

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**MATHEUS DARÓS PAGANI**

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE INJEÇÃO DE VAPOR EM  
POÇOS COM RECUPERAÇÃO AVANÇADA DE ÓLEO**

**VITÓRIA**  
**2016**

MATHEUS DARÓS PAGANI

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE INJEÇÃO DE VAPOR EM  
POÇOS COM RECUPERAÇÃO AVANÇADA DE ÓLEO**

Dissertação de Conclusão de Mestrado apresentada à Secretaria de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Dra. Lucia Catabriga  
Co-orientador: Prof. Dr. Luciano Varejão

VITÓRIA

2016

MATHEUS DARÓS PAGANI

## **SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE INJEÇÃO DE VAPOR EM POÇOS COM RECUPERAÇÃO AVANÇADA DE ÓLEO**

Dissertação de Conclusão de Mestrado apresentada à Secretaria de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 02 de Maio de 2016.

COMISSÃO EXAMINADORA:

---

Profa. Dra. Lucia Catabriga  
Universidade Federal do Espírito Santo  
Orientadora

---

Prof. Dr. Luciano Magno Costalonga Varejão  
Universidade Federal do Espírito Santo  
Co-orientador

---

Prof. Dr. Rogério Ramos  
Universidade Federal do Espírito Santo  
Avaliador Interno

---

Eng. Dr. Joao Roberto Bastos Zoghbi Filho  
Petrobras  
Avaliador Externo

*“O mundo tornou-se perigoso, porque os  
homens aprenderam a dominar a  
natureza antes de se dominarem a si  
mesmos. ”*

Albert Schweitzer

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos a Deus por prover forças nos momentos de dificuldade e instrução para seguir o rumo da vitória, a nossos irmãos e irmãs que acompanham nossos passos sendo suporte e companhia nos momentos de alegria e de tristeza, a nossos familiares que compõem tanto o berço no qual nos edificamos quanto o legado que construímos neste mundo, aos colegas de trabalho que compartilharam suas perícias e conhecimentos em suas competências, e aos mestres e doutores que ensinaram seus ofícios com dedicação e brilho, fornecendo o fundamental para uma boa formação.

## RESUMO

Colunas termicamente isoladas são comumente empregadas em poços de petróleo que utilizam processos de recuperação avançada de óleo por injeção de vapor para diminuir as perdas de calor durante o transporte do fluido injetado na formação. Esta dissertação apresenta e desenvolve uma abordagem computacional para simular as condições das operações de recuperação de óleo em poços de petróleo, bem como maneiras de se aplicar essa abordagem para simular casos de transporte de calor e massa e determinar a eficiência energética e econômica do uso de isolamento térmico nesses processos de recuperação e produção.

**Palavras Chave:** Recuperação Avançada de Óleo. Injeção de Vapor. Colunas Isoladas. Simulação Computacional. Volumes Finitos.

## **ABSTRACT**

Oil wells that operate with steam injection as Enhanced Oil Recovery (EOR) method often are built with thermal insulated columns in order to reduce the heat loss during the steam transport to the formation. This dissertation introduces and describes a computational approach to simulate the oil recovery operation conditions in these wells, as well as ways to apply this approach to simulate transport cases of heat and mass and determine the energy and economic efficiency of the use of thermal insulation in these recovery and production processes.

**Keywords:** EOR. Steam Injection. Insulated Columns. Computational Simulations. Finite Volumes.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Separação do óleo extraído .....	19
Figura 2 - Produção de um poço no Canadá ao longo dos anos .....	21
Figura 3 - Recuperação primária de óleo .....	22
Figura 4 - Energia natural do reservatório .....	22
Figura 5 - Recuperação secundária de óleo .....	23
Figura 6 - Efeito da recuperação de óleo secundária .....	24
Figura 7 - Injeção contínua de vapor .....	25
Figura 8 - Injeção de CO <sub>2</sub> .....	26
Figura 9 - Injeção de microrganismos .....	27
Figura 10 - Modelo de reservatório mostrando abrangência dos poços injetores .....	29
Figura 11 - Simulação de injeção de vapor .....	31
Figura 12 - Esquemático de um poço de produção .....	32
Figura 13 - Gerador e linhas de transporte de vapor .....	33
Figura 14 - Medição de título de vapor .....	36
Figura 15 - Esquema de completação de um poço .....	39
Figura 16 - Jaquetas de isolamento térmico .....	40
Figura 17 - Coluna isolada a vácuo .....	41
Figura 18 - Condutividade térmica de isolantes comuns em função da temperatura .....	42
Figura 19 - Modelo de injeção de Ramey .....	45
Figura 20 - Modelo de injeção de Satter .....	46
Figura 21 - Domínio da simulação computacional no trecho de injeção .....	47
Figura 22 - Resultados de pressão para um caso simulado .....	48
Figura 23 - Dados experimentais .....	49
Figura 24 - Resultado de leituras e simulação para um equipamento .....	50
Figura 25 - Elemento diferencial em coordenadas cilíndricas .....	52
Figura 26 - Condução de calor em camadas cilíndricas coaxiais .....	54
Figura 27 - Diagrama de Moody .....	61
Figura 28 - Zona de transição do Diagrama de Moody .....	62
Figura 29 - Colocação das faces dos volumes de contorno em torno dos pontos .....	63
Figura 30 - Valor de uma propriedade T no volume de controle. Aproximação constante (esquerda) e aproximação linear (direita) .....	63



Figura 31 - Representação simplificada do modelo .....	66
Figura 32 - Representação da discretização do modelo .....	67
Figura 33 - Fluxograma base para construção do modelo .....	67
Figura 34 - Linhas de transporte no campo de Kern River .....	69
Figura 35 - Esquemático de linhas de transporte submarinas.....	70
Figura 36 - Final de uma linha subterrânea de transporte de vapor .....	71
Figura 37 - Esquemático do domínio.....	72
Figura 38 - Escopo da IAPWS-IF97 .....	74
Figura 39 - Cálculo de vazão.....	76
Figura 40 - Temperatura do solo em função da profundidade.....	79
Figura 41 - Discretização espacial do modelo de injeção .....	88
Figura 42 - Diagrama de fases do dióxido de carbono .....	90
Figura 43 - Discretização do domínio em volumes finitos .....	93
Figura 44 - Representação de uma função contínua num domínio discreto .....	94
Figura 45 - Divisão de volumes no poço .....	96
Figura 46 - Refino de malha .....	97
Figura 47 - Divisão radial do volume de controle .....	98
Figura 48 - Variação de temperatura radial .....	99
Figura 49 - Esquema das etapas de cálculo .....	102
Figura 50 - Fluxograma do algoritmo .....	105
Figura 51 - Temperatura nos volumes de controle das camadas em função do raio.....	116
Figura 52 - Temperatura nos pontos dos volumes de controle em função do raio.....	117
Figura 53 - Calor trocado em função do número de subcamadas.....	118
Figura 54 - Desempenho da simulação em função do número de subcamadas .....	119
Figura 55 - Temperatura nas faces com correção de condutividade.....	120
Figura 56 - Comparação da temperatura radial com a solução analítica .....	121
Figura 57 - Erro em relação à solução analítica e tempo de processamento.....	122
Figura 58 - Erro em relação ao resultado analítico e tempo de processamento em escala logarítmica .....	123
Figura 59 - Perfil de pressão ao longo da linha superficial .....	125
Figura 60 - Calor perdido ao longo da linha superficial .....	126
Figura 61 - Título do vapor ao longo da linha superficial .....	127
Figura 62 - Erro e tempo de processamento da simulação da linha superficial .....	128

Figura 63 - Rugosidade da tubulação e profundidade da linha .....	130
Figura 64 - Título do vapor na linha superficial e no poço .....	131
Figura 65 - Perfil de pressão do fluido da Fonte 1 .....	132
Figura 66 - Perfil de pressão do fluido da Fonte 2 .....	133
Figura 67 - Perfil de temperatura para as fontes 1 e 2 em comparação com a temperatura ambiente .....	134
Figura 69 - Resultado de pressão e título ao variar a malha .....	138
Figura 70 - Pressão e título em relação à temperatura ambiente .....	139
Figura 71 - Pressão e título em relação ao coeficiente geotérmico .....	140
Figura 72 - Pressão e título em relação à velocidade do vento .....	141
Figura 68 - Resultados para o caso da linha de 12 pol da unidade UGV móvel .....	143
Figura 74 - Profundidade de condensação em função da malha .....	145
Figura 73 - Resultado simulado para a temperatura do fluxo do caso Bare String 1 .....	146
Figura 76 - Temperatura na camada de revestimento em função da temperatura para diferentes malhas .....	148
Figura 75 - Resultado de temperatura (°F) ao longo da profundidade e raio para o caso Vendor 2 .....	150
Figura 77 - Bancada de teste de tubulação isolada .....	151
Figura 78 - Equipamento de aquecimento de ar .....	152
Figura 79 - Gráfico comparativo entre resultados simulados e medições .....	155
Figura 80 - Comparação do investimento diante de taxas de juros diferentes .....	161

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Nomenclatura conforme grau API .....	20
Tabela 2 - Constantes para a equação empírica de Hilpert .....	55
Tabela 3 - Constantes para a equação empírica de Morgan.....	56
Tabela 4 - Coeficientes para a função-tempo.....	59
Tabela 5 - Objetos de entrada no programa .....	103
Tabela 6 - Composição radial de materiais .....	116
Tabela 7 - Simulação de linha superficial .....	124
Tabela 8 - Parâmetros para simulação de consistência física.....	129
Tabela 9 - Casos estudados no estudo da linha UGV - poço.....	137
Tabela 10 - Condições ambientes dos casos UGV - Poço.....	137
Tabela 11 - Resultado para os casos UGV - poço da simulação utilizando o PIPESIM®.....	142
Tabela 12 - Resultados para os casos UGV - poço utilizando o método aqui proposto.....	142
Tabela 13 - Casos estudados para colunas sem isolamento .....	144
Tabela 14 - Resultados medidos e simulados para a profundidade de condensação.....	144
Tabela 15 - Casos de comparação para o VIT .....	147
Tabela 16 - Resultados das simulações para o VIT .....	149
Tabela 17 - Condições do teste de bancada.....	153
Tabela 18 - Medições do teste de bancada.....	154
Tabela 19 - Resultado da simulação do teste de bancada.....	155
Tabela 20 - Preço e desempenho das colunas de injeção .....	159
Tabela 21 - Parâmetros de operação para cada coluna .....	159
Tabela 22 - Custo equivalente e diferença .....	160

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1 OBJETIVOS.....	14
<b>2 CONCEITOS BÁSICOS SOBRE EXPLORAÇÃO E RECUPERAÇÃO .....</b>	<b>16</b>
2.1 PRODUÇÃO DE ÓLEO E GÁS .....	16
2.2 PROSPECÇÃO.....	16
2.2.1 PERFURAÇÃO .....	17
2.2.2 EXTRAÇÃO .....	17
2.3 GRAU API DO ÓLEO .....	19
2.4 POÇOS MADUROS.....	21
2.5 MÉTODOS DE RECUPERAÇÃO DE ÓLEO .....	22
2.6 RECUPERAÇÃO AVANÇADA DE ÓLEO.....	25
2.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS.....	29
2.8 ESTRUTURA DE PRODUÇÃO E RECUPERAÇÃO DE ÓLEO.....	32
2.8.1 POÇOS E LINHAS DE TRANSPORTE .....	32
2.8.2 SENSORES .....	34
2.8.3 MEDIÇÃO DE TÍTULO DE VAPOR.....	36
2.8.4 EQUIPAMENTOS .....	37
2.9 ISOLAMENTO TÉRMICO .....	40
<b>3 CONCEITOS BÁSICOS DO MODELO .....</b>	<b>44</b>
3.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	44
3.1.1 MODELOS DE INJEÇÃO.....	44
3.1.2 SIMULAÇÃO DE PERDA DE CALOR .....	47
3.1.3 SIMULAÇÕES INDUSTRIAIS DE INJEÇÃO DE VAPOR.....	48
3.2 CONCEITOS BÁSICOS PARA O MODELO MATEMÁTICO.....	51
3.2.1 LEI DE FOURIER .....	51
3.2.2 COEFICIENTE DE CONVECÇÃO .....	54
3.2.3 CALOR TROCADO COM A FORMAÇÃO .....	58
3.2.4 PRINCÍPIO DE BERNOULLI .....	59
3.2.5 DIAGRAMA DE MOODY .....	60
3.2.6 DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO POR VOLUMES FINITOS.....	62
<b>4 MODELO MATEMÁTICO.....</b>	<b>65</b>
4.1 DESCRIÇÃO DO MODELO.....	68

4.1.1	CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS .....	73
4.1.1.1	PROPRIEDADES DO VAPOR E ÁGUA .....	74
4.1.1.2	PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL .....	75
4.1.2	CÁLCULO DA VAZÃO DO FLUXO DE FLUIDO .....	75
4.1.3	CÁLCULO DO CALOR PERDIDO E ENERGIA INTERNA .....	77
4.1.4	CÁLCULO DA PERDA DE CARGA .....	82
4.2	APLICAÇÃO DO MODELO PARA INJEÇÃO DE VAPOR .....	86
4.3	APLICAÇÃO DO MODELO PARA INJEÇÃO DE ÁGUA .....	89
4.4	APLICAÇÃO DO MODELO PARA OUTROS FLUIDOS .....	90
<b>5</b>	<b>SOFTWARE DE SIMULAÇÃO .....</b>	<b>92</b>
5.1	MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL .....	92
5.1.1	CONSTRUÇÃO DA MALHA .....	96
5.1.2	RESOLUÇÃO DO MODELO .....	99
5.1.3	ALGORITMO DE RESOLUÇÃO DO SISTEMA .....	102
5.1.4	VELOCIDADE, ESTABILIDADE E PRECISÃO DO MÉTODO .....	114
5.2	CONSISTÊNCIA DO MÉTODO .....	115
5.3	VALIDAÇÃO DO MÉTODO .....	135
5.3.1	COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE ARTIGOS E SOFTWARES COMERCIAIS .....	136
5.3.1.1	VARIAÇÃO NA LINHA SUPERFICIAL UGV-POÇO .....	136
5.3.1.2	PROFUNDIDADE DE CONDENSAÇÃO MEDIDA COM TERMOPAR .....	143
5.3.1.3	PERDA DE CALOR ATRAVÉS DE ISOLANTE COM RESISTIVIDADE CALCULADA .....	146
5.3.2	COMPARAÇÃO COM TESTES EM BANCADA .....	151
5.4	INTEGRAÇÃO COM SISTEMAS .....	156
5.5	ANÁLISE ECONOMICA DO USO DE ISOLAMENTO .....	157
5.5.1	EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA ANÁLISE ECONÔMICA .....	159
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>162</b>
<b>7</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>164</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>165</b>

## 1 INTRODUÇÃO

No presente trabalho utilizamos uma abordagem computacional para simular parâmetros e grandezas físicas presentes nos poços de recuperação de óleo e gás através de injeção de fluidos – como vapor, gás ou água. Para demonstrar e explicar o funcionamento desse método de simulação, detalhamos o funcionamento e a aplicabilidade do modelo matemático que representa o problema físico e resolve as variáveis de interesse. Além do detalhamento do modelo matemático e do método de simulação computacional, propomos algumas aplicações desse método numa interface de utilização adequada às necessidades encontradas na indústria do óleo e gás.

Para um melhor entendimento e embasamento de onde o modelo é aplicável e quais simplificações são importantes, bem como quais condições de contorno são coerentes com os dados geralmente disponíveis e quais são as variáveis importantes, discorreremos brevemente sobre o processo de exploração e recuperação de óleo. O bom entendimento desse processo nos permite visualizar com clareza a necessidade de se conhecer certos parâmetros e grandezas dos processos geralmente aplicados na produção de óleo (Aziz & Settari, 1979). Conhecendo os equipamentos e instrumentos que são utilizados nessas operações podemos identificar as facilidades e dificuldades de se obter certos dados, bem como o que pode ser feito para aumentar a eficiência das operações e diminuir custos (Wang, et al., 2010).

Este trabalho se baseia em estudos fluidodinâmicos e termodinâmicos já difundidos no meio acadêmico (Willhite, 1967) e industrial (Sarathi & Olsen, 1992) na área de óleo e gás, propondo uma abordagem computacional similar a outras já existentes no mercado, com a motivação de melhor atender às necessidades de indústrias de menor porte, como por exemplo os fabricantes de equipamentos e instrumentos, ao focar pontos específicos da simulação, como por exemplo o aumento de eficiência em função dos equipamentos utilizados.

O desenvolvimento do método computacional desse trabalho se iniciou a partir do método de simulação já utilizados por algumas empresas na indústria local, elaborado pelo doutor Luciano Varejão – baseado no uso do método dos volumes finitos segundo descrito por Patankar (Patankar, 1980). O método original foi desenvolvido para ser aplicado na simulação de equipamentos utilizados nas operações de injeção de vapor, e foi então expandido para abranger a simulação da operação como um todo.

Nesse trabalho expomos uma breve contextualização de onde se encontra o problema abordado pela metodologia de simulação na indústria no capítulo de *Conceitos básicos sobre Exploração e recuperação*, no qual aproveitamos para destacar as dificuldades e a aplicabilidade da simulação de operações de injeção de vapor nesses casos. Então recorremos a uma revisão bibliográfica de referências chave para compor o entendimento dos assuntos acadêmicos e científicos que embasam o modelo matemático e computacional no capítulo de *Conceitos básicos do modelo*. O capítulo *Modelo matemático* apresenta uma descrição das equações governantes e das respectivas condições de contorno aplicáveis a cada situação física considerada no modelo, o qual dá base para o modelo computacional, apresentado no capítulo *Software de simulação*, que também apresenta um conjunto de experimentos com o objetivo de avaliar a consistência, convergência e acurácia do modelo computacional através de comparações com outras referências, como a simulação de equipamentos no campo de Mukhaizna em Oman (Al Shaibi, 2015) e a simulação de linhas de transporte de vapor provindo de unidades fixas ou móveis de geração (Dias Junior & Romero, 2014).

## 1.1 OBJETIVOS

- Demonstrar, através de uma revisão dos processos e equipamentos utilizados nos poços de recuperação por injeção, onde se aplica a simulação dos parâmetros e grandezas dos processos de recuperação de óleo e evidenciar sua importância;

- Propor e demonstrar a aplicabilidade e o funcionamento de um modelo matemático e computacional para simular as operações de injeção de vapor;
- Demonstrar como esse modelo proposto pode ser adaptado e expandido para simular outras operações de injeção;
- Demonstrar como esse modelo pode ser utilizado para determinar como aumentar a eficiência das operações de recuperação de óleo;
- Demonstrar a eficácia e grau de precisão do modelo proposto quando seus resultados são comparados aos conhecidos resultados das referências.



## **2 CONCEITOS BÁSICOS SOBRE EXPLORAÇÃO E RECUPERAÇÃO**

Para que uma simulação de produção ou recuperação de óleo seja precisa e útil para a indústria de óleo e gás, é preciso que seu modelo matemático esteja o mais próximo possível das condições reais das operações realizadas nesses processos e que seja aplicável aos diversos equipamentos utilizados. Para apresentarmos as bases desse modelo, precisamos entender como funciona o processo de exploração e recuperação de óleo.

### **2.1 PRODUÇÃO DE ÓLEO E GÁS**

A utilização do petróleo vem de épocas bem remotas e não se sabe bem quando a sua utilização começou de fato. No entanto, foi nos Estados Unidos que o petróleo teve seu marco na indústria moderna. Isso se deu graças a Edwin Drake, que por meio das suas tentativas de perfuração, encontrou petróleo. A partir daí a indústria petrolífera cresceu exponencialmente de acordo com as necessidades e a demanda do mercado (Rosa, et al., 2006).

O petróleo é encontrado em bolsões profundos em terra firme e abaixo do fundo do mar. Para realizar a sua exploração são necessários basicamente três passos importantes: Prospeção, perfuração e extração. Esses passos são definidos no que tange as operações de recuperação de óleo a seguir.

### **2.2 PROSPECÇÃO**

Prospecção é a localização de bacias sedimentares por meio de análise detalhada do solo e do subsolo. O estudo que determina a probabilidade de haver rochas-reservatório com petróleo aprisionado pode ser realizado de diversas maneiras, como por exemplo por meio de imagens de satélites, cartas topográficas ou utilizando equipamentos específicos (Craft & Hawkins, 1991). Esse estudo permite avaliar

características de reservatório importantes para as operações de produção e recuperação de óleo.

### 2.2.1 PERFURAÇÃO

Uma vez descobertas as jazidas de petróleo, realiza-se a marcação com coordenadas GPS e boias marcadoras sobre a água do mar. Se for na terra, realiza-se a perfuração do solo de um primeiro poço de prospecção. Se realmente existir uma reserva de petróleo de proporções consideráveis, outros poços são perfurados e analisa-se se a extração é viável economicamente.

Essa perfuração, que pode atingir profundidades de 800 a 6.000 metros, é feita em terra por meio de sondas de perfuração e no mar com plataformas marítimas. Torres de perfuração são utilizadas para conduzir a broca de escavação, construir o revestimento e descer a tubulação e os equipamentos que compõem o poço (Craft & Hawkins, 1991).

### 2.2.2 EXTRAÇÃO

Raramente o petróleo está pronto para ser extraído assim que se termina a perfuração. Para garantir a segurança e a eficácia da produção num poço, são necessárias algumas operações e manobras após a perfuração antes de iniciar a extração do óleo ou gás do reservatório.

Essa etapa intermediária entre a perfuração e a extração é chamada de completação, que consiste num conjunto de operações destinadas a equipar o poço para produzir óleo ou gás ou ainda para injetar fluidos nos reservatórios.

A completação pode ser caracterizada de diferentes formas dependendo da característica do reservatório e da composição de hidrocarbonetos nele contido. As principais etapas do processo de completação são:

- Instalação dos equipamentos de superfície - a cabeça de produção é conectada à cabeça de poço para permitir o acesso ao seu interior;
- Condicionamento do poço - é descida uma coluna de modo a deixar o interior do revestimento em condições para receber os equipamentos necessários;
- Substituição do fluido do interior do poço por um fluido de completação;
- Avaliação da qualidade da cimentação;
- Canhoneio - perfuração do revestimento, cimento e formação através de cargas explosivas para permitir o contato entre o interior do poço e a formação produtora;
- Instalação da coluna de produção;
- Colocação do poço em produção.

Após essas etapas o poço está pronto para receber a estrutura de produção ou injeção que irá operar no reservatório que o mesmo conecta (Mansano, 2004).

Os reservatórios de óleo e gás geralmente estão comprimidos sob uma camada rochosa altamente pressurizada e comumente são pressurizados por lençóis de água salgada e bolsões de gás. Por isso muitas vezes o fluido no reservatório começa a escoar naturalmente ao ser conectado com a atmosfera. Quando isso não ocorre, é preciso utilizar algum método artificial de elevação como: Gas lift, Bombeio centrífugo submerso (BCS), Bombeio mecânico com hastes (BM) ou Bombeio por cavidades progressivas (BCP). Cada um desses métodos garante condições específicas de fluxo e pressão para o fluido sendo injetado.

Todo esse processo até a extração do óleo é denominado *Upstream*. Após extraído, o óleo precisa ser processado e escoado para os processos subsequentes de sua utilização – processo denominado *Downstream* – até chegar ao consumidor final (Craft & Hawkins, 1991).

O primeiro processo aplicado ao óleo extraído do poço é o de separação e tratamento, a fim de separar a porção útil de óleo dos demais fluidos e compostos retirados do reservatório.

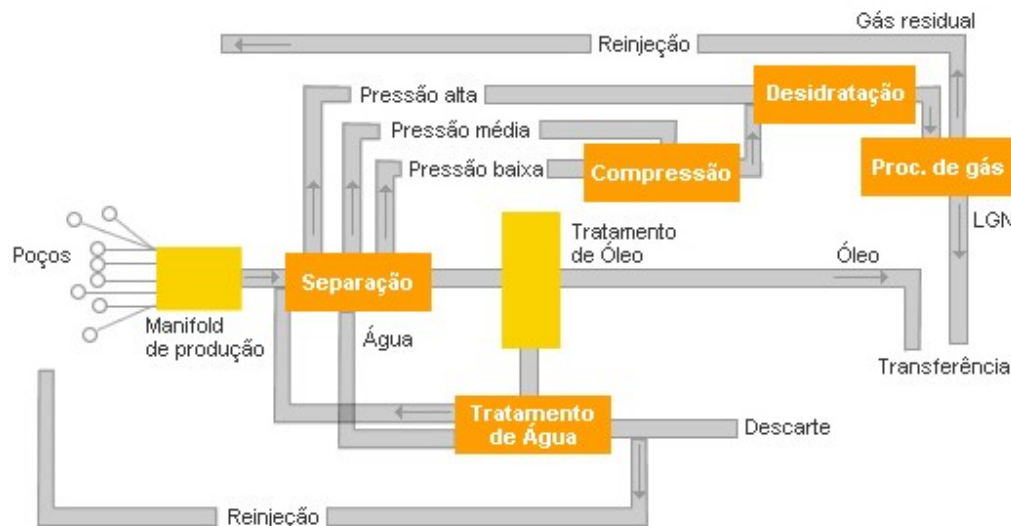


Figura 1 - Separação do óleo extraído<sup>1</sup>

A planta de separação geralmente destina parte da água e gás produzidos – depois de tratados – para operações de injeção no próprio campo produtor ou para outras zonas que utilizem processos de injeção (Figura 1). A combinação desses processos pode reduzir custos no tratamento dos dejetos bem como nos insumos das operações de injeção (Zekri, et al., 2011).

## 2.3 GRAU API DO ÓLEO

Depois de passar pela planta de separação, o óleo está pronto para ser industrializado ou comercializado. Seu uso e valor no mercado é determinado por sua viscosidade e

<sup>1</sup>[http://www.galpenenergia.com/EN/Investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Exploracao-Producao/fundamentos-engenharia-petroleo/PublishingImages/processamento\\_primario\\_fluidos.jpg](http://www.galpenenergia.com/EN/Investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Exploracao-Producao/fundamentos-engenharia-petroleo/PublishingImages/processamento_primario_fluidos.jpg)

componentes numa escala proposta pelo Instituto Americano de Petróleo – *American Petroleum Institute* (API) – que caracteriza óleos de diferentes composições em faixas específicas (American Petroleum Institute, 1980). Quanto menor o grau API, mais pesado o óleo – um grau menor que 10 significa que o óleo é mais pesado que a água em pressão e temperatura ambiente – e geralmente menor é seu valor comercial. Para referência de óleo “leve” e “pesado” toma-se a referência conforme a Tabela 1<sup>1</sup>.

Nomenclatura	Grau mínimo da classe
Óleo leve	31,1°
Óleo médio	22,3°
Óleo pesado	10,0°
Óleo extrapesado ou betumem	0°

Existem processos térmicos, químicos e biológicos que podem aumentar o grau de um óleo, tornando-o mais leve – e possivelmente aumentando seu valor de mercado. O betumem pode ser diluído em solventes ou surfactantes para se produzir betumem diluído – que tem grau API de até 22,3° – e pode ser posteriormente sintetizado para produzir betume sintetizado – que pode chegar a grau 33°<sup>2</sup>.

Devido à sua alta viscosidade e ao custo dos tratamentos posteriores, o óleo pesado costuma ser tratado ainda no reservatório. Ao utilizar técnicas de recuperação ou intervenções no poço, os operadores evitam elevados custos no bombeamento e no tratamento do óleo viscoso produzido. Além disso, o valor comercial do reservatório é dado em função do grau API e pureza do óleo produzido. Como o *business* da extração de petróleo costuma operar os valores antes mesmo da extração ocorrer, é

<sup>1</sup>Louisiana Department of Natural Resources. (2007, Janeiro 18). Comments on Crude Oil Gravity Adjustments. [http://dnr.louisiana.gov/sec/execdiv/techasmt/oil\\_gas/crude\\_oil\\_gravity/comments\\_1989.htm](http://dnr.louisiana.gov/sec/execdiv/techasmt/oil_gas/crude_oil_gravity/comments_1989.htm)

<sup>2</sup> Canadian Centre for Energy Information. (2012, Outubro 09). *What is crude oil?* <http://www.centreforenergy.com/AboutEnergy/ONG/Oil/Overview.asp?page=2>

muito importante que as extratoras do óleo possam garantir ou planejar que a maior quantidade possível de óleo leve seja produzida (Tyson, 2007).

## 2.4 POÇOS MADUROS

Após algum tempo de produção, os poços geralmente começam a apresentar declínio em sua produção devido à retirada de energia do reservatório. Um poço é dito “maduro” quando, após a exploração primária, ainda reste de 40% a 60% de seus recursos no local – *in situ* – armazenados no reservatório. Geralmente esse óleo que “sobra” no reservatório é mais viscoso ou mais denso, e tem um potencial menor para ser explorado. A exploração desses poços requer investimento em tecnologias e operações de perfuração, intervenção e injeção para que a produção volte a aumentar (Senna, 2011).

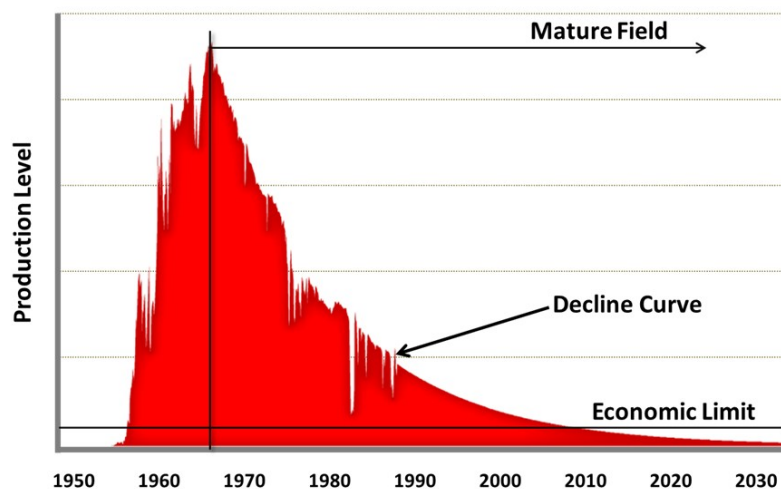


Figura 2 - Produção de um poço no Canadá ao longo dos anos<sup>1</sup>

A diminuição de produção se dá numa proporção chamada “curva de declínio”, ditada pelas condições do reservatório (Figura 2), observada no gráfico de produção por

---

<sup>1</sup> [http://halliburtonblog.com/wp-content/uploads/2012/04/Mature\\_Fields.jpg](http://halliburtonblog.com/wp-content/uploads/2012/04/Mature_Fields.jpg)

tempo na região na qual a produção vai do valor máximo até o nível do limite econômico. Essa curva pode ser amenizada ou até mesmo invertida com métodos secundários e avançados de recuperação (Hull, 2012).

## 2.5 MÉTODOS DE RECUPERAÇÃO DE ÓLEO

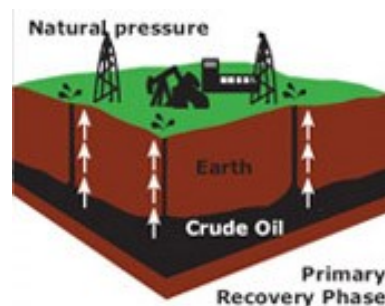


Figura 3 - Recuperação primária de óleo<sup>1</sup>

Geralmente os reservatórios começam a produzir naturalmente após completados (Figura 3) devido à energia contida na formação. Essa fase é nomeada de “Recuperação Primária”. Essa condição de produção permite que a parcela mais leve ou a menos viscosa do óleo do reservatório seja extraída, possivelmente junto com gás, sem a necessidade de injetar nenhum fluido na formação (Tzimas, et al., 2005).

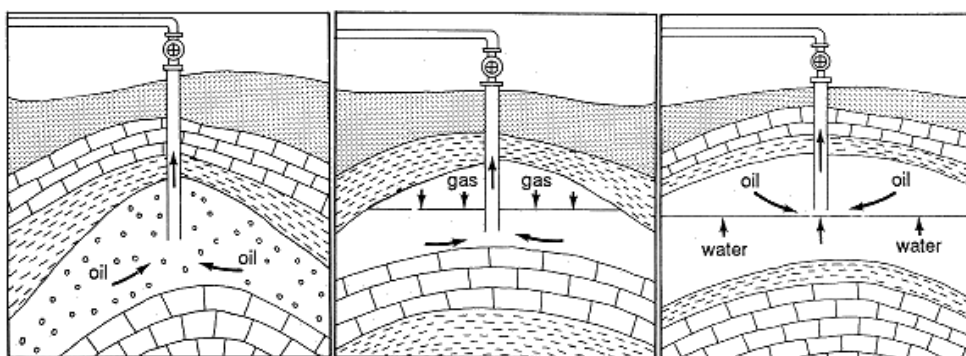


Figura 4 - Energia natural do reservatório<sup>2</sup>

1 <http://www.chinaoilfieldtech.com/images/recovery1.jpg>

2 <http://www.kgs.ku.edu/Publications/Oil/gifs/fig29.gif>

A energia contida na formação movimenta o óleo para dentro da coluna de produção por quatro fatores (Figura 4): bolsa de água natural, geralmente acumulada no fundo do reservatório; bolsa de gás natural, que empurra o óleo de cima para baixo; expansão do gás, que ocorre na medida que a pressão do reservatório diminui; e efeito gravitacional, que ocorre devido a diferenças de densidade no próprio óleo. Nessa fase, geralmente é possível extrair 5% a 15% da quantidade de óleo no reservatório, OOIP (da grafia em inglês de *original oil in place*) (Tzimas, et al., 2005).

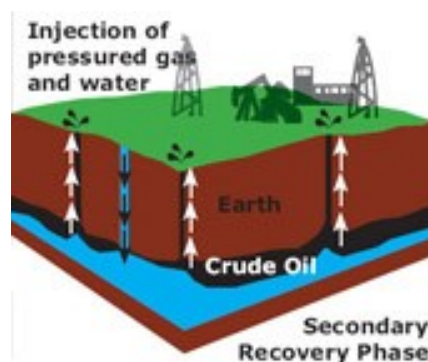


Figura 5 - Recuperação secundária de óleo<sup>1</sup>

Quando o reservatório perde a energia original até um ponto no qual o óleo não consegue ir mais com sua própria energia até a superfície ou até a região de bombeio, é preciso utilizar técnicas para restaurar a energia do reservatório com o intuito de continuar a produção. Caso sejam economicamente viáveis, operações de injeção de fluidos, caracterizadas como “Recuperação Secundária”, podem ser aplicadas para artificialmente restaurar a energia do reservatório ao pressurizar o fluido no interior do mesmo (Figura 5). Nessa fase geralmente utiliza-se fluidos disponíveis na própria planta de produção ou nas redondezas, como gás natural, CO<sub>2</sub> ou água. A injeção de

---

<sup>1</sup> <http://www.chinaoilfieldtech.com/images/recovery2.jpg>



fluido pode tanto atuar restaurando a energia da bolsa de gás ou água no reservatório (Figura 4) quanto removendo o óleo dos poros distantes da zona de produção e arrastando-o para a entrada do poço de produção (Green & Willhite, 2003). Geralmente 30% a 55% do OOIP pode ser recuperado com as técnicas primárias e secundárias de recuperação, podendo chegar a 70% nos casos extremos (Tzimas, et al., 2005).

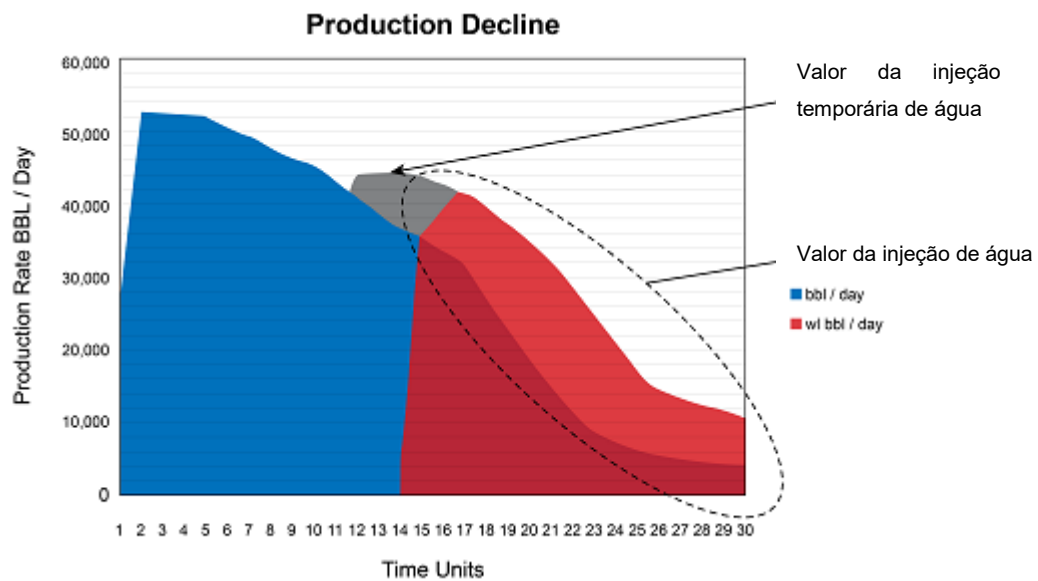


Figura 6 - Efeito da recuperação de óleo secundária<sup>1</sup>

O cálculo para saber se uma operação de recuperação é viável, embora considere vários parâmetros de riscos e incertezas, é feito comparando diretamente o que se espera de aumento na produção – chamado de “valor da injeção” – com o custo e o risco da operação (Figura 6).

<sup>1</sup> Adaptado de [http://www.halliburton.com/public/bc/contents/Overview/images/Water\\_Injection.png](http://www.halliburton.com/public/bc/contents/Overview/images/Water_Injection.png)

## 2.6 RECUPERAÇÃO AVANÇADA DE ÓLEO

Quando a energia do reservatório não é suficiente para continuar a produção de óleo mesmo com a adição de energia – quando o poço já pode ser considerado maduro – a produção do poço pode diminuir até que atinja seu limite econômico (Figura 2). Ao se aproximar desse ponto o poço pode receber novas intervenções mais sofisticadas, caracterizadas como “Recuperação Terciária”, caso seja economicamente viável (similar ao visto na Figura 6) ou simplesmente abandonado e lacrado até que o cenário mude. Diferentemente da recuperação secundária, os métodos de recuperação terciária consistem em processos que alteram as condições do fluxo, da *permeabilidade* ou *molhabilidade* na rocha ou as propriedades dos fluidos no reservatório, sem necessariamente alterar a energia do mesmo. A aplicação desses métodos pode recuperar um adicional de 5% a 15% do OOIP (Tzimas, et al., 2005).

Os métodos de recuperação terciários são caracterizados conforme a forma com que afetam o óleo no reservatório e como se forma a zona afetada:

- Métodos térmicos

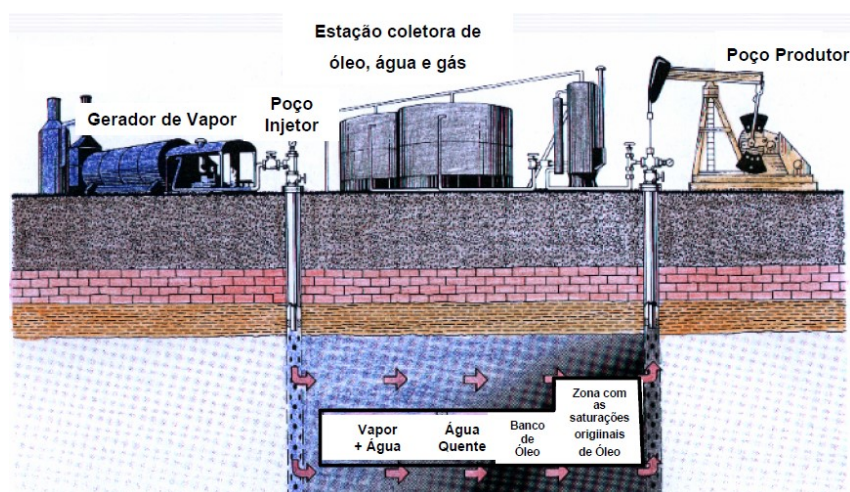


Figura 7 - Injeção contínua de vapor<sup>1</sup>

<sup>1</sup> [http://ecen.com/seminario\\_clube\\_de\\_engenharia/30092004/recuperac\\_sec\\_petro.pdf](http://ecen.com/seminario_clube_de_engenharia/30092004/recuperac_sec_petro.pdf)

A maioria dos óleos diminui sua densidade e viscosidade ao ser aquecido, geralmente de forma relacionada com o aumento do grau API. Os métodos térmicos exploram essa propriedade através da injeção de fluidos com alta temperatura, como água quente ou vapor (Figura 7), ou através da combustão controlada de gás ou óleo dentro do próprio reservatório (Almeida, 2004). O método de injeção de vapor é um método térmico que utiliza a grande quantidade de energia térmica que o vapor consegue transportar por unidade de massa para aquecer o fluido do reservatório (Prats, 1986).

- Métodos miscíveis

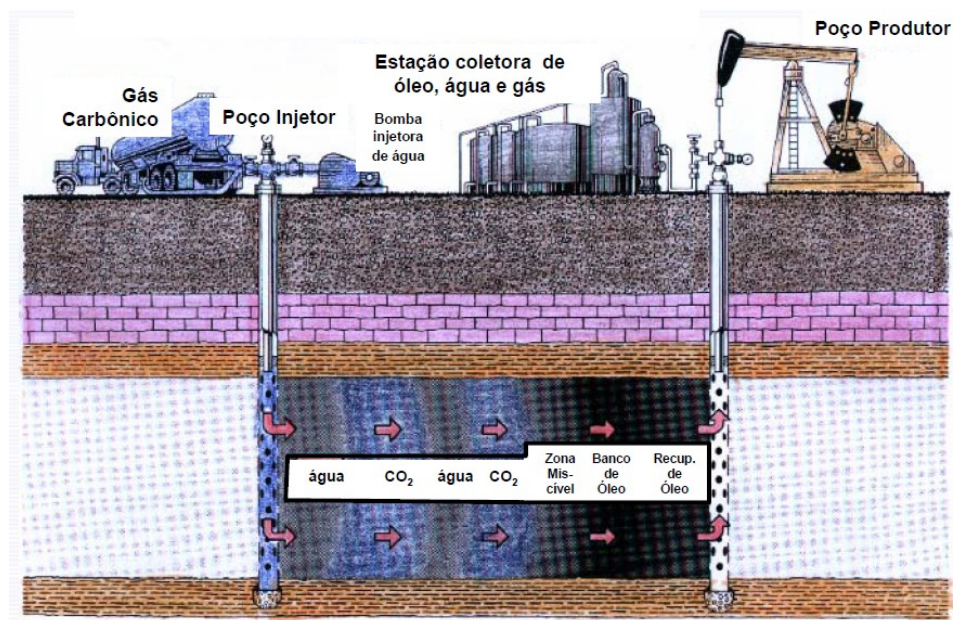


Figura 8 - injeção de CO<sub>2</sub><sup>1</sup>

Ao misturar o óleo no reservatório com gases leves ocorre uma diminuição na densidade aparente do fluido e seu fluxo é facilitado pelos poros do reservatório. Os gases injetados geralmente são leves e precisam formar uma zona de miscibilidade

---

<sup>1</sup> [http://ecen.com/seminario\\_clube\\_de\\_engenharia/30092004/recuperac\\_sec\\_petro.pdf](http://ecen.com/seminario_clube_de_engenharia/30092004/recuperac_sec_petro.pdf)

com o óleo do reservatório (Figura 8). Os gases geralmente utilizados são o CO<sub>2</sub>, quando há miscibilidade com o óleo no reservatório, GLP, N<sub>2</sub> ou outros similares (Almeida, 2004).

- Métodos químicos

Agentes químicos podem ser utilizados de diversas formas para aumentar ou recuperar a produção de um reservatório. A maioria atua sobre as propriedades do óleo na formação, melhorando seu fluxo. Surfactantes e tensoativos agem isolando gotas de óleo e ajudando o desprendimento dessas da formação rochosa. Polímeros e Álcalis podem alterar a viscosidade ou diminuir o atrito do escoamento em zonas de turbulência. Alguns químicos podem até mesmo agir termicamente, de maneira similar à injeção de vapor ou água quente (Almeida, 2004).

- Métodos biológicos

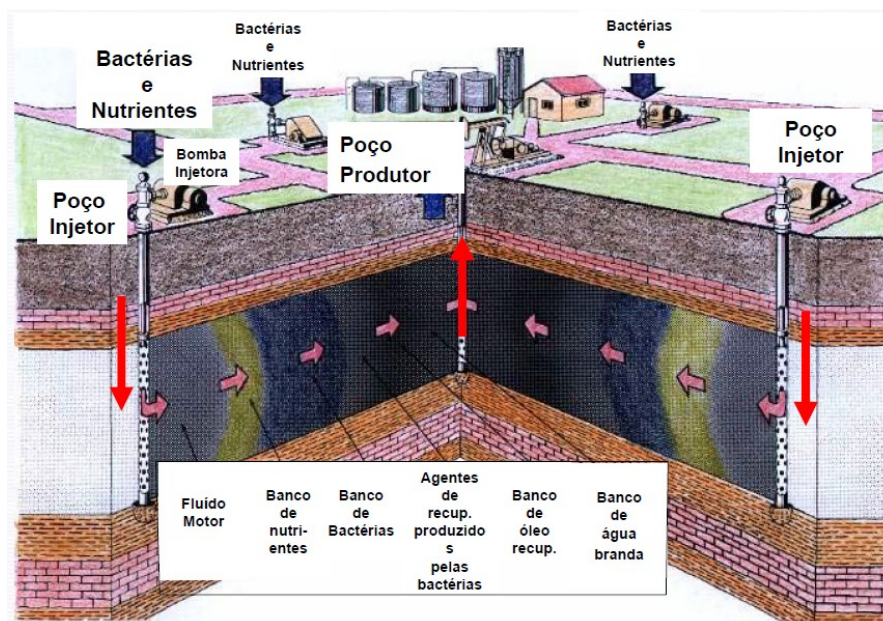


Figura 9 - Injeção de microrganismos<sup>1</sup>

<sup>1</sup> [http://ecen.com/seminario\\_clube\\_de\\_engenharia/30092004/recuperac\\_sec\\_petro.pdf](http://ecen.com/seminario_clube_de_engenharia/30092004/recuperac_sec_petro.pdf)

De forma similar aos métodos químicos, microrganismos, tais como bactérias, algas ou fungos, podem ser injetados no poço, tomando os devidos cuidados ambientais, causando diversos efeitos nos fluidos contidos na formação. Nesses processos geralmente é injetada uma quantidade de matéria orgânica junto com os microrganismos para servir de alimento para a cultura dos mesmos, porém alguns tipos de microrganismos podem se alimentar do próprio óleo, produzindo determinados efeitos. Por exemplo, algumas bactérias conseguem produzir óleo leve ao consumir óleo pesado (Al-Sayegh, et al., 2015), outras produzem gases com alto volume específico que podem aumentar a energia no reservatório (Shibulal, et al., 2014). Os biosurfactantes agem como os surfactantes químicos, isolando gotas de óleo no fluxo (Almeida, 2004).

Essas operações de injeção podem ser feitas de forma cíclica, na qual ocorre a separação entre uma etapa de injeção, uma etapa de espera para que o material injetado atue na formação e uma etapa de produção, ou de forma contínua, na qual alguns poços são dedicados exclusivamente para injeção e outros exclusivamente para produção (Sarathi & Olsen, 1992).

O desenvolvimento dessas técnicas de recuperação terciárias possibilitou o surgimento de aplicações em que esses métodos pudessem ser implementados ainda nos primeiros estágios de produção para aumentar a produtividade do reservatório. Atualmente muitos poços não seguem a ordem “tradicional” de aplicação dos métodos de recuperação, na qual a primária precede a secundária que por sua vez precede a terciária. Por isso esses métodos são mais comumente nomeados como “Métodos Avançados de Recuperação” (EOR na grafia em inglês *Enhanced Oil Recovery*) (Tzimas, et al., 2005). Em certos casos, como nos campos de óleo extrapesado ou



betume, a utilização de injeção de vapor é indispensável para viabilizar ou até mesmo possibilitar a produção<sup>1</sup>.

## 2.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Devido ao extenso domínio e grande complexidade das operações envolvidas nesses processos e o alto custo dos equipamentos utilizados, é preciso ter garantias ou certezas o suficiente para estabelecer níveis viáveis de eficiência e eficácia. Por isso é imprescindível utilizar de simulações – executadas por computador devido à quantidade de dados e cálculos – para planejar a viabilidade técnica e econômica de todas as operações para produzir ou recuperar óleo (Solrud, 2012).

As simulações começam a ser aplicadas antes mesmo de as perfurações começarem, ainda na fase de prospecção. Para estimar o tamanho do reservatório e suas características, uma série de medições e simulações são feitas utilizando uma aparelhagem especial e modelos geológicos, físicos e matemáticos. Essas primeiras estimativas indicam os prováveis locais onde o óleo pode estar armazenado e os locais mais adequados para construir os poços de produção e injeção (Holstein, 2007).

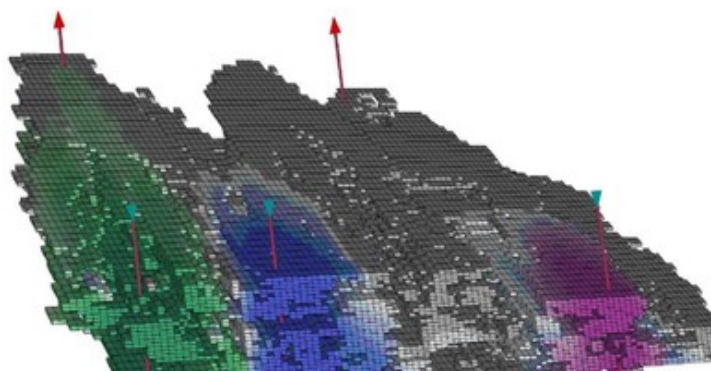


Figura 10 - Modelo de reservatório mostrando abrangência dos poços injetores<sup>2</sup>

---

1 Queiroz Galvão. (2015, Abril 29). Métodos de Recuperação. QGEP: <http://www.qgep.com.br/static/ptb/metodos-de-recuperacao.asp?idioma=ptb>

2 [http://www.ife.no/en/ife/ife\\_images/petro/rele/ressim/image\\_preview](http://www.ife.no/en/ife/ife_images/petro/rele/ressim/image_preview)

Depois que os primeiros poços são perfurados é possível averiguar com mais precisão a quantidade e a qualidade do óleo e dos demais fluidos no reservatório. Tendo essas informações, modelos mais precisos podem ser elaborados para simular o efeito da extração de óleo e gás na energia do reservatório e o efeito das operações de recuperação. Essas simulações podem determinar aspectos fluidodinâmicos, como linhas de fluxo, pressão ou percentual de fases (Figura 10), ou aspectos geológicos, como porosidade, tipo de rocha, falhas ou permeabilidade do reservatório (Aziz & Settari, 1979). Esses modelos consideram informações vindas da interpretação estratigráfica, geofísica, petrofísica e estrutural das leituras previamente realizadas. Essas simulações são essenciais para uma eficaz extração e recuperação de óleo (Schroeder, 2011).

Mesmo depois que os poços foram perfurados as simulações ainda são empregadas para acompanhar os processos, detectar falhas ou riscos e determinar quando é necessário realizar alguma intervenção. Isso é feito através da constante atualização entre o modelo geológico e a simulação do reservatório e as informações colhidas em campo (Ertekin, et al., 2001).

Como devem abranger todo o reservatório, os modelos tridimensionais excluem os poços do domínio da simulação, considerando as entradas e saídas no reservatório como pontos localizados. Por conta disso modelos específicos são aplicados na simulação dos poços e tubulações que ligam o reservatório às plantas de produção ou injeção.

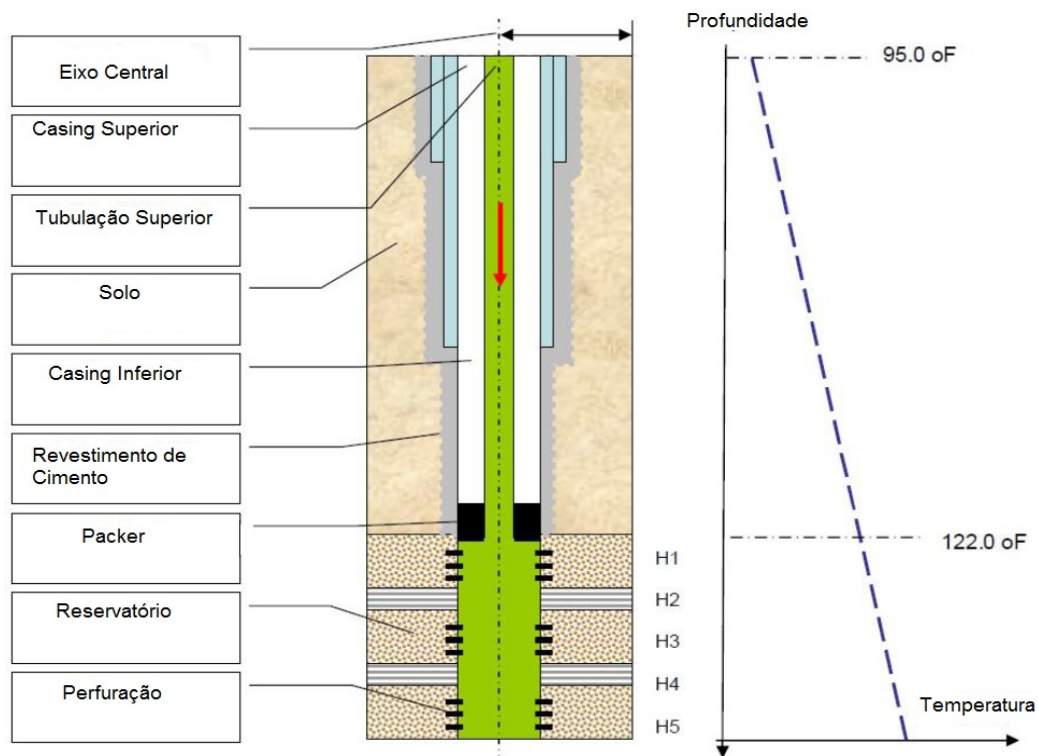


Figura 11 - Simulação de injeção de vapor  
Adaptado de (Wang, et al., 2010)

A simulação de poços não somente complementa a simulação do reservatório, mas também fornece indicativos cruciais para operações de injeção e intervenção nos poços. Existem muitas grandezas de interesse que não podem ser medidas através de sensores nos poços que precisam ser simuladas para garantir o bom funcionamento da operação de recuperação e dos equipamentos instalados nos poços. Na Figura 11 observamos um esquemático de uma coluna de injeção de vapor – representado em verde – na qual o fluxo se desenvolve da cabeça do poço até o fundo do mesmo, passando por vários equipamentos e zonas, com uma temperatura demonstrada no gráfico ao lado do desenho esquemático dessa figura.

Simular as operações térmicas de EOR é crucial para determinar sua eficácia, e normalmente é feito desde a etapa da escolha dos equipamentos que irão compor a coluna (Wang, et al., 2010).



## 2.8 ESTRUTURA DE PRODUÇÃO E RECUPERAÇÃO DE ÓLEO

Não basta somente conhecer os processos para elaborar um modelo para simular as operações de produção e recuperação de óleo. É preciso também conhecer os equipamentos que fazem parte desses processos – e como compõem sua estrutura – para saber como é composto o domínio da simulação, quais dados podem ser medidos ou inferidos com sensores, quais intervenções podem ser feitas e que tipo de resultados são esperados para cada caso segundo os parâmetros de projeto desses equipamentos.

### 2.8.1 POÇOS E LINHAS DE TRANSPORTE

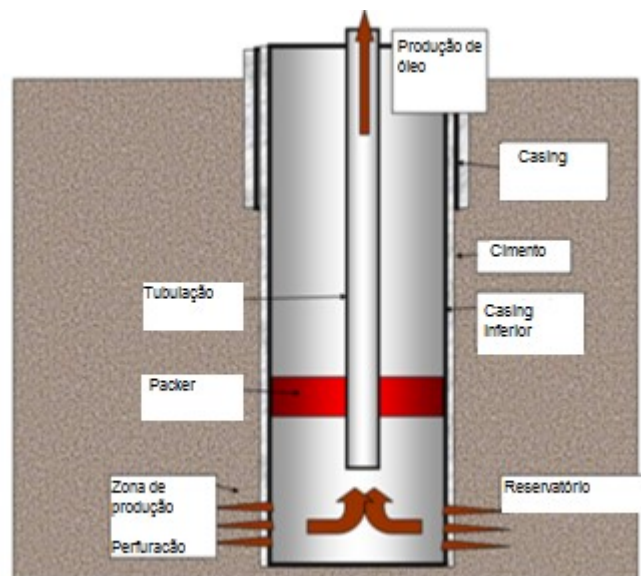


Figura 12 - Esquemático de um poço de produção<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Adaptado de [http://www.mastersoftrivia.com/blog/wp-content/uploads/2011/08/Oil\\_Well1.png](http://www.mastersoftrivia.com/blog/wp-content/uploads/2011/08/Oil_Well1.png)

Os poços são construídos de forma a permitir a comunicação do reservatório com a superfície, sustentando toda as cargas envolvidas nos processos de produção e recuperação durante anos. A estrutura padrão de um poço é conforme a Figura 12, geralmente composta por uma coluna de revestimento (*Casing*) e uma tubulação instalada dentro dessa (*Tubing*). Diversos tipos e composições de revestimentos e tubulações são utilizados para cada operação distinta (Devold, 2013).

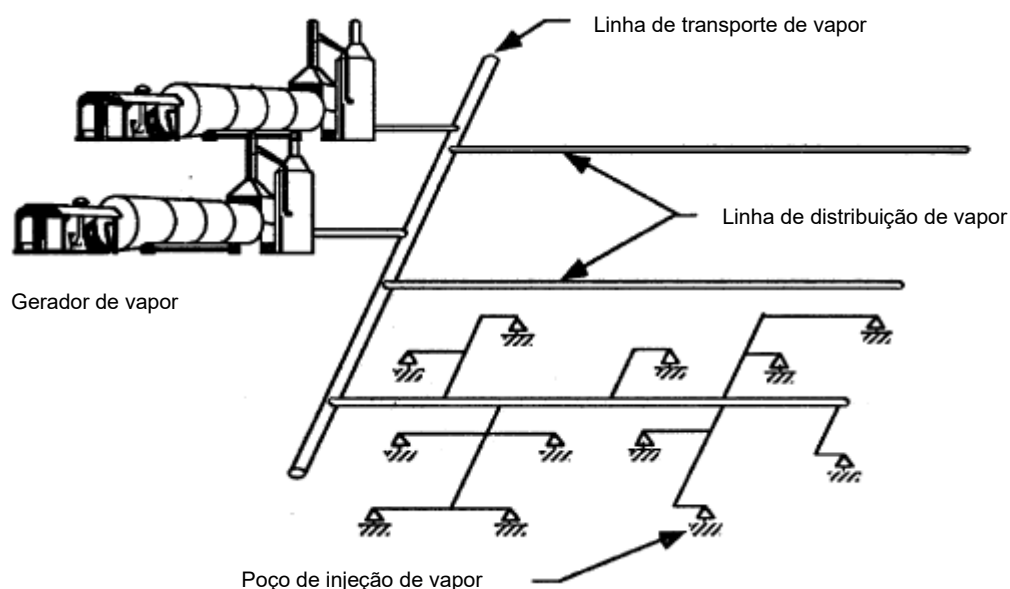


Figura 13 - Gerador e linhas de transporte de vapor  
Adaptado de (Sarathi & Olsen, 1992)

Os poços geralmente se encontram em grandes números nos campos e são conectados às plantas de produção ou injeção por uma matriz ou rede de tubulações (Figura 13) que integram e comunicam os equipamentos e poços do campo. Essas tubulações devem atender a certas especificações e critérios dependendo do fluido que transportam e ao meio nas quais se encontram: Linhas subaquáticas precisam ser construídas de forma a suportar o movimento das marés e as intemperes desses meios, bem como devem ter uma geometria de forma a facilitar sua instalação para não inviabilizar seu uso (Bai & Bai, 2005); Linhas superficiais de injeção de vapor costumam ser isoladas termicamente para manter a temperatura ou energia térmica

do fluido sendo transportado e para evitar falhas ou acidentes causados pela acentuada condensação de gases ou vapores (Sarathi & Olsen, 1992).

Definimos como “linha do fluido” o conjunto de linha de transporte e poço, indo do reservatório até a planta em superfície ou vice-versa.

## 2.8.2 SENSORES

Observando os vários processos que ocorrem ao longo da linha do fluido podemos identificar pontos de interesse – comumente chamados “pontos *nodais*” – nos quais é importante ou até mesmo crucial saber certas condições físicas ou térmicas do fluido ou dos equipamentos. Sempre que possível, esses pontos contêm sensores para informar às plantas de controle ou aos supervisores essas grandezas com precisão e confiabilidade.

Valores de pressão e temperatura nas linhas de fluxo normalmente podem ser medidos com instrumentos normatizados na indústria do óleo e gás. Geralmente termopares – equipamentos eletrônicos capazes de medir temperatura – são capazes de prover uma boa medição pontual de temperatura mesmo em locais remotos, pois podem ser instalados junto aos dutos e tubulações da linha. Porém, em algumas aplicações mais avançadas é possível utilizar fibra ótica para medir temperatura – ou até mesmo pressão – ao longo de uma região extensa (Kersey, 2000). Esses sistemas geralmente são nomeados DTS – *Distributed Temperature Sensing*. A medição de pressão pode ser feita por vários tipos de sensores: capacitivos, piezo-resistivos – *Strain Gage* –, potenciométricos, piezoelétricos, de relutância variável, ressonantes e óticos (Cassiolato & Alves, 2008). Geralmente a escolha é feita considerando o fluido a ser medido, a região de instalação e a viabilidade. As propriedades do escoamento e do fluido indicam a necessidade de medir a pressão parcial de fases, vórtices e turbulências – caso exista, é preciso selecionar sensores mais específicos ou utilizar de equipamentos compostos. A região de instalação pode estar num local de difícil

acesso ou com espaço limitado ou confinado. Nesses casos, é preciso escolher ou até mesmo desenvolver equipamentos com comunicação remota de longa distância e com dimensões físicas compactas para que possa ser instalado no espaço disponível para o mesmo. Mesmo considerando todas essas especificações e restrições, é preciso sempre se limitar à viabilidade da instalação do equipamento, que não pode onerar a operação ou o projeto da planta mais do que é viável na relação de custo e benefícios.

A medição de vazão ou fluxo de fluidos simples ou monofásicos pode ser feito com sensores comuns, como por exemplo placas de orifício. Porém fluidos mais complexos como vapor, mistura de óleo ou gases precisam de sensores com tecnologia mais avançada ou de tabelas de correção – geralmente corrigindo o título, proporção de fases ou até mesmo o desgaste do equipamento com o tempo (Bleakley, 1965). A medição do fluxo de óleo com gás, água, areia, parafina, hidratos ou vapores é um grande desafio tecnológico, ainda mais quando se deseja saber a vazão em locais remotos, como por exemplo no fundo do poço, e em condições extremas (Liu, et al., 1988).

### 2.8.3 MEDIÇÃO DE TÍTULO DE VAPOR

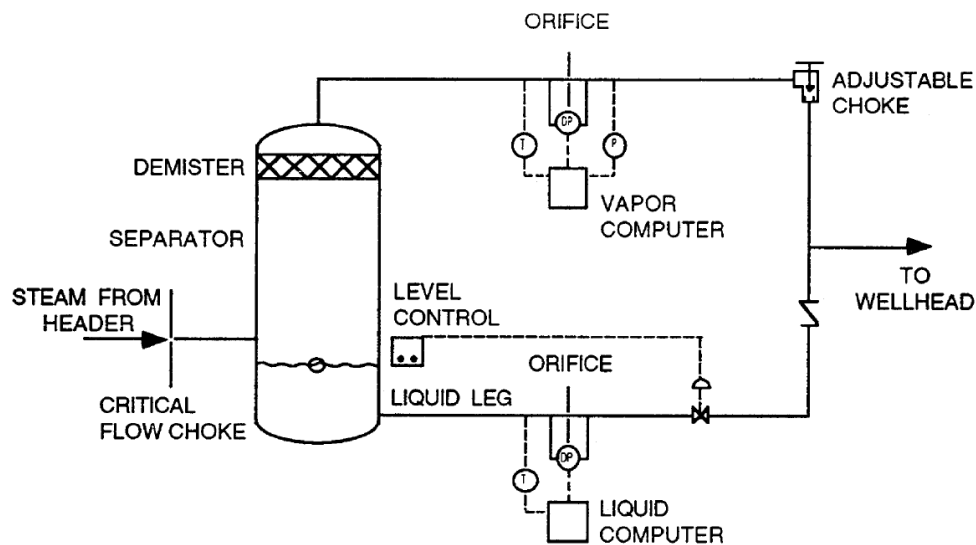


Figura 14 - Medição de título de vapor  
(Sarathi & Olsen, 1992)

O título do vapor, que indica a quantidade de umidade no fluxo, é uma variável crucial para determinar a quantidade de calor presente no fluxo, pois permite a realização do cálculo do balanço energético para calcular as perdas no fluxo. Embora sua medição possa ser feita através de um simples aparato de separação (Figura 14), geralmente esse método não é utilizado por ser pouco prático para as instalações normalmente encontradas nos campos (Sarathi & Olsen, 1992). Uma solução comum para determinar o título é o uso de placas de orifício adaptadas para uma faixa de vazão e título (Pryor, 1966), porém esse método requer que alguns outros dados e parâmetros sejam conhecidos.

Existem outros métodos que dependem de técnicas ou aparelhagem específica para realizar a medição direta ou indiretamente: Por exemplo o “método dos sólidos dissolvidos” consiste em comparar a concentração de sólidos na água do reservatório com a concentração de sólidos no líquido condensado no ponto de medida. Quanto maior o título, mais concentrado será o sólido, pois o mesmo se dissolve muito pouco na fase gasosa. Outro exemplo é o “método da condutividade elétrica”, ou “método da

capacitância elétrica”, que consiste em medir a condutividade ou capacitância elétrica de um ponto no fluxo e compará-los numa tabela que indica os valores conhecidos para cada faixa de título (Sarathi & Olsen, 1992).

Existem também equipamentos feitos para serem instalados na cabeça do poço que não dependem diretamente da medição do fluxo. Um exemplo é o “densitômetro vibrante” que possibilita medir o título de uma mistura indiretamente ao medir sua densidade baseada na amplitude da ressonância da tubulação quando excitada em frequências específicas. A “técnica por absorção de raios gama” consiste em medir a quantidade de raios gama que são absorvidos ao atravessar a tubulação e o fluxo, sendo que quanto maior a densidade do fluido, e por consequência menor o título, maior é a quantidade de raios absorvidos. A “técnica por absorção de nêutrons” funciona da mesma forma que a técnica que utiliza raios gama, porém emite um feixe de nêutrons e lê a quantidade de partículas que são absorvidas ou desviadas pela parte líquida do fluxo (Sarathi & Olsen, 1992).

Atualmente não existem métodos precisos ou viáveis o suficiente para medir título no fundo do poço, ou até mesmo em seu interior (Sarathi & Olsen, 1992) (Wang, et al., 2010).

#### 2.8.4 EQUIPAMENTOS

Existem diversos equipamentos que atuam diretamente sobre o fluxo ou sobre condições do fluido ao longo da linha de transporte. Alguns desses equipamentos determinam ou restringem parâmetros para o fluxo, como vazão ou pressão, outros são apenas dispositivos de segurança que podem ser atuados em determinadas condições.

As plantas de geração de fluido de injeção, como por exemplo os geradores de vapor (Figura 13), têm a função geral de mover o fluido de um reservatório, ou até mesmo de outros poços, para a linha de transporte até os poços de injeção. Essas plantas

geralmente têm aparelhagem para filtrar, aquecer ou resfriar, comprimir ou expandir o fluido do reservatório até que ele esteja em condições adequadas para injeção (Sarathi & Olsen, 1992).

As plantas de produção de óleo e gás (Figura 1) são responsáveis por captar a produção provinda dos poços através das linhas de transporte e realizar as devidas operações para que essa produção seja encaminhada para o *downstream*.

A comunicação das linhas de transporte com os poços é feita por válvulas de comunicação, chamadas de “válvulas de superfície”, ou “*surface valves*”, ou por um conjunto de válvulas de controle e segurança chamado “árvore de natal”, apelidado assim por sua aparência. Essas válvulas permitem o controle de pressão e fluxo dentro da tubulação ou no espaço anular (Bellarby, et al., 2009).

A estrutura do poço se inicia a partir do suporte da tubulação, mais conhecido como *Tubing Hanger*, que tem a função de sustentar e transferir todo o peso da tubulação inserida no poço para a base estrutural do mesmo. Sobre o *Tubing Hanger* é instalada a árvore de natal ou as válvulas de controle do poço (Bellarby, et al., 2009).

Como as válvulas de superfície ou as árvores de natal estão expostas ao meio e sujeitas a quaisquer intemperes, como de desastres naturais ou até acidentes com veículos ou máquinas, válvulas de subsuperfície, ou *subsurface valves*, são instaladas para prover uma camada adicional de segurança ao poço. Geralmente consistem em *flappers* ou atuadores hidráulicos ou elétricos que fecham a comunicação do poço com a superfície em casos de emergência (Bellarby, et al., 2009).

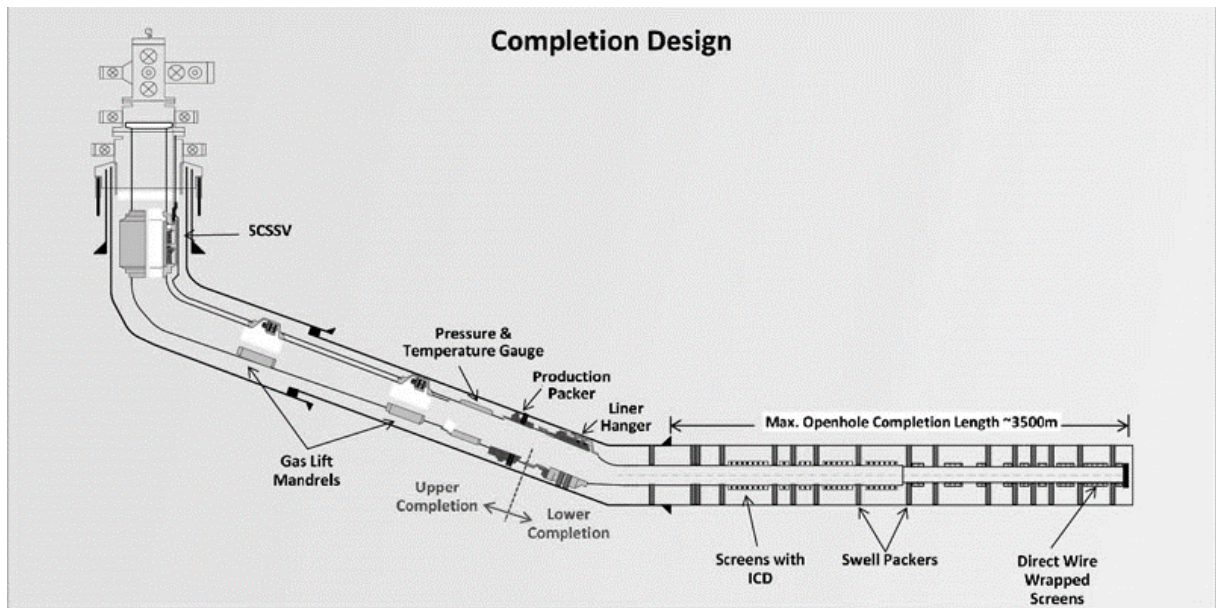


Figura 15 - Esquema de completção de um poço<sup>1</sup>

A extremidade da tubulação no fundo do poço geralmente é ancorada por um *packer*, ou um conjunto de *packers*, como presente na Figura 15. Esses equipamentos envolvem a tubulação, que passa por dentro do mesmo, e são fixos por pressão no revestimento, formando um selo e isolando o espaço anular do poço entre o *tubing hanger*, na cabeça do poço, e o *packer*, ou entre dois *packers* (Bellarby, et al., 2009).

Como a tubulação está confinada entre o *tubing hanger* e o *packer*, geralmente é preciso utilizar *juntas de expansão* ao longo da tubulação para permitir a dilatação e a contração térmica da coluna dentro do poço (Bellarby, et al., 2009).

A união de tubulações de diferentes diâmetros é feita com equipamentos chamados “*Crossovers*”, que simplesmente adaptam as roscas de conexão entre uma tubulação e outra (Bellarby, et al., 2009).

<sup>1</sup> [http://www.drillingcontractor.org/wp-content/uploads/2014/04/Completion\\_designZone16.jpg](http://www.drillingcontractor.org/wp-content/uploads/2014/04/Completion_designZone16.jpg)



A tubulação após o *packer* que se encontra na região de produção ou injeção geralmente recebe uma aparelhagem de controle de areia (Figura 15) com a finalidade de evitar eventuais entupimentos. Esses equipamentos podem ser simplesmente tubulações furadas ou rasgadas ou tubulações encamisadas com telas ou filtros especiais planejados para cada tipo de formação ou fluido (Bellarby, et al., 2009).

## 2.9 ISOLAMENTO TÉRMICO

O transporte de fluidos térmicos como o vapor em linhas sem isolamento pode acarretar em perdas econômicas, riscos operacionais e até mesmo em danos ambientais. Linhas de produção não isoladas estão sujeitas a uma maior precipitação de parafinas ou hidratos em seu interior. Por isso o isolamento térmico é frequentemente empregado em tubulações e colunas de transporte de fluidos de injeção ou produção (Lombard, et al., 2008).

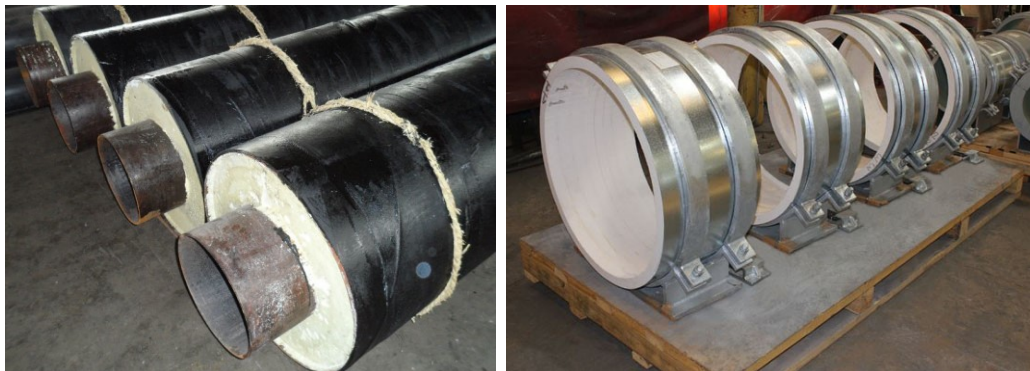


Figura 16 - Jaquetas de isolamento térmico<sup>12</sup>

As linhas superficiais de transporte, que geralmente têm longa extensão, são isoladas com jaquetas de lã de rocha ou de silicato de cálcio, como ilustra a Figura 16, ou com faixas poliméricas, geralmente com uma razoável capacidade de isolamento térmico

---

<sup>1</sup> [http://i01.i.aliimg.com/photo/v2/1836249859/clients\\_favour\\_rubber\\_foam\\_mineral\\_wool\\_pipe.jpg](http://i01.i.aliimg.com/photo/v2/1836249859/clients_favour_rubber_foam_mineral_wool_pipe.jpg)

<sup>2</sup> [https://farm6.staticflickr.com/5477/14466771914\\_c837888816\\_o.jpg](https://farm6.staticflickr.com/5477/14466771914_c837888816_o.jpg)

e com baixo custo. Cada tipo de isolamento tem suas vantagens e desvantagens quanto ao tempo de instalação, resistência a umidade e intemperes naturais, eficiência de isolamento e duração.

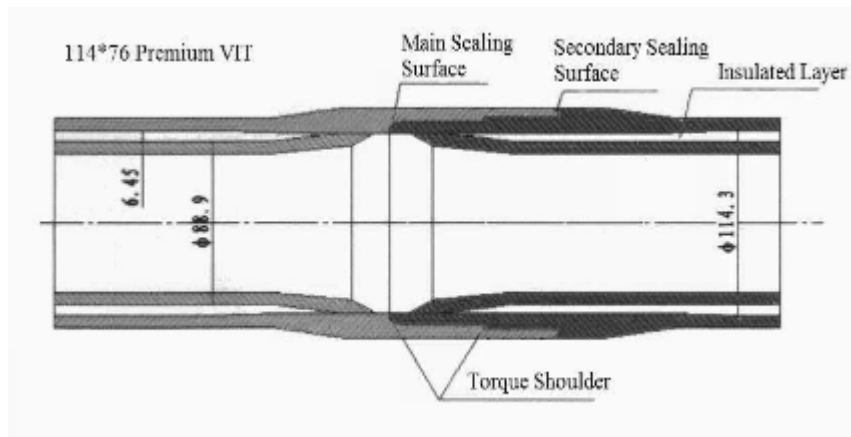


Figura 17 - Coluna isolada a vácuo<sup>1</sup>

Diferentemente das linhas superficiais, as colunas inseridas nos poços não dispõem de muito espaço para isolamento devido ao confinado revestimento nas quais essas são inseridas. Por isso as colunas isoladas (Figura 17) geralmente são construídas com materiais altamente isolantes ou até mesmo vácuo para garantir a maior capacidade de isolamento sem afetar muito o diâmetro interno da tubulação (Lombard, et al., 2008). Os isolantes utilizados nessas colunas geralmente são de alta tecnologia e alto custo.

A maioria das tecnologias de isolamento de colunas atuais utilizam o vácuo como isolamento térmico. Esse processo é eficiente na maioria dos casos, porém o isolamento a vácuo pode ser comprometido após certo tempo de uso pela deterioração da qualidade do vácuo com a penetração de partículas por difusão. Caso o sistema de isolamento não esteja suficientemente equipado com *getters* para

---

<sup>1</sup> [http://www.estarpipe.ca/doc/vacuum\\_insulated\\_tubing\\_2014.pdf](http://www.estarpipe.ca/doc/vacuum_insulated_tubing_2014.pdf)

absorver as partículas penetrantes, ou caso o sistema não esteja bem equipado para suportar as condições do poço, o isolamento térmico pode ser comprometido após poucos anos ou até meses de utilização (Al Shaibj, 2015).

Atualmente compostos cerâmicos de sílica de baixa densidade são utilizados em forma de manta ou pó para garantir o maior isolamento térmico possível em espaços confinados. Tais tecnologias foram desenvolvidas para aplicações aeroespaciais (Fesmire, 2006) e recentemente aplicadas na indústria de óleo e gás.

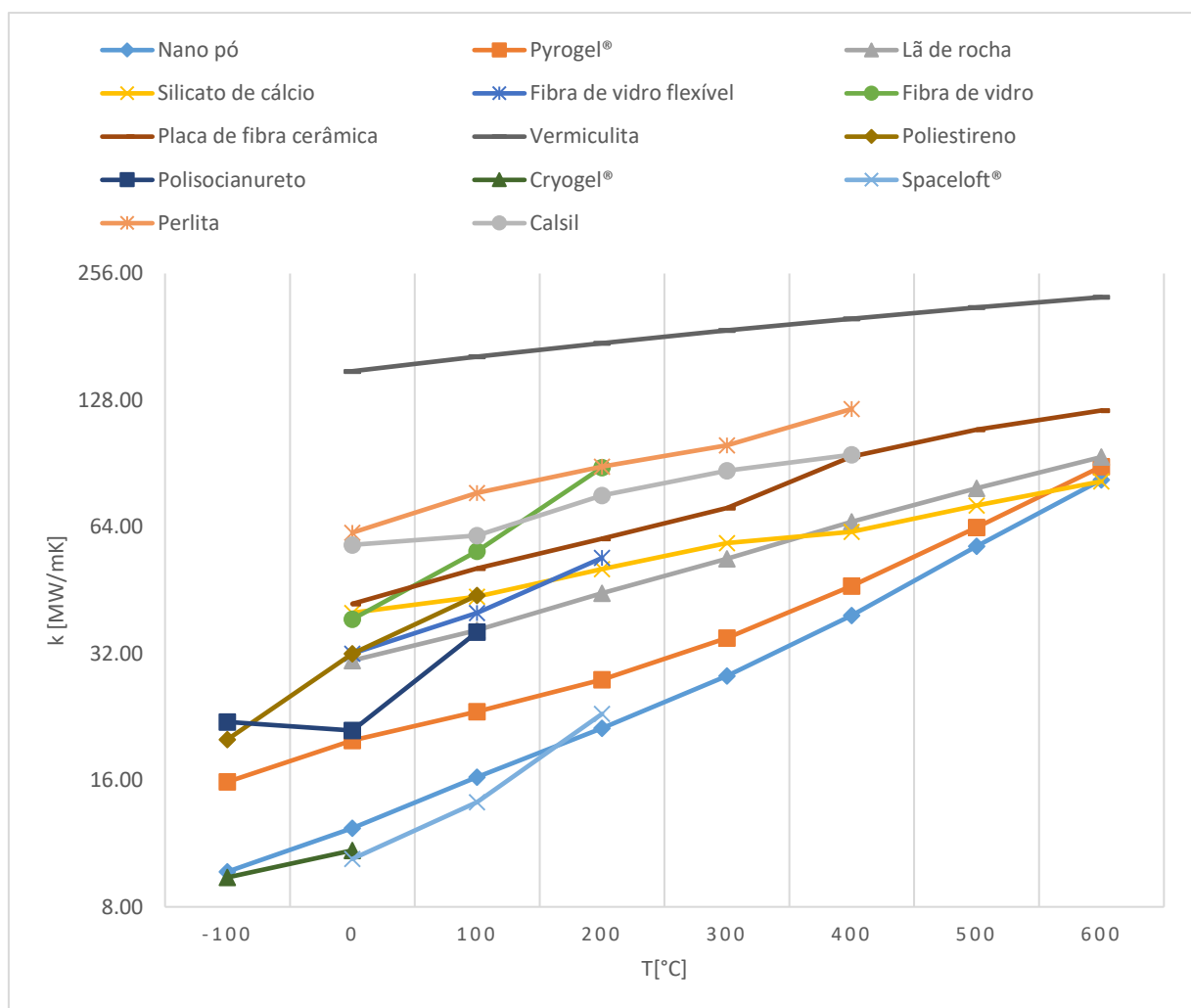


Figura 18 - Condutividade térmica de isolantes comuns em função da temperatura  
*Compilação de diversas fontes*

Outra observação importante é que materiais que são bons isolantes em temperatura ambiente podem perder suas características de isolante térmico com o aumento da temperatura, como demonstra a Figura 18. Alguns materiais utilizados como isolantes sequer suportam as elevadas temperaturas encontradas em algumas operações de injeção de vapor. A Figura 18 permite comparar o desempenho de isolamento térmico em função da temperatura para vários materiais comumente utilizados no isolamento de linhas e colunas de transporte.

### **3 CONCEITOS BÁSICOS DO MODELO**

Para elaborar um modelo matemático e computacional da operação de recuperação de óleo por injeção precisamos estudar a base teórica tanto dos modelos atualmente existentes quanto dos conceitos físicos e computacionais que regem esses modelos.

#### **3.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A base teórica que fundamenta a construção do modelo matemático e computacional para a simulação de injeção de vapor é construída ao observar os modelos existentes na academia e na indústria que abordam o mesmo problema. É importante conhecer as características de cada abordagem para bem situar os conceitos teóricos nas situações que são compatíveis com a abordagem atual utilizada para resolver o problema através do modelo que construímos.

##### **3.1.1 MODELOS DE INJEÇÃO**

As operações de injeção começaram a ser modeladas na década de 60, quando Ramey propôs seu modelo pioneiro específico para as operações de injeção (Ramey, 1962).

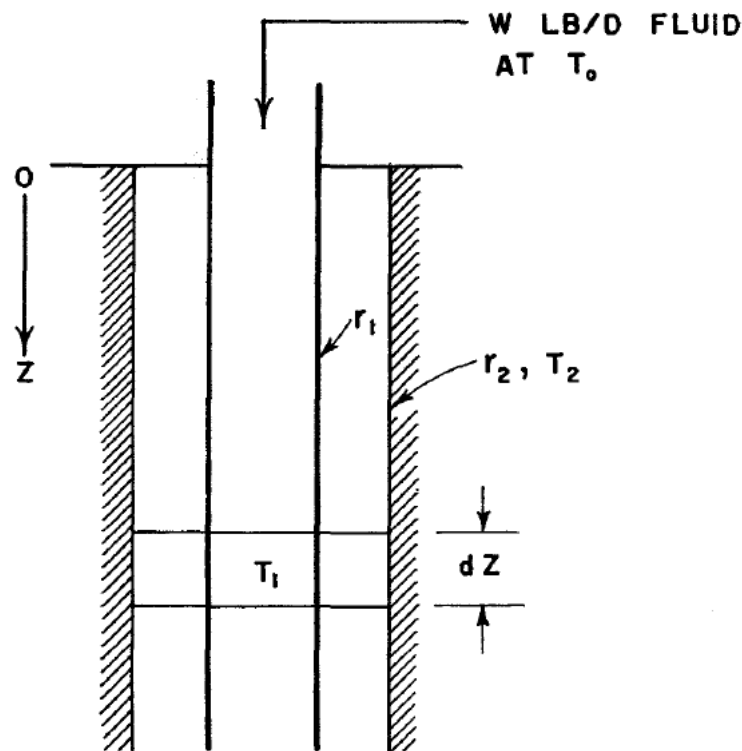


Figura 19 - Modelo de injeção de Ramey  
(Ramey, 1962)

Na Figura 19 observamos o domínio considerado por Ramey. Nesse modelo ele considerou o fluxo permanente, não compressível e monofásico. As equações de balanço de energia e momento foram resolvidas analiticamente para obter aproximações para a distribuição de temperatura e pressão ao longo da linha de fluxo. Nesse modelo foram negligenciadas a energia cinética, a perda de carga por fricção e a mudança de coeficiente de troca de calor com a formação ao longo da profundidade do poço (Ramey, 1962).

Em 1965 Satter propôs um modelo complementar ao de Ramey que considera a variação do coeficiente de troca térmica ao longo do poço, porém ele considera que a pressão não varia ao longo da linha de fluxo (Satter, 1965).



Por fim Earlougher propõe um modelo de injeção que utiliza o modelo de Hagedorn e Brown para calcular as correlações do fluido bifásico, porém considerando que não há escorregamento entre fases (Earlougher, 1969).

### 3.1.2 SIMULAÇÃO DE PERDA DE CALOR

Existem muitos estudos recentes acerca da perda de calor em operações de injeção. Um desses estudos é o trabalho de Dias Jr. e Romero realizado em 2014, no qual eles utilizaram um software comercial, o PIPESIM®, para modelar e simular a perda de calor em alguns trechos de injeção de vapor. Nesse trabalho os autores descrevem a metodologia de análise computacional de um caso de estudo que compara diferentes linhas de injeção de vapor e demonstram os resultados das simulações para cada caso, nos quais obtiveram o perfil de temperatura e pressão do fluido ao longo do fluxo para cada condição estudada (Dias Junior & Romero, 2014).

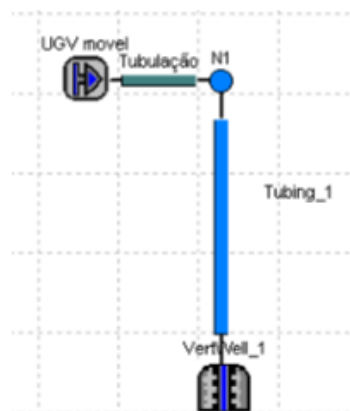


Figura 21 - Domínio da simulação computacional no trecho de injeção  
(Dias Junior & Romero, 2014)

Na Figura 21 observamos o domínio considerado por Dias Jr. e Romero no modelo computacional construído no software PIPESIM®. O domínio da simulação desse modelo inicia numa Unidade de Geração de Vapor (UGV), hora móvel e perto do poço, hora fixa e distante do poço. O domínio do problema considera desde o ponto de saída de fluxo da unidade de geração de vapor, continuando ao longo de uma tubulação



superficial, então por tubulações dentro do poço de injeção e termina na região de entrada do fluido no reservatório através da zona de completação (Dias Junior & Romero, 2014).

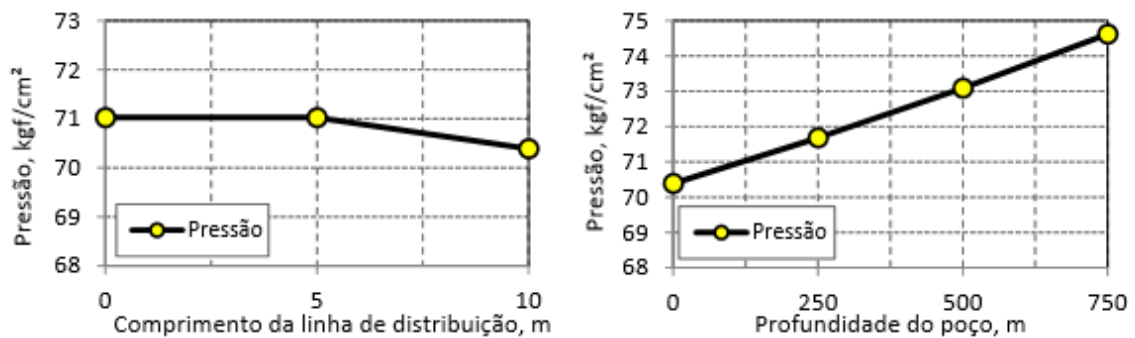


Figura 22 - Resultados de pressão para um caso simulado  
(Dias Junior & Romero, 2014)

A Figura 22 mostra os resultados obtidos por Dias Junior e Romero, 2014, nos quais é possível observar o comportamento de propriedades, como pressão e temperatura, ao longo do comprimento do domínio (Dias Junior & Romero, 2014). Esses gráficos permitem avaliar as perdas de carga e calor para cada simulação.

Dias Junior & Romero, 2014 simularam várias combinações de comprimento de linha superficial e diâmetros de tubulação foram simulados com o objetivo de quantificar o impacto da utilização de unidades móveis de geração de vapor em diversas situações nas condições finais do fluido de injeção na formação (Dias Junior & Romero, 2014) e concluíram que a utilização de unidades móveis de geração de vapor podem diminuir as perdas de calor por encurtarem os trechos de transporte superficial de vapor.

### 3.1.3 SIMULAÇÕES INDUSTRIAIS DE INJEÇÃO DE VAPOR

Atualmente existem muitos campos de exploração de óleo ativos que utilizam injeção de vapor. Cada um desses campos, como previamente comentado, demanda profundas análises em várias áreas para garantir a viabilidade das operações. Um

desses campos é o campo de Mukhaizna, no Sul de Oman, que é operado pela empresa Occidental. Al Shaibi demonstra em seu trabalho como a empresa Occidental colhe dados e realiza as simulações relevantes para as operações de injeção de vapor (Al Shaibi, 2015).

Uma das principais contribuições do trabalho de Al Shaibi é a comparação de eficiência de equipamentos de isolamento obtida pelas simulações com dados colhidos utilizando instrumentos de sensoriamento instalados nos poços nos quais esses equipamentos foram utilizados (Al Shaibi, 2015).

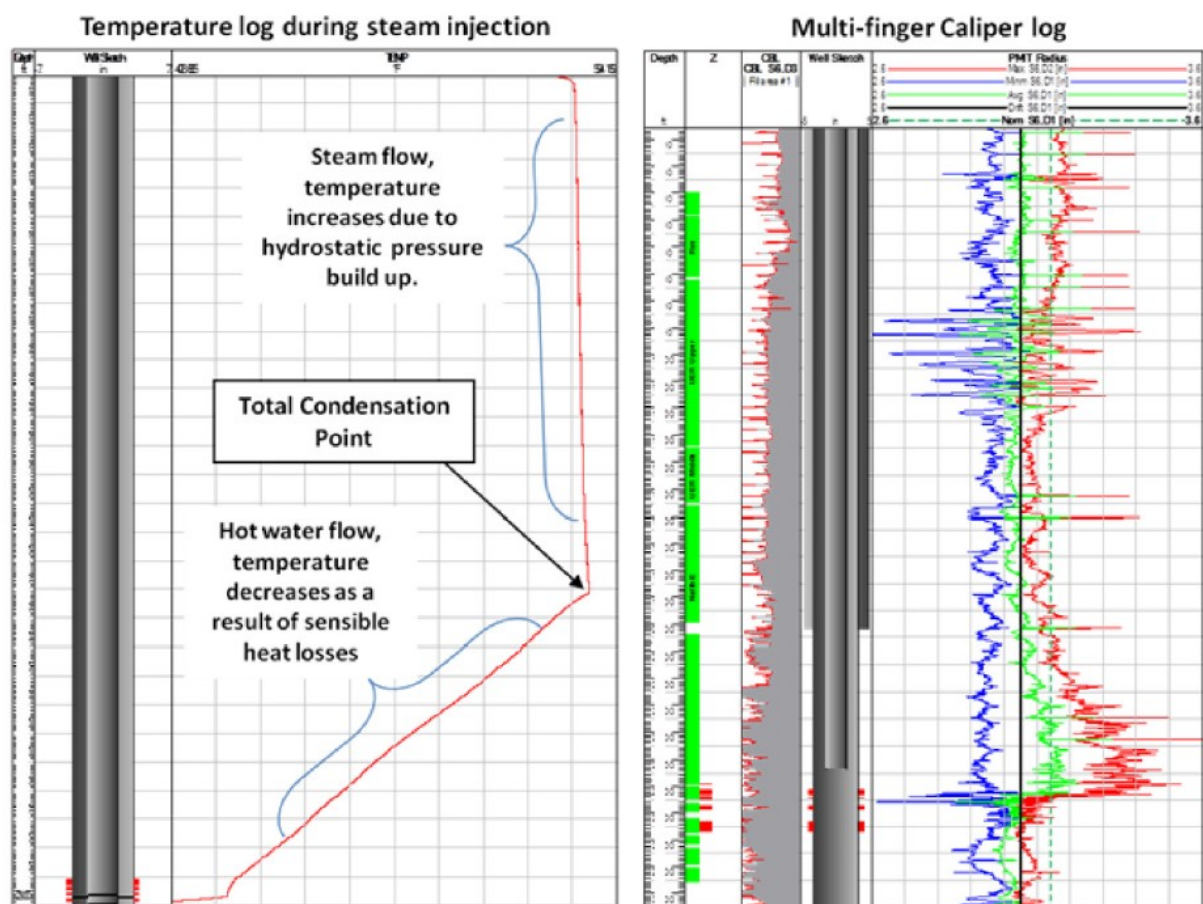


Figura 23 - Dados experimentais  
(Al Shaibi, 2015)

A Figura 23 mostra à esquerda o registro de temperatura de injeção ao longo da profundidade do poço, no qual é possível observar a profundidade onde ocorre a

condensação. À direita é possível observar a leitura da temperatura em várias camadas radiais diferentes do poço. Esses dados permitem a comparação, validação e calibração dos resultados do modelo matemático utilizado nas simulações (Al Shaibi, 2015).

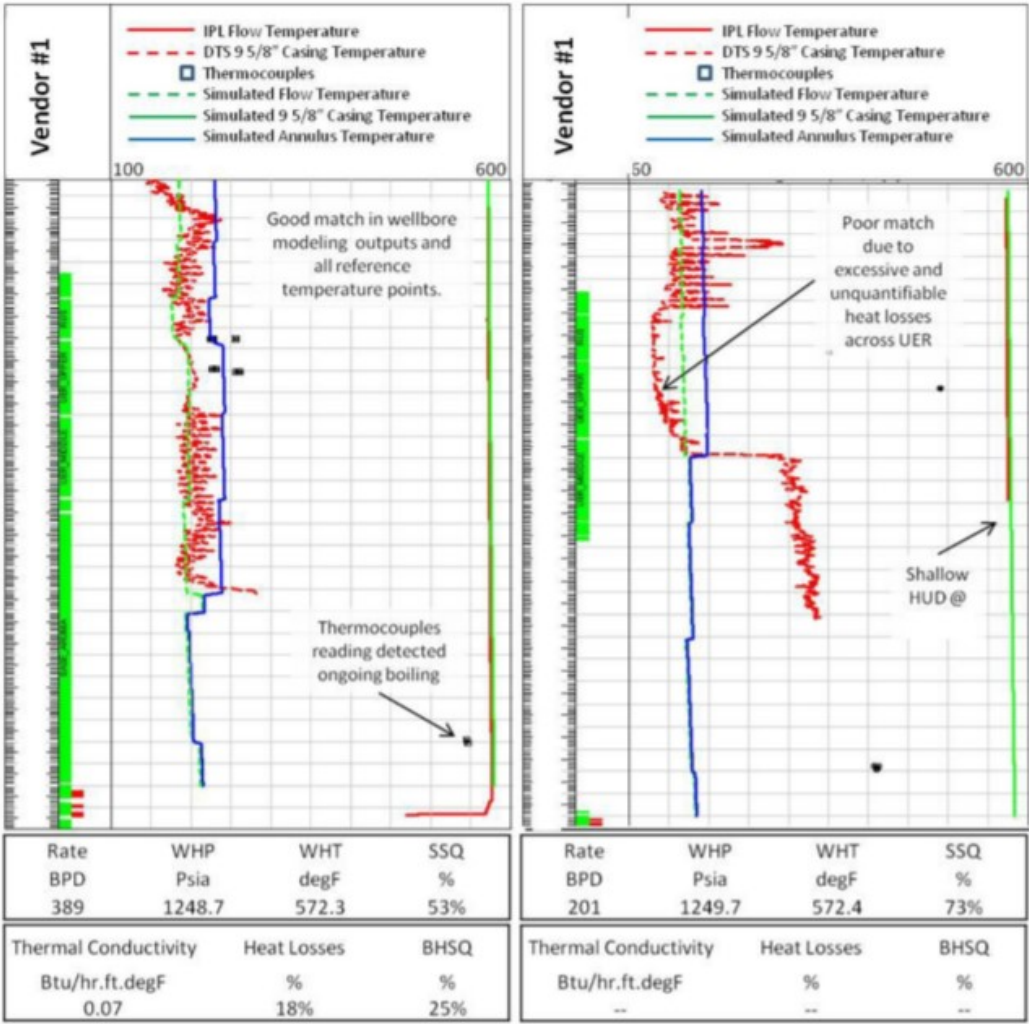


Figura 24 - Resultado de leituras e simulação para um equipamento (Al Shaibi, 2015)

Na Figura 24 observamos os resultados das leituras de sensores e das simulações computacionais para dois poços diferentes utilizando o equipamento denominado *Vendor #1*, referente a um fornecedor de equipamentos que o autor decidiu ocultar. À esquerda observamos os resultados para um poço com uma certa condição favorável

para a realização da simulação. À direita observamos um poço no qual ocorreram dificuldades que são devidamente explicadas no artigo. O trabalho expõe resultados como esses para quatro equipamentos diferentes, cada um de um fornecedor diferente, e compara sua eficiência simulada e medida (Al Shaibi, 2015).

## 3.2 CONCEITOS BÁSICOS PARA O MODELO MATEMÁTICO

Os conceitos físicos e computacionais utilizados nesses modelos anteriormente apresentados precisam ser estudados para conhecermos sua aplicabilidade e o efeito das hipóteses simplificadoras de cada uma das referências estudadas. A conjunto de conceitos aqui expostos fundamentam a base teórica bem como as hipóteses simplificadoras que utilizamos para desenvolver o modelo apresentado neste trabalho.

### 3.2.1 LEI DE FOURIER

A Lei de Fourier relaciona o calor transmitido num meio com o gradiente de temperatura do meio considerando a condutividade térmica do material que compõe o meio (Incropera, et al., 2006).

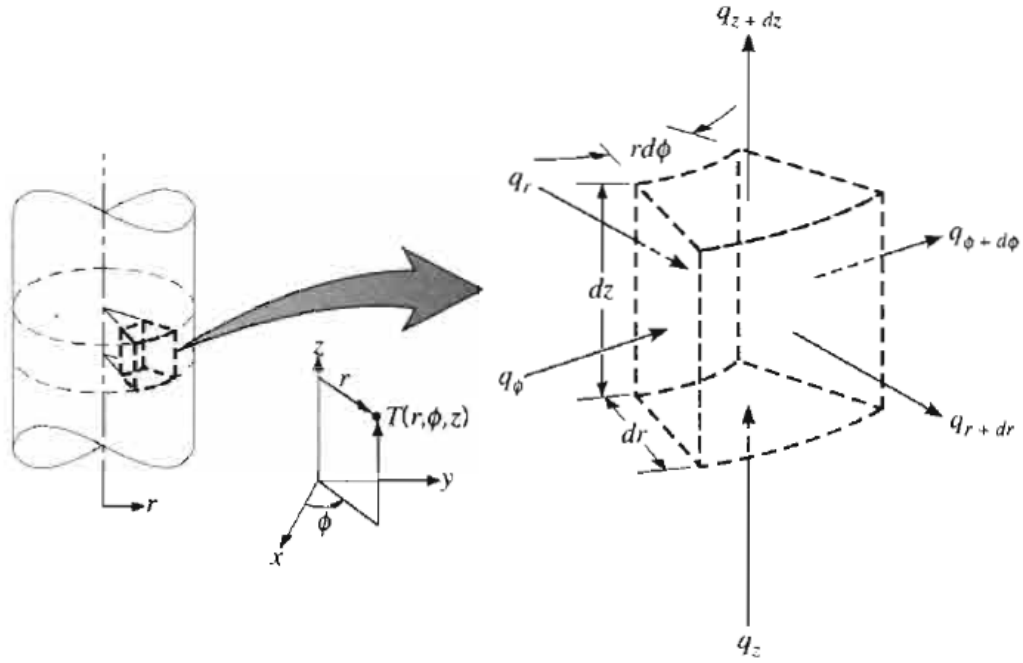


Figura 25 - Elemento diferencial em coordenadas cilíndricas  
(Incropera, et al., 2006)

A Figura 25 mostra um elemento diferencial em coordenadas cilíndricas, no qual a Lei de Fourier se aplica segundo a seguinte expressão:

$$q'' = -k\nabla T = -k \left( \hat{i} \frac{\partial T}{\partial r} + \hat{j} \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \hat{k} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.1)$$

onde  $q''$  é o vetor do fluxo de calor,  $k$  é a condutividade térmica do material,  $T$  é a temperatura e  $\nabla T$  é o gradiente de temperatura.  $i$ ,  $j$  e  $k$  são as componentes do vetor canônico em coordenadas cilíndricas.

Considerando que  $\frac{\partial T}{\partial r} \gg \frac{\partial T}{\partial z}$  e  $\frac{\partial T}{\partial \theta} \approx 0$ , podemos assumir que o calor trocado pode ser obtido diretamente a partir do fluxo de calor radial. Assim consideramos que:

$$q = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (3.2)$$

Onde  $q$  é o calor trocado,  $L$  é o comprimento do cilindro,  $T_s$  é a temperatura da superfície e  $r$  é o raio da superfície do cilindro.

Nos casos de condução de calor onde o cilindro é composto por várias superfícies e materiais diferentes, é preciso correlacionar o fluxo de calor radial com a resistividade térmica de cada camada. Isso pode ser feito considerando resistências seriais ou paralelas ao fluxo de calor (Incropera, et al., 2006).

A resistividade térmica de uma camada sólida pode ser calculada por:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.3)$$

A resistividade térmica total  $R_{tot}$  equivalente é obtida somando as resistências em série e ponderando as resistências em paralelo.

O calor trocado pode ser calculado em função de  $R_{tot}$  pela expressão:

$$q = \frac{T_{s,i} - T_{s,f}}{R_{tot}} \quad (3.4)$$

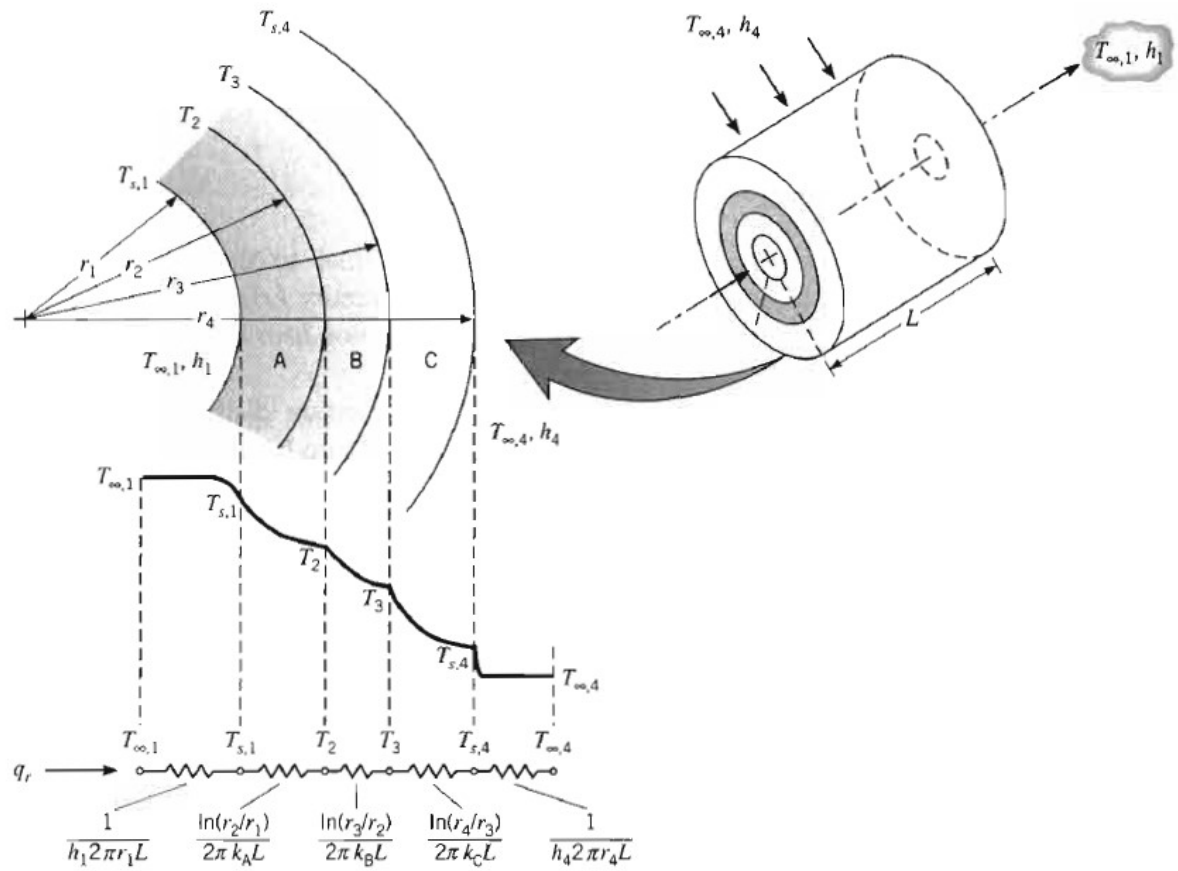


Figura 26 - Condução de calor em camadas cilíndricas coaxiais  
(Incropera, et al., 2006)

A Figura 26 exemplifica a aplicação da Equação (3.4) em um cilindro com convecção nas faces interna e externa (Incropera, et al., 2006).

### 3.2.2 COEFICIENTE DE CONVECÇÃO

A resistividade térmica de uma troca de calor por convecção pode ser calculada pela expressão:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} 2\pi r_i L} \quad (3.5)$$

Na qual  $r_i$  é o raio interno da camada e  $h_{conv}$  é o coeficiente de convecção, que pode ser calculado de várias maneiras dependendo das condições geométricas e físicas da troca de calor (Incropera, et al., 2006).

O coeficiente de convecção pode ser relacionado com o Número de Nusselt através de:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{conv}D}{k} \quad (3.6)$$

O Número de Nusselt pode ser obtido através de correlações empíricas com outras grandezas (Incropera, et al., 2006).

No caso de convecção forçada externa em um cilindro por um fluxo de fluido a uma temperatura ambiente numa direção perpendicular ao eixo do cilindro, o Número de Nusselt pode ser obtido em função do Número de Reynolds e do Número de Prandtl através da expressão:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.7)$$

Válida para os casos onde  $Pr > 0,7$ . Nessa correlação os coeficientes C e m são obtidos de tabelas de constantes, como a tabela de Hilpert (Incropera, et al., 2006).

Tabela 2 - Constantes para a equação empírica de Hilpert

$Re_D$	C	m
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4000	0.683	0.466
4000 – 40000	0.193	0.618
40000 – 400000	0.027	0.805

No caso de convecção forçada na superfície interna por um fluxo de fluido na direção axial, o Número de Nusselt pode ser obtido por:



$$\overline{Nu}_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \quad (3.8)$$

Válida para os casos onde  $\frac{L}{D} > 10$ , pois considera o escoamento desenvolvido e turbulento, e onde  $0,6 < Pr < 160$ . O valor  $n = 0,4$  nos casos em que a temperatura do meio é maior do que a temperatura da superfície, e  $n = 0,3$  nos outros casos. No escoamento laminar podemos adotar  $\overline{Nu}_D = 3,66$  (Incropera, et al., 2006).

Nos casos de convecção natural externa ao cilindro, o Número de Nusselt é correlacionado com o Número de Rayleigh através da expressão:

$$\overline{Nu}_D = C Ra_D^n \quad (3.9)$$

Onde C e n podem ser obtidos pela Tabela 3, denominada Tabela de Morgan (Incropera, et al., 2006).

Tabela 3 - Constantes para a equação empírica de Morgan

$Ra_D$	C	n
$10^{-10} - 10^{-12}$	0.675	0.058
$10^{-2} - 10^2$	1.02	0.148
$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
$10^4 - 10^7$	0.480	0.250
$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.333

Nos casos de convecção entre dois cilindros concêntricos horizontais pode-se utilizar a mesma correlação de resistência térmica para os sólidos, mas considerando uma condutividade efetiva ( $k_{eff}$ ) de um suposto fluido molecular estacionário, onde:

$$k_{eff} = 0.386 k \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{\frac{1}{4}} Ra_c^{1/4} \quad (3.10)$$

Nos casos de cilindros concêntricos verticais é possível utilizar as mesmas correlações utilizadas para placas verticais, caso a espessura da camada limite de convecção seja menor que a diferença entre os raios dos tubos (Willhite, 1967). A

correlação de Dropkin e Somerscales permite encontrar o valor de  $k_{eff}$  pela expressão:

$$k_{eff} = 0.049 k (Gr Pr)^{\frac{1}{3}} Pr^{0.074} \quad (3.11)$$

Onde  $Gr$  é o Número de Grashof. Essa correlação é válida no intervalo  $5 \times 10^4 < Gr Pr < 7.17 \times 10^8$  (Dropkin & Somerscales, 1965).

Existe um grande número de correlações para encontrar o coeficiente de convecção em situações mais específicas, como por exemplo nos fluxos multifásicos com transformações de fase, nos fluxos angulares, ou seja, aqueles não perpendiculares nem paralelos ao eixo do cilindro, e nos casos de múltiplos tubos adjuntos, como nos trocadores de calor. Em cada uma dessas situações deve-se procurar correlações mais precisas de acordo com a geometria e as condições físicas do fenômeno específico (Incropera, et al., 2006).

O coeficiente de convecção pode ser adaptado para representar outros fenômenos de troca de calor com comportamento similar, como a irradiação ou como a troca de calor com meios semi-finitos.

A resistividade térmica por radiação pode ser calculada pela expressão:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} 2\pi r_i L} \quad (3.12)$$

Onde  $h_{rad}$  é o coeficiente de transferência de calor por irradiação, que pode ser calculado pela expressão:

$$h_{rad} = \varepsilon \sigma (T_i^2 + T_e^2) (T_i + T_e) \quad (3.13)$$

Onde  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície,  $\sigma$  é a constante de Stephen-Boltzmann ( $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$ ),  $T_i$  é a temperatura da face interna e  $T_e$  é a temperatura da face externa (Incropera, et al., 2006).

### 3.2.3 CALOR TROCADO COM A FORMAÇÃO

Como o solo que compõe a formação rochosa é um meio semi-finito, é preciso modelar a troca de calor de forma a dispensar o volume de material a trocar calor, mas considerando seu efeito no domínio do problema. Para tal, a troca de calor com o volume da formação pode ser modelada com base em resultados experimentais pelo método gráfico através de uma resistividade equivalente (Ramey, 1962) que considera as propriedades do solo e o comportamento transiente da temperatura dentro do domínio (Willhite, 1967).

A resistividade térmica da troca de calor com o solo pode ser obtida pela expressão:

$$R_{Solo} = \frac{f(t_D)}{2\pi k_{solo}} \quad (3.14)$$

onde  $k_{solo}$  é a condutividade térmica do solo,  $t_D$  é o parâmetro adimensional temporal da difusividade do solo, calculado por:

$$t_D = \frac{\alpha_{solo} t}{r_{solo}^2} \quad (3.15)$$

onde  $\alpha_{solo}$  é a difusividade térmica do solo,  $t$  é o tempo em horas em que o domínio interagiu com a formação e  $r_{solo}$  é o raio do fim do domínio do cilindro.

O termo  $f(t_D)$  é a função-tempo que representa o coeficiente da resistividade térmica conforme a temperatura média do solo ao longo de um determinado tempo. Para valores de  $t_D < 100$ , esse coeficiente pode ser aproximado por:

$$f(t_D) = 0.5 \ln(t_D) + 0.403 \quad (3.16)$$

Para os valores de  $t_D \geq 100$  a tabela de coeficientes para a função-tempo (Tabela 4) permite extrapolar iterativamente o valor de  $f(t_D)$  com base no intervalo de  $t_D$  e  $f(t_D)$  (Willhite, 1967).

Tabela 4 - Coeficientes para a função-tempo

$t_D$	100	50	20	10	5	2	1	0.5	0.2	0.1	0.05	0.02	0.01	0
0.1	0.313	0.313	0.314	0.316	0.318	0.323	0.33	0.345	0.373	0.396	0.417	0.433	0.438	0.445
0.2	0.423	0.423	0.424	0.427	0.43	0.439	0.452	0.473	0.511	0.538	0.568	0.572	0.578	0.588
0.5	0.616	0.617	0.619	0.623	0.629	0.644	0.666	0.698	0.745	0.772	0.79	0.802	0.806	0.811
1	0.802	0.803	0.806	0.811	0.82	0.842	0.872	0.91	0.958	0.984	1	1.01	1.01	1.02
2	1.02	1.02	1.03	1.04	1.05	1.08	1.11	1.15	1.2	1.22	1.24	1.24	1.24	1.25
5	1.36	1.37	1.37	1.38	1.4	1.44	1.48	1.52	1.56	1.57	1.58	1.59	1.59	1.59
10	1.65	1.66	1.66	1.67	1.69	1.73	1.77	1.81	1.84	1.86	1.86	1.87	1.87	1.88
20	1.96	1.97	1.97	1.99	2	2.05	2.09	2.12	2.15	2.16	2.16	2.17	2.17	2.17
50	2.39	2.39	2.4	2.42	2.44	2.48	2.51	2.54	2.56	2.57	2.57	2.57	2.58	2.58
100	2.73	2.73	2.74	2.75	2.77	2.81	2.84	2.86	2.88	2.89	2.89	2.89	2.89	2.9

### 3.2.4 PRINCÍPIO DE BERNOULLI

O princípio de Bernoulli descreve o comportamento de um fluido movendo-se ao longo de uma corrente de fluxo (Fox, et al., 2011), e pode ser escrito como:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta H \quad (3.17)$$

Onde  $z_x$  é a altura de um ponto x na corrente de fluxo em relação a um plano horizontal de referência,  $\gamma$  é o peso específico do fluido,  $v_x$  é a velocidade do fluido,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\Delta H$  é a perda de carga que ocorre entre os pontos 1 e 2.

A Equação (3.17) pode ser reescrita utilizando a densidade do fluido ( $\rho$ ), na forma:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho v_2^2}{2} - \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho g z_2 - \rho g z_1 + \rho \Delta H g \quad (3.18)$$

Ao considerar que os pontos 1 e 2 estão distantes por um diferencial de distância, podemos reescrevê-la em forma diferencial e agrupar os termos tal que:

$$\frac{dp}{dx} = \left(\frac{dp}{dx}\right)_{acc} + \left(\frac{dp}{dx}\right)_{grav} + \left(\frac{dp}{dx}\right)_{fric} \quad (3.19)$$

Que considera as parcelas de aceleração, mudança de potencial gravitacional e perda de carga por fricção.

### 3.2.5 DIAGRAMA DE MOODY

O diagrama de Moody é a representação gráfica em escala duplamente logarítmica do fator de atrito, importante para calcular a parcela de perda de carga por fricção na Equação (3.19), em função do número de Reynolds e a rugosidade relativa de uma tubulação.

No diagrama estão representadas duas situações diferentes: o caso em que o fluxo é laminar e o caso em que o fluxo é turbulento. No caso de fluxo laminar é usada uma das expressões da equação de Poiseuille para determinar o fator de atrito no fluxo. No caso de fluxo turbulento é usada a equação de Colebrook-White (Fox, et al., 2011).

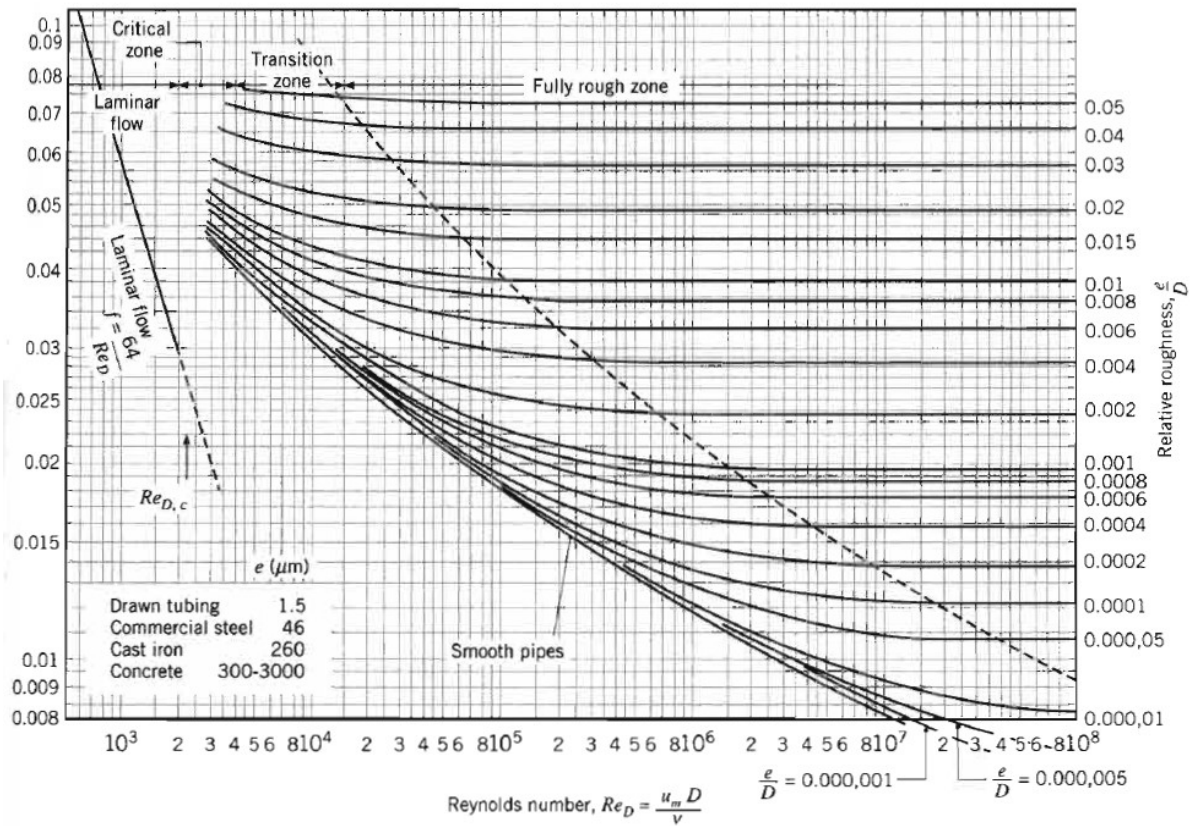


Figura 27 - Diagrama de Moody  
(Incropera, et al., 2006)

A Figura 27 mostra o diagrama que correlaciona o fator de atrito com o Número de Reynolds e a rugosidade relativa da tubulação (Incropera, et al., 2006).

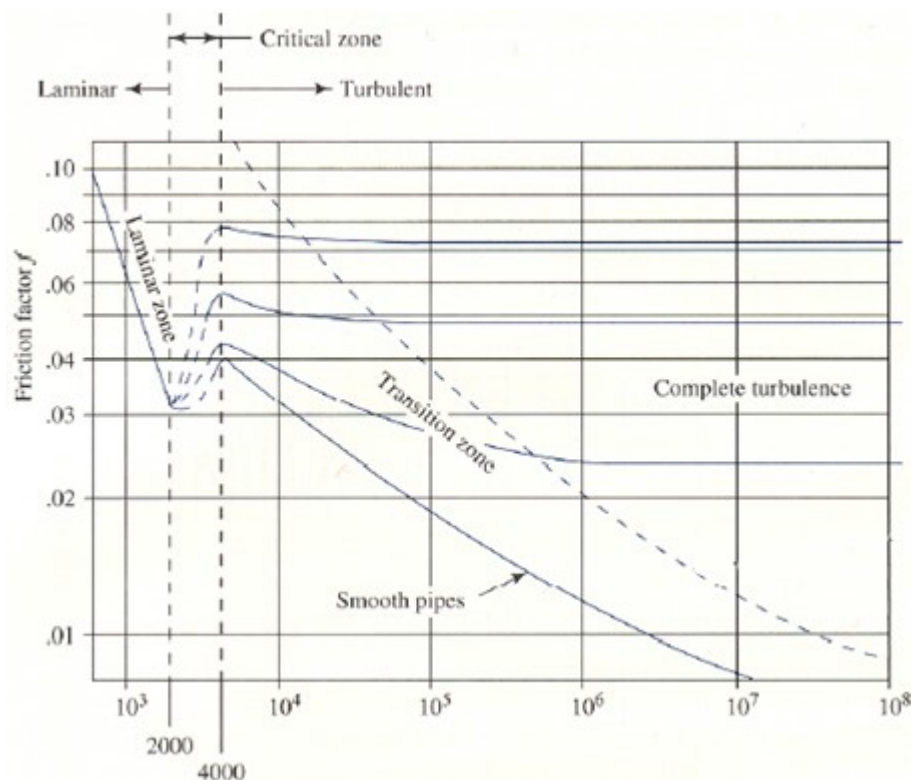


Figura 28 - Zona de transição do Diagrama de Moody<sup>1</sup>

Na região crítica, delimitada entre um intervalo de Número de Reynolds, o valor do fator de atrito pode ser obtido através de uma média ponderada entre os valores de fator de atrito referentes ao escoamento laminar e turbulento (Fox, et al., 2011), como observamos na Figura 28.

### 3.2.6 DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO POR VOLUMES FINITOS

As equações que regem o comportamento do fluido e do fluxo ao longo da linha de fluxo podem ser discretizadas de várias formas viabilizando a solução computacional do problema.

<sup>1</sup> <http://flowinpipe.blogspot.com.br/p/ventunmeter.html>

A discretização por volumes finitos consiste em dividir o domínio em diversos volumes delimitados entre faces, onde as propriedades que antes eram contínuas, agora são avaliadas nos pontos nodais presentes entre essas faces.

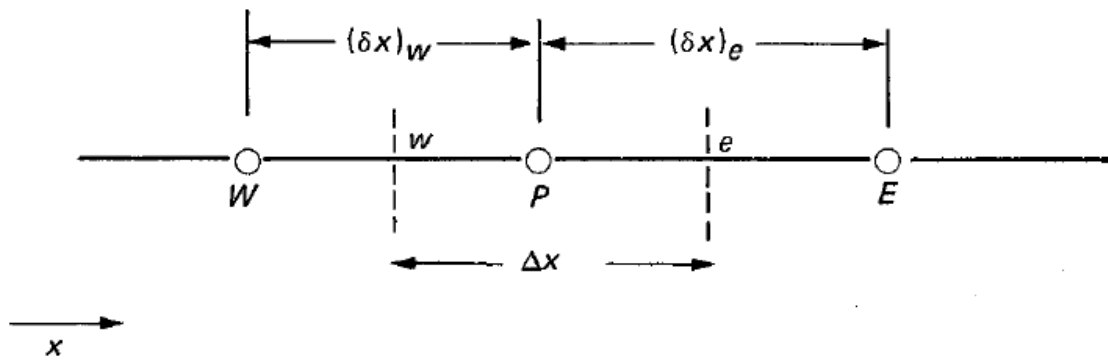


Figura 29 - Colocação das faces dos volumes de contorno em torno dos pontos (Patankar, 1980)

Na Figura 29 observamos um ponto **P** no domínio situado entre os pontos **E** e **W**. As faces **w** e **e** delimitam o volume de controle em torno de **P** (Patankar, 1980).

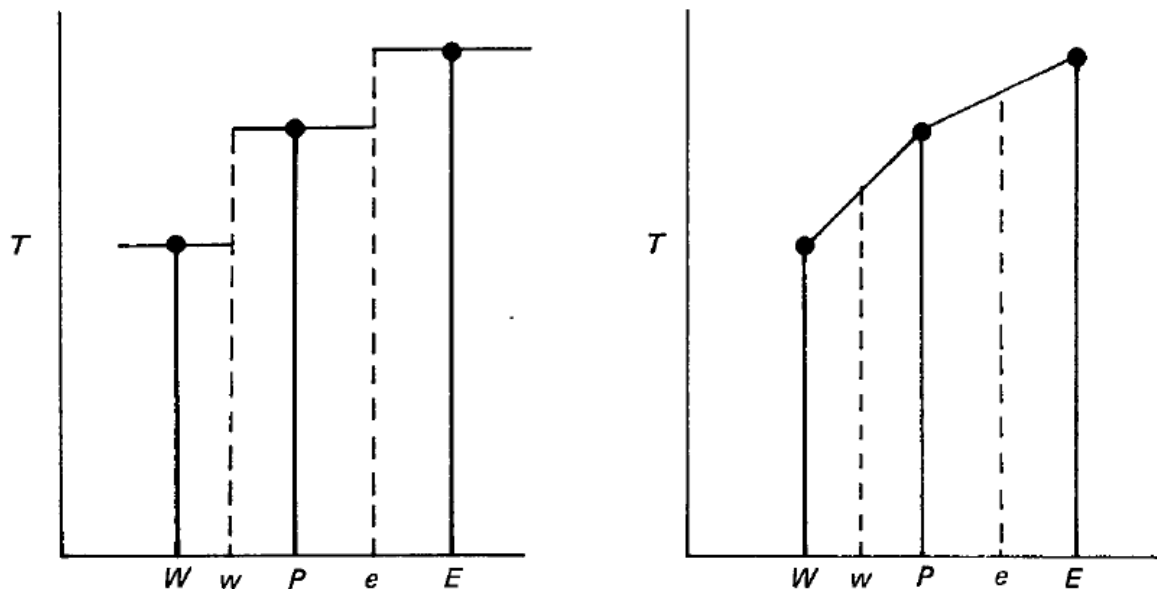


Figura 30 - Valor de uma propriedade  $T$  no volume de controle. Aproximação constante (esquerda) e aproximação linear (direita). (Patankar, 1980)



O valor das propriedades do fluido e do fluxo são avaliadas nesses pontos discretos e então são estendidas para o espaço compreendido dentro dos volumes de controle, mesmo que essas propriedades tenham valores diferentes nesse espaço no domínio contínuo. Os valores das propriedades nos volumes de controle podem ser constantes e iguais ao valor do ponto discreto no centro do mesmo, formando degraus, ou podem ser interpolações lineares, como observamos na Figura 30, ou de ordem maior (Patankar, 1980).

## 4 MODELO MATEMÁTICO

Sabendo como é constituído um poço de petróleo, quais são seus equipamentos e como acontecem as operações de recuperação e produção de óleo, podemos elaborar modelos matemáticos para representar os fenômenos de transporte de calor e massa nessas operações segundo o que rege a base teórica apresentada. Tais modelos nos permitem calcular, a partir de dados de entrada conhecidos ou estimados, parâmetros importantes para as mais diversas operações que são realizadas nesses poços.

Visto a complexidade dos fenômenos que ocorrem envolvendo o transporte de calor e massa durante operações de recuperação de óleo, os modelos geralmente são construídos com simplificações estratégicas de forma a representar uma média dos comportamentos físicos que ocorrem nessas operações. Essas aproximações permitem um erro relativo às medições reais numa faixa de tolerância aceitável segundo normas de qualidade ou práticas comuns para os projetos de engenharia que são elaborados para realizar essas operações.

Os primeiros modelos matemáticos para operações de recuperação e produção de óleo datam da época das primeiras expansões industriais da exploração de petróleo. Os modelos mais significativos de fenômenos de transporte de calor e massa foram desenvolvidos na década de 60, descrevendo de forma simplificada as operações de injeção e de estimulação de produção (Satter, 1965). Ao longo dos anos esses modelos foram sendo aprimorados e expandidos para aumentar sua abrangência e precisão frente aos vários fenômenos que ocorrem durante as diversas operações que envolvem a produção de óleo e gás.

O modelo matemático deve abranger os processos físicos de transferência de massa e calor considerando as propriedades geométricas e estruturais dos poços, principalmente considerando o efeito dos equipamentos que influenciam diretamente o fluxo do fluido ao longo do poço e os que afetam a transferência de calor no processo

de transporte do fluido. Esse modelo precisa correlacionar as propriedades dos fluidos em transporte, que muitas vezes são funções de variáveis dos próprios problemas, configurando muitas vezes relações não-lineares entre propriedades, e seu comportamento físico e químico ao longo das operações e processos que ocorrem nos poços. Também é necessário estimar a troca de calor entre o fluido e o meio aplicando balanços energéticos para quantificar as trocas de calor, considerando que o meio tem extensão muito maior que o diâmetro da linha de transporte. Esse modelo precisa também quantificar a perda de carga que ocorre durante o transporte do fluido, que depende de correlações específicas para cada fluido e para cada regime de transporte, bem como a evolução das propriedades do fluido ao longo do caminho de injeção. Ao levar em conta todos esses processos físicos é possível definir um modelo onde as variáveis de entrada do fluido na linha de transporte são conhecidas e a geometria da linha é definida, no qual as variáveis de saída são as propriedades que se deseja conhecer numa operação de recuperação ou produção de óleo.

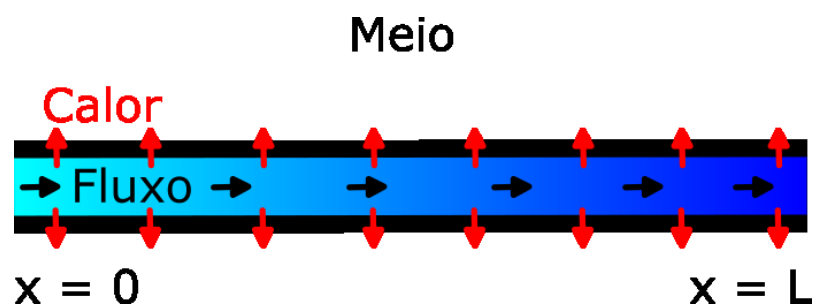


Figura 31 - Representação simplificada do modelo

Na Figura 31 observamos uma representação simplificada do modelo, na qual observamos um fluxo de um fluido que percorre uma linha de transporte da posição inicial até a posição final. Ao longo desse fluxo o fluido troca calor com o meio e interage com os equipamentos que compõem a linha do fluido.

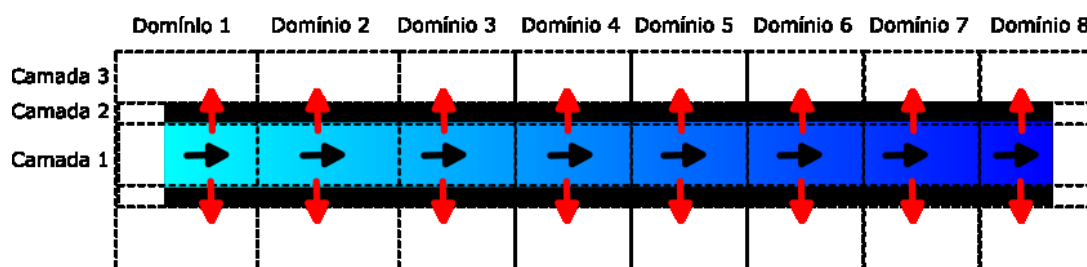


Figura 32 - Representação da discretização do modelo

Como o calor trocado e a interação do fluido com os equipamentos varia de ponto a ponto, discretizamos o domínio de maneira similar como acontece nos modelos tomados como base, dividindo-o em subdomínios ao longo da linha de fluxo e entre as camadas de equipamentos e materiais. A Figura 32 representa a discretização do modelo apresentado na Figura 31.

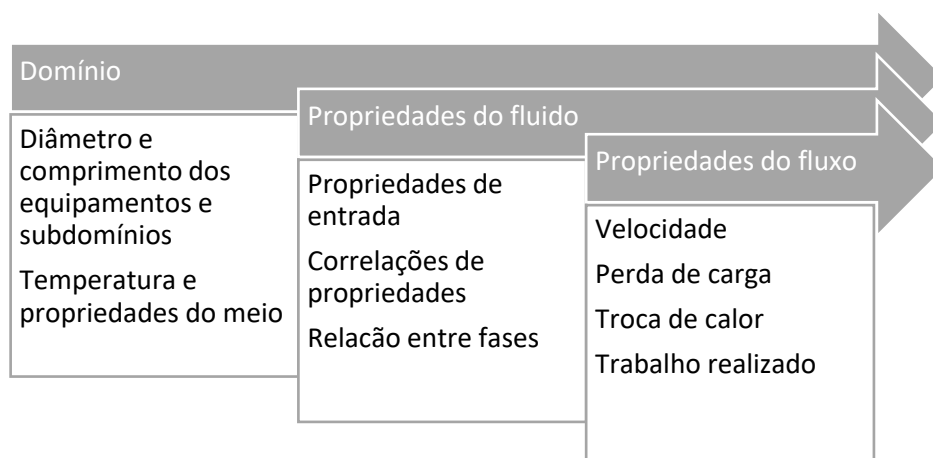


Figura 33 - Fluxograma base para construção do modelo

Na Figura 33 observamos a divisão do modelo em uma parte relativa ao domínio, outra às propriedades do fluido e outra para as propriedades do fluxo. Essas três partes do modelo são aplicáveis a cada subdomínio, conforme mostrado na Figura 32.

#### 4.1 DESCRIÇÃO DO MODELO

O domínio a ser estudado compreende a linha de transporte de fluido e a zona termicamente afetada pelo mesmo, conforme a Figura 31. Nesses casos, aplicamos uma discretização unidimensional no transporte de massa na linha do fluido, bidimensional no transporte de calor no meio, e estacionário no tempo.

Nos estudos de produção de óleo e gás, o domínio do problema é definido do reservatório até a cabeça do poço ou até a plataforma de produção, sendo que geralmente se conhece as propriedades que servem como condições de contorno para o problema, como pressão e temperatura, no reservatório ou na superfície (Solrud, 2012). Nos estudos de recuperação de óleo, o domínio geralmente é definido desde a unidade de bombeamento ou produção do fluido de injeção até o fim da coluna de injeção (Sarathi & Olsen, 1992). Em ambos os casos o domínio contempla também os equipamentos e os ambientes em torno da linha de transporte (Ramey, 1962).

Ao realizar uma simulação de injeção em poços de petróleo geralmente se conhece a maioria dos equipamentos relevantes que compõem a linha de transporte de fluido (Rosa, et al., 2006). Mesmo nos casos em que o poço ainda não foi perfurado, existem algumas poucas opções de diâmetro e colunas a serem adotadas, geralmente determinadas pela profundidade do poço ou pelas condições do reservatório (Bleakley, 1965). Sendo assim, o domínio sólido – aquele presente em torno do domínio do fluido – pode ser facilmente definido pelos equipamentos que compõem a linha de transporte e o ambiente em torno dessa linha.

O ambiente em torno da linha de transporte pode ser modelado como uma influência térmica sobre os equipamentos que compõem a linha de transporte, através de condições de contorno dos tipos: Robin, Neumann ou Dirichlet, dependendo de meio no qual a linha está.



Figura 34 - Linhas de transporte no campo de Kern River<sup>1</sup>

Em campos onshore é comum encontrar situações em que os poços estão afastados das centrais de produção de óleo e gás ou dos equipamentos de injeção de fluidos (Figura 34). Nesses casos um emaranhado de linhas superficiais cobre as grandes distâncias entre os poços e os demais equipamentos para transportar os fluidos. Na simulação desses casos, o ambiente pode ser modelado considerando a convecção do ar com a superfície dos equipamentos que compõem a linha de transporte de fluidos para determinar a interação térmica do fluido com o meio (Incropera, et al., 2006). Nesse caso utilizamos uma condição de contorno mista, tipo Robbin, considerando a temperatura do meio e o coeficiente de convecção com a tubulação.

---

<sup>1</sup> <http://i.imgur.com/sYNmrHa.jpg>



Figura 35 - Esquemático de linhas de transporte submarinas<sup>1</sup>

De forma similar ao que acontece nos campos onshore, os poços submarinos nos campos offshore estão imersos em água marinha ou no fundo de lagos ou rios. Nesses casos, as linhas submarinas de transportes estão sujeitas à ação de correntes de água (Figura 35). A interação térmica do fluido com o meio pode ser modelada considerando a convecção da água com a superfície dos equipamentos que compõem a linha de transporte de fluidos para determinar a interação térmica do fluido com o meio (Incropera, et al., 2006). Nesse caso também utilizamos uma condição de contorno mista, tipo Robbin, considerando a temperatura, ou um gradiente de temperatura, da água e o coeficiente de convecção com a tubulação.

---

<sup>1</sup> [http://drbratland.com/PipeFlow1/images/Figure1\\_8\\_1.jpg](http://drbratland.com/PipeFlow1/images/Figure1_8_1.jpg)

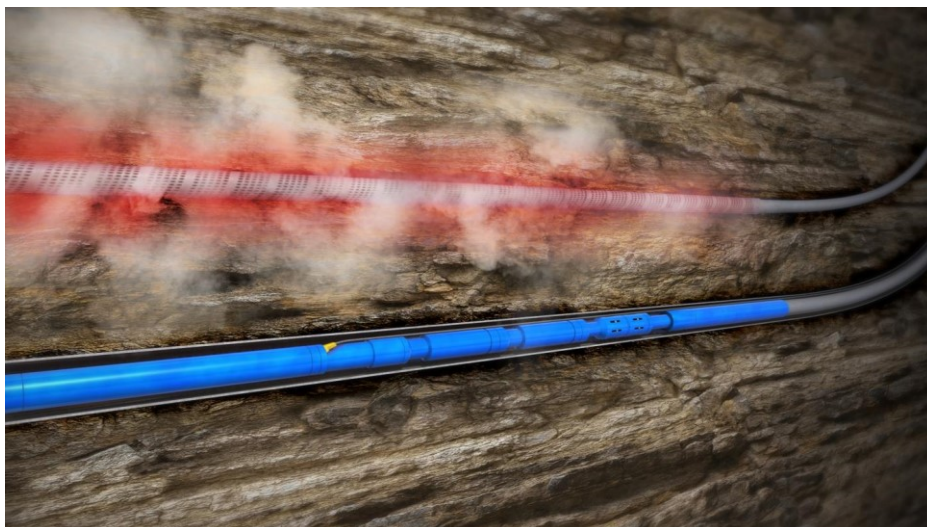


Figura 36 - Final de uma linha subterrânea de transporte de vapor<sup>1</sup>

Como os reservatórios de óleo e gás geralmente estão em grandes profundidades, é preciso considerar a grande quantidade de solo em torno da linha subterrânea de transporte entre o reservatório e a cabeça do poço (Figura 36). Geralmente a geologia das regiões em torno do poço perfurado é complexa e composta por vários materiais e componentes. Além disso, o processo de perfuração geralmente admite grandes irregularidades nas geometrias dos poços. Por esse motivo, preferimos não incluir parte alguma da região rochosa dentro do domínio espacial da simulação, considerando a fronteira do domínio espacial justamente onde se inicia o diâmetro nominal do poço perfurado. Uma alternativa viável para determinar a interação térmica do fluido com o meio sem incluir o meio rochoso no domínio é o uso de coeficientes de convecção equivalentes para cada formação rochosa e geometria de poço. Esses coeficientes podem ser encontrados na referência (Willhite, 1967) – bem como em outros estudos similares disponíveis na literatura, oferecendo uma boa aproximação para quantificar as trocas térmicas em meios semi-finitos (Sarathi & Olsen, 1992).

---

<sup>1</sup> <http://www.epmag.com/sites/default/files/styles/article/public/embed-images/2015/08/36921%20-%20SAGD%20image.jpg?itok=wbEOQAco>



Os equipamentos que compõem a linha de transporte (como os observados na Figura 15) podem ser modelados termicamente como barreiras térmicas entre o fluido e o meio, sendo que a interação mecânica entre o fluido e o meio pode ser modelada na região de contato do fluido com a superfície interna desses equipamentos através das relações fluidodinâmicas de atrito e arrasto (Fox, et al., 2011).

Os equipamentos nas extremidades das linhas de transporte fornecem os dados necessários para considerar as condições de contorno para o modelo matemático.

Quando existe instrumentação o suficiente na cabeça de poço, é possível utilizar esses valores medidos para considerar as condições de contorno, podendo iniciar o domínio do modelo a partir desse ponto, considerando tal ponto como sendo a posição zero do domínio.

Nas operações de injeção consideramos o fluxo de fluido a partir da saída do gerador ou da bomba de fluido como condição de contorno de vazão, pressão, temperatura e entalpia, visto que esses equipamentos geralmente são instrumentados e controlados de forma a possibilitar o controle desses parâmetros (Sarathi & Olsen, 1992).

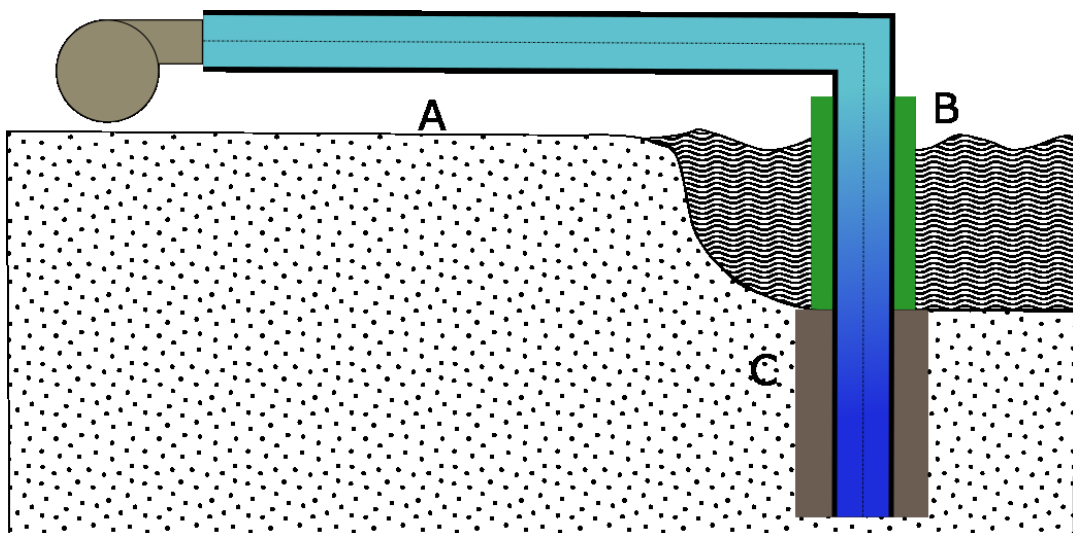


Figura 37 - Esquemático do domínio

A Figura 37 resume as três regiões consideradas no domínio. O domínio de uma simulação pode ser compreendido numa única região ou pode ser uma combinação de diversas regiões em sequência. Geralmente o domínio se inicia numa linha superficial (Zona A) que liga a fonte ao poço (Zona C). Em alguns casos o domínio compreende também uma zona submersa em água (Zona B).

Cada aplicação do modelo utiliza suas próprias formas de equacionar as grandezas, porém a base do equacionamento provém das mesmas referências teóricas para cada zona do modelo.

#### 4.1.1 CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

As propriedades dos fluidos devem ser consideradas como função da temperatura e pressão em que se encontram. Os fluidos mais simples, como a água, são modelados seguindo normas internacionais facilmente encontradas na literatura (Wagner & Kurse, 1998) quando presentes em simulações de injeção ou de produção. As propriedades do fluxo de vapor utilizadas nesse trabalho se enquadram nessa categoria, mesmo nos cálculos que consideram as fases líquidas e gasosas.

Já as propriedades dos fluidos mais complexos, como os hidrocarbonetos presentes nos óleos e gases, dependem de ensaios laboratoriais mais específicos para que suas propriedades termodinâmicas sejam modeladas. Esses fluidos geralmente são modelados utilizando equações de estado (Benedict, et al., 1951), nas quais as constantes presentes nas equações (Bejan, 2013) precisam ser obtidas especificamente para cada fluido modelado. Quando o escoamento é predominantemente multifásico, é preciso considerar correlações para as fases gasosas e seu comportamento no escoamento para corretamente modelar as propriedades fluidodinâmicas e termodinâmicas desses fluidos (Carroll, 1999).

Cada correlação utilizada tem uma determinada faixa de aplicabilidade – onde os resultados práticos, medidos em laboratório, se aproximam dos resultados das

equações de correlação em questão de temperatura, pressão e grau API do óleo (McNeil, 2012).

#### 4.1.1.1 PROPRIEDADES DO VAPOR E ÁGUA

Pelas leis termodinâmicas sabemos que, conhecendo um par significativo composto por duas propriedades termodinâmicas independentes para o estado do vapor, é possível obter as demais propriedades termodinâmicas do vapor através de tabelas, fórmulas e convenções definidas pela Associação Internacional para as Propriedades da Água e do Vapor (Throm, 2005).

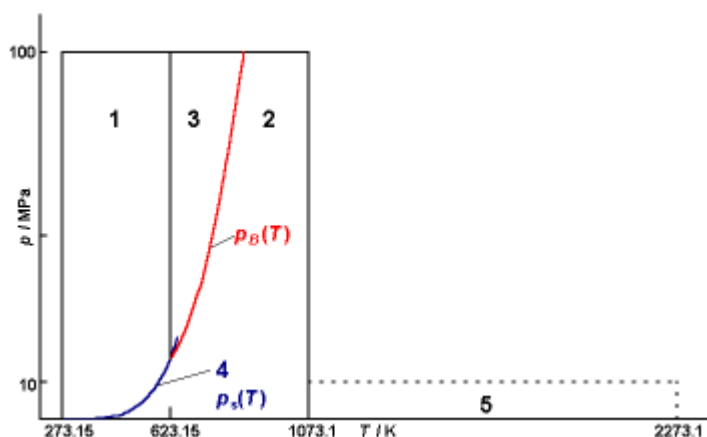


Figura 38 - Escopo da IAPWS-IF97<sup>1</sup>

As fórmulas e correlações são ajustadas separadamente para cada estado de vapor (Figura 38) segundo sua pressão (eixo y da figura) e temperatura (eixo x da figura). As regiões 1 (estado líquido), 2 (estado de vapor ou gás ideal) e 5 (para vapor em altas temperaturas até 10 bar) são contempladas no escopo da equação de energia livre de Gibbs (Gibbs, 1873). Na região 3 (em torno do ponto crítico), a correlação entre as propriedades termodinâmicas pode ser obtida na equação de energia livre de

<sup>1</sup> <http://www.cheresources.com/content/articles/physical-properties/thermodynamic-and-transport-properties-of-water-and-steam>

Helmholtz (McNaught & Wilkinson, 1997). A região 3 é delimitada entre a temperatura crítica e a pressão de bolha ( $P_b$  na figura). A linha 4 da figura representa a curva de saturação líquido-vapor, na qual é marcada a pressão de saturação ( $P_s$  na figura), que indica a pressão na qual ocorre a transição de fase.

#### 4.1.1.2 PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL

É possível relacionar pressão ( $P$ ), temperatura ( $T$ ) e volume ( $V$ ) para os gases naturais considerando-os compressíveis e utilizando a equação de gases reais (Moran & Shapiro, 2000):

$$PV = ZnRT \quad (4.1)$$

Para tal, é preciso determinar o “fator de compressibilidade” ( $Z$ ) do gás, o que é feito utilizando as correlações de Hall-Yarborough, Standing ou Robinson (Kareem, 2014), nos casos onde o fluido é considerado compressível. O fator de compressibilidade pode ser dado de forma adimensional ou já atrelado ao número molar ( $n$ ) de um fluido. Outros modelos podem ser aplicados para misturas ou gases condensados (Elsharkawy, et al., 2001), como os modelos de van der Waals, Redlich–Kwong, Berthelot, Dieterici, Clausius, Virial, Peng–Robinson, Wohl, Beattie–Bridgeman ou Benedict–Webb–Rubin.

A viscosidade do gás natural pode ser encontrada com correlações específicas de acordo com sua composição. A mais comumente utilizada é a de Carr *et al.*, que relaciona a viscosidade de um gás com sua pressão, temperatura e composição de hidrocarbonetos e elementos químicos (Carr, et al., 1954).

#### 4.1.2 CÁLCULO DA VAZÃO DO FLUXO DE FLUIDO

Como o modelo matemático que utilizamos é aplicado ao escoamento de um fluido por um conjunto de tubulações, as correlações entre vazão mássica, vazão

volumétrica e velocidade de escoamento podem ser encontradas diretamente aplicando a equação da continuidade.

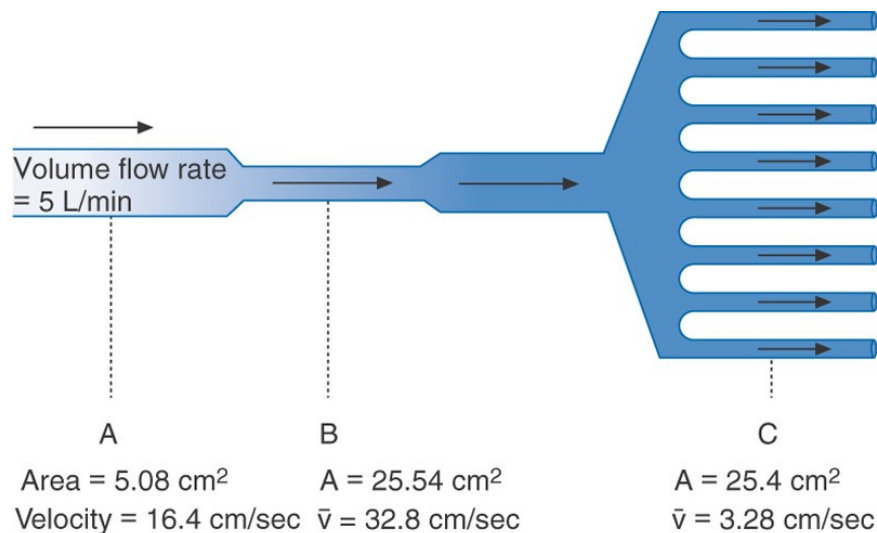


Figura 39 - Cálculo de vazão<sup>1</sup>

Consideramos nesse modelo o fluxo de massa numa linha unidimensional que segue o eixo central da linha de fluxo, desconsiderando a velocidade do fluido em direções radiais ou rotacionais. Consideramos que a vazão inicial ou é uma condição de contorno, dada pelos equipamentos no início (ou final) da linha, ou é uma estimativa que é calculada com base em outras propriedades. No caso da vazão mássica inicial estimada, consideramos um processo iterativo onde o critério de convergência adotado é definido por: a vazão mássica está suficientemente correta quando a diferença entre duas iterações consecutivas for menor que um valor de tolerância predeterminado.

A vazão nos pontos sequenciais da linha pode ser obtida aplicando balanço de massa em todos os pontos. Em linhas gerais, a vazão mássica se mantém a mesma em todos os pontos, pois o modelo não considera extração nem adição de massa ao fluxo,

<sup>1</sup> [https://media.lanecc.edu/users/driscolln/RT112/Air\\_Flow\\_Fluidics/cross-sectional.jpg](https://media.lanecc.edu/users/driscolln/RT112/Air_Flow_Fluidics/cross-sectional.jpg)

tampouco bifurcações. Nesse caso, a vazão volumétrica é correlacionada diretamente com a vazão mássica pela densidade do fluido (Fox, et al., 2011). A Figura 39 mostra um exemplo desse cálculo, onde uma vazão escoar por seções de diferentes áreas. Visto que a vazão mássica se mantém, em cada uma das seções a vazão pode ser calculada em função da área interna da tubulação e da densidade do fluido.

É importante notar que esse modelo só é coerente e preciso para representar a fase de regime permanente de escoamento. Os equipamentos que impõem a vazão mássica inicial geralmente produzem vazões diferentes para pressões diferentes na linha. Como o modelo considera uma pressão estável no tempo, o que só ocorre quando o fluxo se estabiliza, essa restrição se estende para a vazão mássica.

Conhecendo o volume específico ( $v$ ) do fluido e a vazão mássica ( $m$ ) num ponto podemos calcular a vazão volumétrica ( $\dot{Q}$ ) nesse ponto através da Equação (4.2). O volume específico pode ser medido ou determinado, caso pressão e temperatura ou pressão e título sejam conhecidos, ao aplicar a Equação (4.1) dividida pela massa molar ou pelas correlações do fluido, e a vazão mássica geralmente é imposta por máquinas de fluxo ou por condições conhecidas.

$$\dot{Q} = \dot{m}v \quad (4.2)$$

A partir da vazão volumétrica podemos encontrar a velocidade média ( $u$ ) do fluxo numa seção de área ( $A$ ) por:

$$u = \frac{1}{A} \int \vec{u} \cdot d\vec{A} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (4.3)$$

#### 4.1.3 CÁLCULO DO CALOR PERDIDO E ENERGIA INTERNA

A parcela de conservação de energia da equação de Navier-Stokes (Fox, et al., 2011) correlaciona a energia adicionada ao sistema com a variação de energia interna do mesmo. Aplicando esta parcela no modelo de escoamento de fluidos que utilizamos e

desconsiderando a geração ou consumo de calor dentro do domínio fluidodinâmico do problema, podemos chegar à conclusão de que a variação da energia interna do fluido ao longo do escoamento é igual ao calor trocado com o meio durante esse escoamento. Assim, a partir da primeira lei da termodinâmica temos:

$$\Delta U = Q - W \quad (4.4)$$

Sendo que a variação de energia interna ( $\Delta U$ ) pode ser calculada pelo balanço do calor recebido ( $Q$ ) e o trabalho realizado ( $W$ ).

Como o modelo considera que a energia interna do fluido é conhecida, pois está associada às condições do fluido que parte dos geradores no início da linha, o estado final de energia interna pode ser determinado ao saber a quantidade de calor trocada ao longo do escoamento e o trabalho realizado pelo mesmo.

Como o calor perdido do fluxo de fluido para o meio varia ao longo da linha de transporte, o mesmo necessita ser calculado ponto a ponto a fim de determinar vários estados termodinâmicos intermediários antes de se encontrar o estado final. Cada um desses estados troca calor com o meio numa relação dada pela lei de Fourier, conforme a Equação (3.4). Dessa forma, o calor ( $Q$ ) trocado entre o fluxo e o meio pode ser estimado ponto a ponto aplicando o modelo de transferência de calor para as condições daquele ponto (numa posição  $x$  ao longo da linha) (Ramey, 1962), através da expressão:

$$Q(x) = \frac{T_m(x) - T(x)}{\frac{1}{h_i^{cv} 2\pi r_i \Delta x} + \frac{\left(\ln \frac{r_t}{r_i}\right)}{k_t 2\pi r_t \Delta x} + \dots + \frac{1}{h_m^{cv} 2\pi r_m \Delta x}} \quad (4.5)$$

Essa fórmula considera a resistência equivalente da sobreposição coaxial de várias camadas, com as seguintes considerações:

- A temperatura do fluxo nessa posição  $T(x)$  é conhecida ou adota-se a temperatura de um ponto próximo no fluxo com temperatura conhecida;

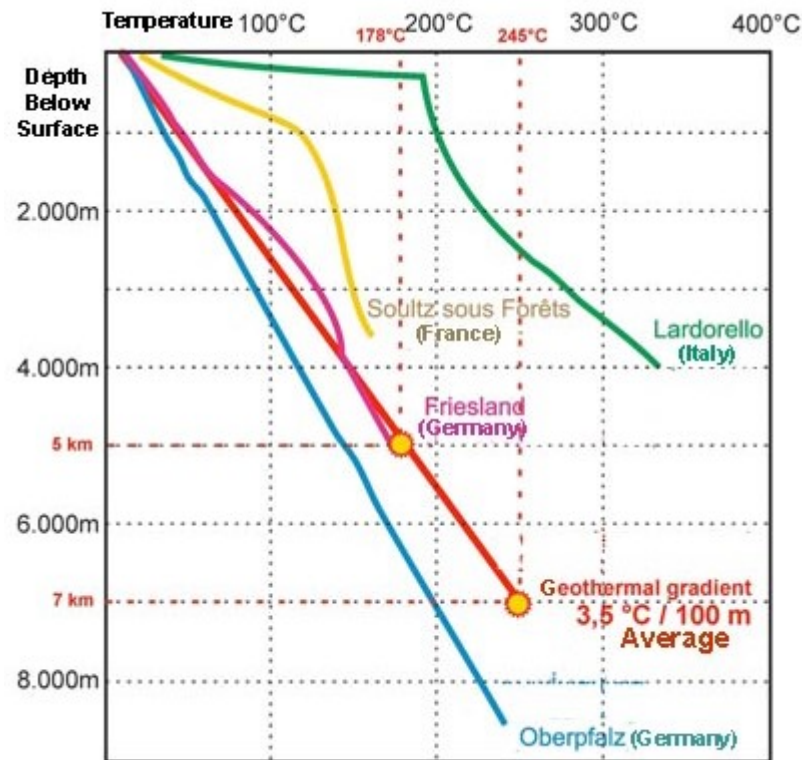


Figura 40 - Temperatura do solo em função da profundidade<sup>1</sup>

- A temperatura do meio  $T_m(x)$  é uma das condições de contorno para o problema. Essa temperatura pode ser definida pela profundidade no solo, pela temperatura da água, ou pela temperatura ambiente do ar, dependendo de qual zona representa o meio em torno da posição  $x$ . Podemos observar na Figura 40 a tendência da temperatura do solo em função da profundidade em vários locais do globo;

<sup>1</sup> [http://www.mpoweruk.com/images/geo\\_temperature.jpg](http://www.mpoweruk.com/images/geo_temperature.jpg)



- Cada camada – tubulações, isolamentos, revestimentos e etc. – tem sua resistência térmica equivalente. Nas camadas sólidas a resistência é dada em função da condutividade do material ( $k$ ) e das dimensões da camada, como demonstra a Equação (3.3), enquanto nas camadas líquidas e gasosas a resistência é dada pelas relações de convecção e irradiação em ambientes confinados (Incropera, et al., 2006), como observamos nas equações (3.5), (3.11) e (3.12). Observamos que cada camada tem seus valores de condutividade e dimensões: a camada interna tem raio interno dado por  $r_i$  e coeficiente de convecção equivalente  $h_i^{cv}$ , a tubulação interna tem raio interno  $r_i$  e raio externo  $r_t$  e condutividade  $k_t$ . Analogamente consideramos os raios dos diversos equipamentos e camadas até chegar ao meio, com raio  $r_m$  e coeficiente de convecção equivalente  $h_m^{cv}$ . Consideramos em todos os casos um intervalo na direção axial  $\Delta x$  para que o resultado de  $Q$  seja expresso em calor por unidade de comprimento da linha;
- As trocas de calor fluido-sólido que ocorrem no interior da tubulação e no contato com o meio têm uma resistência de contato proporcional ao coeficiente de convecção ( $h^{cv}$ ), que por sua vez é função de parâmetros conhecidos do fluxo e do meio (Incropera, et al., 2006);
- Quando o meio é a formação,  $h^{cv}$  pode ser encontrado como um coeficiente de convecção equivalente para representar o gradiente de temperatura na formação na região termicamente afetada em torno do poço, conforme observamos na Equação (3.14). Esse coeficiente pode ser calculado pelo método gráfico, utilizando tabelas de referência encontradas na literatura (Willhite, 1967);
- Os raios correspondentes a cada camada de material são considerados a partir do início da camada;
- A condutividade térmica  $k$  do material de uma camada qualquer pode ser função da temperatura desta camada:  $k = f(T_{camada})$ . Nesse caso,

consideramos a temperatura dessa camada em uma posição próxima na qual a temperatura na camada é conhecida.

Sendo assim, a partir de um primeiro ponto no qual se conhece a quantidade de energia interna, sua temperatura e pressão no fluxo, é possível calcular a quantidade de calor trocada com o meio nesse ponto considerando a resistividade térmica dos materiais que compõem os equipamentos instalados no poço ou na linha de transporte e a temperatura do meio nesse ponto. Determinando a quantidade de calor trocada nesse ponto, é possível saber a quantidade de energia interna  $U$  do ponto posterior (de posição  $x + \Delta x$ ) no fluxo de fluido (Satter, 1965):

$$U(x + \Delta x) = U(x) + Q - W(x) \quad (4.6)$$

Como o trabalho  $W_f$  realizado pelo fluido pode ser estimado como (Fox, et al., 2011):

$$W_f(x) = P(x)\Delta V(x) + V(x)\Delta P(x) = -W(x) \quad (4.7)$$

Onde consideramos a expansão isobárica do volume ( $\Delta V$ ) a uma pressão  $P$  e a pressurização isovolumétrica ( $\Delta P$ ) de um volume  $V$ .

Pela definição de entalpia (Incropera, et al., 2006), temos:

$$H = U + PV \quad (4.8)$$

Onde a entalpia  $H$  de um fluido é definida pela soma da energia interna  $U$  com o produto de pressão e volume  $PV$ .

Aplicando as Equações (4.7) e (4.8) na Equação (4.6), temos:

$$H(x + \Delta x) = H(x) + Q(x) \quad (4.9)$$

Aplicando a Equação (4.9) para o fluxo de massa, considerando que a entalpia do fluxo  $h^{ent}$  é dada por  $h^{ent} = \frac{H}{\dot{m}}$ , temos:

$$h^{ent}(x + \Delta x) = h^{ent}(x) + \frac{Q(x)}{\dot{m}(x)} \quad (4.10)$$

#### 4.1.4 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA

O modelo de perda de carga considerado nessa dissertação leva em consideração os seguintes fatores para quantificar a perda de carga:

- O atrito entre a parede interna dos equipamentos que compõem a linha de transporte de fluido e o fluxo de fluido transportado;
- A inclinação da linha de transporte;
- A ocorrência da variação no volume específico do fluido ao longo da linha;
- O efeito da gravidade e da aceleração do fluido;
- A ocorrência da variação do diâmetro interno na tubulação de transporte ao longo da linha de transporte.

Essas quatro ocorrências ditam as variações de pressão consideradas no modelo de perda de carga considerado.

A partir dos termos de conservação de momento da Lei de Bernoulli (Fox, et al., 2011) aplicada a tubulações, que correlaciona velocidade, pressão e energia interna de um fluido, é possível relacionar a pressão do fluido ponto a ponto como mostra a Equação (3.19). Nesse modelo, a partir de um primeiro ponto no qual se conhece a quantidade de energia interna, sua temperatura e pressão no fluxo, é possível calcular cada parcela de perda de carga ( $\Delta P$ ) considerando a diferença de altura, densidade e velocidade entre esse e o ponto seguinte no fluxo e a rugosidade da superfície interna da tubulação de transporte:

$$P(x + \Delta x) = P(x) + \Delta P \quad (4.11)$$

A perda de carga ( $\Delta P$ ) pode ser quantificada somando três efeitos distintos: fricção ( $\Delta P_{fric}$ ), elevação ( $\Delta P_{Grav}$ ) e aceleração ( $\Delta P_{Acc}$ ).

$$\Delta P = \Delta P_{Grav} + \Delta P_{Acc} + \Delta P_{fric} \quad (4.12)$$

A perda de carga gravitacional equivalente mensura o quanto a pressão do fluido varia ao mudar sua elevação ao longo da linha, que tem um ângulo  $\theta$  com a horizontal. Pode ser calculada pela relação:

$$\Delta P_{Grav} = \rho g \sin \theta \Delta x \quad (4.13)$$

Sendo  $\rho$  a densidade do fluxo naquele ponto, medida ou obtida em função das propriedades do fluido,  $\Delta x \sin \theta$  a variação do potencial gravitacional (altura), e  $g$  a aceleração da gravidade.

A perda de carga por aceleração acontece quando o fluido acelera ou desacelera. A velocidade do fluido pode mudar caso haja alteração em qualquer um dos termos da Equação (4.3). Pode ser calculada pela expressão:

$$\Delta P_{Acc} = \rho u \Delta u \quad (4.14)$$

Sendo  $\rho$  a densidade e  $u$  a velocidade do fluxo naquele ponto.  $\Delta u$  é a variação de velocidade daquele ponto em relação ao anterior.

Nos casos de escoamento multifásico é preciso considerar o regime de escoamento para calcular a conservação de momento, levando em conta a ocorrência de “escorregamento de fases” (*Slip Ratio*) e a “pressão de vazio” (*Void Pressure*) desse regime (Woldesemayat, 2006).

A *Slip Ratio* ( $S_r$ ) mede o quanto uma fase acelera em relação às demais no fluxo. Para a maioria dos casos de produção e injeção, consideramos  $S_r$  unitário, indicando a não ocorrência de escorregamento de fases. Essa consideração é razoável para a condição de escoamento vertical na direção da gravidade (Earlougher, 1969).

A *Void Pressure* ( $\varepsilon_h$ ) indica diretamente o quanto da área seccional da tubulação é composta pela fase gasosa num determinado ponto do fluxo, e pode ser calculada por:

$$\varepsilon_h = \frac{1}{1 + A \left( \frac{1 - X}{X} \right)^b \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^c \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^d} \quad (4.15)$$

Onde os coeficientes A, b, c e d são obtidos de tabelas de correlações para cada tipo de escoamento (Woldesemayat, 2006). O título ( $X$ ) é conhecido no ponto ou utilizamos o título de um ponto próximo do fluxo. Os valores de densidade da fase gasosa ( $\rho_G$ ), densidade da fase líquida ( $\rho_L$ ), viscosidade cinemática da fase gasosa ( $\mu_G$ ) e viscosidade cinemática da fase líquida ( $\mu_L$ ) são obtidos em função da pressão e da temperatura do fluido no ponto, ou num ponto próximo no fluxo, pelas equações de correlação do fluido.

Obtido o valor de  $\varepsilon_h$  é preciso calcular a densidade homogênea pela expressão:

$$\rho_h = \rho_L(1 - \varepsilon_h) + \varepsilon_h \rho_G \quad (4.16)$$

Nesse caso, as Equações (4.13) e (4.14) precisam ser reescritas utilizando  $\rho_h$  como valor de densidade (Thome, 2007).

Para o fluxo de água ou outros fluidos monofásicos, é possível encontrar a perda de carga por fricção em função do fator de atrito ( $f$ ) e do número de Reynolds ( $Re$ ) do escoamento através da Lei de Moody (Fox, et al., 2011):

$$\Delta P_{fric} = - \frac{f \rho u^2}{2D} \Delta x \quad (4.17)$$

O fator de atrito nesse caso depende principalmente do regime de escoamento do fluido, ou seja, do número de Reynolds, mas pode depender da rugosidade relativa ( $\varepsilon$ ) da tubulação, nos casos de escoamento turbulento ou de transição, sendo calculada em função da rugosidade da superfície interna ( $\varepsilon_{Tubo}$ ) e do diâmetro interno

(D) por:  $\varepsilon = \frac{\varepsilon_{Tubo}}{D}$ . O número de Reynolds limite para o escoamento laminar ( $Re_{lam}$ ) é considerado 2000 e o número de Reynolds mínimo para o escoamento completamente turbulento é ( $Re_{turb}$ ) considerado 4000 (Fox, et al., 2011). O fator de atrito pode ser calculado das seguintes formas:

$$\begin{aligned}
 \forall Re \in ]0, Re_{lam}[ \quad f &= f_{lam} = \frac{64}{Re} \\
 \frac{1}{\sqrt{f_{turb}}} &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_{turb}}} \right) \\
 \forall Re \in [Re_{turb}, \infty[ \quad f &= f_{turb} \\
 \forall Re \in [Re_{lam}, Re_{turb}[ \quad f &= f_{tran} = f_{lam} + \frac{Re - Re_{lam}}{Re_{turb} - Re_{lam}} (f_{turb} - f_{lam})
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

O cálculo do fator de atrito em fluidos multifásicos, como por exemplo o vapor ou o óleo e gás, pode ser efetuado utilizando correlações específicas para cada tipo de escoamento que essas fases podem compor. O modelo de Müller-Steinhagen-Heck fornece uma boa relação para a perda de pressão em operações de injeção (Xu & Fang, 2012) ao utilizar a pressão de vácuo como fator de correção para a fase gasosa (Woldesemayat, 2006). Para escoamentos onde ocorre escorregamento entre fases, como por exemplo em algumas condições de fluxo com bolhas de gás, podemos aplicar a Correlação de Lockhart Martinelli para calcular a pressão de cada fase (Thome, 2005). Essa correlação pode ser melhorada com resultados práticos de laboratório para cada conjunto de fluidos e configuração de escoamento obtendo um modelo mais preciso para cada caso estudado (Hemeida & Sumait, 1988).

Os modelos para encontrar o fator de atrito em escoamentos trifásicos, como por exemplo poços produtores de água, gás e óleo, são intrinsicamente dependentes de constantes físicas experimentais para cada fase e tipo de escoamento. Como esses casos são diversos, o modelo matemático utilizado adota como base uma média das propriedades de cada fase para resolver casos mais genéricos, seguindo as correlações de pressão relativa em fases de fluidos (Brennen, 2005).

## 4.2 APLICAÇÃO DO MODELO PARA INJEÇÃO DE VAPOR

O modelo de injeção considera uma entrada de um fluido monofásico, líquido ou gasoso, ou bifásico com mudança de fase, como água-vapor. Esse fluido percorre um ou vários domínios até chegar ao fundo do poço. Consideramos nesse caso que da entrada à saída do fluido não ocorre perda de massa, como por exemplo por vazamento, bifurcação ou extração, nem adição de massa por encontro de linhas, adição de aditivos ou permeação. Por isso, ao longo do comprimento da linha de injeção, assumindo ser unidimensional, podemos considerar a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) constante.

$$\forall x \in [0, L] : \dot{m}(x) = \dot{m}(0) = \dot{m}(L) \quad (4.19)$$

Normalmente o fluido de injeção é produzido numa unidade de geração e bombeamento que já fornece uma vazão mássica ou volumétrica definida pelas capacidades da bomba ou do gerador. Geralmente esses equipamentos permitem ajustar ou medir a pressão e a temperatura ou o título do fluido injetado na linha (Sarathi & Olsen, 1992).

Definimos a entrada da linha como o ponto situado logo após o acoplamento da saída do equipamento ou máquina de fluxo com a entrada da linha de transporte. Nesse ponto definimos o estado inicial em  $x = 0$  com os valores conhecidos de entrada para pressão ( $P$ ), título ou fração mássica de fases ( $X$ ), temperatura ( $T$ ), densidade ( $\rho$ ), viscosidade cinemática ( $\mu$ ), entalpia do fluxo ( $h^{ent}$ ) e velocidade ( $u$ ). Como tomamos a condição nessa posição que o valor de temperatura ou título é necessariamente conhecido e que o valor de pressão é ou conhecido ou estimado, e como consideramos regime permanente, conhecemos também o valor das demais propriedades correlacionadas nesse ponto do domínio.

$$\begin{aligned}
P(0) &= P_o \\
X(0) &= X_o \\
T(0) &= \begin{cases} f(P) & \text{se } 0 < X_i < 1 \\ T_i & \text{se } X_i = 1 \text{ ou } X_i = 0 \end{cases} \\
\rho(0) &= f(P, T, X) \\
\mu(0) &= f(P, T, X) \\
h^{ent}(0) &= f(P, T, X) \\
u(0) &= f(\rho, \dot{m}, D)
\end{aligned} \tag{4.20}$$

Podemos então analisar separadamente dois pontos no domínio, distantes entre si na direção axial da linha em  $\Delta x$  unidades de medida, nomeados  $i$  e  $i + 1$ , sendo que o ponto  $i$  é posicionado num local onde conhecemos as propriedades relevantes. Por exemplo, em  $x = 0$ .

A partir desse estado inicial conhecido podemos estimar o termo de perda de carga, aplicando a Equação (4.12) no ponto  $i$ , para calcular a pressão do ponto  $i + 1$  através da Equação (4.11).

Da mesma forma podemos estimar o calor trocado nesse ponto  $i$  aplicando a Equação (4.5) para calcular a entalpia do ponto  $i + 1$  através da Equação (4.9).

Tendo a pressão e a entalpia do ponto  $i + 1$ , que anteriormente não eram conhecidas, podemos calcular as demais propriedades como na Equação (4.21).

$$\begin{aligned}
X(\Delta x) &= f(P, h) \\
T(\Delta x) &= f(P) \text{ se } 0 < X_i < 1 \\
T(\Delta x) &= f(P, h) \text{ ou } T(\Delta x) = T(0) + \frac{Q(0)}{C_p(0)} \text{ se } X_i = 1 \text{ ou } X_i = 0 \\
\rho(\Delta x) &= f(P, T, X) \\
\mu(\Delta x) &= f(P, T, X) \\
u(\Delta x) &= f(\rho, \dot{m}, D)
\end{aligned} \tag{4.21}$$

Esse procedimento é aplicado para determinar a perda de carga, o calor trocado e o estado de um ponto  $i + 1$  quando se conhece o estado  $i$ . Assim, esse processo é repetido sucessivamente para os demais pontos da linha de transporte.



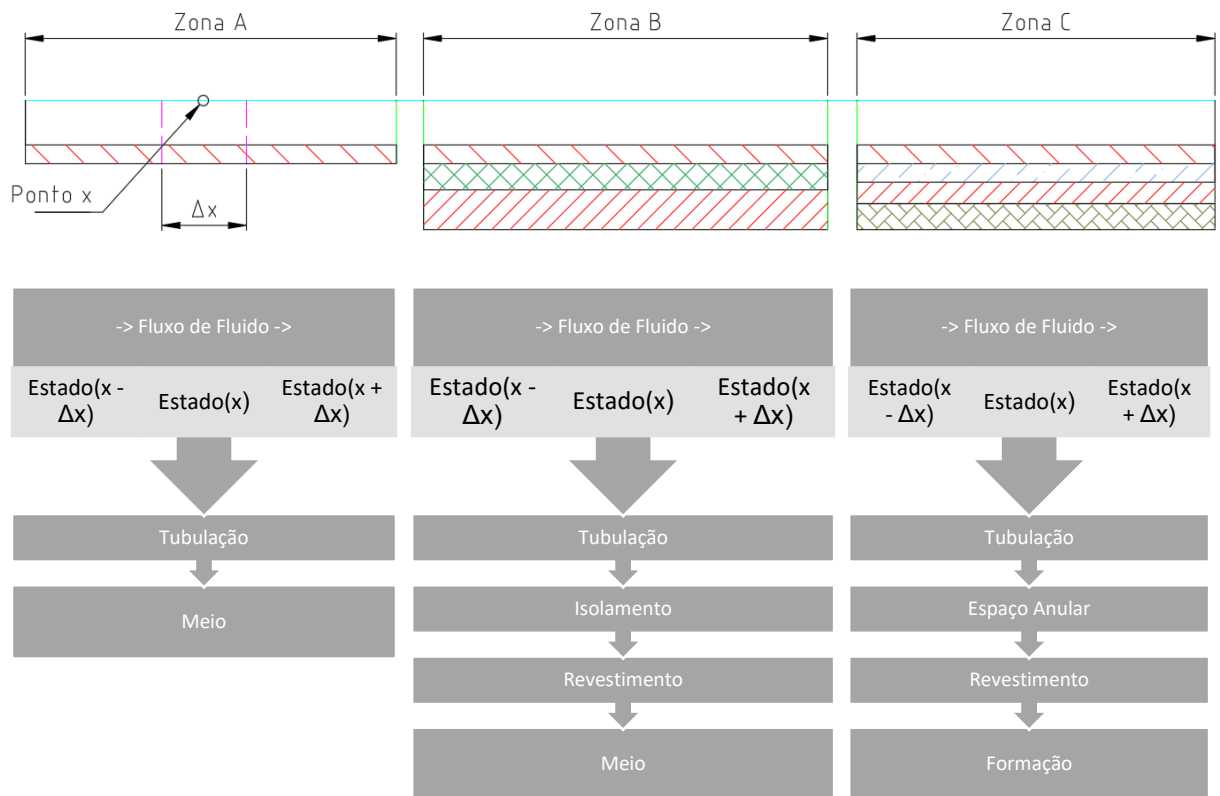


Figura 41 - Discretização espacial do modelo de injeção

Em cada ponto da linha esse procedimento é aplicado considerando os equipamentos que compõem a linha e as condições do meio externo naquele ponto. A Figura 41 mostra a interação de um ponto (ou nó) no espaço com sua vizinhança para as três zonas representadas na Figura 37. Dessa forma, cada ponto localizado numa posição  $x$  tem um estado definido para essa posição. Conforme podemos observar na Figura 41, cada ponto interage com os equipamentos presentes e com o meio que envolve esses equipamentos em cada região. Dessa forma, o estado do ponto posterior pode ser calculado como resultante do estado do ponto anterior a este e de sua interação com o domínio a sua volta. É importante notar que os equipamentos em volta dos pontos e os meios que envolvem esses equipamentos podem mudar ao longo da linha.

Ao final do método temos o calor trocado em todos os pontos e o estado do fluido em função da posição na linha de transporte.

### 4.3 APLICAÇÃO DO MODELO PARA INJEÇÃO DE ÁGUA

O procedimento descrito para a injeção de vapor pode ser analogamente aplicado para a injeção de água. Apenas observa-se que o título permanece nulo em todos os pontos da linha de injeção.

Nos casos em que a injeção de água tem a função de *hydrofracking*, que é um processo de fratura hidráulica da rocha da formação (King, 2012), é preciso simular o impacto hidráulico do fluido no fundo do poço sobre a formação. Nesse caso, a perda de calor não é a informação principal, mas sim a perda de carga, para que a pressão de fluido no fundo do poço seja grande o suficiente para permitir o processo de fratura hidráulica. Nesse caso, a simulação visa prever se a pressão de fratura pode ser alcançada, e sob quais condições. Ou seja, se a pressão no final da linha é adequada para atingir o efeito desejado na operação.

Como a pressão de fratura é um dado geológico, o escopo desse modelo de simulação é apenas calcular a diferença de pressão ( $\Delta P_{hidr}$ ) entre o fluido no fundo do poço ( $P_{fundo}$ ) e a pressão do reservatório ( $P_{frac}$ ):

$$\Delta P_{hidr} = P_{fundo} - P_{frac} \quad (4.22)$$

Os estudos geológicos da rocha do reservatório definem o diferencial de pressão que precisa ser aplicado para garantir a permeabilidade desejada para o poço nessa operação. Dessa forma a simulação pode ser utilizada para indicar qual é a melhor combinação de pressão e vazão de água na entrada a ser utilizada para causar uma permeabilidade que garanta uma boa produção, mas que não comprometa a segurança do poço nem que ocasione alta produção de areia.

#### 4.4 APLICAÇÃO DO MODELO PARA OUTROS FLUIDOS

O modelo pode também ser aplicado de forma similar para simular a injeção de gases monofásicos, como CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, ou gás natural para obter o estado do fluido do fluxo ao longo da linha de transporte.

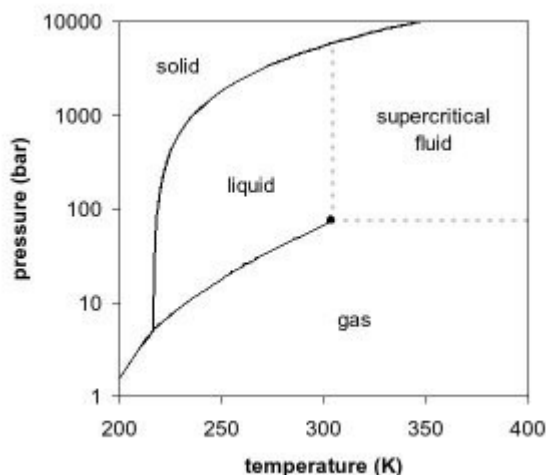


Figura 42 - Diagrama de fases do dióxido de carbono<sup>1</sup>

Assim como o vapor, a fase na qual o fluido se encontra na formação é muito importante para a eficácia do método de injeção de CO<sub>2</sub>. Porém, nesse caso não é importante que o fluxo contenha alta energia térmica, mas apenas que esteja na fase correta durante todo o escoamento no interior do reservatório. Embora a energia térmica não seja o foco nesse caso específico, o gás precisa estar na fase de fluido supercrítico para ter o maior efeito sobre a densidade e viscosidade do óleo no reservatório (Ahmed, 2011). Essa região é representada no quadrante direito superior da Figura 42, que correlaciona o estado do fluido em função da temperatura e pressão.

Nesse caso, a simulação determina a pressão no fundo do poço, geralmente também associada com a injeção de água, e estima se o estado do fluido de injeção se

---

<sup>1</sup> [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Carbon\\_dioxide\\_pressure-temperature\\_phase\\_diagram.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Carbon_dioxide_pressure-temperature_phase_diagram.jpg)

encontra nas condições desejáveis de pressão e temperatura conduzindo ao efeito esperado no fluido do reservatório.

A injeção de gás natural ou gás de nitrogênio (Aguilar & Monarrez, 2000) são utilizadas de maneira similar ao CO<sub>2</sub> em muitos casos de recuperação para facilitar o escoamento do óleo (Herrmann & Shaughnessy, 2011).

## 5 SOFTWARE DE SIMULAÇÃO

A partir do modelo matemático descrito no Capítulo 4, apresentamos uma proposta de implementação desse modelo em um software computacional para realizar as simulações computacionais que são aplicáveis às operações de produção e recuperação que apresentamos.

Com base nas demandas de simulação usualmente encontradas na indústria do óleo e gás, e utilizando a experiência adquirida dos atuais e antigos métodos de simulação, podemos descrever as principais funções e utilidades a serem adotadas para melhor atender aos possíveis usuários desse software, bem como testar sua eficácia e precisão.

### 5.1 MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL

O modelo computacional utilizado nesse trabalho está baseado no método dos volumes finitos conforme descrito por (Patankar, 1980). O domínio contínuo  $[0, L]$  discretizado num conjunto de pontos  $x_0 = 0, x_1, \dots, x_i, \dots, x_{N-1}, x_N = L \in [0, L]$  que representam os pontos discretos evidenciados na Figura 41. Qualquer propriedade de interesse  $\varphi$  em um ponto genérico  $x_i$  do domínio discretizado é aproximado por um valor  $\varphi_i$ . O conjunto de dados de entrada para a simulação são as condições ambientais do meio, a geometria dos componentes existentes no domínio e as propriedades físicas que compõem as condições do fluxo, do fluido, das condições de contorno de entrada e das condições de contorno ao longo do domínio.

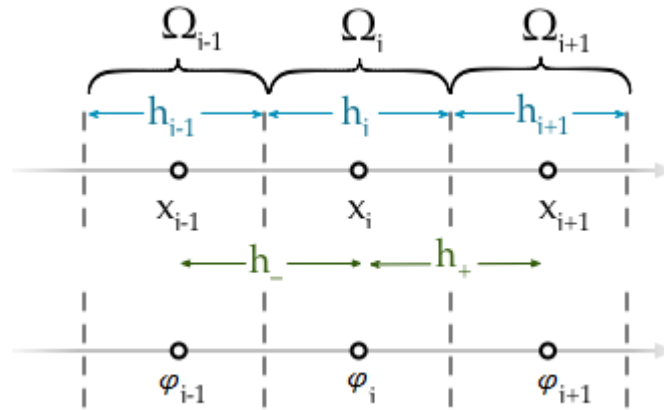


Figura 43 - Discretização do domínio em volumes finitos

A Figura 43 mostra um esquemático de um fragmento do domínio em torno de um ponto  $x_i$  que está contido num volume  $\Omega_i$ . Dentro desse volume  $\Omega_i$ , que tem comprimento  $h_i$ , uma propriedade de interesse  $\varphi$  vale  $\varphi_i$ .

As propriedades de interesse são tais como: posição, temperatura do fluido e das camadas coaxiais, pressão, entalpia, título, velocidade e calor.

No caso onde os volumes têm o mesmo comprimento, sendo  $h_1 = h_i = h_n$ , podemos calcular o número  $N$  de volumes de controle em função do comprimento da linha ( $L$ ) e o tamanho dos elementos discretos  $h$  através da Equação (5.1).

$$N = \frac{L}{h} \quad (5.1)$$

Quando a linha do fluido é composta por dois ou mais equipamentos é preciso construir a malha de forma a se adaptar a esses elementos. Nesses casos o número de volumes finitos  $N$  é obtido ou ajustado no processo de criação da malha, que considera as informações específicas para cada equipamento que compõe a linha.

De acordo com o esquemático da Figura 43 podemos descrever a posição dos pontos e os valores das propriedades de interesse de acordo com a relação descrita na Equação (5.2).

$$\begin{aligned}
i &\in [2, N - 1] \\
h_- &= x_i - x_{i-1} \\
h_+ &= x_{i+1} - x_i \\
h_i &= \frac{h_-}{2} + \frac{h_+}{2} \\
\Omega_i &= [x_i - h_-, x_i + h_+[, \\
\varphi_i &= \varphi(x_i) \\
\forall x \in \Omega_i: \varphi(x) &= \varphi_i
\end{aligned} \tag{5.2}$$

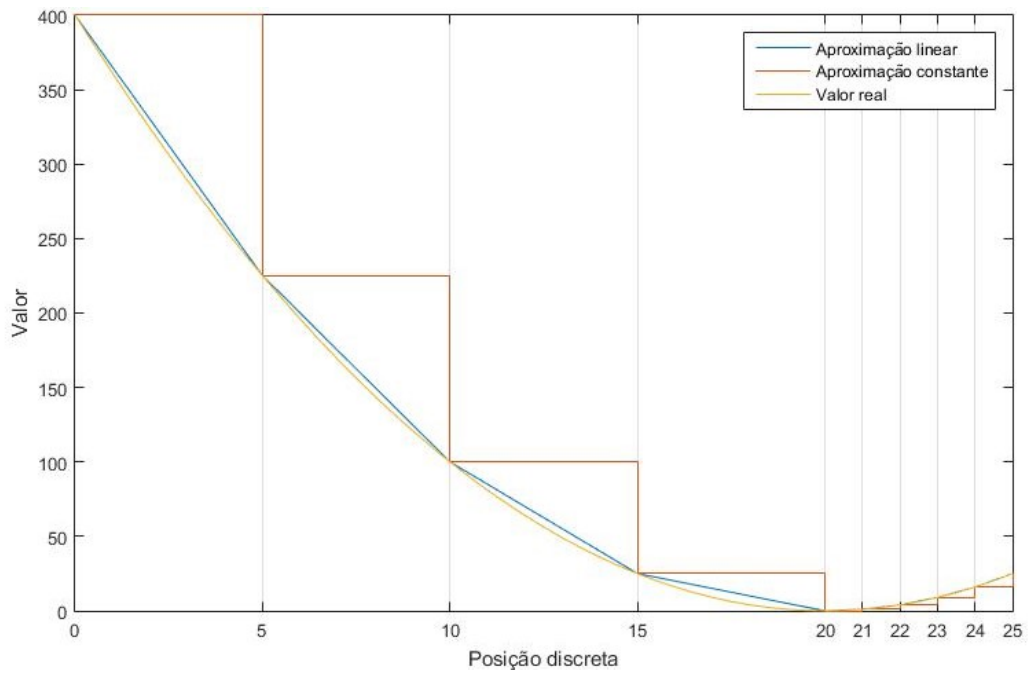


Figura 44 - Representação de uma função contínua num domínio discreto

Nesse caso consideramos as propriedades e grandezas avaliadas em pontos discretos do domínio contínuo, encontrando os valores dessas propriedades e grandezas ao longo dos volumes de controle, como mostra a Figura 30. A Figura 44 mostra uma grandeza física genérica aproximada por volumes finitos considerando as aproximações em cada volume finito como lineares (em Azul) e constantes (em Laranja) em comparação com o valor real (em Amarelo). Observamos nessa figura que o valor aproximado pontos discretizado se distancia muito do valor real quando os volumes de controle são grandes, como os encontrados entre a posição 0 e 20, e

é bem mais próximo do valor real quando os volumes de controle são pequenos, como os encontrados entre a posição 20 e 25.

Em nosso modelo computacional, utilizamos diferenças centrais para determinar o valor da propriedade discreta no centro do volume como sendo uma média aritmética entre o valor da propriedade na face posterior e o valor da propriedade na face anterior.

Ao aplicar a equação de balanço de pressão (4.11) para o cálculo da perda de carga em um volume de controle, ainda não se conhece o estado do fluido no mesmo. Uma solução é utilizar o estado do volume anterior para obter as propriedades do fluxo e do fluido para realizar os cálculos, de tal forma que  $P_i = P_{i-1} + \Delta P_{i-1}$ . Geralmente os estados de dois volumes consecutivos são tão próximos que nem é necessário refazer os cálculos iterativamente para corrigir o valor de perda de carga utilizando os novos valores das propriedades do fluido e do fluxo em relação ao estado encontrado.

Ao aplicar a equação de balanço de energia (4.10) para calcular a entalpia do novo ponto, o cálculo do calor perdido depende de valores ainda não calculados, pois não se conhece a resistividade térmica dos materiais, visto que essa depende das temperaturas das camadas radiais em torno do novo ponto, que ainda não são conhecidas. A solução nesse caso é utilizar o campo de temperatura das camadas radiais do volume anterior para calcular a resistividade térmica dos materiais que compõem as camadas radiais em torno do próximo ponto. Geralmente os estados de dois volumes consecutivos são tão próximos que não é necessário refazer os cálculos iterativamente para corrigir o valor de resistividade térmica dos materiais. Assim, o calor perdido  $Q_i$  pode ser considerado na Equação (4.10) para encontrar a entalpia  $h_i$ , e então calcular as demais propriedades do estado pelas correlações do fluido e do fluxo.



### 5.1.1 CONSTRUÇÃO DA MALHA

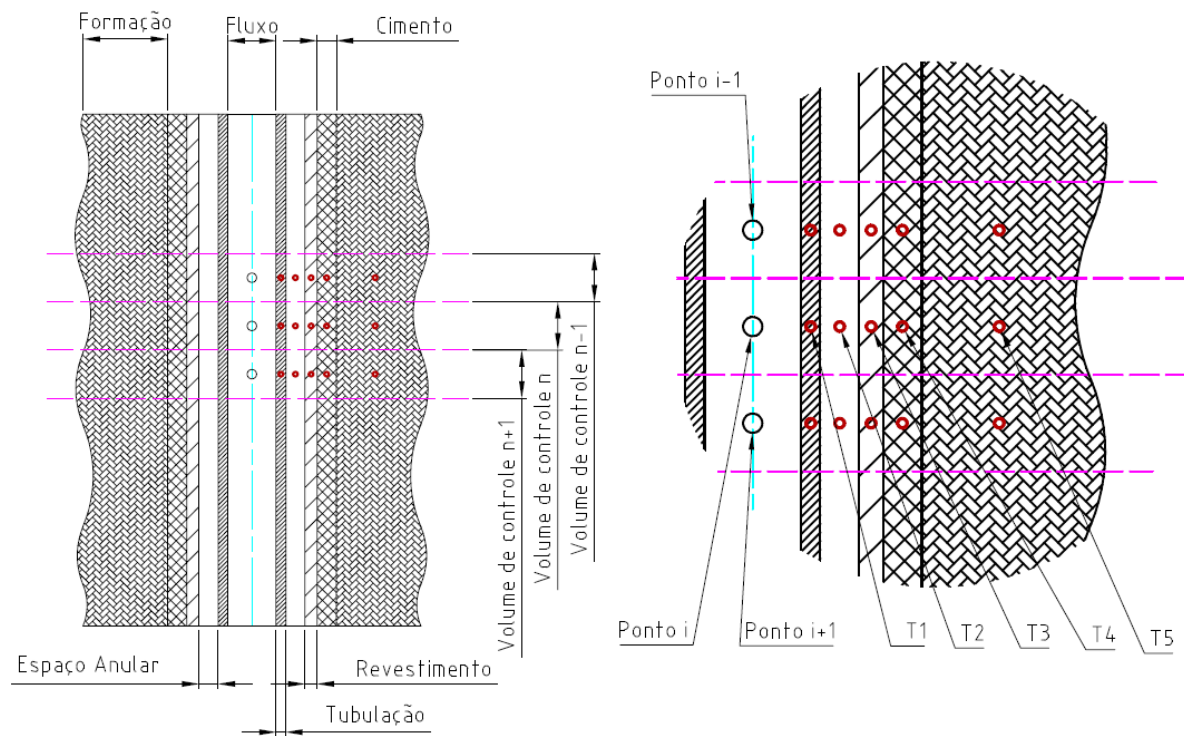


Figura 45 - Divisão de volumes no poço

A construção da malha numérica de volumes finitos é feita com base nos equipamentos que compõem a linha de transporte e os parâmetros de refino adotados. Embora uma malha uniforme seja o suficiente para garantir uma boa precisão em muitos casos, o refino de certas regiões como as luvas das tubulações dentro do poço ou as conexões de equipamentos pode detectar mudanças súbitas de propriedades do fluxo e do fluido, evitando erros de aproximação. Na Figura 45 observamos a representação de um equipamento dentro do poço como exemplo. Nessa figura é possível notar uma malha axial desenhada sobre o equipamento, representada por linhas perpendiculares ao sentido do fluxo. Podemos observar nessa figura como cada volume de controle contém um ponto para representar o estado do

fluxo em seu interior, e vários pontos para representar a temperatura das camadas radiais entre a linha do fluxo e a formação.

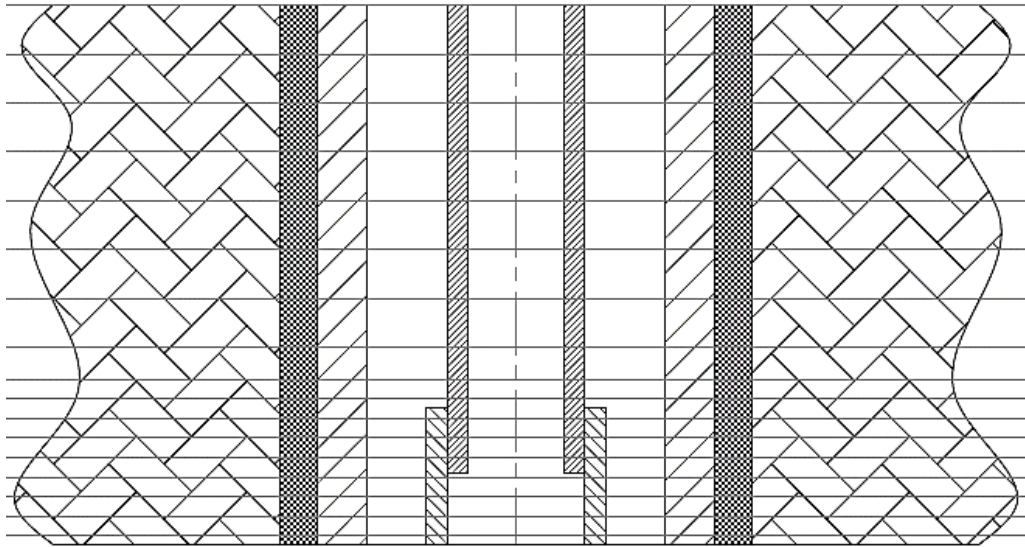


Figura 46 - Refino de malha

A Figura 46 mostra uma malha onde é possível observar o refino na região da luva de conexão entre dois equipamentos, na qual as linhas de fronteiras das faces estão mais próximas entre si na região inferior da figura do que no restante. As hachuras nessa Figura 46 seguem a mesma indicação das camadas representadas na Figura 45, com a diferença da presença de uma luva acoplada à tubulação interna.

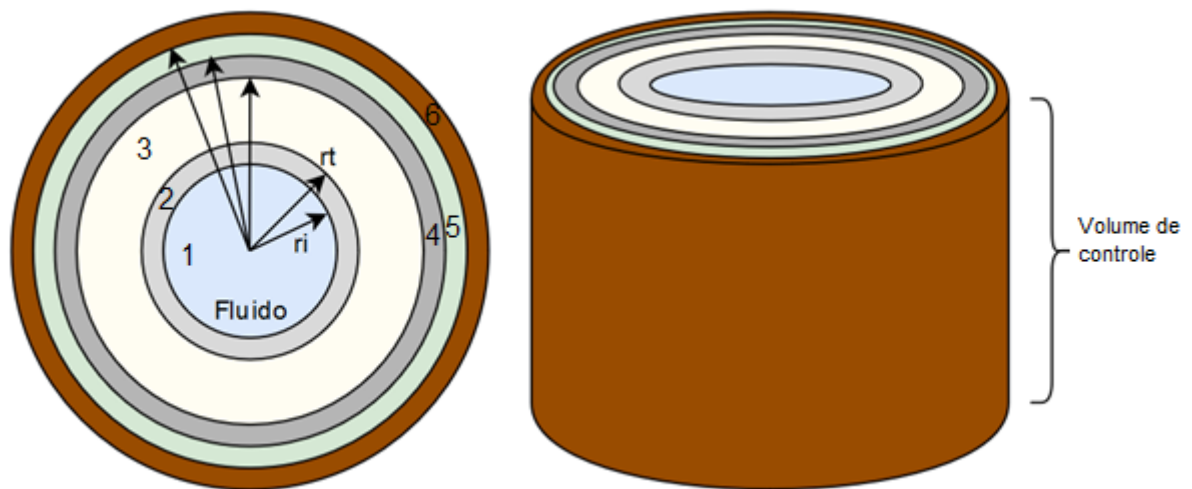


Figura 47 - Divisão radial do volume de controle

Cada volume de controle pode ser considerado como um conjunto de cilindros coaxiais (Figura 47), sendo que cada camada tem sua própria composição. A figura mostra o exemplo de um volume com a divisão de camadas entre fluido (1), tubo (2), espaço anular (3), revestimento (4), cimento (5) e formação (6), enumerados do centro para fora. Nos casos com isolamento, a camada do tubo é subdividida em três camadas: tubo interno, isolamento e tubo externo.

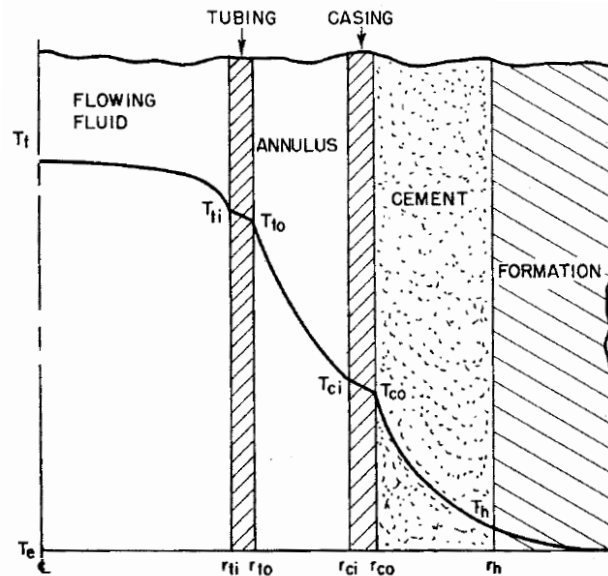


Figura 48 - Variação de temperatura radial  
(Willhite, 1967)

Na maioria das vezes consideramos um único volume de controle radial para cada camada, visto que as variações de temperaturas entre as faces de uma camada são quase lineares ou diretamente exponenciais. Observamos na Figura 48 como a temperatura varia com tendência exponencial nas camadas sólidas de cimento e formação e na região anular, e praticamente linear nas camadas de alta condutividade térmica. Podemos aumentar a precisão do cálculo do gradiente radial de temperatura ao dividir as camadas em vários volumes de controle radiais de mesmo material.

### 5.1.2 RESOLUÇÃO DO MODELO

Para resolver numericamente o modelo, o comportamento do fluido na linha de transporte é dado como parabólico, no qual as informações de um ponto dependem somente do ponto anterior (Fortuna, 2000). Assim, o valor de uma propriedade genérica  $\varphi$  em  $x_i$  depende apenas dos valores conhecidos em  $x_{i-1}$ . As propriedades que compõem um estado  $E$  são: pressão ( $P$ ), título ou fração mássica de fases ( $X$ ),

compressibilidade ( $Z$ ), temperatura ( $T$ ), densidade ( $\rho$ ), viscosidade cinemática ( $\mu$ ), entalpia do fluxo ( $h^{ent}$ ), calor específico ( $c_p$ ) e velocidade ( $u$ ). Essa forma de resolução pode ser expressa correlacionando um estado  $E_i$  a um volume de controle  $\Omega_i$  situado em torno de  $x_i$  na notação:

$$\begin{aligned} E_i &= [T_i, P_i, X_i, Z_i, h_i^{ent}, u_i, \rho_i, c_{p,i}, \mu_i] \\ E_i &= f(E_{i-1}, Q_{i-1}, \Delta P_{i-1}) \\ \Delta P_i &= f(E_i, D_i, \varepsilon_i) \end{aligned} \quad (5.3)$$

A transferência de calor entre o fluido e o meio é tido como um fenômeno elíptico – no qual é preciso encontrar um “equilíbrio” entre todos os pontos do domínio (Ferziger & Peric, 1999). Nesse caso resolvemos um sistema de equações ou iteramos até achar a condição de equilíbrio. Essa forma de resolução parte do princípio que o calor cedido pelo fluxo é o mesmo que é absorvido pelo meio, considerando que o calor que flui axialmente do início ao fim da linha por difusão através dos sólidos e fluidos é desprezível, podendo assim estabelecer que o calor trocado radialmente pelas  $k$  camadas é igual. Assim, tomando apenas as camadas radiais contidas no volume de controle  $\Omega_i$  de comprimento axial  $h_i$  situado em torno de  $x_i$ , temos:

$$\begin{aligned} \forall j \in [1, k-1]: q_1 &= q_j = q_{k-1} \\ q_j &= \frac{2\pi k_j(T_j^*)h_i(T_j - T_{j+1})}{\ln\left(\frac{r_j}{r_{j+1}}\right)} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Sendo que  $q_j$  é o calor radial trocado através de uma camada radial  $j$ , e que  $T_j$  é a temperatura média dessa camada radial  $j$ ,  $r_j$  é o raio interno dessa camada radial  $j$  e  $T_{j+1}$  e  $r_{j+1}$  são respectivamente a temperatura média e o raio interno de uma camada radial logo após a camada  $j$ .

Embora seja possível utilizar o valor de temperaturas da posição anterior ( $T_j^*$ ) para calcular a resistividade térmica do material de uma camada radial  $j$  ( $k_j = f(T_j)$ ), a temperatura dessa camada radial ( $T_j$ ) e da próxima ( $T_{j+1}$ ) são incógnitas a serem

resolvidas. Por isso utilizamos a Equação (4.5) para considerar a resistência equivalente de cada camada para calcular o calor em função das temperaturas conhecidas: do fluxo de fluido e do meio.

A resistividade térmica ( $R_j$ ) de uma camada radial  $j$  pode ser encontrada seguindo o método descrito para a Equação (4.5):

$$R_j = \begin{cases} \frac{\left( \ln \frac{r_j^e}{r_j^i} \right)}{k_j 2\pi r_j^i h_i}, & \text{para sólidos} \\ \frac{1}{h_j^{cv} 2\pi r_j^i h_i}, & \text{para fluidos} \end{cases} \quad (5.5)$$

Onde  $r_j^e$  é o raio externo da camada radial  $j$ ,  $r_j^i$  é o raio interno dessa camada,  $k_j$  é a condutividade térmica do material dessa camada,  $h_j^{cv}$  é o coeficiente de convecção equivalente entre o fluido e a camada, e  $h_i$  é o comprimento do volume de controle  $\Omega_i$  situado em torno de  $x_i$ .

Sendo assim, o calor ( $Q_i$ ) trocado num volume de controle  $\Omega_i$  situado em torno de  $x_i$  pode ser calculado pela Equação (5.6).

$$Q_i = \frac{T_1^i - T_k^i}{\sum_{j=1}^k R_j^i} \quad (5.6)$$

Caso necessário, o perfil das temperaturas médias das camadas radiais ( $T_1^i, T_2^i, \dots, T_j^i, \dots, T_{k-1}^i, T_k^i$ ) de um volume de controle  $\Omega_i$  situado em torno de  $x_i$  pode ser então calculado a partir do calor encontrado para esse volume de controle através da Equação (5.7).

$$T_j^i = T_{j-1}^i - R_{j-1}^i * Q_i \quad (5.7)$$

As equações (5.5), (5.6) e (5.7) permitem encontrar o calor e a distribuição de temperatura, que servem de entrada na Equação (5.3) para encontrar o estado do

fluido no volume de controle. Tendo o valor da taxa de transferência de calor calculado pela Equação (5.6) e de perda de carga calculado pela Equação (4.12), o estado do fluido num volume de controle  $\Omega_i$  situado em torno de  $x_i$  já pode ser determinado numericamente pela Equação (5.3).

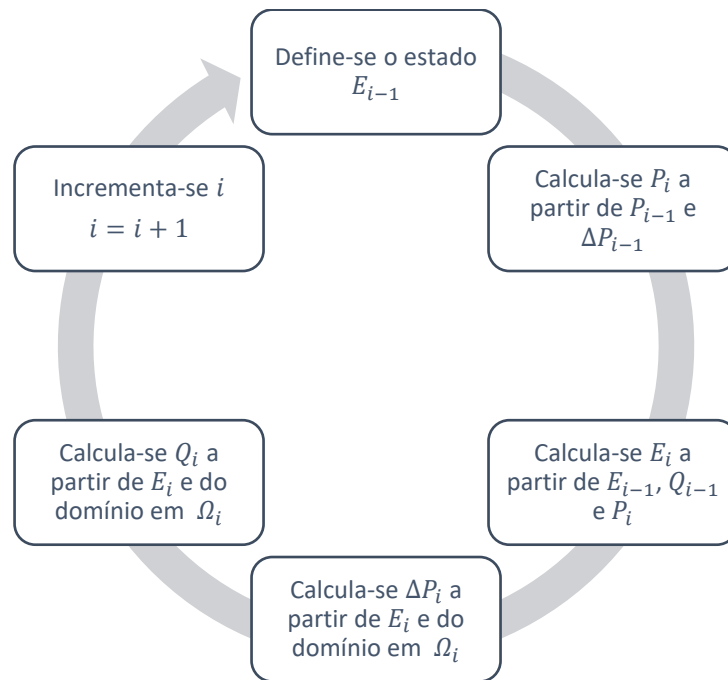


Figura 49 - Esquema das etapas de cálculo

A Figura 49 resume as etapas de cálculos ao longo do domínio discreto. Notamos que esse procedimento pode ser feito de forma diferente ao modificar o local do ciclo em que ocorre o incremento, o que altera quais propriedades são consideradas pertencentes à iteração atual e quais são obtidas da iteração anterior.

### 5.1.3 ALGORITMO DE RESOLUÇÃO DO SISTEMA

O algoritmo de resolução do sistema representa os passos computacionais realizados para realizar uma simulação de um caso com o domínio e condições de entradas e de contorno já definidas pelo usuário. Essas entradas serão tratadas como se estivessem

armazenadas num objeto chamado *DataBase*, onde cada *propriedade* de cada *objeto* está armazenado em *DataBase.<objeto>.<propriedade>*.

A Tabela 5 mostra os objetos e propriedades de objetos considerados contidos na *DataBase*.

Tabela 5 - Objetos de entrada no programa

Objeto	Propriedade	Descrição
Fonte	Vazão mássica <sup>1</sup>	Vazão mássica de fluido impresso pelo gerador/bomba
	Pressão <sup>2</sup>	Pressão impressa pelo gerador
	Título	Relação de massa de vapor por massa de fluido no fluxo
	Temperatura <sup>3</sup>	Temperatura média do fluido na saída do gerador
Linha	Tubulação	Vetor de objeto <i>Tubulação</i>
	Revestimento	Vetor de objeto <i>Revestimento</i>
	Meio	Objeto <i>Meio</i>
Revestimento	Camadas	Vetor de objeto <i>Camada</i>
	Comprimento	Comprimento desse objeto de revestimento na linha
	Solo	Objeto <i>Material</i>
Tubulação	Camadas	Vetor de objeto <i>Camada</i>
	Comprimento	Comprimento desse objeto de tubulação na linha
	Luva	Objeto <i>Luva</i>
	Ângulo	Ângulo que indica a inclinação da linha com a horizontal
	Tipo	Indica se é uma linha superficial, linha submarina ou tubo
	Rugosidade	Rugosidade absoluta do interior da linha ou tubo
Luva	Camada	Vetor de objeto <i>Camada</i>
	Comprimento	Comprimento desse objeto de luva de tubulação na linha
	Posição	Indicação da posição da luva no tubo, quando necessário
Camada	Diâmetro	Diâmetro interno da camada, seja de sólido ou fluido
	Espessura	Espessura da camada
	Material	Objeto <i>Material</i>
Material	K	Condutividade térmica do material (função da temperatura)
	Alfa	Difusividade térmica do material (solos)
Meio	Temperatura	Temperatura média do meio
	CoefGeotermico	Coefficiente geotérmico do meio
	VelVento	Velocidade média do vento

<sup>1</sup> A vazão mássica pode ser uma das variáveis do sistema.

<sup>2</sup> A pressão pode ser marcada como variável caso se conheça a pressão no final da linha.

<sup>3</sup> O valor de temperatura é ignorado caso o título esteja entre zero e um.

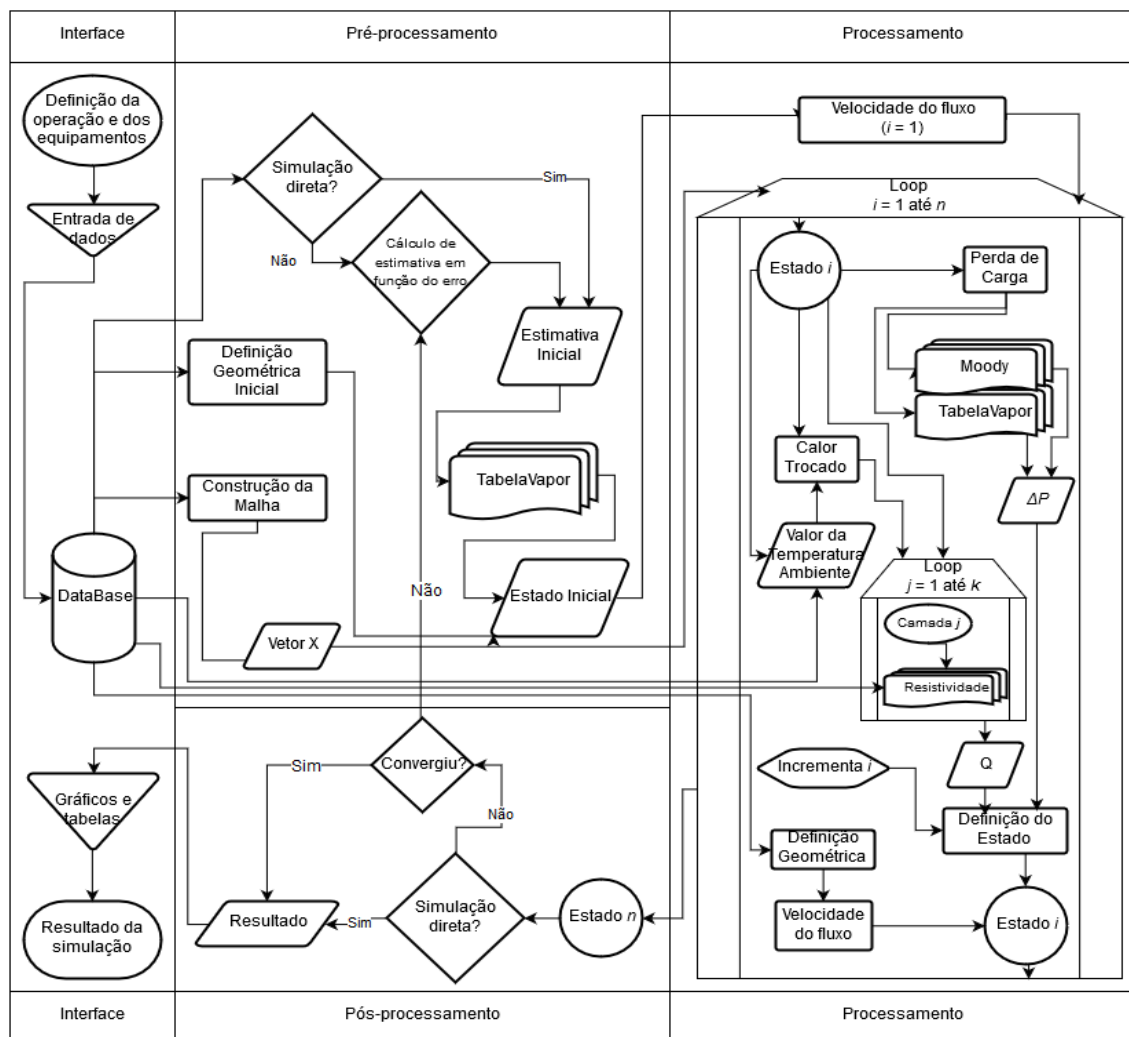


Parâmetros	TempÁgua	Temperatura média da água (função da profundidade)
	VelÁgua	Velocidade média da água (função da profundidade)
	Tolerância	Tolerância de erro para convergências
	VolLinhas	Tamanho máximo do volume de controle de linhas
	VolTubo	Tamanho máximo do volume de controle de tubos
	VolLuva	Tamanho máximo do volume de controle de luvas

O objeto *DataBase* é preenchido numa interface gráfica do software implementado, que permite a interação do usuário com os valores armazenados dentro desse objeto. Essa parte da rotina de resolução do código é denominada *Entrada de Dados*.

Os dados físicos acerca de constantes universais e correlações específicas de fluidos e materiais não são armazenados na base de dados pois são sempre os mesmos onde são aplicados no código. Por isso são considerados como parte de um repertório de dados virtual na forma de *Livrarias*. Cada livraria é uma fonte de dados virtual que provê valores de uma determinada constante ou propriedade segundo as definições apresentadas nesse trabalho.

Tendo o domínio e as condições de entradas e de contorno armazenadas num objeto reconhecível pelo software é possível executar as rotinas seguindo a resolução do modelo anteriormente descrita. Para melhor visualizar o processo de resolução, elaboramos um fluxograma simplificado do algoritmo e posteriormente explicamos a cada etapa do fluxograma.



Observamos na Figura 50 um fluxograma ilustrativo do algoritmo que demonstra a ordem e a relação entre as rotinas e as sub-rotinas do código. Nesse diagrama observamos a posição e o relacionamento dos objetos e rotinas nomeadas, de tal forma que os nomes no diagrama corresponde aos nomes citados na explicação do algoritmo.

Antes de executar as rotinas principais de simulação, o código precisa preparar o domínio para a simulação na rotina de geração de malha, numa fase denominada pré-processamento.

A construção da malha no domínio é feita com base no vetor de objetos *DataBase.Linha.Tubulação*, construindo um vetor de posição  $X$  com base no parâmetro *Comprimento* de cada objeto dentro desse vetor e no parâmetro *Comprimento* do objeto *Luva* de cada objeto dentro desse vetor. Esse vetor de posição  $X$  contém o valor do centro de todos os volumes de controle ao longo da linha, sendo que o tamanho desses volumes de controle é determinado ao dividir o comprimento de cada objeto em fragmentos menores que o valor estipulado no objeto *Parâmetros*. Essa rotina é denominada *Construção da Malha*.

Após a malha gerada é preciso definir o tipo de simulação. A simulação é tida como direta quando se conhece tanto a pressão quanto a vazão na fonte. Nesse tipo de simulação os cálculos são feitos de maneira direta no domínio, indo da primeira posição do vetor  $X$  até a última uma única vez. Quando não se conhece a pressão ou a vazão na fonte é preciso realizar uma estimativa inicial para esse valor. Nesse tipo de simulação os cálculos são feitos de maneira iterativa no domínio, no qual o processo direto é realizado várias vezes. Em cada iteração a estimativa inicial é corrigida com base no resultado final até que o erro relativo à estimativa anterior tenha norma menor que a tolerância estipulada no objeto *Parâmetros.Tolerância*. Esse processo de estimativa inicial e correção iterativa com base no erro é denominado *Estimativa Inicial*. Tendo os dados advindos da *DataBase* ou parte desses dados vindos da rotina *Estimativa Inicial*, consideramos que o conjunto desses dados é tratado da mesma forma pelo programa.

A resolução do processo principal de cálculos dentro de uma iteração pode ser dividida em rotinas e sub-rotinas. A primeira rotina a ser executada no algoritmo após a criação da malha e definição do tipo de simulação é a que define as condições do primeiro ponto da malha. Para descrever essa rotina referenciamos a posição  $i$  de um vetor *vetor* como *vetor*[ $i$ ], sendo que os vetores iniciam sempre em  $i = 1$ . A primeira parte da rotina inicia as condições geométricas no primeiro ponto. Essa rotina é denominada *Definição Geométrica Inicial*.

---

**Definição Geométrica Inicial**

- 1:  $Posição[1] = X[1]$
  - 2:  $Diâmetro\_Interno[1] = DataBase.Linha.Tubulação[1].Camada[1].Diâmetro$
  - 3:  $Rugosidade[1] = DataBase.Linha.Tubulação[1].Rugosidade$
  - 4:  $Altura[1] = 0$
  - 5:  $\Delta x[1] = (X[2] - X[1])/2$
  - 6:  $\theta = DataBase.Linha.Tubulação[1].\hat{A}ngulo$
  - 7:  $\Delta z[1] = \Delta x[1] \times Seno(\theta)$
- 

Após computar os valores geométricos do primeiro ponto, é preciso obter o estado do fluido no primeiro ponto em função das condições de entrada. Para tal, consideramos uma livreria *TabelaVapor* que retorna o valor de uma propriedade *Propriedade1* em função das propriedades *Propriedade2* e *Propriedade3*, considerando estas como independentes termodinamicamente (Throm, 2005) segundo o que mostra a Figura 38 na forma *TabelaVapor.Propriedade1(Propriedade2, Propriedade3)*.

---

**Estimativa Inicial**

- 1: *se SimulaçãoDireta*
  - 2:      $Pressão[1] = Fonte.Pressão$
  - 3:      $Vazão[1] = Fonte.Vazão$
  - 4: *se não*
  - 5:      $Pressão[1] = Estimativa\_Pressão$
  - 6:      $Vazão[1] = Estimativa\_Vazão$
  - 7: *fim*
  - 8: *se*  $0 < Fonte.Título < 1$
  - 9:      $Temperatura[1] = TabelaVapor.Temperatura(Pressão[1])$
  - 10:     $Entalpia[1] = TabelaVapor.Entalpia(Pressão[1], Fonte.Título)$
  - 11: *se não*
  - 12:     $Temperatura[1] = Fonte.Temperatura$
  - 13:     $Entalpia[1] = TabelaVapor.Entalpia(Pressão[1], Temperatura[1])$
  - 14: *fim*
  - 15:  $Título[1] = Fonte.Título$
  - 16:  $Densidade[1] = TabelaVapor.Densidade(Pressão[1], Entalpia[1])$
  - 17:  $Viscosidade = TabelaVapor.Viscosidade(Pressão[1], Entalpia[1])$
- 

Conhecendo o estado do fluido no primeiro ponto, armazenado no objeto *Estado Inicial*, o algoritmo pode então calcular o estado do fluxo nesse ponto segundo a

Equação (5.3). A primeira propriedade do fluxo a ser calculada é a velocidade média do fluxo pela Equação (4.2). Essa sub-rotina é denominada *Velocidade do Fluxo*.

---

#### **Velocidade do Fluxo**

- 1:  $\text{Área\_Interna} = \pi \times \text{Diâmetro\_Interno}[1]^2 / 4$
  - 2:  $\text{Velocidade}[1] = \text{Vazão}[1] / (\text{Densidade}[1] \times \text{Área\_Interna})$
- 

Nesse ponto é preciso verificar se a velocidade está dentro da faixa tolerada para as hipóteses e intervalos de funções utilizados. Caso não esteja, o algoritmo é interrompido.

O próximo passo é calcular a perda de carga que acontece dentro desse primeiro volume de controle utilizando a Equação (4.12). Observamos que essa rotina é exatamente igual em todos os pontos da malha, portanto consideramos o indexador  $i$  para representar a posição do ponto na malha que representa o volume de controle a ser resolvido. O processo para o cálculo da perda de carga no algoritmo é denominado *Perda de Carga*.

---

#### **Perda de Carga**

- 1:  $\text{Pressão\_Vz} = \text{TabelaVapor.Pressão\_Vazio}(\text{Pressão}[i], \text{Título}[i])$
  - 2:  $\text{Densidade\_L} = \text{TabelaVapor.Densidade}(\text{Pressão}[i], 0)$
  - 3:  $\text{Densidade\_V} = \text{TabelaVapor.Densidade}(\text{Pressão}[i], 1)$
  - 4:  $\text{Densidade\_Homogênea} = \text{Densidade\_L} \times (1 - \text{Pressão\_Vz}) + \text{Densidade\_V} \times \text{Pressão\_Vz}$
  - 5:  $\text{Reynolds} = (\text{Velocidade}[i] \times \text{Diâmetro\_Interno}[i] \times \text{Densidade}[i]) / \text{Viscosidade}$
  - 6:  $f = \text{Moody}(\text{Reynolds}, \text{Rugosidade}[i] / \text{Diâmetro\_Interno}[i])$
  - 7:  $\Delta P_{\text{fric}} = -\Delta x[i] \times (f \times \text{Densidade\_Homogênea} \times \text{Velocidade}[i]^2) / (2 \times \text{Diâmetro\_Interno}[i])$
  - 8:  $\Delta P_{\text{acc}} = \text{Densidade\_Homogênea} \times \text{Velocidade}[i] \times (\text{Velocidade}[i] - \text{Velocidade}[i - 1])$
  - 9:  $\Delta P_{\text{grav}} = \text{Densidade\_Homogênea} \times \text{Gravidade} \times \Delta z[i]$
  - 10:  $\Delta P[i] = \Delta P_{\text{fric}} + \Delta P_{\text{acc}} + \Delta P_{\text{grav}}$
- 

Nessa rotina consideramos *Gravidade* como sendo uma constante com o valor da aceleração da gravidade e *Moody* como sendo uma livreria que retorna o valor do fator de atrito em função do Número de Reynolds e da rugosidade relativa segundo a

Equação (4.18) para fluido monofásico newtoniano ou segundo as correlações específicas do fluido caso seja um fluido específico.

O último passo para definir completamente as propriedades do fluxo é o cálculo do calor trocado com o meio ao longo desse volume de controle pela Equação (5.6). Esse cálculo é dividido em algumas sub-rotinas. A primeira sub-rotina é o cálculo da resistividade térmica de cada camada segundo a Equação (5.5), porém no primeiro volume de controle ainda não se conhece a temperatura de cada camada, variável importante para se determinar a condutividade térmica dos materiais ou o coeficiente de convecção nas camadas fluidas. Por isso, apenas no primeiro volume de controle é preciso estimar a temperatura das camadas através da Equação (5.7) e iterar o processo de cálculo do calor perdido até que o erro entre uma iteração e outra seja menor do que a tolerância definida.

Como a resistividade térmica de uma camada depende das condições físicas da própria camada, consideramos várias funções do tipo *Função(Parâmetros)* para representar o cálculo da resistividade térmica de uma camada. Consideramos que a condutividade térmica de um material *Material* a uma temperatura *Temperatura* pode ser obtida numa livreria *TabelaMaterial(Material, Temperatura)* de acordo com a Equação (3.3), e a difusividade térmica de um solo pode de maneira similar ser obtida numa livreria *TabelaSolo(Material, Temperatura)*.

---

**Resistividade\_Sólido**

- 1: *função Resistividade\_Sólido (T1, T2, R1, R2, Material, Δx)*
  - 2:     *Temperatura\_Interna = T1*
  - 3:     *Temperatura\_Externa = T2*
  - 4:     *Temperatura\_Média = (T1 + T2) / 2*
  - 5:     *K = TabelaMaterial (Material, Temperatura\_Média)*
  - 6:     *Resistividade = ln(R2/R1)/(2 x π x Δx x K)*
  - 7:     *retorna Resistividade*
  - 8: *fim*
-

Essa função pode ser adaptada para calcular a resistividade de camadas de isolantes térmicos e de fluido em espaço confinado entre paredes. Isso é feito trocando o valor de  $K$  na linha 6 para receber o valor adaptado para aquela camada. No caso de isolantes, consideramos uma livreria *TabelaIsolante* que retorna o valor da resistividade térmica dos isolantes considerados segundo os parâmetros importantes. Os materiais isolantes mais simples têm sua condutividade térmica em função somente da temperatura, na qual podemos considerar:

---

#### **Resistividade\_Isolamento\_Simples**

1: *função Resistividade\_Isolamento\_Simples (T1, T2, R1, R2, Material, Δx)*

5:      $K = \text{TabelaIsolante}(\text{Material}, \text{Temperatura\_Média})$

8: *fim*

---

Alguns materiais isolantes mais complexos, como isolantes em forma de pó ou gel, têm sua condutividade térmica em função de outros parâmetros, como pressão ou densidade do material isolante. Esses parâmetros são fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos isolados e as funções de condutividade térmica geralmente são segredo industrial dos fabricantes. Num caso, por exemplo, onde a condutividade térmica é função da densidade do material isolante, cujo valor é armazenado na constante *Densidade\_Isolante*, a resistividade da camada pode ser calculada pela função:

---

#### **Resistividade\_Isolamento\_Pó**

1: *função Resistividade\_Isolamento\_Pó (T1, T2, R1, R2, Material, Δx, Densidade\_Isolante)*

5:      $K = \text{TabelaIsolante}(\text{Material}, \text{Temperatura\_Média}, \text{Densidade\_Isolante})$

8: *fim*

---

Isolamentos mais complexos como tubos isolados a vácuo e isolamentos multicamadas requerem uma grande quantidade de parâmetros para determinar a

condutividade térmica aparente da camada, geralmente considerando efeitos combinados de condução, convecção de calor e irradiação, considerando até mesmo a vida útil do equipamento e as condições de agressividade e penetração de partículas no espaço do isolamento.

A resistividade térmica das camadas de fluido confinado pode ser calculada de forma similar ao aplicar a correlação de Dropkin e Somerscales (Dropkin & Somerscales, 1965) segundo a Equação (3.11). Consideramos uma livreria *ModeloConvecçãoDropkinSomerscales* que retorna o valor de  $k_{eff}$  de acordo com os parâmetros físicos da camada.

---

#### **Resistividade\_Fluido\_Confinado**

```
1: função Resistividade_Fluido_Confinado (T1, T2, R1, R2, Fluido, Δx)
...
5:     K = ModeloConvecçãoDropkinSomerscales (Fluido, Δx, R1, R2, T1, T2)
...
8: fim
```

---

A resistividade térmica relativa à convecção pode ser calculada através da Equação (3.5), na qual o coeficiente de convecção é calculado de formas diferentes para cada tipo de convecção. No caso de convecção forçada, consideramos *ModeloConvecçãoForçada* como uma livreria que retorna o coeficiente de convecção em função dos parâmetros considerados nas equações (3.6) e (3.8):

---

#### **Resistividade\_Convecção\_Forçada**

```
1: função Resistividade_Convecção_Forçada (T1, T2, R1, R2, Fluido, Δx, vel, ρ, μ, D)
2:     T_Fluido = T1
3:     T_Face = T2
4:     T_Média = (T1 + T2) / 2
5:     h = ModeloConvecçãoForçada (Fluido, T_Fluido, T_Média, R1, R2, Δx, vel, ρ, μ, D)
6:     Resistividade = 1 / (2 x π x R1 x Δx x h)
7:     retorna Resistividade
8: fim
```

---



De forma similar a resistividade térmica relativa à convecção natural pode ser calculada considerando um *ModeloConvecçãoNatural* como uma livreria que retorna o coeficiente de convecção natural em função dos parâmetros considerados nas equações (3.6) e (3.9).

Com essas funções é possível calcular a resistividade térmica de todas as camadas que compõem os equipamentos.

Para o cálculo do calor é preciso avaliar quais camadas separam o fluido do meio em cada volume de controle. Para isso é preciso avaliar o objeto *DataBase.Linha.Tubulação[i].Tipo*.

- Caso seja uma linha superficial, consideramos a camada de metal do tubo, o isolamento, se houver, o revestimento externo, se houver, e o meio como ar atmosférico.
- Caso seja linha subaquática, consideramos a camada de metal do tubo, o isolamento, se houver, o revestimento externo, se houver, e o meio como água.
- Caso seja um poço, consideramos a camada de metal do tubo, o isolamento, se houver, o revestimento externo do tubo, se houver, o espaço anular entre o tubo e o revestimento interno do poço, as camadas de metal dos revestimentos, as camadas de cimento entre os revestimentos, a camada de cimento entre o último revestimento e a formação, e a camada da formação rochosa.

Sendo assim, consideramos um vetor *Resistividade* de tamanho  $k$ , onde  $k$  é o número de camadas radiais que separam a linha de fluxo do meio, de tal forma que *Resistividade[j]* contém a resistividade da camada radial  $j$ .

Dessa forma o calor trocado ao longo do volume de controle  $i$  pode ser calculado na sub-rotina em função do vetor *Resistividade* e da temperatura do meio, denominada *Calor Trocado*.

---

**Calor Trocado**

```
1: se DataBase.Linha.Tubulação[i].Tipo igual Tipo::LinhaSuperficial
2:   Temperatura_Ambiente = DataBase.Meio.Temperatura
3: se DataBase.Linha.Tubulação[i].Tipo igual Tipo::LinhaSubaquática
4:   Temperatura_Ambiente = DataBase.Meio.TempÁgua(Altura[i])
5: se DataBase.Linha.Tubulação[i].Tipo igual Tipo::Tubulação
6:   Temperatura_Ambiente = DataBase.Meio.Temperatura + (Altura[i]/
                                                              DataBase.Meio.CoeefGeotermico)
7: fim
8: Resistividade_Total = 0
9: para j = 1 até k
10:  Resistividade_Total = Resistividade_Total + Resistividade[j]
11: fim
12: Calor[i] = (Temperatura_Ambiente - Temperatura[i]) / Resistividade_Total
```

---

Conhecendo o valor de perda de carga e calor trocado para um volume de controle qualquer, podemos então escrever a rotina de definição do domínio e do fluido de forma genérica para todos os pontos da malha utilizando a Equação (5.3). Esse processo genérico é denominado *Definição Geométrica*.

---

**Definição Geométrica**

```
1: Posição[i] = X[i]
2: Diâmetro_Interno[i] = DataBase.Linha.Tubulação[i].Camada[1].Diâmetro
3: Rugosidade[i] = DataBase.Linha.Tubulação[i].Rugosidade
4: Altura[i] = Altura[i - 1] + Δz[i - 1]
5: Δx[i] = (X[i + 1] - X[i])/2 + (X[i] - X[i - 1])/2
6: θ = DataBase.Linha.Tubulação[i].Ângulo
7: Δz[i] = Δx[i] x Seno(θ)
```

---

Consideramos um objeto *VariaçãoVazão* que indica a existência de adição ou extração de fluido do fluxo. Nos casos de adição, consideramos que o fluido é adicionado com mesma temperatura, pressão e título que o fluido no fluxo. Esse objeto tem valor nulo no caso em que não existem adições nem extrações.

---

**Definição do Estado**

- 1:  $Pressão[i] = Pressão[i - 1] + \Delta P[i - 1]$
  - 2:  $Vazão[i] = Vazão[i - 1] + VariaçãoVazão$
  - 3:  $Entalpia[i] = Entalpia[i - 1] + Calor[i] / Vazão[i]$
  - 4:  $Título[i] = TabelaVapor.Título(Pressão[i], Entalpia[i])$
  - 5:  $Densidade[i] = TabelaVapor.Densidade(Pressão[i], Entalpia[i])$
  - 6:  $Viscosidade = TabelaVapor.Viscosidade(Pressão[i], Entalpia[i])$
  - 7:  $Temperatura[i] = TabelaVapor.Temperatura(Pressão[i], Entalpia[i])$
  - 8:  $Área\_Interna = \pi \times Diâmetro\_Interno[i]^2 / 4$
  - 9:  $Velocidade[i] = Vazão[i] / (Densidade[i] \times Área\_Interna)$
- 

Com essas rotinas é possível avaliar o domínio e calcular o estado do fluido e do fluxo em todos os pontos da malha.

#### 5.1.4 VELOCIDADE, ESTABILIDADE E PRECISÃO DO MÉTODO

De um modo geral, o balanço entre velocidade de resolução do sistema e precisão da resposta se dá majoritariamente ajustando o tamanho dos volumes de controle e minoritariamente ajustando a tolerância das operações iterativas. Temos uma ideia quantitativa de como se dá esse balanço na análise de consistência do método. Todavia alguns cuidados precisam ser tomados para não comprometer a estabilidade do método. A principal preocupação de estabilidade para esse método é garantir que as funções que correlacionam as propriedades dos fluidos sejam aplicadas dentro de seu escopo de pressão e temperatura (Figura 38). Valores de pressão e temperatura fora do domínio das funções e tabelas de correlações do fluido precisam ser detectadas durante a execução do código para evitar erros.

Outra preocupação é com o tamanho e o posicionamento dos volumes de controle. É preciso que os equipamentos sejam divididos em vários – no mínimo dois – volumes de controle ao longo de seu comprimento para corretamente representar o modelo de troca de calor e perda de carga. Os volumes de controle precisam ser estrategicamente posicionados de tal forma que as variações de seção e material

aconteçam nas fronteiras dos volumes, a fim de que a aproximação de grandezas e parâmetros constantes dentro de um mesmo volume seja razoável.

Existem situações em que a instabilidade do método é causada por conta de uma incoerência física do modelo. Um exemplo disso é quando o fluido perde carga até que sua pressão caia a zero: nesse caso a hipótese do contínuo não é válida e, mesmo se o modelo matemático puder trabalhar numericamente nessa situação, o resultado não será condizente com a realidade.

## 5.2 CONSISTÊNCIA DO MÉTODO

Avaliamos a consistência do método em dois tipos de ocasiões: consistência da representação discreta, onde os fenômenos físicos contínuos são representados de forma discreta de tal forma que o erro entre a representação contínua e a representação discreta deve tender a zero quanto mais divisões discretas forem adotadas; e consistência física, onde as equações de conservação e direção dos gradientes de temperatura e pressão devem sempre ter comportamento no domínio discreto igual ou similar ao que acontece no domínio contínuo.

Para avaliar a consistência da representação discreta dos fenômenos nos pontos da malha de volumes de controle repetimos uma mesma simulação variando o número de volumes de controle no domínio e comparamos os resultados. Para uma melhor visualização, fizemos uma comparação em separado para a direção axial e radial.

O cálculo de calor trocado entre o fluido e o meio considera a condutividade térmica dos sólidos como sendo função da temperatura. Porém como a temperatura é função do raio, é preciso considerar a temperatura no centro da espessura da camada para representar a condutividade térmica do material de toda a camada. A divisão de uma camada em várias camadas sequenciais de mesmo material diminui o erro ao adotar a propriedade de condutividade térmica em função da temperatura no centro da espessura da camada em toda a mesma.

Tabela 6 - Composição radial de materiais

Material	Raio Interno [m]	Raio Externo [m]	Função de condutividade $K \left[ \frac{W}{mK} \right] = f(T[K])$
Aço API	0.1	0.2	$k = -9 \times 10^{-6} \times T^2 + 0.004 \times T + 34.646$
Alumínio	0.2	0.3	$k = 277.7 \times T^{-0.028}$
Aço Inox	0.3	0.5	$k = 3 \times 10^{-8} \times T^3 - 0.00007 \times T^2 + 0.06 \times T - 2.3453$
Cimento	0.5	1	$k = 1.5 \times (-0.00002 \times T + 0.8)$
Solo	1	1.5	$k = 1.7 \times (0.0005 \times \sqrt{T} + 0.9)$

Na Tabela 6 observamos a composição de materiais de cinco camadas sobrepostas num cilindro de três metros de diâmetro. Embora essa tabela não represente nenhum caso real prático, podemos utilizar esses dados para simular a diferença em utilizar subcamadas dentro de uma mesma camada de material para aferir a função de condutividade térmica. Para tal, consideramos a temperatura da face no raio 0.1 m como prescrita a 600 K e a temperatura da face no raio 1.5 m como prescrita a 300 K.

Utilizando como base um perfil linear de temperatura entre as faces interna e externa sem iterar para corrigir o valor, obtemos a distribuição de temperaturas de referência contida na Figura 51 em função do raio.

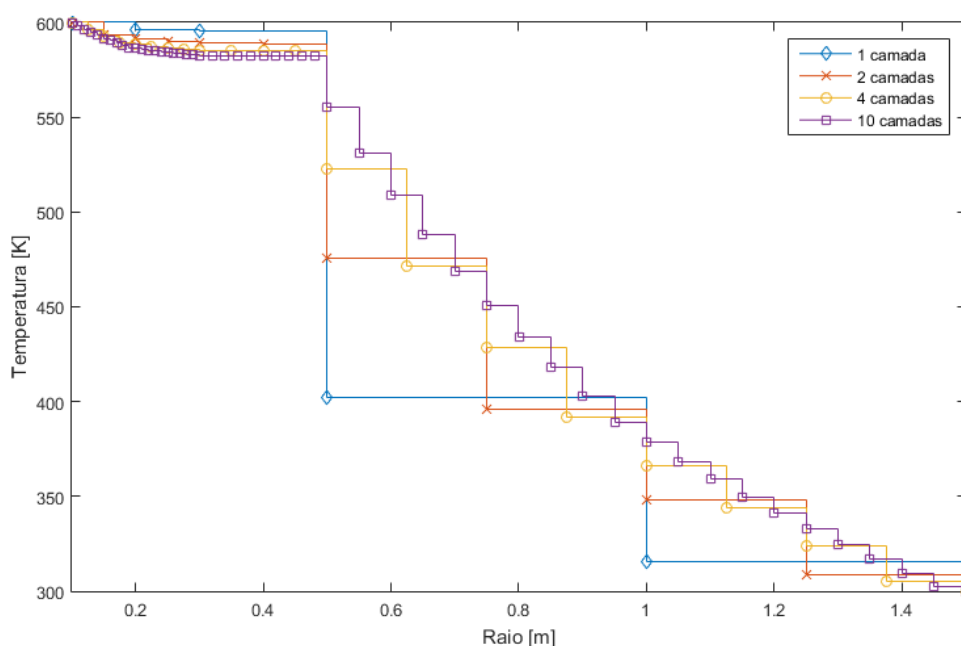


Figura 51 - Temperatura nos volumes de controle das camadas em função do raio

Fica evidente como a temperatura no centro da espessura das camadas com dez subdivisões por material (em Lilás) representa bem melhor a temperatura dessa subcamada do que no caso com uma camada única por material (em Azul).

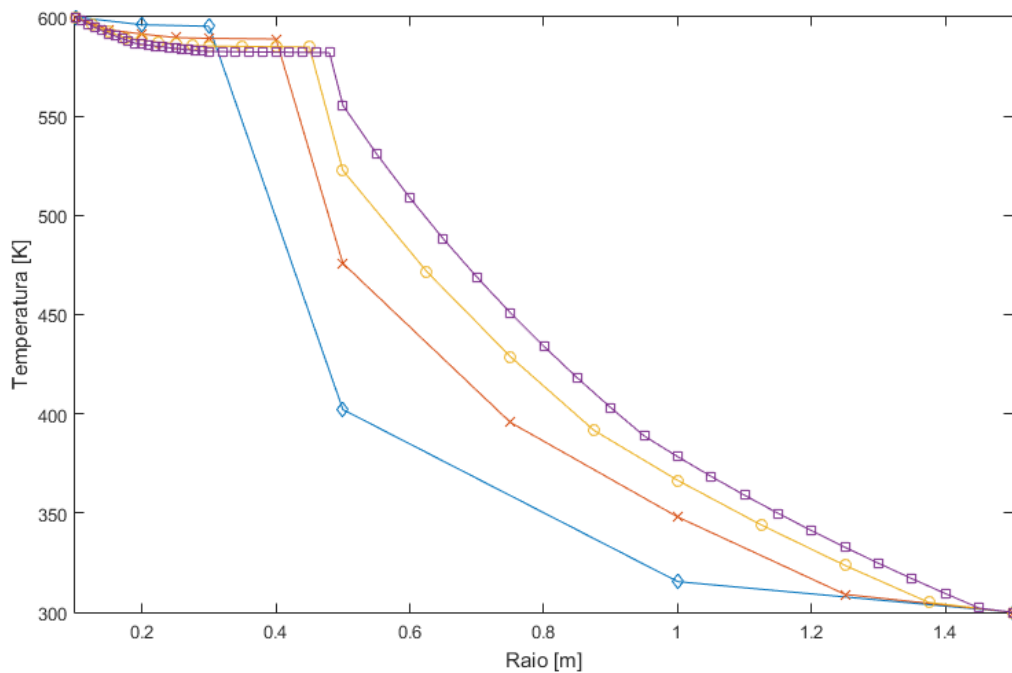


Figura 52 - Temperatura nos pontos dos volumes de controle em função do raio

A Figura 52 contém as informações da Figura 51 representadas com as temperaturas dentro dos volumes de controle variando linearmente dentro de cada volume.

A diferença dos valores aproximados da temperatura considerando uma camada por material e dez camadas por material é grande. No ponto de maior divergência a diferença chega a ser 27.6%, sendo que é em média 7.8% nesse caso.

Embora a distribuição de temperatura radial não seja uma informação crucial para o resultado final, sua influência nas propriedades de condutividade térmica pode gerar distorção em relação à realidade na quantidade de calor trocado.

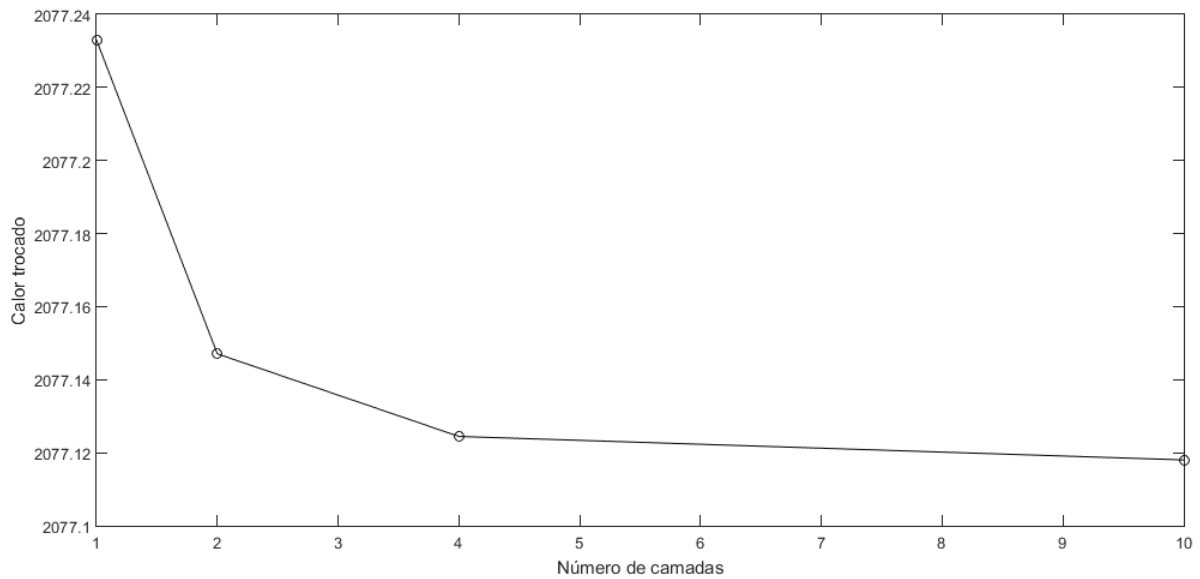


Figura 53 - Calor trocado em função do número de subcamadas

Na Figura 53 observamos a variação do calor total trocado com o número de subcamadas, no qual o resultado para o cálculo utilizando apenas uma camada aponta uma troca de calor maior do que os resultados que utilizam mais subcamadas. Assim fica evidente como o uso de apenas uma camada por material pode ocasionar erro no cálculo do calor trocado. Todavia é importante considerar se essa quantidade de erro afeta consideravelmente o resultado final. Um grande erro na quantidade de calor trocado num ponto pode propagar consequências em outras propriedades, como no cálculo da entropia, que por sua vez pode influenciar em outras propriedades e gerar um resultado falso ao final do domínio. Por isso é preciso verificar o tamanho do erro e sua evolução ao longo do domínio.

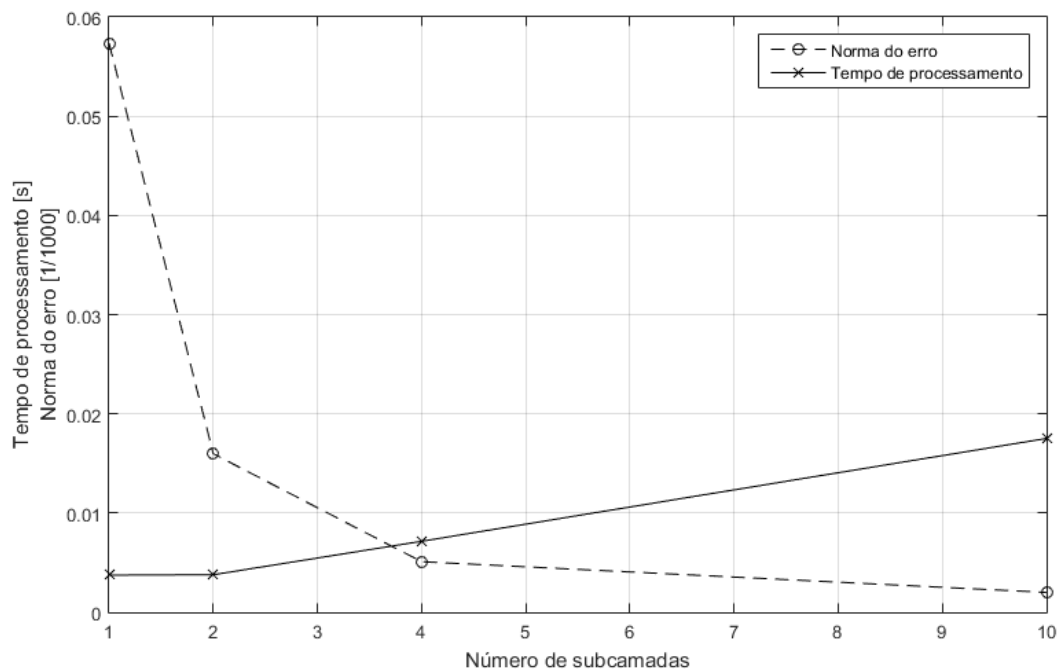


Figura 54 - Desempenho da simulação em função do número de subcamadas

Na Figura 54 observamos na linha sólida o tempo de processamento em segundos do perfil de temperatura radial e do cálculo do calor trocado de um único volume de controle em função do número de subcamadas, e na linha pontilhada a norma do erro no cálculo do calor, multiplicada por mil, em função do número de subcamadas. A norma do erro é calculada pela diferença normalizada entre o resultado calculado pelo método computacional e o resultado analítico para condução de calor radial com múltiplas camadas radiais (Incropera, et al., 2006). Observamos que a norma do erro no cálculo do valor do calor trocado no caso em que consideramos apenas uma camada por material é de 0.006%. Esse valor de erro ainda será dividido pela vazão mássica antes de influenciar o cálculo da entropia, de tal forma que seriam necessárias dezenas de milhares de pontos até que o erro chegasse a 1%, visto que esses erros se propagam indiretamente através das correlações que dependem do calor trocado. Em contrapartida, o tempo de processamento com dez subcamadas é 4.68 vezes maior do que o tempo de processamento para o caso com uma camada



por material, de tal forma que o ganho de precisão no cálculo do calor por meio da divisão de camadas em subcamadas tem um custo elevado no tempo de processamento.

Como a condutividade térmica dos materiais é aferida num perfil linear de temperatura, ao conhecer o perfil final de temperatura percebemos que o valor de condutividade térmica adotado pode estar defasado do real. Como a maioria dos materiais tem um gradiente muito suave de condutividade térmica em função da temperatura, essa defasagem é praticamente irrelevante.

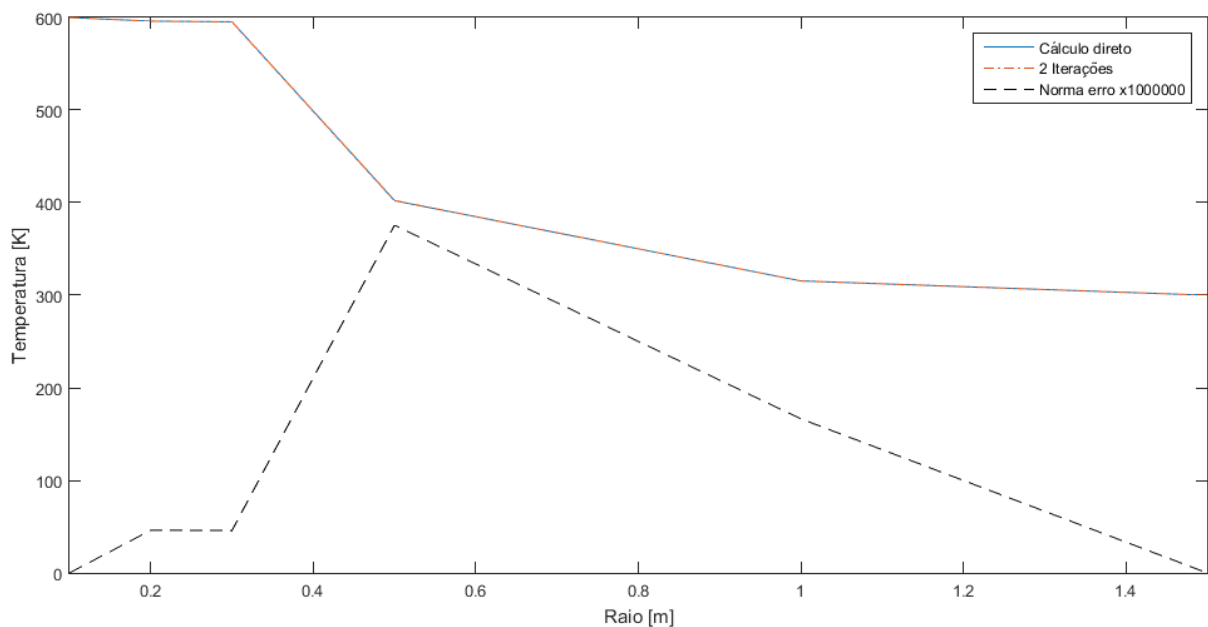


Figura 55 - Temperatura nas faces com correção de condutividade

A Figura 55 mostra em uma linha sólida azul a variação da temperatura em função do raio para o cálculo direto sobre o perfil linear. Esse resultado não pode ser visivelmente diferenciado da linha laranja tipo traço-ponto que representa a temperatura em função do raio considerando a condutividade térmica dos materiais em função do perfil anteriormente encontrado de temperatura. A linha tracejada representa a norma do erro, multiplicada por um milhão, entre a distribuição de temperatura com a condutividade corrigida e sem a correção. O erro médio entre as

duas é de  $4.6 \times 10^{-5}$ , com erro máximo de  $3.8 \times 10^{-4}$ . Observamos que esse erro tem grandeza muito menor do que o erro admitido na própria função que correlaciona condutividade térmica com temperatura, que geralmente tolera variações nas condições da composição e do estado do material que podem influenciar consideravelmente no valor de condutividade térmica. Portanto, para economizar tempo de processamento, geralmente adotamos o perfil linear como base quando não conhecemos o perfil de temperatura das camadas, ou adotamos o perfil de temperatura do ponto anterior quando disponível.

É interessante notar que essa distribuição de temperatura radial em camadas cilíndricas deve sempre seguir o comportamento esperado segundo a solução analítica conhecida para esse tipo de geometria (Incropera, et al., 2006). Podemos observar se isso ocorre ao comparar os resultados da simulação para um caso com resultado analítico conhecido. Para tal, consideramos o resultado analítico para a mesma geometria e condições de contorno, porém considerando o material de todas as camadas sendo igual ao da primeira.

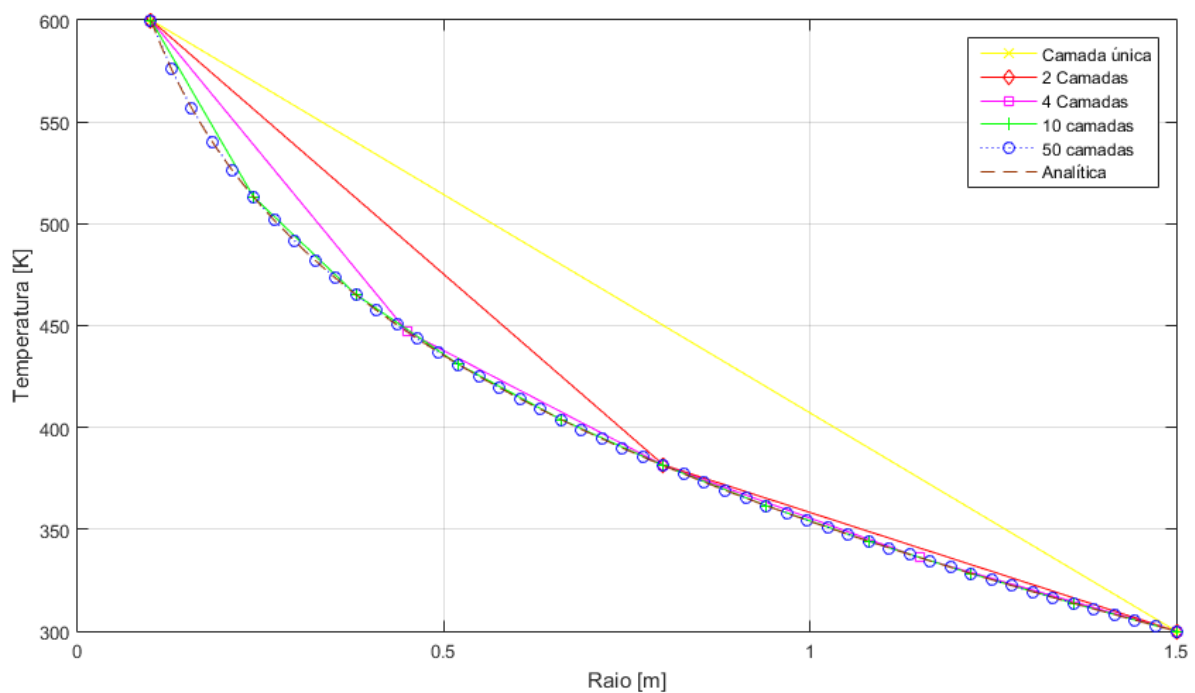


Figura 56 - Comparação da temperatura radial com a solução analítica

A Figura 56 mostra o resultado das simulações para vários casos com diferentes números de subdivisões radiais. Observamos que o resultado tende a se igualar fielmente ao resultado analítico conforme o número de camadas aumenta, de tal forma que o resultado da simulação para o caso que considera apenas uma camada é em média 12.98% diferente da solução analítica. Os resultados das simulações para os casos de duas, quatro, dez e cinquenta camadas são, em média, 7.25%, 3.67%, 1.39% e 0.25% diferentes, respectivamente.

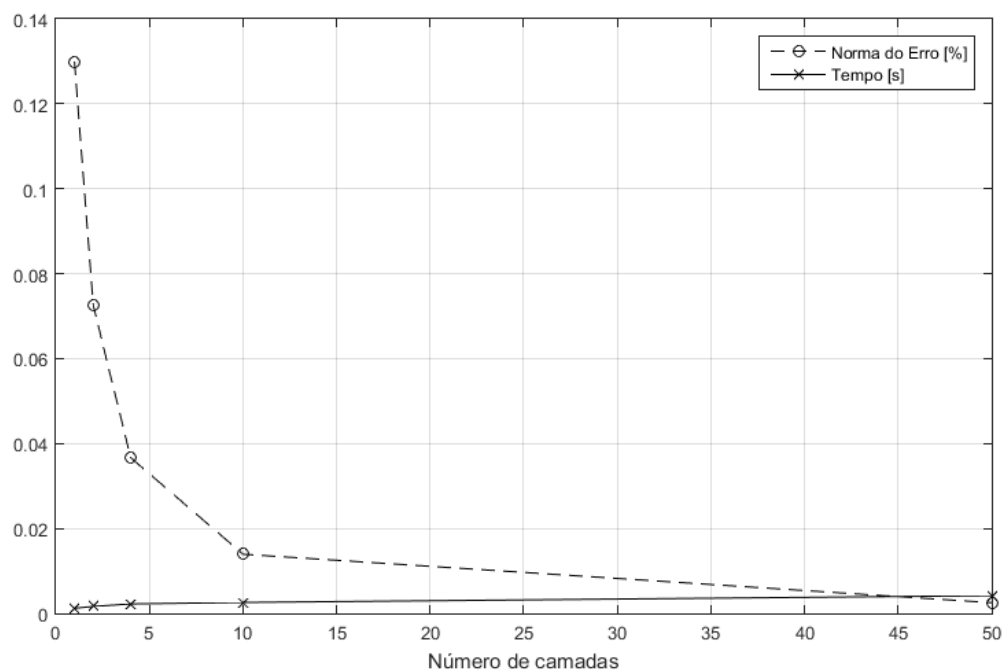


Figura 57 - Erro em relação à solução analítica e tempo de processamento

A Figura 57 mostra a média percentual normalizada do erro em relação ao resultado analítico e o tempo de simulação em segundos para o cálculo da temperatura para o caso de comparação descrito.

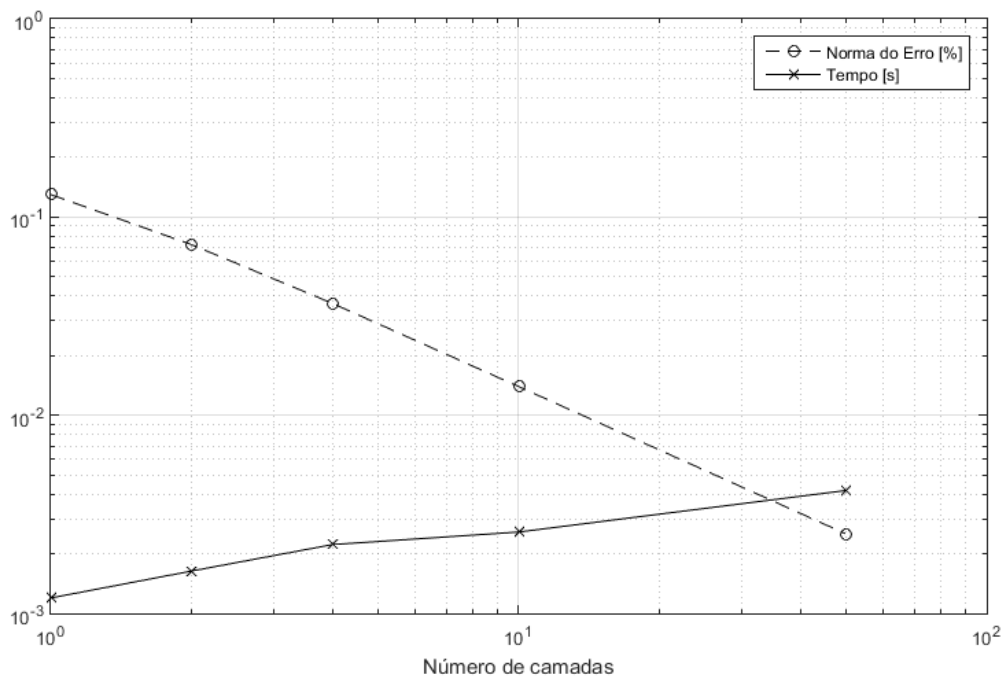


Figura 58 - Erro em relação ao resultado analítico e tempo de processamento em escala logarítmica

A Figura 58 é a representação em escala logarítmica da Figura 57, na qual podemos observar a tendência de diminuição do erro e aumento do tempo de processamento com o aumento no número de subdivisões.

Concluimos então com esses experimentos que os métodos utilizados na discretização espacial da direção radial apresentam aproximações consistentes.

Para observar o efeito da divisão do domínio em volumes finitos na direção axial consideramos a simulação de um caso arbitrário com diferentes tamanhos máximos de comprimento dos volumes, no qual consideramos o trecho de linha superficial de transporte entre uma fonte a cabeça de um poço. A Tabela 7 descreve as características físicas na entrada, considerada como uma fonte de vapor com as propriedades conhecidas, na linha superficial composta por um único tipo de tubulação e as condições ambientes médias.

Tabela 7 - Simulação de linha superficial

Fonte		
Vazão	0.1	Kg/s
Pressão	1	Bar
Título	50	%
Linha Superficial		
Comprimento	1000	m
Diâmetro interno	0.1	m
Diâmetro externo	0.12	m
Material	Aço	API
Inclinação	0	graus
Ambiente		
Temperatura	300	Kelvin
Velocidade do vento	2	m/s

Nesse cenário específico ocorre uma abrupta condensação de vapor na região de entrada de comprimento 50 vezes o diâmetro interno. Tal comportamento causa uma súbita diminuição no volume específico do fluido, o que desacelera o fluido rapidamente nessa região, gerando aumento na pressão para que o balanço de energia se mantenha. O efeito é bem breve e não chega a ter impacto visível ao longo do resto do domínio, mas esse efeito pode ser distorcido caso a malha não seja refinada o suficiente, principalmente quando acumulado com o efeito de singularidade no ponto  $x = 0$ , no qual existe uma indeterminação termodinâmica das equações do estado do fluido e do fluxo.

Realizamos as simulações desse cenário com o valor de tamanho máximo do volume variando de 0.5 m, 1 m, 10 m e 50 m para observar o efeito desse valor no resultado final. Como não há regiões de refino nesse caso de simulação, o número de volumes utilizados foram, respectivamente, 2001, 1001, 101 e 21.

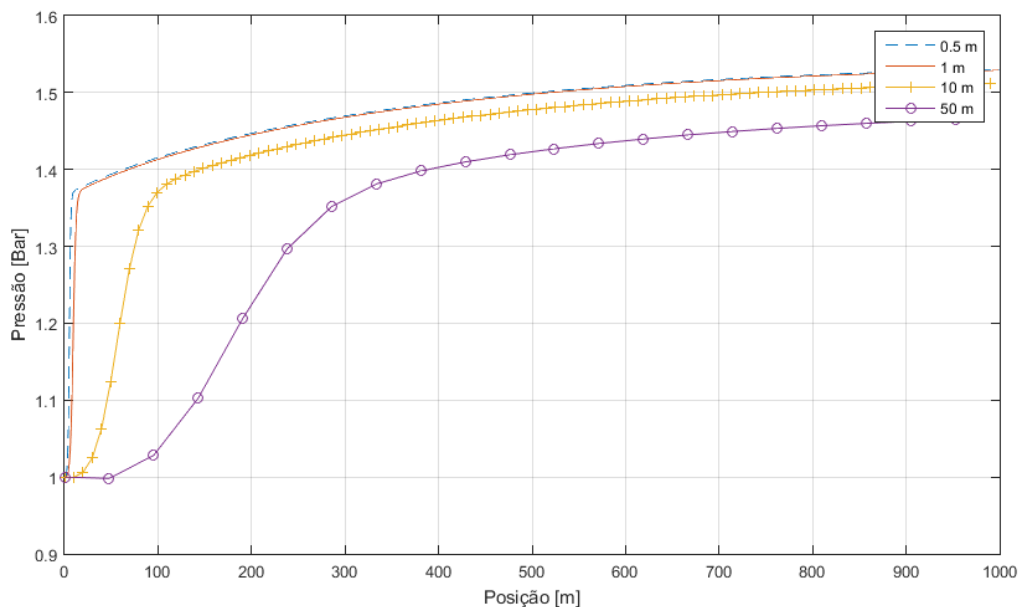


Figura 59 - Perfil de pressão ao longo da linha superficial

A Figura 59 apresenta o perfil de pressão ao longo da linha superficial para os 4 tamanhos de volume de controle definidos. Observamos no início da linha o íngreme aumento de pressão causado pela rápida desaceleração do fluido na região da entrada. Notamos claramente que os resultados com volumes de 10 m e 50 m estão muito distantes da realidade, evidenciando a influência do critério de tamanho do volume finito na acurácia do cálculo de perda de carga. De fato, o resultado do perfil ao simular utilizando volumes de 50 m de comprimento é em média 27% diferente do resultado simulado com volumes de 0.5 m, e o resultado ao simular utilizando volumes de 10 m é em média 6% diferente do resultado com volumes de 0.5 m. Já o resultado da simulação que utiliza volumes de 1 m de comprimento é bem similar ao resultado da simulação que utiliza volumes de 0.5 m, divergindo em média apenas 0.32%.

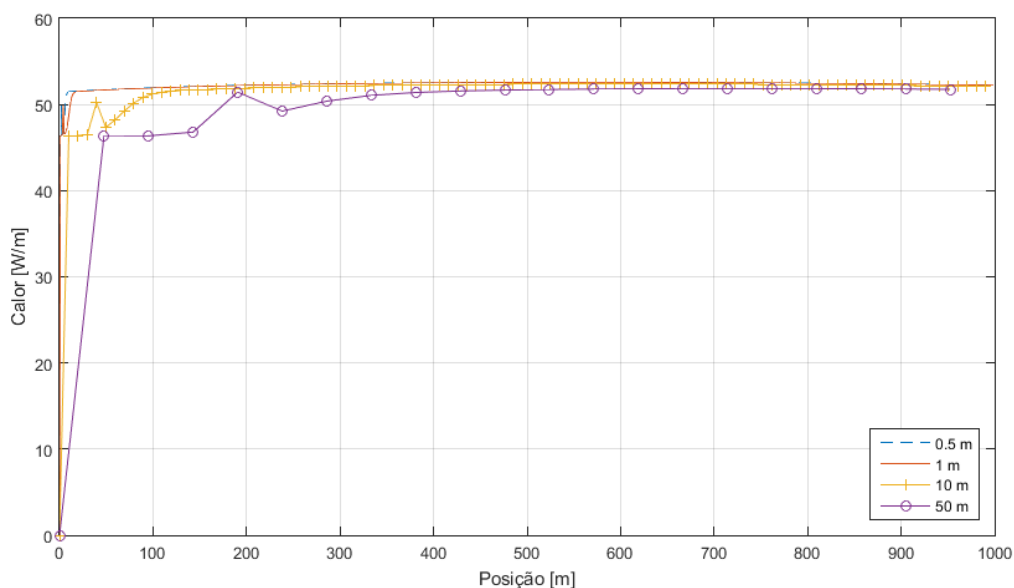


Figura 60 - Calor perdido ao longo da linha superficial

A Figura 60 mostra o calor trocado por unidade de comprimento ao longo do comprimento da linha superficial para os casos com diferentes tamanhos máximos de volume. Observamos que existem discrepâncias nos primeiros dez volumes para todos os casos, devido aos fenômenos que ocorrem no perfil de pressão do fluxo e pela singularidade no primeiro volume. Como o tamanho coberto por dez volumes finitos é tão grande quanto o tamanho dos próprios volumes, observamos claramente que os resultados das simulações que utilizam volumes de 10 m e 50 m de comprimento diferem dos resultados encontrados para as simulações que utilizam volumes de 1 m a 0.5 m. Além disso, observamos que esse resultado difere mais acentuadamente na região onde também o perfil de pressão apresenta maior erro, como observado na Figura 59. Após essa região, o resultado de calor perdido é bem mais consistente, variando muito menos em relação ao tamanho do volume finito adotado na simulação.

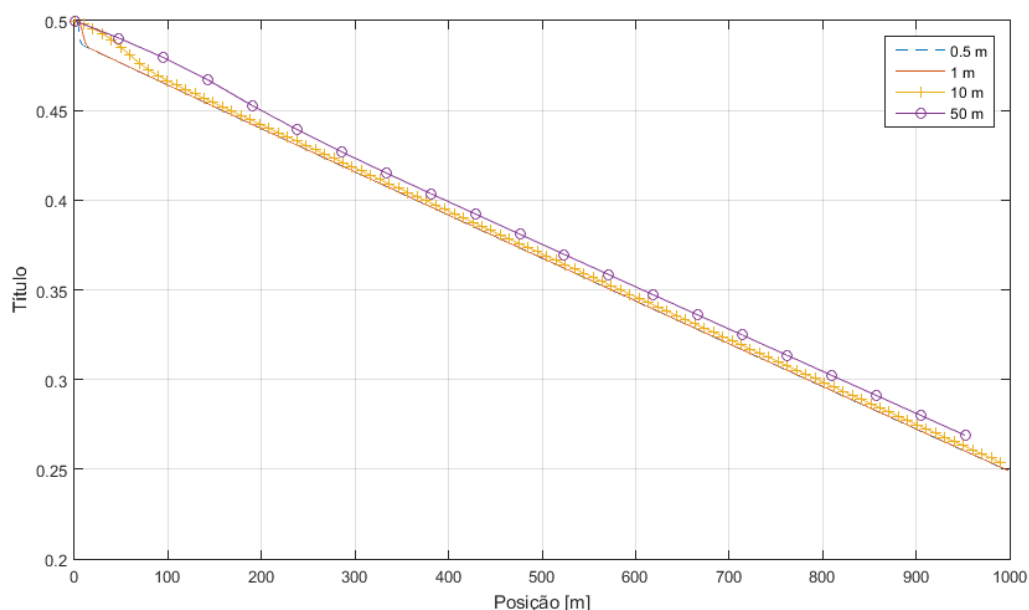


Figura 61 - Título do vapor ao longo da linha superficial

A Figura 61 mostra o valor simulado do título de vapor ao longo da linha superficial para os mesmos diferentes tamanhos máximos de volume. Observamos que, mesmo com as grandes diferenças encontradas nos perfis de pressão e calor trocado observadas na Figura 59 e na Figura 60, os resultados para o título são bem próximos. O resultado para a simulação utilizando volumes de comprimento 1 m é em média 0.0011% diferente do resultado utilizando volumes de 0.5 m. Os resultados das simulações com volumes de 10 m e 50 m foram respectivamente em média 0.425% e 3.655% diferentes do resultado da simulação com volumes de 0.5 m de comprimento.

Assim, observamos na Figura 61 que o cálculo do título, variável de alta importância para o modelo, permite a utilização de volumes maiores sem ocorrer em grandes erros. Observamos, porém, que volumes demasiadamente grandes acarretam erros acentuados no cálculo do perfil de pressão e do calor trocado, como destacado na Figura 59 e na Figura 60. Sendo assim o fator limitante para a escolha do tamanho máximo dos volumes é a precisão esperada no cálculo do perfil de pressão, visto que



a precisão do cálculo do título e do calor trocado é maior do que a encontrada no perfil de pressão para o mesmo tamanho de volume.

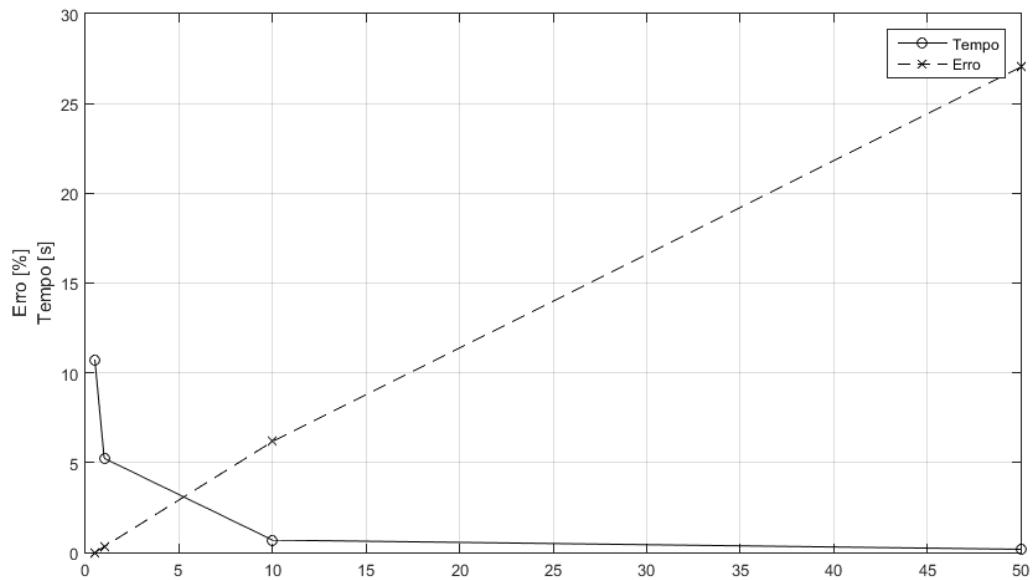


Figura 62 - Erro e tempo de processamento da simulação da linha superficial

Na Figura 62 observamos a relação do tamanho dos volumes utilizados na discretização espacial no tempo de processamento da simulação e no erro médio normalizado do resultado. O erro médio normalizado é calculado em relação ao resultado com volumes de 0.5 m de comprimento, por isso o erro para esse caso de referência é zero. Observamos que o tempo total de simulação cai abruptamente ao aumentar o tamanho máximo dos volumes finitos, visto que isso permite a criação de uma malha de pontos com menos volumes. Observamos que o uso de volumes com tamanho máximo menor que 1% do comprimento da linha, 10 metros nesse caso, proporciona uma boa precisão para o cálculo do calor trocado e do título, mas gera grandes erros no cálculo do perfil de pressão, de tal forma que somente o uso de volumes menores que 0.1% do tamanho da linha, 10 centímetros nesse caso, possibilitam um cálculo com alta precisão para o perfil de pressão.

Com base nesses conceitos, utilizamos volumes de tamanho máximo de 0.1% do comprimento dos equipamentos para uma melhor qualidade na resposta da simulação para o perfil de pressão. Esse valor de tamanho de volume é reduzido para equipamentos sensíveis, como luvas e estrangulamentos, e nas regiões de entrada de cada zona.

Além da análise de consistência da malha analisamos também a consistência física dos resultados em comparação com o comportamento físico esperado de acordo com as condições dos problemas. Em casos triviais onde o comportamento físico pode ser facilmente previsto, como por exemplo ausência de troca de calor perante a ausência de gradiente de temperatura, podemos observar os resultados numéricos das simulações e detectar facilmente as incoerências que ferem o comportamento físico esperado. Para tal, consideramos um experimento conforme a Tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros para simulação de consistência física

Fonte 1		
Vazão	0.001	Kg/s
Pressão	1	Bar
Título	50	%
Temperatura	372.756	Kelvin
Fonte 2		
Vazão	0.001	Kg/s
Pressão	5	Bar
Título	50	%
Temperatura	424.986	Kelvin
Linha Superficial		
Comprimento	10	m
Diâmetro interno	0.0101	m
Diâmetro externo	0.0143	m
Material	Aço	API
Inclinação	0	graus
Poço		
Comprimento	9.5	m
Diâmetro interno	0.0699	m
Diâmetro externo	0.0889	m
Material	Aço	J55

Inclinação	-90	graus
Ambiente		
Temperatura	372.756	Kelvin
Velocidade do vento	0	m/s

Consideramos duas fontes distintas: Fonte 1 e Fonte 2, as quais têm a saída de fluxo com a propriedades conforme mostra a Tabela 8. Essas fontes estão ligadas pela mesma linha superficial ao mesmo poço, com características segundo a tabela, mas não operam simultaneamente. A temperatura ambiente nesse cenário arbitrário é igual à temperatura de saída do vapor na Fonte 1, em tal condição se espera que o calor trocado entre o fluido e o meio seja nulo ao considerar a linha conectada na Fonte 1.

Para visualizar melhor o efeito de perda de carga o experimento é concebido de tal forma que as grandezas de rugosidade e profundidade variam ao longo do domínio como mostra a Figura 63. Nessa figura observamos os valores de rugosidade da face interna da linha e profundidade ao longo da posição. Observamos que a linha é horizontal e lisa até a posição 10 m.

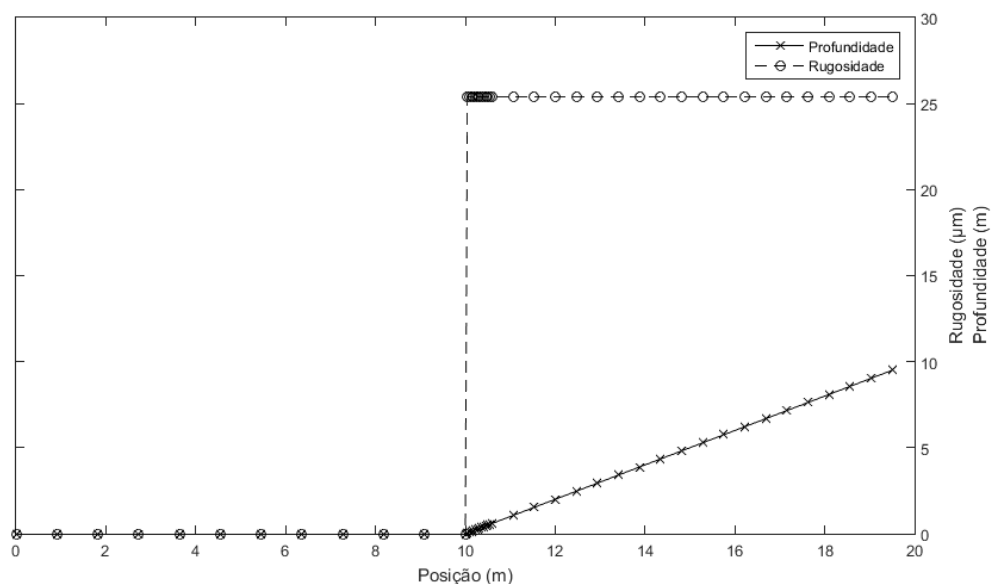


Figura 63 - Rugosidade da tubulação e profundidade da linha

Consideramos que o trecho no qual a rugosidade é nula não tem atrito, de tal forma que o atrito fluidodinâmico que ocorreria é descartado dos cálculos somente nessa específica simulação. Nesse cenário é possível observar de forma isolada o efeito da temperatura e da densidade do fluido na pressão e, caso sejam constantes, a pressão deve permanecer constante.

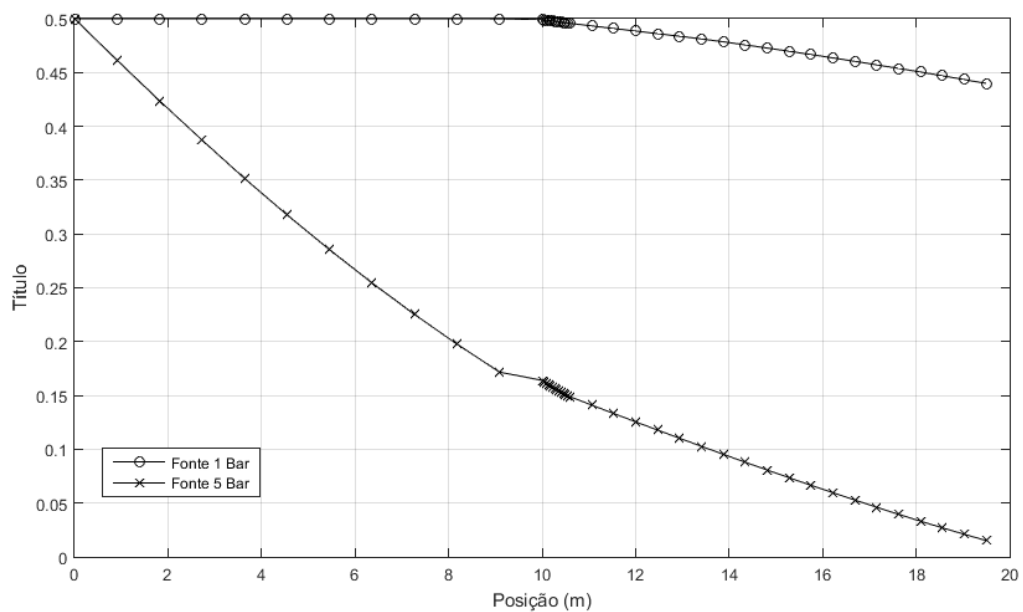


Figura 64 - Título do vapor na linha superficial e no poço

A Figura 64 mostra o título de vapor obtido pela simulação para o fluxo proveniente da Fonte 1 e da Fonte 2 ao longo da posição, considerando que o fluxo de fluido na linha provém de uma fonte por vez, em tempos distintos e não intercalados. Observamos que, como o fluido que sai da Fonte 1 está na mesma temperatura que o meio, ele não troca calor, portanto o título não se altera ao longo de toda a linha superficial, que contempla a faixa de posição de zero a dez metros. A partir daí o título começa a cair por efeitos de variação de pressão e do gradiente geotérmico de temperatura. Observamos também que o fluido proveniente da Fonte 2 troca calor em todas as posições com o meio.

Com o intuito de minimizar a ocorrência de oscilações numéricas como as observadas na Figura 60 consideramos um refino de malha na região da entrada do poço, gerado automaticamente pela função de construção de malha do algoritmo de simulação. Na Figura 63, na Figura 64, e na Figura 67 podemos observar as marcações dos centros dos volumes finitos da malha. Essa malha tem um refino na região de entrada no poço, de posição  $x = 10$ , de tal forma que os volumes têm comprimento de 5 cm ao longo de 60 cm. A malha foi construída com 44 elementos ao todo, sendo que do início da malha até o fim da linha superficial foram utilizados 11 volumes de comprimento uniforme 90.91 cm, e no poço foram utilizados 21 volumes de tamanho variável em torno de 42.4 cm.

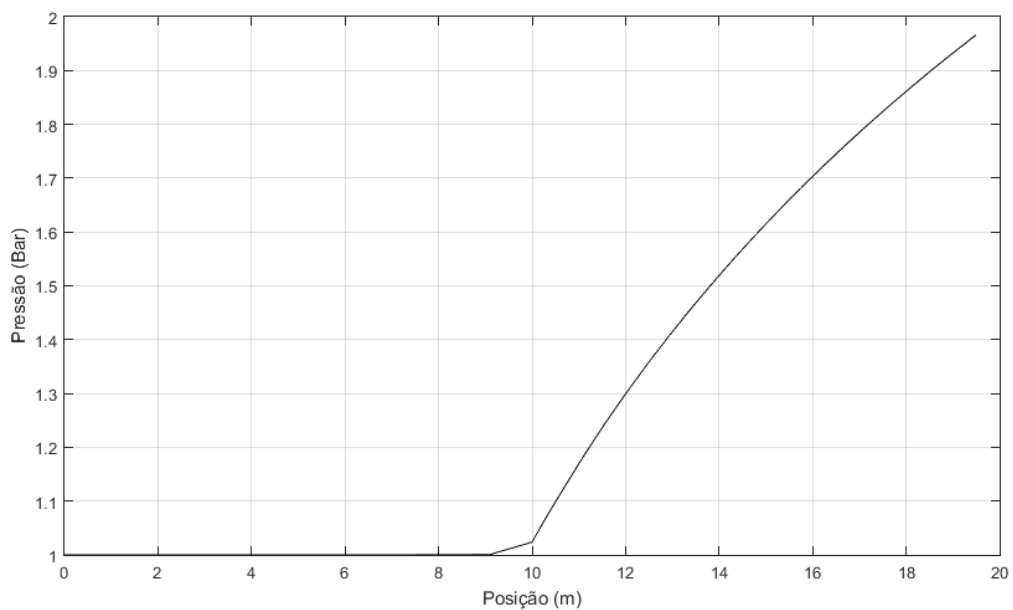


Figura 65 - Perfil de pressão do fluido da Fonte 1

Na Figura 65 observamos o resultado da simulação para o perfil de pressão ao longo da linha de fluxo no caso onde consideramos o fluido proveniente da Fonte 1. Como esperado, a pressão do fluido se mantém constante em todos os volumes nos quais a rugosidade é nula. A pressão só começa a variar a partir do momento em que a

inclinação da linha gera variação no potencial gravitacional do fluxo e a gravidade começa a acelerar o fluxo.

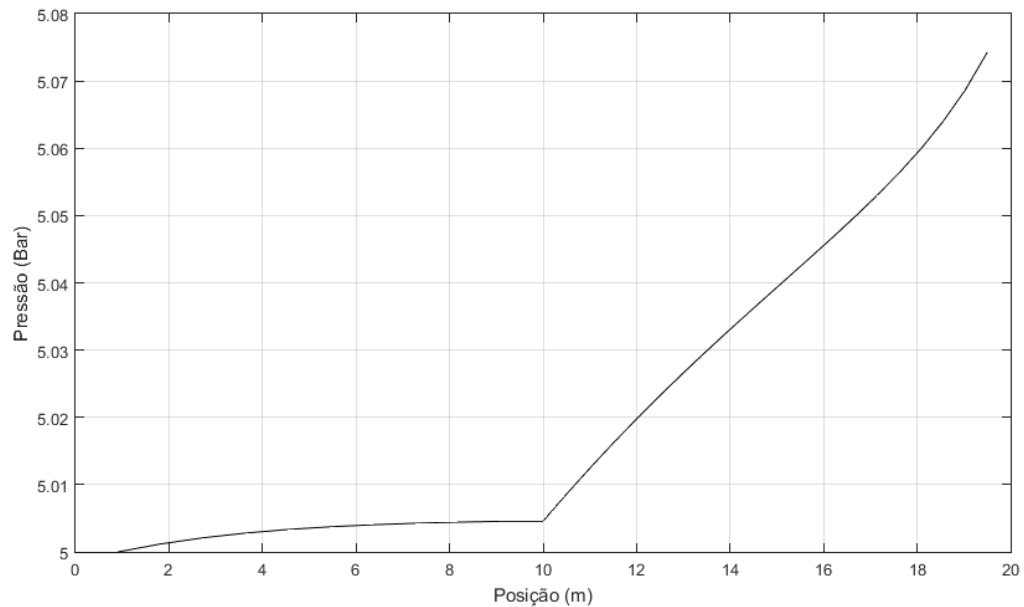


Figura 66 - Perfil de pressão do fluido da Fonte 2

Na Figura 66 observamos o resultado da simulação para o perfil de pressão ao longo da linha de fluxo no caso onde consideramos o fluido proveniente da Fonte 2. Observamos que, mesmo sem variação de pressão por atrito nem por diferencial gravitacional, a variação no título observada na Figura 64 leva a uma alteração da propriedade de densidade do fluido, o que causa aceleração do mesmo, acarretando num sutil aumento de pressão a partir do segundo volume finito.

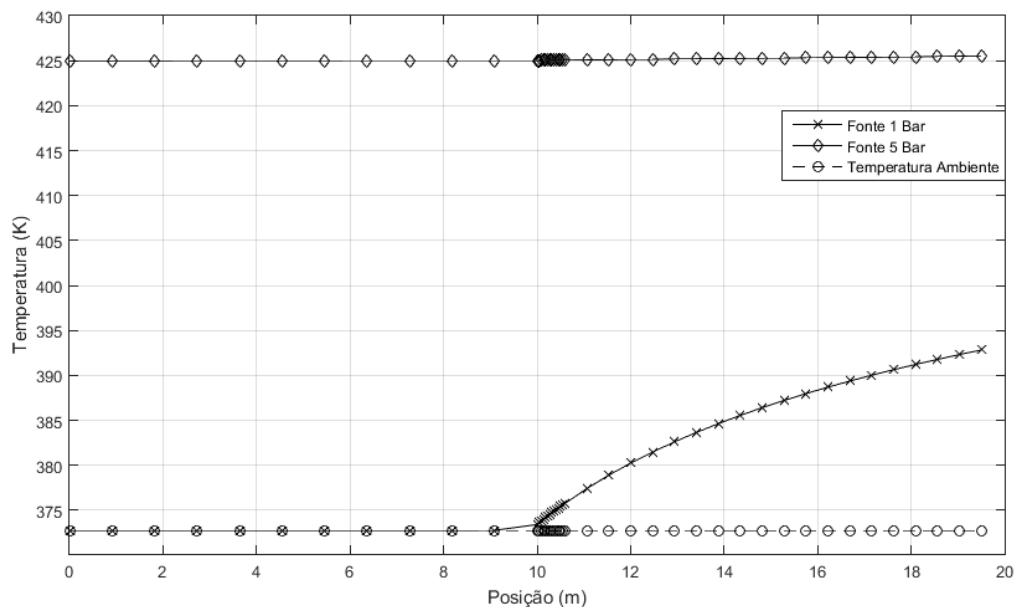


Figura 67 - Perfil de temperatura para as fontes 1 e 2 em comparação com a temperatura ambiente

A Figura 67 mostra o perfil de temperatura ao longo da linha de fluxo para os casos onde o fluido provém da Fonte 1 e da Fonte 2. Observamos que em todos os pontos desse gráfico a temperatura é fielmente correlacionada à pressão, pois o título é maior que zero em todos os pontos para ambos os casos. Observamos mais especificamente que a temperatura se mantém constante para o fluido proveniente da Fonte 1 no mesmo intervalo onde a pressão permanece constante, como já observado na Figura 65, e nos demais casos a temperatura é igual à temperatura de saturação do vapor na pressão daquele ponto.

Observamos ainda que os resultados das simulações se mostraram condizentes com os resultados esperados para o problema. De tal forma que a troca de calor é nula quando o gradiente de temperatura é nulo e a perda de carga é nula quando a linha é horizontal, sem atrito e sem mudanças no diâmetro interno da tubulação nem nas propriedades do fluido ao longo de todo o comprimento da linha.

### 5.3 VALIDAÇÃO DO MÉTODO

Em geral todo método numérico desenvolvido apresenta um conjunto de saídas para um dado conjunto de entradas, porém isso não significa que está, de fato, resultando em um conjunto de informações próximas à realidade com padrões aceitáveis de exatidão, precisão e confiabilidade. Portanto, antes que um método seja utilizado para aplicações industriais e científicas, é preciso definir e aplicar estratégias eficazes para validá-lo.

A validação não só indica se o método é preciso ou não, mas também dá uma ideia de quais situações são favoráveis para que o método funcione melhor, e em quais situações os resultados divergem das fontes de informação de maior confiabilidade.

O método mais direto de validação é a aplicação prática do experimento da simulação em condições reais completamente monitoradas. Porém, nem sempre os equipamentos de monitoramento e sensoriamento estão disponíveis para uso. Ainda assim, mesmo em condições onde existam laboratórios e aparatos de teste para simular na prática as condições do problema a ser estudado, existem várias limitações que inviabilizam a montagem de uma vasta gama de experimentos controlados para validar as simulações realizadas. Por isso lançamos mão de métodos alternativos de obtenção de dados para validação do método desenvolvido.

Geralmente a validação de um resultado pode ser feita através da comparação de resultados obtidos com dados provenientes de fontes com algum grau de confiabilidade. As fontes mais confiáveis possíveis para realizar validações são resultados obtidos de testes laboratoriais monitorados, nos quais podemos considerar uma margem pequena de erro em relação às condições reais. Informações de outras fontes geralmente carregam maiores erros, podendo apresentar variações nas informações para um mesmo problema dentre fontes diversas. Nesses casos, é preciso entender as peculiaridades e aplicações de cada fonte de dados para realizar a validação.



Observamos que as fontes de dados mais frequentes são aquelas obtidas por dados operacionais em condições parcialmente monitoradas ou mesmo não monitoradas, além de dados oriundos de artigos científicos. Sabemos que esses dados têm um certo grau de confiabilidade, porém adotamos uma certa tolerância na validação do método em relação a esses casos, visto que as fontes de erro são diversas.

Existe ainda a possibilidade de comparar o método desenvolvido com métodos presentes em softwares comerciais e amplamente utilizados na indústria. Entretanto, os métodos presentes em softwares comerciais também apresentam limitações no processo de aproximação dependendo da qualidade e disponibilidade de dados sobre o problema simulado, além de naturalmente apresentarem dificuldades de acesso. A comparação do método desenvolvido nessa dissertação com métodos presentes em softwares comerciais tem, assim, por objetivo comparar qualitativamente esses métodos para sua utilização para simulação de operações de produção com recuperação avançada de óleo.

### 5.3.1 COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE ARTIGOS E SOFTWARES COMERCIAIS

A seguir apresentamos um conjunto de experimentos com o objetivo de validar o método aqui descrito.

#### 5.3.1.1 VARIAÇÃO NA LINHA SUPERFICIAL UGV-POÇO

(Dias Junior & Romero, 2014) apresenta exemplos de operações de injeção de vapor simulados no programa PIPESIM®<sup>1</sup> que foram tomados como referência na estratégia de validação do método aqui proposto.

---

<sup>1</sup> PIPESIM Steady-State Multiphase Flow Simulator, Schlumberger.

Tabela 9 - Casos estudados no estudo da linha UGV - poço

Caso	Gerador			Linha superficial		
	Vazão (kg/s)	Título (%)	Pressão (bar)	Comprimento (m)	ID (pol)	Inclinação
UGV Móvel 12	4.5	80	70	10	12	0
UGV Móvel 10	4.5	80	70	10	10	0
UGV Móvel 8	4.5	80	70	10	8	0
UGV Fixa 12	4.5	80	70	1000	12	0
UGV Fixa 10	4.5	80	70	1000	10	0
UGV Fixa 8	4.5	80	70	1000	8	0

Tabela 10 - Condições ambientes dos casos UGV - Poço

Poço		Ambiente	
Tubo interno	API 4.5"	Temperatura	15 ° C
Casing	API 7"	Vento	5 m/s <sup>1</sup>
Profundidade	750 m	K Solo	0.22 W/mK
Inclinação	90	K Metal	50 W/mK

Como observamos anteriormente, o resultado da simulação pode variar dependendo do refino de malha utilizado. Para que o resultado tenha suficiente confiabilidade é preciso averiguar se a alteração no tamanho da malha gera distorções no resultado. Para tal, tomamos quatro malhas diferentes: a malha nomeada *fin*a com 8175 volumes, a malha nomeada *padrão*, pois foi construída com as configurações padrões do código do software, com 2457 volumes, a malha nomeada *média* com 1107 volumes e malha nomeada *grossa* com 928 volumes. Todas essas malhas utilizam refino nas regiões com variação de diâmetro interno.

---

<sup>1</sup> Valor estimado

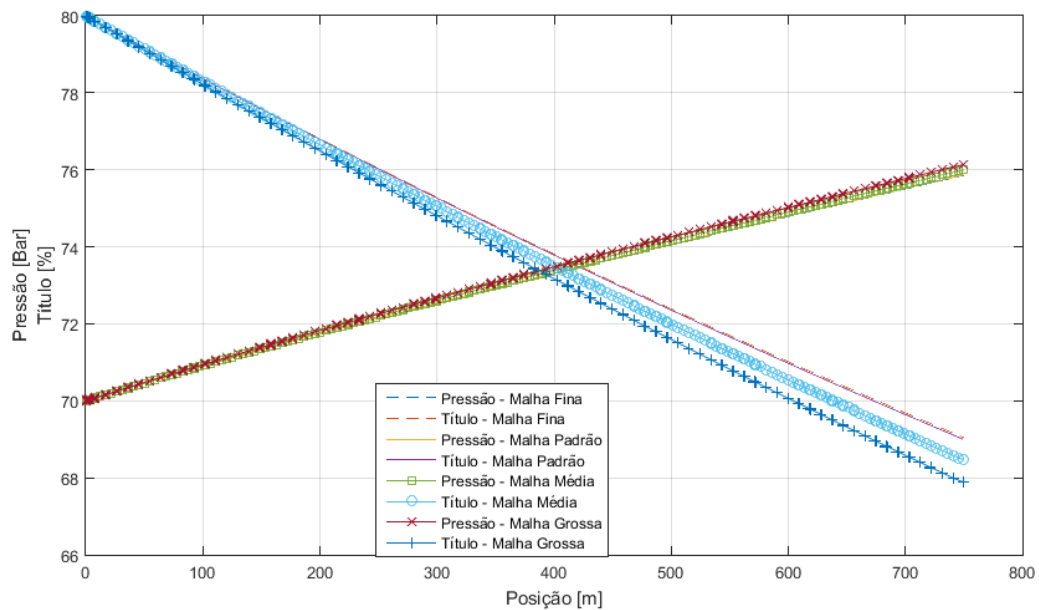


Figura 68 - Resultado de pressão e título ao variar a malha

Observamos na Figura 68 o valor de título e pressão em função da profundidade para o caso *UGV Móvel 12* em diversas situações de malha. O resultado da malha fina, com volumes de 0.1 m de comprimento máximo, é tomado como referência de exatidão para essa simulação. A malha grossa, que utiliza volumes de 10 m de comprimento máximo, apresenta resultados em média 0.370% distantes dos resultados da malha fina para pressão e 1.688% para o título. A malha média, que utiliza volumes de 5 m de comprimento máximo, apresenta resultados em média 0.182% distantes dos resultados da malha fina para pressão e 0.837% para o título. A malha padrão, que utiliza volumes de 0.5 m de comprimento máximo, apresentou resultados em média 0.015% distantes dos resultados da malha fina para pressão e 0.071% para o título. A partir dessas observações fica evidente como refinamentos de malha além do refino padrão influenciam no resultado final na ordem de centésimos de porcentagem. Assim, a malha denominada padrão é a de fato adotada para as simulações que são utilizadas nas comparações.

A sensibilidade da resposta da simulação à variação de grandezas físicas do problema é outra importante abordagem para validação do método desenvolvido. Como as grandezas relacionadas à geometria e à condição inicial do fluxo e do fluido são objetos do estudo desses casos, podemos apenas avaliar o impacto da variação de grandezas ambientais, como a temperatura ambiente, a velocidade do vento e o coeficiente geotérmico do solo.

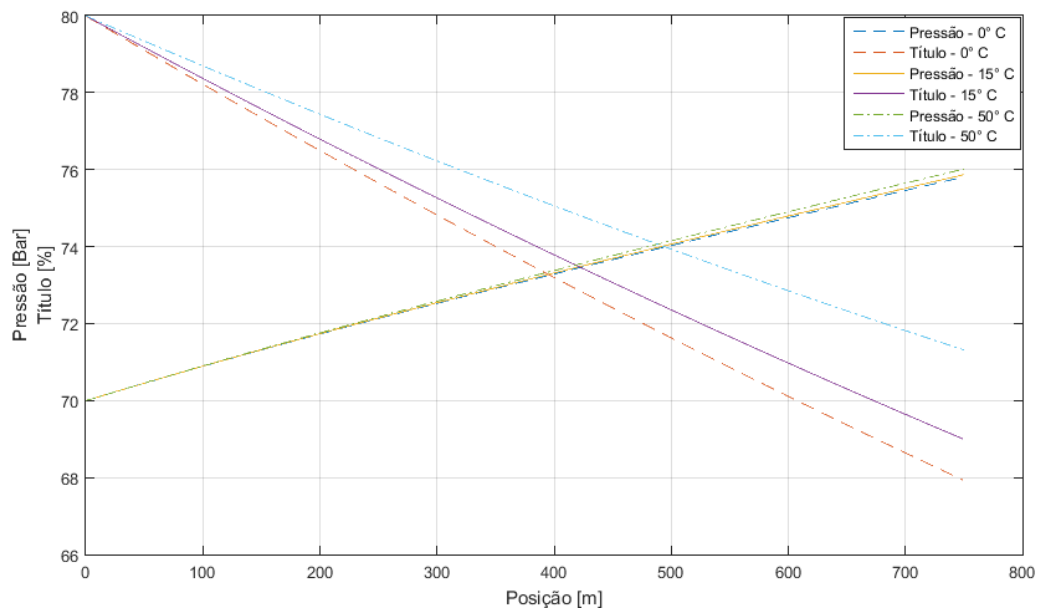


Figura 69 - Pressão e título em relação à temperatura ambiente

Observamos na Figura 69 o valor de título e pressão em função da profundidade para o caso *UGV Móvel 12* para diferentes valores de temperatura ambiente. Tomando como referência a simulação padrão como sendo a que utiliza a temperatura ambiente de 15 °C, observamos que o resultado da simulação para o caso com temperatura ambiente 0 °C tem uma variação média de 0.033% em relação à pressão e 0.731% em relação ao título, enquanto que o resultado da simulação para o caso com temperatura ambiente 50 °C tem uma variação média de 0.080% em relação à pressão e 1.588% em relação ao título. Portanto observamos que a variação da temperatura ambiente causa impacto direto sobre o título final e colateral à pressão final.

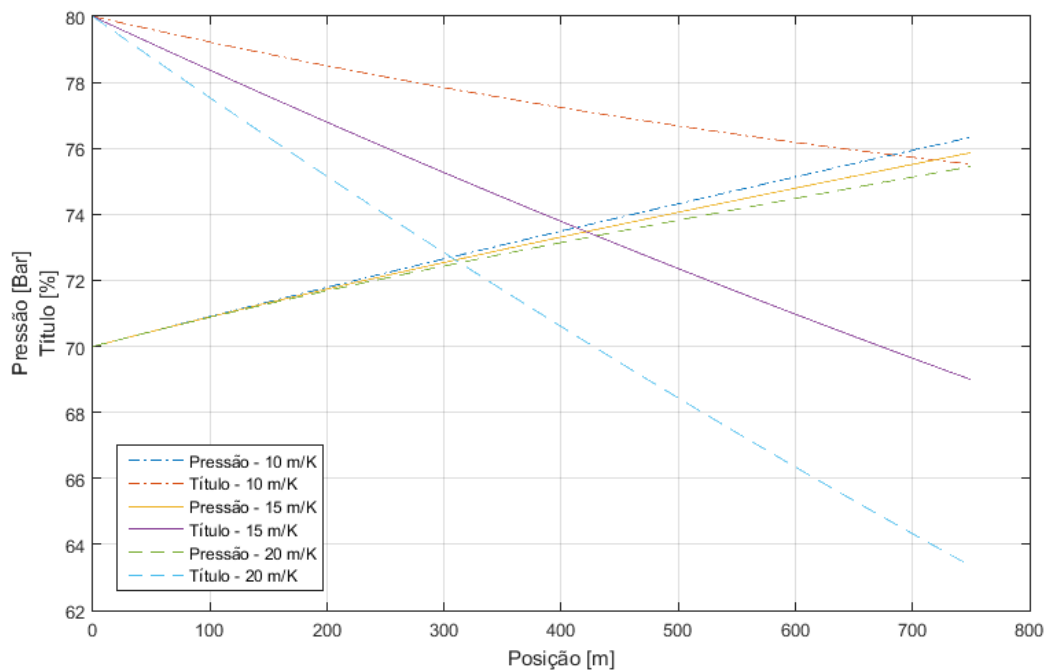


Figura 70 - Pressão e título em relação ao coeficiente geotérmico

Observamos na Figura 70 o valor de título e pressão em função da profundidade para o caso *UGV Móvel 12* para diferentes valores de coeficiente geotérmico. Tomando como referência a simulação padrão como sendo a que utiliza o coeficiente geotérmico de 15 m/°C, segundo a média apontada na Figura 40, observamos que o resultado da simulação para o caso com coeficiente geotérmico de 10 m/°C tem uma variação média de 0.241% em relação à pressão e 4.351% em relação ao título, enquanto que o resultado da simulação para o caso com coeficiente geotérmico de 20 m/°C tem uma variação média de 0.223% em relação à pressão e 3.942% em relação ao título. Portanto observamos que a variação do coeficiente geotérmico causa impacto direto sobre o título final e colateral à pressão final.

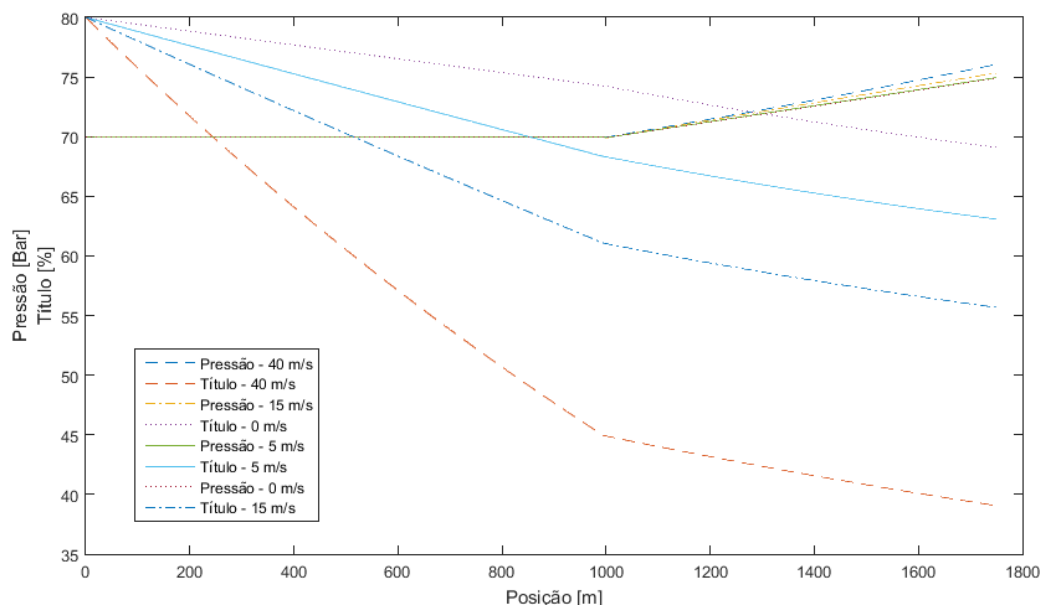


Figura 71 - Pressão e título em relação à velocidade do vento

Observamos na Figura 71 o valor de título e pressão em função da posição na linha para o caso *UGV Fixa 12* para diferentes valores de velocidade do vento. Tomando arbitrariamente como referência a simulação padrão como a que utiliza a velocidade do vento de 5 m/s, observamos que o resultado da simulação para o caso com velocidade do vento 40 m/s tem uma variação média de 0.320% em relação à pressão e 39.886% em relação ao título, o resultado da simulação para o caso com velocidade do vento 15 m/s tem uma variação média de 0.315% em relação à pressão e 17.848% em relação ao título, e o caso com convecção puramente natural, com velocidade do vento 0 m/s, tem uma variação média de 0.261% em relação à pressão e 8.002% em relação ao título. Portanto observamos que a variação da velocidade do vento causa impacto direto sobre o título final e colateral à pressão final.

Com esses resultados podemos concluir que os fatores ambientais analisados influenciam diretamente sobre o título final, o que é coerente com o fato de que essas grandezas são utilizadas justamente nos cálculos de calor e temperatura. Observamos que a velocidade do vento tem o efeito mais drástico e que a temperatura ambiente tem o efeito mais ameno sobre o resultado final.

A partir dos dados apresentados na Tabela 9 e na Tabela 10 definidos em (Dias Junior & Romero, 2014), e tomando em conta os estudos de malha e sensibilidade para justificar a escolha da malha nomeada *padrão*, comparamos pressão e título na cabeça e no fundo do poço simulados no programa PIPESIM® (Tabela 11) com a simulação obtida com o método aqui proposto (Tabela 12).

Tabela 11 - Resultado para os casos UGV - poço da simulação utilizando o PIPESIM®

Caso	Cabeça do Poço		Fundo do Poço	
	Pressão (bar)	Título (%)	Pressão (bar)	Título (%)
UGV Móvel 12	69.99	79.9	76.0	68.58
UGV Móvel 10	69.99	79.9	76.0	68.59
UGV Móvel 8	69.97	79.9	76.0	68.60
UGV Fixa 12	69.96	75.3	77.0	63.75
UGV Fixa 10	69.89	76.1	76.8	64.58
UGV Fixa 8	69.64	76.8	76.5	65.33

Tabela 12 - Resultados para os casos UGV - poço utilizando o método aqui proposto

Caso	Cabeça do Poço		Fundo do Poço	
	Pressão (bar)	Título (%)	Pressão (bar)	Título (%)
UGV Móvel 12	69.99	79.9	76.1	68.65
UGV Móvel 10	69.93	79.9	76.1	68.66
UGV Móvel 8	69.89	79.9	76.1	68.66
UGV Fixa 12	69.91	75.2	77.3	63.92
UGV Fixa 10	69.82	75.6	77.1	64.91
UGV Fixa 8	69.55	75.7	76.8	65.80

O método aqui apresentado demonstra uma perda de carga ligeiramente maior para as linhas superficiais: 0.07% em média. As maiores diferenças se encontram nas linhas curtas, provavelmente pelo fato de o método calcular a perda de carga da entrada do fluido na linha, porém ligeiramente menor para o trecho dentro do poço: 0.39% em média. Essa diferença é condizente com o resultado diferente para o título, que acarreta num maior aumento de pressão devido ao aumento de densidade pela diminuição do título e pela coluna de fluido. A diferença na variação de título no fundo do poço é, em média 1.04%, com máximo de 4.7% a menos para o caso *UGV Fixa 8*.

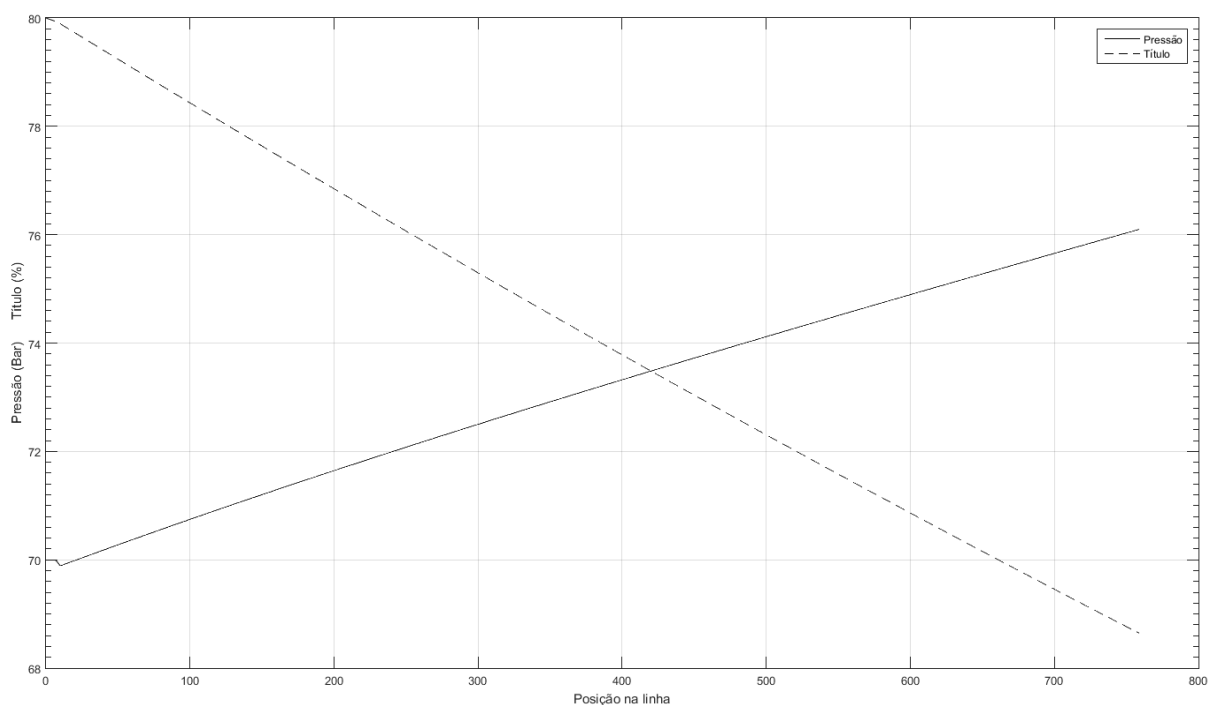


Figura 72 - Resultados para o caso da linha de 12 pol da unidade UGV móvel

Os resultados do método aqui proposto foram obtidos a partir da leitura dos gráficos gerados (Figura 72) pela interface desenvolvida para operar o modelo computacional. Nesse gráfico podemos observar o valor de título e pressão em função da profundidade para o caso *UGV Móvel 12*.

#### 5.3.1.2 PROFUNDIDADE DE CONDENSAÇÃO MEDIDA COM TERMOPAR

O artigo (Al Shaibi, 2015) compara a eficiência de diferentes equipamentos em operações de injeção de vapor, seguindo as diretrizes de (Lombard, et al., 2008) para comparar colunas isoladas a vácuo com colunas sem isolamento. As comparações do artigo (Al Shaibi, 2015) foram feitas utilizando um software próprio desenvolvido pelos autores baseado nos métodos semi-analíticos propostos por Ramey e Satter para o cálculo de calor perdido (Satter, 1965), juntamente com equipamentos de sensoriamento de temperatura.



Os termopares instalados nos poços de teste detectam a posição em que o vapor se condensa completamente, sendo que até esse ponto a temperatura permanece estritamente ligada à pressão. Esse dado é um eficiente indicador para medir a precisão do modelo computacional no cálculo do calor perdido.

Tabela 13 - Casos estudados para colunas sem isolamento

Caso	Vazão (kg/min)	Pressão (Bar)	Temperatura (°C)	Título (%)
Bare String 1	29.04	84.01	298.45	65
Bare String 2	14.35	85.27	299.5	26

Tabela 14 - Resultados medidos e simulados para a profundidade de condensação

Caso	Profundidade	Medida	Simulada (Al Shaibi, 2015)	Simulada (método aqui proposto)
Bare String 1		625 m	625 m	622 m
Bare String 2		180 m	-	180 m

A Tabela 13 e a Tabela 14 apresentam dois casos simulados em (Al Shaibi, 2015) resumindo a informação quanto a profundidade em que ocorre a condensação do vapor para cada condição de vazão, pressão e título de entrada. Podemos observar nos gráficos contidos em (Al Shaibi, 2015) que os valores simulados são bem próximos aos medidos, embora no caso Bare String 2 a simulação não abranja todo o domínio da profundidade.

A fim de averiguar como o erro do resultado da simulação em relação aos resultados do artigo da referência está atrelado à malha de volumes utilizada nos cálculos, realizamos a simulação utilizando diferentes malhas com diferentes tamanhos de comprimento máximo dos volumes.

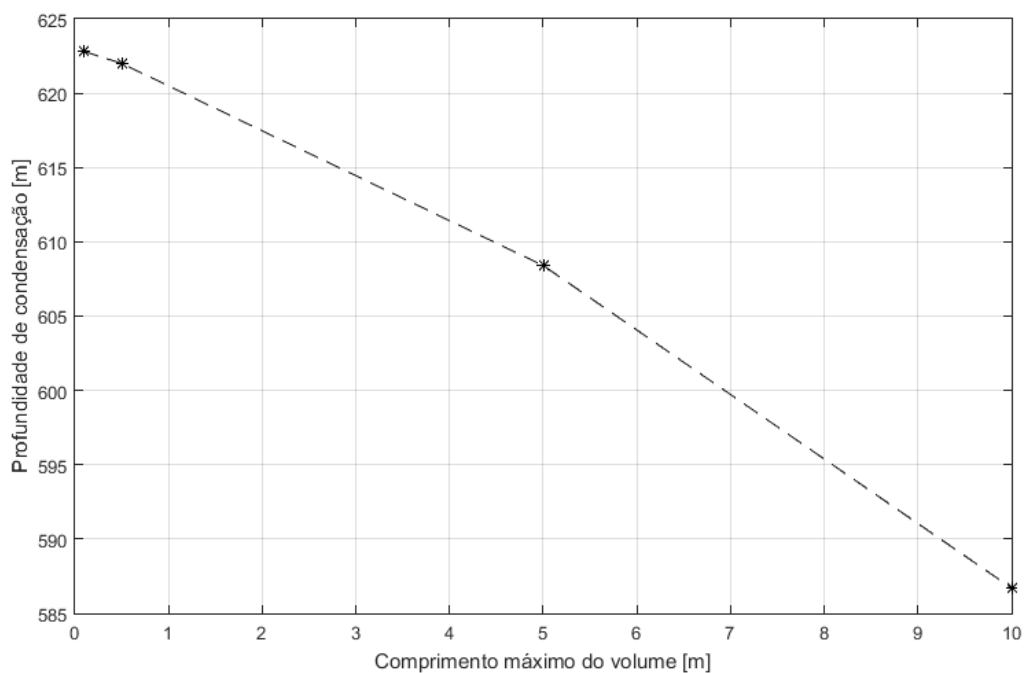


Figura 73 - Profundidade de condensação em função da malha

A Figura 73 mostra o efeito da malha no resultado de posição do ponto de condensação, na qual a malha nomeada *grossa*, construída com comprimento máximo de volume de 10 m, apresentou um erro de 6.13% em relação ao resultado do artigo referido, a malha nomeada *média*, construída com comprimento máximo de volume de 5 m, apresentou um erro de 2.66% em relação ao resultado do artigo, e a malha nomeada *fin*a, construída com comprimento máximo de volume de 0.1 m, apresentou um erro de 0.35% em relação ao resultado do artigo, que é 0.13 pontos percentuais mais exato do que o resultado com a malha nomeada *padrão*, com 2792 volumes. Observamos que o refino da malha ocasiona a diminuição no erro do cálculo do calor perdido e da perda de carga, o que permite que os resultados se aproximem mais dos expostos no artigo da referência.

Assim, utilizando a malha *padrão*, comparamos os resultados simulados com o método aqui apresentado com os resultados medidos expostos em (Al Shaibi, 2015), que são praticamente idênticos ao simulados nesse artigo, percebemos um desvio

médio de 0,48%, que é praticamente imperceptível no gráfico para pequenas profundidades.

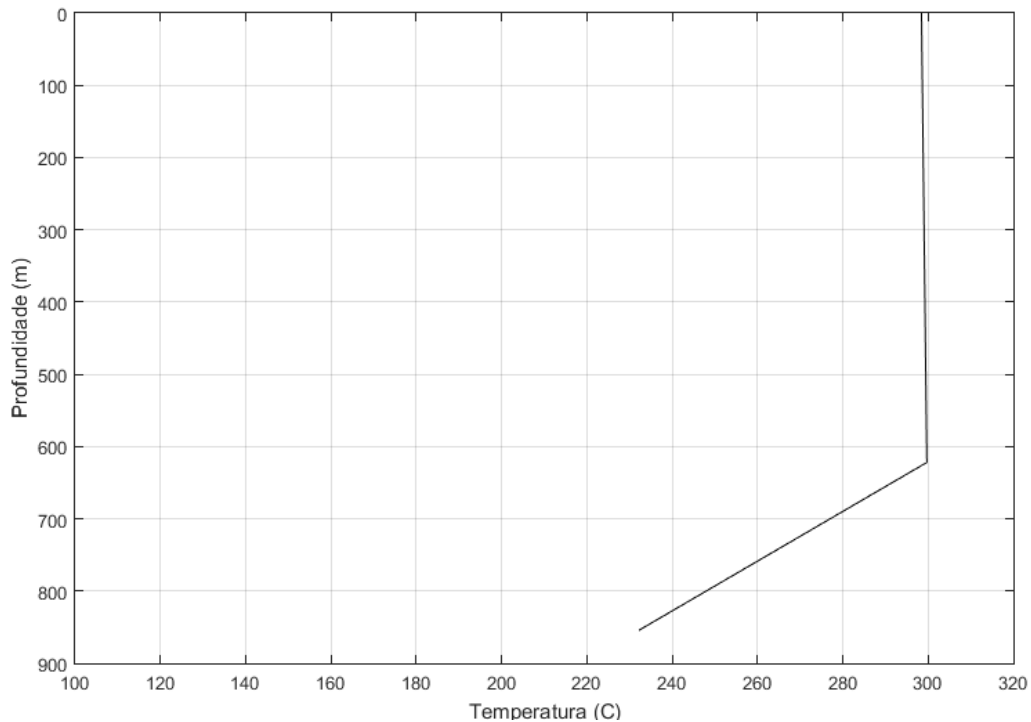


Figura 74 - Resultado simulado para a temperatura do fluxo do caso Bare String 1

A posição onde ocorre a temperatura de condensação pode ser observada na Figura 74 ou obtida numericamente a partir de um gráfico de profundidade versus título. O gráfico de temperatura versus profundidade indica a região em que o vapor ainda não condensou completamente e o ponto onde ocorre a condensação completa, ou seja, o local a partir do qual a temperatura cai quando o fluido perde calor para a formação.

#### 5.3.1.3 PERDA DE CALOR ATRAVÉS DE ISOLANTE COM RESISTIVIDADE CALCULADA

O artigo (Al Shaibi, 2015) também compara a eficiência de algumas colunas isoladas a vácuo ao encontrar a resistividade térmica equivalente a partir do calor perdido na

operação de injeção e da temperatura medida no revestimento. Fazendo o caminho contrário, ou seja, adotando um isolante com a resistividade térmica calculada para encontrar o calor perdido e a temperatura do revestimento, podemos comparar os resultados obtidos com aqueles apresentados por (Al Shaibi, 2015).

Tabela 15 - Casos de comparação para o VIT

Caso	Vazão (BPD)	Pressão (PSIa)	Temperatura (F)	Título (%)	Casing	Tubing	$K_{eq}$ (BTU/hr.ft.F)
Vendor 1	201	1249.70	572.4	73	9 5/8"	3 1/2" x 4 1/2"	0.070
Vendor 2	356	1208.95	568.2	48	9 5/8"	3 1/2" x 4 1/2"	0.040
Vendor 3	250	1250.70	572.5	70	9 5/8"	3 1/2" x 5 1/2"	0.059
Vendor 4	242	1254.70	572.9	65	9 5/8"	3 1/2" x 4 1/2"	0.065

Na Tabela 15 apresentamos os dados para a simulação encontrados no artigo (Al Shaibi, 2015).

A fim de observar a relação entre o erro, referente à comparação do resultado da simulação com os resultados do artigo da referência, e a malha de volumes utilizada nos cálculos, realizamos a simulação do caso Vendor 1 utilizando diferentes malhas com diferentes tamanhos de comprimento máximo dos volumes: a malha nomeada *Grossa* é construída com comprimento máximo de volume de 10 m, a malha nomeada *Média* é construída com comprimento máximo de volume de 5 m, a malha nomeada *Padrão* é construída com comprimento máximo de volume de 0.5 m e a malha nomeada *Fina* é construída com comprimento máximo de volume de 0.1 m.

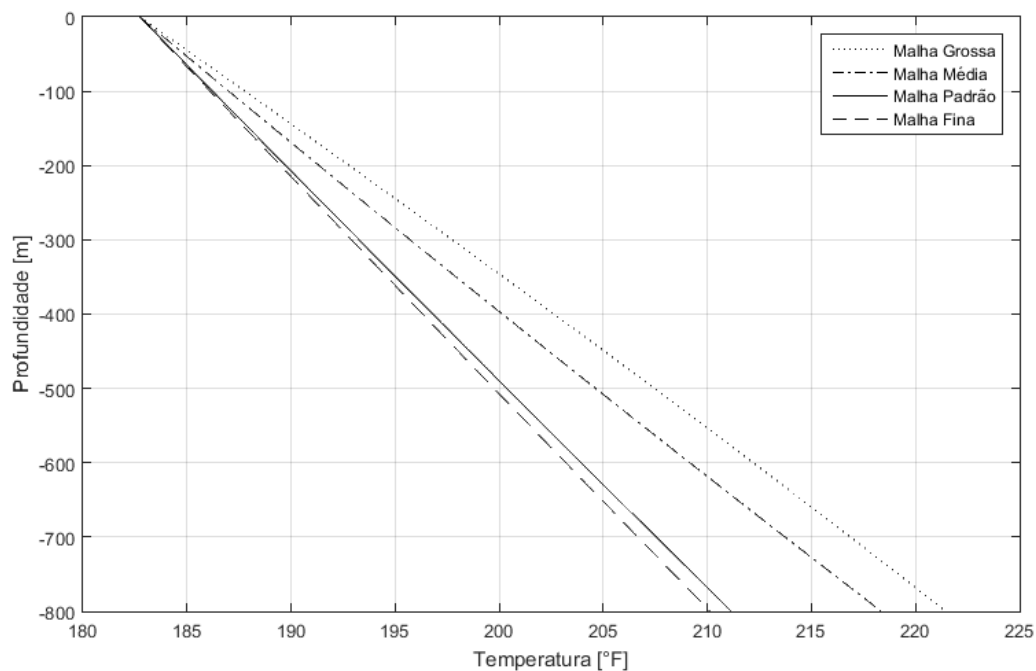


Figura 75 - Temperatura na camada de revestimento em função da temperatura para diferentes malhas

A Figura 75 mostra o efeito da malha no resultado de temperatura da camada de revestimento em função da profundidade, do qual pode ser extraído a média da temperatura ao longo da profundidade. Observamos que a malha *Grossa* apresentou um erro de 12.46°F (6.56%) em relação ao resultado do artigo referido, a malha *Média* apresentou um erro de 10.29°F (5.42%) em relação ao resultado do artigo, e a malha nomeada *Fina* apresentou um erro de 6.35°F (3.34%) em relação ao resultado do artigo, que é 0.50°F (0.27 pontos percentuais) mais exato do que o resultado com a malha nomeada *padrão*, descrito posteriormente na Tabela 16. Observamos, portanto, que o refino da malha ocasiona a diminuição no erro do cálculo da temperatura das camadas radiais, permitindo que os resultados se aproximem mais dos expostos no artigo da referência. Esse comportamento dos resultados indica que os métodos utilizados convergem para resultados próximos dado as mesmas entradas.

Tabela 16 - Resultados das simulações para o VIT

Caso	Temperatura média casing <sup>1</sup> (F)	Calor perdido <sup>2</sup> (%)	Temperatura média simulada casing (F)	Calor perdido simulado (%)
Vendor 1	190.0	8.0	196.8	8.3
Vendor 2	185.9	7.5	187.2	7.6
Vendor 3	145.6	3.7	152.9	3.8
Vendor 4	180.5	7.0	184.1	7.2

A Tabela 16 compara os valores medidos e simulados pelo artigo (Al Shaibi, 2015) com os resultados simulados pelo método aqui proposto para a temperatura média do casing e calor perdido, segundo a resistividade térmica equivalente do isolante, utilizando uma malha com 1502 volumes segundo a malha padrão. Na Tabela 16 podemos observar que as temperaturas médias do casing simuladas pelo método proposto são em média 2.7% maiores que os valores descritos em (Al Shaibi, 2015). O calor perdido para a formação tem uma diferença similar à da temperatura: em média 2.8% maior que os simulados por (Al Shaibi, 2015).

---

<sup>1</sup> Medida no artigo com termopares

<sup>2</sup> Calculado no artigo a partir da variação das propriedades do vapor

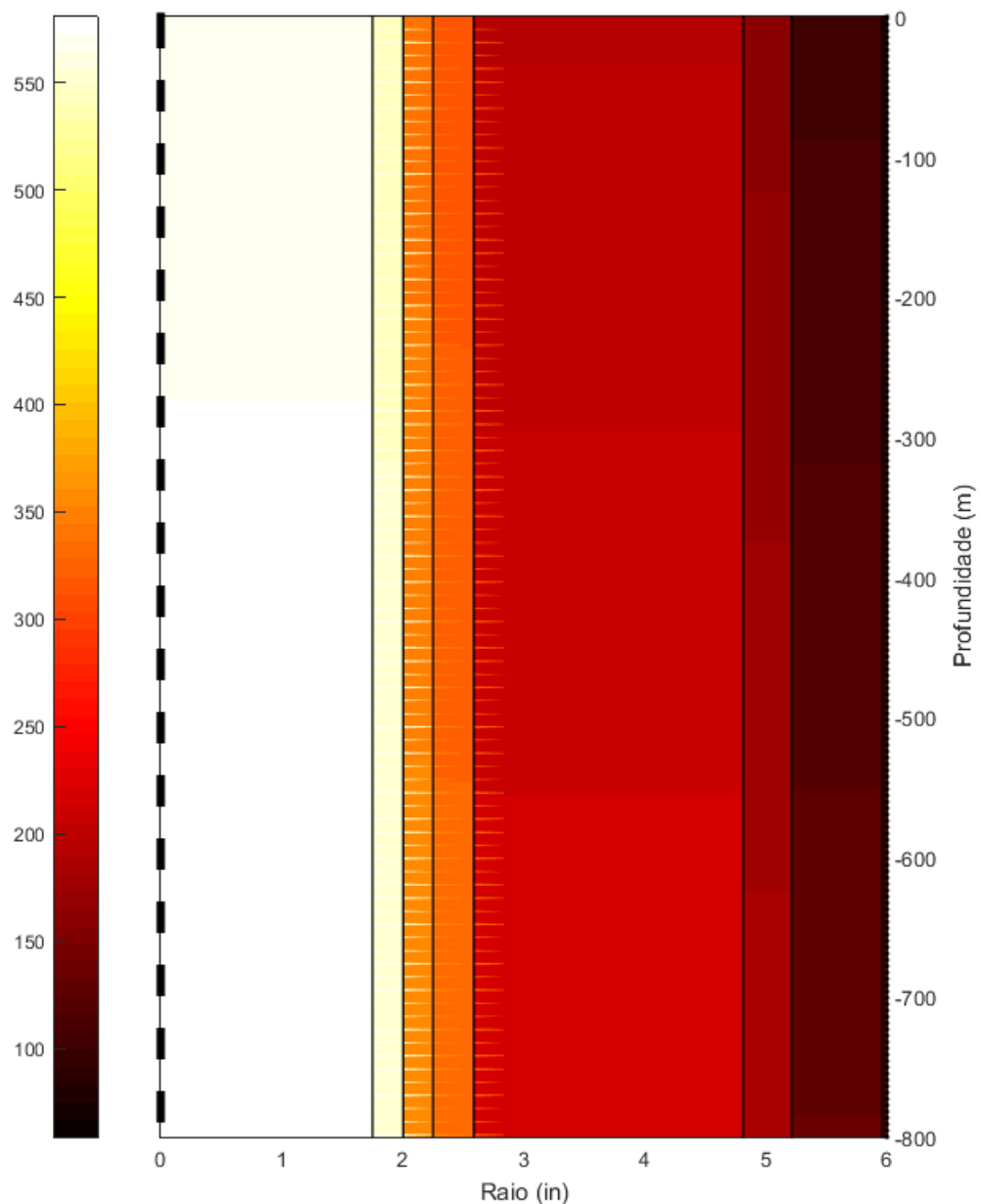


Figura 76 - Resultado de temperatura (°F) ao longo da profundidade e raio para o caso Vendor 2

A temperatura média do casing simulada é medida ao longo da profundidade na posição de raio 4.8 polegadas do gráfico de temperaturas, como mostra a Figura 76. Nessa figura observamos uma escala de cores a temperatura, em Kelvin, em função do raio e profundidade de um ponto, onde as cores mais claras e amareladas indicam temperaturas maiores e as cores mais avermelhadas e escuras indicam temperaturas

menores. O percentual de calor perdido pode ser obtido somando o calor perdido para a formação em cada volume de controle ou subtraindo o calor de entrada na tubulação pelo calor de saída, e então dividindo pelo calor de entrada.

### 5.3.2 COMPARAÇÃO COM TESTES EM BANCADA



Figura 77 - Bancada de teste de tubulação isolada<sup>1</sup>

Os fabricantes de tubos isolados geralmente submetem seus produtos a testes de bancada para verificar sua conformidade com os padrões de qualidade, como a bancada de um fabricante desses equipamentos ilustrada na Figura 77. Esses testes podem ser aproveitados para servir de *Benchmark* para testar a aplicabilidade do método aqui proposto para as situações aplicáveis no controle de qualidade desses equipamentos. Geralmente os testes ocorrem em condições controladas segundo normas reguladoras de qualidade, muitas vezes bem aparelhados e instrumentados para permitir uma boa confiabilidade.

---

<sup>1</sup> <http://www.majus.co.uk/products/vacuum-insulated-tubing-i-tubing-vit>



#### Air heater

### LE 10 000 S



#### Combination possibilities

Leister air heater with Leister blower at maximum heat power. Hot-air temperature 3 mm after air outlet, measured at the hottest point, at hose length 3 m and unimpeded air outflow. Air flow in l/min when air heater is not heated and air inlet temp. is 20 °C.

Power Type	Number LE × Power consumption W	Air flow l/min	Temperature °C
SILENCE	1 × 9500	1 × 2000	400
SILENCE	2 × 10000	2 × 1500	460
ASO	2 × 9500	2 × 2450	320
ASO	4 × 10000	4 × 2100	350
AIRPACK	2 × 10000	2 × 1600	440

Air flow and temperature specifications may deviate from ideal values due to modifications of the hot-air system (nozzles, hose length, etc.).

Figura 78 - Equipamento de aquecimento de ar<sup>1</sup>

Um desses testes consiste em utilizar um equipamento gerador de ar quente (como o da Figura 78), cuja vazão e temperatura do ar de saída são controláveis, para soprar ar aquecido por dentro de um tubo isolado durante algumas horas até que a temperatura se distribua uniformemente e tenha uma certa permanência em torno do valor medido. Durante esse processo, a temperatura da superfície externa da tubulação e o ar de saída são medidos em intervalos programados e em posições estratégicas.

Utilizamos uma amostra de um desses testes retirada de um lote experimental de uma empresa manufatora de tubos isolados como base para nossa validação, segundo a Tabela 17 e a Tabela 18. A incerteza dos dados não foram fornecidas, mas foram estimadas de acordo com a origem dos valores e das informações, como descrito a seguir.

Os valores de comprimento, espessura e diâmetro das tubulações são dados dos fabricantes, que permitem variação de até 2% na dimensão e 0.25% na geometria,

---

<sup>1</sup> <https://www.leister.com/en-br>

dependendo do fabricante. Em geral, os fabricantes costumam seguir as orientações das normas DIN<sup>1</sup> para tubos mecânicos com costura e das normas API<sup>2</sup> para tubos sem costura. O valor de temperatura ambiente é medido visualmente num termômetro de bulbo de mercúrio de parede com divisões de escala de 1 °C, portanto tomamos a imprecisão como no máximo 0.5 °C ao considerar correto o procedimento de leitura adotado (França, 2007). A temperatura externa do material metálico das tubulações é medida manualmente utilizando um radiômetro (termômetro de radiação) de medição pontual de temperatura para metais, calibrado para o metal da tubulação e para a faixa de temperatura de 150 a 350 °C, portanto consideramos o valor de incertezas para essa medição em no máximo 3% a 4%, considerando que as medidas foram tomadas na distância focal correta e na direção normal à superfície da tubulação no ponto de medição, segundo as recomendações gerais para esses equipamentos<sup>3</sup>. O valor de resistividade térmica do isolamento é fornecido pelo fabricante do mesmo como uma informação de média amostral, sendo que esse valor pode variar pontualmente até 20% para mais ou para menos. A velocidade do vento não precisa ser medida pois o teste é realizado dentro de um galpão no qual as aberturas de ventilação são posicionadas de forma que raramente ocorra um deslocamento de ar considerável na região onde é realizado o experimento, portanto adotamos o caso de convecção natural nas simulações.

Tabela 17 - Condições do teste de bancada

Temperatura ambiente	30°C
Tubo interno	3 ½"
Tubo externo	5 ½"
Comprimento do tubo	9 m
Isolamento	0.016 W/mK

<sup>1</sup> <http://www.isotref.com.br/site/download/din2391.pdf>

<sup>2</sup> <http://www.api.org/~media/files/certification/monogram-apiqr/program-updates/5ct-9th-edition-purch-guidelines-r1-20120429.pdf>

<sup>3</sup> <http://www.infratemp.com.br/assets/uploads/como-funciona/infratemp-como-funciona-20140113134539-1412011090301.pdf>

Tabela 18 - Medições do teste de bancada

Tubo	Tempo (h)	Temperatura de entrada (°C)	Posição de medida (m)							Temperatura de saída (°C)
			1	2	3	4.5	6	7	8	
15	1	357	49	43	40	38	36	34	33	137
	2	359	59	51.5	40	46	43.5	41	45.5	164
	3	359	63	57	53.5	51	49	48	46	188
9	1	357	51.5	44	41	39	37	36	33	141
	2	359	62	54	51	48	45	43	41	165
	3	359	66	58	56	53	50	49	45.5	184
47	1	357	51	43	41	38	37	36	34	142
	2	359	60	53	51	47	44	43	41	161
	3	359	64	57	55	52	50	48	46	185
Média		359	64	57	55	52	50	48	46	185

A partir dos dados contidos na Tabela 17 e na Tabela 18, consideramos a vazão e temperatura como condição de contorno na entrada, convecção natural com o ambiente na camada externa do tubo como condição no domínio, e a vazão mássica na saída igual à entrada como condição na saída. Assim, utilizamos o método para calcular o calor trocado em cada volume de controle, obtendo a variação de temperatura considerando o calor específico do ar em cada volume de controle. O parâmetro principal para comparação é a temperatura de saída do ar, e o parâmetro secundário é o desvio em relação à média das temperaturas medidas.

O modelo é aplicado como descrito considerando o fluido da simulação como ar atmosférico compressível, no qual consideramos o calor específico função somente da temperatura.

Aplicando o modelo, obtemos os resultados descritos na Tabela 19 para a simulação com 10 volumes axiais e três camadas radiais, uma para o metal do tubo interno, uma para o isolante e uma para o metal do tubo externo, considerando convecção forçada na face interna do tubo interno e convecção natural com o ar ambiente na face externa do tubo externo.

Tabela 19 - Resultado da simulação do teste de bancada

	Entrada	Domínio								
Posição da face (m)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Temperatura do ar (°C)	359	340	321	302	283	264	245	226	207	188
Temperatura da face externa (°C)	64.80	61.06	57.32	53.57	49.83	46.09	42.35	38.60	34.86	31.12
Calor Trocado (W)	114.01	107.60	101.19	94.78	88.37	81.96	75.55	69.14	62.73	Total = 795.35

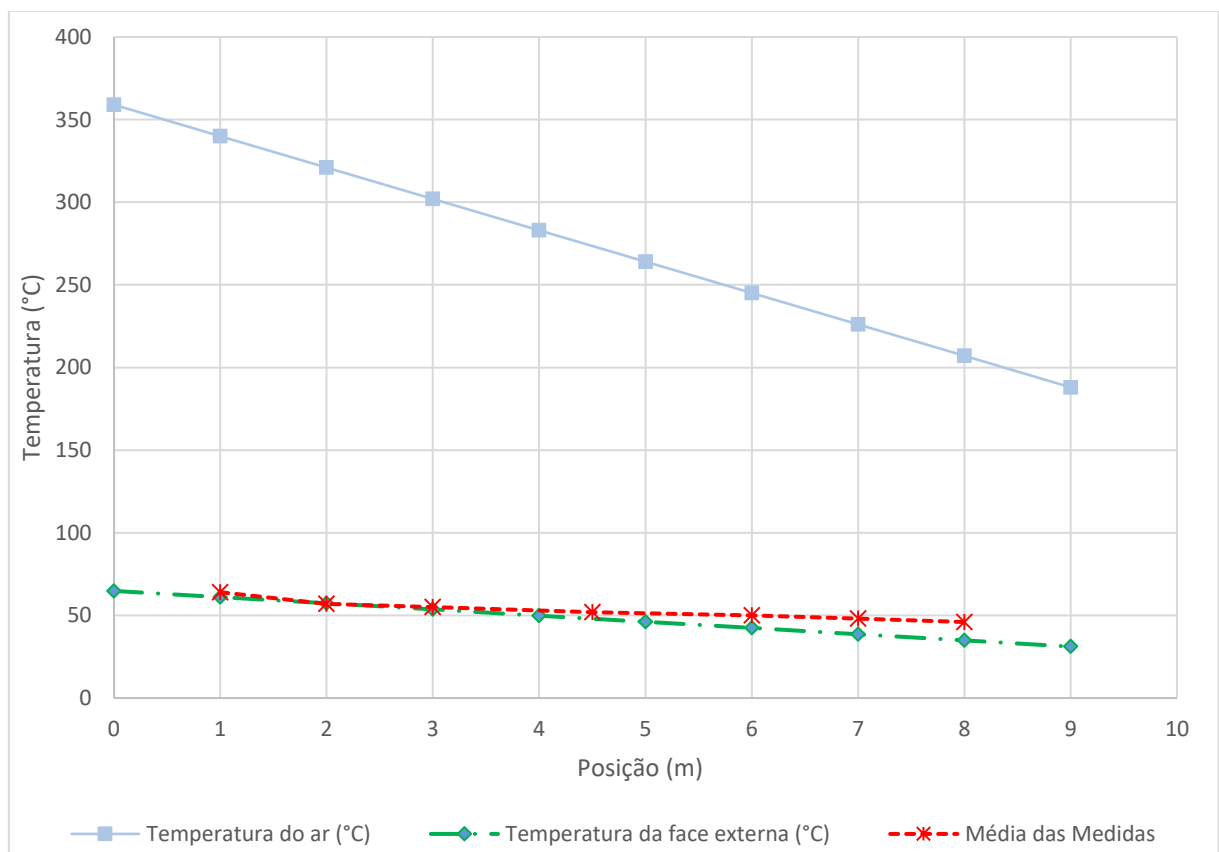


Figura 79 - Gráfico comparativo entre resultados simulados e medições

A Figura 79 compara a temperatura da face externa simulada (Tabela 19) com a média dos valores medidos para essa temperatura (Tabela 18) bem como a temperatura de saída do ar simulada com a média das medições. Podemos observar na o quão próximos dos resultados medidos são os resultados da simulação na região da fonte,

e como eles começam a se distanciar na região distante da fonte. A temperatura simulada do ar na saída é 1.62% maior que a média das temperaturas de saída medidas, sendo que a diferença da maior medida para a menor é de 2.17%, portanto é possível afirmar que o cálculo de troca de calor se aproxima razoavelmente da grandeza real.

Uma vez que o modelo considera as trocas axiais de temperatura na região sólida do domínio como desprezíveis se comparadas com as trocas radiais, observamos que o resultado do modelo difere levemente em relação aos resultados medidos, visto que o tubo real tem uma temperatura superficial mais uniforme.

#### 5.4 INTEGRAÇÃO COM SISTEMAS

Conhecendo o modelo computacional com suas aplicações e limitações, e sabendo em que casos ele tem boa validade, podemos considerar a aplicação desse modelo em processos da indústria do óleo e gás.

A primeira aplicação direta para o método é auxiliar a escolha do equipamento de produção ou injeção a ser instalado em um poço ou campo, de tal forma a:

- Indicar o melhor custo-benefício em termos de espessura de isolantes para as condições do poço/campo;
- Indicar a espessura mínima de isolamento para garantir os parâmetros desejados;
- Indicar a melhor escolha de tubos dentre diferentes fabricantes e diferentes designs em termos de eficiência;
- Quantificar a diferença nos parâmetros controlados dentre diversos equipamentos e isolantes diferentes.

Outra aplicação direta é auxiliar na realização das operações de produção e injeção, de tal forma a:

- Indicar a pressão ou vazão mínima em certas partes do escoamento para garantir o fluxo;
- Indicar a ocorrência de condensações e evaporações de fases, bem como a possibilidade de precipitação de sólidos;
- Indicar os parâmetros de entradas e de funcionamento das bombas que propiciam as condições ótimas de operação;
- Indicar possíveis riscos ou iminentes falhas nas operações.

As aplicações indiretas consistem em utilizar o método apenas para suprir informações secundárias a partir da aquisição de dados confiáveis para os parâmetros primários das operações. Essas aplicações utilizam o método como um pós-processamento sobre as aquisições principais. Nesses casos, o modelo pode ser adaptado para funcionar em tempo real junto com a aquisição de dados, funcionando como um monitor de variáveis medidas e simuladas.

## 5.5 ANÁLISE ECONOMICA DO USO DE ISOLAMENTO

Dentre todas as aplicações possíveis para o método, o principal parâmetro que rege sua utilização é seu impacto financeiro, seja diminuindo custos diretos ou evitando riscos.

Como cada empresa tem sua forma específica de analisar investimentos e rendimento financeiro – de acordo com o lucro médio de seus empreendimentos e com o mercado financeiro do local onde a mesma atua – restringimos a análise econômica do modelo somente à economia “bruta” de recursos, composta pela redução no consumo de insumos, e ao balanço com o aumento de produção.

Em operações de injeção, o melhor equipamento a ser instalado é aquele que reduz as perdas de calor, pois isso acarreta num efeito maior da operação no reservatório (Aziz & Settari, 1979) ou então requer menos recursos, como água, gás, combustível ou eletricidade, para obter o mesmo impacto na operação (Sarathi & Olsen, 1992).

O estudo econômico se baseia justamente em verificar se os benefícios da utilização de equipamentos com maior isolamento térmico são maiores do que o aumento de custo desses equipamentos em relação aos menos isolados.

Tomando como exemplo a simulação de duas colunas diferentes para um mesmo poço, coluna 1 e coluna 2, com vazão de vapor M, caso o método indique que o resultado de entalpia final é de H1 e H2 respectivamente para cada caso, podemos concluir que uma quantidade de calor Q é perdida para cada poço de forma que:

$$Q \left[ \frac{KJ}{s} \right] = M \left[ \frac{Kg}{s} \right] * H \left[ \frac{KJ}{Kg} \right] \quad (5.8)$$

Logo, o calor mensal perdido através da tubulação para o meio, considerando operações de injeção contínuas, pode ser calculado por:

$$E \left[ \frac{KJ}{mês} \right] = Q \left[ \frac{KJ}{s} \right] * 30 \left[ \frac{dia \ de \ injeção}{mês} \right] * 24 \left[ \frac{hora}{dia} \right] * 60 \left[ \frac{min}{hora} \right] * 60 \left[ \frac{s}{min} \right] \quad (5.9)$$

Sabendo o custo do combustível por unidade de massa (C), o poder calorífico do combustível por unidade de massa (Jc) e a eficiência do gerador ou aquecedor (%e), o impacto econômico direto (S) dessa perda de calor é:

$$S \left[ \frac{\$}{mês} \right] = \frac{E \left[ \frac{KJ}{mês} \right]}{Jc \left[ \frac{KJ}{Kg} \right] * \%e} C \left[ \frac{\$}{Kg} \right] \quad (5.10)$$

Assim, é possível comparar o impacto econômico de um equipamento no custo da operação com seu custo de aquisição para decidir a melhor estratégia econômica para cada poço e campo.

Já nos poços de produção, o impacto econômico do uso de isolantes é mais subjetivo. No geral, manter o fluido isolado do ambiente ajuda no escoamento e no

bombeamento devido à relação de temperatura com viscosidade e densidade da maioria dos óleos<sup>1</sup>.

Outro relevante motivo de utilizar isolamento térmico em colunas e linhas de produção é evitar a deposição de hidratos e parafinas na linha, principalmente quando a temperatura ambiente é baixa, o que ocorre frequentemente em regiões frias do globo ou no fundo dos oceanos.

### 5.5.1 EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA ANÁLISE ECONÔMICA

Mostramos a seguir a aplicação prática da análise econômica a partir de um exemplo hipotético baseado em situações comuns de comparação para tubulações de injeção de vapor.

Tomando como exemplo a comparação de duas colunas de injeção de vapor num cenário onde se conhece o preço e desempenho simulado de cada uma, evidenciamos cada caso hipotético:

Tabela 20 - Preço e desempenho das colunas de injeção

Coluna	Preço (US\$)	Perda de calor (%)	Perda de carga (%)
Coluna 1	380,000.00	20 %	6%
Coluna 2	450,000.00	12 %	9%

Considerando que o valor de vazão de entrada é ajustado para que as duas colunas entreguem a mesma quantidade de calor à formação por segundo, podemos considerar o seguinte cenário de operação:

Tabela 21 - Parâmetros de operação para cada coluna

Coluna	Vazão de vapor	Pressão de entrada
Coluna 1	3.35 kg/s	69.8 bar
Coluna 2	3.00 kg/s	70.0 bar

---

<sup>1</sup> Louisiana Department of Natural Resources. (2007, Janeiro 18). Comments on Crude Oil Gravity Adjustments. [http://dnr.louisiana.gov/sec/execdiv/techasmt/oil\\_gas/crude\\_oil\\_gravity/comments\\_1989.htm](http://dnr.louisiana.gov/sec/execdiv/techasmt/oil_gas/crude_oil_gravity/comments_1989.htm)



Devido à diferença de desempenhos observada na Tabela 20, os custos operacionais associados aos parâmetros demonstrados na Tabela 21 são também diferentes. Sendo assim, é possível atribuir um custo operacional distinto para cada coluna em função do consumo de água e combustível ou eletricidade para a geração de vapor. Consideramos que os custos, nesse exemplo hipotético, são calculados em função do preço da água e do combustível para gerar o vapor, de forma que os custos se manifestam da seguinte forma:

Tabela 22 - Custo equivalente e diferença

Coluna	Investimento inicial	Custo operacional diário
Coluna 1	380000	800
Coluna 2	450000	620
Diferença	70000	-180

Na Tabela 22 observamos o custo equivalente da diferença de desempenho das duas colunas e comparamos o investimento inicial e o custo operacional diário.

A partir desses dados, podemos dizer que a Coluna 2 é mais economicamente vantajosa somente se o rendimento diário da diferença dos custos operacionais (180.00 dólares) for maior do que o rendimento do investimento inicial (70,000.00 dólares) quando aplicado na taxa de juros praticado pela empresa em seus planos de investimento.

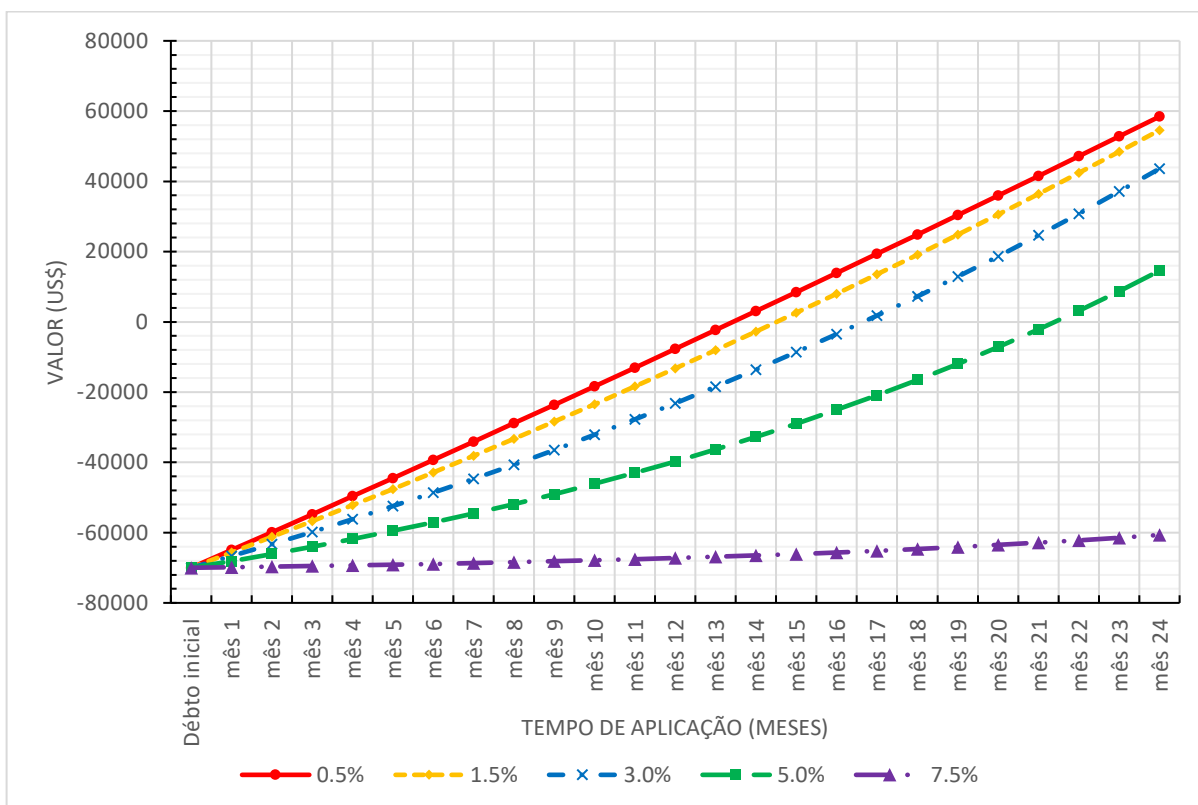


Figura 80 - Comparação do investimento diante de taxas de juros diferentes

Observamos na Figura 80 alguns cenários possíveis para comparar a aplicação para diferentes taxas de juros. Caso os investimentos da empresa operem em baixas taxas de juros – abaixo de 1.5% – o investimento se paga rapidamente, podendo ter o balanço positivo logo após o primeiro ano. Caso os investimentos da empresa pratiquem uma taxa de juros superior a 5%, a compra da Coluna 2 já começa a ser desvantajosa, pois o investimento só começaria a dar lucro após dois anos de aplicação. Considerando possíveis trocas e manobras de risco com esses equipamentos, planejar investimentos lucrativos a longa data geralmente não são uma boa estratégia nesses casos. Caso a empresa consiga operar investimentos com taxa de juros acima de 7.5%, certamente é melhor investir na Coluna 1 e utilizar o montante de diferença em outras aplicações, pois a diferença no valor de lucro diário sequer é suficiente para quitar as prestações mensais da amortização desse capital nessa taxa de juros.

## 6 CONCLUSÃO

Nesse trabalho apresentamos um modelo computacional com base no modelo matemático aplicado às operações de produção e recuperação de óleo na indústria de petróleo elaborado pelo Dr. Luciano Varejão, baseado no método dos volumes finitos (Patankar, 1980). Considerando o modelo matemático de transporte de calor e massa, demonstramos como encontrar as propriedades do fluido e do fluxo, como pressão, calor trocado e perda de carga, ao longo do domínio do fluxo quando conhecidas as condições de contorno. Demonstramos como o método computacional pode ser integrado aos sistemas de injeção ou produção e acrescentado com análises termoeconômicas para compor o Software de simulação que apresentamos e desenvolvido para implementação do método.

Observamos através de uma revisão dos processos e equipamentos utilizados nos poços de produção ou injeção que o modelo matemático utilizado é aplicável à “linha de fluido” entre o gerador ou planta até o fundo do poço, de tal forma a simular as propriedades do fluido nessa linha bem como sua interação com o meio através dos equipamentos que compõem essa linha. Observamos também as diversas condições de contorno e equipamentos que formam o domínio físico desse modelo.

Demonstramos que esse modelo tem aplicabilidade para as operações de injeção de vapor através do modelamento do fluido de acordo com normas já estabelecidas (Throm, 2005) e da aplicação de modelos diretos de cálculo de calor e perda de carga.

Demonstramos que esse mesmo modelo pode ser expandido para simular operações de injeção de água ou gás, considerando as principais diferenças observadas entre essas operações.

Na aplicação desses métodos demonstramos como esse modelo pode ser utilizado para aumentar a eficiência das operações de produção e recuperação de óleo bem

como permite comparar o impacto econômico do uso de isolantes térmicos nessas operações.

Apresentamos alguns casos de validação do método quando comparado com artigos, softwares comerciais e testes de bancadas nos quais pudemos observar a proximidade dos resultados do método aqui apresentado com as demais fontes de dado, bem como os desvios já esperados em alguns casos devido às aproximações consideradas no método.

Podemos concluir que o modelo aqui apresentado é uma ferramenta de fato aplicável às operações de injeção de vapor com precisão e eficácia equiparável aos demais softwares comerciais e métodos computacionais utilizados nas publicações recentes no ramo, considerando as limitações e restrições apresentadas e evidenciadas para esse modelo. Concluimos também que esse método possui um diferencial quanto aos demais no que tange a utilização de isolamentos térmicos, pois tem como foco o desempenho dos equipamentos e seu impacto nas condições e parâmetros chave das operações de produção e injeção.

Concluimos que o modelo pode ser aplicado para analisar termicamente as operações e os equipamentos utilizados nas operações de produção e recuperação de óleo, indicando o desempenho fluidodinâmico e térmico dos materiais e parâmetros de fluxo utilizados. O resultado simulado do desempenho de uma operação ou equipamento pode ser utilizado como critério comparativo dentre um dado universo de possibilidades para elencar as melhores ocorrências dado um critério.

Concluimos que a análise termoeconômica correlaciona o resultado simulado do desempenho térmico e fluidodinâmico de uma operação ou equipamento com uma previsão para o desempenho econômico segundo os critérios financeiros adotados para a análise econômica.

## 7 TRABALHOS FUTUROS

Conhecendo todos os aspectos do modelo aqui apresentado e suas aplicações, podemos já listar as melhorias e expansões que identificamos como cabíveis para o modelo como ele é atualmente.

Assim como todos os outros códigos e softwares de simulação de produção e injeção, é preciso estar em constante aprimoramento para não acometer de permanecer obsoleto ante os avanços industriais e acadêmicos nessa área, por isso é preciso aprimorar questões que identificamos como questões-chave, como: abranger um range maior de fluidos e modelos, chegando até aqueles considerados mais exóticos; diminuir as incertezas dos modelos aplicados diretamente às correlações dos fluidos e à detecção de falhas; incluir os novos equipamentos e isolantes que são desenvolvidos pelos fabricantes de equipamentos. Os próprios desenvolvedores do PIPESIM®, tido como referência nessa área de simulação, listam os próximos passos a serem dados no desenvolvimento desses modelos (Shippen & Bailey, 2012).

Outras melhorias mais específicas são:

- Considerar zonas de refluxo em poços cujo anular não é seco antes da passagem de fluidos quentes (Willhite & Griston, 1987) – o que pode gerar grandes diferenças na troca de calor do fluido com o meio;
- Prever a formação de precipitados sólidos ao longo da linha de fluido e já considerar o efeito desses precipitados no fluxo (Longzhu, et al., 2012);
- Aprimorar o modelo de injeção de CO<sub>2</sub> para considerar todas as peculiaridades desse fluido que pode se comportar muito diferentemente dos demais fluidos em algumas condições de injeção (Ahmed, 2011) (Tzimas, et al., 2005) (Azaroual, et al., 2012).

## 8 REFERÊNCIAS

- Aguilar, M. A. L. & Monarrez, M. D. R. A., 2000. Gas lift with nitrogen injection generated in situ. *International Petroleum Conference and Exhibition*.
- Ahmed, T. K., 2011. Modeling Density Effects in CO<sub>2</sub> Injections in Oil Reservoirs. *Office of Graduate Studies of Texas A&M University*, Agosto.
- Al Shaibi, R. A., 2015. *Mukhaizna Steam Injectors Thermal Efficiency & Insulated Tubing Pilot Evaluation*. Muscat, Oman , Society of Petroleum Engineers, pp. 26-28.
- Almeida, A. S. d., 2004. *Recuperação Secundária em Campos de Produção*. Rio de Janeiro, Economia e Energia.
- Al-Sayegh, A. et al., 2015. Microbial enhanced heavy crude oil recovery through biodegradation using bacterial isolates from an Omani oil field. *Microbial Cell Factories*.
- American Petroleum Institute, 1980. *API Manual of Petroleum Measurement Standards*. s.l.:s.n.
- Azaroual, M. et al., 2012. *Behaviour of the CO<sub>2</sub> injection well and the near wellbore during carbon dioxide injection in saline aquifers*. Berkeley, United States, French National Agency for Research, p. Session V: Carbon Dioxide Storage II.
- Aziz, K. & Settari, A., 1979. *Petroleum Reservoir Simulation*. s.l.:Applied Science Publishers.
- Bai, Y. & Bai, Q., 2005. *Subsea pipelines and risers*. s.l.:Elsevier.
- Bejan, A., 2013. *Convection Heat Transfer*. s.l.:Wiley.
- Bellarby, J., SPE, NACE & TRACS, 2009. *Well Completion Design*. Aberdeen, UK: Elsevier.
- Benedict, M., Webb, G. B. & Rubin, L. C., 1951. An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures. *Chemical Engineering Progress*, pp. 419-454.
- Bleakley, W. B., 1965. *The Hardware of Steam Injection*. s.l.:American Petroleum Institute.
- Brennen, C. E., 2005. *Fundamentals of Multiphase Flow*. New York, NY: Cambridge University Press.

- Carr, N., Kobayashi, R. & Burrows, D., 1954. Viscosity of Hydrocarbon Gases Under Pressure. *J Pet Technol* 6 (10), pp. 47-55.
- Carroll, J. J., 1999. Gás Liquids Engineering. *Chemical Engineering*, pp. 91-114.
- Cassiolato, C. & Alves, E. O., 2008. *Controle&Instrumentação - Edição nº 137: Medição de Vazão*. Belém, SP: Valete.
- Craft, B. C. & Hawkins, M. S., 1991. *Applied Petroleum Reservoir Engineering*. s.l.:s.n.
- Devold, H., 2013. *Oil and gas production handbook*. Oslo: ABB Oil and Gas.
- Dias Junior, E. & Romero, O. J., 2014. Perda de calor no trecho UGV - fundo do poço e seu impacto na qualidade do vapor injetado em reservatórios de petróleo. *Lajer*, pp. 46-53.
- Dropkin, D. & Somerscales, E., 1965. Heat Transfer by Natural Convection in Liquids Confined by Two Parallel Plates Which Are Inclined at Various Angles With Respect to the Horizontal. *J. Heat Transfer* 87(1), pp. 77-82.
- Earlougher, R. C. J., 1969. Some practical considerations in the design of steam injection wells. *Journal of Petroleum Technology* 21(1), pp. 79-86.
- Elsharkawy, A. M., Hashem, Y. S. K. S. & Alikhan, A. A., 2001. Compressibility Factor for Gas Condensates. *Energy Fuels*, 15 (4), p. 807–816.
- Ertekin, T., Abou-Kassem, J. & King, G., 2001. *Basic Applied Reservoir Simulation*. s.l.:SPE Textbook Vol 10.
- Ferziger, J. H. & Peric, m., 1999. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. s.l.:Springer Verlag.
- Fesmire, J., 2006. Aerogel insulation systems for space launch applications. *Cryogenics Volume 46, Issues 2–3, 4 Janeiro*, p. 111–117.
- Fortuna, A. O., 2000. *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações*. s.l.:EDUSP.
- Fox, R. W., Pritchard, P. J. & McDonald, A. T., 2011. *Introduction to Fluid Mechanics*. Hoboken, NJ.: John Wiley & Sons, Inc..
- França, F. A., 2007. *Instrumentação e Medidas: grandezas mecânicas*, s.l.: UNICAMP.
- Gibbs, J., 1873. A Method of Geometrical Representation of the Thermodynamic Properties of Substances by Means of Surfaces. *Transactions of the Connecticut Academy of Arts and Sciences* 2, Dezembro, pp. 382-404.

Green, D. W. & Willhite, G. P., 2003. *Enhanced Oil Recovery*. Richardson(Texas): Society of Petroleum Engineers.

Hemeida, A. & Sumait, F., 1988. Improving the Lockhart and Martinelli Two-Phase Flow Correlation by SAS. *Journal of Engineering and Science of King Saud University*, pp. 423-435.

Herrmann, R. P. & Shaughnessy, J. M., 2011. *Two methods for achieving a Dual Gradient in deepwater*. Amsterdam, The Netherlands, SPE/IADC Drilling Conference.

Holstein, E., 2007. Reservoir Engineering. Em: *Petroleum Engineering Handbook*. s.l.:s.n.

Holst, P. & Flock, D., 1966. Wellbore behaviour during saturated steam injection.. *Journal of Canadian Petroleum Technology* 5(4), pp. 184-193.

Hull, R., 2012. *What is a Mature Field?*. [Online] Available at: [http://halliburtonblog.com/wp-content/uploads/2012/04/Mature\\_Fields.jpg](http://halliburtonblog.com/wp-content/uploads/2012/04/Mature_Fields.jpg)

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S., 2006. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, N.J: Wiley.

Kareem, L. A., 2014. *Z Factor: Implicit Correlation, Convergence Problem and Pseudo-Reduced Compressibility*. King Fahd University of Petroleum and Minerals, Lagos, Nigeria, Society of Petroleum Engineers.

Kersey, A. D., 2000. Optical fiber sensors for permanent downwell monitoring applications in the oil and gas industry.. *IEICE transactions on electronics* 83 (3), pp. 400-404.

King, G. E., 2012. Hydraulic fracturing 101. *Society of Petroleum Engineers*.

Liu, K. T., Canfield, D. R. & Conley, J. T., 1988. Application of a mass flowmeter for allocation measurement of crude oil production.. *SPE production engineering*, pp. 633-636.

Lombard, M. S., Lee, R., Manini, P. & Slusher, M. S., 2008. New Advances and a Historical Review of Insulated Steam-Injection Tubing. *Society of Petroleum Engineers*, 1 Janeiro.

Longzhu, G., Chongqing Univ. of Sci. & Technol., C. C., Hao, C. & Tengli, Z., 2012. *Predicting the Formation of Gas Hydrate by PIPESIM*. Chongqing, IEEE, pp. 1167 - 1170.



Mansano, R., 2004. *Engenharia de Perfuração e Completação em Poços de Petróleo*. s.l.:Universidade Federal de Santa Catarina.

McNaught, A. D. & Wilkinson, A., 1997. *IUPAC. Compendium of Chemical Terminology, 2nd ed. (the "Gold Book")*. Oxford: Blackwell Scientific Publications.

McNeil, R., 2012. *Oil Correlations*. [Online] Available at: [http://www.fekete.com/SAN/TheoryAndEquations/HarmonyTheoryEquations/Content/HTML\\_Files/Reference\\_Material/Calculations\\_and\\_Correlations/Oil\\_Correlations.htm](http://www.fekete.com/SAN/TheoryAndEquations/HarmonyTheoryEquations/Content/HTML_Files/Reference_Material/Calculations_and_Correlations/Oil_Correlations.htm) [Acesso em 17 Novembro 2015].

Moran & Shapiro, 2000. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. s.l.:Wiley.

Patankar, S. V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. London: Hemisphere Publishing Corporation.

Prats, M., 1986. Thermal Recovery. *Society of Petroleum Engineers*.

Pryor, J. A., 1966. Orifice Meter Measures Steam Quality. *The Oil & Gas Journal* v. 64 No. 22, pp. 86-88.

Ramey, H. J., 1962. Wellbore Heat Transmission. *Thermal Operations*, Abril, pp. 427-435.

Rosa, A. J., Carvalho, R. S. & Xavier, J. A. D., 2006. *Engenharia de reservatórios de petróleo*. Rio de Janeiro: Editora Interciência: PETROBRAS.

Sarathi, P. S. & Olsen, D. K., 1992. *Practical Aspects of Steam Injection Processes: A Handbook for Independent Operators*. Bartlesville, Oklahoma.: National Institute of Petroleum and Energy Research.

Satter, A., 1965. Heat Losses During Flow of Steam Down a Wellbore. *Petroleum Transactions*, Julho, pp. 845-851.

Schroeder, F. W., 2011. *An Introduction to the Hunt for Oil*. s.l., American Association of Petroleum Geologists.

Senna, B. D. d., 2011. *Estudo da Viabilidade Econômica em Campos Maduros*. Natal(RN): s.n.

Shibulal, B. et al., 2014. Microbial Enhanced Heavy Oil Recovery by the Aid of Inhabitant Spore-Forming Bacteria: An Insight Review. *The Scientific World Journal*.

Shippen, M. & Bailey, W., 2012. Steady-State Multiphase Flow—Past, Present, and Future, with a Perspective on Flow Assurance. *Energy Fuels*, 26 (7), 8 Junho, pp. 4145-4157.

Solrud, S. Ø., 2012. *Simulating the production of a complex multi-well, multilayer field*, Norwegian University of Science and Technology: Institutt for petroleumsteknologi og anvendt geofysikk.

Thome, J. R., 2005. *Two-Phase Pressure Drops Inside Tubes*, Lausanne: Swiss Federal Institute of Technology Lausanne.

Thome, J. R., 2007. *Engineering Databook III*. Decatur, AL: Wolverine Tube, Inc.

Throm, E. D., 2005. *ASTEM97 - IAPWS IF97 Properties of Water and Steam for Industrial Use*. s.l.:s.n.

Tyson, S., 2007. *An Introduction to Reservoir Modeling*. s.l.:s.n.

Tzimas, E., Georgakaki, A., Cortes, C. G. & Peteves, S. D., 2005. Enhanced Oil Recovery using Carbon Dioxide in the European Energy System. *European Commission Joint Research Center*, Dezembro.

Wagner, W. & Kurse, A., 1998. *Properties of water and steam: The Industrial Standard IAPWS-IF97 for thermodynamic properties and supplementary equations for other properties*, s.l.: s.n.

Wang, J. J., Macfadyen, R. & Zhang, E., 2010. Well Bore Heat Loss - Options & Challenges for Steam Injector of Thermal EOR Project in Oman. *SPE EOR Conference at Oil & Gas West Asia*, 11 Abril.

Willhite, G. P., 1967. Over-all Heat Transfer Coefficients in Steam And Hot Water Injection Wells. *Thermal Operations*, Maio, pp. 607-615.

Willhite, G. P. & Griston, S., 1987. Wellbore Refluxing in Steam-Injection Wells. *Journal of Petroleum Technology*, pp. 353-362.

Woldesemayat, M. A., 2006. *Comparison of Void Fraction Correlations for Two-Phase Flow in Horizontal and Upward Inclined Flows*, Oklahoma: College of Oklahoma State University.

Xu, Y. & Fang, X., 2012. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. *International Journal of Refrigeration*, pp. 2039-2050.

Zekri, A. Y., Na, M. S. & Alshoba, A. S., 2011. Evaluation of Oil Recovery by Water Alternating Gas (WAG) Injection – Oil Wet and Water-Wet Systems. *SPE Enhanced Oil Recovery Conference*.

