

4 Projeto do Simulador Térmico

4.1 Modelo para o Simulador

A figura 4.1 ilustra o aspecto da região onde estaria sendo efetuada a abertura de um poço de petróleo, representada esquematicamente por um trocador de calor do tipo casco e tubo:

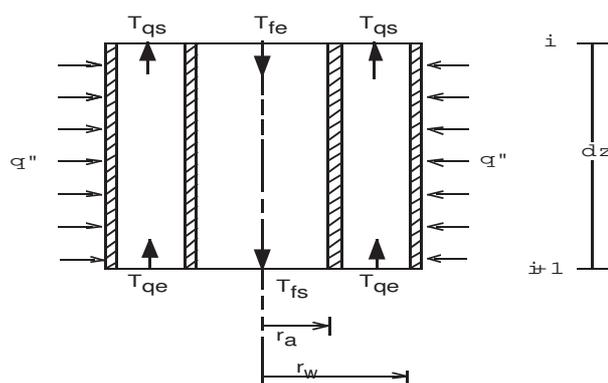


Figura 4.1: trocador de calor

onde,

T_{qs} é a temperatura do fluido ao sair do espaço entre o casco e o tubo do trocador de calor

dz é a altura de um trecho do trocador de calor

q'' é o fluxo de calor uniformemente distribuído na parede

T_{fe} é a temperatura do fluido ao entrar no tubo do trocador de calor

T_{fs} é a temperatura do fluido ao sair do tubo do trocador de calor

T_{qe} é a temperatura do fluido ao entrar no espaço entre o casco e o tubo do trocador de calor

T_{qe} é a temperatura do fluido ao entrar no espaço entre o casco e o tubo do trocador de calor

r_a é o raio do tubo do trocador de calor tipo casco e tubo

r_w é o raio do casco do trocador de calor

As principais ocorrências de troca de calor com respeito ao fluido de perfuração situam-se na região do espaço anular, onde o fluido troca calor com o tubo que sustenta a broca (coluna) e com a parede do poço (formação), além de receber calor ao resfriar a broca. Há também troca de calor quando o fluido circula internamente à coluna.

Preferencialmente, pretendia-se elaborar uma bancada de pequenas dimensões, simples montagem e prático manuseio. Com estes pré-requisitos, para o estudo em espaço anular optou-se por utilizar tubos concêntricos com razões de raios variadas, porém fixando-se o diâmetro do tubo interno.

Para verificar esta possibilidade e determinar os diâmetros dos tubos, inicialmente foram avaliadas, analiticamente, as perdas de carga ao longo do escoamento no espaço anular, para uma faixa de valores aceitáveis de diâmetros do tubo interno, onde, para cada tubo interno fixado, variaram-se as razões de raios previamente convencionadas para o espaço anular. Foram fixados os números de Reynolds para o escoamento, e, por conseguinte, foram estimadas a vazão, a perda de carga por unidade de comprimento do tubo e as potências necessárias para bombear o fluido. A faixa de razão de raios testadas nesta fase do projeto foi entre 0,1 e 0,95. Para os cálculos iniciais, considerou-se um fluido com viscosidade característica (η_c) igual a 0,1 Pa.s, densidade (ρ) igual a 1000 kg/m³, tensão mínima de cisalhamento (τ_0) igual a 46,47 Pa, índice de consistência (K) 23,89 Pa.s^{*n*} e índice *power-law* (n) igual a 0,5. Os valores de τ_0 , K e η_c foram adquiridos da literatura [1] para o Carbopol, cujo comportamento foi modelado pelos autores segundo a equação de Herschel-Bulkley.

A seguir, descreve-se em detalhes o procedimento seguido no dimensionamento da bancada.

4.2

Escoamento em Espaço Anular

4.2.1

Regime Laminar

O primeiro adimensional de importância para o dimensionamento da bancada foi o número de Reynolds (Re). No aspecto hidrodinâmico, para avaliar as perdas de carga, o número de Reynolds, assim como os parâmetros reológicos do fluido foram fundamentais. Fixado o Re , e com

η_c , D_H (diâmetro hidráulico) e ρ conhecidos, foram estimadas as vazões mássica e/ou volumétrica e também a velocidade média do escoamento, como segue:

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D_H}{\eta_c} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_H \eta_c} \quad (4-1)$$

onde

$$D_H = 4 \frac{A}{P} \quad (4-2)$$

e

$$R_H = \frac{A}{P} \quad (4-3)$$

sendo

P = perímetro molhado

D_H = diâmetro hidráulico

R_H = raio hidráulico

\dot{m} = vazão mássica

Como o número de Reynolds foi fixado, e com η_c , D_H e ρ conhecidos, pôde-se avaliar \bar{v} e, assim, as vazões volumétrica e mássica.

Para o cálculo da perda de carga por unidade de comprimento, para regime laminar, uma equação transcendental foi deduzida a partir da adimensionalização da equação da tensão cisalhante para o fluido de Herschel-Bulkley escoando em um tubo de seção circular. Utilizou-se também, para a dedução, a equação da conservação de quantidade de movimento adimensionalizada, para escoamento laminar completamente desenvolvido. Todos os cálculos foram feitos com base no diâmetro hidráulico.

No caso de escoamento laminar hidrodinamicamente desenvolvido, ao ser inserida a equação 3-12 na equação 3-18 e, como

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D_H}{\eta_c} = \frac{\rho \bar{v} D_H}{\frac{\tau_{RH}}{\dot{\gamma}_c}} \quad (4-4)$$

então,

$$\bar{v} = \frac{Re \Delta p}{8\rho L} \frac{1}{\left(\frac{R_H \Delta p}{2L} - \tau_0\right)^{\frac{1}{n}} K} \quad (4-5)$$

Como

$$\bar{v}' = \frac{\bar{v}}{\dot{\gamma} R_H} \quad (4-6)$$

então, utilizando-se a equação 3-15, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{L} = & \left(\frac{\frac{R\Delta P}{2L} - \tau_0}{K} \right)^{\frac{2}{n}} \frac{8\rho R}{Re} \frac{2n}{n+1} \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{2\tau_0}{\frac{R\Delta P}{L}} \right) \right. \\ & - \left(\frac{n}{2n+1} \right) \left(\frac{2\tau_0}{\frac{R\Delta P}{L}} \right) \left(1 - \frac{2\tau_0}{\frac{R\Delta P}{L}} \right)^2 \\ & \left. - \left(\frac{n}{3n+1} \right) \left(1 - \left(\frac{2\tau_0}{\frac{R\Delta P}{L}} \right) \right)^3 \right] \end{aligned} \quad (4-7)$$

Esta equação transcendental foi resolvida variando-se o número de Re até que se constatasse a igualdade para um $\frac{\Delta p}{L}$ imposto. Este foi o procedimento aplicado para o caso do escoamento em regime laminar, onde o índice de comportamento "n" foi introduzido na equação a partir da equação da velocidade média.

4.2.2 Regime Turbulento

Para o regime turbulento a perda de carga foi estimada a partir da equação de Colebrook [9]:

$$\frac{\Delta p}{L} = f \left(\frac{L\rho}{D_H} \right) \frac{\bar{V}^2}{2} = f \left(\frac{8L}{D_H^5} \right) \frac{\rho Q^2}{\pi^2} \quad (4-8)$$

onde f = fator de atrito, o qual depende do número de Reynolds, do diâmetro do tubo (no caso do espaço anular é o D_H) e da rugosidade (e), sendo dado por:

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{e}{3,7} + \frac{5,7}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (4-9)$$

A velocidade média do escoamento foi determinada tendo-se fixado o Re na seguinte equação [34]:

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D_H}{\eta_c} = \frac{2\rho (\bar{v}')^n - 1 (\bar{v})^2 - nR^n}{K + \frac{\tau_0 (\bar{v}')^n R^n}{\bar{v}^n}} \quad (4-10)$$

onde

$$\bar{v}' = \frac{\bar{v}}{R\dot{\gamma}_c} \quad (4-11)$$

$$\dot{\gamma}_c = \left(\frac{\tau_{R,d} - \tau_0}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4-12)$$

$$\tau_{R,d} = \frac{\Delta p R}{L_d} \frac{R}{2} \quad (4-13)$$

sendo que

R é o raio e, no caso de espaço anular, equivale ao raio hidráulico

$\tau_{R,d}$ é a tensão cisalhante na posição $R = R_H$, na região de escoamento desenvolvido

L_d é o comprimento do trecho considerado da tubulação, na região de escoamento desenvolvido

Esta equação foi escolhida para se fazer a equivalência do número de Reynolds levando em conta os parâmetros reológicos, pois se for calculada uma vazão simplesmente a partir da equação mais geral do número de Reynolds, seria necessário supor-se uma viscosidade característica para o fluido no regime turbulento, e isto poderia aumentar a margem de erros.

Observando os valores obtidos, verificou-se, de um modo geral, que a perda de carga foi muito alta, tanto para o regime laminar quanto para o turbulento. Desejava-se trabalhar em regimes laminar e turbulento no tubo e espaço anular, numa faixa de número de Reynolds até 5000. Foi feita uma análise para se averiguar a possibilidade das experiências serem realizadas, no caso de espaço anular, sob os mesmos regimes de escoamento (laminar e turbulento) para todas as razões de raios pré-estabelecidas.

4.2.3

Seleção dos Tubos para o Espaço Anular

Como última etapa, a qual foi decisiva para a escolha dos diâmetros dos tubos que foram utilizados, avaliou-se a potência de bombeamento necessária para altas razões de raios, pois havia um limite de potência pré-estabelecido para a bomba a ser instalada no simulador. A razão de raios (R') é a relação entre o raio externo do tubo interno do espaço anular (r_i) e o raio interno do tubo externo desta geometria (r_o), ou seja,

$$R' = \frac{r_i}{r_o} \quad (4-14)$$

Nesta fase do projeto, para a determinação dos diâmetros do espaço anular, variou-se o diâmetro da parede externa do mesmo, enquanto mantinha-se fixo o diâmetro de sua parede interna. Os valores de diâmetros de parede interna testados nesta avaliação de perdas de carga foram de 0,005m a 0,01m, espaçados entre si de 0,001m e, para cada um destes

diâmetros foram impostas razões de raios desde 0,1 até 0,95, com intervalos entre si de 0,05.

Com os dados sobre o fluido da fase de projeto, tirado da literatura [1], como já mencionado, determinou-se as perdas de carga através das equações 4-7 e 4-8. Os resultados mostraram que, para cada diâmetro de parede interna, à medida que a razão de raios diminuía, a perda de carga decrescia, e isto se verificou nos dois regimes de escoamento. Também ficou evidenciado que para uma razão de raios fixa, ao se aumentar o diâmetro da parede interna do anular, as perdas de carga decresciam. Porém, como se havia limitado previamente a potência máxima para a bomba a ser instalada no simulador (conforme dito inicialmente), foi constatado que, pelos níveis de perdas de carga encontrados na averiguação acima descrita, não seria possível se trabalhar com toda a faixa de razões de raios testadas teoricamente e nem realizar experimentos com cada uma delas tanto nos regimes laminar quanto turbulento. Com isso, concluiu-se que, para cada uma das razões de raios desejadas para comporem a bancada de testes, a seleção mais conveniente dos tubos que constituiriam os espaços anulares do simulador teria que ser baseada em critérios os quais permitissem uma razoável e satisfatória análise comparativa dos escoamentos, para ambos os regimes. Sendo assim, os diâmetros dos tubos foram escolhidos de forma a permitir que se trabalhasse em alta e baixa razão de raios, mesmo não sendo possível a realização de testes nos dois regimes de escoamento para cada razão de raios selecionada.

Embora tenha sido verificado que um alto valor de diâmetro interno do espaço anular, para uma razão de raios fixa, possibilitaria realizar medições tanto nos regimes laminar quanto turbulento, o comprimento necessário ao desenvolvimento do escoamento aumentaria e, por ser a bancada um protótipo de laboratório, não seria viável montar uma bancada de dimensões muito elevadas devido à limitação de espaço físico disponível para a montagem da bancada experimental.

Diante destas questões, os diâmetros externos escolhidos para os tubos do estudo em espaço anular foram 101mm, 60mm e 51mm para experimentos nos regimes laminar e turbulento e 220mm somente para o regime laminar. O diâmetro externo do tubo interno do anular escolhido foi de 31,75mm. O objetivo de se trabalhar com diâmetro interno fixo foi para facilitar a desmontagem da seção de testes, sendo necessária somente a troca dos tubos externos ao se desejar mudar a razão de raios.

4.3

Escoamento em Tubo

Para o estudo do escoamento em tubo, fez-se uma análise teórica semelhante à que foi descrita para o espaço anular. Apenas um diâmetro de tubo foi utilizado para o trabalho, por ser suficiente para realizar medições em regime laminar e turbulento, de acordo com os resultados teóricos. O tubo escolhido para os testes do simulador foi de diâmetro interno 9,26 mm.

4.4

Materiais e Componentes da Bancada

Nesta bancada, para os testes no escoamento interno a um tubo, a condição de contorno foi de fluxo de calor uniforme, que foi provido por uma fonte de potência com capacidade para fornecer até 4032 watts, através de passagem de corrente contínua na parede do tubo. No caso dos testes em espaço anular, obteve-se um fluxo de calor na parede do tubo interno, aquecendo-o eletricamente conforme mencionado. Os principais materiais e equipamentos que compõem o simulador são:

- Termopares
- Garrafas térmicas
- Gelo de água destilada
- Água destilada
- Água deionizada
- Controlador e Fonte de potência nominal 4000W
- Fios condutores e conectores
- Isolantes térmicos (manta de lã de vidro, tecido de lã de vidro e hidrosilicato de cálcio)
- Tubos de aço inoxidável
- Tubos em PVC soldável
- Tubo de cobre
- Barras de cobre
- Válvulas de esfera em PVC soldável
- Mangueiras
- Medidores de vazão do tipo Coriollis
- Bomba hidráulica do tipo helicoidal
- Bomba hidráulica do tipo centrífuga
- Fluido viscoplástico (solução aquosa de Carbopol 646)
- Sistema de aquisição de dados (AGILENT HP 34970A)

- Microcomputador
- Misturador vertical

A seguir, apresentam-se, em maiores detalhes, os componentes do simulador.

4.5 Detalhamento do Simulador

Esta seção destina-se a descrever os componentes da bancada no seu formato original. Modificações tiveram que ser feitas à medida que os primeiros testes começaram a ser realizados e a fase de ajustes teve longa duração. No próximo capítulo, estão descritas as alterações que foram necessárias para o adequado funcionamento da bancada, assim como as suas limitações.

4.5.1 Circuito Hidráulico

A tubulação geral, exceto as seções de teste do simulador, foi feita de PVC (marrom), soldável, haja visto que este material não reage quimicamente com os fluidos testados e também suas dimensões são tais que suportam bem a pressão máxima prevista para o fluido circulante. O experimento opera em circuito fechado.

4.5.2 Bomba Hidráulica e Controle de Vazão

A bomba conectada ao circuito foi do tipo helicoidal, de cavidade progressiva, minimizando a sua contribuição para que a cadeia polimérica do fluido seja degradada durante o bombeamento. As partes da bomba onde havia contato com o fluido foram feitas de aço inox, para evitar que partículas de material oxidado contaminassem o fluido de teste. O equipamento foi controlado por meio de um inversor de frequência para variar as vazões de fluido, cujo valor máximo poderia chegar a 15000l/h . A pressão máxima do fluido na saída da bomba escolhida é de $637,4\text{KPa}$ ($6,5\text{ kgf/cm}^2$).

4.5.3 Reservatório de Fluido

Pelo fato de se operar em circuito fechado, foi necessário resfriar-se o fluido antes que o mesmo retornasse à seção de testes. Como o fluido de teste (polímero) apresentou um elevado número de Prandtl, ao escoar em regime laminar, devido à sua viscosidade elevada (em torno de 100 vezes a da água), um trocador de calor do tipo casco e tubo não seria adequado por requerer uma grande área de troca de calor. Assim, o resfriamento do fluido foi realizado no interior do reservatório, onde inseriu-se uma serpentina de cobre (figura 4.2) com diâmetro interno 10mm e comprimento 8m. Por dentro da serpentina circulou água da rede pública à temperatura ambiente com uma vazão de aproximadamente 1,4 kg/s. Uma bomba centrífuga permitiu a circulação da água. Um misturador vertical de pás foi posicionado no eixo do tanque, sobre a tampa do mesmo, para prover a mistura de fluido quente com fluido frio e, também, homogeneizar o fluido quando necessário. Um apoio do tipo mesa horizontal foi colocado dentro do tanque, a meia altura do mesmo, para forçar o fluido que retornava ao tanque a escoar passando próximo às paredes deste reservatório, onde se localizava a serpentina. Este recurso foi extremamente importante na provisão de condições mais favoráveis para a troca de calor durante o resfriamento do fluido de teste. A serpentina foi enrolada seguindo-se um formato cônico conforme visto na figura 4.2, pois a saída de fluido se dava pelo fundo do reservatório. Desse modo, maior quantidade de fluido que saía do reservatório tinha contato com a serpentina. Por ser tal serpentina feita de cobre, para evitar a contaminação do fluido de teste devido à oxidação deste metal, recobriu-se a mesma com epóxi de alta condutividade térmica. Este procedimento não prejudicou a capacidade de troca de calor entre os fluidos, além de fornecer proteção anti corrosiva. O escoamento do fluido frio com relação ao fluido quente ocorreu em contra corrente.

4.5.4 Medida de Vazão

Dois medidores de vazões, ambos baseados no efeito Coriollis, de tubos curvos e sinal de saída de 4 a 20 mA, foram conectados ao circuito, em paralelo, um para baixas vazões (no máximo 0,94 kg/s) e outro para vazões mais altas (capacidade nominal de 10,58 kg/s). Estes instrumentos se destacam por apresentarem baixa incerteza mesmo com medidas muito abaixo do fundo de escala. Cuidados foram tomados na instalação destes

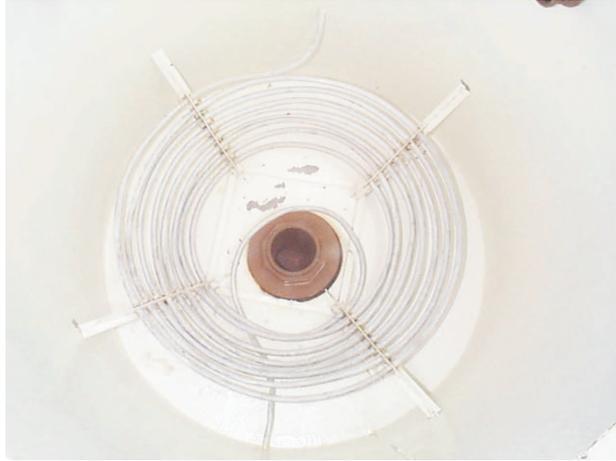


Figura 4.2: Serpentina do interior do reservatório

medidores no que diz respeito à rigidez dos seus suportes, pois como a tubulação geral do circuito do simulador foi feita em PVC, este material não suportaria, além do peso dos medidores, minimizar ao máximo a transmissão da vibração dos medidores ao circuito. Para isso foi feito um suporte em aço para ambos os medidores (figura 4.4). Uma verificação destes medidores foi feita utilizando-se balança, cronômetro, célula de carga, recipiente e água.

Além da necessidade de se efetuar medidas de vazões confiáveis na realização dos experimentos com o simulador, o controle de vazão foi parâmetro fundamental para as verificações de repetitividade dos testes. Isto porque, apesar do controle de vazão da bomba helicoidal ter sido feito por meio do inversor de frequência, pelo qual se podia estabelecer uma rotação (em rpm) do eixo, não havia possibilidade de se manter a rotação do eixo da bomba em um valor estabilizado (flutuações em rpm's



Figura 4.3: Suporte interno do reservatório

estavam sempre presentes, tanto em baixas quanto em altas rotações, sendo, porém, mais críticas em baixas rotações, que chegavam a aproximadamente ± 5 rpm). Dessa maneira, devido às flutuações, a referência de vazão nos cálculos de redução de dados dos experimentos foi o valor médio desta grandeza, para cada rodada de teste. A repetitividade das vazões médias dos diversos testes foi assegurada porque, apesar do aquisitor de dados que, recebia o sinal elétrico do transmissor do medidor de vazão ser muito sensível (percebendo facilmente as flutuações de rotação do eixo da bomba), a vazão média foi indicada por um mostrador digital, com leitura na unidade kg/s e, sem sensibilidade para responder às flutuações percebidas pelo aquisitor de dados. Com isso, o valor da vazão mássica no mostrador permanecia estável enquanto as flutuações nas leituras em mA ocorriam. Há que se ressaltar que foi feita uma observação minuciosa para poder se considerar aceitável este procedimento de leitura da vazão de referência para os testes. Assim, no processo de calibração do conjunto "medidor de vazão (para leitura em kg/s) - rotação da bomba (em rpm) - medidor de vazão (para leitura em mA)", a correspondência entre rotação média da bomba e vazão (em kg/s) serviu apenas para orientar o usuário quanto ao nível de rotação a ser estabelecido para que se ficasse o mais próximo do valor de vazão média desejado para os testes. Com uma válvula que permitia o *by-pass* (retornando fluido excedente para o reservatório), o ajuste fino da vazão mássica, num valor estável, era efetuado.

Na verificação das indicações dos medidores de vazão comparou-se cada leitura, na faixa de até $0,1kg/s$, com a vazão resultante da coleta de fluido que escoava, utilizando-se um cronômetro e uma balança (de faixa nominal $400g$ e resolução $0,01g$). A partir desta faixa de vazão do medidor de baixa vazão, utilizou-se uma célula de carga para pesar o fluido coletado num intervalo de tempo. Para o medidor de maior capacidade, a calibração foi somente com célula de carga. Embora a célula de carga seja um transdutor de força, tinha-se conhecimento do valor da aceleração local da gravidade e pôde-se, assim, converter as medidas para a grandeza massa. A verificação dos medidores foi realizada efetuando-se quatro séries de medidas dentro da faixa nominal dos mensurandos. O fluido utilizado foi água da rede pública à temperatura ambiente. Foi gerada uma tabela relacionando a vazão mássica média de fluido e a corrente de resposta no medidor de vazão.



Figura 4.4: Medidores de vazão

4.5.5 Fonte de Potência

A fonte de potência utilizada foi um retificador de solda que foi modificado para possibilitar fornecimento de corrente ininterrupto aos tubos para aquecê-los eletricamente por efeito Joule. Este equipamento entrega uma potência nominal de 4000W, sendo que a corrente máxima liberada em cem por cento da capacidade é de 600A. Possui uma manivela através da qual é possível fixar continuamente o nível de corrente liberada para a carga, conseqüentemente, possibilitando o controle da potência. Os níveis de corrente de saída foram monitorados através de um multímetro do tipo alicate, com capacidade de leitura 1000 amperes AC e DC. A diferença de potencial foi monitorada por um multímetro deste mesmo tipo.

4.5.6 Termopares da Superfície dos Tubos

Todos os termopares na bancada foram do tipo E, chromel-constantan [3], de diâmetro nominal 0,3mm. Estes foram fundidos, por curto circuito, tanto na junção de medição quanto na junção de referência, que foi feita para cada fio do sensor, unindo-os a um fio de cobre. Os termopares foram calibrados na faixa de 25 a 90 graus Celsius, tendo como padrão de referência um termômetro de mercúrio calibrado. Em todos os termopares foi feita proteção contra efeitos eletromagnéticos.

O modo de fixação dos termopares nos tubos de aço que seriam submetidos ao curto circuito no simulador foi escolhido após um estudo prévio da influência da alta corrente que passaria no tubo, nas respostas dos termopares, se estes fossem fixados na parede através de solda. O

primeiro teste foi realizado com termopares tipo K soldados numa chapa de aço inoxidável, de pequena espessura. Comparou-se a resposta destes termopares com a resposta de um termopar extra, apoiado na chapa, unido a esta por pasta de alta condutividade térmica, na mesma seção transversal dos outros termopares. Passou-se uma corrente elétrica de 195A.

Observou-se que, quando se atingia o regime permanente, isto é, o nível de temperatura estabilizava, havia uma diferença de aproximadamente dois graus Celsius entre o valor lido pelo termopar soldado e o termopar extra, na posição correspondente. Atribuiu-se esta diferença à flutuação de ar presente na sala do experimento. Logo, para minimizar esta diferença, foram colocados anteparos, inicialmente apenas na região de teste (centro da chapa de aço), apoiando-se um anel de seção quadrada, 30 mm de lado interno, na superfície superior da chapa. A diferença de temperatura diminuiu consideravelmente, chegando inclusive ao valor zero. Posteriormente, foram colocados outros anteparos apoiados, desta vez, sobre a mesa, próximos de ambas as laterais da chapa, ao longo de seu comprimento. Novamente constatou-se uma diferença muito pequena de temperatura e, como desta forma a flutuação de ar sobre a chapa não era tão minimizada quanto na condição de proteção usada anteriormente, a diferença de temperatura entre os dois referidos termopares ficou entre 0,1 e 0,5 °C, no regime permanente. Este procedimento mostrou que a passagem de corrente não deturpa a resposta dos termopares.

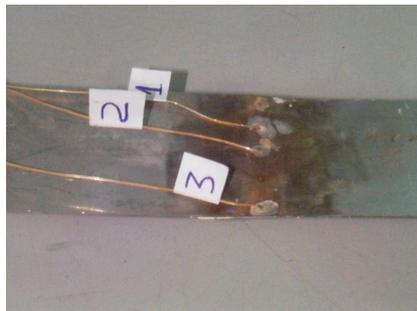


Figura 4.5: Termopares soldados na chapa de aço inox, que estava submetida a um curto circuito

O passo seguinte foi verificar a influência da alta corrente num termopar soldado numa peça de espessura maior, e comparar tal leitura com a resposta de termopares simplesmente fixados com pasta de alta condutividade térmica e também com esta pasta misturada ao pó de grafite, para aumentar a condutividade elétrica (a pasta de alta condutividade térmica possui baixíssima condutividade elétrica, a saber, $1 \times 10^{-13} \Omega^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$). Para

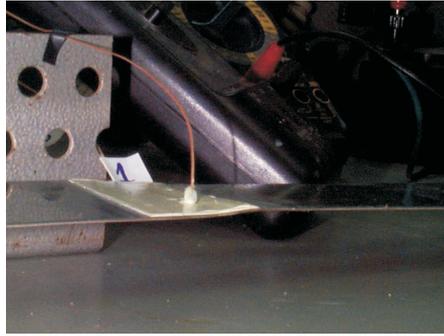


Figura 4.6: Termopar apoiado na chapa

isso foi utilizado um tubo de aço inox onde, numa seção transversal foram fixados 3 termopares, cada um através de uma condição de fixação diferente. Esta análise foi necessária porque a soldagem, além de queimar o tubo, aumentou muito a rugosidade na superfície do mesmo (devido à deposição de material) e para os experimentos era fundamental manterem-se lisas as paredes dos tubos em contato com o fluido de teste. Com o maquinário que havia disponível na ocasião da instalação dos termopares no tubo não era possível se realizar um polimento adequado na superfície destes tubos, após ter sido feita a soldagem dos fios. Pelo fato do grafite ter condutividade elétrica $7,2 \times 10^4 \Omega^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, enquanto a do aço inox é de $1,43 \times 10^6 \Omega^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, ao se fazer a mistura da pasta de alta condutividade térmica com o grafite, obviamente, não se adquiriu um material com condutividade elétrica da mesma ordem de grandeza daquela do aço inox. Por isso, para amenizar a perda de condutividade elétrica da mistura, adicionou-se à mesma uma porção de limalha de aço inox (os três componentes foram misturados em partes iguais). Durante os testes dos termopares fixados ao tubo, escoou-se água fria pela superfície externa do referido tubo, simulando-se a situação de resfriamento que ocorreria nos testes reais com o simulador. Também colocou-se um termopar livre, isto é, o mesmo estava apenas apoiado na superfície externa do tubo, porém, na mesma isoterma dos termopares que estavam fixados. Verificou-se que a fixação por meio de grafite e pasta termocondutora foi a que possibilitou a melhor resposta do termopar, comparando-se com a resposta do termopar que foi soldado, pois ambos indicaram valores de temperaturas muito próximos entre si e, ambos, com indicações de temperaturas próximas às do termopar livre. Então, a fixação por meio da mistura contendo pasta de alta condutividade térmica, grafite e limalha de aço inox foi a escolhida para fixar todos os termopares das paredes dos tubos do simulador. As figuras 4.7 e 4.8 mostram a bancada na qual foram realizadas estas verificações.

Na preparação dos termopares para as medições no simulador, as

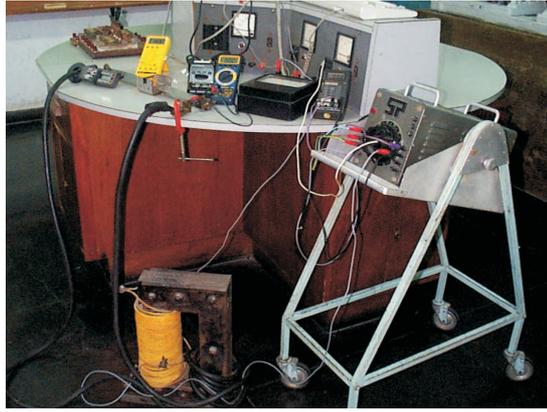


Figura 4.7: Bancada para testar termopares da chapa sob curto circuito

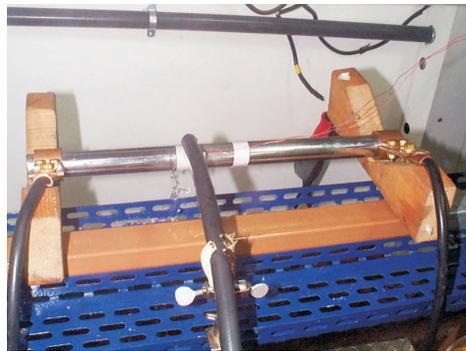


Figura 4.8: Bancada para verificação dos termopares no tubo sob curto circuito

junções de referência de cada sensor (uma para cada fio do termopar) foram colocadas no gelo, diminuindo, assim, os níveis de incertezas. Também se teve o cuidado de aderir à superfície, circunferencialmente, um pequeno trecho dos fios dos sensores preparados para medirem temperaturas externas dos tubos, a fim de se acompanhar uma isoterma, evitando influência nas medidas por efeito de aleta.

4.5.7 Seção de Teste

A seção de teste, feita de aço inoxidável, consistiu das geometrias espaço anular e tubo. Ambas as seções foram inseridas no simulador de forma que pudessem ser facilmente destacadas do circuito sempre que desejado.

Na seção de espaço anular, os diâmetros nominais dos tubos externos foram, conforme mencionado no capítulo anterior, 51mm, 60mm, 101mm e 220mm, nas espessuras de parede 2,6mm, 2,77mm, 3,05mm e 2,77mm,

respectivamente, e o diâmetro interno desta seção foi 31,75mm, com comprimento médio 3,2m de seção constante e comprimento total médio de 3,5 metros. Logo, as razões de raios estudadas para este caso foram 0,69, 0,58, 0,33 e 0,15.

As duas geometrias de teste foram preparadas para possibilitar medição de perdas de carga. Foram colocadas três tomadas de pressão em cada tubo externo do anular e também no tubo de diâmetro interno 9,26mm. Em cada tubo, uma tomada com furo de diâmetro 1mm estava localizada na região de entrada do escoamento e as outras duas na região de desenvolvimento hidrodinâmico. Todavia, não foram realizadas medidas de pressão durante o desenvolvimento deste trabalho.

Seção para Teste em Tubo

Nos testes em tubo, trabalhou-se com um mesmo diâmetro nos regimes laminar e turbulento (desejava-se chegar até número de Reynolds 5000). Utilizou-se um tubo de diâmetro externo 13,72mm e espessura de parede 2,23mm, com comprimento total 5,6 metros, sendo que a seção de teste possuía 2,75 metros. Este tubo continha duas braçadeiras de cobre, uma em cada extremidade da seção de testes, para que fosse nele aplicada a condição de contorno de fluxo de calor uniforme.

Nesta seção de testes, foram instalados nove termopares distribuídos em três seções transversais. Em cada seção transversal os termopares estavam situados na parede externa, fazendo ângulo de 120 graus entre si. A distância axial entre cada seção transversal adjacente era de 0,33m. A ponta sensível do termopar estava fixada internamente à parede do tubo pelo lado externo (por um furo não passante, cujo fundo distava menos de 0,5mm da superfície interna desta parede). O objetivo foi medir a temperatura da parede interna do tubo sem perturbar o escoamento. Cuidados foram tomados na instalação destes sensores para evitar o efeito de aleta. Outros termopares foram instalados para medição das temperaturas de entrada e saída do fluido neste tubo. Após a instalação dos termopares, o tubo foi recoberto com o isolante térmico denominado tecido de lã de vidro.

Seção para Teste em Espaço Anular

Nos diferentes tubos externos da seção anular foi realizado um procedimento semelhante ao que foi descrito no subitem acima, com relação aos termopares. Já para o tubo interno, como o fluido escoaria externamente

ao mesmo, seguiu-se a distribuição dos termopares conforme havia no tubo externo da seção. Porém, os sensores foram colocados de dentro para fora da parede do tubo, com o objetivo de medir-se a temperatura da parede externa do tubo interno do anular sem perturbar o escoamento (figura 4.9). Colocaram-se termopares para medição das temperaturas de *bulk* do fluido na entrada e saída do espaço anular.

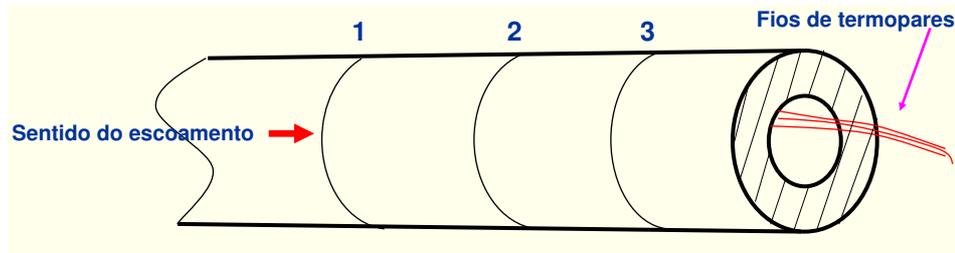


Figura 4.9: Esquema da instalação dos termopares no tubo interno do anular

O tubo interno também recebeu uma braçadeira de cobre em cada extremidade para que fosse nele aplicada, sob curto circuito, corrente elétrica provocando geração de calor. Dentro deste tubo foi inserido isolante térmico, o hidrossilicato de cálcio em pó, para que todo o calor gerado fosse transferido somente ao fluido. Também foram colocados dois apoios dentro do espaço anular, para minimizar a flexão do tubo interno. Estes apoios foram elaborados em latão e a sua geometria foi escolhida de forma a minimizar a interferência no desenvolvimento do escoamento.