



UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO - UFES
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO - CEUNES
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA

JONATHAN RIBEIRO MARTINS

ANÁLISE NUMÉRICA DA DISSIPAÇÃO DE CALOR
DO MOTOR ELÉTRICO DO SISTEMA BCSS EM SKID

SÃO MATEUS - ES

2018

energia.ufes.br

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO - UFES
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO - CEUNES
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA

JONATHAN RIBEIRO MARTINS

**ANÁLISE NUMÉRICA DA DISSIPAÇÃO DE CALOR
DO MOTOR ELÉTRICO DO SISTEMA BCSS EM SKID**

Qualificação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do Grau de Mestre em Energia.

Orientador: Prof. Dr. Oldrich Joel Romero.

Co-orientador: Prof. Dr. Fabio de Assis Ressel Pereira.

SÃO MATEUS - ES

2018

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Divisão de Biblioteca Setorial do CEUNES - BC, ES, Brasil)
Bibliotecário: Filipe Briguiet Pereira – CRB-6 ES-000863/O

M379a Martins, Jonathan Ribeiro, 1993-
Análise numérica da dissipação de calor do motor elétrico do sistema BCSS em skid / Jonathan Ribeiro Martins. – 2018.
144 f. : il.

Orientador: Oldrich Joel Romero.
Coorientador: Fábio de Assis Ressel Pereira.
Dissertação (Mestrado em Energia) – Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Universitário Norte do Espírito Santo.

1. Motores elétricos - Resfriamento. 2. Turbulência. 3. Calor - Convecção. I. Romero, Oldrich Joel. II. Pereira, Fábio de Assis Ressel. III. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Universitário Norte do Espírito Santo. IV. Título.

CDU: 620.9

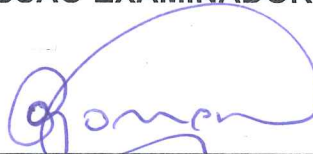
JONATHAN RIBEIRO MARTINS

**ANÁLISE NUMÉRICA DA DISSIPACÃO DE CALOR DO MOTOR
ELÉTRICO DO SISTEMA BCSS EM SKID**

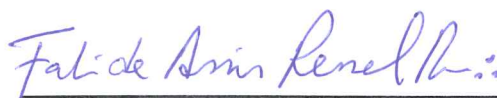
Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Energia da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Energia.

Aprovada em 08 de março de 2018.

COMISSÃO EXAMINADORA



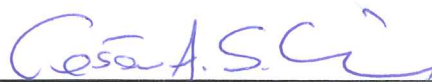
Prof. Dr. Oldrich Joel Romero
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador



Prof. Dr. Fabio de Assis Ressel Pereira
Universidade Federal do Espírito Santo



Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro
Universidade Federal do Espírito Santo



Prof. Dr. César Augusto Sodré da Silva
Petróleo Brasileiro S.A.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Fátima Aparecida Ribeiro e Maurício Martins dos Santos, por todo apoio afetivo e financeiro. A minha noiva, Larissa dos Santos Ferrari, por sempre me apoiar em minhas decisões e me ajudar nos momentos de dificuldade. Pois, sem eles o sonho de me tornar Engenheiro de Petróleo não seria realizado e posteriormente o título de Mestre em Energia.

Ao meu orientador professor Dr. Oldrich Joel Romero, o qual admiro pela inteligência, profissionalismo e dedicação. Obrigado pela confiança e direcionamento durante a realização deste trabalho. A todos Professores da UFES que me ensinaram a base para me graduar em Engenharia de Petróleo, tornando possível hoje, a minha conquista do título de Mestre em Energia, e, além disso, foram capazes de passar ensinamentos sobre a vida.

Aos professores Fabio de Assis Ressel Pereira e Daniel da Cunha Ribeiro da UFES, pelos comentários e direcionamento durante a realização do trabalho, principalmente com a ajuda referente ao *software* Fluent®.

Ao Laboratório de simulação numérica (Labsim), pela infraestrutura que possibilitou a elaboração deste trabalho.

A Petrobras, pela bolsa e investimento no projeto, tornando-o assim possível de ser realizado.

Enfim, meus sinceros agradecimentos a todos que fazem parte de minha vida e que de alguma forma contribuíram para o meu aprimoramento e crescimento.

RESUMO

O desenvolvimento recente do S-BCSS (Bombeio Centrífugo Submerso Submarino em *Skid*), assentado no leito marinho, é uma alternativa ao sistema convencional, facilitando intervenções em caso de falha. A bomba é acionada por um motor elétrico cujo resfriamento deve ser eficiente para garantir a continuidade do seu funcionamento. A retirada de calor do motor é efetuada pelo fluido produzido. O intuito desta dissertação é compreender o processo de resfriamento do motor elétrico para o escoamento monofásico, turbulento com transferência de calor por convecção em uma geometria anular, que representa o espaço formado entre a cápsula e o motor do sistema S-BCSS. Com este objetivo é utilizado a dinâmica de fluidos computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) para resolver esse escoamento, o modelo de turbulência utilizado é o *kappa-epsilon* padrão com função de parede melhorada (*Enhanced Wall Treatment*). São consideradas quatro vazões de operação do sistema, três fluidos com diferentes números de Prandtl, três configurações de geometrias anulares diferentes, uma concêntrica e duas excêntricas, juntamente com a condição de temperatura na superfície do motor constante. As simulações são validadas através da comparação do número de Nusselt na região desenvolvida com a correlação de Gnielinski. Observa-se que a simulação desse escoamento possui dependência geométrica, sendo necessário a utilização de uma geometria 3D. Se a condição de fluxo de calor constante fosse utilizada, a temperatura do motor apresentaria menores intensidades no início e maiores no final da geometria. Portanto, quanto maior o número de Nusselt, maior é a transferência de calor, assim intensificando o resfriamento do motor elétrico. Na geometria excêntrica é observada uma transferência de quantidade de movimento da região anular inferior para a superior, fazendo com que o número de Nusselt apresente uma variação angular. Em geometrias excêntricas o escoamento se desenvolve em maiores comprimentos, observando que quanto maior a excentricidade, maior é este comprimento. Por fim, destaca-se que para o sistema S-BCSS a utilização de uma geometria excêntrica não é adequada.

Palavras chave: S-BCSS, resfriamento do motor, excentricidade anular, número de Nusselt, CFD.

ABSTRACT

The recent development of ESP in the Skid, installed in the seabed downstream of the wellhead in a marine oil production system, is an alternative to the conventional system with the set installed at the bottom of the producing well, facilitating interventions in case of failure. The pump is driven by an electric motor whose cooling must be efficient to ensure the continuity of its operation. The heat withdrawal is performed by the fluid produced. The purpose of this dissertation is to understand the process of electric motor cooling to the single-phase and turbulent flow with convection heat transfer in an annular geometry, which represents the space formed between a capsule and the ESP in the Skid system motor. With this objective is used the Computational Fluid Dynamics (CFD) to solve this single-phase flow, using the kappa-epsilon standard with improved wall function (Enhanced Wall Treatment). Four flow rates are considered, three fluids with different Prandtl numbers, three configurations of different annular geometries, one concentric and two eccentric, together with the condition of the constant temperature on the motor surface. The simulations are validated by comparing the Nusselt number in the developed region with the Gnielinski correlation. It is observed that the simulation of this problem has geometric dependence, being necessary the use of a 3D geometry to correctly represent the phenomenon. If the constant heat flux condition were used, the motor temperature would have lower intensities at the beginning and larger at the end of the geometry. Therefore, the higher the Nusselt number, the greater the heat transfer, thus intensifying the cooling of the electric motor. In the eccentric geometry a momentum transfer from the lower to the upper annular region is observed, causing the Nusselt number present an angular variation. In eccentric geometries the flow develops in greater lengths, observing that the greater the eccentricity, the greater this length. Finally, for the ESP in the Skid system the use of an eccentric geometry is not adequate.

Keywords: ESP in the Skid, engine cooling, annular eccentricity, Nusselt number, CFD.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA APLICAÇÃO DA S-BCSS. (1) – UNIDADE DE PRODUÇÃO; (2) – LINHA DE CONTROLE QUÍMICO; (3) – LINHA DE GÁS; (4) – ÁRVORE DE NATAL MOLHADA; (5) – LINHA DE PRODUÇÃO ENTRE ANM E S-BCSS; (6) – UMBILICAL; (7) – CONECTORES EXTERNOS; (8) BCSS EM <i>SKID</i> ; (9) – UMBILICAL COM ENERGIA ELÉTRICA; E (10) – LINHA DE PRODUÇÃO ENTRE S-BCSS E UNIDADE DE PRODUÇÃO.	19
FIGURA 2 – SISTEMA BCS E SEUS EQUIPAMENTOS.	22
FIGURA 3 – REPRESENTAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CEDIDA PELOS FABRICANTES.	25
FIGURA 4 – SEPARADOR DE GÁS ESTACIONÁRIO DE FLUXO INVERSO.	29
FIGURA 5 – TIPOS DE SEPARADORES DE GÁS ROTATIVO.	30
FIGURA 6 – MÓDULO DE BOMBEIO (MOBO) INSTALADO NO LEITO SUBMARINO EM UM POÇO ALOJADOR À JUSANTE DA CABEÇA DO POÇO PRODUTOR.	31
FIGURA 7 – BASE ADAPTADORA DE BOMBEIO.	32
FIGURA 8 – CONJUNTO MÓDULO DE BOMBEIO E BASE, COM DESTAQUE PARA O PAINEL DE ROV.	32
FIGURA 9 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO S-BCSS: (1) - MÓDULO DE BOMBEIO E (2) - <i>FLOWBASE</i>	33
FIGURA 10 – NA ESQUERDA É A REPRESENTAÇÃO DO <i>FLOWBASE</i> E NA DIREITA É O MESMO DESENVOLVIDO PARA INSTALAÇÃO NO CAMPO DE ESPADARTE.	34
FIGURA 11 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO MÓDULO DE BOMBEIO (ESQUERDA) E O DESENVOLVIDO PARA O CAMPO DE ESPADARTE (DIREITA).	35
FIGURA 12 – DIREÇÃO DO FLUXO DENTRO NO MÓDULO DE BOMBEIO E SEUS EQUIPAMENTOS INTERNOS. (1) HOMOGENEIZADOR; (2) – MONITORAMENTO; (3) – PRIMEIRO CONJUNTO MOTOR/BOMBA; E (4) – SEGUNDO CONJUNTO MOTOR/BOMBA.	35
FIGURA 13 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA CÁPSULA.	36
FIGURA 14 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO SISTEMA DE ENERGIA ELÉTRICA DO S-BCSS.	36
FIGURA 15 – REPRESENTAÇÃO DO CONJUNTO MOTOR/BOMBA DE UMA DAS CÁPSULAS DO SISTEMA S-BCSS, DESTACANDO A REGIÃO DE INTERESSE EM VERMELHO.	37
FIGURA 16 – FORMATOS DOS PERFIS DE VELOCIDADE LAMINAR E TURBULENTO DE UM ESCOAMENTO DESENVOLVIDO.	40

FIGURA 17 – PERFIL DE VELOCIDADES PARA O REGIME TURBULENTO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO.....	43
FIGURA 18 - COMPARAÇÃO DO REYNOLDS CRÍTICO (Re_c) DA TRANSIÇÃO PARA A TURBULÊNCIA E OS VALORES EXPERIMENTAIS PARA VALORES DE A (RAZÃO DE RAIOS).....	46
FIGURA 19 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR Q ATRAVÉS DE UMA CAMADA DE FLUIDO DE ESPESSURA L ORIGINADO PELA DIFERENÇA DE TEMPERATURA $\Delta T = T_2 - T_1$, COM $T_2 > T_1$.	52
FIGURA 20 – DESENVOLVIMENTO DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA PARA O ESCOAMENTO EXTERNO AO LONGO DE UMA PLACA PLANA.....	55
FIGURA 21 – CAMADA LIMITE TÉRMICA ΔT DESENVOLVIDA SOBRE UMA PLACA PLANA COM TEMPERATURA T_s , O FLUIDO APRESENTA TEMPERATURA T_∞ MAIOR DO QUE A SUPERFÍCIE.	56
FIGURA 22 – DESENVOLVIMENTO DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA EM UM TUBO PARA O ESCOAMENTO LAMINAR.....	58
FIGURA 23 – DESENVOLVIMENTO DE UMA CAMADA LIMITE TÉRMICA EM UM TUBO CIRCULAR, NA QUAL ESTÁ ACONTECENDO O RESFRIAMENTO DO FLUIDO.	60
FIGURA 24 – PERFIL DE TEMPERATURA $T(r)$ CONSTANTE NA REGIÃO DE ESCOAMENTO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO, QUANDO É IMPOSTO FLUXO DE CALOR q_s CONSTANTE NA SUPERFÍCIE DA TUBULAÇÃO.	62
FIGURA 25 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO AO LONGO DE UM TUBO PARA O CASO DE APLICAÇÃO DE TEMPERATURA NA SUPERFÍCIE T_s CONSTANTE.....	63
FIGURA 26 – VARIAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT LOCAL N_{ux} NO INTERIOR DE UM TUBO NO REGIME TURBULENTO CONSIDERANDO TEMPERATURA DE SUPERFÍCIE (N_{ux}, T) E FLUXO DE CALOR NA SUPERFÍCIE (N_{ux}, H) UNIFORMES.	66
FIGURA 27 – REGIÃO ANULAR FORMADO POR DOIS TUBOS CONCÊNTRICOS.....	67
FIGURA 28 – ESQUEMA DA GEOMETRIA UTILIZADA. (A) – PLANO DE ENTRADA; (B) – PAREDE EXTERNA DA TUBULAÇÃO; (C) – PAREDE INTERNA DA TUBULAÇÃO; E (D) – PLANO DE SAÍDA.	76
FIGURA 29 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA EXCENTRICIDADE. (A) EXCENTRICIDADE DE 0,25 E (B) EXCENTRICIDADE DE 0,50.....	77
FIGURA 30 – ESQUEMA DA GEOMETRIA 2D UTILIZADA. (A) – PLANO DE ENTRADA; (B) – PAREDE EXTERNA DA TUBULAÇÃO; (C) – PAREDE INTERNA DA TUBULAÇÃO; E (D) – PLANO DE SAÍDA.....	77
FIGURA 31 – NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR PARA CADA MALHA AO LONGO DO COMPRIMENTO DO ESPAÇO	

ANULAR. A LINHA HORIZONTAL CONTÍNUA É RESULTADO DA CORRELAÇÃO DE GNIELINSKI...	90
FIGURA 32 – NÚMERO DE NUSSELT PARA CADA MALHA NA REGIÃO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDA, POSIÇÃO LDH = 20 PERTO DA SAÍDA.	91
FIGURA 33 – SEÇÃO ANULAR DA MALHA COM 4.104.000 ELEMENTOS SELECIONADA PARA SIMULAÇÃO.....	91
FIGURA 34 – NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR PARA CADA GEOMETRIA VARIANDO AO LONGO DO COMPRIMENTO. ..	93
FIGURA 35 – NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR, UTILIZANDO O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 7 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS AO LONGO DO COMPRIMENTO.	95
FIGURA 36 – NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR, UTILIZANDO O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 7 PARA QUATRO NÚMERO DE REYNOLDS COMPARADO COM O RESULTADO DA CORRELAÇÃO DE GNIELISNKI (1976).....	96
FIGURA 37 – COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR, UTILIZANDO O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 7 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS AO LONGO DO COMPRIMENTO.....	98
FIGURA 38 – FLUXO DE CALOR NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR, UTILIZANDO O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 7 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS AO LONGO DO COMPRIMENTO.	99
FIGURA 39 – NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR NA REGIÃO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDA VARIANDO COM O NÚMERO DE REYNOLDS PARA TRÊS FLUIDOS.	101
FIGURA 40 – SEÇÃO ANULAR DA GEOMETRIA DE EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,25 COM AS POSIÇÕES DAS LINHAS AO LONGO DA TUBULAÇÃO NUMERADAS DE 1 A 4.....	103
FIGURA 41 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 E NÚMERO DE REYNOLDS 51.916 NAS QUATRO LINHAS DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.....	104
FIGURA 42 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 E NÚMERO DE REYNOLDS 27.193 NAS TRÊS LINHAS DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL INFERIOR (-0,25) E SUPERIOR (+0,25) AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	107

FIGURA 43 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 1 ($\theta = 0^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	109
FIGURA 44 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 2 ($\theta = 90^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	110
FIGURA 45 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 3 ($\theta = 180^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	111
FIGURA 46 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 E NÚMERO DE REYNOLDS 51.916 NAS TRÊS LINHAS DA GEOMETRIA AUMENTADA ($L = 4\text{ m}$) COM EXCENTRICIDADE VERTICAL INFERIOR (-0,25) AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	113
FIGURA 47 – VELOCIDADE HORIZONTAL EM X (M/S) NO PLANO XY, CORTANDO A GEOMETRIA NO MEIO, PARA O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 E PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE 0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO – (A) $Re = 51.916$; (B) $Re = 42.027$; (C) $Re = 32.138$; E (D) $Re = 27.193$	115
FIGURA 48 – VELOCIDADE EM Y (M/S) EM UM PLANO PARALELO AO PLANO XZ, CORTANDO O CILINDRO INTERNO NO MEIO, PARA O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 37 E PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE 0,25 AO LONGO DO COMPRIMENTO – (A) $Re = 51.916$; (B) $Re = 42.027$; (C) $Re = 32.138$; E (D) $Re = 27.193$	116
FIGURA 49 – SEÇÃO ANULAR DA GEOMETRIA DE EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 COM AS POSIÇÕES DAS LINHAS AO LONGO DA TUBULAÇÃO NUMERADAS DE 1 A 3.	117
FIGURA 50 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 E NÚMERO DE REYNOLDS 77.693 NAS TRÊS LINHAS DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL INFERIOR DE -0,25 E DE -0,50 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA NA LINHA 1; (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA NA LINHA 2; (C) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA NA LINHA 3.	119

FIGURA 51 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 1 ($\theta = 0^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	121
FIGURA 52 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 2 ($\theta = 90^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	122
FIGURA 53 – NÚMERO DE NUSSELT DO FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA POSIÇÃO 3 ($\theta = 180^\circ$) DA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 AO LONGO DO COMPRIMENTO. (A) DESENVOLVIMENTO DO NÚMERO DE NUSSELT, (B) NÚMERO DE NUSSELT COM ESCALA AMPLIADA.	123
FIGURA 54 – VELOCIDADE EM X (M/S) NO PLANO XY, CORTANDO A GEOMETRIA NO MEIO, PARA O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 E PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 AO LONGO DO COMPRIMENTO – (A) RE = 77.693; (B) RE = 62.894; (C) RE = 48.095; E (D) RE = 40.696.....	125
FIGURA 55 – VELOCIDADE EM Y (M/S) EM UM PLANO PARALELO AO PLANO XZ, CORTANDO O CILINDRO INTERNO NO MEIO, PARA O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 13 E PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS NA GEOMETRIA COM EXCENTRICIDADE VERTICAL DE -0,5 AO LONGO DO COMPRIMENTO – (A) RE = 77.693; (B) RE = 62.894; (C) RE = 48.095; E (D) RE = 40.696.	126
FIGURA 56 – NÚMERO DE NUSSELT MÁXIMO NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.....	128
FIGURA 57 – NÚMERO DE NUSSELT MÍNIMO NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.....	129
FIGURA 58 – NÚMERO DE NUSSELT MÉDIO NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.....	130
FIGURA 59 – TEMPERATURA MÁXIMA ADIMENSIONALIZADA PELA TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.	131
FIGURA 60 – TEMPERATURA MÍNIMA ADIMENSIONALIZADA PELA TEMPERATURA DE ENTRADA	

DO FLUIDO PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.	132
FIGURA 61 – TEMPERATURA MÉDIA ADIMENSIONALIZADA PELA TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PARA CADA FLUIDO E SEUS RESPECTIVOS NÚMEROS DE REYNOLDS CORRESPONDENTES A MAIOR VAZÃO, EM FUNÇÃO DA EXCENTRICIDADE.	133

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – DIÂMETROS E VAZÕES TÍPICAS DO SISTEMA BCS OPERANDO COM 60 Hz (3.500 RPM).....	26
TABELA 2 – PROPRIEDADES FÍSICAS DOS TRÊS FLUIDOS CONSIDERADOS.....	78
TABELA 3 – CONDIÇÕES DE CONTORNO ADIMENSIONAIS PARA CADA CASO.....	85
TABELA 4 – CARACTERÍSTICAS DAS TRÊS MALHAS TESTADAS.	89
TABELA 5 – ERRO DO NÚMERO DE NUSSELT NA PAREDE INTERNA DO ANULAR QUE REPRESENTA A SUPERFÍCIE DO MOTOR, UTILIZANDO O FLUIDO COM NÚMERO DE PRANDLT 7 PARA QUATRO NÚMEROS DE REYNOLDS COM BASE NA CORRELAÇÃO DE GNIELISNKI (1976).	97

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

SIGLAS

AL – <i>Artificial Lift</i> (Elevação Artificial)	MTBF – <i>Mean Time Between Failures</i> (Tempo Médio Entre Falhas)
ANM – Árvore de Natal Molhada	RANS – <i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i> (Equações Médias de Reynolds)
BAB – Base Adaptadora de Bombeio	RNG – <i>Re-Normalisation Group</i>
BCP – Bombeio de Cavidades Progressivas	ROV – <i>Remotely Operated Underwater Vehicle</i> (Veículo Submarino Operado Remotamente)
BCS – Bombeio Centrífugo Submerso	RSM – <i>Reynolds Stress Model</i> (Modelos de Tensões de Reynolds)
BCSS – Bombeio Centrífugo Submerso Submarino	SIMPLE – <i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked</i>
BHJ – Bombeio Hidráulico a Jato	S-BCSS – Bombeio Centrífugo Submerso Submarino em <i>Skid</i>
BM – Bombeio Mecânico	SST – <i>Shear Stress Transport</i>
CFD - <i>Computational Fluid Dynamics</i> (Dinâmica de fluidos computacional)	VCM – <i>Vertical Connectors Module</i> (Módulo de Conectores Verticais)
DNS – <i>Direct Numerical Simulation</i> (Simulação Numérica Direta)	UTM – <i>Umbilical Termination Module</i> (Módulo de Conectores de Umbilicais)
EOR - <i>Enhanced Oil Recovery</i> (Recuperação avançada de óleo)	
EWT- ε – <i>Enhanced Wall Treatment ε-Equation</i>	
LES – <i>Large Eddy Simulation</i> (Simulação de Grandes Escalas)	
MOBO – Módulo de Bombeio	

LETRAS GREGAS

α - Razão de raios	η – Eficiência
α_ω – Constante	μ - Viscosidade do fluido (N.s/m ²)
$\beta^*, \tilde{\beta}$ - Contantes	μ_m – Viscosidade da mistura (N.s/m ²)
Δp – Variação de pressão (Pa)	μ_t – Viscosidade turbulenta
ΔT – Variação da temperatura (K)	ρ - Massa específica (kg/m ³)
ΔT_e – Variação de temperatura de saída com superficial (K)	ρ_m - Massa específica da mistura (kg/m ³)
ΔT_i – Variação de temperatura de entrada com superficial (K)	$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ e σ_ω - Constantes
ε – Dissipação viscosa da energia cinética turbulenta (m ² /s ²)	$\bar{\tau}$ – Tensão de cisalhamento (Pa)
ϵ – Excentricidade	$\bar{\tau}_{lam}$ – Tensão de cisalhamento de Newton (Pa)
λ_w – <i>Holdup</i> sem escorregamento da fase água	$\bar{\tau}_{turb}$ – Tensão de cisalhamento de troca de quantidade de movimento (Pa)
	$\bar{\mathbf{T}}$ – Tensor de tensão
	ω – Taxa de dissipação específica (1/s)

δ – Espessura da camada limite (m) (m)
 δ_t - Espessura da camada limite térmica (m)
 δ_h - Espessura da camada limite hidrodinâmica

SÍMBOLOS

A OFP – *Absolute Open Flow Potential (std m³/h)*
 A_s – Área superficial (m²)
 A_t – Área transversal (m²)
 a_1 – Constante
BSW – *Basic Sedimentary and Water*
 c_p – Calor específico (J/Kg*K)
 c_{pm} – Calor específico da mistura (J/Kg*K)
 $C_{s1}, C_{s2}, C_\mu, c_\mu$ – Constantes
 D – Diâmetro (m)
 D_i - Diâmetro interno (m)
 D_o - Diâmetro externo (m)
 D_h - Diâmetro hidráulico (m)
DBC – Distância entre os centros de cada tubulação (m)
 e – Rugosidade da superfície
 f – Fator de atrito
 F_1 – Função do modelo $k-\omega$
 F_1 – Função da viscosidade turbulenta do modelo $k-\omega$
 \vec{g} – Vetor de gravidade (m/s²)
 h - Coeficiente de transferência de calor (W/m²K)
 h_i - Coeficiente de transferência de calor na superfície interna (W/m²K)
 h_o - Coeficiente de transferência de calor na superfície externa (W/m²K)
 \bar{h} - Coeficiente de transferência de calor médio (W/m²K)
 h_{ent} – Entalpia (J)
 H – Head (m)
 H_{bep} – Head no melhor ponto de eficiência (m)
 IP – Índice de produtividade ((std m³/d)/(kgf/cm²))
 \bar{I} – Tensor unitário
 k_f – Condutividade térmica do fluido (W/m*K)
 k_m – Condutividade térmica da mistura (W/m*K)
 k – Energia cinética turbulenta (m²/s²)
 l – Largura (m)
 L – Comprimento (m)
 L_c – Comprimento característico (m)
 L_h – Comprimento de entrada hidrodinâmica (m)
 $L_{h,laminar}$ – Comprimento de entrada hidrodinâmica laminar (m)
 $L_{h,turbulento}$ – Comprimento de entrada hidrodinâmica turbulento (m)
 $L_{t,laminar}$ – Comprimento de entrada térmico laminar (m)
 $L_{t,turbulento}$ – Comprimento de entrada térmico turbulento (m)
 \dot{m} – Vazão mássica (Kg/s)
 n – Potência da equação
 Nu – Número de Nusselt
 Nu_i – Número de Nusselt na superfície da tubulação interna
 Nu_o – Número de Nusselt na superfície da tubulação externa
 \bar{Nu} – Número de Nusselt médio
 p – Perímetro (m)
 P – Pressão (Pa)
 Pr – Número de Prandtl
 POT_{abs} – Potência absorvida pela bomba (HP)
 P_e – Pressão estática do reservatório (kgf/cm²)
 P_{wf} – Pressão de fluxo no fundo poço (kgf/cm²)

P_k – Produção de turbulência
 q_w – Fluxo de calor na parede (W/m²)
 \dot{q}_{conv} – Taxa de transferência de calor por convecção (W/m²)
 \dot{Q}_{conv} – Taxa de transferência de calor por convecção total (W/m²)
 \dot{q}_{cond} – Taxa de transferência de calor por condução (W/m²)
 \dot{q}_s – Taxa de transferência de calor superficial (W/m²)
 Q - Vazão (m³/d)
 Q_{max} - Vazão máxima (m³/d)
 Q_{bep} - Vazão do melhor ponto de eficiência (m³/d)
 Q_{sup} – Vazão de produção na superfície (std m³/h)
 Q_w – Vazão de água (m³/d)
 Q_o – Vazão de óleo (m³/d)
 R – Raio da tubulação
 r – Componente que varia radialmente
 Re - Número de Reynolds
 Re_c - Número de Reynolds
 S – Módulo do tensor de deformação
 T – Temperatura (K)
 T_f – Temperatura de fluido (K)
 T_e – Temperatura de saída (K)
 T_i – Temperatura de entrada (K)
 T_m – Temperatura média (K)
 T_s – Temperatura superficial (K)
 $T_{s,ext}$ – Temperatura superficial na parede externa (K)
 T_∞ - Temperatura do fluido suficientemente longe da superfície (K)
 T_w – Temperatura de fixa na parede (K)
 T_{sm} – Temperatura média do fluido adjacente à parede (K)
 T_{ref} – Temperatura de referência (K)
 T^+ - Temperatura adimensional
 $V_{entrada}$ - Velocidade de entrada no espaço

anular (m/s)
 \vec{v}' - Flutuação do vetor velocidade na direção y
 u - Velocidade (m/s)
 \bar{u} – Velocidade média (m/s)
 \vec{u} – Vetor velocidade
 \vec{u}' – Flutuação do vetor velocidade na direção x
 u_{max} – Velocidade máxima ou velocidade na linha de centro (m/s)
 u_∞ - Velocidade uniforme do escoamento (m/s)
 u_τ - Velocidade de cisalhamento (m/s)
 u^* - Velocidade escalar na região logarítmica (m/s)
 x – Direção de coordenada espacial
 x^* - Coordenada espacial adimensional na direção do escoamento
 y – Direção de coordenada espacial
 y – Distância normal da parede
 y^+ - Distância da parede adimensional

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
2	BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO.....	21
2.1	COMPONENTES DE SUPERFÍCIE E DE SUBSUPERFÍCIE	22
2.2	CURVAS DA BOMBA CENTRÍFUGA.....	24
2.3	VANTAGENS E DESVANTAGENS	26
2.3.1	Presença de gás e separadores de gás.....	28
2.3.2	Tempo médio entre falhas	30
2.4	MÓDULO DE BOMBEIO – MOBO	31
2.5	BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO SUBMARINO EM <i>SKID</i> – S-BCSS	33
3	TURBULÊNCIA EM ESPAÇOS ANULARES.....	38
3.1	ESCOAMENTO PRÓXIMO DA PAREDE.....	43
3.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS EM REGIÕES ANULARES	45
4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM ESPAÇOS ANULARES	48
4.1	NÚMERO DE NUSSELT	52
4.2	CAMADAS LIMITES	54
4.2.1	Camada limite hidrodinâmica (δh)	54
4.2.2	Camada limite térmica (δt)	56
4.3	NÚMERO DE PRANDTL	57
4.4	CONVECÇÃO INTERNA FORÇADA.....	57
4.4.1	Considerações hidrodinâmicas	58
4.4.2	Considerações térmicas.....	59
4.4.3	Análise térmica geral.....	61
4.4.4	Escoamento turbulento em tubos de seção circular.....	63
4.4.5	Escoamento turbulento em regiões anulares.....	67
4.5	INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	68
4.6	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM REGIÕES ANULARES	69
5	METODOLOGIA.....	75

5.1	ESPECIFICAÇÃO DO PROBLEMA	75
5.2	MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO	79
5.2.1	Modelagem homogênea do escoamento de óleo/água	79
5.2.2	Escoamento turbulento, modelo $k-\epsilon$	80
5.2.3	Escoamento turbulento com transferência de calor	83
5.2.4	Condições de contorno	83
5.3	Abordagem numérica.....	85
5.3.1	Sequência de obtenção do número de Nusselt em cada elemento da malha	86
5.3.2	Algoritmos de discretização	87
5.3.3	Teste de independência de malha	88
6	RESULTADOS	92
6.1	INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA 2D e 3D NA TROCA DE CALOR	92
6.2	ANÁLISE DE RESFRIAMENTO DO MOTOR DO SISTEMA S-BCSS	94
6.3	INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS NA TROCA DE CALOR 100	
6.4	EFEITO DA EXCENTRICIDADE SOBRE A TROCA DE CALOR.....	102
6.4.1	Excentricidade vertical de 0,25	103
6.4.2	Excentricidade vertical de 0,5	117
6.5	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA TROCA DE CALOR PARA DIFERENTES GEOMETRIAS	127
7	CONCLUSÕES.....	135
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	136
8	REFERÊNCIAS	138
	ANEXO 1: ARTIGO SUBMETIDO	144

1 INTRODUÇÃO

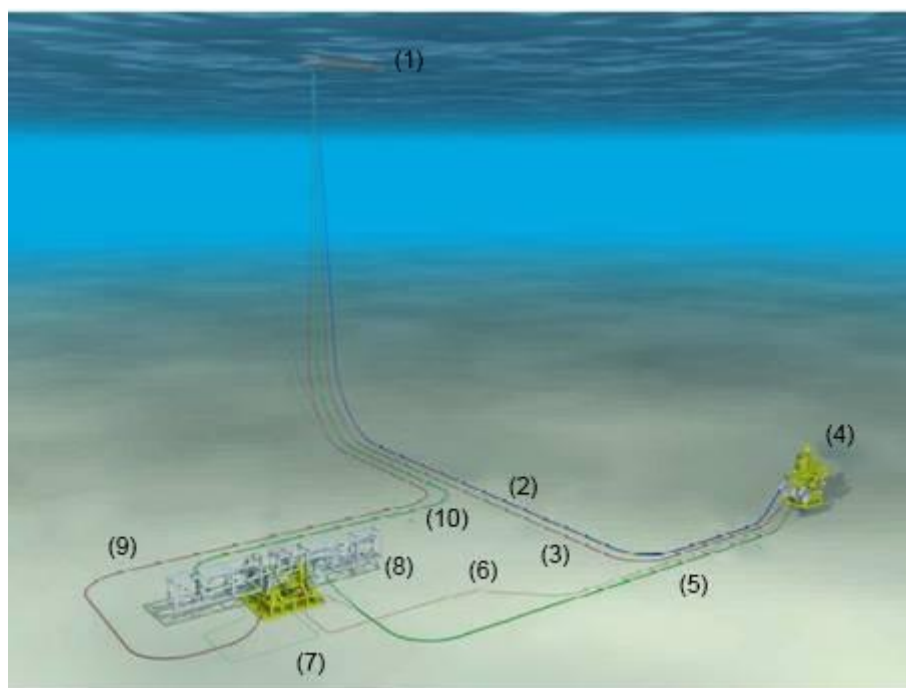
A produção de petróleo requer frequentemente a aplicação de técnicas que agem no ambiente da rocha-reservatório e/ou no contexto do poço produtor, para viabilizar o escoamento de petróleo até as instalações de superfície percorrendo o meio poroso, a interface reservatório/poço, a coluna de produção, cabeça do poço, *flowline*, sendo entregues com uma pressão determinada. Na primeira categoria se encontram os métodos especiais de recuperação (*Enhanced Oil Recovery* – EOR) e na segunda tem-se os Métodos de Elevação Artificial (*Artificial Lift* – AL). Dentre os métodos AL tem-se como principais o bombeio centrífugo submerso (BCS), bombeio mecânico (BM), bombeio de cavidades progressivas (BCP), bombeio hidráulico a jato (BHJ) e o gás *lift*. O conjunto motor elétrico – bomba centrífuga se encontram no interior da coluna de produção. Sendo que, o sistema de bombeio BCS pode ser utilizado tanto em ambientes *onshore* quanto *offshore*. Quando este sistema de bombeio é utilizado em poços *onshore* recebe o nome de BCS, e quando é utilizado em poços *offshore*, recebe o nome de bombeio centrífugo submerso submarino (BCSS), sendo o estudo deste, o objetivo do trabalho.

Segundo Tarcha *et al.* (2015), os sistemas convencionais de BCSS instalados no fundo do poço apresentam grandes dificuldades quando são necessárias intervenções para troca ou reparo, adicionalmente a sua expectativa de vida é relativamente baixa. Estas características acarretam um significativo tempo de parada da produção. Os altos custos associados às operações de manutenção e o longo tempo médio para reparo motivaram a busca de soluções alternativas, com o objetivo de garantir o processo de produção com redução das intervenções.

Uma das propostas foi o desenvolvimento de um conjunto BCSS fora do poço, instalado no fundo do mar/leito marinho, a fim de resolver os problemas com recuperação e reinstalação do equipamento, sem a necessidade de remoção da coluna de produção. De acordo com Urban *et al.* (2015), o primeiro sistema alternativo fora do poço é conhecido como módulo de bombeio (MOBO), onde o sistema de bombeio fica em um poço falso, ou poço auxiliar, perfurado especialmente para este fim no leito marinho. Porém, este sistema

também apresenta dificuldades relacionadas ao controle do elevado teor de gás no *intake* da bomba e do nível de líquido no interior do poço auxiliar. Para contornar este problema, foi desenvolvido um novo sistema, chamado de bombeio centrífugo submerso submarino em *skid* (S-BCSS), representado pela Figura 1 (Roberto *et al.*, 2013). A proposta S-BCSS busca superar as dificuldades do MOBO conduzindo a produção diretamente para uma bomba assentada sobre o leito marinho, sem a necessidade de um poço auxiliar o que facilitaria ainda mais futuras intervenções em caso de falha. Adicionalmente, este sistema utiliza duas bombas em série com motores elétricos independentes, possibilitando assim a continuidade da produção no caso de falha de um dos conjuntos.

Figura 1 – Representação esquemática da aplicação da S-BCSS. (1) – Unidade de produção; (2) – Linha de controle químico; (3) – Linha de gás; (4) – Árvore de natal molhada; (5) – Linha de produção entre ANM e S-BCSS; (6) – Umbilical; (7) – Conectores externos; (8) BCSS em *Skid*; (9) – Umbilical com energia elétrica; e (10) – Linha de produção entre S-BCSS e unidade de produção.



Fonte: Roberto *et al.*, (2013).

Um dos problemas que ocorrem no sistema BCS é o aquecimento elevado do motor elétrico. Este aquecimento ocorre durante o processo de transformação de energia elétrica em mecânica, e é originado pelo atrito

resultante da elevada rotação do eixo que movimentava a bomba. O processo é mais ineficiente na medida que maior é a temperatura. Por isso, é necessário um resfriamento adequado do motor, o qual ocorre principalmente pela transferência de calor entre o motor e o fluido produzido.

O domínio de estudo é formado pelo espaço anular concêntrico entre a carcaça do motor elétrico e a tubulação que permite a produção de óleo considerado monofásico. A abordagem numérica do problema é realizada no ambiente Fluent através da técnica de dinâmica de fluidos computacional (CFD – *computational fluid dynamics*).

Desta forma, este trabalho tem como objetivo avaliar o efeito da turbulência e da transferência de calor no resfriamento do motor elétrico do sistema S-BCSS. O procedimento é validado comparando com resultados extraídos da literatura para condições e geometrias similares. Sendo que, primeiramente é analisado a dependência geométrica deste problema, verificando se o mesmo pode ser representado por uma geometria 2D e/ou 3D. Posteriormente, uma geometria com excentricidade é utilizada e o resfriamento do motor elétrico é analisado novamente, a fim de verificar se a formação de excentricidade favorece esse resfriamento.

2 BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO

Geralmente, no início da vida produtiva do poço a movimentação dos fluidos é por surgência. Isto ocorre porque a pressão do reservatório é suficiente para permitir que os fluidos alcancem a superfície, este processo é conhecido como elevação natural. Porém, na medida que o processo produtivo avança a pressão do reservatório diminui até atingir uma condição onde não é capaz de viabilizar seu escoamento até a superfície. Quando isso acontece é necessário utilizar equipamentos para fornecer energia ao fluido, o que configura a elevação artificial, na qual o sistema BCS ou S-BCSS se enquadra. Entretanto, a elevação artificial também pode ser utilizada para aumentar a produção, mesmo quando a elevação natural é viável.

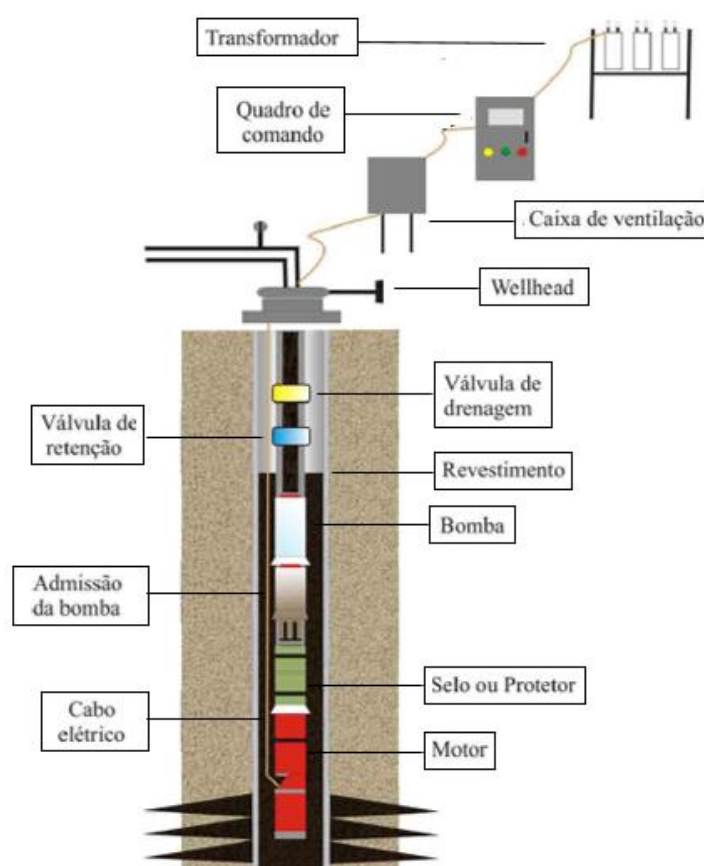
O BCS (bombeio centrífugo submerso) é um método de elevação artificial utilizado e consagrado na indústria do petróleo, com aplicações em poços *onshore* e *offshore*. De acordo com Maitelli (2010), esse sistema foi criado em 1916 pelo russo Armais Arutunoff, com apenas um estágio e era utilizado para bombear água. O primeiro conjunto BCS utilizado em poço de petróleo ocorreu apenas no ano de 1926 pela empresa Phillips Petroleum.

De acordo com Ribeiro *et al.* (2005), desde a introdução do sistema BCS na indústria do petróleo, seu uso era para a produção em poços com completação seca, a maioria em poços *onshore*. Em 1994 a Petrobras se tornou pioneira mundial na utilização de uma nova concepção do sistema, que consiste no BCS com completação molhada, ou seja, a árvore de natal não está mais na plataforma e sim no leito marinho. Esse novo conceito foi chamado de Bombeio Centrífugo Submerso Submarino ou simplesmente BCSS. Devido aos excelentes resultados desse novo sistema, a empresa traçou novos alvos para essa tecnologia, que seria a produção em águas profundas e com grandes distâncias entre a cabeça do poço e a plataforma, também obtendo ótimos resultados. Dessa maneira, o sistema BCS passou a ser um dos métodos de elevação artificial mais utilizados em todo o mundo, devido à sua elevada capacidade de bombeio e ao sucesso de sua aplicação em poços *offshore*.

2.1 COMPONENTES DE SUPERFÍCIE E DE SUBSUPERFÍCIE

O princípio de funcionamento deste sistema consiste na utilização de um motor de subsuperfície que transforma energia elétrica em energia mecânica transmitida a uma bomba centrífuga. Na bomba, a energia mecânica é transmitida para o fluido sob a forma de pressão e velocidade ou ambas, convertendo assim potência elétrica em altura de elevação (*head*), possibilitando o deslocamento do fluido até a plataforma ou a unidade de pré-processamento. O sistema BCS e seus principais equipamentos estão representados na Figura 2.

Figura 2 – Sistema BCS e seus equipamentos.



Fonte: Batista (2009).

Os diversos componentes do sistema são divididos em equipamentos de superfície e subsuperfície. Como os principais equipamentos de superfície tem-se: quadros de comando, transformador e caixa de ventilação, e segundo

Batista (2009) suas funções principais são:

- Transformador – tem o objetivo de transformar a tensão da rede elétrica na tensão nominal requerida pelo motor, acrescida das perdas no cabo;
- Quadros de comando – tem a finalidade de controlar e operar com segurança os equipamentos de fundo. Os quadros de comando estão divididos em dois compartimentos, média tensão e baixa tensão;
- Caixa de ventilação – instalado entre o poço e o quadro de comando com a finalidade de ventilar o cabo elétrico trifásico. Pois, pode ocorrer a migração do gás encontrado no fluido de produção pelo interior do cabo.

Já as componentes de subsuperfície, e suas funções principais são destacados na continuação:

- Cabo elétrico – tem a função primordial de transmitir a energia elétrica da superfície até o motor;
- Motor elétrico – tem a função de transformar a energia elétrica provida do cabo elétrico em energia mecânica, na qual essa energia é transmitida para a bomba por meio de um eixo que liga ambos. Os motores são projetados para trabalhar em condições severas de temperatura. Sendo que para suportar isso, esses motores possuem um óleo mineral para garantir o isolamento elétrico, a lubrificação dos mancais e o resfriamento do motor;
- Protetor ou selo – instalado entre o motor e a admissão da bomba. Com as funções de conectar os eixos do motor e da bomba, suportar esforços axiais da bomba, evitar a contaminação do óleo contido no motor pelo fluido produzido e prover o volume necessário para a expansão do óleo do motor devido ao seu aquecimento;
- Separador de gás – localizado na parte inferior da bomba e tem a função de separar a fase gás do fluido, devido a bomba centrífuga não ser eficiente na presença de gás. A utilização deste equipamento depende do volume de gás livre a ser separado;
- Bomba centrífuga – é constituída por unidades distintas chamadas estágios, na qual cada apresenta um impelidor e um difusor.

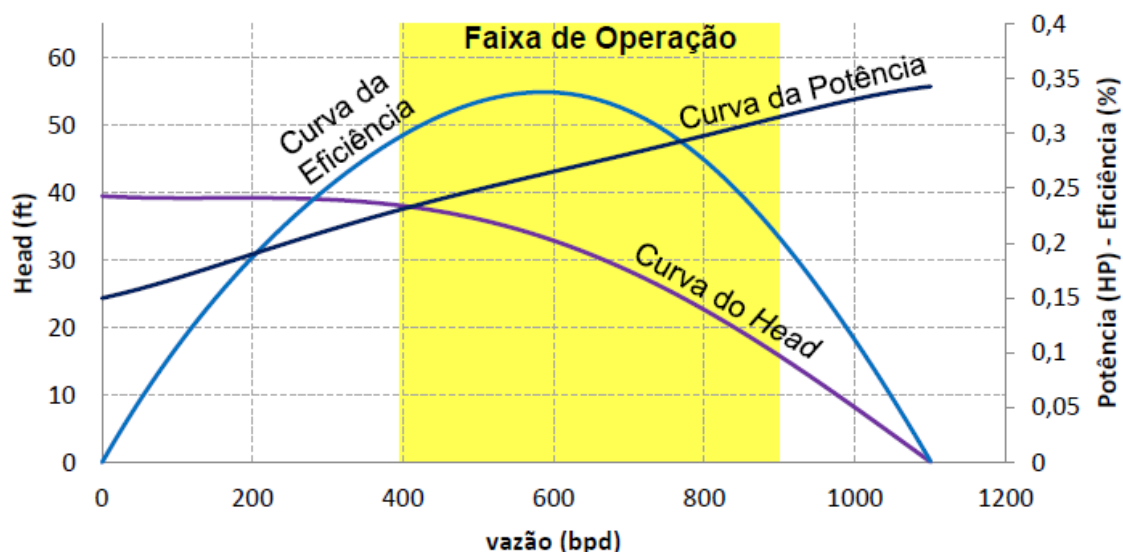
Primeiramente o fluido passa pelo impelidor, que ao girar cria um campo centrífugo causando assim um aumento da velocidade e pressão do fluido. Posteriormente, o fluido escoar pelo difusor, onde ocorre uma queda de velocidade e aumento de pressão devido ao aumento progressivo na área de escoamento. Desta forma, cada estágio adiciona um incremento de pressão no fluido para que ele possa chegar a superfície, ou seja, vencer a contrapressão da coluna;

- Válvula de retenção – utilizado para manter a coluna de produção cheia de fluido quando o conjunto de fundo é desligado. Caso não seja utilizado, o fluido acaba retornando, causando uma rotação contrária no eixo da bomba. Quando o conjunto é ligado durante este período provoca um torque excessivo no eixo, podendo ocasionar numa ruptura do mesmo;
- Válvula de drenagem – permite a drenagem do fluido da coluna para o espaço anular. Deste modo, evita o derramamento de fluido quando a coluna de produção é retirada;
- Sensores de pressão e temperatura de fundo – enviam informações do conjunto de fundo para a superfície. Essas informações são enviadas através do cabo elétrico.

2.2 CURVAS DA BOMBA CENTRÍFUGA

Os fabricantes do sistema de bombeio centrífugo disponibilizam as curvas de performance de cada bomba para o consumidor, Figura 3. As curvas são obtidas utilizando água, logo devem ser corrigidas quando aplicadas para bombear outros fluidos. Estas curvas permitem relacionar vazão, *head*, potência e eficiência da bomba, e são utilizadas para especificar o número de estágios necessários para obter uma determinada capacidade de bombeio.

Figura 3 – Representação das curvas características cedida pelos fabricantes.



Fonte: Batista (2009).

Segundo Mattos (2008), o *head* (altura de elevação) é a energia por unidade de massa que a bomba tem condições de fornecer ao fluido para uma determinada vazão. Esta característica possui o nome de altura manométrica do sistema, o qual é uma função da altura estática de elevação do fluido, da diferença de pressões entre a sucção e a descarga da bomba e de possíveis perdas do sistema. A potência absorvida pela bomba (POT_{abs}) é correlacionada com a vazão Q , o *head* H , a massa específica ρ e a eficiência η do sistema mediante. Na qual, o produto ρQH representa a potência transmitida da bomba para o fluido.

$$POT_{abs} = \frac{\rho QH}{\eta}. \quad (1)$$

Baseado na curva de eficiência de cada bomba, calcula-se a vazão para o melhor ponto de eficiência (Q_{bep}), *bep* – *best efficiency point*, e o valor de *head* também para a melhor eficiência (H_{bep}). Existem alguns fatores, como mudança de rotação, natureza do fluido e cavitação, modificam as curvas características. A mudança de rotação pode ser corrigida pelas leis de afinidade e o efeito da natureza do fluido através da aplicação de alguns fatores de correção.

Os sistemas BCS apresentam diâmetros do revestimento e da bomba diferentes, que atendem uma faixa de operação da bomba. Entretanto, para otimizar a elevação dos fluidos e o *head* fornecido pela bomba, deve-se utilizar um sistema BCS com maior diâmetro, tornando assim necessário a utilização de revestimentos com maiores diâmetros. A (Tabela 1) apresenta alguns diâmetros comuns do revestimento e da bomba do sistema BCS, e a faixa de vazão que cada tamanho suporta.

Tabela 1 – Diâmetros e vazões típicas do sistema BCS operando com 60 Hz (3.500 rpm).

Diâmetro do revestimento, in. (mm)	Diâmetro da bomba, in. (mm)*	Vazão mínima, bbl/d (m ³ /d)**	Vazão máxima, bbl/d (m ³ /d)**
4 1/2 (114,3)	3 3/8 (85,7)	550 (87,44)	3.100 (492,86)
5 1/2 (139,7)	4 (101,6)	650 (103,34)	6.800 (1081,11)
6 5/8 (168,3)	5 1/8 (130,2)	750 (119,24)	12.000 (1907,85)
7 (177,8)	5 3/8 (136,5)	900 (143,09)	18.400 (2925,37)
7 5/8 (193,7)	5 5/8 (142,9)	9.500 (1510,38)	24.000 (3815,70)
8 5/8 (219,1)	6 3/4 (171,5)	5.000 (794,94)	46.000 (7313,42)
10 3/4 (273,0)	8 3/4 (222,3)	10.300 (1637,57)	32.200 (5199,39)
13 3/8 (339,8)	10 1/4 (260,4)	19.200 (3052,56)	58.900 (9364,35)

* Este é o diâmetro nominal da bomba e não necessariamente o diâmetro máximo do BCS.

** Estas vazões são baseadas na operação da BCS de 60 Hz (3.500 rpm).

Fonte: Batista (2009).

2.3 VANTAGENS E DESVANTAGENS

De acordo com Almeida (2011) e Takács (2009), podem-se citar como vantagens

- Flexibilidade – trabalha em range de baixas e altas vazões;
- Ideal para produzir a elevadas vazões a partir de profundidades médias;
- A eficiência energética é relativamente alta cerca de 50% para os sistemas de produção mais de 1.000 bpd (*barris por dia*);
- Não possui partes móveis na superfície;
- Pode ser usado em locais urbanos, pois, os equipamentos de superfície necessitam de um espaço mínimo;
- Bem adaptado ao ambiente *offshore* por causa da exigência do espaço reduzido;

- Automação, supervisão e controle relativamente simples;
- Requer pouca manutenção, desde que a instalação tenha sido corretamente projetada e operada;
- Os vazamentos na superfície são mínimos, não poluindo assim, o meio ambiente;
- A corrosão nestes sistemas é relativamente fácil de solucionar;
- Aplicável em poços desviados e horizontais;
- Aplicável a poços com alta razão água óleo;

e como desvantagens

- Alto custo inicial;
- Menor eficácia para óleos pesados;
- Sensível à presença de sólidos e gás;
- Temperatura (possível degradação de algum equipamento como, cabo elétrico);
- Para poços dotados de ANM convencionais, requer a retirada de toda coluna de produção para o reparo de qualquer equipamento do conjunto de fundo;
- Reparo em equipamento de conjunto de fundo implica na parada da produção;
- Requer fonte de energia estável e segura;
- Aquecimento elevado do motor elétrico.

Segundo Maitelli (2010), as maiores dificuldades na utilização do sistema BCS ocorrem quando na presença de grandes quantidades de areia, alta razão gás-líquido, temperaturas de fundo muito altas e o tempo médio entre falhas, devido à dificuldade dos processos de troca ou reparo do sistema. Sendo que, dessas dificuldades as que mais se destacam são a alta razão gás-líquido e os problemas relacionados aos processos de troca ou reparo do equipamento.

2.3.1 Presença de gás e separadores de gás

De acordo com Araújo (2015), a presença da fase gás livre na sucção da bomba afeta de maneira significativa o desempenho das bombas centrífugas, provocando problemas como o *surging*, *gas locking* e até mesmo a diminuição do *head* da bomba. No *surging* ocorre à redução da capacidade de bombeamento, já com o aumento na quantidade de gás ocorre o fenômeno de *gas locking*, que provoca o bloqueio total e conseqüentemente a parada do bombeamento. Outro problema relacionado a quantidade de gás é o aquecimento elevado do motor elétrico, pois a fase gás é menos eficiente na troca calor do que a fase líquida. A fase gás tende a reter o calor dissipado pelo motor, reduzindo sua eficiência e o tempo médio entre falhas. Desta maneira, é necessário a utilização de separadores de gás para evitar os problemas decorrentes da presença de altas quantidades de gás livre. Este equipamento é instalado entre o selo do motor e a bomba, e pode ser do tipo rotatório ou estacionário. De acordo com Takacs (2009), a solução mais simples para sistemas BCS convencionais é a utilização do separador de gás estacionário de fluxo reverso, demonstrado na Figura 4. Neste separador, que funciona pela ação da gravidade, a fase gás, menos densa, é direcionada para o anular formado pela coluna de produção com a coluna de revestimento, enquanto a fase líquida, mais densa, segue para a sucção da bomba. A utilização deste tipo de separador é próprio para óleos com baixa a moderada quantidade de gás.

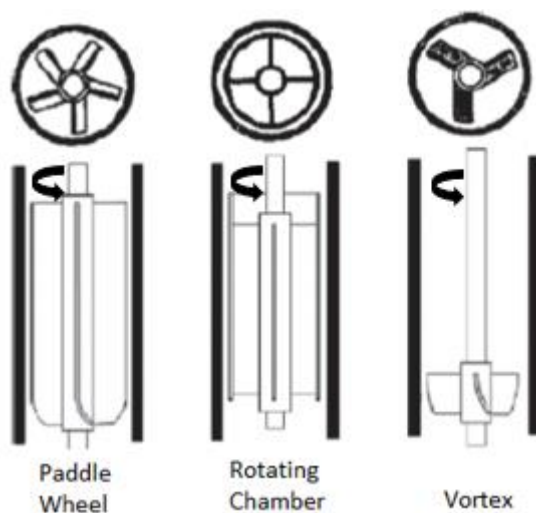
Figura 4 – Separador de gás estacionário de fluxo inverso.



Fonte: Takacs (2009).

Já no separador de gás rotativo os fluidos são separados quando submetidos a altas velocidades. A fase líquida se concentra na parede mais externa do separador, enquanto a fase gás fica próximo ao eixo do separador. Um dispositivo de passagem direciona o gás para o anular, enquanto a fase líquida segue em direção a bomba. As principais configurações são mostradas na Figura 5. Esses sistemas podem ser utilizados para altas quantidades de gás e atingem uma eficiência de até 80%.

Figura 5 – Tipos de separadores de gás rotativo.



Fonte: Takacs (2009).

2.3.2 Tempo médio entre falhas

De acordo com Nico (2007), o principal indicador para medição de custos é o tempo médio entre falhas ou *Mean Time Between Failures* (MTBF), que consiste no tempo médio decorrido desde o momento de entrada em operação até o momento em que ocorre uma falha. Para o sistema BCS a média mundial é de aproximadamente dois anos.

Os custos e riscos envolvidos para os sistemas de BCSS no fundo do poço ligados a uma ANM ainda são muito altos tornando o método em alguns casos, inviável economicamente. Grandes dificuldades são encontradas quando intervenções para troca ou reparo são necessárias. Este problema acarreta um significativo tempo de parada da produção. Os altos custos associados às operações de manutenção e o longo tempo médio para reparo motivaram a busca de soluções alternativas que visão à garantia do escoamento da produção com redução das intervenções nos poços produtores.

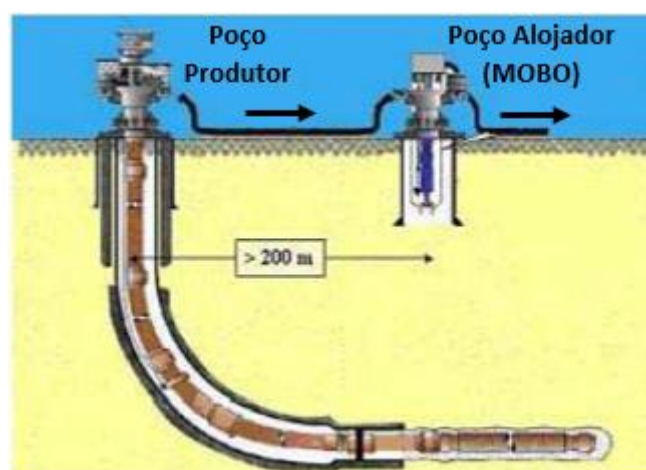
A solução encontrada para resolver os problemas com manutenção e troca do equipamento, sem a necessidade de remoção da coluna de produção reduzindo os altos custos associados a esses processos, foi instalar o sistema de bombeio no leito marinho, à jusante da cabeça de produção. Duas propostas atendendo esta configuração são destacadas, o módulo de bombeio

(MOBO) e o bombeio centrífugo submerso submarino em skid (S-BCSS).

2.4 MÓDULO DE BOMBEIO – MOBO

De acordo com Urban *et al.* (2015), o primeiro sistema alternativo é conhecido pela sigla MOBO que significa módulo de bombeio. A bomba é instalada em um poço auxiliar no leito marinho, de aproximadamente 100 m de profundidade, à jusante da cabeça do poço produtor, como demonstrado na Figura 6.

Figura 6 – Módulo de bombeio (MOBO) instalado no leito submarino em um poço alojador à jusante da cabeça do poço produtor.



Fonte: Rodrigues *et al.* (2005).

O sistema é alojado em uma Base Adaptadora de Bombeio (BAB), a qual permite fazer as conexões presentes no sistema (Figura 7). Este equipamento também possui painel para controle via ROV capaz de acionar válvulas para travamento, destravamento e *hot stab* para teste de vedação de anéis. (NICO, 2007).

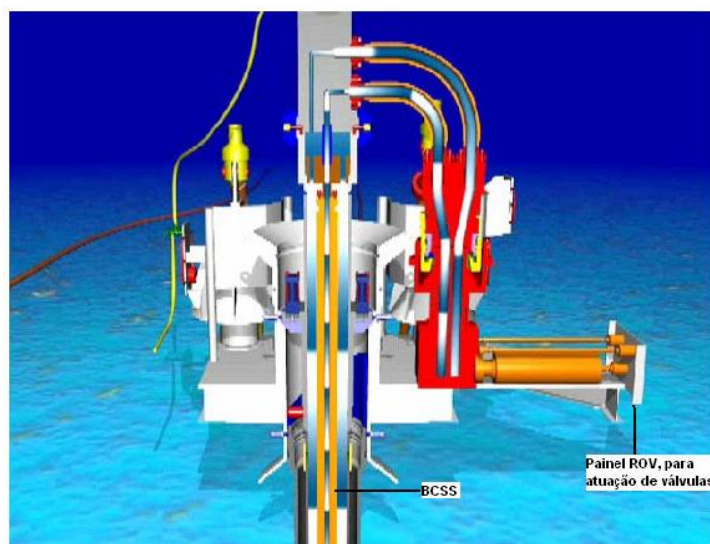
Figura 7 – Base Adaptadora de Bombeio.



Fonte: Colodette *et al.* (2007).

O MOBO pode ser instalado por uma coluna de *drill pipe* ou por cabos. Este sistema possui um sistema de *by-pass*, com o objetivo de manter a produção durante a manutenção da bomba, juntamente com um painel de controle para ROV, com a função de gerenciar as válvulas, como é demonstrado na Figura 8.

Figura 8 – Conjunto Módulo de bombeio e base, com destaque para o painel de ROV.



Fonte: Rodrigues *et al.* (2005).

Conforme já comentado, como o conjunto se encontra em um poço auxiliar, as operações de manutenção de qualquer componente do sistema de bombeio é realizado sem a necessidade da retirada da coluna de produção do

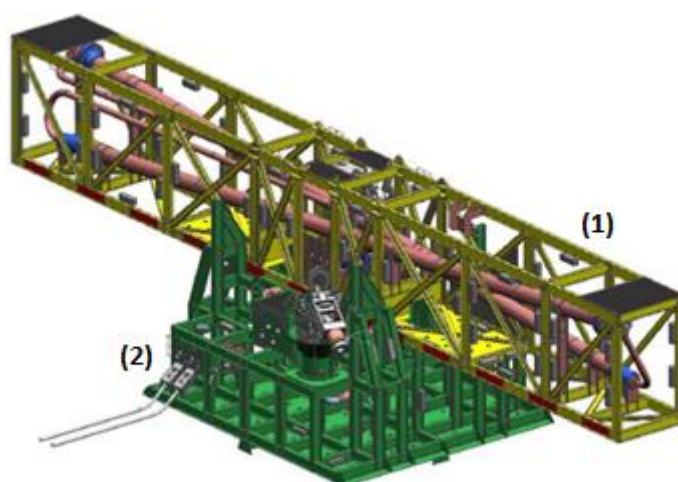
poço produtor, isso permite a redução dos custos com *workover* durante os processos de manutenção e troca do equipamento. Este sistema viabiliza o uso de conjuntos de maior potência e maior diâmetro, sem a necessidade de aumentar o diâmetro do poço produtor. Em contrapartida, como as pressões na admissão da bomba são baixas, o teor de gás é elevado, apresentando dificuldades relacionadas ao controle do escoamento bifásico e do nível de líquido no interior do poço auxiliar.

2.5 BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO SUBMARINO EM SKID – S-BCSS

O S-BCSS é um sistema alternativo ao BCSS convencional e ao Módulo de Bombeio (MOBO), buscando superar as dificuldades encontradas nesses dois sistemas. Nesta proposta, a bomba fica diretamente alocada no leito submarino e o poço falso, necessário no sistema MOBO, é dispensado.

Os principais componentes do S-BCSS são o suporte do conjunto de bombeio (ou *flowbase*) e o módulo de bombeio propriamente dito, ambos representados na Figura 9.

Figura 9 – Representação esquemática do S-BCSS: (1) - módulo de bombeio e (2) - *flowbase*.



Fonte: Tarcha *et al.* (2015).

Segundo Roberto *et al.* (2013), o projeto do componente *flowbase*

permite que ele seja instalado e recuperado independentemente do módulo de bombeio. O *flowbase* possui um módulo de *bypass* para manter a produção durante a intervenção no módulo de bomba. Este sistema é composto por conectores verticais (VCM – *Vertical Conectors Module*), atuadores hidráulicos para abertura e fechamento em caso de falhas, painel de controle via ROV, linhas de produção, conectores de umbilicais (UTM – *Umbilical Termination Module*) e ferramenta de instalação. O *flowbase* está representado na Figura 10.

Figura 10 – Na esquerda é a representação do *flowbase* e na direita é o mesmo desenvolvido para instalação no campo de Espadarte.



Fonte: Roberto *et al.* (2013).

O módulo de bombeio é composto por dois conjuntos motor/bomba montados no interior de tubos metálicos, denominados de cápsulas, com configuração em “X” para otimizar o uso do espaço, inclinação de 5° em relação ao plano horizontal e conectadas em série, conforme representado na Figura 11. As cápsulas possuem a função de alojar e isolar o conjunto motor/bomba do meio externo. Este conjunto possui um sistema de monitoramento instalado na segunda bomba. O sistema de monitoramento é composto por sensores de pressão na admissão e na descarga, temperatura do motor e sensores de vibração estruturais, onde a resposta de todos os sensores é enviada para a unidade de produção através de um cabo de alimentação. Devido a isto, o primeiro conjunto de bomba possui comprimento de 19,40 metros enquanto o segundo conjunto possui 20,10 metros. (ROBERTO *et al.*, 2013)

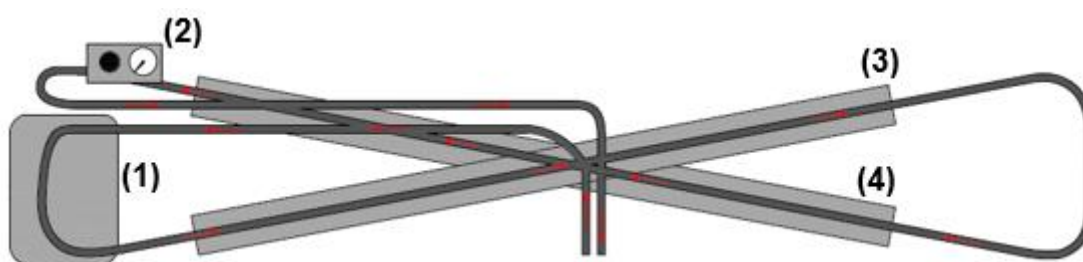
Figura 11 – Representação esquemática do módulo de bombeio (esquerda) e o desenvolvido para o campo de Espadarte (direita).



Fonte: Roberto *et al.* (2013).

Na Figura 12, pode-se observar a direção do fluxo no interior do módulo de bombeio. O fluido produzido passa pelo homogeneizador que possui a função de misturar as fases líquida e gás e assim, diminuir o tamanho das bolhas de gás que seriam prejudiciais para o sistema. Em seguida, o fluido passa pelas BCS's com configuração em "X" e por fim, passa pelo sistema de monitoramento antes de ser impulsionado para a superfície. Além das duas cápsulas (tubos metálicos) mencionadas tem-se o conector hidráulico, painel de controle via ROV e linhas de produção.

Figura 12 – Direção do fluxo dentro no módulo de bombeio e seus equipamentos internos. (1) Homogeneizador; (2) – Monitoramento; (3) – Primeiro conjunto motor/bomba; e (4) – Segundo conjunto motor/bomba.

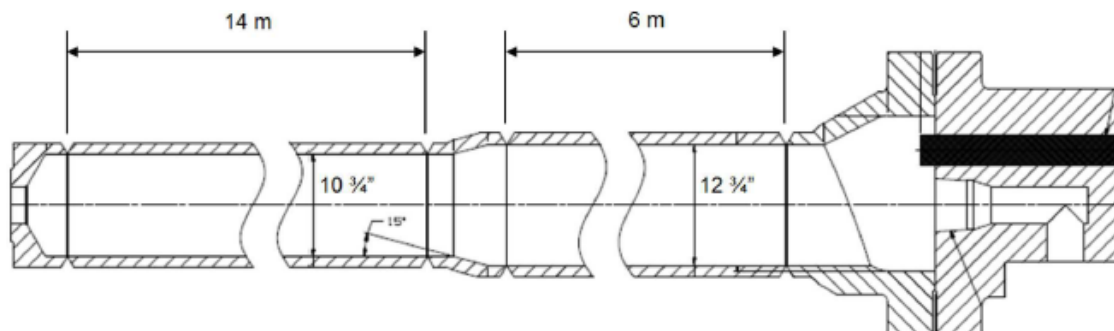


Fonte: Adaptado de Tarcha *et al.* (2015).

A cápsula (tubo metálico) que abriga o conjunto motor/bomba, representada pela Figura 13, é formado por duas regiões. A primeira região com 14 metros de comprimento e diâmetro menor ($10 \frac{3}{4}$ polegadas), que tem a finalidade de aumentar a velocidade do fluido em torno do motor, facilitando seu resfriamento e eliminando a necessidade do selo protetor após o motor. A

segunda região com 6 metros de comprimento e diâmetro maior (12 ¾ polegadas), possui a finalidade de acomodar uma bomba maior para fornecer altas vazões.

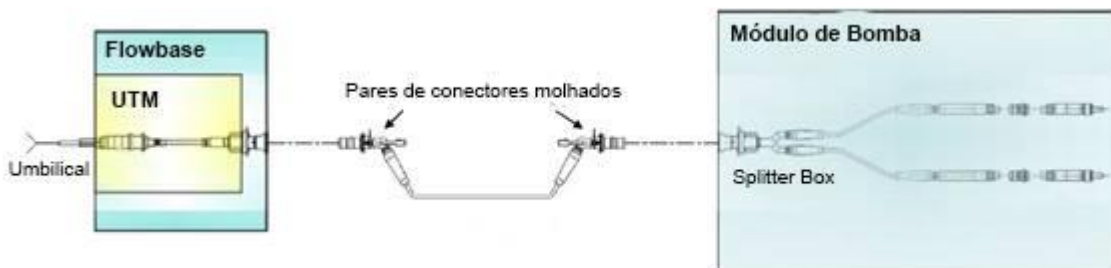
Figura 13 – Representação esquemática da cápsula.



Fonte: Tarcha *et al.* (2015).

Segundo Roberto *et al.* (2013), o sistema de controle hidráulico do S-BCSS é compartilhado com a ANM (árvore de natal molhada), distantes aproximadamente 250 metros, por um cabo umbilical. Já para o sistema de fornecimento de energia elétrica para as bombas, um cabo umbilical proveniente da unidade de produção é conectado diretamente ao sistema S-BCSS. Figura 14 é uma representação esquemática do sistema de energia elétrica do S-BCSS. O cabo umbilical, com energia elétrica, é conectado ao *flowbase* através do UTM. O *flowbase* e o módulo de bombeio são interligados através de conectores externos, e por fim a energia elétrica chega até o módulo de bombeio passando pelo *splitter box*, que possui a finalidade de dividir a energia elétrica em dois circuitos independentes para cada motor da bomba.

Figura 14 – Representação esquemática do sistema de energia elétrica do S-BCSS.



Fonte: Roberto *et al.* (2013).

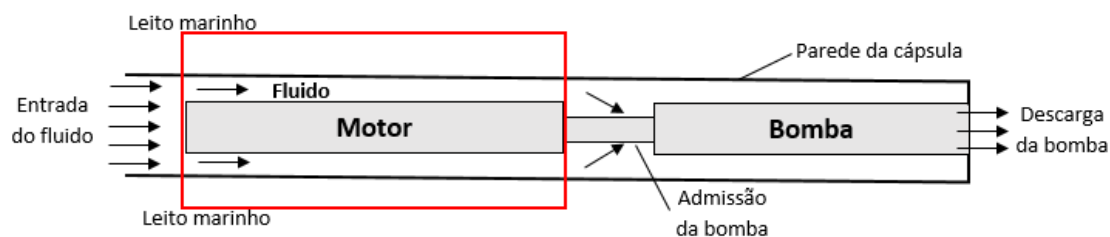
Segundo Tarcha *et al.* (2015), as principais vantagens oferecidas pelo S-

BCSS são: facilidade e menores custos das operações de instalação e manutenção da bomba, devido ao sistema estar fora do poço; praticamente sem perda de produção por ter duas bombas em série, quando ocorre alguma intervenção em uma das bombas a outra continua a produzir; e este sistema pode trabalhar com intervenções de ROV. Por outro lado, a principal desvantagem deste sistema é que, sua utilização é recomendada para produzir com uma fração de gás de 35%, valor inferior a suportada pelo MOBO, que é de 40%. A produção com alta concentração de gás tem provocado problemas nas bombas reduzindo seu tempo médio entre falhas.

Os problemas identificados estão associados ao fenômeno de *gas lock* caracterizado pela passagem de grandes frações de gás em bombas convencionais que passam a operar em condições não ideais (LIMA, 2014). Este teor de gás pode comprometer a eficiência de resfriamento do motor elétrico originando seu aquecimento, reduzindo ainda mais o tempo médio entre falhas.

Portanto, o objetivo do trabalho é analisar o processo de resfriamento do motor considerando a turbulência e a transferência de calor por convecção. O domínio considerado é o espaço anular existente entre o motor elétrico e a parede da cápsula, conforme destacado na Figura 15. Como o conjunto se encontra no leito marinho, a temperatura externa é igual à água do mar. O fluido que escoa pelo anular é o óleo produzido, que mesmo a temperatura elevada é ainda menor que a do motor elétrico. Logo, a transferência de calor ocorre do motor para o fluido produzido e deste para a cápsula em contato com a água do mar. Maiores detalhes do problema são discutidos na seção §5.1.

Figura 15 – Representação do conjunto motor/bomba de uma das cápsulas do sistema S-BCSS, destacando a região de interesse em vermelho.



3 TURBULÊNCIA EM ESPAÇOS ANULARES

Como destacado no capítulo 2, o fluido produzido pelo sistema S-BCSS escoava no espaço anular entre a cápsula e o conjunto motor/bomba. Este escoamento apresenta altas velocidades e se desenvolve no interior de um espaço reduzido, desta forma este fenômeno apresenta um estado energético elevado, alcançando assim o regime turbulento. Este capítulo é importante para compreender melhor o fenômeno de turbulência em espaços anulares que ocorre no processo de produção de fluidos do sistema S-BCSS.

Estado turbulento é entendido como um escoamento com estado energético elevado, possuindo energia superior ao estado de menor nível energético, ou seja, o escoamento laminar. Esta energia adicional faz com que escoamentos turbulentos apresentem estruturas como, vórtices e movimento randômicos do fluido. Portanto, as partículas deste escoamento apresentam trajetórias irregulares e com movimentos aleatórios, produzindo transferência de quantidade de movimento mais intensa entre regiões de massa líquida (SOARES e SILVEIRA, 2014). Entre todas as características do estado turbulento destaca-se as mais importantes (SILVEIRA, 2006).

- **Irregularidade:** o escoamento turbulento apresenta um estado caótico das partículas, no âmbito macroscópico. Portanto, a tentativa de prever o comportamento em tal estado necessita de tratamento estatístico;
- **Alta difusibilidade:** no regime turbulento, tem-se a presença de flutuações térmicas e de concentração, o que cria fortes e numerosos gradientes locais, tornando o processo de difusão molecular mais eficiente, assim intensificando a mistura;
- **Ocorrência em altos números de Reynolds:** os efeitos convectivos são amplificadores de perturbações e causadores de instabilidades, e os efeitos difusivos amenizam as perturbações e inibem instabilidades. O número de Reynolds é definido como a razão entre os efeitos convectivos e os efeitos difusivos. Logo, para atingir o estado turbulento, os efeitos convectivos devem se sobrepor aos efeitos difusivos, resultando em altos números de Reynolds;

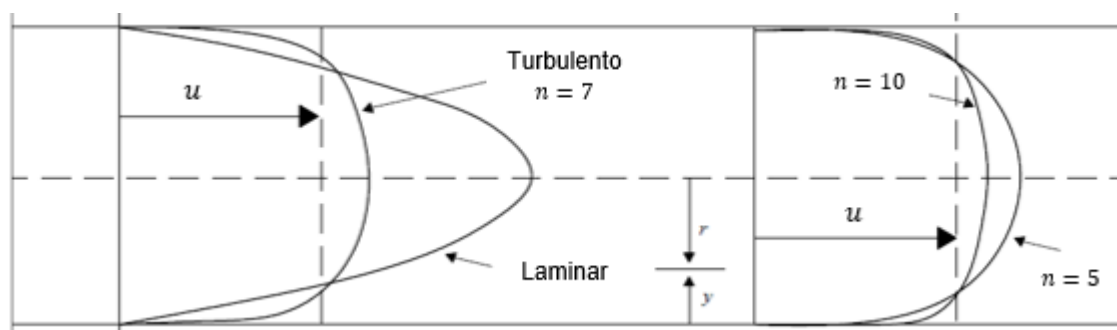
- **Estruturas tridimensionais de vorticidade:** a turbulência é um fenômeno de natureza tridimensional, na qual as estruturas de vorticidade são vórtices que se prolongam no espaço;
- **Fenômeno altamente dissipativo:** em regime turbulento completamente desenvolvido toda a energia injetada no escoamento deve dissipar sobre o espectro de turbilhões até as frequências dissipativas. Portanto, para se manter um escoamento turbulento é necessário fornecer energia continuamente, caso contrário, entra-se em regime de turbulência de decaimento;
- **Fenômeno imprevisível:** característica relativa à incapacidade de reproduzir ou repetir um dado experimento. O escoamento turbulento apresenta, pelos efeitos não lineares, uma alta capacidade de amplificação de pequenos erros, conduzindo a resultado completamente diferentes;
- **Múltiplas escalas:** no escoamento turbulento se evidencia múltiplas escalas das estruturas turbulentas. Este fenômeno ocorre, devido as grandes estruturas serem formadas por um conjunto de estruturas semelhantes em um nível de escala menor. Que por sua vez, também são formadas por estruturas ainda menores, e assim por diante, até as menores estruturas possíveis em um meio contínuo.

Antes de estudar o fluxo em anulares, é apresentado o escoamento em tubos o qual permite evidenciar as características turbulentas, comparando o perfil de velocidade laminar e turbulento na região desenvolvida. O escoamento é dito desenvolvido quando não há mais variações no perfil de velocidade na direção axial. O perfil de velocidade laminar possui um formato parabólico variando com o raio, enquanto que o perfil de velocidade turbulento tem variação pouco acentuada significando que quanto mais turbulento o escoamento for, maior a troca de quantidade de movimento e, por conseguinte, menores os gradientes de velocidade (Fox e McDonald, 2001). A relação empírica denominada lei de potência, representada pela equação (2) sendo n função do número de Reynolds, traduz este comportamento turbulento.

$$\frac{\bar{u}}{u_{max}} = \left(\frac{y}{R}\right)^{1/n} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n}, \quad (2)$$

onde \bar{u} é a velocidade média, u_{max} é a velocidade máxima que ocorre na linha de centro, R é o raio da tubulação, r é a posição radial e y é a distância medida da parede tal que $y = R - r$. Como pode-se observar na Figura 16, quanto maior o valor de n , maior é o gradiente próximo a parede e maior é o achatamento do perfil, portanto maior a turbulência do escoamento.

Figura 16 – Formatos dos perfis de velocidade laminar e turbulento de um escoamento desenvolvido.



Fonte: Adaptado de Rodrigues (2010).

O número de Reynolds (Re), que permite avaliar se o escoamento é laminar ou turbulento, é a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas, equação (3).

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu}, \quad (3)$$

em que ρ é a massa específica do fluido, \bar{u} a velocidade média do fluido na região anular, D o diâmetro (diâmetro hidráulico, D_h , diferença entre o diâmetro externo e interno) e μ a viscosidade do fluido. Quando o escoamento é no interior de uma tubulação, o número de Reynolds tem valores conhecidos na literatura que indicam quando o fluxo é laminar ou turbulento. Quando se trata de regiões anulares esta informação é escassa.

O estudo da turbulência apresenta desafios formidáveis. É uma área de estudo ainda em aberto tanto no que tange ao tratamento numérico quanto à modelagem matemática propriamente dita.

No âmbito da simulação numérica, segundo Rezende (2009), a modelagem da turbulência pode ser dividida como:

1. Simulação numérica de escoamentos turbulentos via Equações Médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*): equações obtidas através de um conjunto de médias das equações de Navier-Stokes e da continuidade;
2. Simulação de Grandes Escalas (LES – *Large Eddy Simulation*): Para grandes escalas são considerados como turbilhões que contém energia e para as pequenas escalas utiliza-se modelos de sub-malha;
3. Simulação Numérica Direta (DNS – *Direct Numerical Simulation*): Onde as equações de Navier-Stokes tridimensionais e transientes são resolvidas sem modelagem, em malhas bastante refinadas com passos de tempo bem pequenos.

O comportamento turbulento pode ser descrito por modelos matemáticos com alto grau de sofisticação. Tais modelos são classificados segundo a dependência ou não do conceito de viscosidade turbulenta (μ_t). Devido a isto, são estabelecidos dois grupos principais em que torna-se necessário obter equações de transporte adicionais para o cálculo da viscosidade turbulenta ou para o fechamento alternativo das equações médias de Reynolds, sendo os dois grupos:

1. Modelos que dependem da viscosidade turbulenta: modelos sub-malha, modelos a uma equação de transporte e modelos a duas equações de transporte;
2. Modelos que não dependem da viscosidade turbulenta: modelos das tensões de Reynolds e modelos baseados em relações algébricas.

Segundo Soares e Silveira (2014), os primeiros modelos matemáticos são baseados na viscosidade turbulenta introduzido por Boussinesq em 1877. Esta proposta relaciona as contribuições da turbulência, na transferência de quantidade de movimento linear, à taxa de deformação de escoamento médio, através da adição da viscosidade turbulenta. Desta modo, foi estabelecido uma relação entre as tensões turbulentas e os gradientes de velocidade média do

escoamento. A viscosidade turbulenta μ_t não é uma propriedade do fluido e sim do escoamento, pois depende fortemente do estado da turbulência, ou seja, pode variar significativamente de um ponto a outro no interior do escoamento e é governada pela equação (4).

$$\mu_t = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

na qual c_μ é uma constante, κ é a energia cinética turbulenta e ε é a dissipação de energia cinética turbulenta, escalares calculados através de duas equações de transporte e são denominados modelos de duas equações.

Um segundo grupo de modelos são fundamentados nas tensões de Reynolds (*Reynolds Stress Model* – RSM), não dependem da viscosidade turbulenta e são, em princípio, mais representativos. Nesta modelagem, o fluxo extra de quantidade de movimento turbulento é obtido diretamente pela solução das equações de transporte dos próprios tensores de Reynolds. O uso desta abordagem introduz novos termos que precisam ser modelados, entretanto, sem o uso da hipótese de Boussinesq nem do conceito de viscosidade turbulenta isotrópica. A maioria destes modelos, que são descritos por equações diferenciais, emprega a equação de transporte da taxa de dissipação, idêntica a usada nos modelos de duas equações. O resultado é um conjunto de equações diferenciais parciais para os tensores de Reynolds a serem resolvidas juntamente com as equações de Navier-Stokes com média de Reynolds e com a equação de conservação de massa. Para escoamentos em que as escalas de comprimento e velocidade variam significativamente com a direção, os modelos RSM tendem a fornecer resultados satisfatórios.

Segundo Silveira (2006), atualmente existe uma grande quantidade de modelos de turbulência disponíveis, mas não há nenhum modelo de turbulência que possa ser aplicado adequadamente a todos os tipos de escoamento. Além das duas abordagens comentadas, os modelos de turbulência são classificados como:

1. Modelos algébricos (zero equações);
2. Modelos a uma equação;
3. Modelos a duas equações;

4. Modelo de fechamento de momento de segunda ordem.

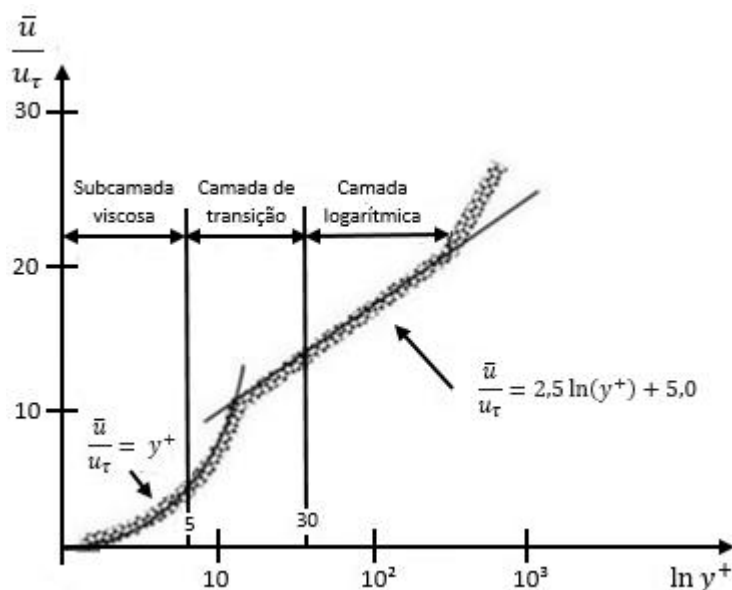
3.1 ESCOAMENTO PRÓXIMO DA PAREDE

Uma vez que a maioria dos modelos de turbulência são deduzidos para escoamentos afastados das paredes, portanto válidos nas regiões conhecidas como núcleos turbulentos, considerações são necessárias afim de tornar estes modelos utilizáveis para escoamentos limitados por paredes ou perto delas. Para escolher a forma que irá ocorrer o tratamento de parede pelo modelo de turbulência deve-se analisar o parâmetro adimensional y^+ , que representa a distância adimensional da parede, juntamente com a velocidade média \bar{u} e a velocidade de cisalhamento u_τ , conforme gráfico semilogaritmico da Figura 17.

A velocidade de cisalhamento u_τ , é definida como função da tensão de cisalhamento $\bar{\tau}$ e da massa específica do fluido ρ , representada pela equação (5).

$$u_\tau = \left(\frac{\bar{\tau}}{\rho}\right)^{1/2} \quad (5)$$

Figura 17 – Perfil de velocidades para o regime turbulento completamente desenvolvido.



Fonte: Rezende (2009).

(i) Na região muito próxima da parede, com y^+ variando entre 0 e 5 ou 7, onde os efeitos da viscosidade e a difusão molecular são predominantes, o perfil de velocidade média segue a relação viscosa linear, esta é a região chamada de **subcamada viscosa** governada por

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, \quad (6)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, u_τ é a velocidade de cisalhamento, y a distância normal à parede e μ a viscosidade do fluido.

(ii) Já a região entre $y^+ = 5$ a 7 e $y^+ = 30$ é chamada de **camada de transição** ou camada de tampão.

(iii) Para valores de $y^+ > 30$, os cisalhamentos viscoso e turbulento são ambos importantes com a predominância do turbulento. Essa região é chamada de **camada logarítmica**, sendo que y^+ desta região é representada pela equação (7).

$$\frac{\bar{u}}{u_\tau} = 2,5 \ln(y^+) + 5,0 \quad (7)$$

Para resolver os escoamentos próximos à parede foram propostas as leis de parede que são relações empíricas as quais permitem ligar as grandezas calculadas nas células vizinhas a parede e as correspondentes grandezas na parede. As leis de parede não são recomendadas para escoamentos com baixos números de Reynolds, escoamentos com presença de regiões de recirculação e com descolamento/recolamento de camada limite. Nestes casos, recomenda-se modelos adaptados a escoamentos para baixos Reynolds, integráveis até a parede. (SOARES E SILVEIRA, 2014)

Também de acordo com Fox e McDonald (2001), a tensão de cisalhamento $\bar{\tau}$, que está relacionada com a taxa de deformação no fluido, no escoamento turbulento completamente desenvolvido pode ser escrita como a soma entre a tensão de cisalhamento de Newton ($\bar{\tau}_{lam}$) com a tensão devido à troca de quantidade de movimento ($\bar{\tau}_{turb}$), equação (8).

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_{lam} + \bar{\tau}_{turb} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'}, \quad (8)$$

sendo μ a viscosidade do fluido, $\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$ o gradiente de velocidade em função da direção y , ρ a massa específica e $\overline{u'}$ e $\overline{v'}$ as flutuações dos vetores velocidade (o símbolo $'$ quer dizer flutuação) nas direções x e y , respectivamente.

3.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS EM REGIÕES ANULARES

Nas próximas duas páginas são comentados cinco trabalhos que tratam do fenômeno de turbulência em uma geometria anular. O objetivo é destacar as principais características e os modelos de turbulência mais adequados à serem utilizados.

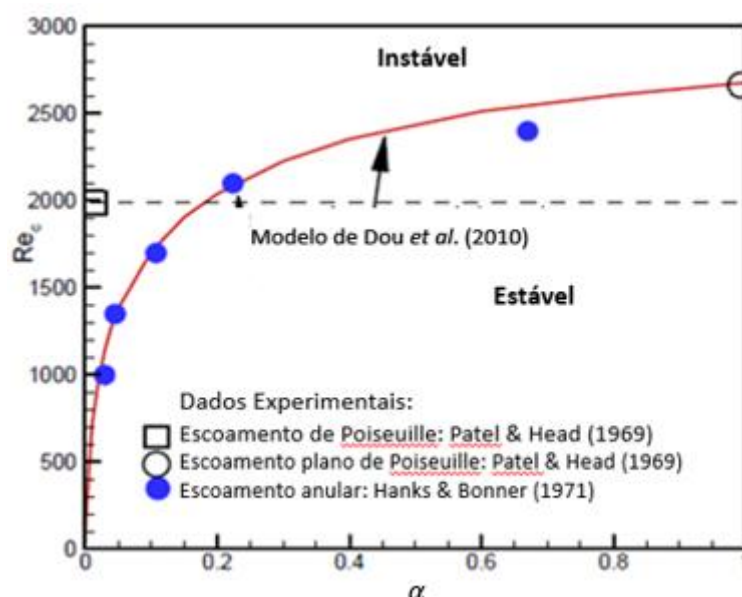
De acordo com Chung *et al.* (2002), o perfil de velocidade do escoamento turbulento em geometrias anulares concêntricas é assimétrico. O perfil apresenta um maior gradiente de velocidade perto da parede interna, quando comparado com a região perto da parede externa. Demonstrando que a turbulência tem maior intensidade perto da parede interna, logo os Reynolds de transição para a turbulência da parede interna são menores do que os da parede externa. A assimetria aumenta com a diminuição da relação de raios.

Boersma e Breugem (2011) desenvolveram um método de simulação numérica direta para um fluxo turbulento totalmente desenvolvido em geometrias anulares. Foi observado que o atrito exercido pela parede sobre o fluxo é proporcional à área de superfície e a tensão de cisalhamento na parede. Devido à pequena área de superfície do cilindro interior, o atrito exercido sobre o fluxo nessa região atinge maiores valores. Portanto, demonstra-se que a presença do cilindro interior muda drasticamente os padrões de fluxo, alcançando mais rapidamente a turbulência.

Segundo Dou *et al.* (2010), para escoamentos monofásicos em geometrias anulares o número de Reynolds crítico (Re_c) em que ocorre a transição do laminar para a turbulência ainda não é claramente conhecido,

entretanto é importante que seja determinado. Os autores propõem que o número de Reynolds crítico aumenta com o aumento da razão de raios α (raio do cilindro interno/raio do cilindro externo). Este comportamento foi previsto experimentalmente por Hanks e Bonner (1971). Os referidos autores destacam que para geometrias anulares a transição para a turbulência ocorre primeiro perto da parede interna e com o aumento do número de Reynolds, esta transição se desloca para o cilindro externo. Na Figura 18 observa-se que para razões de raios α menores que 0,18 a turbulência (região “Instável” na figura) é antecipada quando comparada com a geometria circular, o qual significa que o Re_c passa a ser menor do que 2.000 (linha tracejada na figura).

Figura 18 - Comparação do Reynolds crítico (Re_c) da transição para a turbulência e os valores experimentais para valores de α (razão de raios).



Fonte: Dou *et al.* (2010).

Khalil *et al.* (2010) investigam o fluxo de um fluido newtoniano e turbulento em torno de uma cápsula longa concêntrica com movimento axial constante no interior de um tubo. São utilizados o modelo Baldwin-Lomax (modelo algébrico), o κ - ϵ e o κ - ω (modelos de duas equações). Primeiramente foi analisado a turbulência para o anel tubular concêntrico entre a cápsula e o tubo 2D, com fluxo constante, sem e com efeito de borda. Em seguida, foi analisado a turbulência para o espaço anular 3D e com efeito da borda. Foi observado que o modelo de turbulência κ - ϵ foi o que obteve os melhores

resultados no modelo 2D e sem efeito de borda, quando comparado com os dados experimentais, seguido pelo κ - ω e o Baldwin-Lomax. Logo, esse é o modelo utilizado para os casos 2D e 3D com o efeito de borda, para prever as linhas de corrente de fluxo, a distribuição da pressão, e perfis de velocidade no desenvolvimento e regiões inteiramente desenvolvidas tanto para o tubo, quanto para o espaço anular. Além de evidenciar que o modelo de turbulência κ - ϵ é o modelo que apresenta os melhores resultados para esta geometria, também foi observado que a partir dos resultados coincidentes dos modelos 2D e 3D com o efeito de borda foi possível confirmar a validade da hipótese axi-simétrico no modelo 2D.

Mao *et al.* (2014) estudaram o escoamento turbulento na região anular do rotor de bombas centrífugas utilizando os modelos k - ϵ , RNG k - ϵ , k - ω e SST k - ω . Os valores obtidos na simulação foram comparados com dados experimentais, sendo analisados o *head* da bomba, a pressão e os vórtices. Para o *head* da bomba os modelos que tiveram maior precisão foram o SST e o κ - ω , com destaque para o primeiro. As tendências dos modelos para distribuição de pressão são muito semelhantes até a chegada dos vórtices. Porém com o aumento da vazão o campo de fluxo do rotor se torna mais uniforme e os vórtices diminuem de tamanho, sendo que o modelo RNG k - ϵ deixa de apresentar um vórtice enquanto os outros apresentaram resultados próximos.

4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM ESPAÇOS ANULARES

Conforme já comentado, o fluido produzido pelo sistema S-BCSS escoar no espaço anular entre a cápsula e o conjunto motor/bomba. Neste espaço, ocorre a transferência de calor entre o fluido que está sendo produzido e o motor que está dissipando calor. Desta maneira, este capítulo é importante para uma melhor compreensão deste fenômeno em espaços anulares que ocorre no processo de produção de fluidos do sistema S-BCSS.

Segundo Incropera *et al.* (2008), a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Portanto, sempre que existir uma disparidade de temperatura em um meio, existirá transferência de calor do sistema de maior para o de menor temperatura. O fluxo de calor termina quando os dois sistemas atingem a mesma temperatura. Os objetivos de estudos envolvendo estes fenômenos são a determinação das taxas de transferência de calor, o tempo de aquecimento ou resfriamento e a variação de temperatura.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), existem três modos de transferência de calor: condução, radiação e convecção, descritos brevemente a continuação:

- **Condução** – é a transferência de energia resultante da interação de partículas de maior energia de uma substância com partículas adjacentes com menor energia. Logo, a condução existirá em um meio estacionário, sendo ele um sólido ou um fluido, que possui um gradiente de temperatura. Sendo que, nos sólidos a condução acontece devido à combinação das vibrações das moléculas em rede, a energia é transportada por elétrons livres. Já nos fluidos, a condução ocorre devido às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios;
- **Convecção** – é o modo de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido adjacente que está em movimento, o processo envolve os efeitos combinados de condução e movimento do fluido

(advecção). Na ausência de movimento do fluido, a transferência de calor por convecção acontece por condução. Por outro lado, em um sistema com movimento do fluido, quanto maior for a intensidade desse movimento, maior será a transferência de calor por convecção. Nesta categoria tem-se a convecção natural e convecção forçada;

- **Radiação** – é a energia emitida pela matéria em forma de ondas eletromagnéticas, como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. A transferência de calor por radiação ocorre na velocidade da luz e ao contrário das anteriores, não existe a presença de um meio intermediário.

A convecção presente na análise da troca de calor no sistema de bombeio S-BCSS é o fenômeno dominante neste estudo. A transferência de calor desse sistema é realizada no sentido do motor elétrico, com maior temperatura, para o óleo sendo produzido, com menor temperatura. O óleo por sua vez troca calor com a água do mar que envolve todo o conjunto e que se encontra a uma temperatura típica de 4 °C. Portanto, ocorre o resfriamento do motor através da transferência de calor entre parede do motor (condução) / óleo (convecção) / carcaça do conjunto (condução) / água do mar (convecção).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), a transferência de calor por convecção é bastante complexo em virtude da dependência de muitas variáveis como, propriedades do fluido (viscosidade dinâmica, condutividade térmica, massa específica e calor específico), características do meio (geometria, rugosidade da superfície) e regime de escoamento (laminar ou turbulento). A lei de Newton do resfriamento, equação (9), descreve matematicamente este fenômeno relacionando a taxa de transferência de calor por convecção por unidade de área de superfície \dot{q}_{conv} (W/m²), com o coeficiente de transferência de calor por convecção h (W/m²K), e as temperaturas da superfície T_s (K) e do fluido suficientemente longe da superfície T_∞ (K).

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty). \quad (9)$$

Embora de aparência simples, a dificuldade do uso desta equação está relacionada com a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, h . Este parâmetro, por sua vez, é definido como a taxa de transferência de calor, por unidade de área, entre uma superfície sólida e um fluido e de diferença de temperatura entre eles. Uma forma de ser obtido é através da consideração da condição de não deslizamento na parede, em que o fluido em contato com um sólido adere à superfície por causa dos efeitos viscosos, portanto a camada de fluido adjacente à superfície terá a mesma velocidade que a superfície. Com isso, a transferência de calor entre a superfície sólida e a camada de fluido adjacente ocorre por condução pura, segundo Kreith e Bohn (2001), nesta camada, a taxa de transferência de calor por condução por unidade de área \dot{q}_{cond} pode ser representada pela equação (10).

$$\dot{q}_{cond} = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}, \quad (10)$$

na qual, T representa a temperatura do fluido, $(\partial T/\partial y)_{y=0}$ é o gradiente de temperatura na camada adjacente à superfície sólida, com y medido a partir da parede, e k_f é a condutividade térmica do fluido. O calor é conduzido no sentido da diminuição da temperatura, logo o gradiente de temperatura na superfície é negativo, $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right| < 0$, quando o calor é conduzido na direção positiva do eixo y . Desta forma, o sinal negativo apresentado na equação (10) garante que a transferência de calor na direção positiva de y seja positivo. Igualando os termos dos lados direitos das equações (9) e (10) e isolando o coeficiente de transferência de calor por convecção h , encontra-se a equação (11).

$$h = \frac{-k_f(\partial T/\partial y)_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (11)$$

Este coeficiente, h , varia em geral ao longo da direção do escoamento, eixo x , isto é $h(x)$, logo a taxa de transferência de calor por convecção por unidade de área \dot{q}_{conv} também apresenta variação ao longo de x , $\dot{q}_{conv}(x)$. O

que influencia fortemente essa variação é o comportamento do gradiente de temperatura na camada limite, $(\partial T/\partial y)_{y=0}$, no sentido do escoamento na direção x , pois esse parâmetro diminui com o aumento de x devido ao desenvolvimento da camada limite. Desta maneira, o coeficiente e a taxa de transferência de calor também diminuem no sentido do escoamento.

Segundo Incropera *et al.* (2008) a taxa de transferência de calor por convecção (\dot{Q}_{conv}) pode ser obtida pela integração do fluxo local ao longo da superfície A_s em contato com o fluido resultando na equação (12).

$$\dot{Q}_{conv} = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \quad (12)$$

Quando é definido um coeficiente de transferência de calor por convecção médio, \bar{h} , para toda a superfície em contato com o escoamento, a taxa de transferência de calor total por convecção também pode ser escrita em função deste valor médio como

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty). \quad (13)$$

Igualando as equações (12) e (13), observa-se que os coeficientes médio \bar{h} e local h estão relacionados por:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (14)$$

Para o caso particular de um escoamento sobre uma placa plana de comprimento L e largura l , o coeficiente local varia apenas na direção x do escoamento. A equação (14) se reduz a

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx. \quad (15)$$

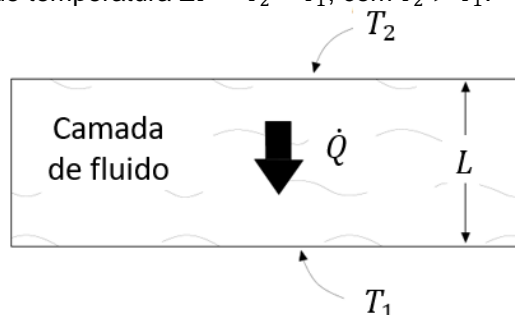
4.1 NÚMERO DE NUSSELT

O coeficiente de transferência de calor local h é melhor representado na forma adimensional mediante o número de Nusselt (Nu) definido pela equação (16) para um comprimento característico L_c .

$$Nu = \frac{hL_c}{k_f} \quad (16)$$

O número de Nusselt é também conhecido como coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção. Para a compreensão do significado físico deste parâmetro, considera-se uma camada de fluido de espessura L que apresenta uma diferença de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$, em que $T_2 > T_1$, como pode-se observar na Figura 19.

Figura 19 – Transferência de calor \dot{Q} através de uma camada de fluido de espessura L originado pela diferença de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$, com $T_2 > T_1$.



Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

Como já foi dito anteriormente, a transferência de calor através da camada de fluido ocorre por convecção \dot{q}_{conv} , quando existe movimento do fluido em relação a superfície, e por condução \dot{q}_{cond} , quando a camada de fluido está imóvel, representada respectivamente, pelas equações (17) e (18).

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (17)$$

$$\dot{q}_{cond} = k_f \frac{\Delta T}{L} \quad (18)$$

A razão entre as equações (17) e (18), resulta na definição do número de Nusselt

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k_f\Delta T/L} = \frac{hL}{k_f} = Nu \quad (19)$$

Portanto, o número de Nusselt é a comparação da importância da transferência de calor por convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda a camada. Quanto maior for o número de Nusselt, mais eficiente será a troca de calor por convecção.

Segundo Kreith e Bohn (2001), o número de Nusselt, de uma forma geral, pode ser expresso como sendo dependente da geometria, do tipo de escoamento, das propriedades do fluido, dentre outras variáveis, conforme representado na equação (20). Caso essa função F seja conhecida, ela pode ser utilizada para calcular o valor do número de Nusselt. Com isso é possível determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção h com a equação (16) e posteriormente, a taxa de transferência de calor por convecção com a equação (9).

$$Nu = F(x^*, Re, Pr), \quad (20)$$

onde x^* é a coordenada espacial adimensional na direção x do escoamento, representado pela equação (21), Re é o número de Reynolds e Pr é o número de Prandtl, destacado nas próximas seções.

$$x^* = \frac{x}{L}, \quad (21)$$

onde L é o comprimento da superfície e x é a coordenada ao longo da superfície (Figura 22). O coeficiente de transferência de calor por convecção médio \bar{h} é obtido integrando ao longo da superfície do corpo, conforme equação (15), tornando-se independente da variável espacial adimensional x^* . Assim o número de Nusselt médio \overline{Nu} é uma função apenas dos números de

Reynolds e de Prandtl, representado pela equação (22).

$$\overline{Nu} = F(Re, Pr) = \frac{\bar{h}L}{k_f} \quad (22)$$

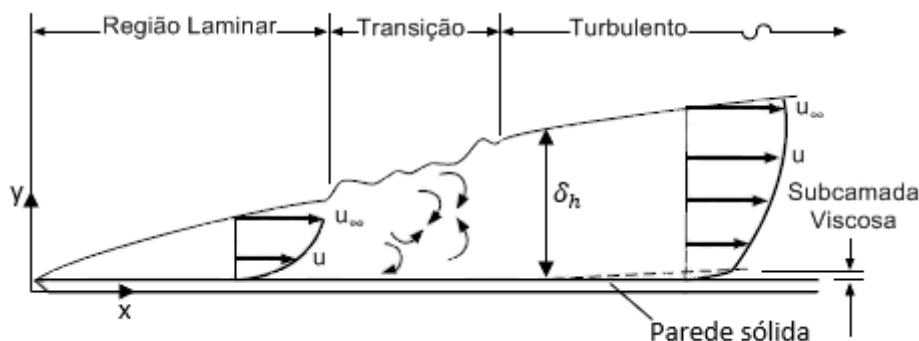
4.2 CAMADAS LIMITES

Um conceito importante para o entendimento do fenômeno de transferência de calor por convecção, é o conceito de camada limite que se manifesta nas formas hidrodinâmica, térmica e de concentração. Como o interesse neste estudo é o escoamento com transferência de calor por convecção e sem transferência de massa, apenas as camadas hidrodinâmica e térmica serão comentadas.

4.2.1 Camada limite hidrodinâmica (δ_h)

Para um melhor entendimento deste conceito é considerado o escoamento de um fluido sobre uma placa plana, como destacado na Figura 20, onde a coordenada x é ao longo do escoamento e a coordenada y é perpendicular ao mesmo. De acordo com Incropera *et al.* (2008), quando o fluido entra em contato com a superfície, a camada de fluido adjacente passa a ter velocidade igual a zero ($u = 0$) em relação a essa superfície, isso ocorre devido à condição de não deslizamento. Essas partículas atuam no processo de retardamento do movimento das camadas de fluido adjacentes, até a uma distância de $y = \delta_h$ da superfície, a partir do qual o efeito se torna desprezível, isto é $u = u_\infty$.

Figura 20 – Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica para o escoamento externo ao longo de uma placa plana.



Fonte: Adaptado de Holman (2010).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), a região delimitada por δ_h é conhecida como camada limite hidrodinâmica e reflete os efeitos viscosos. A camada limite divide o escoamento em duas regiões, uma onde os efeitos viscosos e gradientes de velocidade são significativos, e outra região de escoamento irrotacional, onde os efeitos de atrito são desprezíveis e a velocidade u permanece essencialmente constante e igual a u_∞ .

De acordo com Holman (2010), o retardamento do movimento do fluido está associado às tensões de cisalhamento que atuam em camadas de fluido paralelos à velocidade. A tensão de cisalhamento $\bar{\tau}$ obedece uma relação linear sendo proporcional ao gradiente de velocidade $\partial u / \partial y$ na parede $y = 0$ para o caso de fluido Newtoniano com viscosidade dinâmica μ (equação 23).

$$\bar{\tau} = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (23)$$

A variável importante dessa equação é a viscosidade dinâmica do fluido uma vez que ela é definida como a resistência à deformação do fluido e na maioria das vezes é-função da temperatura. Como exemplo, a viscosidade dos líquidos diminui com o aumento da temperatura, enquanto a viscosidade dos gases aumenta.

Segundo Kreith e Bohn (2001), uma maneira mais apropriada de se determinar a tensão de cisalhamento $\bar{\tau}$ na superfície consiste em relacionar essa variável com a velocidade u , conforme equação (24).

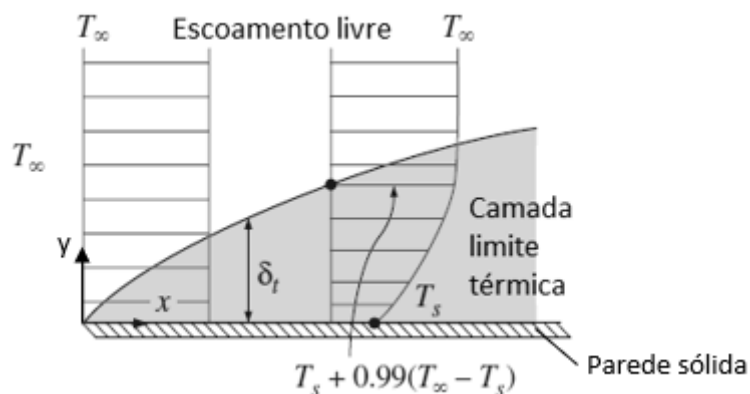
$$\bar{\tau} = C_f \frac{\rho u^2}{2}, \quad (24)$$

onde, C_f é o coeficiente de atrito adimensional, sendo que esse parâmetro varia com a posição e na maioria dos casos é determinado experimentalmente.

4.2.2 Camada limite térmica (δ_t)

A camada limite térmica δ_t também se desenvolve sobre uma superfície que se encontra a uma temperatura T_s , porém o parâmetro a ser avaliado dessa vez é a temperatura T do fluido. De acordo com Holman (2010) para que ocorra a formação da camada limite térmica as temperaturas envolvidas devem ser diferentes, como demonstrado na Figura 21.

Figura 21 – Camada limite térmica δ_t desenvolvida sobre uma placa plana com temperatura T_s , o fluido apresenta temperatura T_∞ maior do que a superfície.



Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

Como pode-se observar na figura, a fina camada de fluido adjacente a superfície (em $y = 0$), ao atingir o equilíbrio térmico assume a mesma temperatura T_s que a superfície. Essa camada de fluido troca energia com as camadas adjacentes. Portanto, a camada limite térmica se desenvolve entre as temperaturas T_s , na superfície, até T_∞ suficientemente longe da superfície.

Segundo Cengel (2002), a espessura da camada limite térmica, δ_t , é

definida com a distância em que seja obtido $0,99(T_{\infty} - T_s)$. A espessura da camada aumenta na direção do escoamento pois os efeitos de transferência de calor são sentidos a distâncias maiores à jusante da borda de ataque, $\delta_t(x)$. O formato do perfil de temperatura nessa camada define a transferência de calor por convecção entre uma superfície sólida e o fluido que escoar sobre ela.

4.3 NÚMERO DE PRANDTL

As camadas limites hidrodinâmica e térmica se desenvolvem simultaneamente em fenômenos de transferência de calor por convecção quando existe movimento do fluido. De acordo com Kreith e Bohn (2001), a espessura relativa destas duas camadas é melhor descrita através do número de Prandtl, equação (25), o qual representa a relação entre a dissipação de quantidade de movimento e de calor através do fluido.

$$Pr = \frac{\text{difusividade molecular de quantidade de movimento}}{\text{difusividade molecular térmica}} = \frac{\mu c_p}{k_f}, \quad (25)$$

onde c_p é o calor específico do fluido.

O calor se difunde muito rapidamente para $Pr \ll 1$ e muito lentamente para $Pr \gg 1$, em relação à quantidade de movimento. Como consequência números de Prandtl inferiores a 1 apresentam uma camada limite térmica mais espessa que a hidrodinâmica, e para valores superiores a 1 acontece o inverso. Valores típicos de Pr são de 0,01 para metais líquidos até 100.000 para óleos pesados, para a água é na ordem de 10.

4.4 CONVECÇÃO INTERNA FORÇADA

Neste trabalho o escoamento analisado é classificado como interno, que se desenvolve em uma região anular; de um fluido incompressível, pois trata-se de um líquido; laminar ou turbulento, a depender do número de Reynolds de

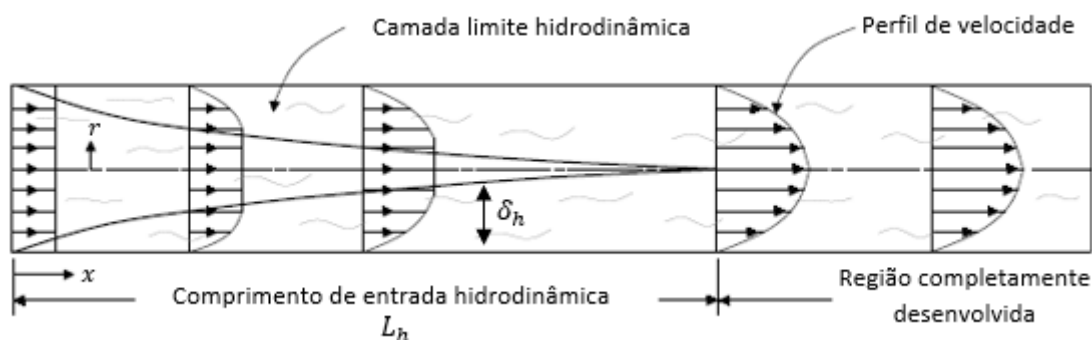
cada situação; forçado, devido ao escoamento ser impulsionado por um meio externo, nesse caso uma bomba; transiente, pois ocorre variação nos parâmetros do fluido com o tempo em um determinado ponto, isso ocorre até o escoamento se desenvolver totalmente, após isso o escoamento é dito como permanente; e pode ser tratado ainda como uni, bi ou tridimensional.

Devido a estas características, será destacado nesta seção a transferência de calor por convecção forçada interna. O escoamento interno ocorre em uma região confinada, delimitada por superfícies sólidas como um tubo, região anular e outros. As paredes, a depender da separação entre elas, restringem o completo desenvolvimento das camadas limites.

4.4.1 Considerações hidrodinâmicas

Segundo Incropera *et al.* (2008), na situação de escoamento interno laminar em um tubo circular representado pela Figura 22, quando o fluido entra em contato com a superfície, os efeitos viscosos originam o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica, a qual aumenta até sua fusão no eixo central do tubo. Deste ponto em diante o escoamento é completamente desenvolvido, mantendo um perfil de velocidade inalterado. A distância entre a entrada do tubo e o ponto onde essa condição é atingida é chamada de comprimento de entrada hidrodinâmica, L_h .

Figura 22 – Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica em um tubo para o escoamento laminar.



Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

Um parâmetro importante que influencia o desenvolvimento do escoamento é o número de Reynolds (Re) em que se inicia a transição entre do regime laminar para turbulento em tubos é de aproximadamente 2.300. Para o escoamento ser considerado plenamente turbulento, o número de Reynolds deve ser superior a 10.000. Para valores entre 2.300 e 10.000 o escoamento está no regime de transição.

De acordo com Kreith e Bohn (2001), considerando o escoamento laminar, o comprimento de entrada hidrodinâmica $L_{h,laminar}$ para um tubo de diâmetro D pode ser obtido através da equação (26).

$$L_{h,laminar} \approx 0,05 Re D, \quad (26)$$

nesta equação é considerado que o fluido entra no tubo por uma entrada convergente arredondada. Como referência, para $Re = 2.000$ tem-se que $L_{h,laminar} = 100D$.

Considerando o escoamento turbulento, o comprimento de entrada hidrodinâmica $L_{h,turbulento}$ se encontra nos limites estabelecidos pela seguinte relação.

$$10 \leq \frac{L_{h,turbulento}}{D} \leq 60 \quad (27)$$

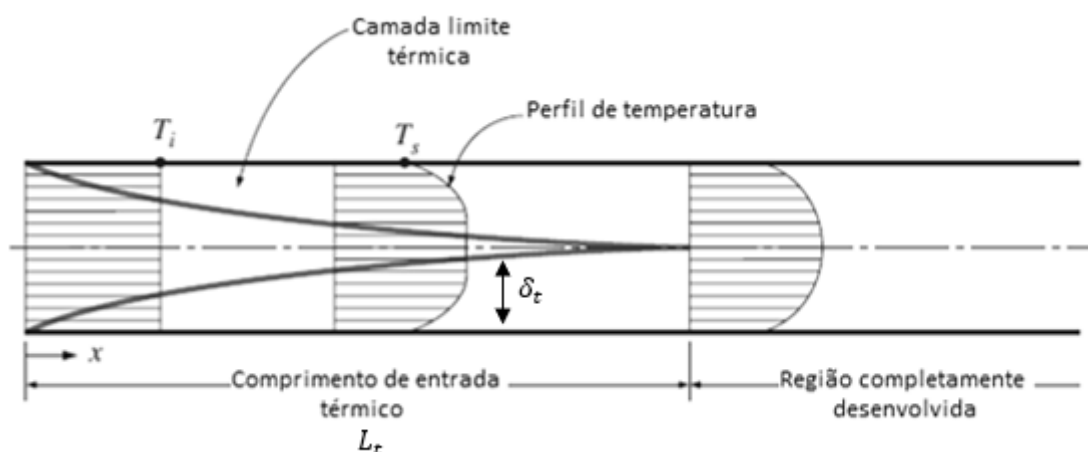
Comparando os comprimentos de entrada laminar e turbulento, verifica-se que quando o escoamento é laminar o desenvolvimento da camada é mais lenta.

4.4.2 Considerações térmicas

Segundo Incropera *et al.* (2008), quando um fluido ingressa no tubo circular de raio r com uma temperatura uniforme T_i , diferente da temperatura da superfície T_s , ocorre a transferência de calor por convecção e a formação da camada limite térmica δ_t . Como o escoamento está confinado, a camada limite

térmica se desenvolve ocorrendo a fusão no eixo central do tubo, configurando a condição de termicamente completamente desenvolvido na posição L_t . Comportamento ilustrado no processo de resfriamento na Figura 23.

Figura 23 – Desenvolvimento de uma camada limite térmica em um tubo circular, na qual está acontecendo o resfriamento do fluido.



Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

A situação ilustrada na Figura 23 alcança a condição térmica plenamente desenvolvida independente da condição de superfície do tubo ser de temperatura uniforme ou de fluxo térmico uniforme. Isso desde que o comprimento do domínio seja longo o suficiente. A forma do perfil de temperatura totalmente desenvolvido, $T(r, x)$, depende do processo ser de resfriamento ou de aquecimento do fluido, e da condição mantida na superfície, temperatura ou fluxo térmico constantes. Entretanto, em qualquer uma dessas condições, a diferença entre as temperaturas do fluido e a de entrada aumenta em direção ao sentido do escoamento.

De acordo com Kreith e Bohn (2001), o comprimento de entrada térmico para um escoamento laminar, $L_{t,laminar}$, pode ser representado através da equação (28).

$$L_{t,laminar} = 0,05 Re Pr D \quad (28)$$

Comparando os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico obtidos pelas equações (25) e (28), observa-se que a diferença é o número de

Prandtl, Pr , presente na equação (28). Portanto, quando $Pr > 1$, a camada limite hidrodinâmica desenvolve-se mais rápido do que a camada limite térmica ($L_{h,laminar} < L_{t,laminar}$), já quando $Pr < 1$ o inverso acontece ($L_{h,laminar} > L_{t,laminar}$). Por exemplo, quando se trabalha com fluidos que possuem o número de Prandtl muito elevado, tais como óleos ($Pr \geq 100$), a camada limite hidrodinâmica é muito menor do que a camada limite térmica, desta forma pode-se admitir um perfil de velocidade totalmente desenvolvido ao longo de quase toda geometria.

Já para escoamentos turbulentos, o comprimento de entrada térmico é praticamente independente dos números de Reynolds e de Prandtl, e através de uma aproximação pode ser representado pela equação (29).

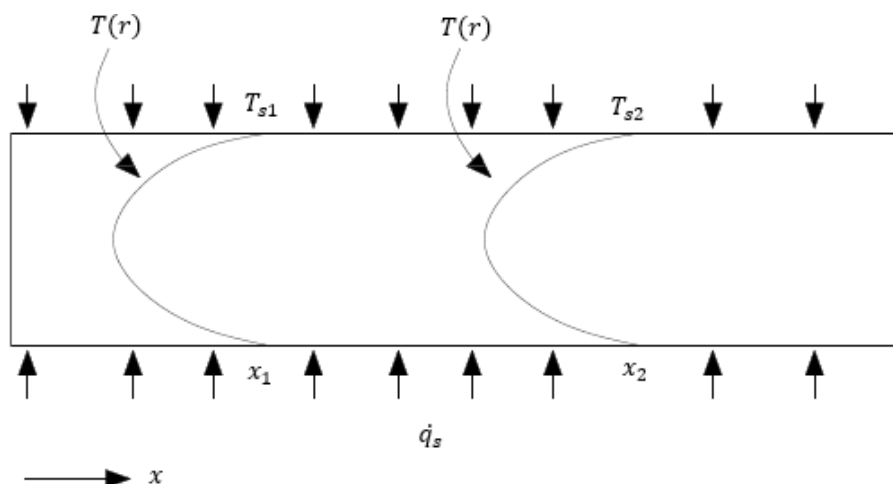
$$L_{t,turbulento} = 10D \quad (29)$$

4.4.3 Análise térmica geral

Existem duas condições térmicas (de contorno) que podem ser aplicadas na transferência de calor por convecção: (i) temperatura superficial T_s constante; ou (ii) fluxo de calor superficial \dot{q}_s constante. De acordo com Çengel e Ghajar (2012), nessas situações a temperatura média do fluido, T_m , é alterada. Quando o coeficiente de transferência de calor local, h , é constante, o fluxo de calor superficial deve variar com uma temperatura superficial constante, e a temperatura superficial varia com um fluxo de calor superficial constante. Desta maneira, não é possível ter os termos T_s e \dot{q}_s constantes simultaneamente. De forma breve as duas situações serão analisadas.

Segundo Cengel (2002), quando é analisado o caso com fluxo de calor \dot{q}_s constante na superfície da região de escoamento completamente desenvolvido, observa-se que o gradiente de temperatura é independente de x e assim, o perfil de temperatura não muda ao longo do tubo, como pode ser observado na Figura 24 e verificado na equação (30).

Figura 24 – Perfil de temperatura $T(r)$ constante na região de escoamento completamente desenvolvido, quando é imposto fluxo de calor \dot{q}_s constante na superfície da tubulação.



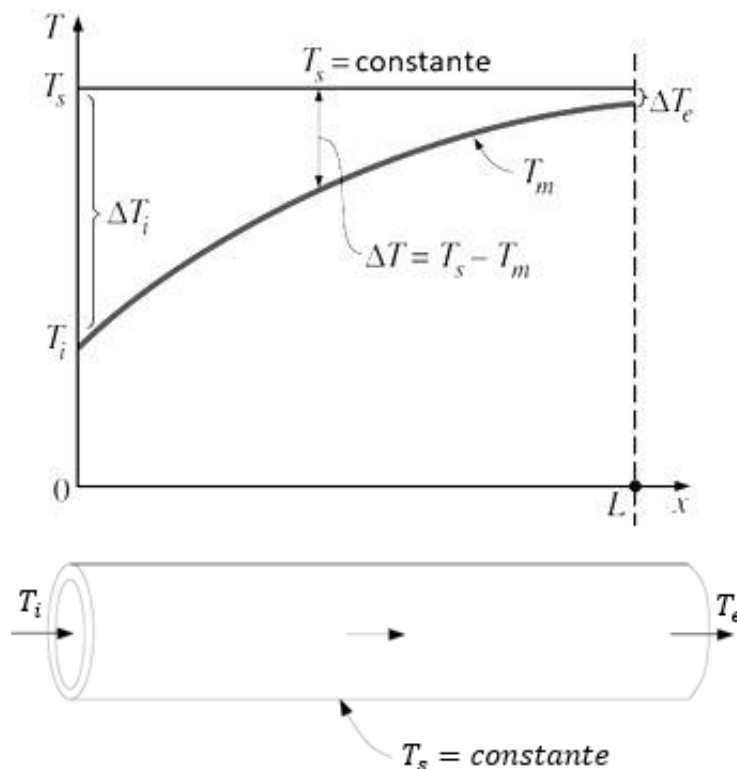
Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s p}{\dot{m} c_p} = \text{constante}, \quad (30)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica e p é o perímetro do tubo.

Já para a condição de temperatura T_s constante na superfície, é encontrado uma relação direta entre a temperatura do fluido na entrada, T_i , e a temperatura do fluido na saída, T_e . Essa relação é expressa pela equação (31) e a variação da temperatura média do fluido ao longo de um tubo na condição de temperatura constante na superfície está representado na Figura 25. Onde, ΔT_i representa a variação entre a temperatura da superfície e a do fluido na entrada, ΔT_e variação entre a temperatura da superfície e a do fluido na saída e ΔT variação entre a temperatura na superfície e a temperatura média do fluido.

Figura 25 – Variação da temperatura média do fluido ao longo de um tubo para o caso de aplicação de temperatura na superfície T_s constante.



Fonte: Adaptado de Cengel (2002).

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp(-hA_s/\dot{m}C_p) \quad (31)$$

4.4.4 Escoamento turbulento em tubos de seção circular

Segundo Kreith e Bohn (2001), o escoamento turbulento é frequentemente encontrado em problemas com transferência de calor por convecção, devido a que quanto maior a turbulência mais efetiva é a transferência de calor. O estudo de escoamentos turbulentos é mais complexo do que escoamentos laminares. Uma forma de lidar com isso é o uso de correlações empíricas para o fator de atrito f , o coeficiente de transferência de calor h e o número de Nusselt Nu .

Para escoamentos turbulentos em tubulações lisas ou sem rugosidade, uma correlação que pode ser utilizada para a predição do fator de atrito é proposta por Petukhov (1970), representado pela equação (32), válido para

número de Reynolds entre 10^4 e 10^6 .

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2}, \quad (32)$$

ou, de acordo com Incropera *et al.* (2008), para $Re \leq 2 \times 10^4$ e para $Re \geq 2 \times 10^4$, tem-se as relações (33) e (34), respectivamente.

$$f = 0,316 Re^{-1/4}, \quad (33)$$

$$f = 0,184 Re^{1/5}. \quad (34)$$

Quando a superfície tem rugosidade e , o fator de atrito pode ser determinado através do diagrama de Moody, ou pela relação fornecida por Haaland (1983).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (35)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), o número de Nusselt Nu em escoamentos turbulentos para superfícies lisas ou rugosas pode ser obtido da equação de Chilton-Colburn.

$$Nu = 0,125 f Re Pr^{1/3} \quad (36)$$

Segundo Kreith e Bohn (2001), outra correlação para o número de Nusselt para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos através de tubos circulares lisos é a equação de Dittus-Boelter (Dittus e Boelter, 1930), equação (37), válida para as seguintes condições $0,7 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10000$ e $L/D \geq 10$. Esta relação pode ser aplicada tanto para o fluxo térmico constante ou temperatura na superfície constante, com as propriedades estimadas em função da temperatura média

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n, \quad (37)$$

onde $n = 4$ para aquecimento e $n = 3$ para resfriamento. O grande problema das equações (36) e (37) é que apresentam erros relativamente altos podendo chegar até 25%.

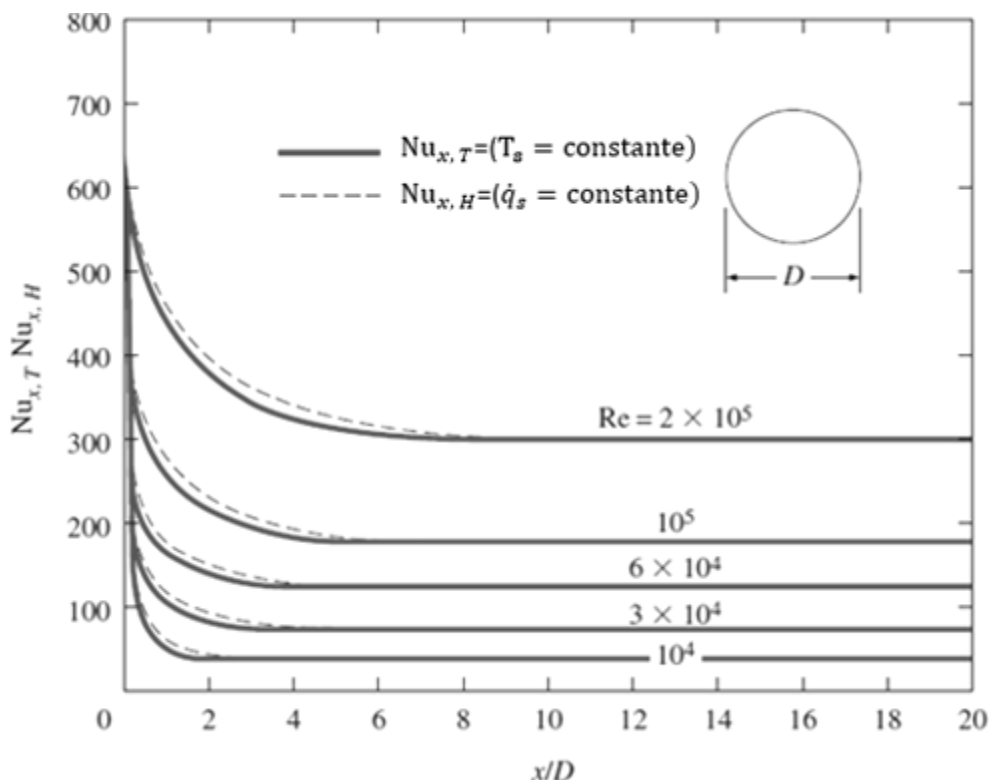
Segundo Cengel (2002), a correlação de Gnielinski (1976) é mais representativa e válida para uma ampla faixa de número de Reynolds, incluindo o regime de transição, e superfícies lisas. Essa correlação, expressa na equação (38), é válida para $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ e $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$. Pode também ser aplicada para os casos de fluxo térmico ou temperatura superficial uniformes, com propriedades estimadas em função da temperatura média.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1.000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (38)$$

As equações (36) e (37) são propostas para superfícies lisas, entretanto, para escoamentos turbulentos, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento da rugosidade. Porém, Skoczylas e Alhanati (1998) recomendaram a equação de Gnielinski, equação (38), para o caso de escoamento turbulento em processos de resfriamento do motor do sistema BCS, adotando o diâmetro hidráulico da região anular como dimensão característica na determinação do número de Reynolds e do número de Nusselt. Esta equação também é utilizada por outros autores que analisam a transferência de calor do motor do sistema BCS, como Betônico (2015). Portanto, de forma simplificada o número de Nusselt para escoamento turbulento com superfícies rugosas é aproximado nesta Dissertação através da equação (38).

De acordo com Cengel (2002), o comportamento típico do número de Nusselt local para um escoamento turbulento ao longo de um tubo circular, com temperatura de superfície uniforme ou fluxo de calor na superfície uniforme, é representado através da Figura 26 para cinco números de Reynolds.

Figura 26 – Variação do número de Nusselt local Nu_x no interior de um tubo no regime turbulento considerando temperatura de superfície ($Nu_{x,T}$) e fluxo de calor na superfície ($Nu_{x,H}$) uniformes.



Fonte: Cengel (2002).

Pela análise da Figura 26 pode-se concluir que, para o escoamento em uma tubulação:

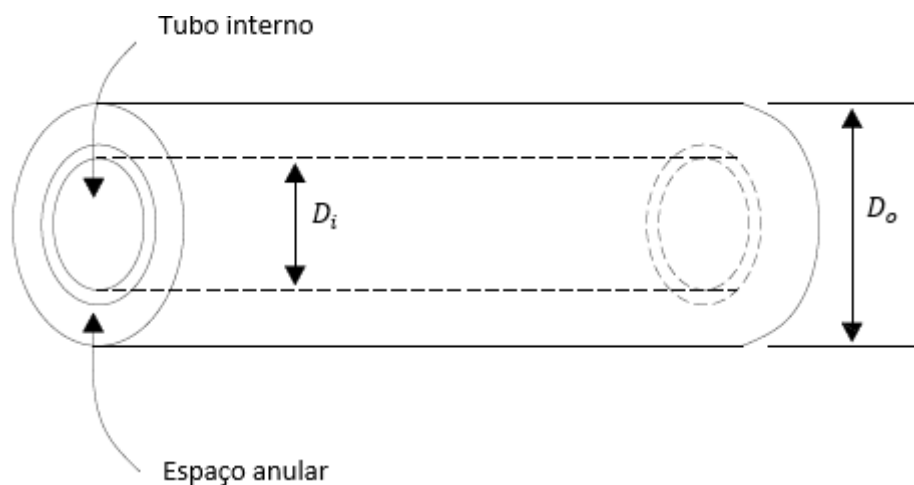
- O número de Nusselt, e portanto o coeficiente de transferência de calor por convecção, apresenta valores elevados perto da borda de entrada e diminui rapidamente tendendo a valores constantes.
- Quanto maior o número de Reynolds, maior é o número de Nusselt.
- Para todos os valores de Reynolds, o número de Nusselt torna-se constante a partir de $x/D > 10$, portanto pode-se considerar que o escoamento atingiu a condição de completamente desenvolvido;
- Na região completamente desenvolvida, os números de Nusselt para as condições de temperatura de superfície uniforme e fluxo de calor na superfície uniforme são praticamente idênticos. Entretanto, para as regiões de entrada as diferenças entre eles são relativamente baixas. O número de Nusselt é pouco influenciado pelo tipo de condição de

contorno térmico escolhida, assim as correlações para escoamentos turbulentos podem ser utilizadas independente do tipo de condição de contorno considerada.

4.4.5 Escoamento turbulento em regiões anulares

Para o fluido escoando através do espaço anular formado entre dois tubos concêntricos (Figura 27) com diâmetro interno D_i ou diâmetro externo D_o , a transferência de calor por convecção pode ocorrer em qualquer das duas superfícies. Assim, pode ser especificado de maneira independente a condição térmica, fluxo de calor ou temperatura constantes, em cada uma das superfícies.

Figura 27 – Região anular formado por dois tubos concêntricos.



Em regiões anulares é importante definir o conceito de diâmetro hidráulico, D_h , equação (39), ou de forma simplificada reduzido para a equação (40).

$$D_h = \frac{4A_t}{p} \quad (39)$$

$$D_h = D_o - D_i, \quad (40)$$

sendo que, A_t é a área transversal aberta ao fluxo, p é o perímetro dessa região. Nesta configuração existem dois números de Nusselt, um na superfície interna Nu_i e outro na superfície externa Nu_o , representados respectivamente pelas equações (41) e (42).

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_f} \quad (41)$$

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k_f}, \quad (42)$$

onde, h_i e h_o são os coeficientes de transferência de calor por convecção nas superfícies interna e externa, respectivamente. De acordo com Çengel e Ghajar (2012), estes coeficientes são aproximadamente iguais e, portanto, o número de Nusselt pode ser determinado através da correlação de Gnielinski, equação (38).

4.5 INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A intensificação da transferência de calor por convecção em escoamentos internos pode ocorrer devido ao aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção e pelo aumento da área superficial na qual a convecção ocorre. O coeficiente pode ser intensificado pelo aumento da velocidade do escoamento ou pelo aumento da rugosidade da superfície, e pela introdução de um movimento rotacional, com componente tangencial da velocidade que causa um aumento na velocidade do escoamento próximo à parede. Já, a área superficial de transferência de calor pode ser aumentada através da inserção de estruturas internas no escoamento. O coeficiente de transferência de calor e a área superficial podem ser aumentados ao mesmo tempo pelo uso de aletas helicoidais.

Outra forma de se intensificar a transferência de calor por convecção em escoamentos internos é através da utilização de uma configuração helicoidal.

Ocorrendo assim, uma indução de um escoamento secundário devido as forças centrífugas no fluido, resultando em um aumento na taxa de transferência de calor por convecção, na qual os coeficientes de transferência de calor locais são altamente não uniformes na periferia do tubo, e um aumento nas perdas por atrito.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), ao avaliar os esquemas de intensificação da taxa de transferência de calor por convecção, deve-se tomar cuidado com o correspondente aumento na queda de pressão do sistema. Pois, esse aumento na queda de pressão causa um incremento na potência necessária para o sistema.

4.6 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM REGIÕES ANULARES

Braga (1987), analisa a transferência de calor e a perda de carga em escoamento turbulento através de regiões anulares lisas e aletadas. Os experimentos foram realizados em um trocador de calor concêntrico. Água (fluido quente) escoava através do tubo interno, enquanto ar (fluido frio) escoava através da região anular, em correntes paralelas. Os coeficientes de transferência de calor e de perda de carga obtidos experimentalmente, são apresentados de forma adimensional, com função do número de Reynolds. Os resultados obtidos para as regiões anulares lisas e aletadas foram comparados, evidenciando que as aletas influenciam de modo positivo no fenômeno de transferência de calor. Em relação aos resultados obtidos para a região anular lisa, foi destacado que o número de Nusselt é menor para a condição de tubo isotérmico do que para o fluxo de calor constante, porém quanto maior o número de Reynolds do escoamento de ar (dentro da região anular), existe uma tendência de diminuir a diferença entre essas duas condições.

Em Nieckele e Saboya (2000), foi analisado através de experimentos o fluxo turbulento em dutos anulares com aletas de pino. Os fluidos de trabalho eram ar, fluindo no canal anular, e água através do tubo circular interior. O tubo

interno e os pinos eram feitos de latão, que possui alta condutividade térmica, e o tubo externo era isolado do ambiente, adiabática. Os resultados são apresentados em formas adimensionais, em termos de números de Nusselt médios e fatores de atrito como funções do número de Reynolds, variando de 13.000 a 80.000. Destacando que a geometria com pinos ou aletas possui maiores números de Nusselt quando comparados com os valores providos da geometria lisa, logo a geometria com pinos possui maior transferência de calor por convecção forçada. Nusselt também possui a tendência de aumentar de acordo com que o número de Reynolds aumenta. O Fator de atrito para geometria com pinos é bem maior que o fator de atrito da geometria lisa, isso sendo explicado através da área superficial, pois a geometria com pinos possui uma maior área.

Saboya (2002) analisa através de equacionamentos o Método de Minimização da Geração de Entropia ao escoamento turbulento num duto anular pinado. A utilização dos pinos nessa geometria tem por finalidade incrementar a transferência de calor ao fluido, em relação a geometria anular lisa, pelo aumento da área superficial e pela promoção de turbulência no escoamento. O aumento da turbulência tem efeitos concorrentes ou opostos sobre as irreversibilidades resultantes da transferência de calor e do escoamento. A existência desses efeitos indica a possibilidade da determinação de uma situação ótima, ou seja, um mínimo de geração de entropia. Essa minimização foi expressa pela determinação do número de Reynolds correspondente. É demonstrado que, os números de geração de entropia para números de Reynolds menores que o número de Reynolds ótimo, indicam uma predominância da irreversibilidade da transferência de calor, e a medida que o número de Reynolds aumenta o número de geração de entropia diminui até o valor mínimo. Após esse ponto, os efeitos da irreversibilidade do escoamento passam a prevalecer e o número de geração de entropia aumenta novamente.

Paixão e Ismail (2009), analisaram de maneira experimental a solidificação da água em torno do cilindro interno da região anular, causada pelo escoamento interno de um fluido resfriado. Nesse estudo foi variado a vazão do escoamento, temperatura de entrada do fluido e indução ou não de

turbulência, com o objetivo de comparação em relação a cada parâmetro variado. Demonstrando que, uma queda da temperatura de entrada do fluido causa um aumento na velocidade de solidificação, um aumento da vazão do fluido refrigerante provocou um leve aumento na espessura da camada solidificada e a inserção da turbulência causou um aumento na posição da camada solidificada e um forte aumento na velocidade inicial de solidificação. Dentre todas essas variações comprovou-se que, a temperatura foi o parâmetro mais influente no processo de solidificação e que a transferência de calor por convecção para a solidificação do fluido também está diretamente conectada com o escoamento e a turbulência.

Outro estudo que também analisa de maneira experimental o fenômeno de solidificação em torno do cilindro interno na região anular é o de Silva e Ismail (2010). Nesse estudo o cilindro interno possui aletas fixas, com o intuito de aumentar a taxa de transferência de calor e assim, a solidificação. É investigado as influências dos parâmetros geométricos e operacionais sobre a velocidade da interface, tempo de solidificação completa e massa total solidificada. No efeito da temperatura sobre a posição da interface observou-se que à medida que a temperatura de trabalho diminui a troca térmica é maior, devido a um maior gradiente de temperatura entre a superfície do cilindro e o fluido, portanto para o mesmo intervalo de tempo a solidificação ocorre de forma mais rápida e atinge posições radiais maiores. Foi variado o comprimento das aletas e observou-se que, quando a aleta é muito longa a temperatura na extremidade se aproxima da temperatura do fluido, portanto quase não solidifica. Logo, a geometria que apresentou melhores resultados possuía a aleta de menor comprimento.

Em Chung e Sung (2003), foi realizado uma simulação numérica direta considerando a transferência de calor para um escoamento turbulento em uma geometria anular concêntrica. O número de Reynolds é de 8900, o número de Prandtl é igual à 0,71, a razão de fluxo de calor entre as paredes externa e interna é de 1 e foram adotadas duas razões de raio (raio interno sobre o externo) de 0,1 e 0,5. O principal objetivo do trabalho é analisar as estruturas térmicas turbulentas perto da parede. Primeiramente, os números de Nusselt e os perfis de temperatura média foram representados para mostrar e comparar

as propriedades térmicas médias perto das paredes interna e externa. Verificou-se que a inclinação do perfil de temperatura média perto da parede interna era menor em relação à perto da parede externa na região logarítmica. As estatísticas térmicas turbulentas gerais próximas às paredes externas eram maiores do que aquelas próximas às paredes internas devido à curvatura transversal, sendo que esta tendência foi mais aparente para a razão de raio pequeno. Nesse estudo foi destacado que as estruturas térmicas turbulentas próximas à parede externa eram mais ativas do que aquelas próximas à parede interna, o que pode ser atribuído aos diferentes processos de regeneração de vórtices entre as paredes interna e externa.

Rouiss, Saad e Lauriat (2009) analisam o escoamento turbulento e a transferência de calor completamente desenvolvidos em um anular concêntrico através de uma simulação numérica direta (DNS) com condição de fluxo de calor constante em ambas as paredes. O número de Reynolds utilizado é de 3500, o número de Prandtl é de 0,71 e uma razão de raio de 0,1. O objetivo principal deste trabalho é examinar o efeito da razão de fluxo de calor entre as paredes externa e interna, em diversos parâmetros térmicas. Como forma de validar as simulações através do DNS, os resultados para razão de fluxo de calor igual à 1 são comparados com os resultados encontrados na literatura, sendo que foi apresentado bons resultados quando comparados com os dados disponíveis. Portanto, foi destacado que a razão de fluxo de calor possui grande influência no campo térmico. Logo, quando a razão de fluxo de calor diminui de 1 para 0,01, as intensidades de flutuação de temperatura, dos fluxos de calor turbulentos e os números de Nusselt são reduzidos perto da parede interna, enquanto os números de Nusselt aumentam perto da parede externa. Porém, quando a razão de fluxo de calor aumenta de 1 para 100, destacou-se uma tendência oposta.

Shoushtari *et al.* (2012), analisa a transferência de calor por convecção natural, entre o fluido de dentro da tubulação para o fluido presente no espaço anular em poços com alta pressão e temperatura. Esse problema foi modelado e simulado através do software ANSYS FLUENT e analisado através de correlações. Os resultados encontrados das duas modelagens foram comparados com dados experimentais da literatura. Logo, foi observado o

comportamento do número de Nusselt, no qual ele diminui de acordo com o aumento da profundidade do poço. Isso é devido a pequena variação de temperatura entre a temperatura da parede externa da tubulação de produção e a temperatura da parede externa do revestimento, perto do fundo do poço. Com isso, o número de Nusselt possui menores valores no fundo do poço e maiores valores perto da superfície.

No estudo de Galvão *et al.* (2015), foi analisado o fenômeno de transferência de calor por convecção em um sistema de bombeio centrífugo submerso (BCS), com a finalidade de calcular a temperatura final do motor. É apresentado e descrito um modelo matemático de transferência de calor através de convecção forçada de uma bomba BCS e analisado juntamente com os regimes dos escoamentos (laminar, transição e turbulento). No modelo apresentado, a transferência de calor ocorre em poços, desviados e verticais, para o fluxo multifásico, levando em consideração o gradiente geotermal e a transferência de calor entre o motor do BCS e os fluidos da produção. Com a finalidade de calcular a temperatura final do motor. A modelagem foi validada através de dados de campos mensurados através de sensores de fundo de poço. Demonstrando uma consistência no modelo desenvolvido, na qual a diferença de temperatura entre o resultado do modelo e os dados de campo foi inferior a 10° C.

No estudo de Bentonico, Bannwart e Ganzarolli (2015), é demonstrado uma metodologia para calcular a temperatura do motor da bomba BCS, considerando o fenômeno de convecção, em condições variáveis de vazão e carga. Considerando ainda o comportamento acoplado entre motor, bomba e sistema de produção. A temperatura do motor foi determinada através do equilíbrio entre a geração de calor, calculado a partir da potência que a bomba exige do motor, e a resistência à extração de calor, calculada a partir do fluxo de produção em torno do motor. Esse modelo apresenta duas condições, a primeira considera o perfil de temperatura completamente desenvolvido e a segunda considera o desenvolvimento da camada limite térmica. Foi realizado um estudo de caso com várias viscosidades de óleo e corte de água. Destacando que, a temperatura do motor aumenta quando a velocidade de rotação do motor é também aumentada, a temperatura máxima está localizado

no topo do motor, sendo que a temperatura medida na extremidade inferior do motor pode ser muito diferente da temperatura máxima calculada no topo do motor. Também foi mostrado que negligenciar o efeito do desenvolvimento da camada limite térmica pode resultar em uma temperatura do motor muito elevada do que o seu real valor. Portanto, observou-se que os modelos de perfil de temperatura totalmente desenvolvidos possuem baixa precisão quando se utilizam aplicações na qual o comprimento de entrada térmico é grande.

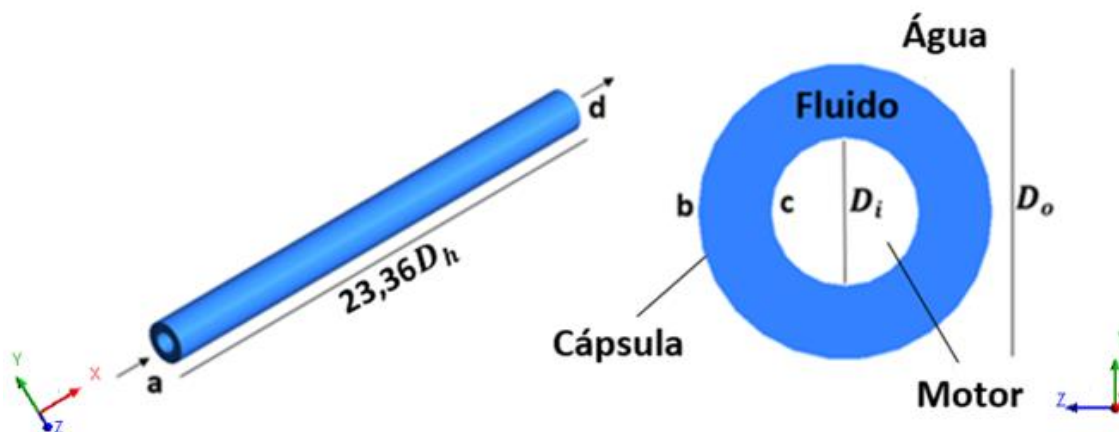
5 METODOLOGIA

5.1 ESPECIFICAÇÃO DO PROBLEMA

O objetivo do trabalho abordado nesta Dissertação é analisar a transferência de calor entre o motor e o fluido do sistema BCSS em *Skid*. O problema a ser estudado ocorre no espaço anular entre a cápsula que abriga o conjunto motor/bomba e o motor. A geometria utilizada é formada por dois cilindros concêntricos horizontais de comprimento $L = 2$ m, diâmetros reais do sistema, sendo o externo $D_o = 0,273$ m e interno $D_i = 0,1874$ m, conforme mostrado na Figura 28. A razão de diâmetros (D_o/D_i) é aproximadamente 1,46. O comprimento utilizado foi selecionado visando um menor tempo computacional, sendo este inferior ao real do sistema. Nesta geometria, a parede interna representa o motor elétrico que aciona a bomba centrífuga, a parede externa a cápsula (tubulação), ou invólucro que abriga esse conjunto, e a região anular é o espaço por onde os fluidos produzidos (óleo e água) escoam antes de entrar na admissão da bomba.

Em situações de campo tem-se, além do óleo, água e gás separado do óleo. Nesta abordagem a presença do gás não será considerada uma vez que sua incorporação na análise resulta em um problema extremamente complexo de ser tratado no tempo restrito da Dissertação de Mestrado. Por outro lado, a presença da água sim é incorporada na modelagem considerando que se encontra uniformemente misturada no óleo.

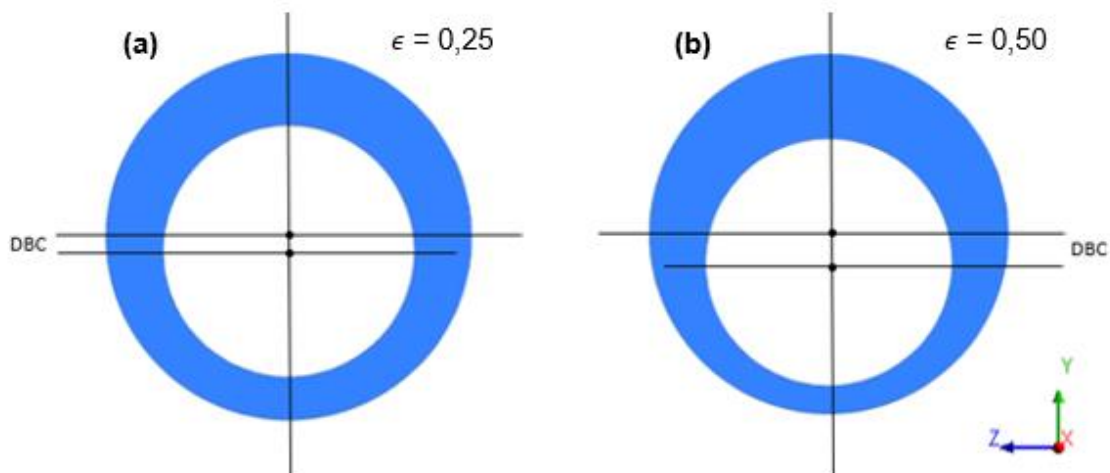
Figura 28 – Esquema da geometria utilizada. (a) – Plano de entrada; (b) – Parede externa da tubulação; (c) – Parede interna da tubulação; e (d) – Plano de saída.



Mantendo as dimensões constantes, a posição do tubo interno, em relação ao externo, foi alterado originando duas novas configurações (Figura 29) com excentricidades diferentes. De acordo com Caetano (1986), a excentricidade de duas tubulações é obtida pela equação (43), sendo DBC a distância entre os centros de cada tubulação. Na Figura 29(a) a geometria apresenta excentricidade vertical inferior (ϵ) igual a 0,25 e na Figura 29(b) excentricidade vertical inferior (ϵ) igual a 0,50. O aumento da excentricidade implica em um aumento da área aberta ao fluxo na parte superior e uma redução dessa área na parte inferior. A geometria com excentricidade foi utilizada com caráter acadêmico visando a análise da transferência de calor por convecção na superfície da tubulação interna (motor).

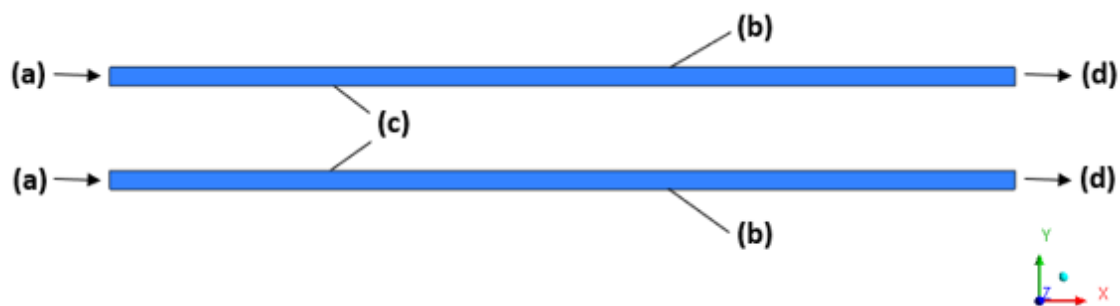
$$\epsilon = \frac{2 DBC}{(D_o - D_i)} \quad (43)$$

Figura 29 – Representação esquemática da excentricidade. (a) Excentricidade de 0,25 e (b) Excentricidade de 0,50.



Com o intuito de se analisar a dependência geométrica do escoamento turbulento com transferência de calor por convecção, é utilizada uma geometria anular 2D, representada pela Figura 30. Desta maneira, os resultados obtidos pela geometria anular 3D (Figura 28) e 2D (Figura 30) são comparados, assim verificando a dependência geométrica para representar de maneira adequada os fenômenos envolvidos.

Figura 30 – Esquema da geometria 2D utilizada. (a) – Plano de entrada; (b) – Parede externa da tubulação; (c) – Parede interna da tubulação; e (d) – Plano de saída.



Devido a uma análise prévia dos modelos de turbulência (ANEXO 1), as simulações são realizadas considerando o modelo de turbulência κ - ϵ *enhanced*. Foram utilizados 3 fluidos, descritos mediante o número de Prandtl, para a análise do fenômeno de transferência de calor por convecção juntamente com a turbulência. Estes três fluidos identificados como A, B e C na Tabela 2, foram propostos para avaliar o efeito de transferência de calor por

convecção entre o motor e o fluido na presença de diversos teores de água. O fluido C, mistura dos fluidos A e B, foi obtido através da modelagem homogênea descrita no tópico 5.2.1.

Tabela 2 – Propriedades físicas dos três fluidos considerados.

Fluido	BSW, %	Massa específica, (kg/m ³)	Viscosidade, (Pa.s)	Calor específico, (J/kg.K)	Condutividade térmica, (W/m.K)
A	100	998,2	0,001	4182	0,6
B	0	849,8	0,0022	2090	0,1245
C	50	924,9	0,0016	3135,5	0,3838

Os fluidos A, B ou C, são injetados no plano de entrada, representado por (a) na Figura 28, com uma temperatura de 62,5°C. Essa temperatura foi baseada em Teixeira (2012), que estuda o sistema MOBO. Esta informação é utilizada pois os sistemas MOBO e S-BCSS apresentarem condições similares na entrada. As paredes interna e externa, representadas por (c) e (b) na Figura 28 respectivamente, apresentam a temperatura da água do mar no leito marinho e a temperatura de operação do motor, respectivamente.

Optou-se por utilizar a condição de temperatura interna constante, porque o fluxo de calor do motor elétrico não foi encontrado. A metodologia de solução é similar para ambas condições.

A temperatura de operação do motor selecionada foi de 130°C, baseado em Tarcha *et al.* (2016), onde é citado que essa temperatura não varia de forma significativa com a vazão. Maior rotação implica em aumento de calor gerado no motor e aumento na vazão do fluido produzido. O incremento na vazão aumenta a capacidade de resfriamento do motor. Isso acontece principalmente para casos com escoamento de fluidos homogêneos. Desta forma, a temperatura de operação de motor se mantém aproximadamente constante para as diversas condições de rotação e a condição de temperatura constante pode ser utilizada.

5.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO

5.2.1 Modelagem homogênea do escoamento de óleo/água

O *BSW* utilizado por Betônico (2015), Tabela (2), representa a fração em massa da água presente no fluido produzido e também pode ser obtido através da equação (44) quando for necessário o cálculo desta fração. Sendo Q_w a vazão de água, Q_o a vazão de óleo e λ_w o *holdup* sem escorregamento da fase água. O *holdup* é um parâmetro utilizados em modelos homogêneos com o intuito de representar um escoamento bifásico de maneira monofásica. Através do λ_w ou do *BSW* é possível calcular os parâmetros do fluido C, que é uma mistura entre as fases. Os parâmetros da mistura como, massa específica (ρ_m), viscosidade (μ_m), calor específico (c_{pm}) e condutividade térmica (k_m), são representados respectivamente pelas equações (45), (46), (47) e (48), proposto por Betônico (2015). Sendo, ρ_o e ρ_w as massas específicas do óleo e da água, μ_o e μ_w as viscosidades do óleo e da água, c_{po} e c_{pw} os calores específicos do óleo e da água, e k_o e k_w as condutividades térmicas do óleo e da água, respectivamente.

$$BSW = \frac{Q_w}{Q_o + Q_w} = \lambda_w \quad (44)$$

$$\rho_m = \rho_o(1 - BSW) + \rho_w BSW \quad (45)$$

$$\mu_m = \mu_o(1 - BSW) + \mu_w BSW \quad (46)$$

$$c_{pm} = c_{po}(1 - BSW) + c_{pw} BSW \quad (47)$$

$$k_m = k_o(1 - BSW) + k_w BSW \quad (48)$$

Todo esse procedimento é realizado para que um fluido bifásico seja

representado através de um fluido monofásico. Todos esses parâmetros são previamente calculados e inseridos no *software* como valores de entrada. O *software* utiliza os valores de ρ_m , μ_m , c_{pm} e k_m para representar em sua modelagem as variáveis ρ , μ , c_p e k_f .

5.2.2 Escoamento turbulento, modelo $k-\varepsilon$

Como pode ser observado na Tabela 3, as condições de escoamento de todos os casos são classificadas como escoamento turbulento. Desta forma, é necessário descrever a modelagem matemática que governa o escoamento turbulento no *software*.

O escoamento turbulento é descrito pelas equações da continuidade (49), da conservação da quantidade de movimento linear (50), acrescido das equações do modelo de turbulência utilizado, $k-\varepsilon$ *enhanced* (52 e 53).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \quad (49)$$

em que ρ é a massa específica do fluido e \vec{u} é o vetor velocidade. Nesta equação o primeiro termo do lado esquerdo representa a variação de massa em termos do elemento infinitesimal e o segundo termo a taxa líquida de fluxo de massa para fora da superfície de controle.

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \bar{\bar{T}} + \rho \vec{g} \quad (50)$$

Na equação (50) os termos do lado esquerdo representam a aceleração local e convectiva, respectivamente, e os termos do lado direito representam as forças de pressão, forças viscosas e gravitacionais ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$), P é a pressão e $\bar{\bar{T}}$ refere-se ao tensor de tensão que é descrito pela equação (51) (PEREIRA *et al.*, 2017)

$$\bar{\bar{T}} = \mu \left[(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \bar{\bar{I}} \right] \quad (51)$$

sendo $\bar{\mathbb{I}}$ o tensor unitário.

Um parâmetro adimensional importante para a turbulência é o y^+ , que é a distância adimensional da parede, utilizado para verificar a distância do primeiro nó em relação à parede. Um valor de y^+ até cerca de 10 caracteriza que ainda se está predominantemente na subcamada viscosa da camada limite turbulenta, onde os efeitos da viscosidade e a difusão molecular são predominantes e o escoamento é praticamente laminar (REZENDE, 2009). A variável y^+ já foi apresentada no capítulo 3 mediante a equação (6), a qual é repetida por conveniência

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, \quad (6)$$

onde, u_τ é a velocidade de cisalhamento, y é a distância normal à parede e μ a viscosidade do fluido. Quanto menor for o valor de y^+ , maior é a captura dos efeitos na subcamada viscosa. Conforme será comentado na seção de abordagem numérica foi utilizado uma discretização com $y^+ \sim 1$, para um maior detalhamento perto da parede e adequamento aos modelos de turbulência utilizados.

A modelagem k - ε , proposto por Chou (1945), é baseado no conceito de viscosidade turbulenta μ_t que depende da energia cinética turbulenta k e da dissipação viscosa da energia cinética turbulenta ε , de acordo com a equação (4)

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

em que c_μ é uma constante. Este modelo resolve duas equações de transporte escalares: energia cinética turbulenta k , equação (52), e taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ε , equação (53), (ANSYS, 2017).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (52)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \quad (53)$$

onde, P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas; \vec{u} é o vetor de velocidade; C_{s1} , C_{s2} , C_μ , σ_k e σ_ε são constantes típicas do k - ε com os respectivos valores: 1,44; 1,92; 0,09; 1,0; e 1,3.

Este modelo não é indicado para condições envolvendo:

- Fluxos com separação da camada limite;
- Fluxos com alterações bruscas na taxa de deformação média;
- escoamento com rotação;
- escoamento sobre superfícies curvas.

Para melhorar o desempenho do modelo k - ε perto da parede do espaço anular é utilizado a função de parede *Enhanced Wall Treatment ε -Equation* (EWT- ε). Esta proposta combina um modelo de duas camadas com as funções de parede *enhanced*. As camadas são formadas pela subcamada viscosa, que é uma região afetada pela viscosidade, e a camada totalmente turbulenta. Isso requer que, no contexto da abordagem numérica a malha seja suficientemente refinada para resolver a subcamada viscosa. Assim, é necessário utilizar uma discretização com $y^+ \sim 1$, para um maior detalhamento na parede. (ANSYS, 2017).

Neste problema turbulento as incógnitas a serem obtidas são: pressão P ; vetor velocidade \vec{u} formado pelas componentes u , v e w ; energia cinética turbulenta k e taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ε . As equações que permitem obter as incógnitas mencionadas são: (49), (50-x), (50-y), (50-z), (52) e (53).

Isso significa que, na abordagem numérica, seis equações serão resolvidas em cada elemento da malha utilizada para discretizar o domínio contínuo. O número total de incógnitas do problema é, portanto, o número de incógnitas por elemento multiplicado pelo número total de elementos.

5.2.3 Escoamento turbulento com transferência de calor

Para este caso são utilizadas além das equações da continuidade, equação (49) e da conservação da quantidade de movimento linear, equação (50), juntamente com as equações do modelo de turbulência *k-ε enhanced*, equações (52) e (53), já apresentadas, e a equação de energia do fluido, representado pela equação (54), pois nesse caso envolve a transferência de calor por convecção.

$$\frac{\partial(\rho h_{ent})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} h_{ent}) = \nabla \cdot (k_f \nabla T), \quad (54)$$

o termo h_{ent} refere-se à entalpia, que depende do calor específico, c_p ; k_f é a condutividade térmica do fluido e T é a temperatura. Na qual, a relação entre h_{ent} e T é dada por

$$h_{ent} = \int_{T_{ref}}^T c_p dT, \quad (55)$$

onde T_{ref} é a temperatura de referência.

Neste problema turbulento com transferência de calor as incógnitas a serem obtidas são: pressão P , vetor velocidade \vec{u} formado pelas componentes u , v e w ; energia cinética turbulenta k ; taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ε ; temperatura T e entalpia h_{ent} . As equações que permitem obter as incógnitas mencionadas são: (49), (50-x), (50-y), (50-z), (52), (53), (54) e (55).

Isso significa que, na abordagem numérica, oito equações serão resolvidas em cada elemento da malha utilizada para discretizar o domínio contínuo. O número total de incógnitas do problema é, portanto, o número de incógnitas por elemento multiplicado pelo número total de elementos.

5.2.4 Condições de contorno

As condições de contorno que delimitam o domínio do problema são

representadas por letras na Figura 28. Para o escoamento turbulento tem-se:

- (a) Entrada – velocidade uniforme prescrita que é diferente para cada caso e condição, Tabela 3.
- (b) Parede externa – condição de não deslizamento e de impenetrabilidade;
- (c) Parede interna – condição de não deslizamento e de impenetrabilidade;
- (d) Saída – pressão prescrita é igual a 0 Pa.

Para o escoamento turbulento com troca de calor, além das condições de contorno mencionadas no parágrafo anterior, devem ser impostas condições para a troca de calor:

- (e) Entrada – fluido com temperatura de 62,5°C;
- (f) Parede interna – temperatura de 130°C;
- (g) Parede externa – temperatura de 4°C;

Neste trabalho foi considerado quatro vazões de operação do sistema S-BCSS (baseados em Tarcha *et al.*, 2016) sendo eles 4200, 3400, 2600 e 2200 m³/d. Com o intuito de analisar a transferência de calor por convecção entre motor elétrico e fluido produzido, são considerados combinações de três fluidos, quatro vazões e três geometrias (excentricidade), agrupados em cinco casos gerando as vinte combinações descritos na Tabela 3.

O número de Prandtl caracteriza a relação entre a dissipação de quantidade de movimento e de calor através do fluido, representado pela equação (25). Deste modo, quanto menor o número de Prandtl, mais rápido o calor se difunde. Assim o fluido A, $Pr = 7$, difunde mais calor que o fluido C, $Pr = 13$, que difunde mais calor que o fluido B, $Pr = 37$.

O número de Reynolds é a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas, representado pela equação (3). Para o escoamento ser considerado plenamente turbulento, o número de Reynolds deve ser superior a 10.000. Como pode ser observado, em todos os casos o número de Reynolds é superior a 10.000, logo o escoamento é dito como plenamente turbulento.

Já a excentricidade caracteriza o deslocamento do centro da tubulação

interna em relação ao centro da tubulação externa, representada pela equação (43). A geometria anular pode ter valores de excentricidade variando entre $0 \leq \epsilon \leq 1$, onde 0 representa uma geometria anular concêntrica e em 1 a tubulação interna está em contato direto com a externa. Quanto maior o valor da excentricidade, maior é a distância entre os centros das tubulações interna e externa. Nos casos 1, 2 e 3 a geometria utilizada é concêntrica, no caso 4 a geometria possui uma excentricidade de 0,25, enquanto no caso 5 a geometria possui uma maior excentricidade, 0,5.

Tabela 3 – Condições de contorno adimensionais para cada caso.

Casos	Fluido	Número de Prandtl	Vazão (m ³ /d)	Número de Reynolds	Excentricidade
Caso 1	A	7	(1) 4200 (2) 3400 (3) 2600 (4) 2200	(1) 133.758 (2) 108.281 (3) 82.803 (4) 70.064	0,00
Caso 2	B	37	(1) 4200 (2) 3400 (3) 2600 (4) 2200	(1) 51.916 (2) 42.027 (3) 32.138 (4) 27.193	0,00
Caso 3	C	13	(1) 4200 (2) 3400 (3) 2600 (4) 2200	(1) 77.693 (2) 62.894 (3) 48.095 (4) 40.696	0,00
Caso 4	B	37	(1) 4200 (2) 3400 (3) 2600 (4) 2200	(1) 51.916 (2) 42.027 (3) 32.138 (4) 27.193	0,25
Caso 5	C	13	(1) 4200 (2) 3400 (3) 2600 (4) 2200	(1) 77.693 (2) 62.894 (3) 48.095 (4) 40.696	0,50

5.3 Abordagem numérica

As equações que governam o escoamento são resolvidas através do Método dos Volumes Finitos utilizando o *software ANSYS Fluent*. O *Fluent* é um software de fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics – CFD*) utilizado para o usuário obter, visualizar e interpretar soluções computacionais para as equações de conservação de grandezas físicas de

interesse em um dado escoamento. O computador utilizado nas simulações tem as seguintes configurações: processador Intel(R) Core(TM) i7-5500U, CPU @ 2.40GHz, 8.0 GB de memória RAM e sistema operacional de 64 bits.

Os resultados apresentados nesta Dissertação são baseados no número de Nusselt obtido numericamente e comparados com o resultado analítico calculado pela relação de Gnielinski. Pela sua importância, a obtenção do número de Nusselt numérico segue uma sequência que é detalhada na próxima subseção antes de abordar maiores detalhes do tratamento numérico do problema.

5.3.1 Sequência de obtenção do número de Nusselt em cada elemento da malha

Impondo a condição de temperatura fixa na parede (T_s), o fluxo de calor (q_w) é calculado através das equações seguintes (ANSYS, 2017).

$$q_w = \frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T_s - T_\infty) \quad (56)$$

$$u^* = C_\mu^{\frac{1}{4}} K^{\frac{1}{2}} \quad (57)$$

$$T^+ = Pr y^* e^{-\Gamma} + [2,12 \ln(y^*) + \beta] e^{-\frac{1}{\Gamma}} \quad (58)$$

$$\beta = (3.85 Pr^{\frac{1}{3}} - 1.3)^2 + 2.12 \ln(Pr) \quad (59)$$

$$\Gamma = \frac{0.01(Pr y^*)^4}{1 + 5 Pr^3 y^*} \quad (60)$$

$$y^* = \frac{(\rho u^* \Delta y)}{\mu} \quad (61)$$

sendo ρ a massa específica do fluido, c_p o calor específico do fluido, u^* é a velocidade escalar utilizada na região logarítmica, T^+ é a temperatura

adimensional, que representa o perfil de temperatura através da subcamada viscosa e da região logarítmica, κ é a constante de Von Karman, T_s é a temperatura da parede e T_∞ é a temperatura do fluido na região mais afastada da parede.

Com o fluxo de calor na parede q_w calculado, determina-se o coeficiente de transferência de calor h mediante

$$h = \frac{q_w}{(T_s - T_{sm})}, \quad (62)$$

em que T_{sm} é a temperatura média do fluido adjacente à parede.

A partir disso, utiliza-se a formulação de Nusselt apresentada pela equação (16) que depende do coeficiente de transferência de calor, h , do comprimento característico do anular, L_c , e da condutividade térmica do fluido, k_f , para encontrar o número de Nusselt na região desejada.

5.3.2 Algoritmos de discretização

As equações governantes, especificadas nos tópicos 5.2.2 e 5.2.3, são resolvidas utilizando o *software* comercial *Ansys Fluent* através da modelagem matemática que governa fenômenos envolvendo temperatura, como a transferência de calor por convecção, e *k-ε Standard* com a função de tratamento de parede *Enhanced Wall Treatment*, modelagem matemática que governa o escoamento turbulento. É utilizado volumes finitos com arranjo co-localizado das variáveis (velocidades, pressão, energia cinética turbulenta, taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, temperatura e entalpia) para transformar as equações governantes em equações algébricas. São necessários algoritmos de acoplamento para obter estas variáveis. Neste trabalho é utilizado o SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked*). Os esquemas *Second Order* e *Second Order Upwind* são empregados na interpolação da pressão e da velocidade, respectivamente. Para a avaliação dos gradientes é utilizado o método de mínimos quadrados em cada célula (*Least Squares Cell Based*) que, para malhas não estruturadas, é bastante

preciso e menos dispendioso computacionalmente se comparado a outros métodos. Por fim, o esquema *First Order Upwind* é selecionado para interpolar a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, e o esquema *Second Order Upwind* é empregado na interpolação da energia.

5.3.3 Teste de independência de malha

As geometrias do problema abordado (Figuras 28, 29 e 30) foram construídas com o *software Design Modeler*. O próximo passo é definir o nível de discretização, que consiste em dividir o domínio contínuo em vários pequenos elementos onde as equações são aplicadas, para o qual o teste de independência de malha é de fundamental importância.

Foram utilizados três níveis de refinamento, conforme detalhado na Tabela 4. No processo de geração das malhas, primeiramente foi definida a Malha 2 (intermediária) e a partir das características da mesma as Malhas 1 (fina) e 3 (grosseira) foram geradas. Na Malha 3 (grosseira) observou-se que quando o número de camadas perto das paredes era reduzido, os resultados obtidos não estavam de acordo com o comportamento esperado, devido a isso apenas os tamanhos dos elementos da malha foram modificados. Já na Malha 1 (fina) apenas o número de camadas perto das paredes foi aumentado, pois quando os tamanhos dos elementos da malha eram reduzidos a malha deixava de ser ortogonal e o tempo computacional aumentava de maneira considerável. Na Tabela 4 também é apresentado também o valor de y^+ para cada malha, porque quanto menor o seu valor, melhor a captura dos fenômenos perto da parede. Esta característica das malhas é reforçada com o elevado número de camadas perto da parede.

Tabela 4 – Características das três malhas testadas.

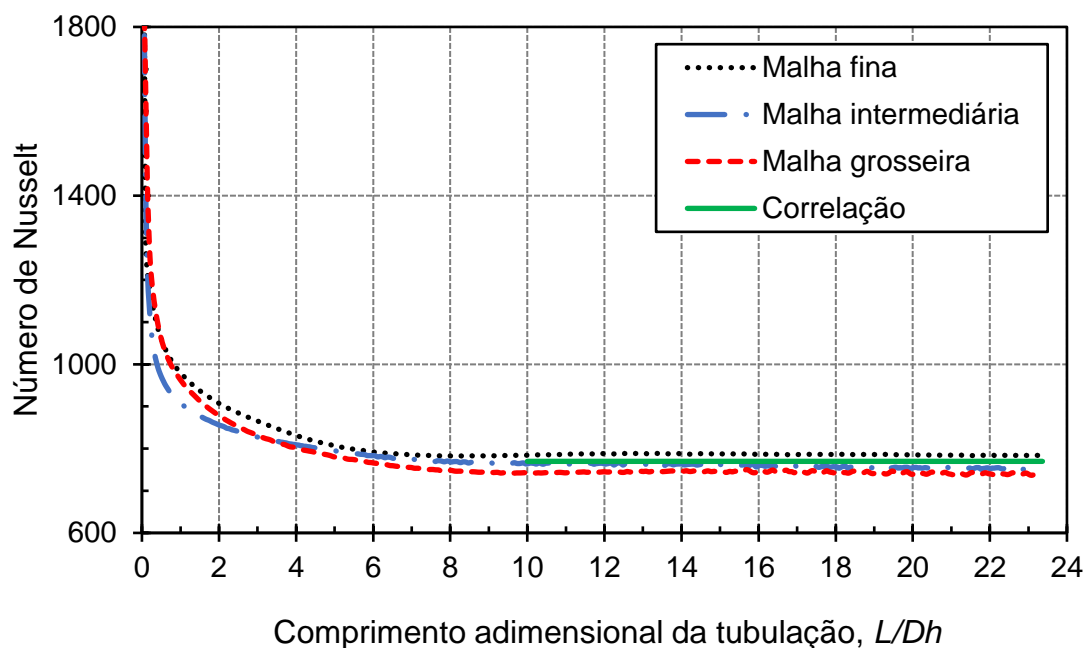
Dados	Malha 1: Fina	Malha 2: intermediaria	Malha 3: Grosseira
Número de elementos	5.184.000	4.104.000	1.683.360
Número de nós	5.302.584	4.220.424	1.736.640
Tamanho mínimo, mm	3,0	3,0	5,0
Tamanho máximo, mm	6,0	6,0	10,0
Tamanho máximo da face, mm	4,0	4,0	6,0
Número de camadas perto das paredes	20	15	15
y+	1,22	3,11	4,78
Tempo de simulação, horas	6	2	1

O teste de malha é realizado utilizando o fluido A, representado na Tabela 2, considerando a condição de escoamento turbulento com o número de Reynolds de 133.758 e utilizando a geometria concêntrica (Figura 28). É comparado a variação do número de Nusselt na parede interna da tubulação (motor) ao longo do comprimento adimensional L/D_h , proveniente da simulação, calculado através do procedimento descrito no tópico 5.3.1, com o número de Nusselt obtido pela correlação de Gnielinski (1976), equação (38), válida para $L/D_h \geq 10$. O resultado é representado nas Figuras 31 e 32. Na Dissertação é analisado apenas o número de Nusselt da parede interna da região anular (motor), uma vez que o objetivo do trabalho é analisar o resfriamento do motor.

Na Figura 31 os resultados numéricos estão de acordo com o esperado. Os valores de Nusselt são elevados no plano de entrada do espaço anular, diminuem acentuadamente na medida que aumenta a posição na tubulação até se tornar praticamente constante em $L/D_h = 8$ mantendo-se inalterado até a saída em $L/D_h = 23,36$. Isso configura um escoamento termicamente completamente desenvolvido. Estes valores nos trechos constantes são muito similar à resposta analítica obtida pela correlação de Gnielinski. Destaca-se

que a correlação apresenta uma linha horizontal pois trata do escoamento termicamente completamente desenvolvido. Como o comprimento da geometria é $L = 2$ m e o diâmetro hidráulico $D_h = 0,0856$ m, tem-se que o comprimento de entrada térmica é $L_{t,turbulento} = 0,6848$ m.

Figura 31 – Número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor para cada malha ao longo do comprimento do espaço anular. A linha horizontal contínua é resultado da correlação de Gnielinski.



Para identificar melhor a resposta de cada malha é proposto a Figura 32 que compara os valores do Nusselt para cada número de elementos utilizados em cada malha na região desenvolvida. A malha intermediária subestima o valor do Nusselt, enquanto que a malha fina o superestima, entretanto são as que mais se aproximam da resposta obtida com a correlação. Incorporando na análise o tempo de simulação, tem-se que a malha intermediária requer 2 horas de simulação enquanto que a fina 6 horas. Em função disso, a malha intermediária com 4.104.000 elementos (cuja vista transversal é mostrada na Figura 33) foi selecionada, visto que posteriormente serão realizadas simulações com outros fluidos e outras configurações, o que pode ocasionar em um aumento no tempo computacional.

Após incorporar as condições de contorno na malha selecionada, a

simulação foi executada em regime permanente, com a tolerância de 10^{-4} . Os resultados são pós processados no *Ansys CFD-Post* e apresentados no capítulo 6.

Figura 32 – Número de Nusselt para cada malha na região completamente desenvolvida, posição $L/D_h = 20$ perto da saída.

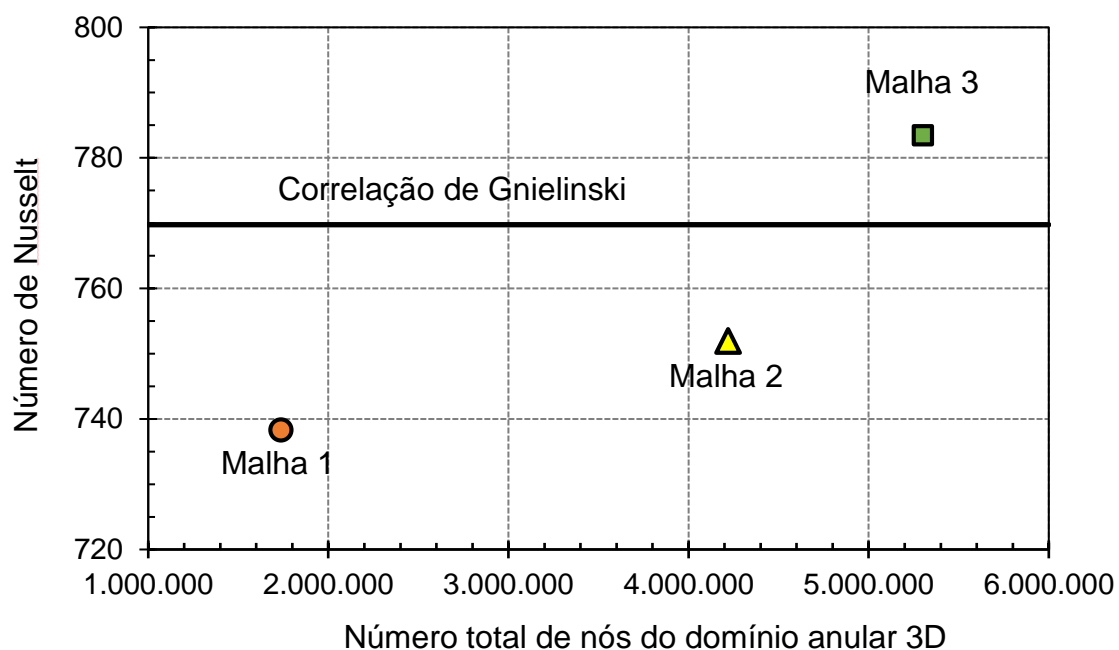
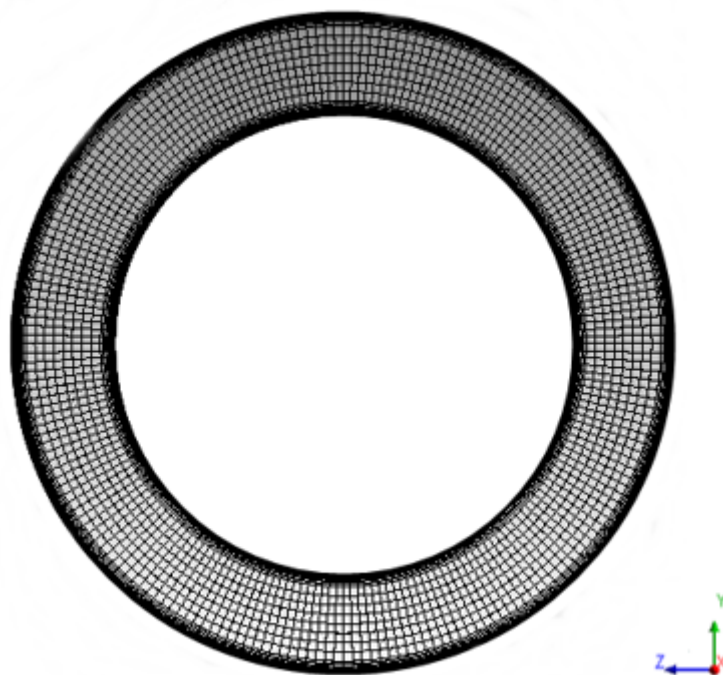


Figura 33 – Seção anular da malha com 4.104.000 elementos selecionada para simulação.



6 RESULTADOS

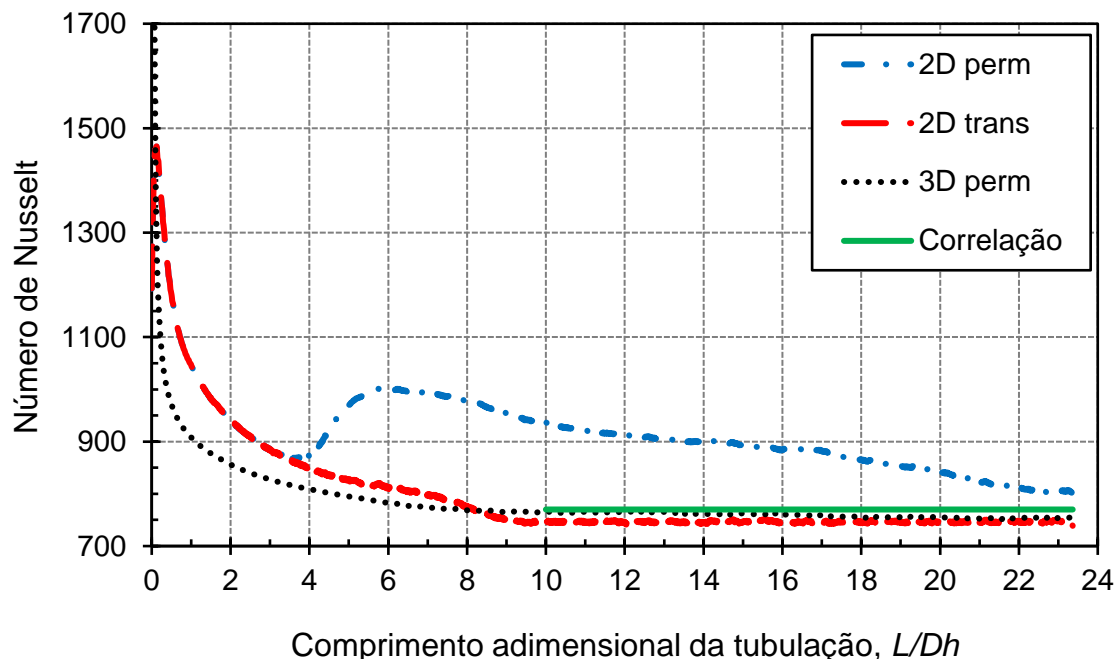
Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações dos 20 casos mencionados na Tabela 3 para a geometria de configuração anular. São analisados: (i) a influência da geometria 2D e 3D na troca de calor; (ii) análise de resfriamento do motor do sistema S-BCSS; (iii) a influência das propriedades dos fluidos na troca de calor; (iv) efeito da excentricidade na troca de calor; e (v) análise da eficiência da troca de calor para diferentes geometrias.

Os resultados são apresentados em função dos parâmetros adimensionais número de Reynolds, número de Nusselt, número de Prandtl, comprimento adimensional da tubulação de seção reta anular. Tendo como interesse, analisar o resfriamento do motor. Desta forma, os parâmetros números de Nusselt, coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor, correspondem a parede interna da geometria anular (Figura 28), que representa a superfície do motor do sistema.

6.1 INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA 2D e 3D NA TROCA DE CALOR

Nesta etapa é analisado se a simulação do fenômeno de transferência de calor por convecção possui dependência da geometria. Para tal análise, é apresentado o comportamento do número de Nusselt da parede interna do anular que representa a superfície do motor ao longo do comprimento da tubulação na Figura 34, considerando as geometrias 2D (Figura 30) e anular 3D (Figura 28). Com o intuito de se validar os resultados encontrados é utilizada a correlação do número de Nusselt de Gnielinski. Para essa análise foi utilizado o fluido A com o número de Reynolds de 133.758 na geometria concêntrica descrito na Tabela 3.

Figura 34 – Número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor para cada geometria variando ao longo do comprimento.



Na Figura 34 é possível observar que o comportamento do número de Nusselt ao longo do comprimento quando é utilizado uma geometria 2D e com a condição de escoamento permanente, não apresenta resultado coerente. Na região inicial da geometria o número de Nusselt apresenta um valor elevado, isto pode ser visualizado no intervalo $0 < L/D_h < 1$, sendo que o correto seria o número de Nusselt decrescer devido o desenvolvimento das camadas limites. Posteriormente, quando as camadas limites ainda estão se desenvolvendo, no intervalo entre $4 < L/D_h < 6$, é observado que o número de Nusselt apresenta uma segunda região de valor elevado, porém novamente as camadas limites ainda estão em desenvolvimento e o número de Nusselt deveria decrescer. Destacando que para escoamentos internos com transferência de calor por convecção, a camada limite térmica se desenvolve entre $0 < L/D_h < 10$.

A fim de verificar se a condição de escoamento permanente possuía alguma influência sobre o resultado apresentado pela geometria 2D, também foi analisado o desenvolvimento do número de Nusselt para a condição de escoamento transiente. Na Figura 34 é possível observar que o número de Nusselt para esse caso apresenta um comportamento mais coerente quando comparado com o caso permanente. Novamente é observado o mesmo pico

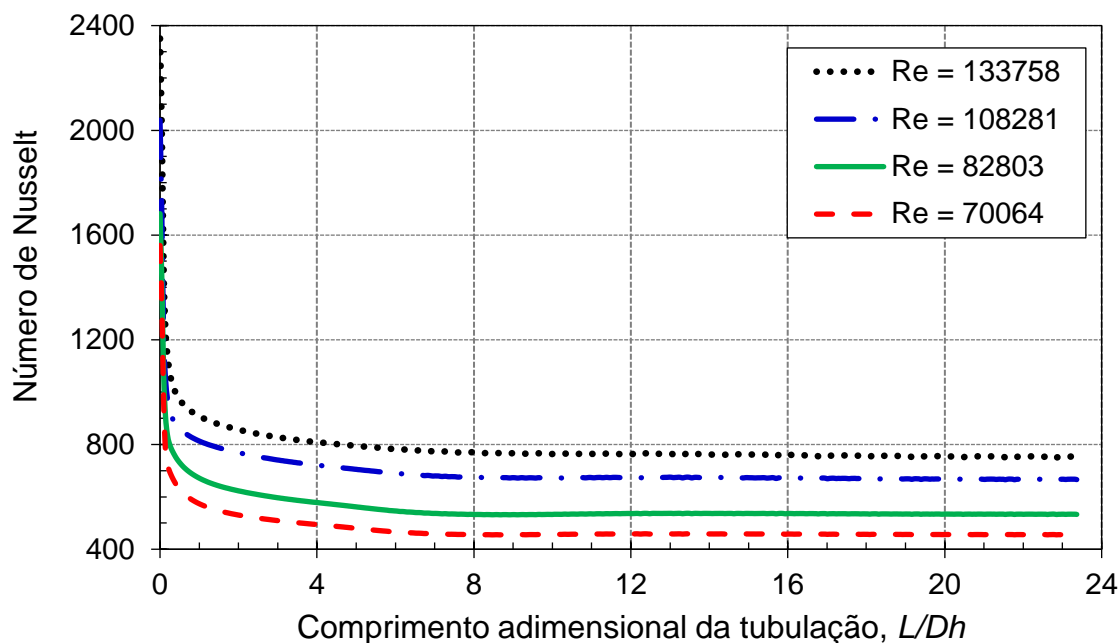
inicial, entre $0 < L/D_h < 1$.

Desta forma, pode-se observar que a simulação do escoamento turbulento com transferência de calor por convecção, apresenta uma dependência da geométrica, em vista que as simulações com geometria 2D considerando as condições permanente e transiente, não apresentaram resultados coerentes. Apenas a geometria 3D representa corretamente o fenômeno.

6.2 ANÁLISE DE RESFRIAMENTO DO MOTOR DO SISTEMA S-BCSS

Nessa etapa é analisado o resfriamento do motor do sistema S-BCSS, considerando o caso 1 (Tabela 3), que possui fluido com número de Prandtl igual a 7, considerando quatro números de Reynolds, 133.758, 108.281, 82.803 e 70.064, e geometria concêntrica. Esse processo é analisado através do número de Nusselt na parede interna (motor) ao longo do comprimento adimensional da tubulação e para quatro números de Reynolds, representado pela Figura 35.

Figura 35 – Número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor, utilizando o fluido com número de Prandtl 7 para quatro números de Reynolds ao longo do comprimento.



Na Figura 35 observa-se que a tendência do número de Nusselt é similar para os quatro números de Reynolds utilizados. Na região perto do plano de entrada o número de Nusselt apresenta maiores valores e decresce bruscamente até alcançar um comportamento constante. Para as quatro situações o escoamento pode ser considerado completamente desenvolvido quando $L/D_h > 10$, nessa condição o número de Nusselt tende a ficar constante durante o restante da geometria. Em outras palavras, a troca de calor da parede do motor para o fluido produzido (processo de resfriamento do motor) é predominantemente por convecção no trecho curto perto da entrada. A importância da troca de calor por condução aumenta gradativamente, devido ao desenvolvimento do escoamento, até atingir o equilíbrio com a troca convectiva.

Os elevados números de Nusselt encontrados destacam que a troca de calor sempre ocorre do sistema com maior temperatura (motor) para o de menor temperatura (fluido). Quanto maior o número de Nusselt, mais elevada a transferência de calor será, resultando no resfriamento do motor. Também pode ser observado que o número de Nusselt é dependente do número de Reynolds, pois quanto maior o Reynolds maior é o Nusselt. Isso demonstra que

a transferência de calor por convecção está diretamente relacionada com a quantidade de movimento.

A fim de se confirmar a veracidade dos resultados encontrados na simulação, o número de Nusselt da região completamente desenvolvida foi comparado com o resultado encontrado pela correção de Gnielinski (1976), representado pela Figura 36 e Tabela 5. Pode-se observar que para os quatro números de Reynolds utilizados o resultado da simulação se encontra próximo da correlação, na qual os erros com base na correlação não foram superiores a 5%. Com isso, pode-se destacar que as simulações realizadas estão representando de maneira adequada o comportamento do fenômeno de transferência de calor por convecção e suas magnitudes.

Figura 36 – Número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor, utilizando o fluido com número de Prandtl 7 para quatro número de Reynolds comparado com o resultado da correlação de Gnielinski (1976).

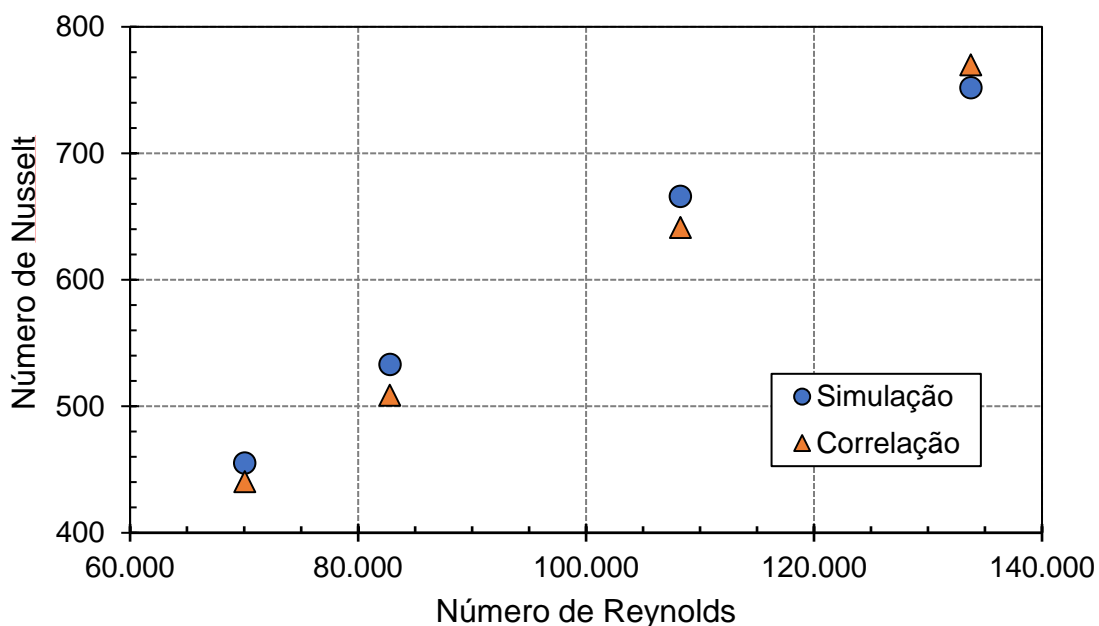
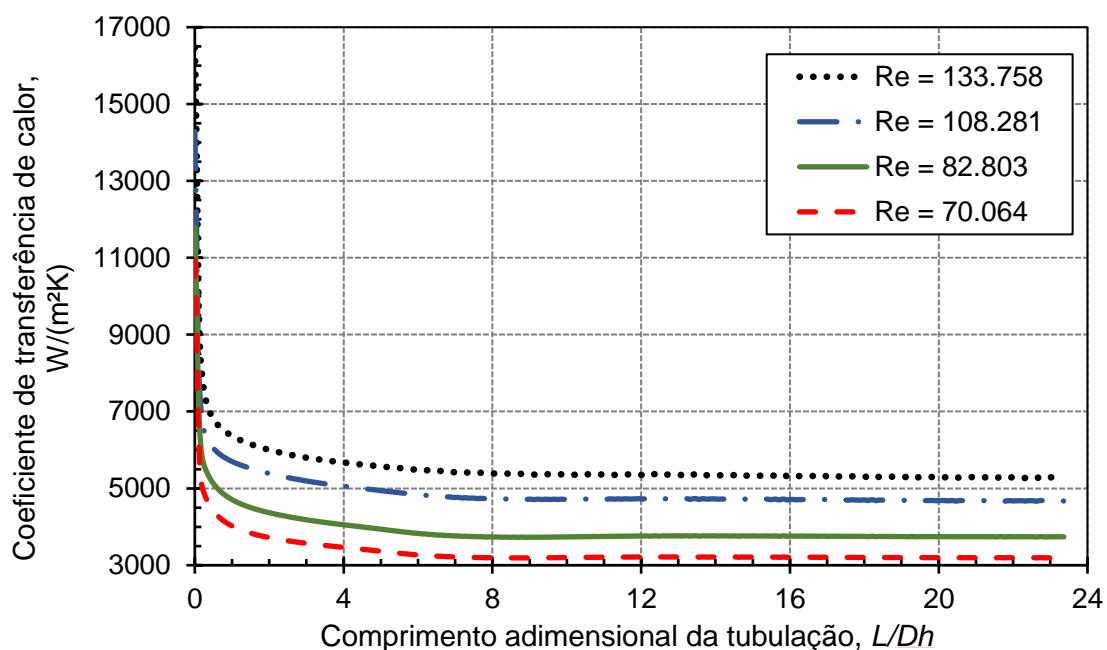


Tabela 5 – Erro do número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor, utilizando o fluido com número de Prandtl 7 para quatro números de Reynolds com base na correlação de Gnielinski (1976).

Número de Reynolds	Erro, %
133.758	2,31
108.281	3,85
82.803	4,78
70.064	3,34

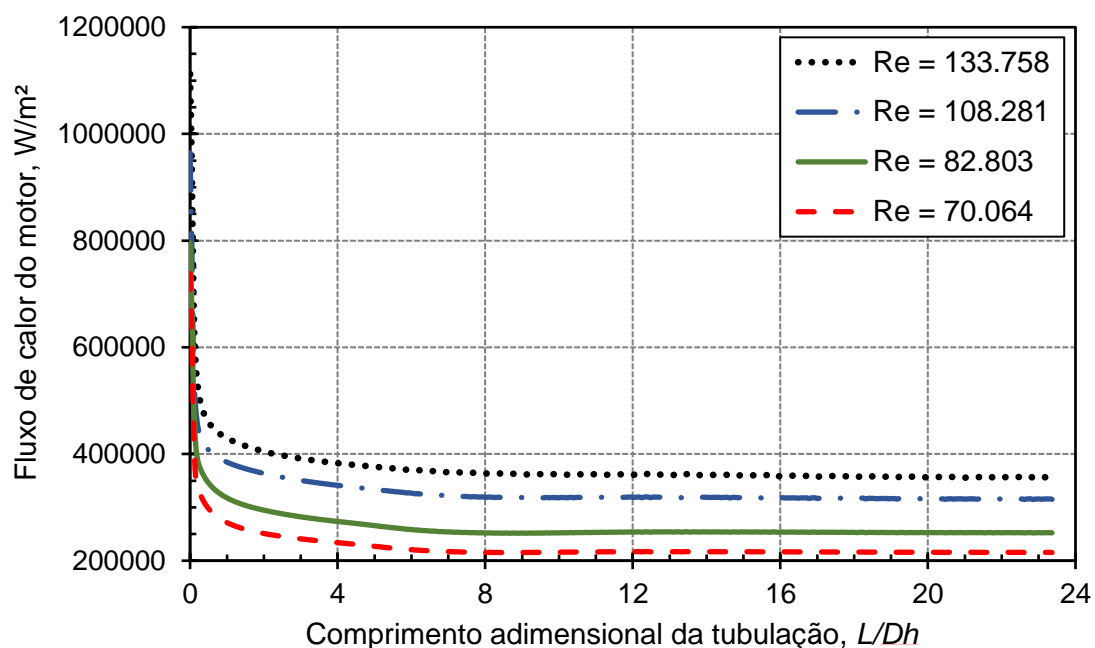
Outro parâmetro importante em problemas convectivos é o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), porém o mesmo é complexo de ser determinado. Na simulação, este coeficiente para a condição de contorno de temperatura constante na parede é determinado através da equação (62) e o resultado representado na Figura 37. Pode-se observar através das Figuras 35 e 37 que esse coeficiente é diretamente proporcional ao número de Nusselt, pois as curvas apresentam comportamento similar em todas regiões, desde o desenvolvimento das camadas limites até a região completamente desenvolvida. Este é um resultado já esperado, pois através do equacionamento do número de Nusselt, equação (16), observa-se que esses dois parâmetros são diretamente proporcionais.

Figura 37 – Coeficiente de transferência de calor por convecção na parede interna do anular que representa a superfície do motor, utilizando o fluido com número de Prandtl 7 para quatro números de Reynolds ao longo do comprimento.



Através das curvas do coeficiente de transferência de calor por convecção e das temperaturas da superfície (T_s) e do fluido suficientemente longe da superfície (T_∞), é possível determinar o fluxo de calor na parede (\dot{q}_{conv}) mediante a equação (9). No entanto, na simulação esse parâmetro é determinado para cada elemento de malha na parede através da equação (56) até a equação (61), o resultado está representado pela Figura 38. Lembrando que está sendo considerado a condição de temperatura constante na superfície, isso é devido a não obtenção dos dados necessários para calcular o fluxo de calor que o motor elétrico estaria dissipando de acordo com cada vazão de operação do sistema.

Figura 38 – Fluxo de calor na parede interna do anular que representa a superfície do motor, utilizando o fluido com número de Prandtl 7 para quatro números de Reynolds ao longo do comprimento.



Através da Figura 38 pode ser analisado como seria o comportamento da temperatura do motor se fosse realizado as simulações com o fluxo de calor constante na superfície. Pois, para uma temperatura constante na superfície, a região inicial de desenvolvimento das camadas limites apresentou maiores valores de fluxo de calor, ou seja, foi necessário um fluxo de calor mais intenso para manter a condição de temperatura constante. Já na região de escoamento completamente desenvolvido o fluxo de calor do motor tende a ficar constante. Deste modo, se fosse considerado o caso com fluxo constante na superfície, a temperatura apresentaria menores valores na região inicial da geometria, devido ao desenvolvimento das camadas limites, pois nessa região a transferência de calor é mais intensa, e maiores valores na região completamente desenvolvida. Portanto, a curva de temperatura do motor teria um comportamento inverso que o apresentado pelo fluxo de calor do motor na Figura 38, destacando assim o resfriamento do motor devido o fluxo do fluido produzido.

Essa análise também pode ser feita observando a equação de transferência de calor por convecção Equação (9) e a Figura 37, com os valores do coeficiente convectivo e um fluxo de calor constante. Esse resultado

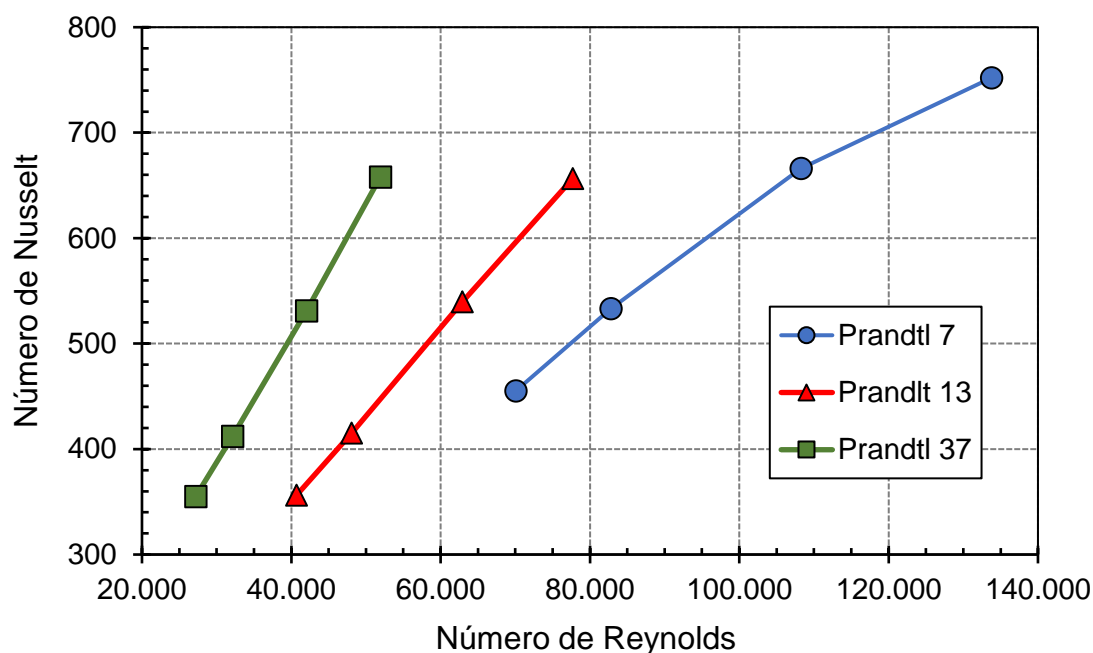
está de acordo com o trabalho de Betônico (2015), onde foi mostrado que o motor elétrico de uma BCS apresenta menores temperaturas na base, representado pelo início da região anular, e maiores no topo, final da região anular.

Também é observado que o fluxo de calor do motor para o fluido é diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção, como pode ser visto na equação (9). Assim, as curvas do fluxo de calor do motor e do coeficiente convectivo apresentam o mesmo comportamento da curva do número de Nusselt, destacando assim que o resfriamento do motor pode ser analisado apenas pelo número de Nusselt.

6.3 INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS NA TROCA DE CALOR

Nesta seção é observado o resfriamento do motor do sistema S-BCSS considerando os casos 1, 2 e 3 (descritos na Tabela 3), que tratam de simulações com a geometria concêntrica com quatro números de Reynolds. Em cada caso é utilizado fluidos com números de Prandtl de 7, 13 e 37, respectivamente. Valor elevado do número de Prandtl significa que o fluido apresenta uma difusão de calor mais lenta e por consequência uma camada térmica mais fina do que a hidrodinâmica. Foram utilizados três números de Prandtl com o intuito de analisar, o quanto que o incremento deste parâmetro pode influenciar na transferência de calor por convecção. Esse problema é analisado através do número de Nusselt na parede interna do anular, na posição $L/D_h = 20$ que é perto do plano de saída localizado em $L/D_h = 23,36$, e para as quatro vazões selecionadas, representadas pelo número de Reynolds, para cada fluido. Os resultados são exibidos na Figura 39.

Figura 39 – Número de Nusselt na parede interna do anular que representa a superfície do motor na região completamente desenvolvida variando com o número de Reynolds para três fluidos.



Na figura destaca-se que a predominância dos efeitos de inercia sobre os viscosos, isto é, aumento do número de Reynolds, origina que o número de Nusselt também aumente. Entretanto fluidos com elevados números de Prandtl originam uma resposta mais rápida do número de Nusselt para igual variação do número de Reynolds. Como o número de Prandtl caracteriza a relação entre a dissipação de quantidade de movimento e de calor através do fluido, tem-se que o fluido com menor número de Prandtl apresenta uma difusão de calor mais rápida. Também é observado que a relação $Nu = f(Re, Pr)$ é válida.

Como neste caso as vazões do sistema foram mantidas constantes, pode-se observar que o fluido com número de Prandtl 7 apresenta os maiores valores de número de Nusselt na região completamente desenvolvida, ou seja, maior intensidade de transferência de calor entre a superfície e o fluido. Já em relação ao fluido com número de Prandtl 13 que possui *BSW* de 50%, é possível observar que o número de Reynolds fica entre os valores apresentados pelos outros dois fluidos. Porém, o seu número de Nusselt é menor do que o apresentado pelo fluido com número de Prandtl 7 e praticamente igual ao fluido com número de Prandtl 37. Assim, é destacado que esse fluido, que é uma mistura dos outros dois, não apresenta maior

intensidade na transferência de calor por convecção, quando comparado com o fluido de número de Prandtl 37, mesmo que nesse caso ele apresente maior quantidade de movimento. Isso mostra que, na fase de mistura, os parâmetros relacionados com a transferência de calor por convecção do fluido com número de Prandtl 37 prevalecem sobre os do fluido com número de Prandtl 7.

Entretanto, quando as curvas são extrapoladas pode-se analisar que para um mesmo número de Reynolds o fluido com o maior número de Prandtl, $Pr = 37$, tende a ter um maior número de Nusselt que os demais. Toma-se como exemplo o número de Reynolds igual a 40.000, analisa-se que o número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 13 está próximo de 350, enquanto o do fluido com número de Prandtl 37 é aproximadamente 500. Já para o número de Reynolds igual a 70.000, observa-se que o número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 7 é aproximadamente 450, enquanto o do fluido com número de Prandtl 13 é 600. Portanto, para um mesmo número de Reynolds, quanto maior o número de Prandtl do fluido, maior é o seu número de Nusselt e mais intenso é a transferência de calor por convecção entre o fluido e o motor elétrico.

6.4 EFEITO DA EXCENTRICIDADE SOBRE A TROCA DE CALOR

Nesta etapa é analisado o efeito da excentricidade sobre a transferência de calor. A excentricidade representa o deslocamento do centro da tubulação interna em relação ao centro da tubulação externa. A geometria anular pode ter valores de excentricidade variando entre $0 \leq \epsilon \leq 1$, onde $\epsilon = 0$ representa uma geometria anular concêntrica e para $\epsilon = 1$ a tubulação interna está em contato direto com a externa. Este parâmetro é importante para analisar situações que ocorrem, por exemplo, sem o uso de centralizadores no espaço motor / capsula. Com o intuito de diferenciar a excentricidade vertical inferior e superior é especificado o sinal negativo (-) para a excentricidade inferior e o sinal positivo para a superior (+).

A excentricidade horizontal também pode acontecer, quando o tubo interno possui um deslocamento apenas horizontal, deslocando-se para direita

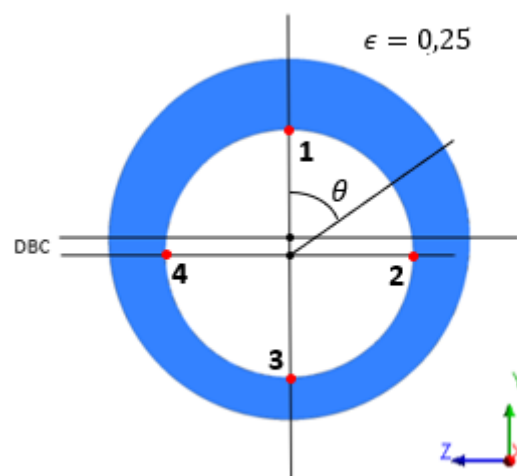
ou para a esquerda. Porém este tipo de excentricidade necessita da utilização de centralizadores para ser formada, enquanto a excentricidade vertical pode ser formada apenas devido ao efeito da gravidade.

Foram selecionados dois níveis de excentricidade vertical determinados através da equação (43), $-0,25$ e $-0,5$.

6.4.1 Excentricidade vertical de $-0,25$

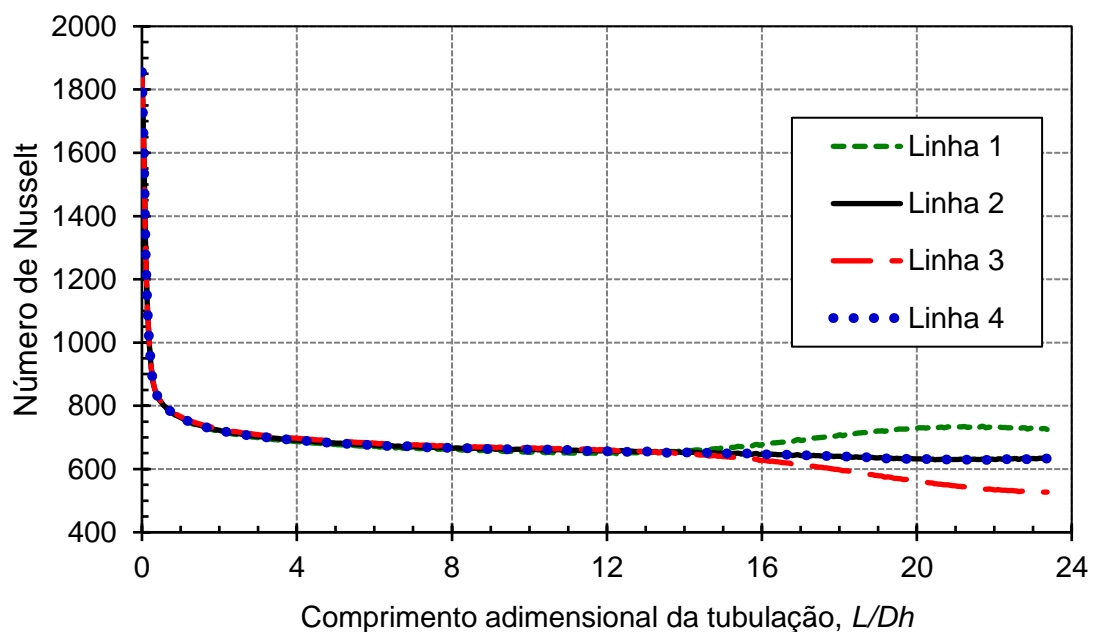
Nesta situação, foi selecionado o caso 4 (Tabela 3), que possui fluido com número de Prandtl igual a 37, considerando quatro números de Reynolds, 51.916, 42.027, 32.138 e 27.193. Para esta análise foram utilizadas quatro linhas ao longo da tubulação interna, destacadas na Figura 40 através dos pontos 1, 2, 3 e 4. Estas linhas se encontram enumeradas no sentido horário na tubulação interna, iniciando-se na extremidade superior. O ponto 1 apresenta maior abertura para o fluxo, os pontos 2 e 4 apresentam uma abertura intermediária e o ponto 3 apresenta a menor abertura. Os pontos 2 e 4 possuem abertura para o fluxo igual, pois a geometria possui simetria em torno do eixo vertical. Portanto, de 1 para 2 e para 3 o espaço aberto para o fluxo é gradativamente reduzido devido a excentricidade vertical.

Figura 40 – Seção anular da geometria de excentricidade vertical de $-0,25$ com as posições das linhas ao longo da tubulação numeradas de 1 a 4.

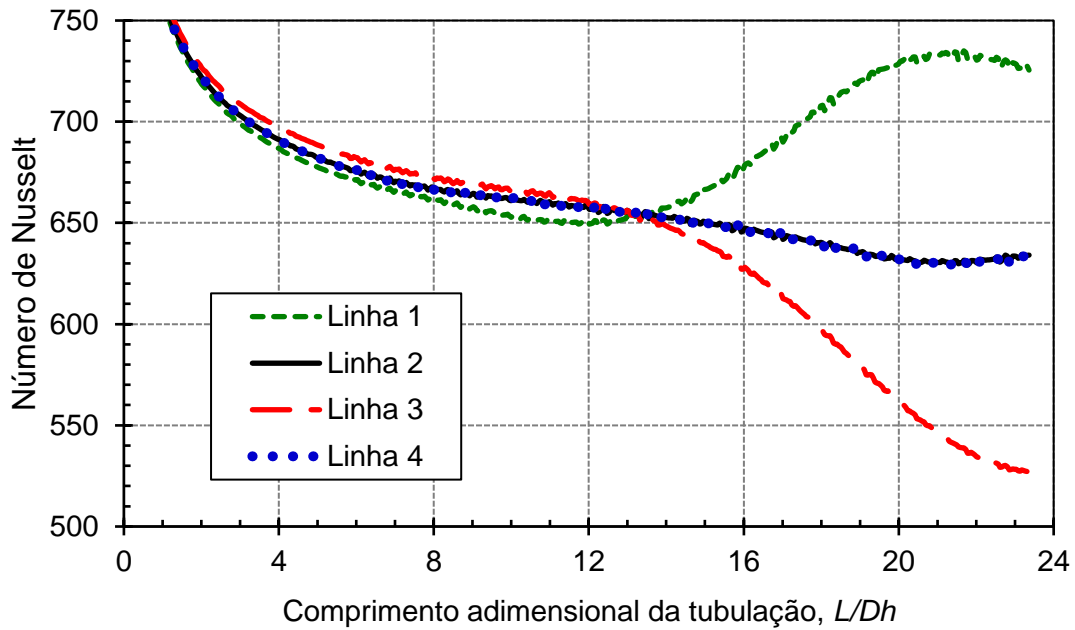


Primeiramente, foi gerado um gráfico de número de Nusselt nas quatro linhas selecionadas ao longo do comprimento para o Reynolds de 51.916, o resultado é representado pela Figura 41. Através da Figura 41(a), observa-se que o número de Nusselt possui variação angular. Nota-se que as respostas nas posições 2 ($\theta = 90^\circ$) e 4 ($\theta = 270^\circ$) são similares, isso demonstra que a geometria excêntrica possui uma simetria sobre o eixo vertical. As respostas nas posições 1 ($\theta = 0^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) apresentam uma variação inversa, a partir de um determinado ponto ($L/D_h = 14$) o número de Nusselt na posição 1 aumenta, enquanto o Nusselt na 3 diminui.

Figura 41 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 e número de Reynolds 51.916 nas quatro linhas da geometria com excentricidade vertical de -0,25 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.



(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.



(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

É destacado na Figura 41(b) que o escoamento aparentemente não se desenvolve em nenhuma das quatro linhas selecionadas. No entanto, este resultado está relacionado com efeito da excentricidade sobre o escoamento. Inicialmente os resultados apresentados não são suficientes para esclarecer os questionamentos sobre o escoamento não se desenvolver em nenhuma região e porque cada região possui um comportamento diferente do número de Nusselt. Tais questionamentos são esclarecidos no decorrer do tópico e ficam mais evidentes quando as Figuras 47 e 48 são apresentadas.

Através da Figura 41, pode-se observar que quando a transferência de calor por convecção ocorre em uma geometria excêntrica o número de Nusselt passa a ser dependente também da excentricidade (ϵ) e do ângulo (θ). Com isso, o número de Nusselt para geometrias excêntricas é descrito através de uma função da coordenada espacial adimensional na direção do escoamento (x^*), dos números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), da excentricidade (ϵ) e do ângulo (θ), como representado pela equação (63).

$$Nu = F(x^*, Re, Pr, \epsilon, \theta) \quad (63)$$

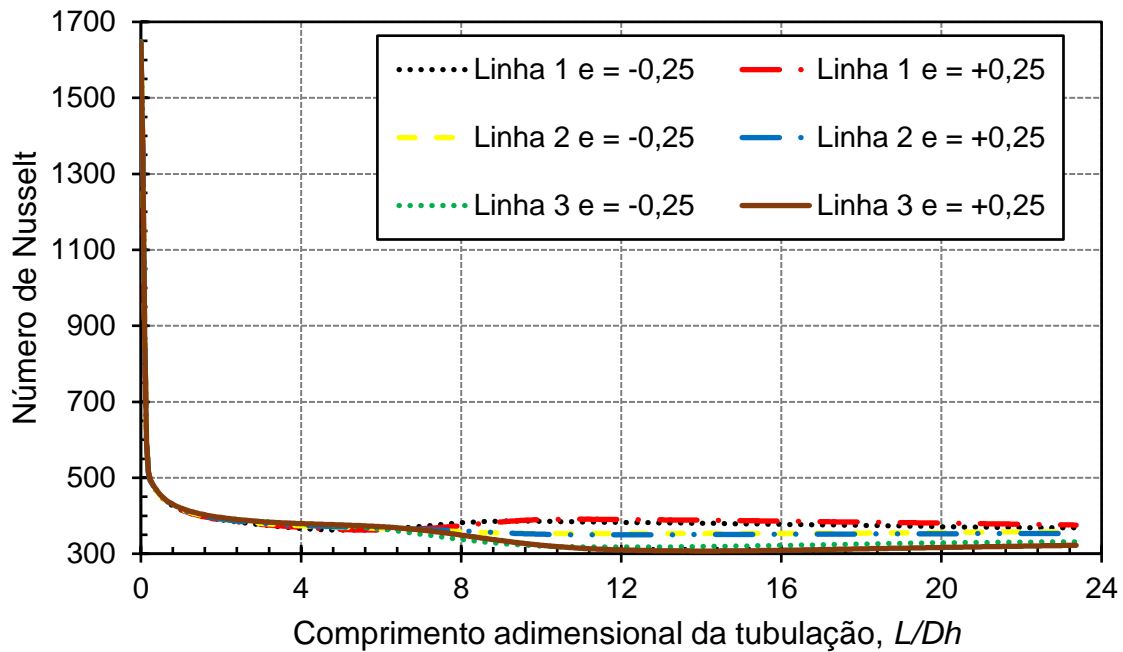
O estudo desse parâmetro para geometrias excêntricas não foi

encontrado na literatura, da mesma forma que essa função também não é encontrada, sendo que a única função do número de Nusselt encontrada é destacado na equação (20). Porém, a função destacada na equação (20) não é válida para geometrias excêntricas.

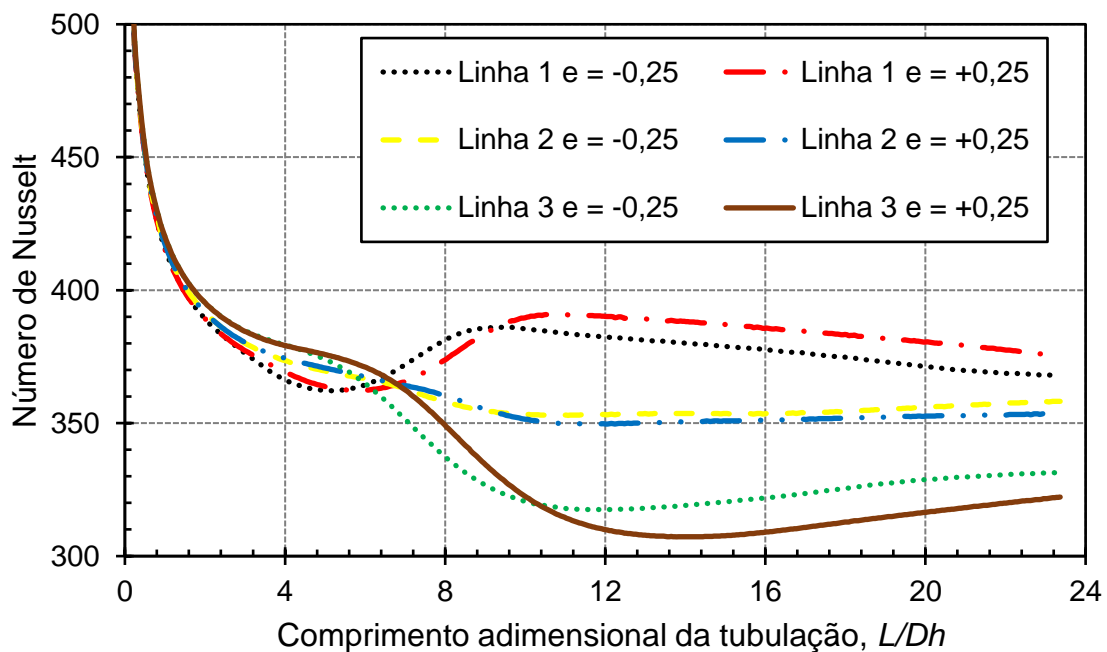
Deste modo, através da equação (63) pode-se destacar uma nova função do número de Nusselt para geometrias excêntricas. Esse trabalho é o primeiro a destacar que o número de Nusselt para geometrias excêntricas é função de alguns parâmetros a mais, como a excentricidade (ϵ) e o ângulo (θ). Portanto, através desse dado verifica-se que são necessários estudos a fim de desenvolver correlações para essa geometria.

Como neste caso o efeito da gravidade é desprezível, devido as condições de operação que se encontra o sistema, descrito na seção 2.4, os resultados encontrados considerando as excentricidades verticais inferior ($\epsilon = -0,25$) e superior ($\epsilon = +0,25$) para o escoamento com número de Reynolds de 27.193 são analisados através da Figura 42. Neste caso foram analisadas as mesmas posições, onde de 1 para 2 e para 3 o espaço aberto para o fluxo é gradativamente reduzido.

Figura 42 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 e número de Reynolds 27.193 nas três linhas da geometria com excentricidade vertical inferior (-0,25) e superior (+0,25) ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.



(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.



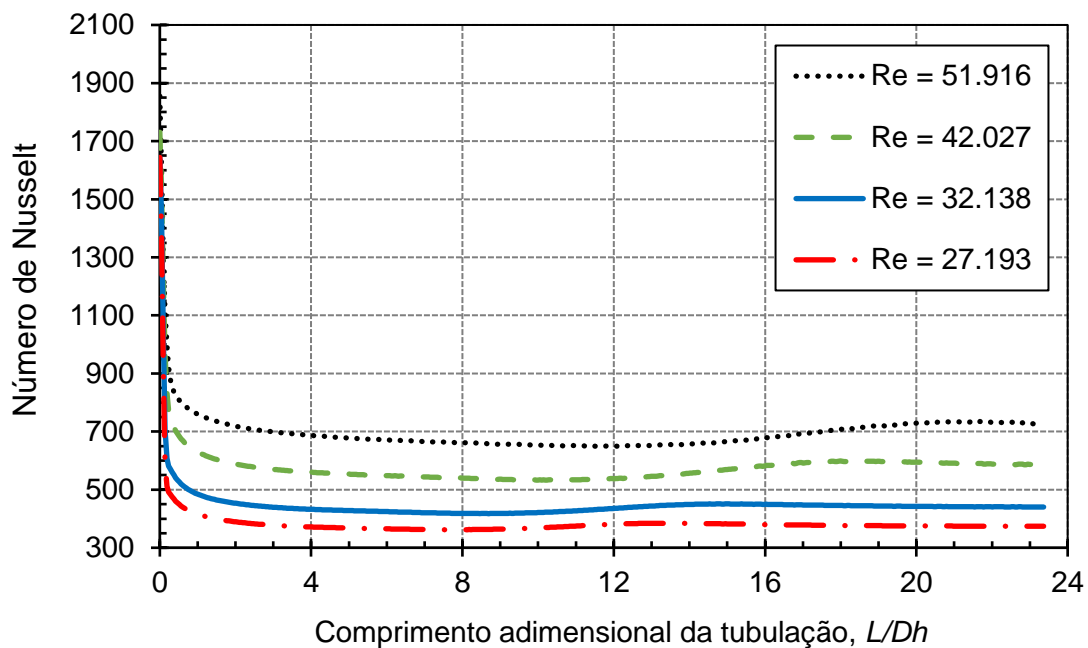
(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Na Figura 42(a), observa-se que os resultados das excentricidades

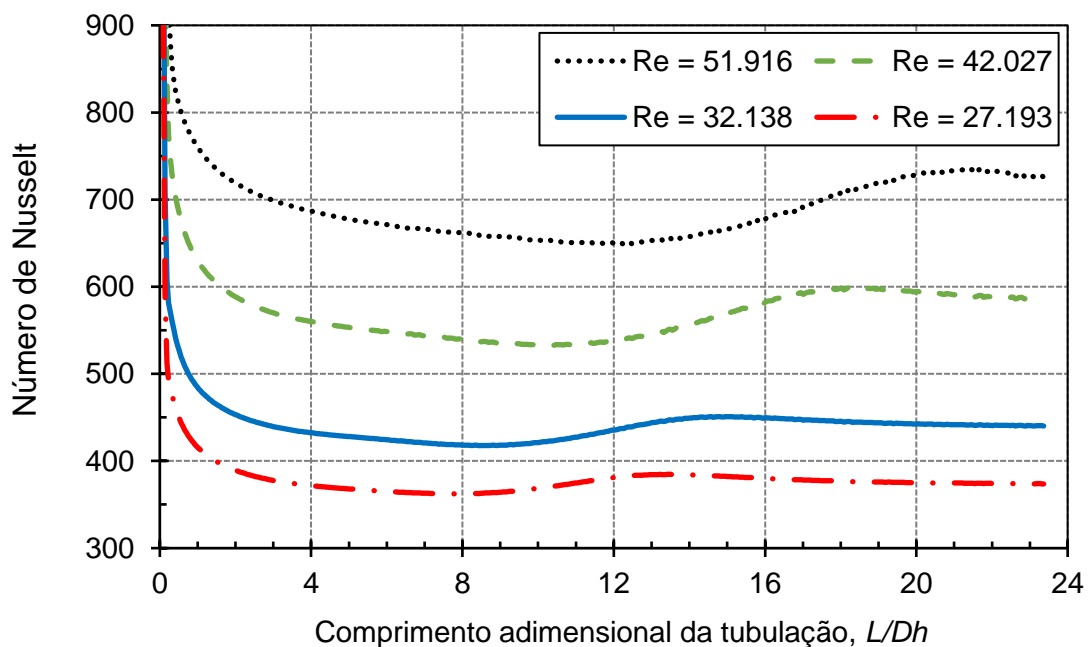
inferior ($\epsilon = -0,25$) e superior ($\epsilon = +0,25$) são praticamente iguais. Entretanto, na Figura 42(b) é possível verificar que os resultados próximos, porém diferentes. Deste modo, é constatado que os números de Nusselt das excentricidades verticais inferior ($\epsilon = -0,25$) e superior ($\epsilon = +0,25$) provenientes de um escoamento turbulento com transferência de calor por convecção são diferentes, no entanto é destacado que as suas diferenças são de pequena ordem de grandeza. Portanto, no processo de resfriamento do motor elétrico as excentricidades verticais inferior ou superior são praticamente indiferentes.

Nos casos com excentricidade vertical de $-0,25$ serão analisados o número de Nusselt nas linhas 1, 2 e 3 para quatro números de Reynolds, possibilitando assim uma melhor compreensão do comportamento do fenômeno de transferência de calor. Os resultados são representados pelas Figuras 43, 44 e 45.

Figura 43 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 para quatro números de Reynolds na posição 1 ($\theta = 0^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,25 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.

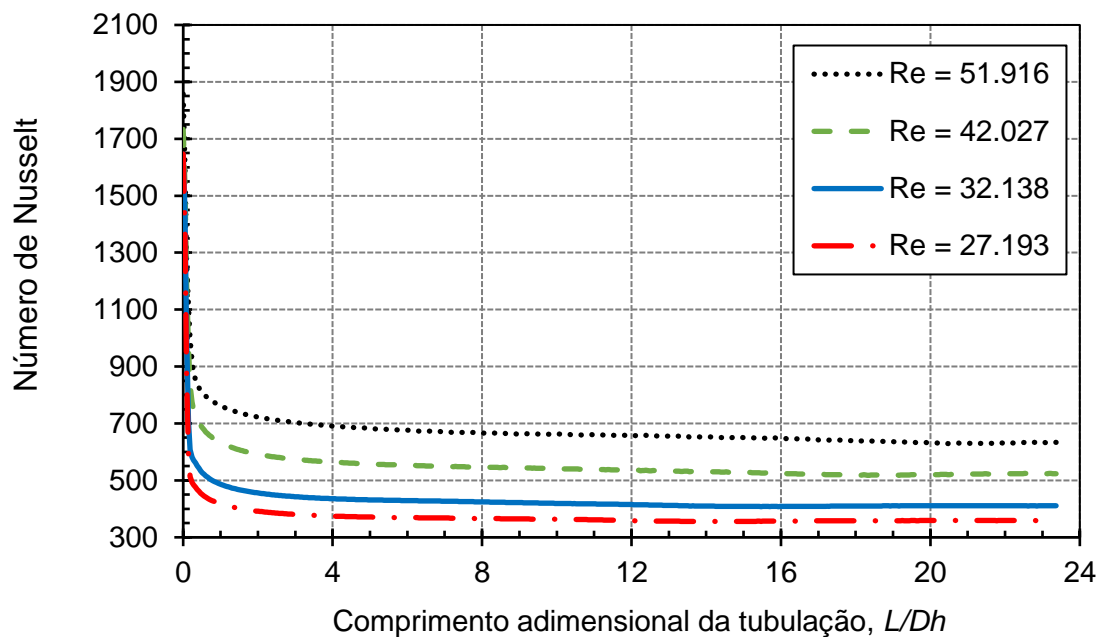


(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.

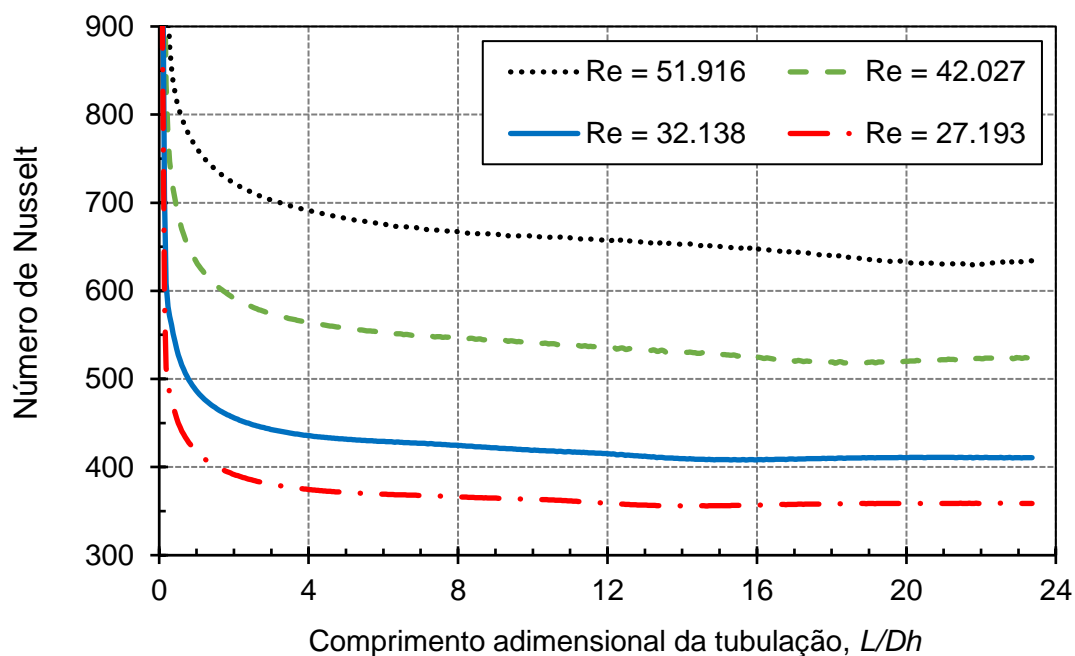


(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Figura 44 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 para quatro números de Reynolds na posição 2 ($\theta = 90^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,25 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.

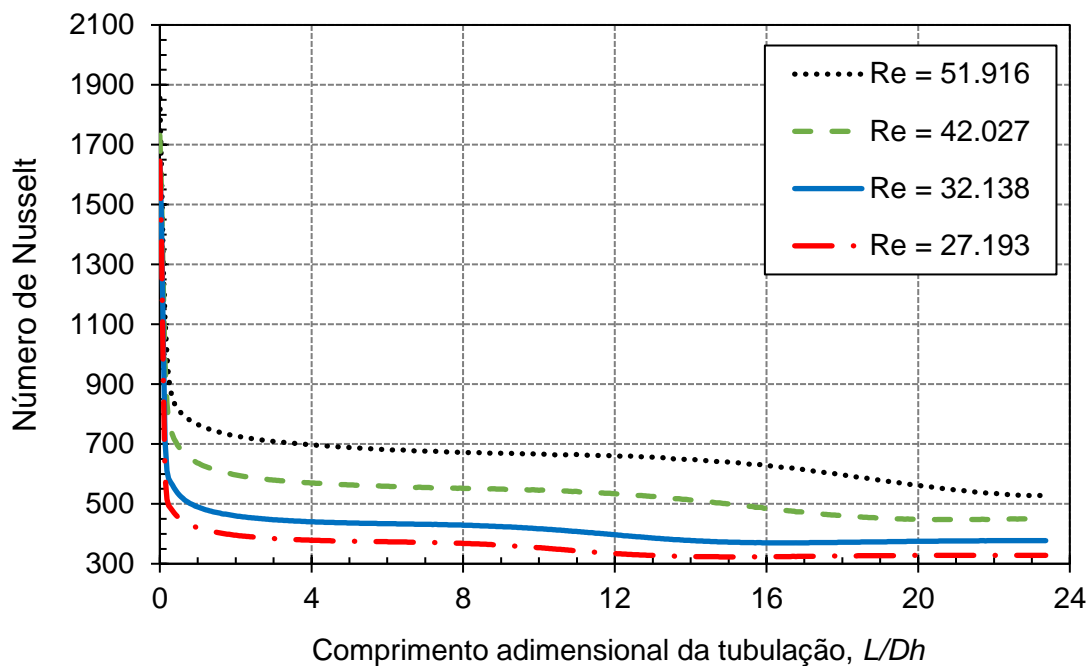


(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.

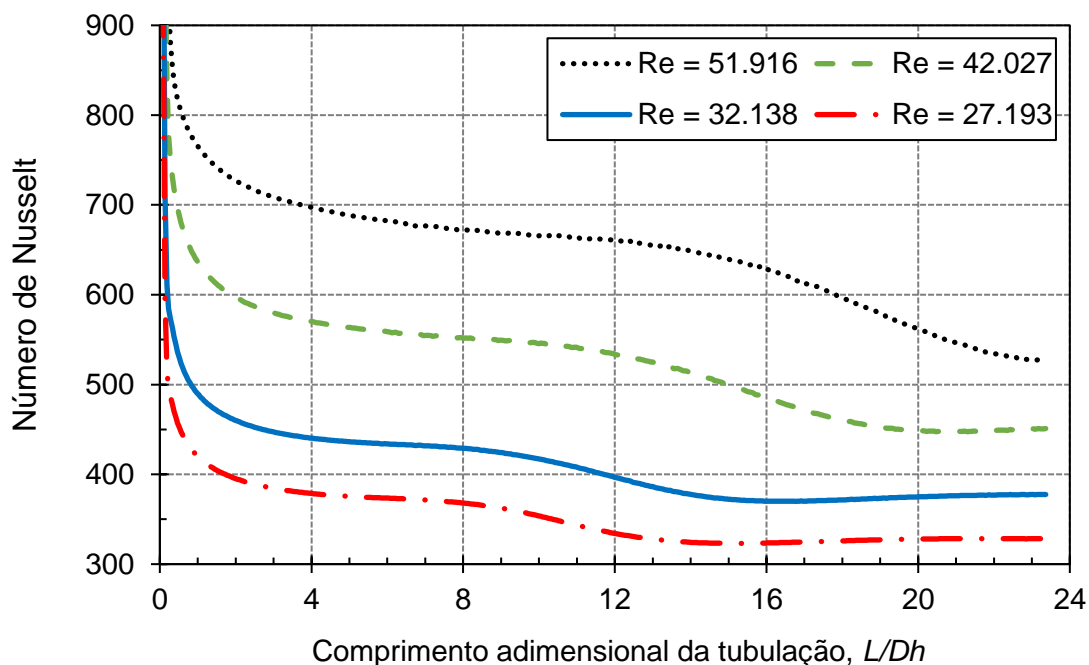


(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Figura 45 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 para quatro números de Reynolds na posição 3 ($\theta = 180^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,25 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.



(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.



(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Nas Figuras 43(a) e 45(a), nota-se que número de Nusselt nas posições

1 ($\theta = 0^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) possuem uma variação a partir de um mesmo ponto, quando analisado o mesmo número de Reynolds. Quanto menor o Reynolds, menor é a posição dessa variação. Outro ponto destacado é que a intensidade da variação do número de Nusselt é praticamente a mesma, porém em sentidos contrários, destacando que o fenômeno responsável pela variação do número de Nusselt nas posições 1 ($\theta = 0^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) é o mesmo. Nas Figuras 43(b) e 45(b), isto fica ainda mais evidente e pode ser observado que para os quatro Reynolds analisados o escoamento está começando a se desenvolver no final da geometria.

Já na Figura 44(a), o número de Nusselt na posição 2 ($\theta = 90^\circ$) possui uma baixa variação onde o escoamento se desenvolve ($L/D_h > 10$) e o número de Nusselt permanece praticamente constante durante toda a tubulação. Mas na Figura 44(b), fica evidente que o escoamento com os números de Reynolds de 51.916 e 42.027 não se desenvolvem em $L/D_h > 10$. Já para os números de Reynolds de 32.138 e 27.193, o escoamento se desenvolve no final da geometria em $L/D_h > 18$. Este desenvolvimento tardio é provocado pela transferência de quantidade de movimento mostrada nas Figuras 47 e 48.

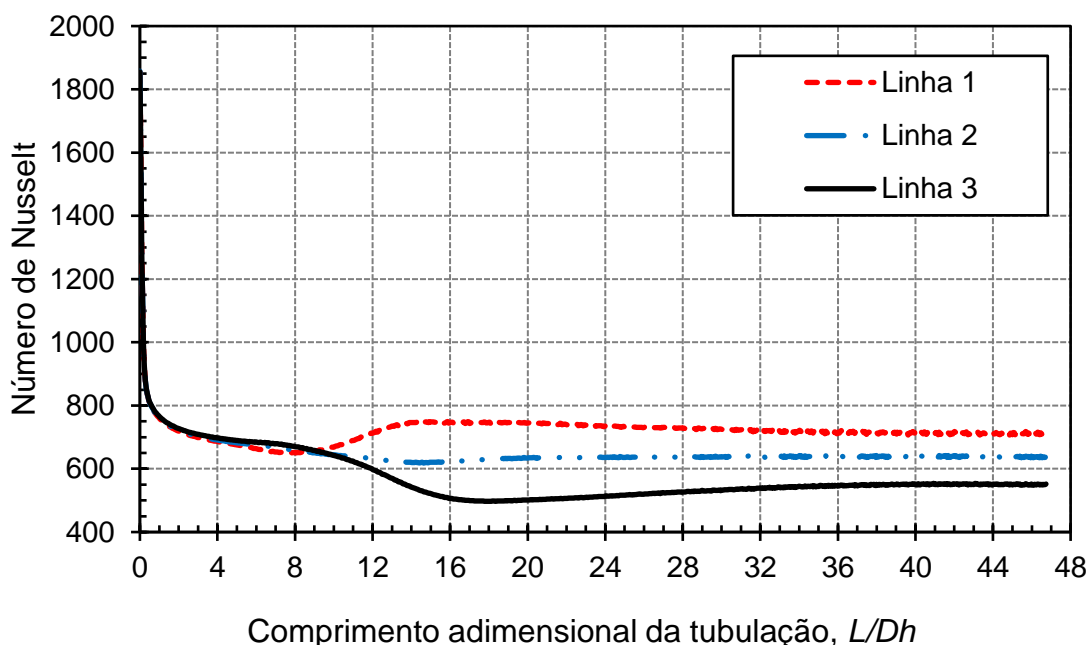
Entretanto, o resultado encontrado nas posições 1 ($\theta = 0^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) não era o esperado, pois o número de Nusselt é dependente dos fenômenos convectivos, que por sua vez são dependentes da quantidade de movimento. Como a região superior, onde a posição 1 ($\theta = 0^\circ$) está localizada, possui uma maior área para o escoamento do fluido, logo a quantidade de movimento nessa região é menor, assim o número de Nusselt deveria ser menor. O inverso acontece para a região inferior, onde a posição 3 ($\theta = 180^\circ$) está localizada. Entretanto, não é isso que pode ser observado nas Figuras 43 e 45.

Esse comportamento do número de Nusselt não favorece o resfriamento uniforme do motor elétrico. Pois a região inferior com menor espaço aberto para o fluxo apresenta menores números de Nusselt, logo a transferência de calor naquela região é inferior, resultando em maiores temperaturas na superfície. Já a região superior que apresenta maiores números de Nusselt possui menores temperaturas. Com isso, o motor elétrico possui um

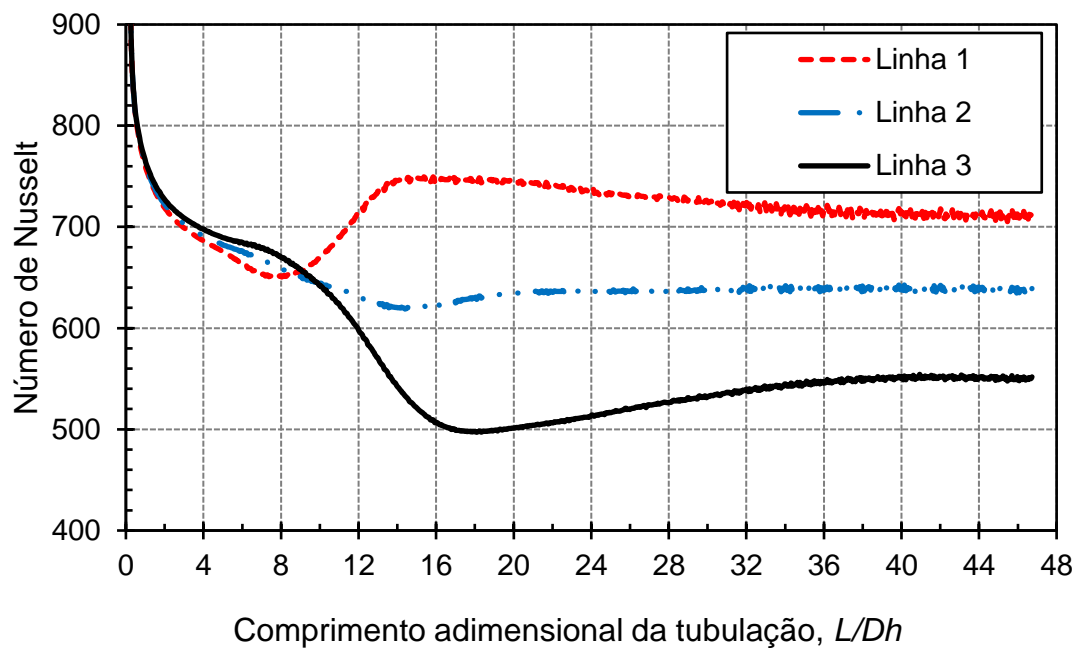
superaquecimento na sua região inferior, afetando a sua eficiência e colocando em risco o seu funcionamento.

Com o intuito de se analisar o desenvolvimento do escoamento a geometria (Figura 28) teve seu comprimento dobrado, $L = 4\text{ m}$. Neste caso foi selecionado o escoamento com número de Reynolds de 51.916 e os resultados do número de Nusselt para essa nova geometria está representada na Figura 46. Na Figura 46(a) nota-se que o escoamento realmente se desenvolve, porém neste caso o comprimento de entrada encontrado na literatura ($L/D_h > 10$) não é válido. Na Figura 46(b), fica evidente que o escoamento se desenvolve quando $L/D_h > 40$, com isso o comprimento de entrada foi quatro vezes maior que o encontrado na literatura. Portanto, é possível verificar que quando uma excentricidade é formada em uma geometria anular o comprimento de entrada para o escoamento se desenvolver passa a ser função da excentricidade.

Figura 46 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 37 e número de Reynolds 51.916 nas três linhas da geometria aumentada ($L = 4\text{ m}$) com excentricidade vertical inferior (-0,25) ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.



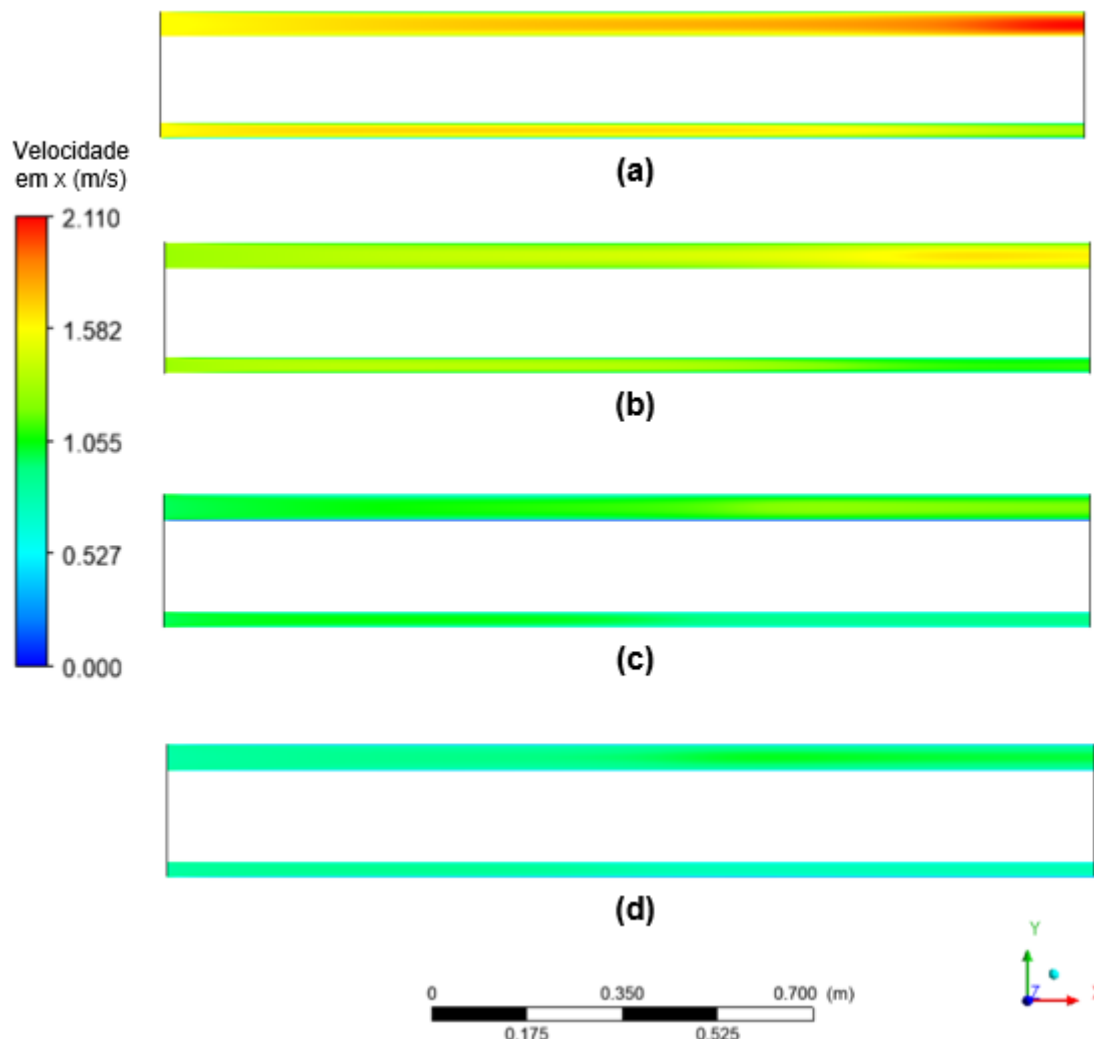
(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.



(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

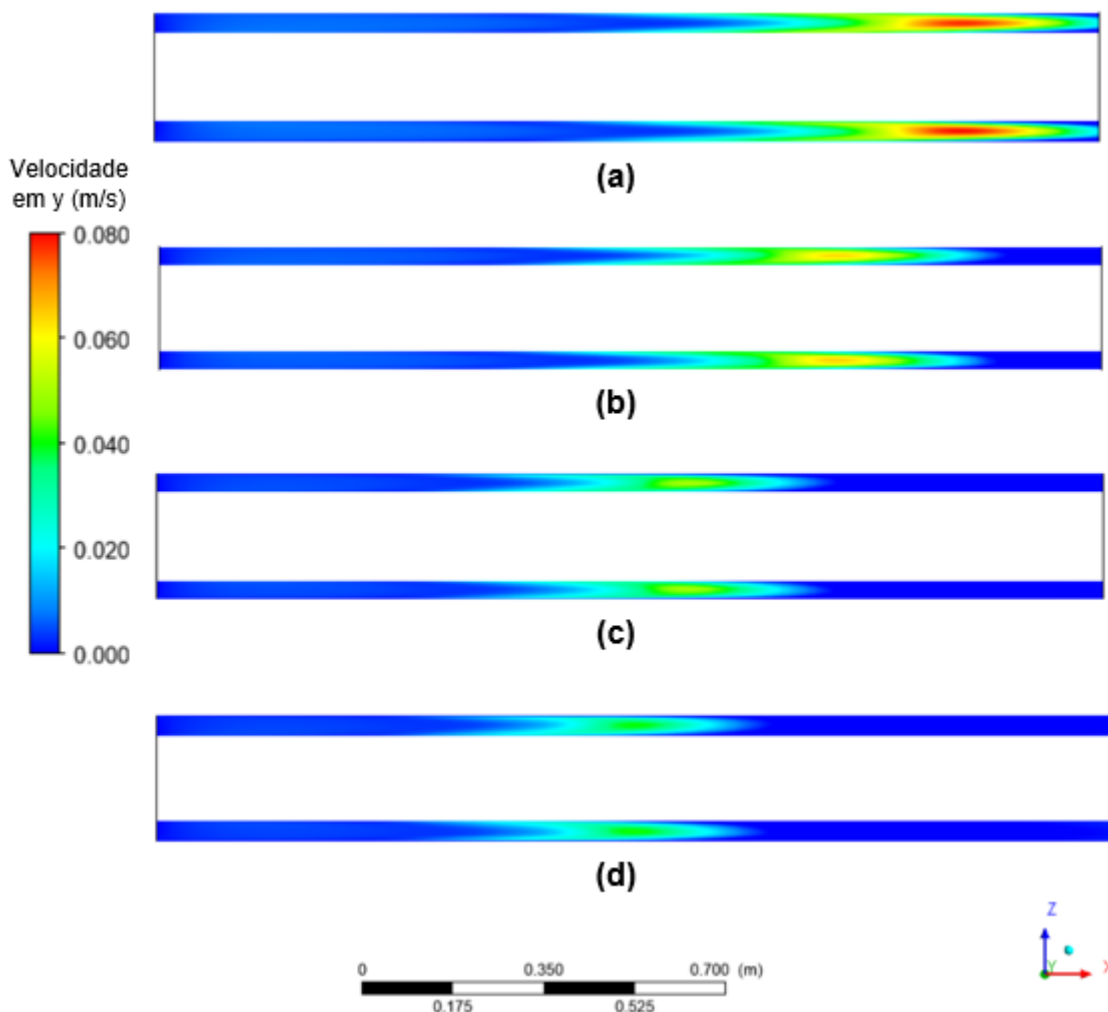
Através das Figuras 47 e 48 é possível explicar o comportamento do número de Nusselt para a geometria com excentricidade vertical de 0,25. Nelas estão representados respectivamente, o comportamento da intensidade da velocidade em x no plano xy , que corta a geometria exatamente no meio, e a intensidade da velocidade em y em um plano paralelo ao plano xz , cortando o cilindro interno ao meio, ao longo da geometria para os quatro números de Reynolds.

Figura 47 – Velocidade horizontal em x (m/s) no plano xy , cortando a geometria no meio, para o fluido com número de Prandtl 37 e para quatro números de Reynolds na geometria com excentricidade vertical de 0,25 ao longo do comprimento – (a) $Re = 51.916$; (b) $Re = 42.027$; (c) $Re = 32.138$; e (d) $Re = 27.193$.



Na Figura 47, é possível observar que para todos os casos, a região anular inferior começa a perder velocidade em x a partir de um determinado ponto, e a partir deste a região anular superior começa a aumentar a sua velocidade. Isto é explicado através do desenvolvimento das camadas limites da região anular inferior, pois esta região possui uma menor área para o escoamento, logo as camadas limites se desenvolvem mais rapidamente. Devido a isso, quando o escoamento se desenvolve na região anular inferior, o fluido tende a se deslocar para as regiões onde o escoamento ainda não está desenvolvido, ou seja, a região anular superior. Esse fenômeno fica ainda mais evidente na Figura 48 através do comportamento da velocidade em y .

Figura 48 – Velocidade em y (m/s) em um plano paralelo ao plano xz , cortando o cilindro interno no meio, para o fluido com número de Prandtl 37 e para quatro números de Reynolds na geometria com excentricidade vertical de 0,25 ao longo do comprimento – (a) $Re = 51.916$; (b) $Re = 42.027$; (c) $Re = 32.138$; e (d) $Re = 27.193$.



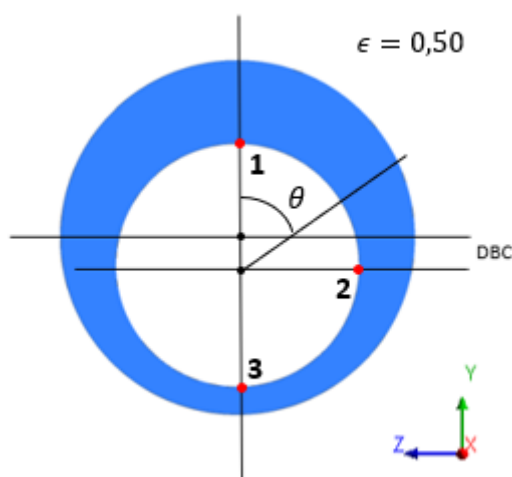
Observa-se na Figura 48 que existe uma transferência de quantidade de movimento da região inferior da geometria (região de menor área para o escoamento) para a região superior (região de maior área para o escoamento). Isso acontece devido o escoamento se desenvolver primeiro na região anular inferior, como foi destacado na Figura 47. Logo após isso, acontece a transferência de quantidade de movimento para a região superior, que possivelmente ainda não estava desenvolvida. Também é mostrado que o ponto onde essa transferência acontece e a intensidade da mesma é diferente para cada número de Reynolds. Sendo que, quanto menor o número de Reynolds, mais rapidamente o escoamento se desenvolve na região inferior e a

transferência de quantidade de movimento acontece. Assim, é explicado o porque do escoamento com diferentes números de Reynolds possuir diferentes intensidades na variação do número de Nusselt e o posicionamento dessa variação ser diferente para cada Reynolds.

6.4.2 Excentricidade vertical de $-0,5$

Neste caso, foi selecionado o caso 5 (Tabela 3), que possui fluido com número de Prandtl igual a 13, considerando quatro números de Reynolds, 77.693, 42.894, 48.095 e 40.696. Para esta análise foram utilizadas apenas três linhas ao longo da tubulação interna, destacadas na Figura 49 através dos pontos 1, 2 e 3 na seção anular, dispostas do mesmo modo que as linhas da seção anterior. Destacando que de 1 para 2 e para 3 o espaço aberto para o fluxo é reduzido devido a excentricidade vertical formada e que a geometria possui simetria em torno do eixo vertical.

Figura 49 – Seção anular da geometria de excentricidade vertical de $-0,5$ com as posições das linhas ao longo da tubulação numeradas de 1 a 3.



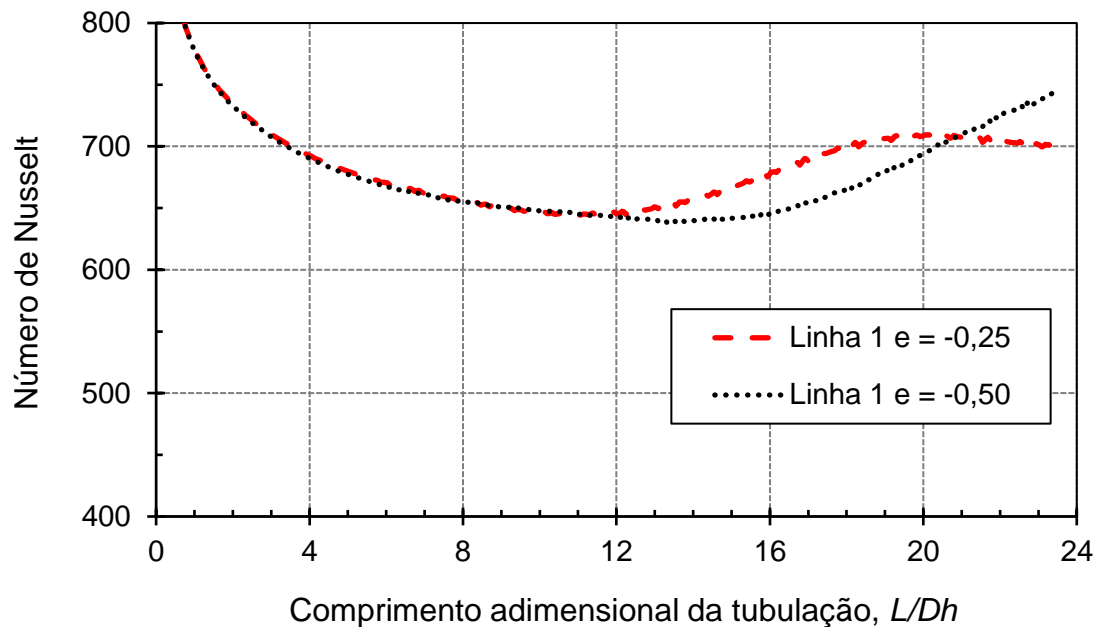
Primeiramente é realizado uma comparação entre os números de Nusselt encontrados nas excentricidades verticais inferiores de $-0,25$ e $-0,50$ considerando o fluido de Prandtl 13 e com número de Reynolds de 77.693, representado na Figura 50. Neste caso, a posição 1 da geometria com $\epsilon =$

$-0,50$ possui maior área aberta ao fluxo do que a posição 1 da geometria com $\epsilon = -0,25$, em contrapartida as posições 2 e 3 da geometria com $\epsilon = -0,50$ possui uma menor área aberta ao fluxo do que as posições 2 e 3 da geometria com $\epsilon = -0,25$.

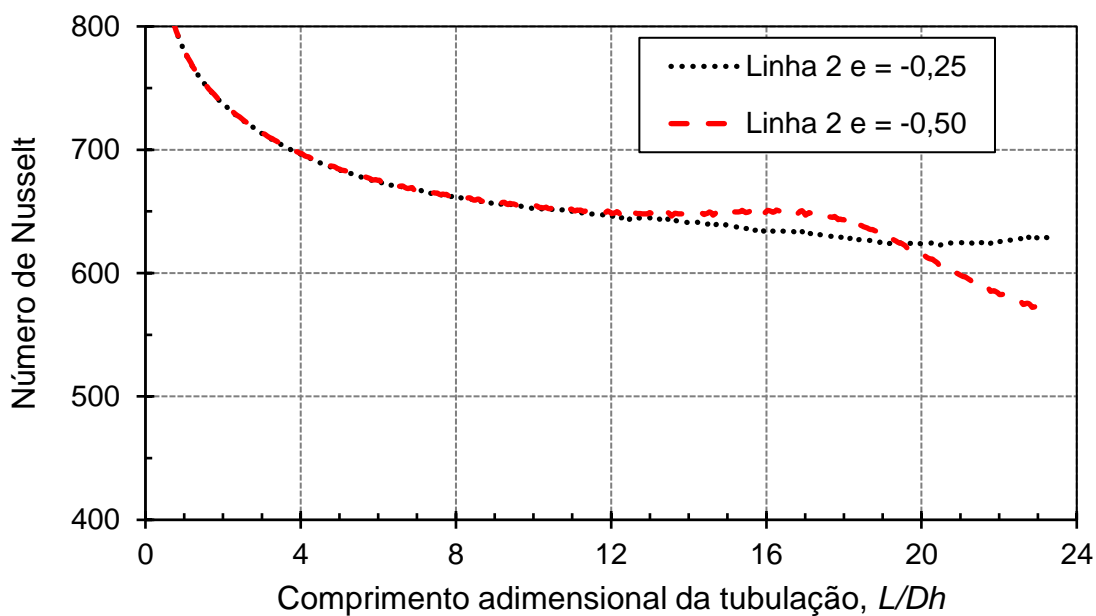
Através da Figura 50, verifica-se que o número de Nusselt possui comportamento diferente quando a excentricidade é modificada, evidenciando ainda mais que o número de Nusselt para geometrias excêntricas é dependente da excentricidade (ϵ), como representado na equação (63). Na Figura 50(a), nota-se que o número de Nusselt na posição 1 da geometria com $\epsilon = -0,25$ apresenta uma variação positiva para um menor comprimento de entrada $L/D_h > 12$, enquanto o número de Nusselt da geometria com $\epsilon = -0,50$ começa a variar quando $L/D_h > 16$. Porém, no final da geometria o número de Nusselt da geometria com $\epsilon = -0,50$ apresenta uma variação de maior intensidade para um mesmo comprimento de entrada, a partir de $L/D_h > 21$. Já na Figura 50(b), observa-se que o número de Nusselt na posição 2 da geometria com $\epsilon = -0,25$ apresenta uma pequena variação negativa, quase que imperceptível, entretanto o número de Nusselt da geometria com $\epsilon = -0,50$ possui uma variação negativa de maior intensidade a partir de $L/D_h > 18$. Por fim, na Figura 50(c) verifica-se que o número de Nusselt na posição 3 da geometria com $\epsilon = -0,25$ apresenta uma menor variação negativa para um maior comprimento de entrada $L/D_h > 13$, enquanto o número de Nusselt da geometria com $\epsilon = -0,50$ apresenta uma maior variação negativa a partir de $L/D_h > 12$.

As maiores variações do número de Nusselt apresentadas nas posições 2 e 3 para a geometria com $\epsilon = -0,50$ acontecem devido a diminuição da área aberta ao fluxo quando comparado com a geometria com $\epsilon = -0,25$. Portanto, é destacado que quanto maior a excentricidade, maior é a variação do número de Nusselt devido as transferências de quantidade de movimento da região inferior para a superior serem mais intensas.

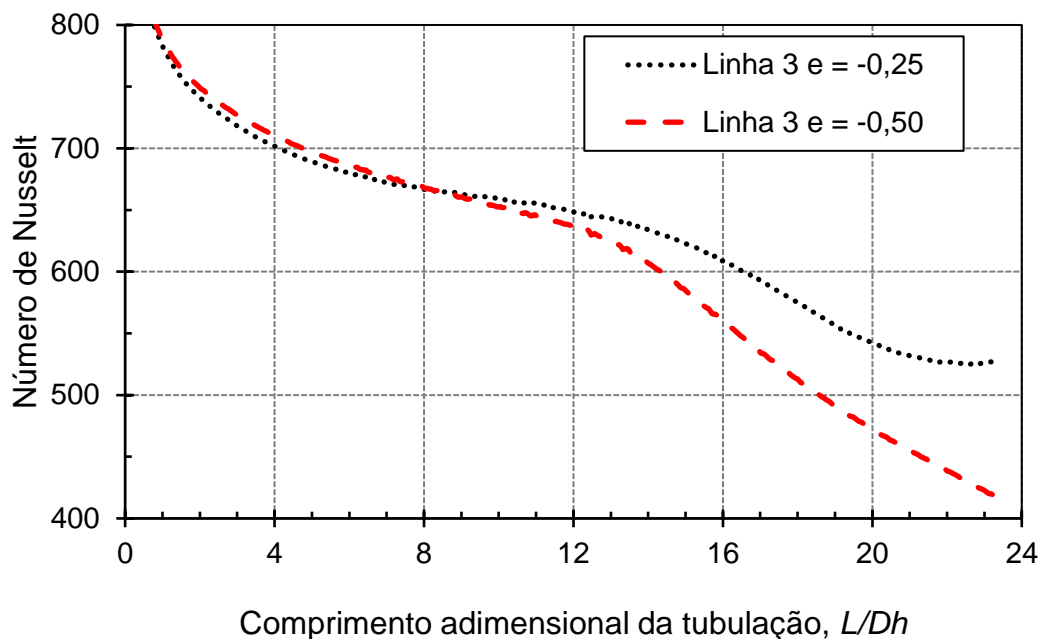
Figura 50 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 13 e número de Reynolds 77.693 nas três linhas da geometria com excentricidade vertical inferior de -0,25 e de -0,50 ao longo do comprimento. (a) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 1; (b) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 2; (c) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 3.



(a) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 1.



(b) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 2.

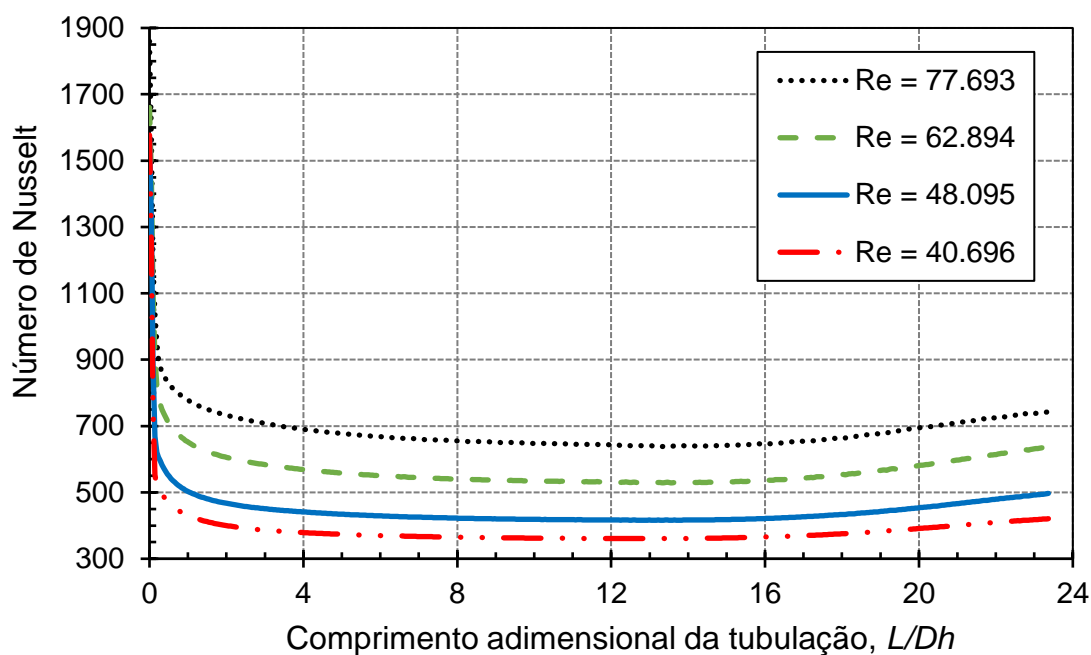


(c) Número de Nusselt com escala ampliada na linha 3.

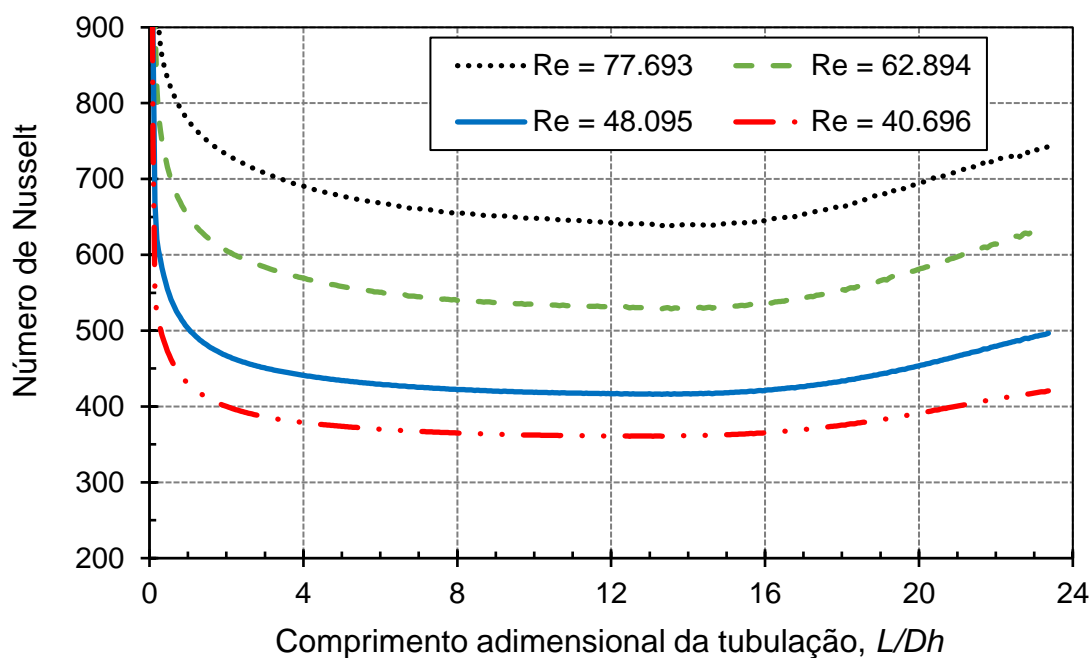
Neste caso também é analisado o comportamento do número de Nusselt nas posições 1 ($\theta = 0^\circ$), 2 ($\theta = 90^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) para os quatro números de Reynolds, possibilitando assim uma melhor compreensão do comportamento do fenômeno de transferência de calor e a análise da variação angular do número de Nusselt nesta geometria. Os resultados são representados pelas Figuras 51, 52 e 53.

Nas Figuras 51(a), 52(a) e 53(a), nota-se que número de Nusselt nas posições 1 ($\theta = 0^\circ$), 2 ($\theta = 90^\circ$) e 3 ($\theta = 180^\circ$) possuem uma variação em pontos diferentes. A posição 1 começa a variar a partir de $L/D_h > 16$, a 2 em $L/D_h > 18$ e a 3 em $L/D_h > 12$. Porém neste caso a variação que o número de Nusselt apresenta em cada posição é independente do número de Reynolds, sendo este resultado diferente do apresentado na seção anterior. Também é identificado que a intensidade da variação do número de Nusselt é diferente, visto que neste caso a posição 2 apresenta variação significativa, diferente do que acontece na seção anterior.

Figura 51 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 13 para quatro números de Reynolds na posição 1 ($\theta = 0^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,5 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.

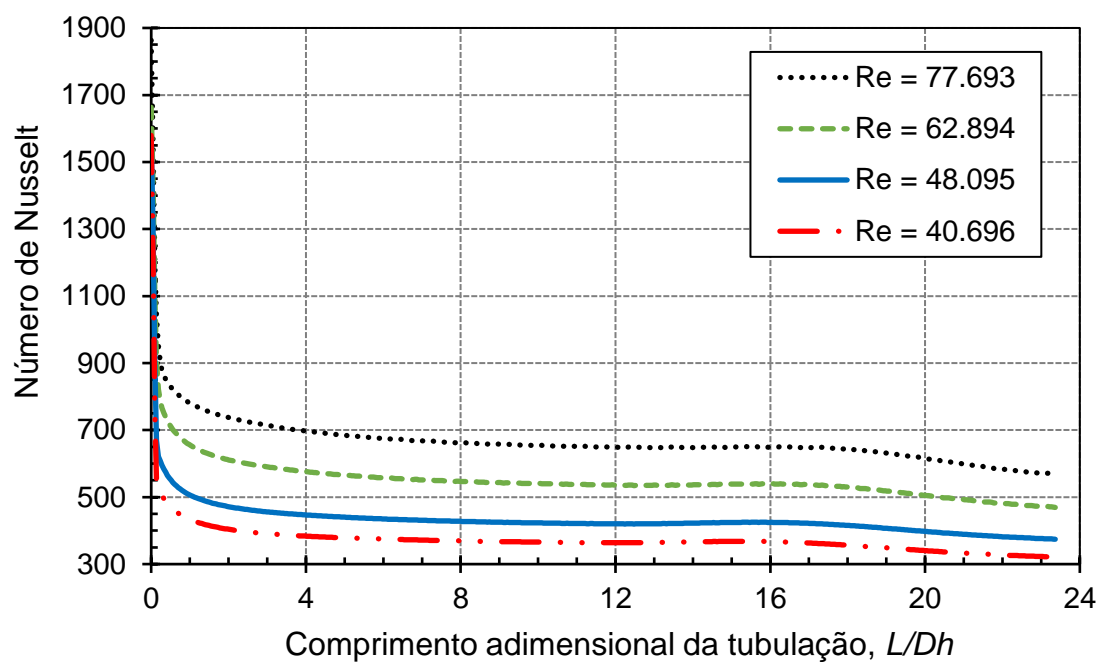


(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.

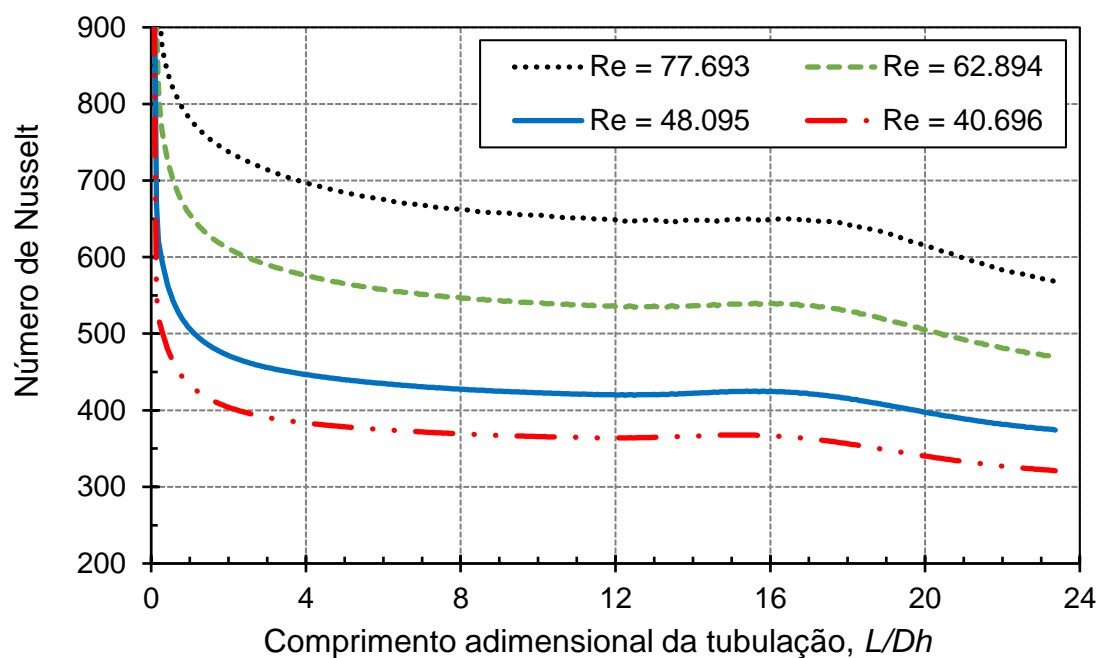


(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Figura 52 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 13 para quatro números de Reynolds na posição 2 ($\theta = 90^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,5 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.

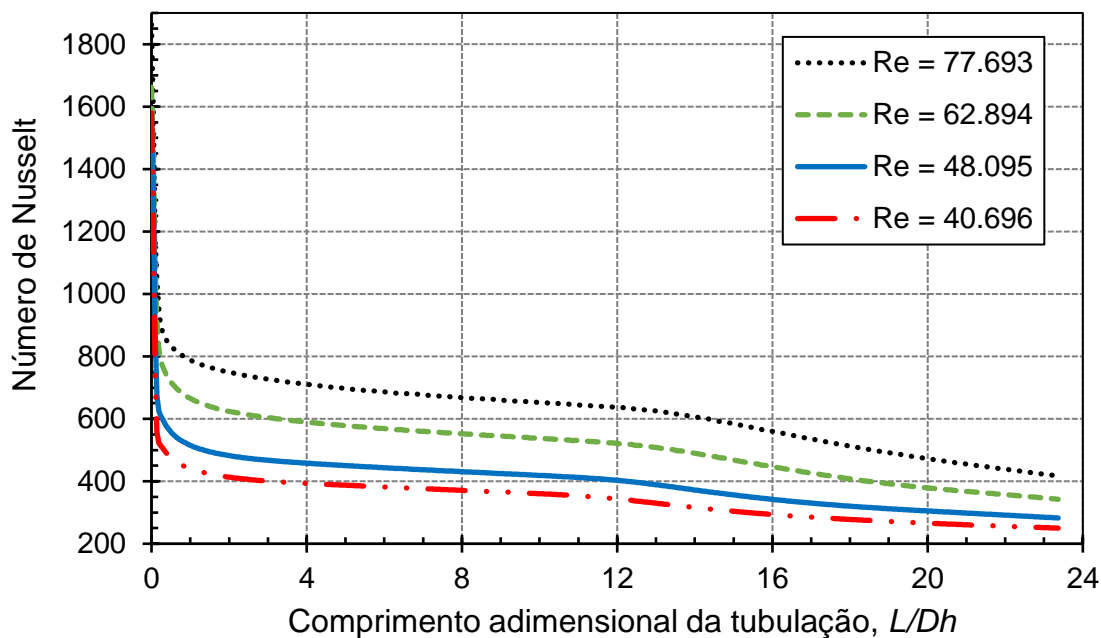


(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.

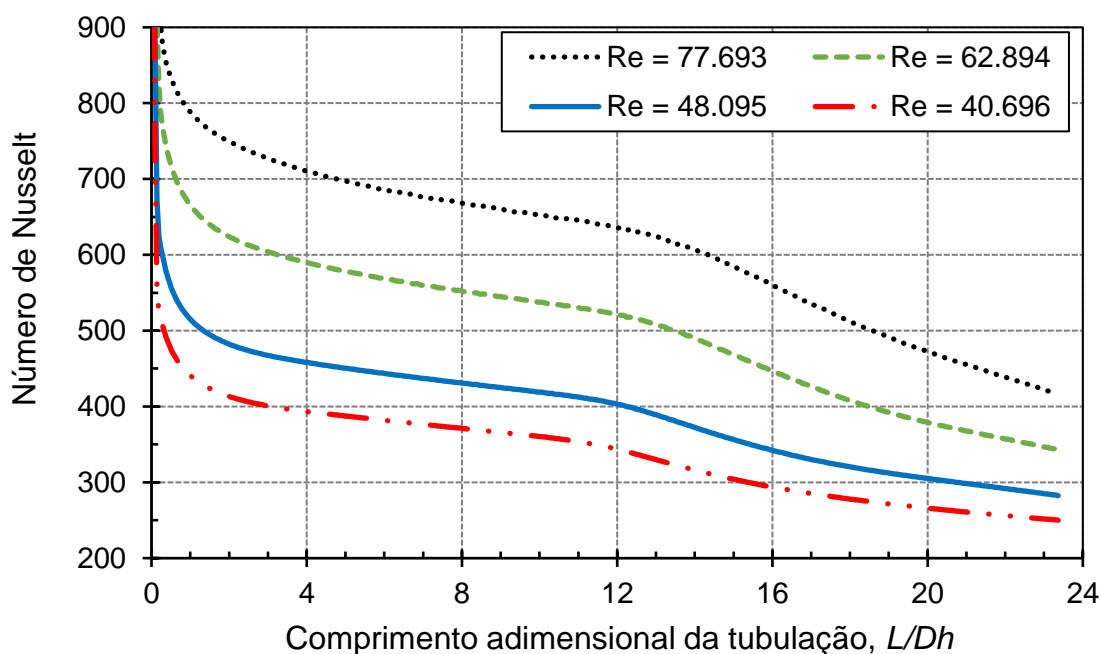


(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

Figura 53 – Número de Nusselt do fluido com número de Prandtl 13 para quatro números de Reynolds na posição 3 ($\theta = 180^\circ$) da geometria com excentricidade vertical de -0,5 ao longo do comprimento. (a) Desenvolvimento do número de Nusselt, (b) Número de Nusselt com escala ampliada.



(a) Desenvolvimento do número de Nusselt.



(b) Número de Nusselt com escala ampliada.

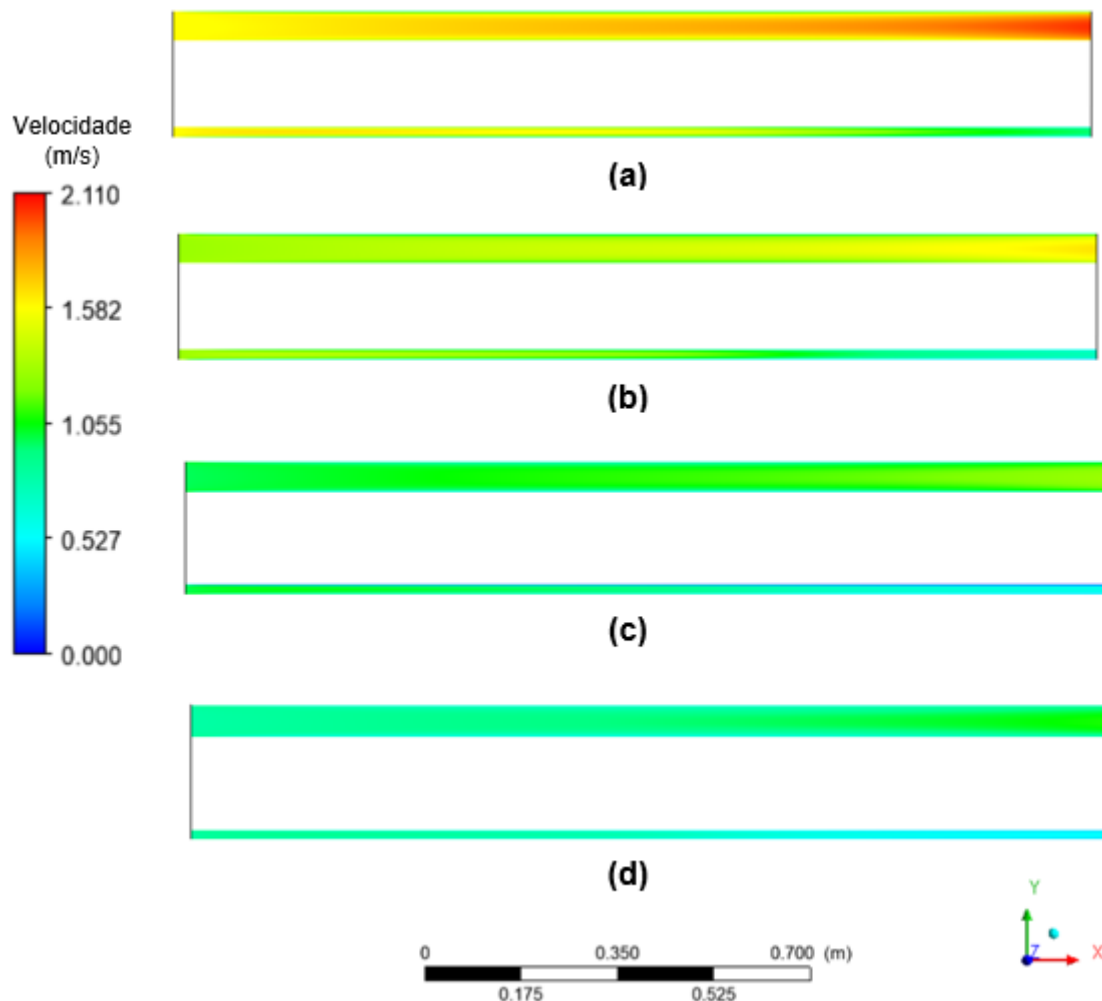
Por outro lado, pode-se verificar que o fenômeno responsável pela

variação do número de Nusselt é o mesmo destacado na seção anterior, transferência de quantidade de movimento da região inferior para a superior. Só que neste caso, devido a excentricidade ser maior a transferência de quantidade de movimento também é maior. Nas Figuras 51(b), 52(b) e 53(b), isto fica ainda mais evidente e é observado que para os quatro Reynolds analisados o escoamento ainda não começou a se desenvolver. Portanto, quando a excentricidade é aumentada o escoamento se desenvolve em regiões com comprimentos de entradas maiores.

Logo fica evidente que o aumento da excentricidade favorece o superaquecimento do motor elétrico na região inferior, afetando a sua eficiência e colocando em risco o seu funcionamento.

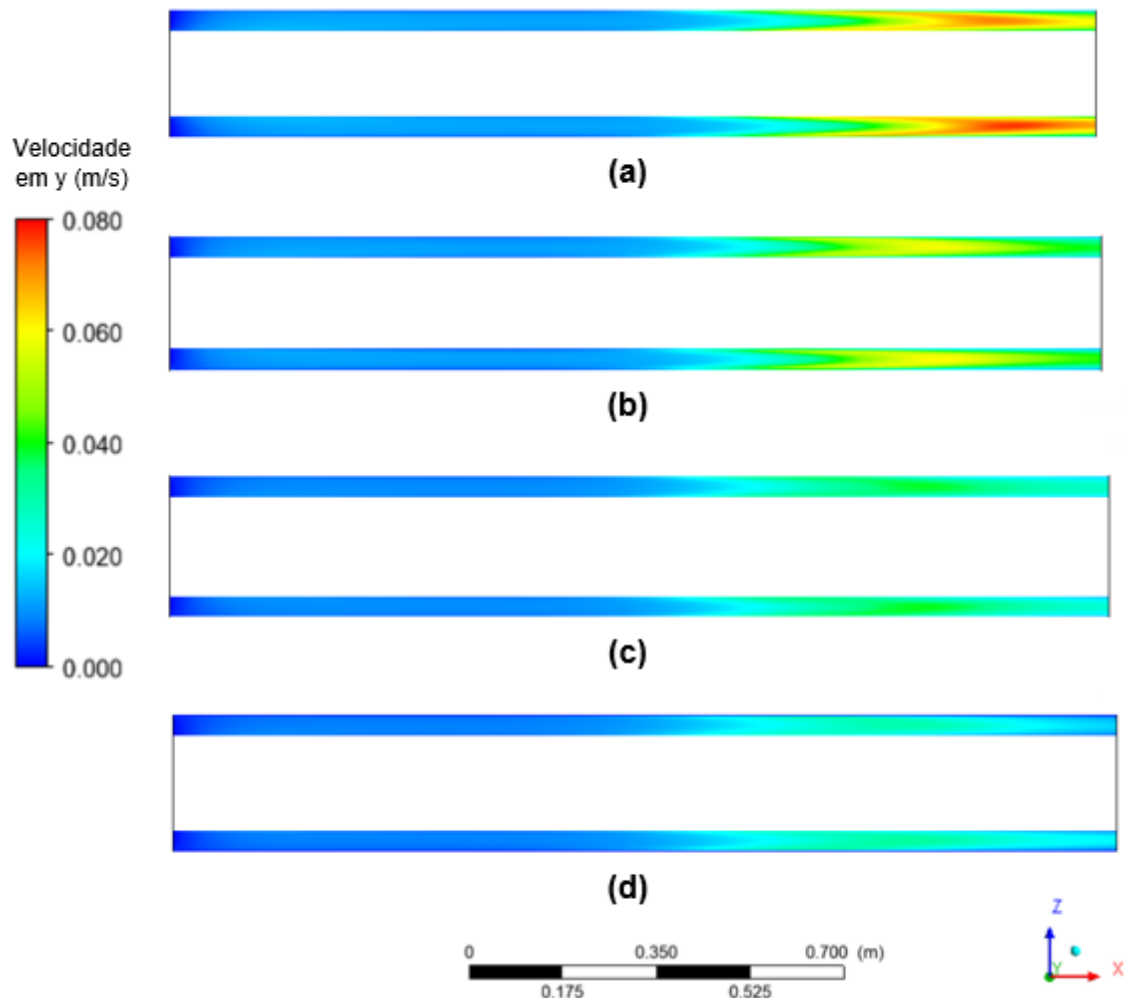
Quando a região completamente desenvolvida for alcançada, espera-se que o somatório das variações dos números de Nusselt nas posições 1, 2 e 3 seja nulo, assim a energia está sendo conservada no sistema. Através das Figuras 54 e 55 é possível observar melhor o fenômeno responsável por essa variação do número de Nusselt. Nelas estão representados respectivamente, o comportamento da intensidade da velocidade em x no plano xy , que corta a geometria exatamente no meio, e a intensidade da velocidade em y em um plano paralelo ao plano xz , cortando o cilindro interno ao meio, ao longo da geometria para os quatro números de Reynolds.

Figura 54 – Velocidade em x (m/s) no plano xy , cortando a geometria no meio, para o fluido com número de Prandtl 13 e para quatro números de Reynolds na geometria com excentricidade vertical de -0,5 ao longo do comprimento – (a) $Re = 77.693$; (b) $Re = 62.894$; (c) $Re = 48.095$; e (d) $Re = 40.696$.



Na Figura 54, é possível observar que para todos os casos, a região anular inferior começa a perder velocidade em x e a região anular superior começa a aumentar a sua velocidade. Isto foi explicado na seção anterior através do desenvolvimento das camadas limites. A transferência de quantidade de movimento fica ainda mais evidente na Figura 55 através do comportamento da velocidade em y .

Figura 55 – Velocidade em y (m/s) em um plano paralelo ao plano xz , cortando o cilindro interno no meio, para o fluido com número de Prandtl 13 e para quatro números de Reynolds na geometria com excentricidade vertical de $-0,5$ ao longo do comprimento – (a) $Re = 77.693$; (b) $Re = 62.894$; (c) $Re = 48.095$; e (d) $Re = 40.696$.



Comparando as Figuras 48 e 55 pode-se observar que para a geometria com excentricidade de $-0,50$, a transferência de quantidade de movimento ocorre desde o início da geometria, diferente do resultado apresentado pela geometria com excentricidade de $-0,50$. Isto se dá principalmente pelo aumento da excentricidade geométrica. Com o aumento da excentricidade, a região inferior possui uma redução na sua área aberta ao fluxo, aumentando assim a intensidade das tensões naquela região. Isso faz com que o escoamento encontre dificuldade de escoar na região inferior, resultando assim na transferência de quantidade de movimento desde o início da geometria. Essa transferência é visivelmente identificada na geometria com excentricidade de $-0,50$ devido a sua área aberta ao fluxo na região inferior não ser tão

pequena, assim resultando em tensões menores.

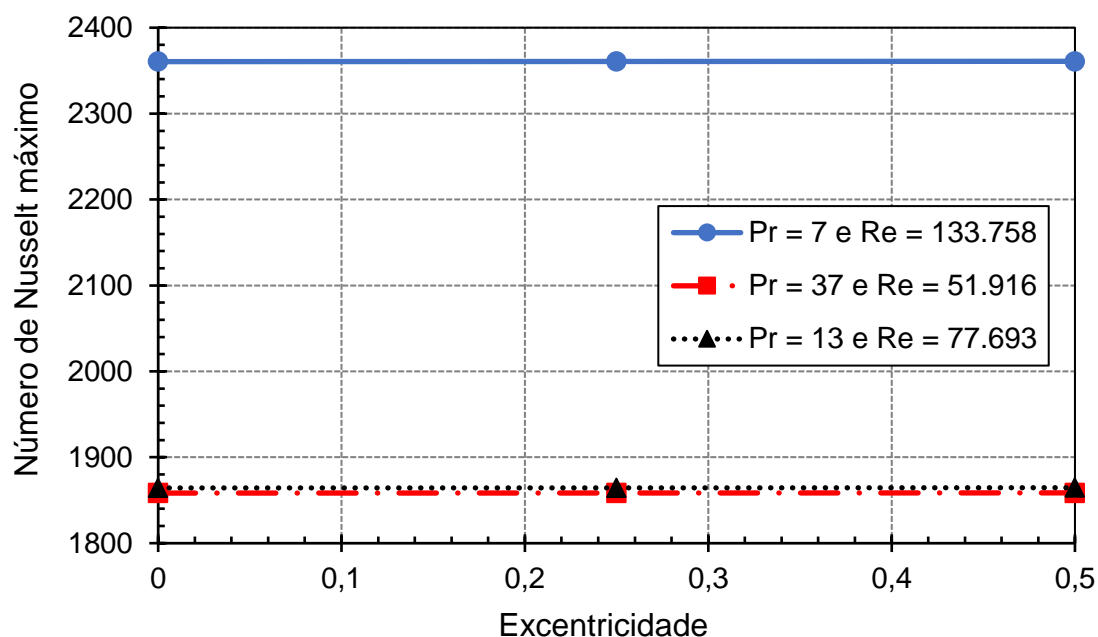
Também é mostrado que o ponto onde essa transferência acontece é o mesmo e a intensidade da mesma é diferente para cada número de Reynolds. Desta forma é demonstrado que a região onde a transferência de quantidade de movimento acontece e a sua intensidade não são dependentes apenas da geometria, mas também do número de Reynolds.

Fica evidente que para geometrias anulares excêntricas o escoamento se desenvolve em comprimentos superiores aos demonstrados na literatura. Não sendo válida a condição de escoamento desenvolvido para $L/D_h > 10$. Observando-se que quanto maior for a excentricidade maior é o comprimento de entrada necessário para que o escoamento alcance a região completamente desenvolvida.

6.5 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA TROCA DE CALOR PARA DIFERENTES GEOMETRIAS

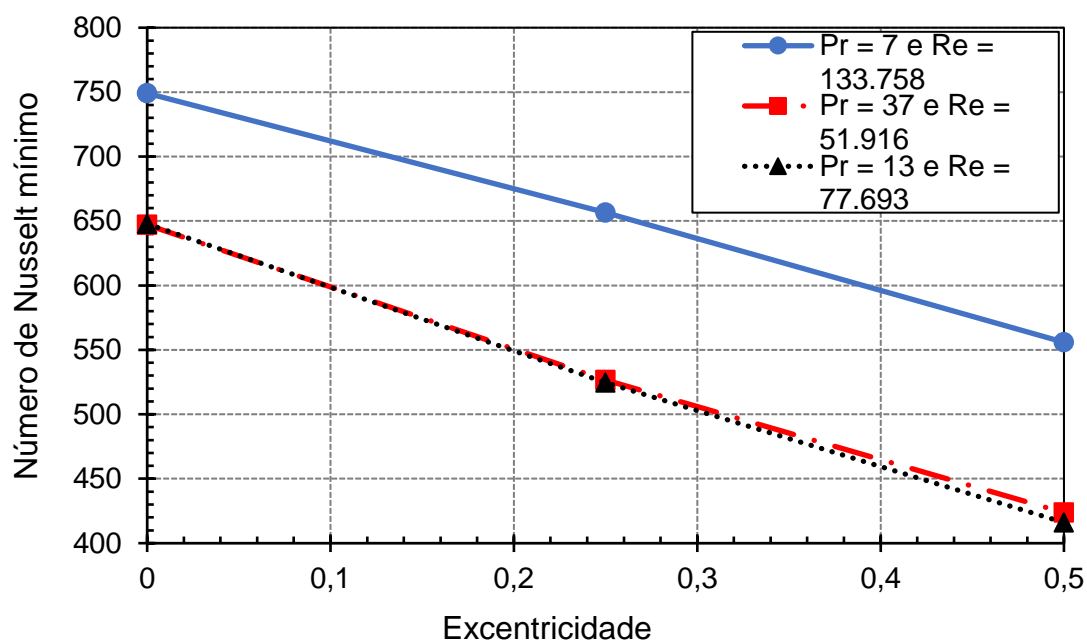
Por fim, é analisado o efeito que as geometrias com excentricidade de 0, 0,25 e 0,50, possuem sobre a transferência de calor para os diferentes fluidos. Primeiramente, isto será analisado através do número de Nusselt na superfície da tubulação interna (motor), para cada geometria utilizada e cada fluido. Foram analisados os números de Nusselt máximo, mínimo e médio encontrados nessa superfície para cada fluido considerando a maior vazão utilizada nesse trabalho, 4200 m³/d. Esses resultados estão representados respectivamente pelas Figuras 56, 57 e 58.

Figura 56 – Número de Nusselt máximo na parede interna do anular que representa a superfície do motor para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



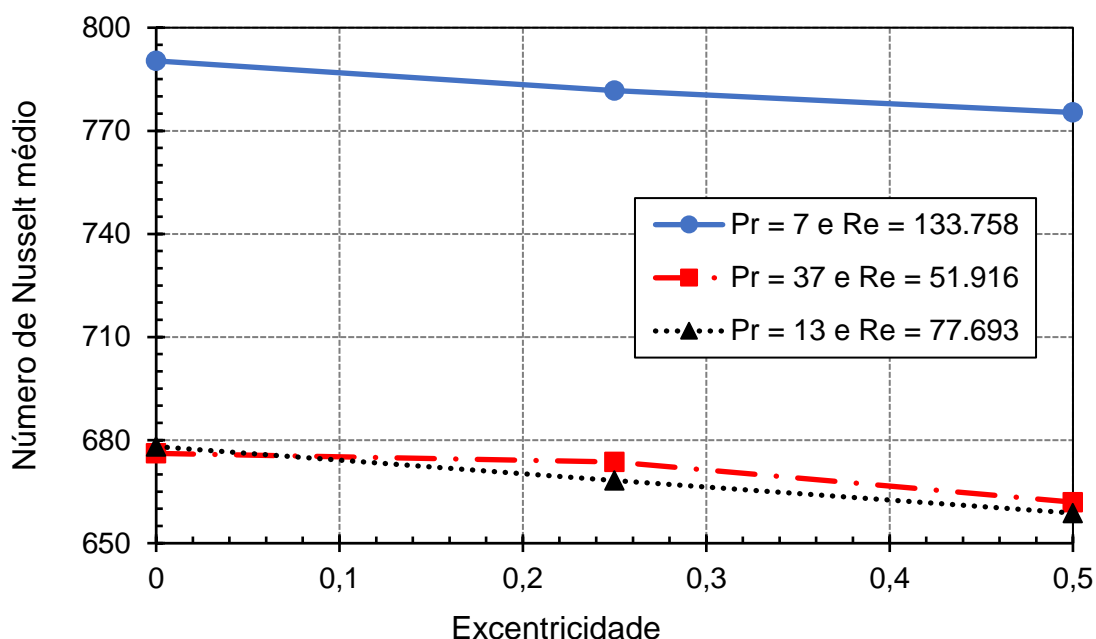
Na Figura 56, nota-se que o número de Nusselt máximo de cada fluido praticamente não varia com a excentricidade. Isso ocorre, porque a região de Nusselt máximo é a região inicial da tubulação, onde as camadas limites começaram a se desenvolver. Mesmo que a geometria apresente regiões onde as camadas limites se desenvolvem de maneira diferente, devido o espaço para o desenvolvimento das mesmas, isso não afeta no número de Nusselt máximo. Também é destacado que o fluido de Prandtl 7 e número de Reynolds 133.758 é o que apresenta maiores valores de número de Nusselt máximo, enquanto os outros dois possuem resultados muito próximos. Entretanto, o fluido de Prandtl 13 e número de Reynolds 77.693 apresenta um valor pouco superior ao fluido de Prandtl 37.

Figura 57 – Número de Nusselt mínimo na parede interna do anular que representa a superfície do motor para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



Já na Figura 57, verifica-se que o número de Nusselt mínimo para todos os casos é inversamente proporcional a excentricidade geométrica. Como foi observado anteriormente, o Nusselt mínimo é encontrado na região inferior da geometria devido a transferência de quantidade de movimento da região inferior para a região superior. Isto ocorre, devido a região inferior possuir uma menor área aberta ao fluxo, assim o escoamento se desenvolve primeiro nessa região, e após se desenvolver ocorre a transferência de quantidade de movimento para a região superior. Portanto, quanto maior a excentricidade da geometria, maior será a transferência de quantidade de movimento entre essas duas regiões, assim menor será o número de Nusselt encontrado nessa superfície.

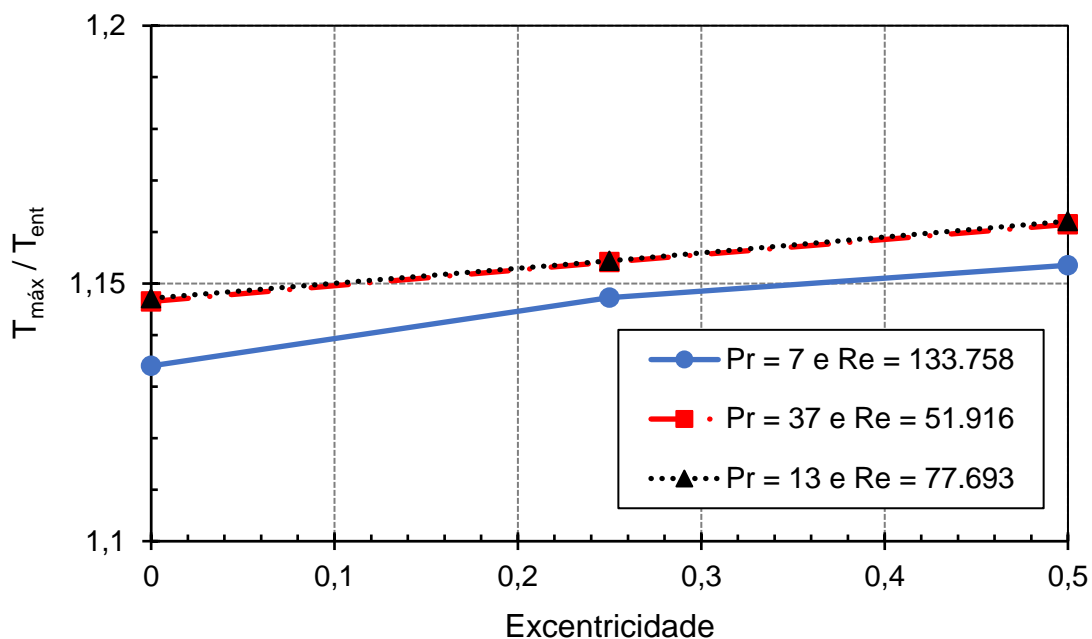
Figura 58 – Número de Nusselt médio na parede interna do anular que representa a superfície do motor para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



Por fim, na Figura 58 observa-se que o número de Nusselt médio encontrado na superfície do motor também apresenta um comportamento inversamente proporcional a excentricidade geométrica. Portanto, a utilização de uma geometria excêntrica não favorece ao fenômeno de transferência de calor entre o motor e o fluido. Lembrando que está sendo analisado o número de Nusselt médio e que a geometria excêntrica possui variação angular do Nusselt a partir da região onde o escoamento se desenvolve. Também é observado que o fluido de Prantl 13 apresenta um menor número de Nusselt médio, quando é adicionado a excentricidade.

Agora é observado as temperaturas máximas ($T_{máx}$), mínimas ($T_{mín}$) e médias ($T_{méd}$) do fluido na saída da geometria adimensionalizada pela temperatura de entrada do fluido (T_{ent}). Isto é analisado para cada fluido utilizado no trabalho e considerando a maior vazão, descrita em número de Reynolds, em função da excentricidade geométrica, representadas respectivamente pelas Figuras 59, 60 e 61.

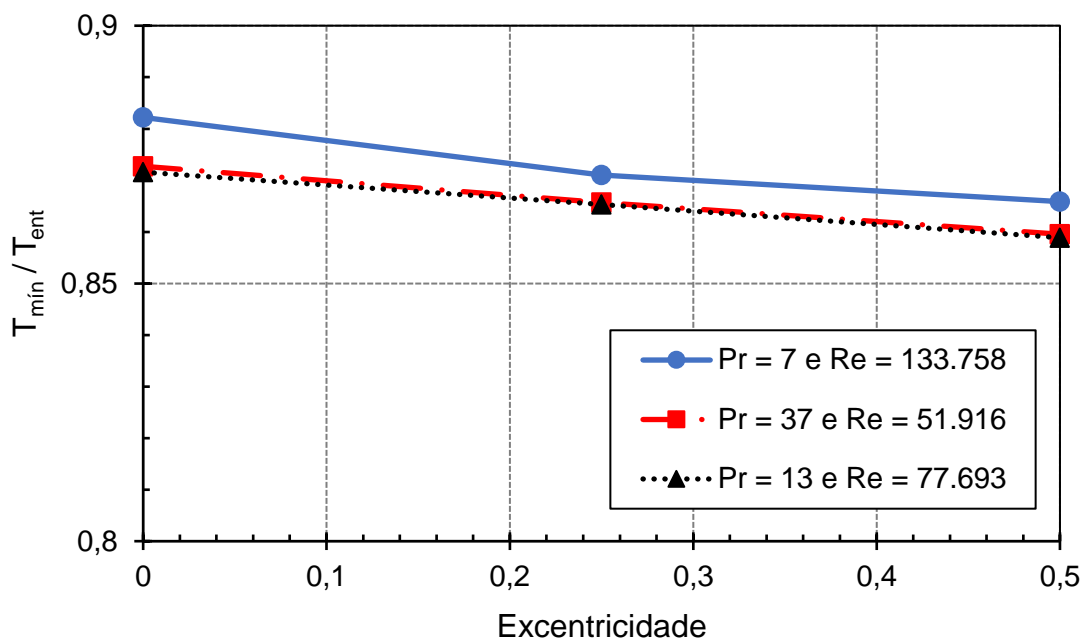
Figura 59 – Temperatura máxima adimensionalizada pela temperatura de entrada do fluido para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



Através da Figura 59, nota-se que a temperatura máxima do fluido tende a aumentar em função da excentricidade. Também é observado que os fluidos que possuem os maiores Prandlts são os que apresentam maior valor de temperatura máxima na saída da geometria. Porém, foi observado nas Figuras 56, 57 e 58 que o fluido de Prandlt 7 foi o que apresentou maiores números de Nusselt no geral devido ao seu número de Reynolds elevado, ou seja, foi o fluido que apresentou maior transferência de calor por convecção da superfície do motor para o fluido. Então, podemos destacar que essa temperatura máxima nada mais é do que a temperatura de uma camada de fluido próximo ao motor. Portanto quanto maior a temperatura máxima encontrada na saída da geometria, maior é a temperatura de operação de motor naquela região.

Quanto maior foi o número de Nusselt na superfície do motor, mais intenso foi a transferência de calor por convecção nessa superfície, resultando em uma menor temperatura de operação do motor naquela região e assim, uma menor temperatura máxima do fluido encontrada. Já para menores Nusselts acontece o fenômeno inverso.

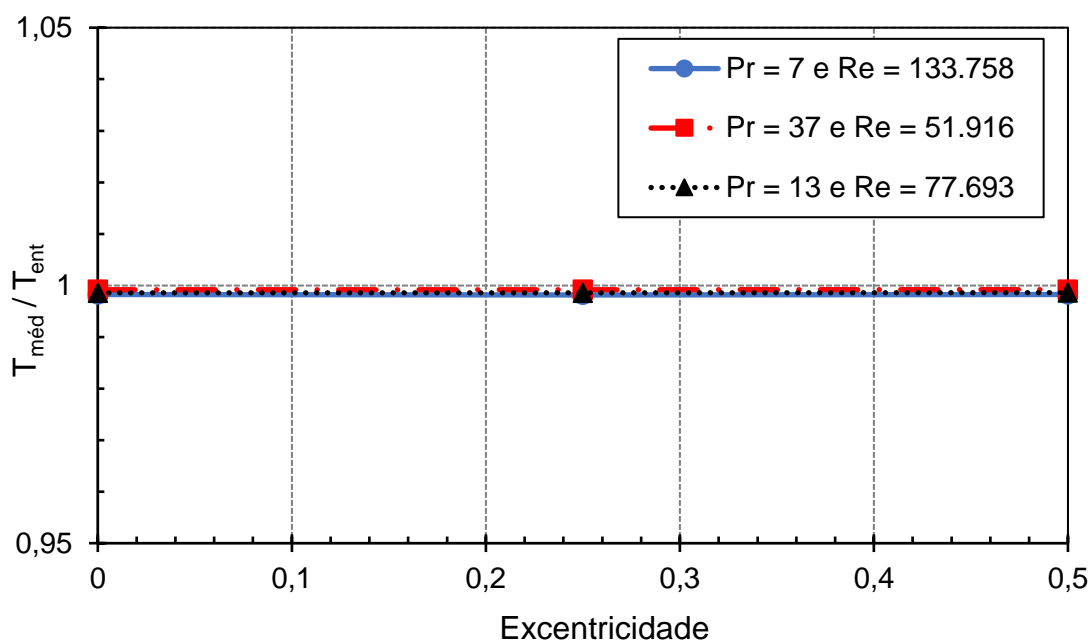
Figura 60 – Temperatura mínima adimensionalizada pela temperatura de entrada do fluido para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



Já na Figura 60, observa-se o inverso do encontrado na Figura 59. Isto pode ser explicado da mesma maneira que na Figura 59, só que agora pensando na superfície externa da geometria, que possui a mesma temperatura da água no fundo do mar, 4 °C. Neste caso, a transferência de calor ocorre do fluido, que possui maior temperatura, para a superfície externa da geometria, que possui menor temperatura. O comportamento do Nusselt nesta superfície será o mesmo do motor, portanto o fluido que apresenta maior número de Nusselt no motor também possui maior Nusselt na superfície externa, porém com intensidades diferentes.

O fluido de Prandtl 7 foi o que apresentou maiores números de Nusselt no motor, logo também possui maiores números de Nusselts na superfície externa. Portanto, é o fluido que apresenta maior transferência de calor por convecção em ambas as superfícies. Resultando em uma maior temperatura na superfície externa, pois o fluido tende a aquecer esta superfície. Lembrando que o inverso acontece para os demais fluidos que apresentam menores números de Nusselts.

Figura 61 – Temperatura média adimensionalizada pela temperatura de entrada do fluido para cada fluido e seus respectivos números de Reynolds correspondentes a maior vazão, em função da excentricidade.



Por fim, na Figura 61 é possível observar que a temperatura média do fluido permaneceu constante para os três casos analisados e praticamente não mudou em relação a temperatura de entrada do fluido. Isto, pode ser explicado primeiramente pelas Figuras 59 e 60, pois enquanto a temperatura máxima do fluido na saída aumentava em função da excentricidade, a temperatura mínima diminuía. Logo, as duas curvas apresentaram o mesmo comportamento, só que opostos.

A temperatura média é próxima a temperatura de entrada do fluido, pois a diferença de temperatura entre as paredes e o fluido são próximas. Sendo, $\Delta T_{int} = T_{s,int} - T_f = 67,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{ext} = T_f - T_{s,ext} = 58,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, com isso a transferência de calor por convecção do motor para o fluido e do fluido para a cápsula (superfície externa) são próximas. No geral o fluido apresenta uma temperatura média final menor que a temperatura de entrada.

Sabendo que a transferência de calor por convecção é diretamente proporcional a área da superfície e a diferença de temperatura entre superfície e fluido, como pode ser visto na equação (13). Mesmo que a diferença de temperatura entre a superfície externa e o fluido seja a menor, essa superfície

apresenta uma maior área, resultando assim em uma maior transferência de calor. Logo, neste caso o fluido troca mais calor com a superfície externa do que com o motor, por isso ele apresenta uma temperatura final média menor que a temperatura de entrada.

Assim, para o sistema S-BCSS a utilização de uma geometria excêntrica não é adequada, em vista que isto não favorece o fenômeno de transferência de calor entre o motor e o fluido, como foi observado na Figura 58. Também devido a transferência de quantidade de movimento que ocorre na geometria excêntrica, o motor apresenta regiões de maior temperatura, podendo isso ser prejudicial para o seu funcionamento adequado. Portanto, no geral o motor pode acabar perdendo sua eficiência devido esses problemas.

7 CONCLUSÕES

Pode-se concluir que a simulação do escoamento turbulento com transferência de calor por convecção possui dependência geométrica. Em vista que as simulações com a geometria 2D não apresentaram resultados coerentes. Sendo assim necessário a utilização de uma geometria 3D para representar corretamente o fenômeno, acarretando em um considerável aumento no tempo computacional.

Para analisar o resfriamento do motor, optou-se por utilizar a condição de temperatura na superfície do motor constante, porque o fluxo de calor do motor elétrico demanda de informações que estão sob sigilo industrial. Apenas a curva do número de Nusselt na superfície do motor é necessária para analisar o resfriamento do motor do sistema BCSS em *Skid*, pois os parâmetros de fluxo de calor do motor e o coeficiente convectivo na superfície do motor são diretamente proporcionais ao número de Nusselt e suas curvas apresentam o mesmo padrão de comportamento. Porém, através da curva do número de Nusselt obtida é possível analisar como seria o comportamento da temperatura na superfície do motor, onde a curva de temperatura teria um comportamento inverso. Portanto, quanto maior o número de Nusselt, maior é a transferência de calor, assim intensificando o resfriamento do motor elétrico. Deste modo, quando a condição de fluxo de calor constante é utilizada, o motor apresenta menores temperaturas no início da geometria anular e maiores temperaturas no final da geometria.

Quando este escoamento é analisado em uma geometria anular excêntrica ocorre uma transferência de quantidade de movimento da região anular inferior (região de menor área aberta ao fluxo) para a região superior (região de maior área aberta ao fluxo). Isso acontece devido o escoamento se desenvolver primeiro na região anular inferior, após isso acontece a transferência de quantidade de movimento para a região superior, que se sugere não estar plenamente desenvolvida.

Para geometrias com excentricidades elevadas (como a geometria com excentricidade de 0,50 analisada no trabalho) ocorre uma redução considerável na área aberta ao fluxo da região inferior, aumentando assim as tensões

naquela região. Isso faz com que o escoamento encontre dificuldade de escoar na região inferior, resultando assim em uma transferência de quantidade de movimento desde o início da geometria.

A transferência de quantidade de movimento encontrada nas geometrias excêntricas não favorece o resfriamento uniforme do motor elétrico, pois a região inferior com menor espaço aberto para o fluxo apresenta maiores temperaturas, afetando a sua eficiência e colocando em risco o seu funcionamento.

Constatou-se também que quando uma geometria excêntrica é formada o número de Nusselt passa a ser dependente também da excentricidade (ϵ) e do ângulo (θ). Com isso, o número de Nusselt pode ser escrito como $Nu = F(x^*, Re, Pr, \epsilon, \theta)$, sendo uma função da coordenada espacial adimensional na direção do escoamento (x^*), dos números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), da excentricidade (ϵ) e do ângulo (θ).

Fica evidente que para geometrias anulares excêntricas o escoamento se desenvolve em comprimentos de entrada superiores aos demonstrados na literatura. Não sendo válida a condição de escoamento desenvolvido para $L/D_h > 10$. Observando-se que quanto maior for a excentricidade, maior é o comprimento necessário para que o escoamento alcance a região completamente desenvolvida.

Por fim, para o sistema BCSS em *Skid* a utilização de uma geometria excêntrica em escoamentos monofásicos não é adequada, em vista que isto não favorece o fenômeno de transferência de calor entre o motor e o fluido. Pois, foi observado que o número de Nusselt médio na superfície do motor é inversamente proporcional a excentricidade geométrica.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros recomenda-se:

- a) Verificar o resfriamento do motor elétrico utilizando a geometria real do sistema e considerando as condições reais de operação, como o fluxo de calor do motor elétrico;

- b) Verificar o resfriamento do motor elétrico considerando a viscosidade do fluido como função da temperatura;
- c) Verificar o resfriamento do motor elétrico considerando a viscosidade do fluido como função da tensão, principalmente para geometrias excêntricas;
- d) Verificar o resfriamento do motor elétrico considerando escoamento multifásico (líquido/gás).

8 REFERÊNCIAS

ALMEIDA, S.C.D., **Bombeio Centrífugo Submerso**. Aula de elevação artificial, Aracaju, 2011.

ARAÚJO, A. R. N., **Determinação da curva equivalente para uma associação de bombas BCS em série**. TCC (Graduação), Curso de Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 62 f. 2015.

BATISTA, E. S., **Desenvolvimento de uma ferramenta computacional para a aplicação no método de elevação por bombeio centrífugo submerso**. Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e Computação, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 81 f., 2009.

BENTONICO, G.C.; BANNWART, A.C.; GANZAROLLI, M.M. **Determination of the temperature distribution of ESP motors under variable conditions of flow rate and loading**. Journal of Petroleum Science and Engineering 129, pag. 110-120, 2015.

BOERSMA, B.J.; BREUGEM, W.P. **Numerical Simulation of Turbulent Flow in Concentric Annuli**. Flow Turbulence Combust 86, pag. 113-127, 2011.

BRAGA, C.V.M. **Análise Termohidráulica de Seções Anulares Lisas e Aletadas**. Tese (Doutorado), Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 339 f., 1987.

CAETANO, E.F. **Upward two-phase flow through an annulus**. Oklahoma: Ph.D. Dissertation, The University of Tulsa 1986. 217 p.

CENGEL, Y.A. **Heat Transfer – A Practical Approach**. 2. Ed. 2002.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa – Uma Abordagem Prática**. 4. ed. AMGH Editora, 2012.

CHUNG, S.Y.; RHEE, G.H.; SUNG, H.J. **Direct Numerical Simulation of Turbulent Concentric Annular Pipe Flow Part 1: Flow Field**. International Journal of Heat and Fluid Flow, South Korea, 2002.

CHUNG, S.Y.; SUNG, H.J. **Direct numerical simulation of turbulence concentric annular pipe flow part 2: Heat transfer**. International Journal of Heat and Fluid Flow 24, pag. 399-411, 2003.

COLODETTE, G.; PEREIRA, C. A. G.; SIQUEIRA, C. A. M.; RIBEIRO, G. A. S. M.; RODRIGUES, R.; MATOS, J. S.; RIBEIRO, M. P., **The New Deepwater Oil and Gas Province in Brazil: Flow Assurance and Artificial Lifting– Innovations for Jubarte Heavy Oil**. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, 2007.

DITTUS, F.W.; BOELTER, L.M.K. **University of California Publications on Engineering 2**. pag. 433, 1930.

DOU, H.S., KHOO, B.C., TSAI, H.M. **Determining the Critical Condition for Turbulent Transition in a Full-Developed Annulus Flow**. Journal of Petroleum Science and Engineering, vol. 71, 2010.

FOX, R.W., McDONALD, A.T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Quinta edição, Editora: LTC, 2001.

GALVÃO, H.L.C. *et al.* **Computacional Model of Heat Transfer in ESP System for Deviated Wells**. SPE Artificial Lift Conference, Salvador, Brasil, 2015.

GNIELINSKI, V. **New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow**. International Chemical Engineering 16,

pag. 359-368, 1976.

HAALAND, S.E. **Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow**. Journal of Fluids Engineering, pag. 89-90, 1983.

HOLMAN, J.P. **Heat Transfer**. 10th edição. Boston: Mcgraw-Hill Trade, 2010.

INCROPERA, F.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2008.

KHALIL, M.F. *et al.* **Turbulent Flow Around Single Concentric Long Capsule in a Pipe**. Applied Mathematical Modelling, vol. 34, 2010.

KREITH, F; BOHN, M.S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo, 2001.

LIMA, M.P. **Desenvolvimento de um equipamento misturador de escoamento multifásico para indústria de petróleo e gás**. TCC (Graduação), Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 77 f., 2014.

MAITELLI, C. W. S. P., **Simulação do escoamento monofásico em um estágio de uma bomba centrífuga utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 183 f., 2010.

MAO, J.Y. *et al.* **Applications of Different Turbulence Models in Simulations of a Large Annular Volute-Type Pump with the Diffuser**. Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2014.

MATTOS, E. E., **Bombas Industriais**. 2^a edição, Interciência, Rio de

Janeiro, 2008.

NICO, G.H.F., **Sistema de bombeio submarino no campo de Jubarte**. TCC (Graduação), Curso de Engenharia de Petróleo, Centro Universitário Vila Velha, Vila Velha, 101 f., 2007.

NIECKELE, A.O.; SABOYA, F.E.M. **Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Pinned Annular Regions**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, vol. 22, n.1, 2000.

PAIXÃO, L.C.; ISMAIL, K.A.R. **Estudo Experimental da Solidificação em Torno de Geometria Anular**. 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Foz do Iguaçu, Brasil, 2009.

PEREIRA, I.B., RIBEIRO, D.C., ROMERO, O.J. **Three-Dimensional Modelling of Heat Transfer in Wellbore During Steam Injection Process**. IEEE Latin America Transactions, vol. 15, pag. 690-697, 2017.

PETUKHOV, B.S. **Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties**. Advances in Heat Transfer, vol. 6. New York: Academic Press, 1970.

REZENDE, A.L.T. **Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada**. Tese (Doutorado) – Curso de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2009.

RIBEIRO, M. P.; OLIVEIRA, P. S.; MATOS, J. S.; SILVA, J. E. M., **Field Applications of Subsea Electrical Submersible Pumps in Brazil**. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, 2005.

ROBERTO, M.A.R. *et al.* **Mudline ESP: Electrical Submersible Pump Installed in a Subsea Skid**. Offshore Technology Conference, 2013.

RODRIGUES, R. *et al.* **A New Approach for Subsea Boosting - Pumping Module on the Seabed.** Offshore Technology Conference - OTC, Houston, 2005.

ROUISS, M.O.; SAAD, L.R.; LAURIAT, G. **Direct numerical simulation of turbulence heat transfer in annuli: Effect of heat flux ratio.** International Journal of Heat and Fluid Flow 30, pag. 579-589, 2009.

SABOYA, S.M. **Análise Baseada na 2° Lei da Termodinâmica da Transferência de Calor e do Escoamento Turbulento em Dutos Anulares Pinados.** IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, 2002.

SHOUSHTARI, M.A. *et al.* **Developing Novel Wellbore Heat Transfer Strategies for HPHT Wells.** SPE Middle East Health, Safety, Security, and Environment Conference and Exhibition, Abu Dhabi, UAE, 2012.

SILVA, R.C.R.; ISMAIL, K.A.R. **Estudo Experimental da Solidificação em Torno de um Tudo Aletado Radialmente com e sem Promotor de Turbulência.** VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Paraíba, Brasil, 2010.

SILVEIRA, A.N. **Turbulência dos Fluidos Aplicada.** Apostila, Uberlândia, 2006.

SKOCZYLAS, P., ALHANATI, F.J.S. **Flow Regime Effects on Downhole Motor Cooling.** SPE paper prepared for presented at the Gulf Coast Section Electrical Submersible Pumps Workshop held in Houston, Texas, April 29–May 1, 1998.

SOARES, F.R., SILVEIRA, A.N. **Turbulência dos Fluidos.** Apostila, Uberlândia, 2014.

TAKÁCS, G., **Electrical submersible pumps manual**. Gulf Professional Publishing, USA, 2009.

TARCHA, B.A., BORGES, O.C., FURTADO, R.G. **ESP Installed in a Subsea Skid at Jubarte Field**. SPE Artificial Lift Conference, 2015.

TARCHA, B.A. *et al.* **Subsea ESP Skid Production System for Jubarte Field**. Offshore Technology Conference, 2016.

URBAN, A. *et al.* **MOBO ESP Interventions**. Offshore Technology Conference, 2015.

VOGEL, J. V., **Inflow Performance Relationships for Solution-Gas Drive Wells**. Journal of Petroleum Technology, pág. 83-92, 1968.

ANEXO 1: ARTIGO SUBMETIDO

Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. x, No. x, pp. x-x, 200x.
Available online at www.jafmonline.net, ISSN 1735-3645, EISSN 1735-3645.

Study of Turbulence and Heat Transfer in Concentric Annular Geometry

J. M. Ribeiro¹, R. Fracalossi², D. C. Ribeiro¹, F. A. R. Pereira¹ and O. J. Romero^{1†}

¹ Graduate Program in Energy, Federal University of Espírito Santo, Sao Mateus, Espírito Santo, 29.932-900, Brazil

² Engineering and Technology Department, Federal University of Espírito Santo, Sao Mateus, Espírito Santo, 29.932-900, Brazil

†Corresponding Author Email: oldrich.romero@ufes.br

ABSTRACT

Annular regions are very present in engineering applications such as heat exchangers, nuclear reactors and drilling operations in the oil and gas industry, for this the aim of this work is to numerically simulate the turbulent single-phase flow and turbulent flow with convective heat transfer in a concentric annular geometry using the Computational Fluid Dynamics (CFD) technique. Analyses are presented about discussing the proximity agreement of two turbulent models result with the velocity profile obtained in the work of Nouri et al. (1993) for concentric annuli. Comparisons and analyses of the Nusselt number for different Reynolds and Prandtl numbers, relating with Gnielinski correlation, are presented. It is also studied the effect of the radius ratio variation on the turbulent velocity profile and the Nusselt number. The *k-ε* enhanced wall treatment and *k-ω* turbulence models were used for the analyzed cases, and the models presented results that did not diverge more than 7% of the results taken as reference to only turbulent flow and turbulent flow with convective heat transfer. It is also studied the effect on the turbulent velocity profile and the Nusselt number of the radius ratio variation.

Keywords: Annular region; Turbulence model; Heat transfer; CFD; Radius ratio; Nusselt number; Gnielinski correlation.

NOMENCLATURE

a_1	empirical constant	Re	Reynolds number
c_p	specific heat	t	time
C_{d1}	constant	T	temperature
C_{d2}	constant	T^+	dimensionless temperature
C_d	constant	T_f	fluid temperature
c_w	constant	T_w	wall temperature
D_H	hydraulic diameter	T_{wn}	mean fluid temperature near the wall
D_i	inner diameter	u'	scalar velocity
D_o	outer diameter	u_τ	friction velocity
f	friction factor	\vec{u}	velocity vector
F_1	blend function	V_{inlet}	inlet velocity
F_2	mixing function for turbulent viscosity	v	mean fluid velocity
g	gravity	ν_t	turbulent viscosity
h_c	heat transfer coefficient	y	normal distance from wall
H	specific enthalpy	y^+	dimensionless normal distance from wall
k	thermal conductivity	α_s	constant
κ	turbulent kinetic energy	β^*	constant
L	length	β	constant
Nu	Nusselt number	α_s	constant
P	Pressure	α_t	constant
Pr	Prandtl number	α_w	constant
P_k	turbulence production	ϵ	turbulent kinetic energy dissipation rate
q_w	heat flux	ρ	density
R	radius ratio	μ	viscosity
R_i	inner radius	$\vec{\tau}$	stress tensor
R_o	outer radius	ω	specific dissipation rate