

**Copyright 2004, Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás - IBP**

Este Trabalho Técnico foi preparado para apresentação na *Rio Pipeline Conference & Exposition 2005*, realizada no período de 17 a 19 de outubro de 2005, no Rio de Janeiro. Este Trabalho Técnico foi selecionado para apresentação pelo Comitê Técnico do evento, seguindo as informações contidas na sinopse submetida pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho Técnico, como apresentado, não foi revisado pelo IBP. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões do Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás, seus Associados e Representantes. É de conhecimento e aprovação do(s) autor(es) que este Trabalho Técnico seja publicado nos Anais da *Rio Pipeline Conference & Exposition 2005*.

---

## Resumo

Segurança de operação e a confiabilidade são norteadores prioritários do projeto das unidades que compõem um city-gate. Os aquecedores de gás natural convencionais operam por um mecanismo indireto, onde a água líquida é utilizada para o transporte de calor por convecção natural entre a câmara de combustão tubular e o duto em formato de serpentina por onde passa o gás natural. Neste trabalho, avalia-se a utilização do conceito de câmaras de vapor como forma de aquecer indiretamente o gás. Em uma câmara de vapor, água líquida está em contato com a fonte quente do trocador de calor e se vaporiza. O vapor gerado entra em contato com a fonte fria, e se condensa. Construiu-se um modelo em escala reduzida para avaliar as duas concepções tecnológicas de aquecimento, onde a câmara de combustão foi substituída por um elemento tubular de aquecimento através de resistores elétricos. Este modelo pode operar alternadamente segundo a concepção convencional (convecção natural de água líquida) e a alternativa (câmara de vapor). Através da indução de uma potência térmica controlada nos resistores, e da medição do ganho de temperatura na corrente fria, possibilitou-se comparar o desempenho térmico das duas concepções. O aumento da eficiência de troca de calor em relação à tecnologia convencional promete um equipamento de menor porte e maior eficiência térmica, que elimina a necessidade de reabastecimento de água.

## Abstract

Operation safety and reliability are major guidelines in the design of city-gate units. Conventional natural gas heaters operate by a indirect mechanism, where liquid water is used to transfer heat by natural convection between the combustion chamber and the natural gas coil. In this work, the concept of vapor chamber is evaluated as an indirect gas heater. In a vapor chamber, liquid water is in contact with the heat source, and vaporizes. The vapor condenses in contact with the heat sink. A reduced scale model was built and tested in order to compare these two heating concepts where the combustion chamber was replaced by electrical cartridge heaters. This engineering model can operate either as a conventional heater or as a vapor chamber. The comparison between the concepts was done by inducing a controlled power to the cartridges and by measuring the resulting temperature distributions. In the novel design, the heat exchanger efficiency increases, and the thermal inertia decreases, compared to the conventional system. The new sealed concept of the chamber prevents water evaporation losses.

## 1. Introdução

Em gasodutos de Gás Natural, as estações de descompressão e medição (*City-gates*) devem ser instaladas preferencialmente em áreas remotas, já que a segurança é uma prioridade. A indústria nacional produz hoje grande parte dos equipamentos que compõem um gasoduto. No city-gate é necessário instalar à montante da válvula de descompressão um equipamento para aquecer o gás natural, evitando-se assim os efeitos indesejados da criogenia decorrente da expansão adiabática do gás. O equipamento disponível no mercado é o aquecedor de gás por chama

---

<sup>1</sup> Doutor, Eng. Mecânico, Depto. de Eng. Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina

<sup>2</sup> Ph.D. , Eng. Mecânica, Depto. de Eng. Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina

<sup>3</sup> Doutor, Eng. Mecânico, Depto. de Eng. Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina

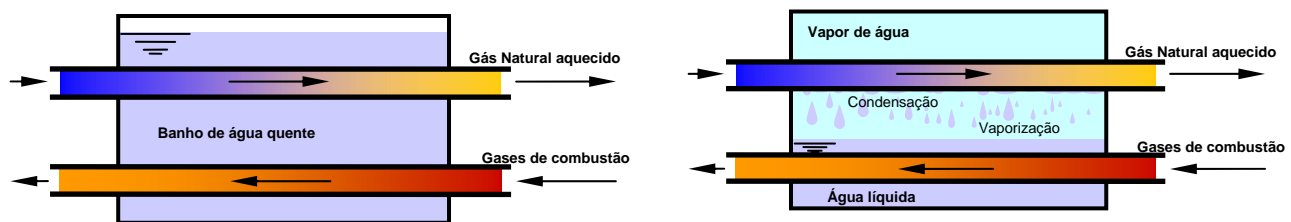
<sup>4</sup> Eng. Mecânico – CENPES - PETROBRÁS

indireta (Fig 1). Este equipamento consiste de um tanque de água líquida onde estão imersas duas serpentinas – uma onde passam gases quentes de combustão gerados por um queimador interno, outra onde passam os gases a serem aquecidos (Figura 2-a). O tubo de chama aquece a água, e esta aquece o gás natural. O aquecedor por chama indireta pode também ser utilizado em oleodutos para, através do aquecimento, reduzir a viscosidade de líquidos. Utiliza-se também o mesmo tipo de equipamento para a vaporização de gases liquefeitos do petróleo. Um inconveniente no uso destes equipamentos é a necessidade de reabastece-los periodicamente com água, para repor a água que se vaporizou durante o uso. Quando instalado em áreas remotas, a equipe de manutenção é obrigada a levar água por transporte rodoviário.



Figura 1. Aquecedor convencional de Gás Natural (por convecção natural com água)

Outra forma pela qual pode ser feito o aquecimento indireto do gás natural é utilizando-se o conceito de câmara de vapor (Figura 2-b). Nesta concepção, o equipamento pode consistir em um tanque selado onde coexistem água e vapor de água (na ausência de ar atmosférico). O nível de água no tanque deve ser o suficiente para imergir o tubo de chama. O calor gerado pelo tubo de chama faz vaporizar a água líquida, e o contato do vapor de água com a serpentina por onde passa o gás natural ainda frio faz com que o vapor se condense novamente na forma de água líquida. Portanto a água serve como veículo para transportar calor de uma serpentina a outra, através da mudança de fase. Esta concepção é câmara de vapor (*vapor chamber*)



a) Aquecimento indireto por convecção natural

b) Aquecimento indireto por câmara de vapor

Figura 2. Comparação entre as duas concepções de aquecimento.

As vantagens do uso de tal concepção seriam a ausência de necessidade de abastecimento de água, e uma possível melhora no desempenho térmico. Para aquecimento indireto de fluidos à temperaturas acima de 100°C, é possível encontrar no mercado equipamentos que operam segundo o princípio de “banho de vapor” que nada mais é do que uma câmara de vapor que trabalha em pressões maiores que a atmosférica. Para o caso do Gás Natural, a temperatura de aquecimento do gás é de 70°C, e a câmara pode operar em pressões menores que a atmosférica. O conceito de câmara de vapor teve grande desenvolvimento nos anos recentes, com a aplicações para resfriamento de equipamentos eletrônicos, como é o caso do trabalho de Mehl et al. (1999).

O objetivo deste trabalho foi o de comparar o desempenho de um equipamento que operasse segundo as duas concepções tecnológicas. Construiu-se um modelo em escala reduzida para avaliar as duas concepções tecnológicas de aquecimento, onde a câmara de combustão foi substituída por um elemento tubular de aquecimento através de resistores

elétricos. Este modelo pode operar alternadamente segundo a concepção convencional (convecção natural de água líquida) e a alternativa (câmara de vapor).

## 2. Estudo Experimental

A Figura 3 mostra um desenho do modelo em escala reduzida do aquecedor. Ele consiste basicamente de um tubo de aço inoxidável com 203,2 mm de diâmetro interno com uma espessura de parede de 6,35 mm e com comprimento de 200 mm. Tampas circulares feitas de chapas de aço inoxidável de 6,35 mm de espessura foram soldadas em cada extremidade do tubo. Na parte inferior foram inseridas duas resistências elétricas tipo cartucho com 15 mm de diâmetro e na parte superior foram soldados três pedaços de tubo de aço inoxidável com diâmetro externo de 25,4 mm e espessura de parede de 2 mm. Esses três tubos são ligados em série através de mangueiras flexíveis e compõem o circuito de refrigeração do modelo. Para garantir a presença exclusiva de água no interior da câmara, esta foi previamente drenada de ar atmosférico com uma bomba de vácuo, e carregou-se água líquida, que vaporiza-se, e preenche o restante do espaço com vapor de água. A Figura 4 mostra uma fotografia do modelo do aquecedor. Ele foi colocado dentro de uma caixa de plástico com isolamento de isopor nas paredes. Além disso, o espaço entre o modelo e as paredes da caixa de isopor foi preenchido com escamas de vermiculita para proporcionar um isolamento térmico adequado. A fotografia da bancada experimental completa é mostrada na Figura 5. Ela consiste de um banho termostático, localizado no canto inferior esquerdo desta fotografia, que está conectada a um medidor de vazão, localizado no centro, através de mangueiras flexíveis que transportam água para refrigeração do modelo. A água de refrigeração circula através dos tubos localizados na parte superior do modelo. A resistência total dos aquecedores é de 30 ohms e eles estão conectados a um variador de tensão alternada (VARIAC) cuja tensão de saída está entre 0 e 220V. O modelo foi instrumentado através de 11 termopares tipo K distribuídos conforme mostrado na Figura 3.

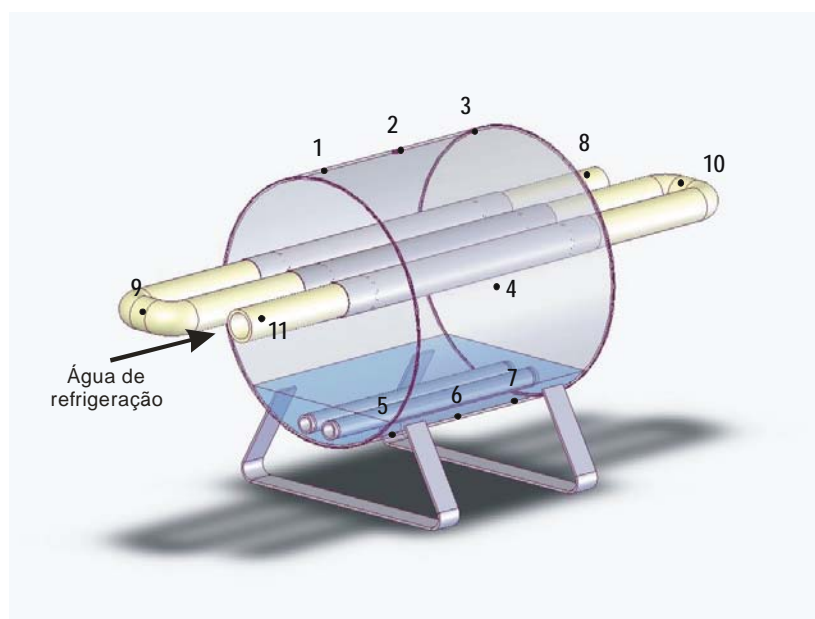


Figura 3. Desenho esquemático do modelo do trocador de calor e posicionamento dos termopares



Figura 4. Modelo em escala reduzida do trocador de calor

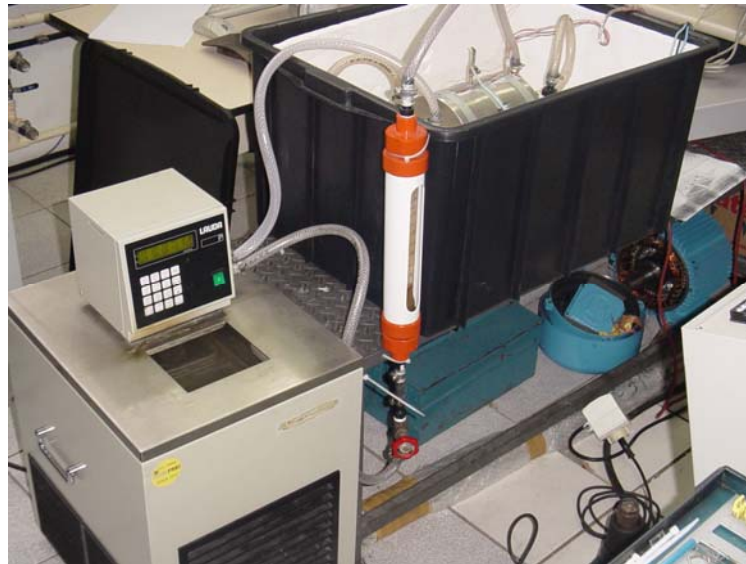


Figura 5. Bancada experimental

O objetivo do estudo experimental é comparar a resistência térmica aparente do modelo para diferentes níveis de temperatura e diferentes níveis de potência do aquecedor elétrico. A resistência térmica aparente representa a dificuldade com que o fluido de trabalho dentro do aquecedor transfere calor para a água de resfriamento que circula dentro mesmo. A resistência térmica aparente é definida neste trabalho como:

$$R = \frac{T_f - T_r}{q} \quad (1)$$

onde  $T_f$  [°C] é a temperatura média do fluido de trabalho do modelo,  $T_r$  [°C] é a temperatura média da água de refrigeração e  $q$  [W] é a potência de aquecimento. As temperaturas médias do fluido de trabalho e da água de refrigeração são definidas, respectivamente, como:

$$T_f = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7}{7} \quad (2)$$

$$T_r = \frac{T_8 + T_9 + T_{10} + T_{11}}{4} \quad (3)$$

Os termopares  $T_1$  a  $T_7$  estão fixos na carcaça do modelo. Como o modelo está termicamente isolado do ambiente exterior, a sua parede assume a temperatura do fluido de trabalho. Portanto, os termopares  $T_1$  a  $T_7$  dão uma indicação da temperatura do fluido de trabalho. Já os termopares  $T_8$  a  $T_{11}$  estão na linha de água de refrigeração proveniente do banho termostático, conforme a Figura 3. Cada um destes termopares está encapsulado numa agulha de aço inoxidável e a agulha é inserida na linha de água de refrigeração de forma que a junta do termopar fica aproximadamente no centro da seção transversal do tubo de circulação da água de refrigeração. O termopar  $T_8$  está na tubulação de entrada do modelo, o termopar  $T_9$  está na saída do primeiro dos três tubos de água de refrigeração, o termopar  $T_{10}$  está na saída do segundo tubo e o termopar  $T_{11}$  está na saída do terceiro tubo, de acordo com a Figura 3.

O procedimento experimental adotado consiste em medir as temperaturas nos pontos assinalados na Figura 3 para várias potências de aquecimento entre 400 e 1600W, aproximadamente, e para três temperaturas de entrada da água de refrigeração: 30, 60 e 80°C. Essa faixa de potência de aquecimento foi escolhida de modo a proporcionar a mesma densidade de fluxo de calor na serpentina de refrigeração que a de equipamentos comercialmente disponíveis (Gascat,2003). A temperatura da água de refrigeração é ajustada diretamente no banho termostático e a potência do aquecedor é ajustada através da tensão do VARIAC. A vazão de água de refrigeração foi mantida constante e igual a 5 litros/min. Foram testados dois modos de transferência de calor dentro do modelo: convecção natural e câmara de vapor. Nos testes com convecção natural o modelo foi preenchido completamente com água (6,3 litros). Um respiro de comunicação com a atmosfera faz com que a pressão de trabalho seja aproximadamente constante e igual à atmosférica. Já no teste com câmara de vapor, a quantidade de fluido de trabalho (também água) era de apenas 530ml. Essa quantidade de água é suficiente para encobrir totalmente os elementos aquecedores com líquido. Antes de carregar o fluido de trabalho, a câmara é evacuada e, após o carregamento, o sistema é fechado de forma que a câmara interna fica totalmente preenchida com uma mistura de líquido e vapor saturados. A pressão interna corresponde, portanto, à pressão de saturação da água na temperatura do sistema.

### 3. Resultados e Discussão

Os resultados obtidos do teste do modelo do aquecedor operando por convecção natural e para uma temperatura de entrada da água de refrigeração de 30°C é mostrado na Figura 6. Os números das legendas correspondem ao número do termopar de acordo com a Figura 3. As curvas representam as temperaturas registradas pelos termopares em função do tempo de teste. O teste foi iniciado com a abertura da água de refrigeração do banho termostático a 30°C e com ligamento de VARIAC numa tensão que corresponde a uma potência dissipada 376 W. Após aproximadamente 6000 segundos a tensão foi aumentada de modo que a potência dissipada era de 869 W. Ainda foram testadas potências de 1190 W aos 10500 segundos e 1560 W aos 14000 segundos. Pode-se observar neste gráfico que, quando a potência dissipada no aquecedor é aumentada, as temperaturas da parede do modelo ( $T_1$  a  $T_7$ ) também aumentam. A temperatura de entrada da água de refrigeração ( $T_{11}$ ) não é afetada pela variação da potência dissipada no aquecedor, uma vez que a água de refrigeração provém do banho termostático. Já as temperaturas da água em posições mais avançadas dentro da serpentina de refrigeração ( $T_{10}$ ,  $T_9$  e  $T_8$ ) são maiores devido ao aquecimento sofrido pela água dentro da serpentina.

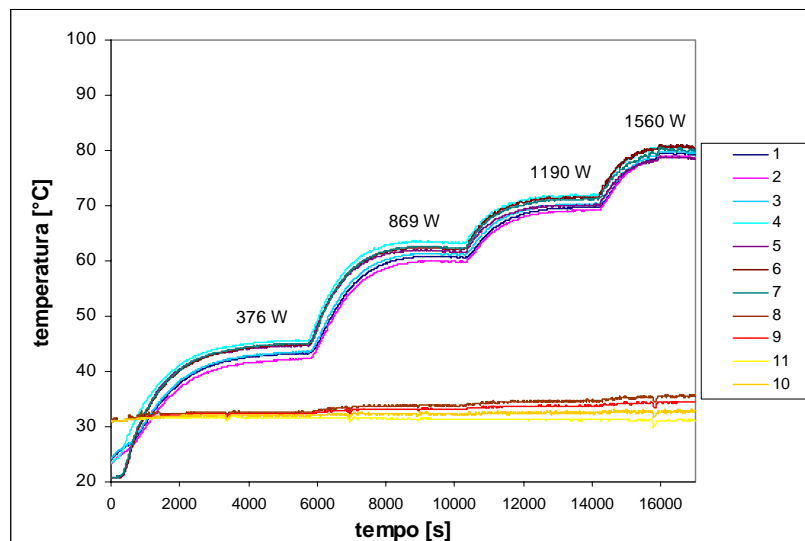


Figura 6. Teste com convecção natural

O resultado do teste do modelo operando com câmara de vapor e para uma temperatura de entrada da água de refrigeração de 30°C é apresentado na Figura 7. O comportamento das temperaturas é semelhante ao teste com convecção natural, com exceção dos tempos necessários para se atingir regime permanente são bem menores no este com câmara de vapor. Da Figura 6 pode-se ainda observar que num intervalo de 17000 segundos (aproximadamente 5 horas) foi possível testar 4 níveis de potência de aquecimento, o que dá um tempo médio de duração para cada nível de potência de aproximadamente 4000 segundos no teste com convecção natural. No teste com câmara de vapor (Figura 7) o tempo médio foi de 1000 segundos. Isso se deve à maior inércia térmica do teste com convecção natural, no qual o modelo estava preenchido com aproximadamente 6,3 litros água, do que o teste com câmara de vapor, no qual a quantidade de fluido de trabalho era de apenas 530 ml.

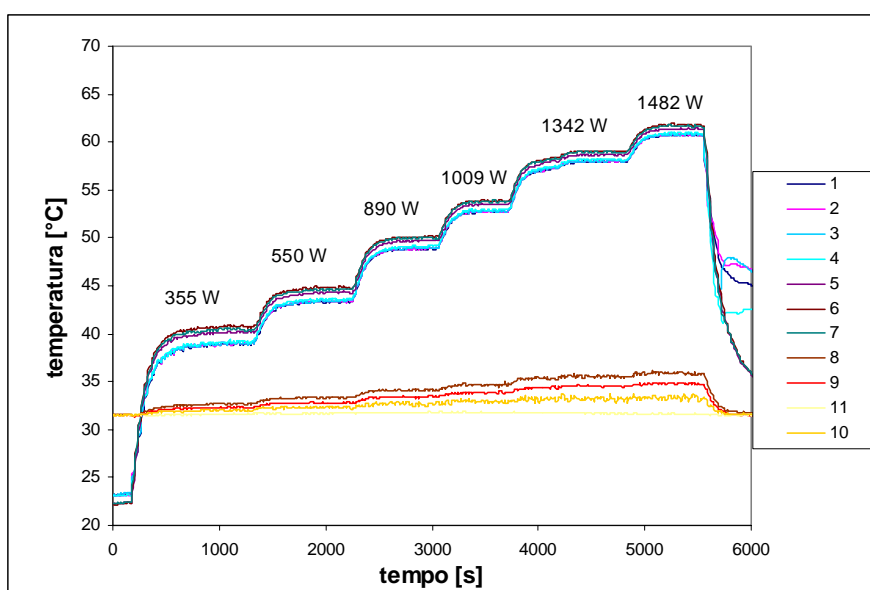


Figura 7. Temperaturas lidas pelos termopares no teste com câmara de vapor – os números de termopares referem-se aos pontos na figura 3.

Outra diferença observada foi o nível de temperatura maior nas paredes do modelo operando com convecção natural para um mesmo nível de potência. Isso caracteriza uma menor resistência térmica no modelo com câmara de vapor em relação ao com convecção natural, conforme se pode observar na Figura 8. Neste gráfico são apresentados os valores de resistência térmica aparente, definida de acordo com as Equações 1 a 3 para todos os testes efetuados. Os valores de temperaturas utilizados correspondem à condição de regime permanente, ou seja, são as temperaturas obtidas ao final de cada nível de potência. As temperaturas eram lidas e gravadas a cada 10 segundos de teste e os valores correspondentes de resistência térmica aparente eram posteriormente calculadas para cada 10 segundos de teste. O valor de resistência térmica para cada ponto no gráfico da Figura 8 corresponde à média aritmética dos 10 últimos valores medidos para cada nível de potência. Como pode-se observar, os valores de resistência térmica são sempre menores nos testes com câmara de vapor do que nos testes com convecção natural (aproximadamente 30%). A resistência térmica da câmara de vapor é aproximadamente constante com a taxa de transferência de calor, enquanto no caso da convecção natural há uma diminuição de resistência térmica com o aumento do nível de potência dissipada, especialmente para 60°C de temperatura de entrada da água de refrigeração. Estima-se que esta diminuição significativa da resistência térmica com convecção natural esteja relacionada à mudança do regime de convecção natural do fluido de trabalho.

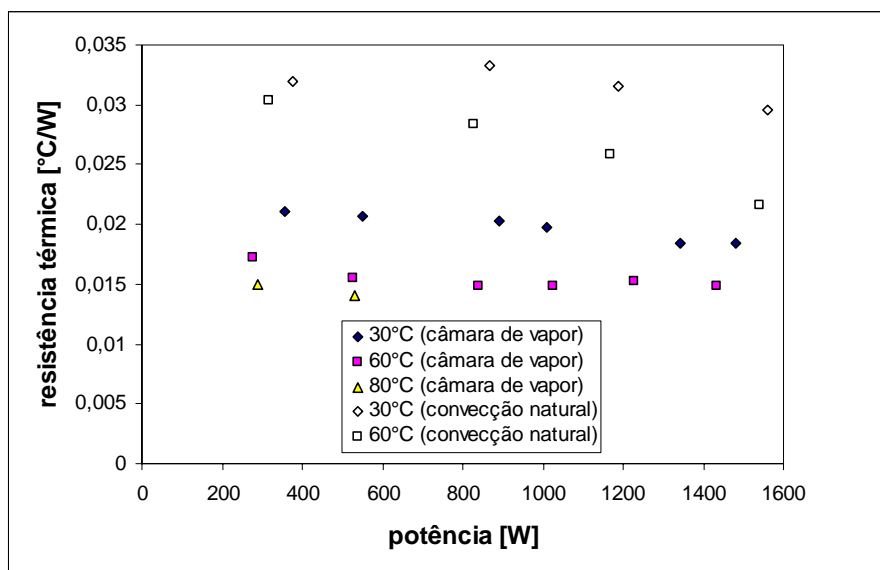


Figura 8. Resistência térmica em regime permanente em função da potência

Para efeito de cálculo da potência de aquecimento  $q$  [W], que aparece na Equação 1 e nos gráficos das Figuras 6 a 8, foi utilizada a quantidade calculada de calor necessária para aquecer os 5 litros/s medidos de água de refrigeração entre as temperaturas de entrada e saída do trocador de calor, ou seja:

$$q = \dot{m} c_p (T_{sai} - T_{entra}) \quad (4)$$

As temperaturas de entrada  $T_{entra}$  [°C] e de saída  $T_{sai}$  [°C] da água de refrigeração foram calculadas através de regressão linear das temperaturas  $T_8$  a  $T_{11}$ . O calor específico da água a temperatura constante utilizado foi de 4,18 kJ/kgK (Incropera e De Witt, 1992) e o fluxo de massa  $\dot{m}$  de 5 kg/s. A diferença entre os valores de  $q$  obtidos de acordo com a Equação 4 e com base na potência elétrica dissipada (obtida medindo-se a tensão de alimentação e a resistência elétrica dos elementos aquecedores) estava sempre na faixa de  $\pm 4$  %, indicando que as perdas térmicas no isolamento eram pequenas. Os termopares e o sistema de aquisição de dados foram calibrados e fornecem leituras de temperatura com incerteza de  $\pm 0,2$  °C. Usando a metodologia de propagação de erro apresentada por Holman (1994), a incerteza esperada é da ordem de 5% para medição tanto de calor transferido (Equação 4) como de resistência térmica (Equação 1).

## 5. Conclusões

Os testes realizados em laboratório mostram resultados promissores quanto ao uso do conceito de câmaras de vapor em equipamentos para o aquecimento indireto de gás natural.

Os testes realizados com o modelo em escala reduzida do trocador de calor mostraram que a resistência térmica do aquecedor de GN com câmara de vapor é mais baixa do que com convecção natural. Isso significa que para as mesmas condições de trabalho, isto é, mesma potência e mesma temperatura de saída do GN a ser aquecido, a temperatura do fluido de trabalho do aquecedor com câmara de vapor é mais baixa do que a do trocador com convecção natural. Isso leva a uma menor perda de calor para o ambiente, o que por sua vez resulta numa melhor eficiência de troca de calor entre os gases de combustão e o gás natural a ser aquecido.

A inércia térmica do aquecedor com convecção natural é bem maior do que a do aquecedor com câmara de vapor. Essa observação já era esperada e o motivo é a maior massa de fluido de trabalho no caso da convecção natural. A vantagem da baixa inércia térmica é uma resposta mais rápida do sistema no caso de uma variação brusca da demanda de aquecimento.

Soma-se ao incremento do desempenho térmico a vantagem de que esta nova concepção não necessita o reabastecimento periódico de água evaporada.

Para a construção de um novo equipamento segundo a concepção proposta, é necessário adequar o projeto mecânico do vaso, que estaria sujeito a vácuo ou pressões acima da atmosférica, dependendo da faixa de temperatura. No projeto térmico deste equipamento, será necessário modelagem matemática dos fenômenos de transferência de calor

e massa envolvidos, e da adoção de dispositivos de alívio de forma a adequar o equipamento às normas de segurança para petróleo e gás.

## 7. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio do CENPES/PETROBRÁS e da GASCAT no desenvolvimento deste estudo.

## 8. Referências

- GASCAT, *Aquecedores por Chama Indireta*, Catálogo contendo especificações técnicas da linha de aquecedores de gás natural da empresa. Gascat, Industria e Comércio Ltda 12/2003.
- HOLMAN, M. A. *Experimental Methods for Engineers*, 6th Edition, McGraw-Hill, Singapore, pp. 49-103, 1994.
- INCROPERA F. P. E DE WITT, D. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, Guanabara Koogan, Rio de Janeiro, 1992.
- MEHL, DALE ; DUSSINGER, PETE; GRUBB, KEVIN; *Use of vapor chambers for thermal management* National Electronic Packaging and Production Conference-Proceedings of the Technical Program (West and East), v 3, 1999, p 1358-1366