões no Caso C

Resultados Caso D

Ainda em busca de uma condição segura para o caso da ruptura intermediária, define-se o cenário do Caso D consistindo na liberação de ambas as PRVs com 16 in² de área de orifício. Verifica-se nas Figuras 8.15 e 8.16., que no Caso D quase atingiu-se o objetivo de evitar o rompimento estrutural do trocador de calor, ultrapassando-se a pressão máxima para rompimento estrutural do casco do trocador por apenas 0.3 bar de pressão (ver valor P na Figura 8.15).

Rupt 0.5575in2 PRV 16in2
PR ELV ode45
Flw Cri PB(bar) 6.513
PS(bar) 11.01 11.51
mS 600 G 0.39m3 H 5.8m3
P(bar) 20.3 IT 1 1 %VpM 77
BLC on PRV on on
Call 2025 CPU(s) 618.7

Figura 8.15 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso D no Software ADS

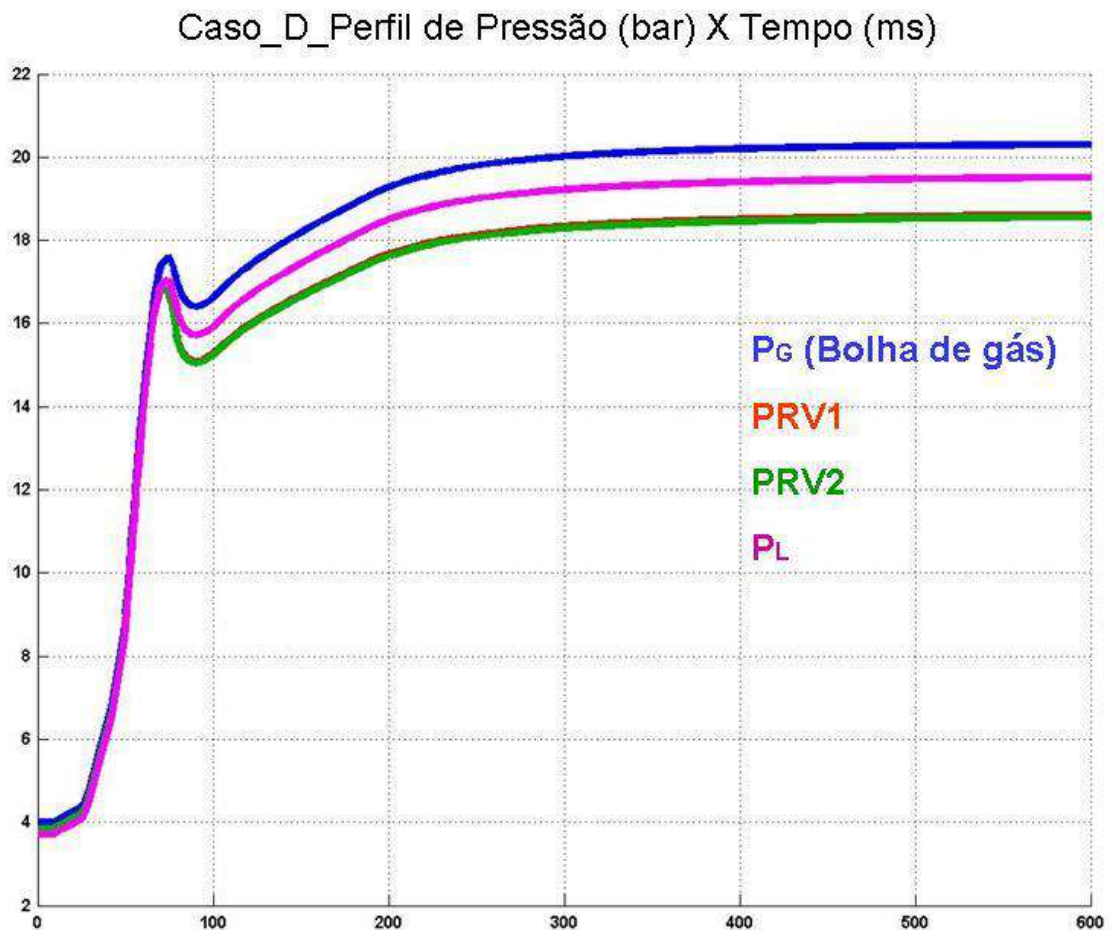


Figura 8.16. Perfis Temporais de Pressão no Caso D

Resultados Casos E e F

Por uma questão de busca de menores custos para o sistema de alívio, foram configurados os Casos E e F com PRVs de “gargantas” de 26 in² e 28 in², respectivamente. O objetivo é avaliar se a presença de uma única PRV maior seria suficiente para impedir o rompimento da estrutura do trocador de calor. As Figuras 8.17 e 8.18 apresentam resumos de status da modelagem ao fim das respectivas simulações. Conforme mostrado nas Figuras 8.19 e 8.20 (e também nas Figuras 8.17 e 8.18), observa-se que a pressão nos Casos E e F ultrapassou a pressão máxima para rompimento estrutural do casco do trocador de calor de 20 bar, evidenciando insuficiência de alívio e perda provável do trocador.

```
Rupt 0.5575in2 PRV 26in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 21.51  
mS 600 G 0.363m3 H 5.8m3  
P(bar) 21.7 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on off  
Call 1921 CPU(s) 555.4
```

Figura 8.17 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso E no Software ADS

```
Rupt 0.5575in2 PRV 28in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 21.51  
mS 600 G 0.371m3 H 5.8m3  
P(bar) 21 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on off  
Call 1955 CPU(s) 596.3
```

Figura 8.18 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso F no Software ADS

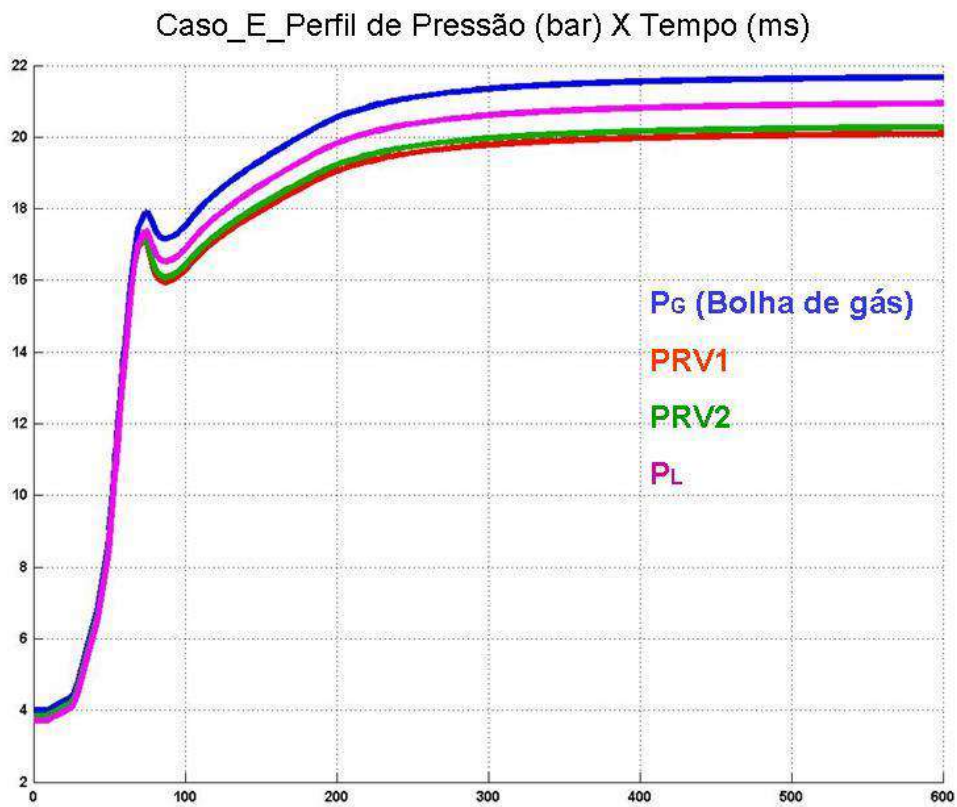


Figura 8.19. Perfis Temporais de Pressão no Caso E

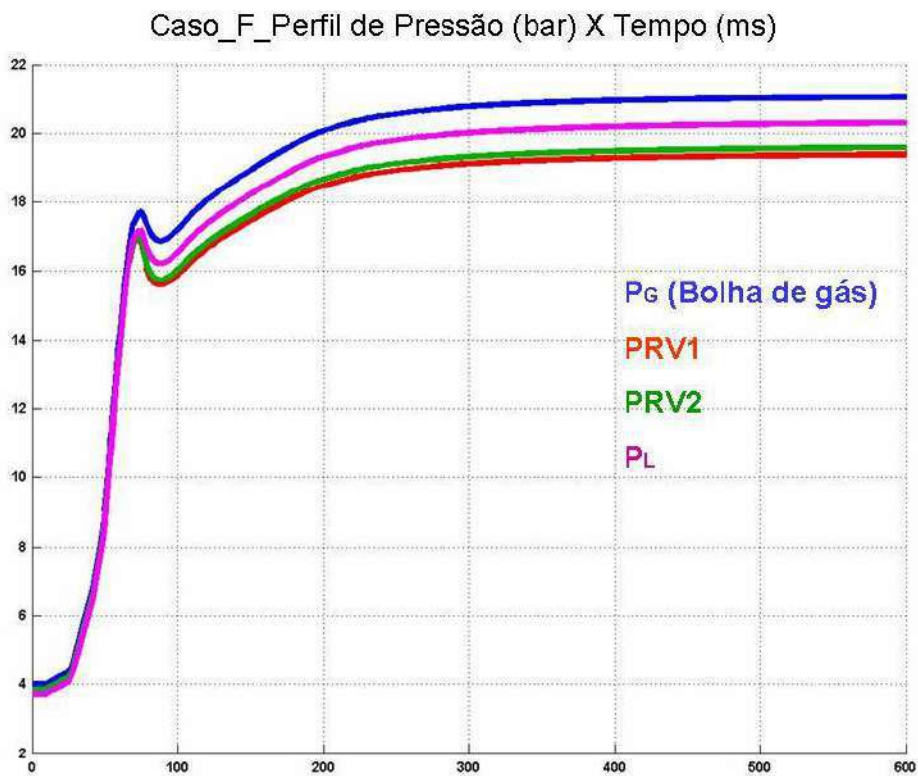


Figura 8.20. Perfis Temporais de Pressão no Caso F

Resultados Caso G

Em face das insuficiências anteriores, é configurado o Caso G com duas PRVs de 26 in² de orifício funcionando simultaneamente. A Figura 8.22 evidencia que há proteção suficiente do trocador de calor para este caso de ruptura intermediária. A configuração não põe em risco a estrutura, como na configuração D, e não sobrecarrega as válvulas de alívio.

Rupt 0.5575in2 PRV 26in2
PR ELV ode45
Flw Cri PB(bar) 6.513
PS(bar) 11.01 11.51
mS 600 G 0.457m3 H 5.7m3
P(bar) 17.3 IT 1 1 %VpM 78
BLC on PRV on on
Call 2323 CPU(s) 753.7

Figura 8.21 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso G no Software ADS

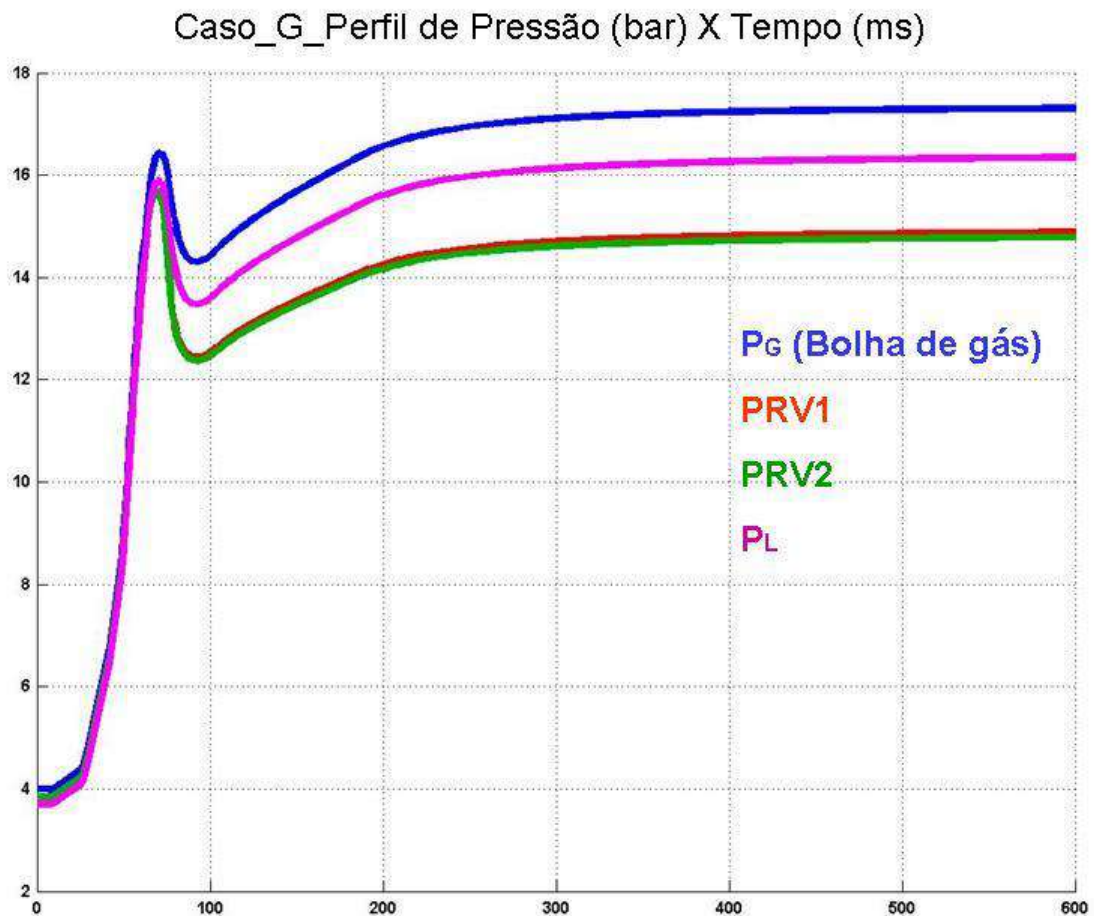


Figura 8.22. Perfis Temporais de Pressão no Caso G

Resultados Casos H e I

Os Casos H e I são tentativas de avaliar-se o desempenho de sistemas de alívio similares ao do Caso G frente à ocorrência de ruptura severa. Porém, verifica-se, através das simulações dos Casos H e I, que mesmo 2 PRVs com “gargantas” de 26 e 28 in², não são suficientes para amortecer o *surge* gerado no pior cenário de ruptura, correspondente ao rompimento total de um dos tubos do trocador criando-se duas circunferências de 0.75 in de diâmetro (*full-bore*). As Figuras 8.23, 8.24, 8.25 e 8.26 ilustram este comentário.

```
Rupt 0.8836in2 PRV 26in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 11.51  
mS 600 G 0.555m3 H 5.6m3  
P(bar) 22.6 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on on  
Call 2025 CPU(s) 616.8
```

Figura 8.23 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso H no Software ADS

```
Rupt 0.8836in2 PRV 28in2  
PR ELV ode45  
Flw Cri PB(bar) 6.513  
PS(bar) 11.01 11.51  
mS 600 G 0.568m3 H 5.6m3  
P(bar) 21.9 IT 1 1 %VpM 77  
BLC on PRV on on  
Call 2067 CPU(s) 628.6
```

Figura 8.24 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso I no Software ADS

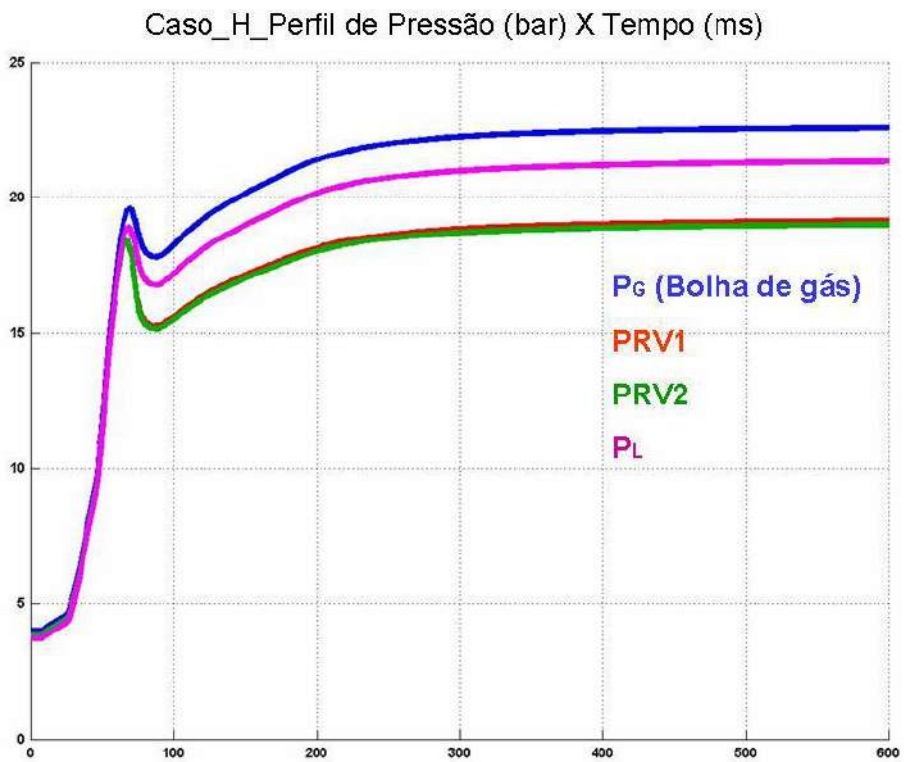


Figura 8.25. Perfis Temporais de Pressão no Caso H

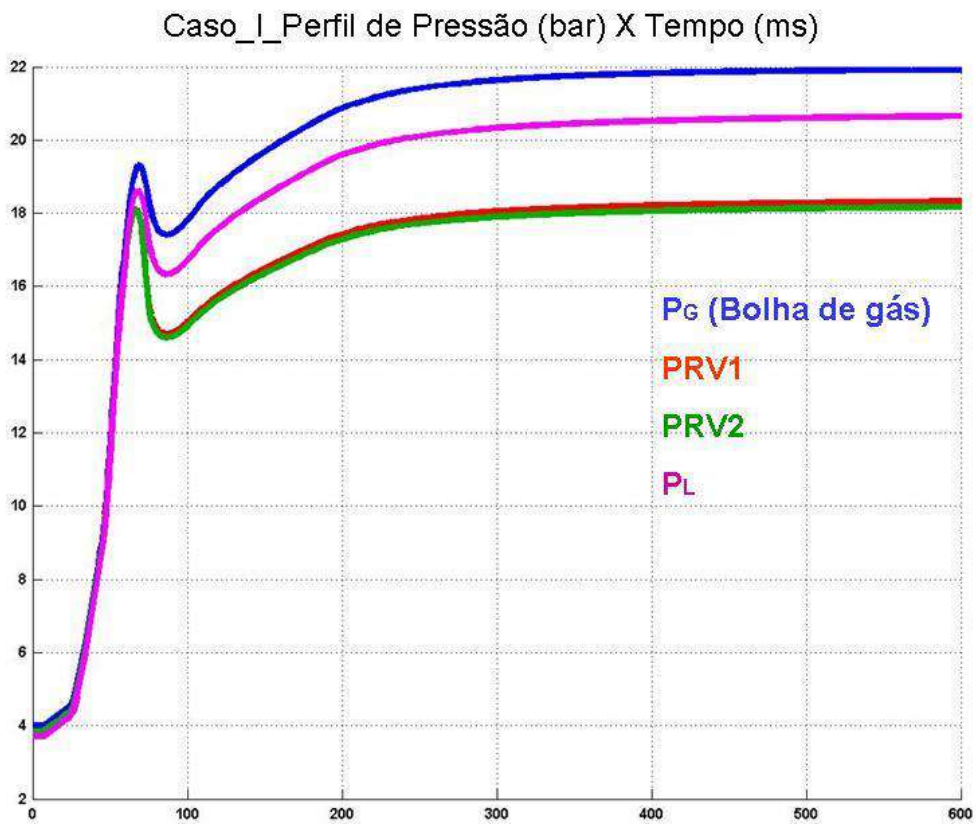


Figura 8.26. Perfis Temporais de Pressão no Caso I

Resultados Caso J

O Caso J é configurado com duas PRVs de 35 in² de orifício visando a obter-se proteção contra a ruptura severa, sendo obviamente necessário avaliar os custos envolvidos para o seu desenvolvimento e fabricação, já que este tamanho de PRV não é fornecida pela Crosby-Isoflex. Assim como ocorreu no Caso D, as PRVs praticamente atingiram o objetivo de proteger o trocador de calor, conforme Figuras 8.27 e 8.28. Obviamente, por uma questão de segurança, aconselha-se a utilização de PRVs com “gargantas” ainda maiores.

Rupt 0.8836in2 PRV 35in2
PR ELV ode45
Flw Cri PB(bar) 6.513
PS(bar) 11.01 11.51
mS 600 G 0.611m3 H 5.6m3
P(bar) 20.3 IT 1 1 %VpM 77
BLC on PRV on on
Call 2215 CPU(s) 695.6

Figura 8.27 Relatório Resumido de Condições ao fim de Simulação Caso J no Software ADS

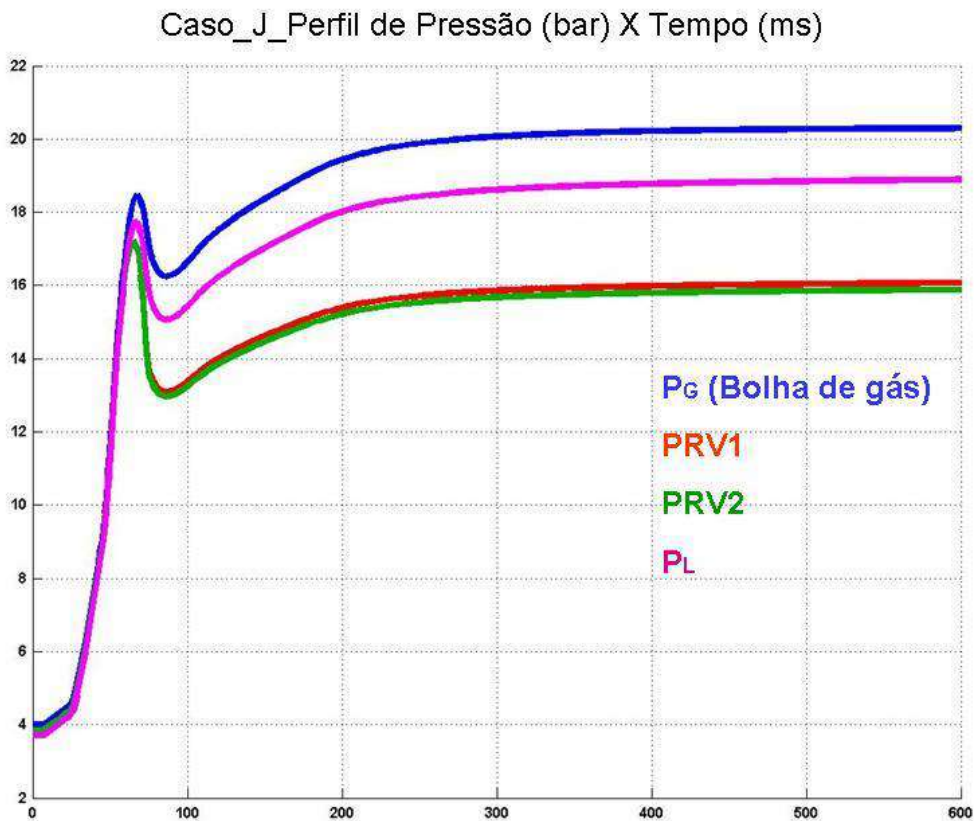


Figura 8.28. Perfis Temporais de Pressão no Caso J

CAPÍTULO 9

COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

No presente trabalho, através de diferentes configurações, conseguiu-se proteção do trocador de calor U-BEND contra algumas condições de ruptura. Foram testados sistemas defensivos bem-sucedidos contra ruptura branda e ruptura intermediária. Tais sistemas utilizariam dispositivos de alívio PRVs disponíveis no mercado e fabricados pela Crosby-Isoflex. Tais PRVs seriam instaladas na rede de escoamento de água de refrigeração após o bocal de saída de água do trocador de calor em questão.

Todavia, para o pior cenário de ruptura – ruptura severa – as PRVs disponíveis até o momento não seriam suficientes para proteger o trocador de calor, que sofrerá rompimento estrutural já que foram atingidas pressões de casco superiores à pressão máxima para rompimento de 20 bar. A simulação com PRVs de 35 in² de “garganta”, ainda não disponibilizadas por este fabricante, demonstra que haveria proteção do trocador U-BEND, embora seja necessário um estudo mais aprofundado para avaliar o custo versus benefício de seu desenvolvimento e fabricação.

Portanto, apesar do sucesso do modelo em simular situações reais, o seu resultado foi limitado para falhas por ruptura severa (abertura de todo o diâmetro do tubo, originando efetivamente duas circunferências *full-bore* para escape do gás). Com respeito a este caso, uma pesquisa realizada pela Inspeção Sueca de Energia Nuclear – o Swedish Nuclear Power Inspectorate (Lydell, 2000) – demonstrou que dos 3751 eventos de falha em tubulação pressurizada reportados de 1994 a 1999, mais de dois terços ocorreram sob a forma de escape ou perfuração.

São sugestões para trabalhos futuros no contexto de avaliação de sistemas de alívio baseados em PRVs para proteção do trocador de calor com casco em pressão muito inferior à dos tubos:

- Repetir análise de dinâmica de *surge* considerando o perfil de projeto de temperatura da água no casco do trocador de calor;
- Avaliar a instalação de redes de escoamento de água de refrigeração com diferentes configurações de acidentes no simulador ADS;
- Permitir testes com outros locais de ruptura diferentes do utilizado na Figura 3.1;
- Estender a rede de escoamento com tubulação de descarga que comprove a *backpressure* estabelecida em 6.5 bar;
- Testar modificações no posicionamento das PRVs.

Referências Bibliográficas

- API RP 520. Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries. (Washington, DC: American Petroleum Institute).
- API RP 521. Guide for Pressure-Relieving and Depressuring Systems. 4th ed. (Washington, DC: American Petroleum Institute, 1997), 1-3.
- Bendiksen, K. H., Malnes, D., Moe, R., & Nul, S. (1991). The dynamic two-fluid model OLGA: Theory and applications. *SPE Production Engineering*, 6, 171.
- Bond, J. (2002). Institute of Chemical Engineers accidents database. Rugby, UK: Institute of Chemical Engineers.
- Cassata, J. R., Feng, Z. J., Dasgupta, S. e Samways, R., Prevent overpressure failures on heat exchangers. *Hydrocarbon Processing (International edition)* 77 no11 123-4+ N '98
- Chen, J. R., Richardson, S. M., & Saville, G. (1992). Numerical simulation of full-bore ruptures of pipelines containing perfect gases. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers, Part B*, 70, 59.
- Chen, J. R., Richardson, S. M., & Saville, G. (1993). A simplified numerical method for transient two-phase pipe flow. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers*, 71A, 304.
- Chen, J. R., Richardson, S. M., & Saville, G. (1995a). Modelling of two-phase blowdown from pipelines—i. a hyperbolic model based on variational principles. *Chemical Engineering Science*, 50, 695.
- Chen, J. R., Richardson, S. M., & Saville, G. (1995b). Modelling of two-phase blowdown from pipelines—ii. a simplified numerical method for multi-component mixtures. *Chemical Engineering Science*, 50, 2173.
- Technical Document. Crosby® Pressure Relief Valve Engineering Handbook. May 1997. 68-69.
- Crowl, D. A. e Louvar, J. F. (2002). *Chemical Process Safety: Fundamentals with Applications*. Prentice Hall, 2nd edition, 353-368.
- Cullen, W. D. (1990). *The public inquiry into the Piper Alpha Disaster*. London: Department of Energy, HMSO.
- Cumber, P., Vessel Outflow ... , *J.LossPrev.Proc.Ind.*,15, 205-212 (2002).
- Darby, R., Meiller, R. e Stockton, J. R., “Select the Best Model for 2-Phase Relief Sizing, *CEP*, 56-64, May 2001.
- Davenport, J.A., A survey of vapour cloud explosions, *Loss Prevent.: CEP Tech. Manual* 11 (1977) 39–49.

- De Medeiros, J.L., Araújo, O.Q.F., Summary Report – Dynamic Simulation of Heat Exchanger Tube Rupture, A Technical Study for ULTRATEC, (2004)
- De Medeiros, J.L., Araújo, O.Q.F., Análise de Surge de Pressão em Trocador de Calor P-UC-122301A/B/C-04, Relatório Técnico (2003), UFRJ.
- Denton, A., Quality management offshore, in: Proceedings of the IMechE, Safety Developments in the Offshore Oil and Gas Industry Conference, Glasgow, 1991.
- Diesselhorst, T., Neumann, U., Optimization of loads in piping systems by the realistic calculation method applying fluid-structure-interaction (FSI) and dynamic friction. Journal of Pressure Vessel Technology – Transactions of the ASME 127 (1): 1-6 FEB 2005.
- Dudlik, A., Schonfeld, S. B. H., Hagemann, O. & Fahlenkamp, H. (2003). Water hammer and cavitation hammer in process plant pipe systems. Kerntechnik, 68 (3), 91-96, May 2003.
- Ewan, B. C. R. e Moatamedi, M., 2000a, Design Aspects of Chemical Plant Exposed to Transient Pressure Loads. Chemical Engineering Research and Design. Volume 78, Issue: A6 Special Issue: Process Design, September 2000, 866-870.
- Ewan, B. C. R. e Moatamedi, M., Design considerations to prevent heat exchanger failure Hydrocarbon Processing (International edition) 79 no11 66-9 N 2000b.
- Fletcher, S. (2001). US senate ready to act on pipeline safety. Oil & Gas Journal, 99 (6), 58.
- ICI report (1998). PHR guideword. ICI Co.
- Incropera, F. P. e Dewitt, D.P. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley and Sons. 5th Edition, 452-454.
- Isaacs, M. Pressure Relief Systems, Chemical Engineering (Feb. 22, 1971), pp. 113-124.
- Kern, R., Pressure-Relief Valves for Process Plants. Chemical Engineering (Feb. 28, 1977). 187-194.
- Khan, F. I., & Abbasi, S. A. (1998). Inherently safer design based on rapid risk analysis. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 11, 361–372.
- Kim, D., Moon I., Lee Y. & Yoon D. (2003). Automatic generation of accident scenarios in domain specific chemical plants. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 16, 121–132.
- Lee, J. S., Lee K. B. & Lee, C.G. (2001). An experimental study on the control of pressure transients using an orifice. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 78, 337–341.
- Lenclud, J. & Venart, J.E.S. (1996). Single and two-phase discharge from a pressurized vessel. Rev G&I Therm 35, 503-516.
- Oke, A., Mahgerefteh, H., Economou, I. e Rykov, Y. (2003). A transient outflow model for pipeline puncture. Chemical Engineering Science, 58, 4591–4604.

- Papadakis, G.A., Assessment requirements on safety management systems in EU regulations for the control of major hazard pipelines, *J. Hazard. Mater.* 78 (2000) 63–89.
- Paté-Cornell, M.E. (1993). Risk analysis and risk management for offshore platforms: lessons from the Piper Alpha accident. *J. Offshore Mech. & Arctic Engng*, 115, 179-190.
- Paté-Cornell, M. E. & Murphy, D. M. (1996). Human and management factors in probabilistic risk analysis: the SAM approach and observations from recent applications. *Reliability Engineering and System Safety*, 53, 115-126.
- Shoup, G., Xiao J. J., & Romma, J. O. (1998). Multiphase pipeline blowdown simulation and comparison to field data. First North American conference on multiphase technology, BHR Group Conference Series No. 31, Banff, Canada, Vol. 3, June 10–11.
- Simpson, I. I., 1972, "Tubing Rupture in Liquid-filled Exchangers," AICHE Loss Prevention Symposium, Vol 6, 92.
- Sumaria, V. H., Rovnak, J. A., Heitner, I. and Herbert, R. J., 1976, "Model to Predict Transient Consequences of a Heat Exchanger Tube Rupture," API Conference, Los Angeles, May.
- Trident Consultants Ltd., 1993, "Development of Design Guidelines for Protection Against Over-Pressure in High Pressure Heat Exchangers, Phase I," UK Report to the Institute of Petroleum.
- True, W. R. (2001). Regulatory actions loom for US pipelines in 2001. *Oil & Gas Journal*, 99.1, 70.
- Wakes, S.J., Holdø, A.E. & Meares, A.J. Experimental investigation of the effect orifice shape and fluid pressure has on high aspect ratio cross-sectional jet behaviour. *Journal of Hazardous Materials A89* (2002) 1–27.
- Zhou, X. X., Lea, C. J., Bilo, M., & Maddison, T. E. (1997). Three-dimensional computational fluid dynamic modelling of natural gas releases from high-pressure pipelines. *Pipes and Pipelines International*, 42(5) 13.
- Zucrow, M. J., & Hoffman, J. D. (1976). *Gas dynamics*, Vols. I and II. 297. New York: Wiley.