



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ARON MARTINS FERREIRA MILAGRES

**INVESTIGAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO SISTEMA
HIDRÁULICO DE MÁQUINAS DE LAVAR LOUÇA**

FLORIANÓPOLIS

2026

Aron Martins Ferreira Milagres

INVESTIGAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO SISTEMA HIDRÁULICO DE
MÁQUINAS DE LAVAR LOUÇA

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D.

Coorientador: Eng. Vitor de Melo Braga, Dr.

Florianópolis
2026

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC

Milagres, Aron Martins Ferreira
INVESTIGAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO SISTEMA
HIDRÁULICO DE MÁQUINAS DE LAVAR LOUÇA / Aron Martins
Ferreira Milagres ; orientador, César José Deschamps,
coorientador, Vitor de Melo Braga, 2026.
120 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2026.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. máquinas de lavar louça. 3.
sistemas hidráulicos. 4. modelos de parâmetros
concentrados. 5. mecânica dos fluidos computacional. I.
Deschamps, César José. II. Braga, Vitor de Melo . III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Aron Martins Ferreira Milagres

Investigação Numérico-Experimental do Sistema Hidráulico de Máquinas de Lavar Louça

O presente trabalho em nível de doutorado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D. - Presidente
Universidade Estadual Paulista

Prof. José Luiz Gasche, Dr. Eng. - Relator
Universidade Estadual Paulista

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rafael Franklin Lázaro de Cerqueira, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de doutor em Engenharia Mecânica.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D.
Orientador

Florianópolis, 2026

Dedico esse trabalho aos meus pais, Vicentina e Ailton, a minha esposa Nayara e a minha irmã, Viviane.

AGRADECIMENTOS

A Deus por trilhar meu destino e colocar em meu caminho pessoas tão especiais.

A minha esposa, Nayara, por todo amor e suporte durante essa jornada e por estar ao meu lado em todos os momentos me dando forças.

Aos meus pais, Vicentina e Ailton, por todo amor e carinho, pelo incentivo em todos os momentos da minha formação e por estarem sempre ao lado.

A minha irmã Viviane e ao meu amigo Pedro, pelo carinho e parceria de sempre.

Ao Professor César J. Deschamps, pela oportunidade de trabalho que me foi dada, pela orientação e todo suporte ao longo desses anos.

Ao Vitor de Melo Braga, pela orientação, discussões e contribuições nesse trabalho e também pela amizade.

Ao Eduardo Ludgero pelas imensas contribuições no desenvolvimento das bancadas experimentais.

Aos amigos do POLO, em especial ao Militão, Artur, Isabela, Augusto, Téo e Rafael, pelas discussões, parceria e trocas de ideias.

Aos meus amigos de Florianópolis, Jean, Gabriel, Cristina, Katrym, Gustavo e Cássio, por tornarem essa jornada mais leve e divertida.

À CAPES, à Embrapii e à Whirlpool, pelo suporte financeiro para esta pesquisa.

*Pode se encontrar a felicidade mesmo nas horas mais sombrias,
se a pessoa se lembrar de acender a luz.*

Albus Dumbledore

RESUMO

Um dos principais desafios e oportunidades para melhorar o desempenho de lavadoras de louça consiste no gerenciamento do sistema hidráulico, composto por dutos de alimentação e braços que giram e distribuem água sobre a louça. Este trabalho apresenta uma análise numérica e experimental integrada desses sistemas hidráulicos. Nesse sentido, um modelo de parâmetros concentrados (MPC) foi desenvolvido para prever a resposta do sistema em diferentes condições de operação, no qual a perda de carga em cada componente é representada por correlações. Perdas de carga distribuídas são estimadas de correlações disponíveis na literatura e perdas localizadas em componentes de geometria complexa são determinadas através de um modelo CFD validado experimentalmente. Além disso, uma bancada experimental foi construída para medir a vazão individual dos braços aspersores e a potência e a corrente consumidas pela bomba. Os resultados de vazão dos braços do MPC diferiram em até 14% em relação aos dados experimentais. As principais fontes de erro verificadas foram vazamentos do sistema hidráulico devido a folgas e erros relacionados às próprias correlações de perda de carga. O transiente do sistema foi avaliado comparando a potência consumida pela bomba em diferentes rampas de aceleração, com diferenças inferiores a 9,1%. Uma abordagem numérico-experimental determinou a constante de torque do motor, possibilitando o MPC prever a corrente elétrica com erros inferiores a 10,7%. Uma análise experimental da dinâmica do reservatório foi também realizada, mostrando que parte da água se acumula no gabinete de lavagem de forma proporcional à velocidade de rotação da bomba, mas sem alterações significativas na dinâmica devido à presença de louça. Por fim, o potencial de aplicação do MPC é demonstrado na análise do efeito da alteração geométrica de dois componentes sobre o desempenho do sistema, indicando um aumento de até 12% na vazão em um braço aspersor, enquanto mantendo os níveis de potência elétrica e corrente consumidas pelo motor.

Palavras-chave: máquinas de lavar louça, sistemas hidráulicos, modelos de parâmetros concentrados, mecânica dos fluidos computacional.

ABSTRACT

One of the main challenges and opportunities for improving the performance of dishwashers lies in the management of the hydraulic system, which is composed of supply ducts and arms that rotate and distribute water over the dishes. This work presents an integrated numerical and experimental analysis of these hydraulic systems. In this regard, a lumped parameter model (LPM) was developed to predict the system response under different operating conditions, in which the head loss in each component is represented by correlations. Distributed head losses are estimated from correlations available in the literature and local head losses in components with complex geometry are determined through an experimentally validated CFD model. Furthermore, an experimental test bench was built to measure the individual flow rate of the spray arms and the power and current consumed by the pump. The flow rate results for the arms from the LPM differed by up to 14% compared to the experimental data. The main sources of differences verified were hydraulic system leaks due to clearances and errors related to the head loss correlations themselves. The system transient was evaluated by comparing the power consumed by the pump at different acceleration ramps, with differences of less than 9.1%. A numerical-experimental approach determined the motor torque constant, enabling the LPM to predict the electrical current with differences below 10.7%. An experimental analysis of the reservoir dynamics was also performed, showing that part of the water accumulates in the wash cabinet proportionally to the pump rotation speed, but without significant changes in the dynamics due to the presence of dishes. Finally, the potential application of the LPM is demonstrated in the analysis of the effect of geometric alteration of two components on the system performance, indicating an increase of up to 12% in the flow rate in a spray arm, while maintaining the levels of electrical power and current consumed by the motor.

Keywords: dishwasher, hydraulic system, lumped models, computational fluid mechanics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Sistema hidráulico da máquina de lavar louça utilizada neste trabalho: (a) visão isométrica do sistema e (b) vista lateral do conjunto bomba e reservatório. braço A (1), braço B (2), braço C (3), braço D (4), tubulação (5), válvula direcional (6), reservatório de água (7), filtro (8), jato adicional (9), bomba de drenagem (10), medidor de turbidez (11) e bomba de circulação (12).	18
Figura 1.2 – Detalhes da montagem da válvula direcional, em (a) disco perfurado para passagem de água e (b) superfície de contato do disco.	19
Figura 1.3 – Gabinete de lavagem e cestas para posicionamento da louça.	19
Figura 2.1 – A variação das temperaturas da superfície e das superfícies isométricas de 1% da fração volumétrica de água ao longo do tempo durante o processo de lavagem de louça (WANG <i>et al.</i> , 2023).	22
Figura 2.2 – Posição, velocidade e tempo de residência das partículas utilizadas por Mohedano <i>et al.</i> (2015) na análise do escoamento de água em uma máquina de lavar louça, para as condições (a) sem louça e (b) com louça.	23
Figura 2.3 – Medição de velocidade no interior da máquina de lavar louça obtidas por Mohedano <i>et al.</i> (2015) para diferentes condições de velocidade da bomba e presença de detergente e louça.	25
Figura 2.4 – Campo de velocidade dos jatos de água obtidos com (a) CFD e (b) medições	25
Figura 2.5 – Bancada experimental desenvolvida por Khorasani (2018) para avaliar água que é retida na louça durante e após a lavagem.	26
Figura 2.6 – Mudança sugerida por Erik (2019) para o design do tubo de uma máquina de lavar louça. (a) design antigo e em (b) design proposto.	27
Figura 2.7 – Seção de testes para (a) medição da vazão dos orifícios de saída do braço e (b) medição de pressão em diferentes pontos do braço utilizada por Erik (2019) e Makowski <i>et al.</i> (2016).	28
Figura 2.8 – Volutas testadas por Zhul <i>et al.</i> (2021) e os pontos de monitoramento de pressão para (a) voluta com duas saídas, (b) voluta com uma saída e (c) voluta com duas saídas e rotação passiva.	29
Figura 2.9 – Diferentes rotores para a válvula mecânica de uma lava louça analisada por Kılavuz e Kırıl (2024) (a) rotor com 3 pás e (b) rotor com 4 pás.	30

Figura 3.1 – Ilustração da distribuição de pressão nos tubos a montante e jusante para determinar a perda de carga localizada de um componente genérico.	36
Figura 3.2 - Bancada experimental para medição da perda de carga em componentes do sistema hidráulico: (1) válvula do tipo esfera, (2) válvula do tipo agulha, (3) medidor de vazão, (4) retificador de escoamento, (5) tubo, (6) tomada de pressão, (7) geometria analisada, (8) manômetro, (9) reservatório do manômetro e (10) sistema de aquisição de dados.	36
Figura 3.3 - Componentes originais C1 e C2 do sistema hidráulico da máquina de lavar louça mostradas respectivamente em (a) (b) e as respectivas geometrias fabricadas a partir de manufatura aditiva apresentadas em (c) e (d).	38
Figura 3.4 – Seção de testes para análise da queda de pressão em um orifício do braço aspersor: (a) visão explodida e (b) dimensões.	40
Figura 3.5 – Bancada experimental para medições de pressão do braço aspersor: (1) válvula do tipo esfera, (2) válvula do tipo agulha, (3) medidor de vazão, (4) sistema de aquisição de dados, (5) retificador, (6) manômetro, (7) reservatório do manômetro, (8) adaptador, (9) tomada de pressão e (10) braço aspersor.	40
Figura 3.6 - Bancada Experimental para determinar as curvas de performance da bomba: (1) bomba em teste, (2) inversor de frequência, (3) wattímetro, (4) transdutores de pressão, (5) reservatório de pesagem, (6) válvula do tipo esfera (7) válvula do tipo gaveta, (8) extravasor, (9) reservatório com controle de nível, (10) reservatório auxiliar, (11) bomba auxiliar.	42
Figura 3.7 – Visão isométrica e lateral do gabinete de acrílico para medições no sistema hidráulico: (1) gabinete de acrílico, (2) saídas de água, (3) saída adicional, (4) flange de vedação, (5) manta de borracha, (6) braço aspersor A, (7) braço aspersor B, (8) braço aspersor C, (9) braço aspersor D, (10) válvula direcional de fluxo de água e (11) bomba de circulação.	43
Figura 3.8 – Bancada experimental para medição da vazão individual dos braços aspersores e potência consumida pela bomba: (1) estrutura de acrílico e sistema hidráulico, (2) reservatório principal, (3) extravasor, (4) wattímetro, (5) reservatório de abastecimento de água, (6) e (7) reservatórios auxiliares e (8) reservatório de pesagem.	44
Figura 3.9 – Detalhe da saída adicional de água.	45
Figura 3.10 - Condições de (a) sem carregamento e (b) com carregamento em que a dinâmica do reservatório foi avaliada.	47

Figura 3.11 – Instalação do transdutor de pressão na base do reservatório de água da máquina de lavar louças e destaque para a região do reservatório em vermelho na parte inferior do gabinete de lavagem.	47
Figura 3.12 – Curva de calibração do transdutor de pressão para determinar a quantidade de água presente no reservatório da máquina de lavar louças.	47
Figura 4.1 – Representação gráfica do modelo implementado em linguagem <i>Modelica</i>	49
Figura 4.2 – Geometria de um componente da máquina de lavar louça: (a) geometria original; (b) geometria simplificada para a simulação do escoamento.	56
Figura 4.3 – Malha computacional poliédrica utilizada na simulação da geometria.	57
Figura 4.4 – Malha computacional tetraédrica utilizada na simulação da bomba. (a) Malha na região de uma pá (b) vista lateral da bomba.	57
Figura 4.5 – Medições de pressão para geometria C_{B2} para diferentes números de Reynolds e os ajustes de curvas aplicados no cálculo da queda de pressão total em cada trecho de tubo.	59
Figura 4.6 – Medições de pressão para geometria C_{C2} para diferentes números de Reynolds e os ajustes de curvas aplicados no cálculo da queda de pressão total em cada trecho de tubo.	59
Figura 4.7 – Comparação dos resultados numéricos e medições da perda de carga a montante (Δp_m), localizada (Δp_l) e a jusante (Δp_j), para o componente C_1	60
Figura 4.8 – Comparação dos resultados numéricos e medições da perda de carga a montante (Δp_m), localizada (Δp_l) e a jusante (Δp_j), para o componente C_2	60
Figura 4.9 – Comparação do comprimento equivalente determinado a partir dos dados experimentais e a partir dos resultados de simulação considerando ar e água.	61
Figura 4.10 – Linhas de corrente para a geometria C_1 considerando $Re = 51.000$	62
Figura 4.11 – Linhas de corrente para a geometria C_2 considerando $Re = 57.000$	62
Figura 4.12 – Medições de pressão na seção de testes para análise da perda de carga em um orifício.	63
Figura 4.13 - Campos de (a) pressão e (b) velocidade na seção de teste para análise da perda de carga de um orifício do braço aspersor B, $Re = 14.500$	63
Figura 4.14 – Comparação do coeficiente de descarga de um orifício do braço aspersor B obtido experimentalmente, numericamente para ar e água e a partir da correlação para orifício com borda viva proposta por Wu <i>et al.</i> (2002).	65

Figura 4.15 – Medições de pressão no tubo de entrada para análise do braço aspersor B.	65
Figura 4.16 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor B.	66
Figura 4.17 – Comparação entre os valores de pressões obtidos de medições e simulações para o braço aspersor B.	67
Figura 4.18 – Resultados para coeficiente de descarga obtidos partir do modelo numérico.	67
Figura 4.19 – Geometria do fluido para a válvula direcional de água quando posicionada para ativar os braços (a) A e B ou (b) C e D.	68
Figura 4.20 – Correlações para comprimento equivalente para a condição da válvula na posição AB.	68
Figura 4.21 – Correlações para comprimento equivalente para a condição da válvula na posição CD.	69
Figura 4.22 – Geometria do fluido para os diferentes trechos do sistema hidráulico, com destaque para os componentes com perdas de carga localizadas.	70
Figura 4.23 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho B do sistema hidráulico.	70
Figura 4.24 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho C do sistema hidráulico.	71
Figura 4.25 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho D do sistema hidráulico.	71
Figura 4.26 – Geometria dos orifícios do braço aspersor A.	72
Figura 4.27 – Correlações (linhas contínuas) e resultados para L_{eq}/D obtidas a partir do modelo numérico para o braço aspersor A.	72
Figura 4.28 – Correlações do comprimento equivalente em função do número de Reynolds para o braço aspersor B.	73
Figura 4.29 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor C.	74
Figura 4.30 – Correlações do comprimento equivalente em função do número de Reynolds para o braço aspersor C.	74
Figura 4.31 – Contorno de pressão no interior do braço aspersor C para vazão de 0,8 kg/s.	74
Figura 4.32 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor D.	75
Figura 4.33 – Resultados do modelo numérico para vazão de 0,8 kg/s de (a) pressão no interior no braço e (b) linhas de corrente na região de entrada do braço.	75

Figura 4.34 – Correlações para perda de carga localizada no braço aspersor D.	76
Figura 4.35 – Comparação da curva da bomba obtida a partir da análise experimental e numérica.....	77
Figura 4.36 – Curvas de eficiências (a) global e (b) mecânica da bomba.....	77
Figura 4.37 – Resultados para (a) medições de corrente no motor fornecidos pelo fabricante e (b) relação do torque com a corrente no motor.....	78
Figura 5.1 – Comparação dos resultados de vazão dos braços aspersores (a) A e (b) B.	80
Figura 5.2 – Comparação dos resultados de vazão dos braços aspersores (a) C e (b) D.	81
Figura 5.3 – Identificação de um ponto de vazamento identificado no sistema hidráulico da máquina de lavar louça.	82
Figura 5.4 – Resultados de medição do vazamento na válvula direcional e da calibração realizada do modelo de parâmetros concentrados (MPC).....	82
Figura 5.5 – Análise de sensibilidade da influência do vazamento encontrado na vazão dos braços aspersores (a) C e (b) D e da (c) bomba.	83
Figura 5.6 – Evolução temporal da vazão de cada braço aspersor e a indicação do instante de tempo em que a saída dos jatos foi registrada na bancada experimental.	84
Figura 5.7 - Comparação dos resultados da vazão para o orifício de saída da válvula direcional para os braços (a) A e B e (b) C e D ativos.	85
Figura 5.8 – Vazão na bomba para as condições em que os braços (a) A e B e (b) C e D estão ativados.....	86
Figura 5.9 – Altura de carga da bomba para os braços (a) A e B e (b) C e D ativos.	87
Figura 5.10 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2200 rpm, para os braços A e B ativos.....	89
Figura 5.11 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2800 rpm, para os braços A e B ativos.....	89
Figura 5.12 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 3200 rpm, para os braços A e B ativos.....	89
Figura 5.13 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2200 rpm, para os braços C e D ativos.....	90
Figura 5.14 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2800 rpm, para os braços C e D ativos.....	90

Figura 5.15 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 3200 rpm, para os braços C e D ativos.....	91
Figura 5.16 – Comparação da capacidade do gabinete de lavagem para as condições com e sem um carregamento de louça para os braços (a) A e B e (b) C e D ativados.	93
Figura 5.17 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores A e B ativados.	94
Figura 5.18 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores C e D ativados e sem carregamento de louça.....	95
Figura 5.19 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores C e D ativados e com carregamento de louça.	95
Figura 5.20 – Comparação da geometria do componente C_{B2} (a) original e (b) modificada.	98
Figura 5.21 – Correlação obtida para o novo design para o componente C_{B2}	98
Figura 5.22 – Correlação obtida para o novo design para o componente C_{C2}	99
Figura 5.23 – Comparação das geometrias do componente C_{C2} (a) original e (b) modificada do trecho C do sistema hidráulico.	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Números de Reynolds e correspondentes vazões para escoamento de água e de ar utilizadas na análise experimental.	37
Tabela 4.1 – Resultados para a queda de pressão no componente C _{C2} para diferentes refinamentos de malha.....	57
Tabela 4.2 - Resultados altura de carga para diferentes malhas.....	58
Tabela 4.3 – Comparação do valor da pressão interna na seção de teste obtidos na análise experimental e numérica da perda de carga de um orifício do braço aspersor.....	64
Tabela 4.4 – Comparação dos valores de pressões obtidos a partir das medições e simulações na análise completa do braço aspersor, em kPa.....	67
Tabela 4.5 – Diâmetros de entrada e saída da válvula direcional de fluxo de água...68	
Tabela 4.6 – Diâmetro hidráulico de entrada e saída dos componentes do sistema hidráulico.	70
Tabela 4.7 – Diâmetro hidráulico dos orifícios de saída do braço aspersor D.....	75
Tabela 5.1 – Resultados para vazão individual do braço aspersor A para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição com vazamentos.	80
Tabela 5.2 – Resultados para vazão individual do braço aspersor A para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição sem vazamentos.	80
Tabela 5.3 – Resultados para vazão individual do braço aspersor B para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição com vazamentos.	81
Tabela 5.4 – Resultados para vazão individual do braço aspersor B para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição sem vazamentos.	81
Tabela 5.5 – Vazão individual do braço aspersor C para diferentes rotações da bomba, em l/min.....	81
Tabela 5.6 – Vazão individual do braço aspersor D para diferentes rotações da bomba, em l/min.....	81
Tabela 5.7 – Resultados de vazão do orifício de saída da válvula direcional para diferentes rotações da bomba, em l/min, para posição AB.	85
Tabela 5.8 – Resultados de vazão do orifício de saída da válvula direcional para diferentes rotações da bomba, em l/min, para posição CD.	85
Tabela 5.9 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços A e B ativos, considerando os vazamentos.	87

Tabela 5.10 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços A e B ativos, sem os vazamentos.	87
Tabela 5.11 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços C e D ativos, considerando os vazamentos.	87
Tabela 5.12 – Resultados do MPC e das medições da potência elétrica consumida pelo motor, para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores A e B ativos.....	90
Tabela 5.13– Resultados do MPC e das medições da potência elétrica consumida pelo motor, para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores C e D ativos.....	91
Tabela 5.14 – Resultados do MPC e de medições da corrente consumida pelo motor para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores A e B ativos.	92
Tabela 5.15 – Resultados do MPC e de medições da corrente consumida pelo motor para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores C e D ativos.	92
Tabela 5.16 – Perdas distribuídas e localizadas nos componentes hidráulicos do trecho AB, considerando uma vazão de 30 l/min.	97
Tabela 5.17 – Resultados da modificação realizada no componente C_{B2} . A perda localizada (h_l) foi calculada para uma vazão de 30 l/min, para ambas as geometrias.....	98
Tabela 5.18 – Perdas distribuídas e localizadas nos componentes hidráulicos dos trechos C e D, considerando uma vazão de 30 l/min.....	98
Tabela 5.19 – Resultados da modificação realizada no componente C_{B2} . A perda localizada (h_l) foi calculada para uma vazão de 30 l/min, para ambas as geometrias.....	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD *Computacional Fluid Dynamics*

MPC Modelo de Parâmetros Concentrados

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gregos

ρ	Densidade [kg m^{-3}]
μ	Viscosidade dinâmica [$\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$]
ω_b	Rotação da bomba [rad/s]
α	Coefficiente de energia cinética
φ	Propriedade genérica [-]
η	Eficiência [-]

Símbolos gerais

A	Área [m^2]
D	Diâmetro [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
e	Rugosidade das paredes do duto [m]
f	Fator de atrito
L	Comprimento do duto [mm]
L_e	Comprimento equivalente [mm]
K	Coefficiente de Perda de Carga
g	Aceleração da gravidade [m s^{-2}]
z	Altura de uma seção do duto
L	Comprimento [mm]
Re	Número de Reynolds
p	Pressão [kPa]
V	Velocidade do escoamento [m/s]
H_b	Altura de carga da bomba [m]
h_l	Perda de carga localizada [J/kg]
$\dot{W}_e$	Potência elétrica consumida [W]
$\dot{W}_h$	Potência hidráulica [W]
C	Capacidade [kg]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	FUNCIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE LAVAR LOUÇAS	15
1.2	DESCRIÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO.....	16
1.3	MOTIVAÇÃO.....	19
1.4	OBJETIVOS.....	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	ANÁLISE DE SISTEMAS DE LAVA LOUÇAS.....	21
2.2	APLICAÇÕES DA LINGUAGEM MODELICA	30
2.3	SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES.....	32
3	BANCADAS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	35
3.1	PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM COMPONENTES	35
3.2	PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM ORIFÍCIOS	39
3.3	CURVAS DE DESEMPENHO DA BOMBA	40
3.4	MEDIÇÃO DA VAZÃO DOS BRAÇOS ASPERORES.....	43
3.5	MEDIÇÃO DA MASSA DE ÁGUA NO RESERVATÓRIO.....	45
4	METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO	48
4.1	MODELO DE PARÂMETROS CONCENTRADOS	48
4.1.1	Componentes com Perdas de Carga Distribuída	49
4.1.2	Componentes com Perda de Carga Localizada	51
4.1.3	Componentes com Acúmulo de Massa	53
4.1.4	Modelagem da Bomba de Circulação	54
4.2	PREVISÃO DE PERDAS DE CARGA LOCALIZADAS	55
4.2.1	Refino de malha.....	55
4.2.1	Validação experimental.....	58
4.3	PERDA DE CARGA NO BRAÇO ASPERSOR.....	62
4.4	CORRELAÇÕES PARA OUTROS COMPONENTES	67

4.4.1	Válvula direcional de fluxo de água.....	68
4.4.2	Trechos A a D.....	69
4.4.3	Braços aspersores	71
4.5	CURVAS DE DESEMPENHO DA BOMBA	76
5	RESULTADOS.....	79
5.1	VAZÃO NOS BRAÇOS ASPERSORES	79
5.2	DESEMPENHO DA BOMBA HIDRÁULICA.....	85
5.2.1	Altura de carga e vazão	85
5.2.2	Potência consumida.....	88
5.2.3	Corrente consumida pelo motor	91
5.3	NÍVEL DE ÁGUA NO RESERVATÓRIO.....	92
5.4	APLICAÇÃO EM OTIMIZAÇÃO.....	96
6	CONCLUSÕES	100
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	102
7	REFERÊNCIAS	104
	Apêndice A – Balanço de Incertezas	108
	Apêndice B – Tabela das Correlações Desenvolvidas	110

1 INTRODUÇÃO

Com a crescente demanda por eficiência e sustentabilidade, a indústria tem direcionado esforços ao desenvolvimento de soluções voltadas à redução do consumo de recursos naturais, visando não apenas a atratividade econômica para o consumidor, mas também sustentabilidade ambiental. As máquinas de lavar louça proporcionam significativa praticidade ao reduzir o tempo dedicado à lavagem manual de utensílios e vêm se popularizando nas cozinhas contemporâneas. Em um estudo realizado por Berkholz *et al.* (2007), comparou-se o método manual de lavagem com o automático, realizado por uma máquina de lavar louça. Foi verificada uma redução no consumo de água de 49 litros para 13 litros, considerando a mesma quantidade de utensílios, além de uma diminuição no consumo de energia para aquecimento de água de 1,7 kWh para 1,3 kWh. Esses dados evidenciam que, além da praticidade, o uso da máquina de lavar louça proporciona economia de recursos, como água e energia.

A lavagem realizada pela máquina de lavar louça envolve a combinação da ação mecânica dos jatos, dos efeitos térmicos da água aquecida e de processo físico-químicos a partir do uso de detergentes, conforme mostra Mohedano *et al.* (2017). Embora a literatura abranja diversos trabalhos sobre esses aspectos, o foco predominante tem sido a redução do consumo de energia. Em contrapartida, há uma escassez de estudos que analisem o sistema hidráulico de forma sistêmica. Diante desse cenário, este trabalho se concentra na análise do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça.

1.1 FUNCIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE LAVAR LOUÇAS

Apesar da ampla variedade de modelos disponíveis no mercado, o princípio de funcionamento das máquinas de lavar-louça é muito similar, com um ciclo típico de lavagem composto por 5 etapas: preparação, pré-lavagem, lavagem, enxágue e secagem.

A primeira fase de qualquer ciclo de lavagem consiste na preparação para a lavagem, em que a louça é posicionada dentro da máquina, o reservatório de detergente é abastecido e o ciclo de lavagem desejado é selecionado. Uma vez escolhido o ciclo, a válvula de entrada da água é acionada, permitindo o abastecimento do reservatório da máquina. Importante ressaltar que cada modelo de máquina de lavar louça oferece uma variedade de opções de ciclo de

lavagem, cada uma com características específicas, como a duração da lavagem e a temperatura da água.

A fase pré-lavagem se inicia com a ativação da bomba, a qual direciona jatos de água para a remoção das impurezas mais evidentes da louça, sem que ocorra o aquecimento da água ou a introdução de qualquer quantidade de detergente. Os braços da máquina de lavar-louça são rotacionados pela ação dos próprios jatos, com velocidade de rotação constante. Após a conclusão dessa fase, procede-se ao descarte da água utilizada, seguido do subsequente novo abastecimento do reservatório de água, agora adicionando o detergente. A fase de lavagem acontece de modo similar, porém com aquecimento da água no reservatório e adição de detergente.

Ao término da fase de lavagem, procede-se ao esvaziamento do reservatório, seguido do seu reabastecimento, preparando-o para a fase subsequente de enxágue, em que a resistência elétrica é novamente ativada para aquecer a água. Ao final ocorre a fase de secagem, na qual as paredes internas da máquina de lavar louça são aquecidas com o propósito de promover a evaporação da umidade presente na superfície da louça. Nessa fase a bomba permanece desligada, uma vez que não há mais necessidade de circulação de água.

1.2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO

O sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça é composto por bombas, tubulações, conectores, válvulas, braços aspersores, filtro e um reservatório. Os componentes do sistema hidráulico da máquina analisada neste trabalho são ilustrados na Figura 1.1.

O fornecimento de água do reservatório aos braços aspersores (1-4), indicados na Figura 1.1a, é realizado por uma bomba de circulação centrífuga (12), identificada na Figura 1.1b. Essa bomba opera afogada, ou seja, instalada abaixo do nível de água do reservatório, garantindo pressão positiva em sua entrada e, conseqüentemente, redução do risco de sucção de ar. Após o enchimento do reservatório, a bomba é acionada e a água é direcionada aos braços aspersores. A máquina analisada neste trabalho possui quatro braços com orifícios pelos quais água é distribuída na forma de jatos. Os braços A (1), B (2) e D (4) rotacionam em virtude da força gerada pela transferência de quantidade de movimento dos jatos. O braço C (3), por outro lado, é fixo. Além dos braços, o sistema possui um jato adicional de água (9), conforme indicado na Figura 1.1, cuja função é promover agitação na região do filtro, prevenindo obstruções. Alguns modelos de máquinas de lavar louça também contam com um medidor de turbidez (11),

representado na Figura 1.1b. Esse sensor avalia a qualidade da água e indica sua substituição, de modo a evitar a reutilização de água inadequada. Ao término de uma etapa do ciclo de lavagem, o reservatório é esvaziado por meio da bomba de drenagem e, subsequentemente, reabastecido com água limpa.

O acionamento dos braços é realizado de forma alternada por meio de uma válvula direcional, representada na Figura 1.2a. Essa válvula está posicionada logo após a bomba e possui um disco perfurado que permite a passagem de água. Um servomotor promove a rotação do disco, de forma que seus orifícios fiquem alinhado com as entradas das tubulações que conduzem água até os braços, conforme pode ser visto Figura 1.2b. O sistema opera em dois modos distintos: ativação dos braços A (1) e B (2) ou, alternativamente, dos braços C (3) e D (4). Ressalta-se que a comutação entre as posições do disco ocorre com a bomba desligada, assegurando o correto reposicionamento da válvula e evitando que a bomba funcione com sua saída bloqueada.

A Figura 1.3 apresenta o gabinete de lavagem, mostrando as paredes internas da máquina e destacando as cestas destinadas ao posicionamento da louça. Durante o funcionamento da bomba, a água ejetada pelos braços incide sobre as superfícies da louça e paredes internas da máquina, retornando ao tanque por ação da gravidade, com velocidade reduzida. Durante o funcionamento da bomba, o nível de água do reservatório é reduzido até que a vazão de água de retorno se iguale à vazão de saída. Um dos principais desafios no projeto de máquinas de lavar louça consiste na definição de um volume inicial adequado, que evite a insuficiência de água e, conseqüentemente, a sucção de ar. Essa condição crítica de operação está associada ao aumento de ruído e à redução da eficiência da bomba (Chudina, 2003).

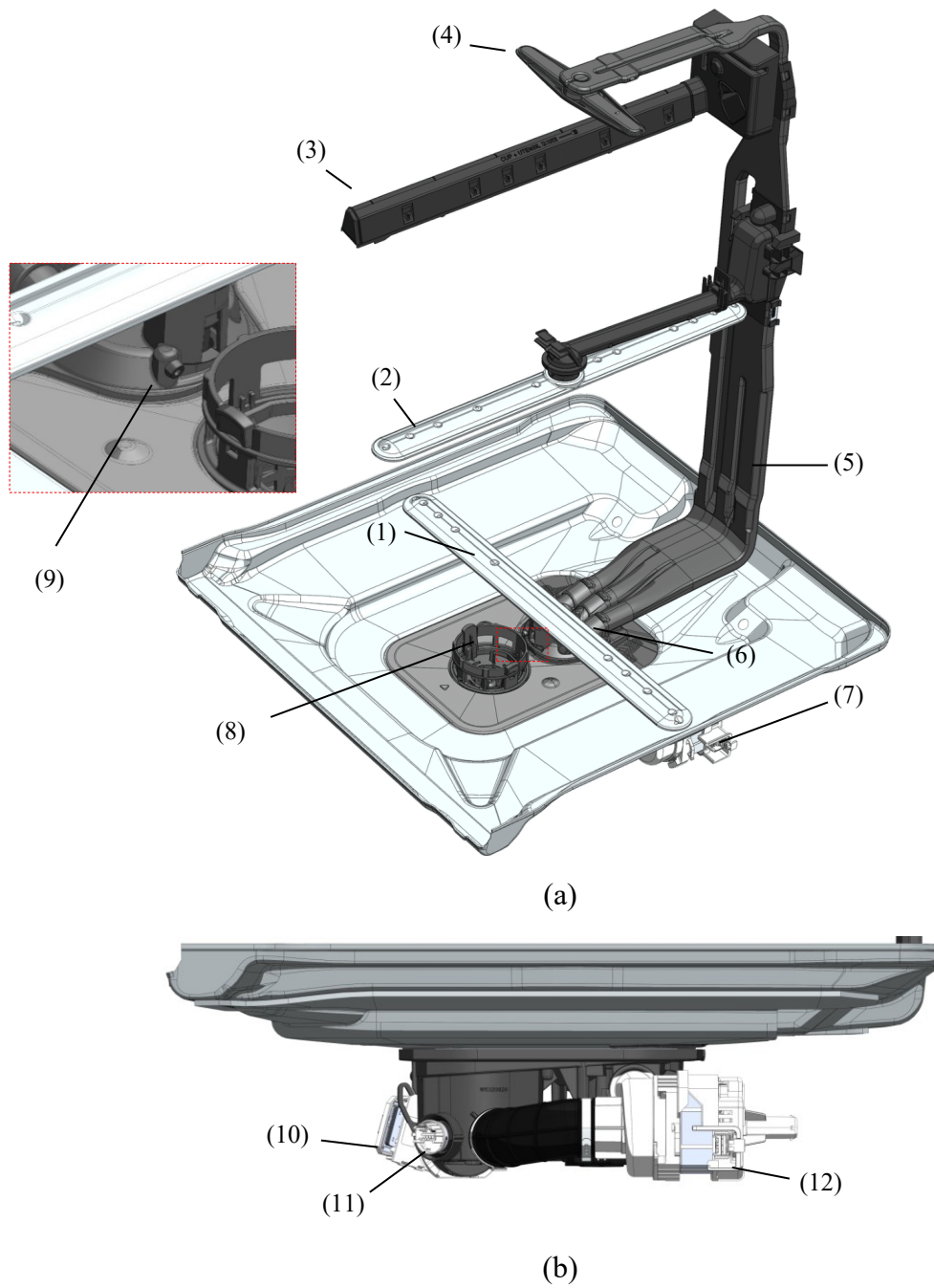


Figura 1.1 – Sistema hidráulico da máquina de lavar louça utilizada neste trabalho: (a) visão isométrica do sistema e (b) vista lateral do conjunto bomba e reservatório. braço A (1), braço B (2), braço C (3), braço D (4), tubulação (5), válvula direcional (6), reservatório de água (7), filtro (8), jato adicional (9), bomba de drenagem (10), medidor de turbidez (11) e bomba de circulação (12).

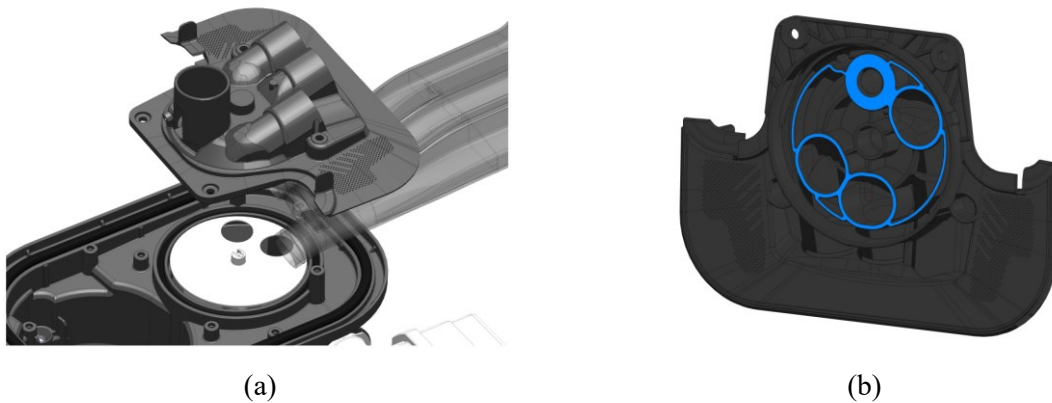


Figura 1.2 – Detalhes da montagem da válvula direcional, em (a) disco perfurado para passagem de água e (b) superfície de contato do disco.



Figura 1.3 – Gabinete de lavagem e cestas para posicionamento da louça.

1.3 MOTIVAÇÃO

O adequado projeto do sistema hidráulico de uma máquina de lavar-louça é de suma importância, tanto para assegurar a eficiência da bomba quanto para garantir a limpeza eficaz da louça. Assim, a otimização desse sistema permite a redução do consumo energético associado à operação da bomba e a redução do consumo de água.

Diante do exposto, modelos matemáticos do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça podem ser úteis nas fases iniciais de projetos de novas máquinas, permitindo a análise do

sistema em um ambiente virtual e a avaliação de cenários de otimização tanto do sistema hidráulico quanto do sistema de controle. Modelos que empregam, por exemplo, o método dos volumes finitos, permitem a simulação de geometrias complexas, mas são ainda inviáveis para essas aplicações devido ao alto custo computacional. Por outro lado, apesar de possuírem equacionamento matemático simplificado, modelos de parâmetros concentrados (MPC) são de baixo custo computacional e permitem a obtenção de parâmetros globais do desempenho do sistema hidráulico, tais como vazão nos braços, nível do tanque, potência e corrente consumida pela bomba. Outra vantagem desses modelos é a possibilidade de serem aplicados como estimadores integrados ao controlador, contribuindo para aumentar a eficiência e robustez do sistema como um todo.

1.4 OBJETIVOS

O objetivo geral desta tese é desenvolver um modelo de baixo custo computacional para a otimização do sistema hidráulico de uma máquina de lavar-louça em diferentes condições de operação. A fim de alcançar esse objetivo, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- (i) Avaliação das perdas localizadas do sistema hidráulico a partir da modelagem numérica, empregando um código comercial de fluidodinâmica computacional (CFD) validado com dados experimentais;
- (ii) Desenvolvimento de uma bancada experimental para medir a vazão de água individual dos braços do sistema hidráulico e a potência consumida pela bomba;
- (iii) Determinar experimentalmente as curvas de desempenho da bomba, incluindo altura de carga e eficiência do conjunto motor e bomba;
- (iv) Elaboração de um sistema de medição do nível de água do tanque em regime transiente, considerando diferentes condições de operação e carregamento da máquina de lavar;
- (v) Desenvolvimento de um modelo de parâmetros concentrados do sistema hidráulico usando linguagem *Modelica*, com validação experimental;
- (vi) Aplicação do modelo de parâmetros concentrados em uma situação típica de otimização do sistema hidráulico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão dos estudos disponíveis na literatura sobre máquinas de lavar louça. Grande parte desses estudos concentra-se em estratégias para aumentar a eficiência energética do sistema, avaliando a aplicação, por exemplo, de trocadores e bombas de calor e materiais dessecantes. Relacionado ao sistema hidráulico, observou-se uma tendência maior na modelagem isolada de componentes específicos, como bombas, jatos ou conexões, de modo que há escassez de trabalhos que analisem o sistema como um todo.

A seguir, detalham-se os estudos mais relevantes relacionados ao sistema hidráulico, além de uma revisão de trabalhos que exploram a aplicação da linguagem Modelica na modelagem dinâmica de sistemas físicos.

2.1 ANÁLISE DE SISTEMAS DE LAVA LOUÇAS

Os estudos em sistemas de máquinas de lavar louça são focados na análise da eficiência energética, com o emprego de diferentes estratégias. De Paepe *et al.* (2003) desenvolveram um sistema de reaproveitamento de energia térmica utilizando uma serpentina de cobre imersa em um tanque com água quente descartada, resultando em uma economia no consumo de energia de até 34%. Persson (2007) analisou um sistema de aquecimento por trocador de calor contracorrente e um tanque de armazenamento, desenvolveu um modelo numérico com o software TRNSYS e obteve resultados em boa concordância com dados experimentais, viabilizando diversos estudos, tais como uso de energia térmica proveniente de fontes alternativas.

De forma similar, Skarka *et al.* (2024) empregaram um modelo CFD para avaliar um trocador de calor para recuperar energia térmica da água residual. Os autores mostraram que o uso desse sistema é capaz de aumentar em 10°C a temperatura da água de reabastecimento, resultando em uma economia de energia de 152 kJ por enchimento do reservatório. Hauer e Fischer (2011) propuseram um sistema dessecante para liberar calor durante a adsorção de umidade do ar, reduzindo o consumo de energia em até 24%. Em complemento, Santori *et al.* (2013) otimizaram a geometria e parâmetros do material dessecante do desumidificador, alcançando uma redução de 41% no consumo energético. Por fim, Bengtsson *et al.* (2015), Bengtsson e Berghel (2016, 2017) e Flück *et al.* (2017) e Abu-Heiba *et al.* (2018) exploraram

a aplicação de bombas de calor para substituir resistências elétricas, demonstrando que a tecnologia pode reduzir o consumo de energia em até 50%, além de permitir métodos mais eficientes de secagem sem liberar umidade no ambiente externo. Wang *et al.* (2023) desenvolveram um modelo de rede térmica para estudar a transferência de calor dentro de uma lava louça a fim de avaliar o gasto de energia. A partir de um modelo CFD para simular os jatos de água dentro do ambiente de lavação, ilustrado na Figura 2.1, os coeficientes de transferência de calor entre a louça e o fluido foram obtidos. A interação entre as fases água e ar foi simulada com um modelo de mistura. Os autores verificaram que 35,7% da energia térmica é absorvida pela louça e que, o aumento da espessura do material isolante de 20 para 40 mm, permite uma economia de 8,4% de energia.

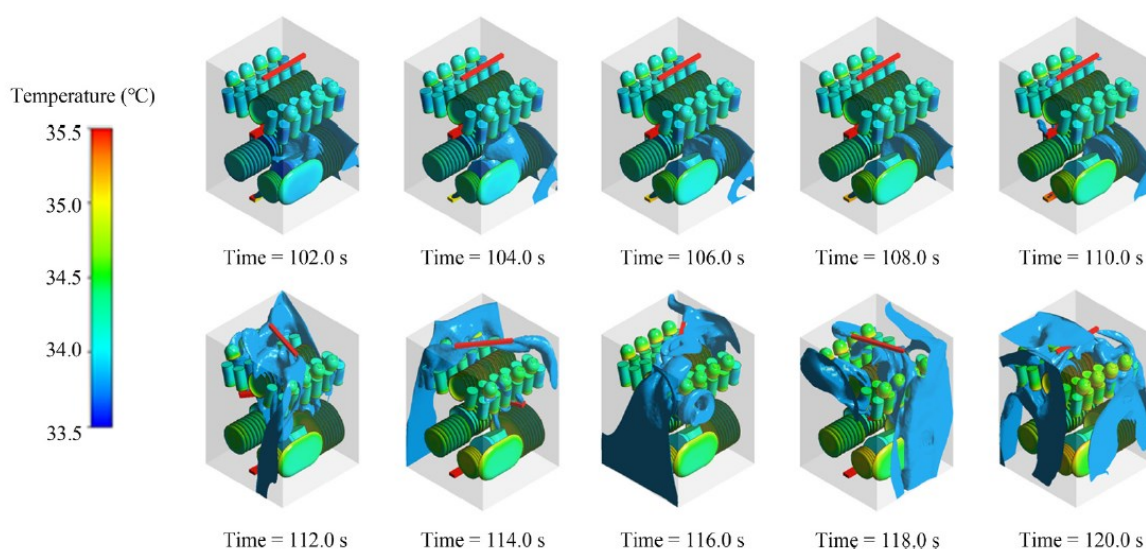


Figura 2.1 – A variação das temperaturas da superfície e das superfícies isométricas de 1% da fração volumétrica de água ao longo do tempo durante o processo de lavagem de louça (WANG *et al.*, 2023).

Em relação à análise do sistema hidráulico, Kim *et al.* (2000) utilizaram a técnica de PIV (do inglês, Particle Image Velocimetry) para visualizar a distribuição de água dentro de uma máquina de lavar louça e estimar as velocidades dos jatos de água. De modo análogo, Mohedano *et al.* (2015) empregaram o método PEPT (do inglês, Positron Emission Particle Tracking) para avaliar a distribuição da água, as velocidades dos jatos e de retorno da água ao reservatório e os efeitos do detergente, da presença de um carregamento de louça e da rotação da bomba. A Figura 2.2 mostra a posição, velocidade e tempo de residência de uma partícula durante o funcionamento da bomba para as condições com e sem louça. Para a condição em que há carregamento de louça, verificou-se que a água retorna ao reservatório escoando pelas

paredes da louça, com velocidade similar àquela quando a água escorre pelas paredes internas da máquina para a condição sem louça. No entanto, nessa condição o jato de água é interrompido pela louça antes de se chocar contra as paredes internas, reduzindo o tempo de retorno das partículas ao reservatório.

Mohedano *et al.* (2015) obtiveram a distribuição de água no gabinete de lavagem para diferentes condições, conforme mostra a Figura 2.3. Os autores observaram que a velocidade da bomba influencia a velocidade de ejeção da água, mas não a velocidade de retorno ao tanque que ocorre pela ação da gravidade, resultando em maior tempo de residência da água sobre as superfícies da louça e nas paredes internas da máquina. Para a condição sem louça, verificou-se que os jatos se chocam contra as paredes internas, retornando ao reservatório pelas paredes com velocidades menores ou por gotículas pela parte central do gabinete de lavagem, que apresentam velocidades maiores por estarem em queda livre.

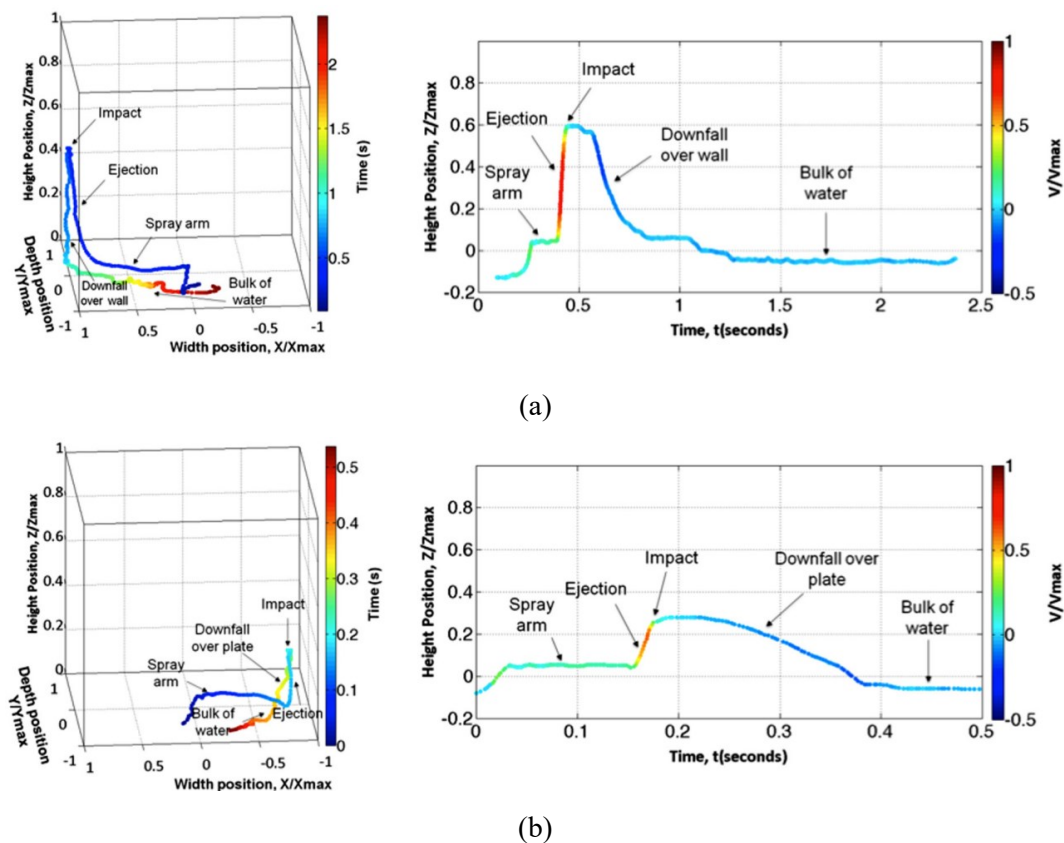


Figura 2.2 – Posição, velocidade e tempo de residência das partículas utilizadas por Mohedano *et al.* (2015) na análise do escoamento de água em uma máquina de lavar louça, para as condições (a) sem louça e (b) com louça.

Além disso, Mohedano *et al.* (2015) analisaram numericamente o escoamento no interior da máquina sem a presença de louça. Os modelos adotaram o modelo Volume de Fluido (VOF, do inglês Volume of Fluid) para simular o escoamento das fases de ar e água. A Figura 2.4a mostra os resultados numéricos para o escoamento ascendente da água (*up-flow*), provocado pelos jatos, e para o escoamento descendente (*down-flow*), no qual a água escorre pelas paredes internas da máquina antes de retornar ao tanque. A Figura 2.4b apresenta as medições experimentais realizadas para a mesma condição. Mohedano *et al.* (2015) destacaram que, apesar de diferenças consideráveis entre os resultados numéricos e experimentais para os níveis de velocidade de retorno, o modelo CFD foi capaz de prever uma região não atingida pelos jatos de água, localizada aproximadamente em $R/R_{max} = 0,35$, em concordância com os resultados experimentais.

Kawale e Chandramohan (2017) determinaram a velocidade mínima dos jatos de água necessária para garantir a remoção eficaz de sujeira. Esse estudo complementa o trabalho de Jensen e Friis (2004) que, por meio de uma análise numérico-experimental, determinaram um valor de tensão de cisalhamento mínima de 3 Pa na superfície das louças para remoção eficaz da sujeira. Kawale e Chandramohan (2017) desenvolveram um modelo CFD para analisar o escoamento de um jato de água sobre uma superfície plana. O modelo foi validado por meio da comparação com medições de tensão de cisalhamento apresentados por Tu e Wood (1996), mostrando boa concordância entre os resultados. O modelo CFD foi então empregado para simular jatos com números de Reynolds variando de 6.300 até 22.470 ($Re = \rho U D / \mu$), onde D e U representam, respectivamente, o diâmetro e a velocidade na saída do jato. As velocidades simuladas na saída dos jatos variaram de 2 m/s a 6 m/s. Os autores observaram que, para atender ao critério de tensão de cisalhamento mínima estabelecido por Jensen e Friis (2004), a velocidade do jato deve ser de pelo menos 3 m/s, garantindo, assim, eficácia na limpeza da louça.

Em outro estudo, Mohedano *et al.* (2017) analisaram a remoção de sujeira considerando também o efeito da temperatura da água e do uso de enzimas, além da remoção mecânica dos jatos. Por meio de uma análise experimental, os autores propuseram correlações para prever a taxa de remoção de sujeira, demonstrando boa concordância com os dados experimentais e destacando a interação entre os efeitos mecânicos e químicos no processo de limpeza.

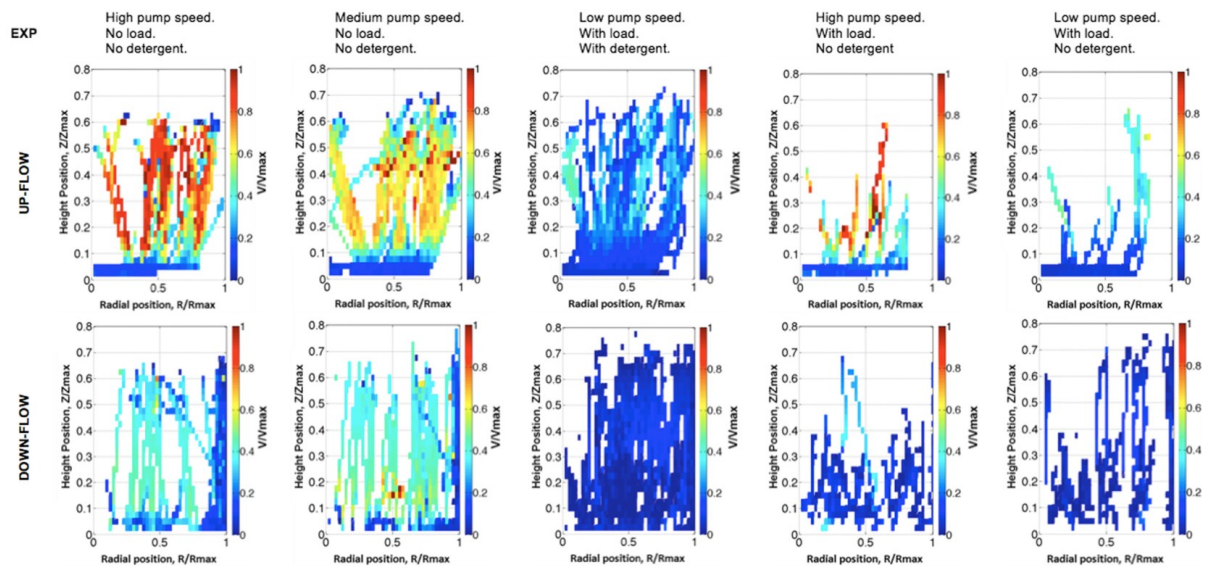


Figura 2.3 – Medição de velocidade no interior da máquina de lavar louça obtidas por Mohedano *et al.* (2015) para diferentes condições de velocidade da bomba e presença de detergente e louça.

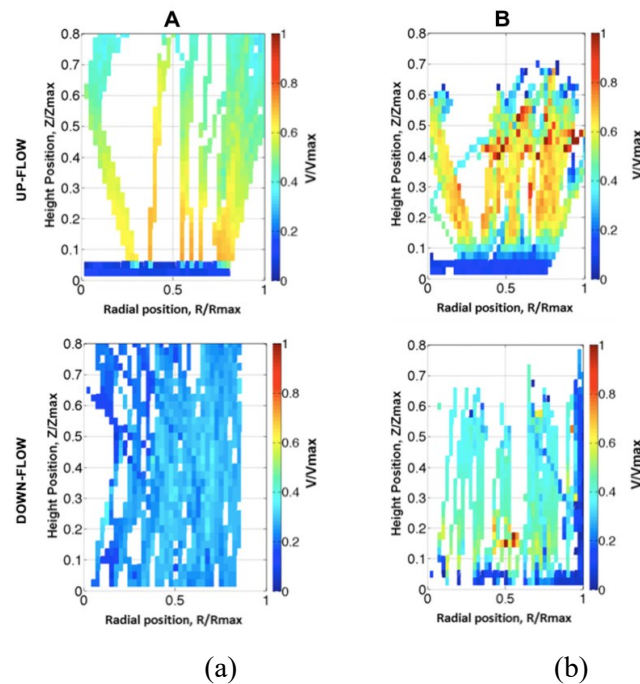


Figura 2.4 – Campo de velocidade dos jatos de água obtidos com (a) CFD e (b) medições

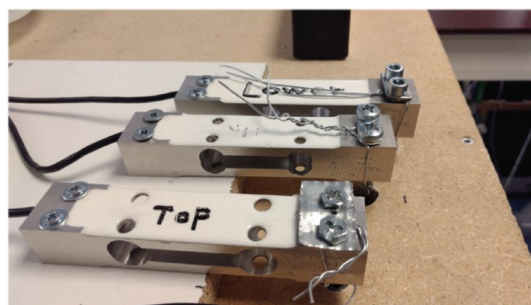
Khorasani (2018) desenvolveu um modelo de parâmetros concentrados (MPC) para o sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça. O sistema foi também analisado por meio de simulações CFD e experimentalmente, embora o autor não tenha detalhado os procedimentos adotados nas simulações e nas medições para validação do modelo. As perdas de carga localizadas e distribuídas foram determinadas a partir de simulações CFD, nas quais foram

variados a vazão do sistema e a posição da válvula direcional, totalizando 18 simulações. Os coeficientes de perda de carga e os comprimentos equivalentes foram calibrados para minimizar diferenças entre os resultados do MPC e o modelo CFD. Posteriormente, os resultados do MPC foram comparados com dados de pressão medidas no interior nos braços aspersores. O autor constatou que o modelo previu a pressão no interior dos braços e com diferença inferior a 7%, exceto no braço superior, em que a diferença atingiu até 36%. Essa discrepância foi atribuída à geometria do braço superior utilizada nas simulações, diferente daquela empregada nos testes experimentais.

Com o objetivo de avaliar a distribuição de água dentro da máquina de lavar louça, conforme ilustrado na Figura 2.5a, Khorasani (2018) utilizou células de carga para medir o peso das cestas em diferentes condições de operação. Cada cesta de louça foi suspensa e conectada a uma célula de carga diferente (Figura 2.5b). De acordo com o autor, uma das limitações desse método é a necessidade de modificações geométricas na lava-louças, uma vez que elas devem estar suspensas pela célula de carga. Além disso, a interação dos jatos de água com a louça pode interferir na medição, pois as células de carga registram o impacto dos jatos. Os dados obtidos foram utilizados para calibrar um modelo, permitindo a previsão da quantidade de água no tanque em regime permanente, considerando o volume retido nas cestas e no sistema hidráulico. Apesar de apresentar resultados da simulação para o nível do reservatório da máquina de lavar louça, o autor não os comparou com dados experimentais para fins de validação.



(a) Seção de teste



(b) Células de carga

Figura 2.5 – Bancada experimental desenvolvida por Khorasani (2018) para avaliar água que é retida na louça durante e após a lavagem.

O estudo conduzido por Erik (2019) buscou otimizar o sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça para redução do consumo de energia da bomba, mas sem comprometer a eficiência de limpeza e os níveis de ruído. Inicialmente, o autor desenvolveu um modelo

baseado em um código comercial de CFD para determinar a curva de perda de carga do sistema original da máquina (Figura 2.6a) e para avaliar propostas de novos designs (Figura 2.6b). As simulações utilizaram o modelo de turbulência k- ϵ realizável e formulação transiente, com um passo de tempo de 0,1 ms, variando o número de Reynolds na entrada. Os braços da máquina de lavar louça não foram incluídos nas simulações e suas perdas de carga foram determinadas experimentalmente. Para isso, conforme ilustrado na Figura 2.7, mangueiras foram instaladas na saída de cada orifício dos braços, permitindo a coleta da água individualmente. Esse método, também utilizado por Makowski *et al.* (2016) para avaliar a geração de ruído pelos jatos de água, permite medir a vazão individual de cada braço, mas altera a curva original do sistema, uma vez que as mangueiras oferecem uma perda de carga adicional. A vazão da bomba foi determinada indiretamente por meio da medição de rotação e potência elétrica e corrente consumida pelo motor com a máquina em funcionamento. Posteriormente, a bomba foi testada isoladamente em outra bancada experimental, permitindo impor uma perda de carga até que as mesmas condições de potência elétrica, corrente no motor e rotação fossem alcançadas. A perda de carga foi imposta por uma válvula do tipo borboleta, medindo-se a vazão e a diferença de pressão entre sucção e descarga. Verificou-se que o modelo CFD foi capaz de prever a curva de altura de carga do sistema, com uma diferença de apenas 3,9% em relação aos dados experimentais.

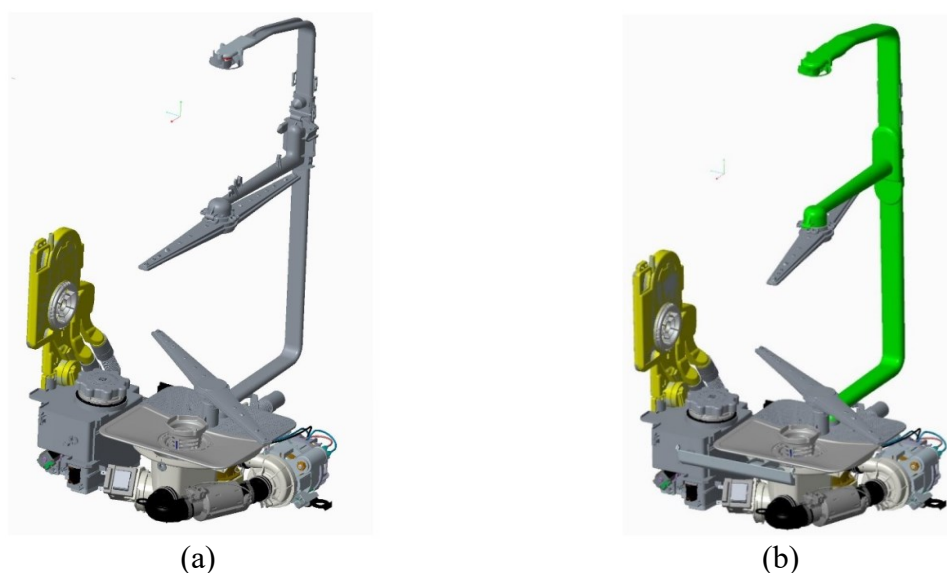


Figura 2.6 – Mudança sugerida por Erik (2019) para o design do tubo de uma máquina de lavar louça. (a) design antigo e em (b) design proposto.



Figura 2.7 – Seção de testes para (a) medição da vazão dos orifícios de saída do braço e (b) medição de pressão em diferentes pontos do braço utilizada por Erik (2019) e Makowski *et al.* (2016).

Após validar o modelo CFD, Erik (2019) propôs aumentar o diâmetro hidráulico dos tubos que conduzem a água até os braços em 40%, o que corresponde um aumento do volume da tubulação em 54,2%, de 290 ml. Além disso, a geometria de um dos acessórios hidráulicos foi modificada para reduzir a perda de carga localizada. Um protótipo do sistema proposto (Figura 2.6b) foi testado e seu desempenho comparado com o original, verificando-se os mesmos níveis de eficiência de limpeza e ruído produzido, mas reduzindo em aproximadamente 25% o consumo de energia para bombeamento de água. Entretanto, não foram apresentados dados relacionados ao consumo de água, uma vez que o aumento do volume da tubulação pode levar a um aumento do consumo de água, pois parte da água do reservatório é destinada ao enchimento das tubulações.

Zhu *et al.* (2021), Ning *et al.* (2022), Li *et al.* (2022) e Sun *et al.* (2023) analisaram um sistema inovador de bomba para máquinas de lavar louça. Diferente dos sistemas tradicionais, o braço dessa nova concepção de máquina é a própria voluta da bomba, não havendo tubulações e, assim, reduzindo a perda de carga do sistema.

Zhu *et al.* (2021) avaliaram experimentalmente a pulsação de pressão em diferentes tipos de volutas, mostradas na Figura 2.8, para uma bomba de máquina de lavar louças. As medições de pressão para a voluta de língua dupla rotativa (Figura 2.8a) foram comparadas com os de uma voluta com uma e duas saídas (Figura 2.8b e c, respectivamente). Os autores observaram que a voluta com duas saídas apresentava menor pressão média nos pontos de monitoramento indicados na Figura 2.8a, enquanto a voluta de única saída, mostrada na Figura 2.8b, apresentava maiores níveis de pressão. Uma voluta com rotação passiva, apresentada na Figura 2.8c, foi testada e permitiu a redução da pressão e da vibração na bomba da máquina de lavar louças, apresentando os menores níveis de ruído.

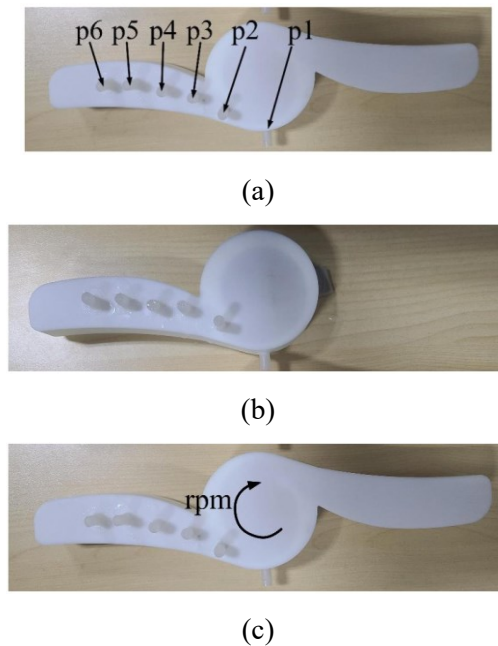


Figura 2.8 – Volutas testadas por Zhul *et al.* (2021) e os pontos de monitoramento de pressão para (a) voluta com duas saídas, (b) voluta com uma saída e (c) voluta com duas saídas e rotação passiva.

Ning *et al.* (2022) verificaram numericamente que o movimento entre o rotor e a voluta origina instabilidades no escoamento que por sua vez resultam em pulsações de pressão causando ruído durante o funcionamento. Além disso, mostraram que as flutuações de pressão e, conseqüentemente, a vibração do sistema, aumentam com a velocidade da voluta.

Li *et al.* (2022) otimizaram a geometria do rotor de uma bomba, testando um total de 18 protótipos fabricados utilizando manufatura aditiva. Os testes envolveram medições em bancada considerando uma voluta estática rotativa. O design otimizado foi comparado com o original por meio de um modelo CFD, mostrando um aumento de 7,5 % na eficiência da bomba, além de um aumento de 0,54 m na altura de carga. Além disso, a produção de entropia foi reduzida e a velocidade de rotação passiva da voluta aumentou de 60 para 70 rpm, confirmando a eficácia do método de otimização. Posteriormente, Sun *et al.* (2023) otimizaram a geometria da própria voluta a partir de simulação numérica, priorizando a eficiência da bomba, mas mantendo a vazão. O design otimizado apresentou eficiência de 2,7%.

Yildiran *et al.* (2023) analisou numericamente diferentes designs de uma válvula direcional que é responsável por acionar diferentes braços durante uma lavagem. Para o design com menor perda de carga foi construído um protótipo, a partir de manufatura aditiva, e testado

na própria máquina. Um aumento na vazão da bomba de 3 l/min foi verificado, para rotação de 2400 RPM e 4 l/min para rotação de 2800 RPM.

De acordo com Kılavuz e Kırıl (2024), as válvulas que direcionam o fluxo de água para os braços são normalmente acionadas por motores elétricos, devido a maior precisão. Uma alternativa de menor custo são válvulas mecânicas, mostradas na Figura 2.9, que são acionadas pelo próprio escoamento através de um rotor para alternar a vazão de água entre os braços. Os autores otimizaram o design do rotor de uma válvula direcional mecânica, buscando minimizar a queda de pressão e melhorar o desempenho do sistema hidráulico. Para isso, diferentes protótipos de rotores foram numericamente avaliados, variando o material, número de pás e o ângulo de entrada e saída das pás. O design com melhor desempenho foi construído e avaliado experimentalmente, permitindo uma redução de 6,5% na queda de pressão em relação ao design original.

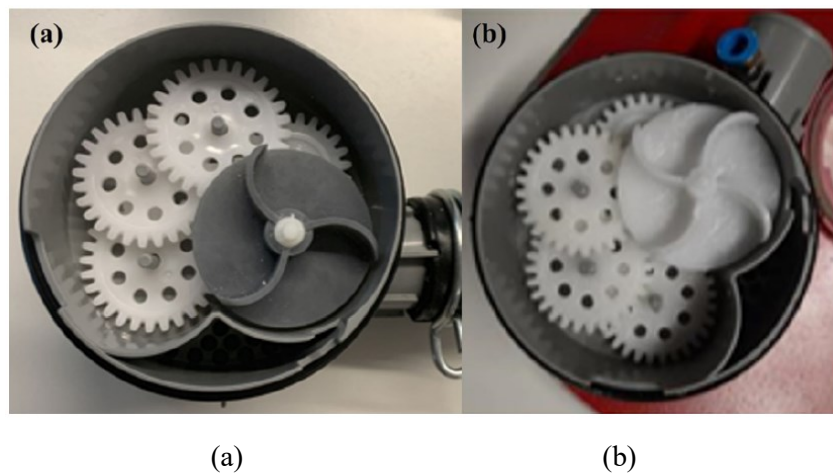


Figura 2.9 – Diferentes rotores para a válvula mecânica de uma lava louça analisada por Kılavuz e Kırıl (2024) (a) rotor com 3 pás e (b) rotor com 4 pás.

2.2 APLICAÇÕES DA LINGUAGEM MODELICA

A linguagem Modelica tem se destacado como uma importante ferramenta para a modelagem de sistemas físicos complexos, especialmente em contextos que exigem modularidade e integração de múltiplos modelos. Nesta seção, apresenta-se uma revisão de trabalhos que utilizaram Modelica na modelagem de sistemas hidráulicos e térmicos, com o objetivo de evidenciar sua aplicabilidade e vantagens em diferentes contextos de engenharia.

El Hefni e Bouskela (2006) utilizaram a linguagem Modelica para desenvolver uma biblioteca de modelos para simular uma usina termelétrica. Para isso, foram desenvolvidos

submodelos para diferentes equipamentos, como turbinas, tubulação, bomba, trocadores de calor, dentre outros. Os autores ressaltam a versatilidade dessa linguagem para desenvolver modelos parametrizáveis, podendo representar diferentes tipos de sistemas. O modelo calibrado foi capaz de prever de maneira consistente a vazão, pressões, temperaturas e potências.

Ponciroli *et al.* (2014) desenvolveram um modelo para a análise do regime transiente de reatores nucleares utilizando a linguagem Modelica. O objetivo foi fornecer dados de temperatura e pressão em diferentes pontos do reator, bem como a reatividade do combustível. Os autores destacaram que a linguagem Modelica facilita a modelagem do sistema, pois permite a construção de modelos de sistemas complexos por meio da utilização de submodelos. Essa estrutura modular e extensível torna o modelo mais flexível para ser adaptado a alterações no sistema. O modelo desenvolvido apresentou baixo custo computacional, mesmo em transientes de longa duração, com tempo de simulação inferior a 30 segundos, o que favorece sua aplicação na avaliação de diferentes estratégias de controle de sistemas.

Caskey e Groll (2018) desenvolveram um modelo implementado na linguagem Modelica para simular o aquecimento de água em uma máquina de lavar louça. As capacidades térmicas do sistema foram obtidas a partir de medições, incluindo a capacidade térmica da água e da louça. A vazão de água foi considerada constante, adotando um valor típico da máquina analisada. Uma alteração do sistema foi proposta com o aquecedor elétrico sendo substituído por um trocador de calor de placa plana, que troca energia com uma fonte térmica a temperatura constante, de modo a emular uma fonte alternativa de calor. A partir dos resultados com o modelo desenvolvido, uma redução de 23% no consumo de energia elétrica foi verificada. No entanto, essa substituição resultou em um aumento na duração total do ciclo de lavagem devido ao fato que a taxa de transferência de calor do trocador para a água ter sido inferior à fornecida pelo aquecedor elétrico, prolongando o tempo necessário para o aquecimento.

Oliveira e Iten (2020) apresentaram uma biblioteca em linguagem Modelica para modelar circuitos de água voltada a processos industriais, incluindo submodelos para torres de resfriamento, trocadores de calor, bomba, tubulação, reservatório, dentre outros equipamentos listados no trabalho. Os autores apresentaram três estudos de caso: (i) sistema de resfriamento de um forno indutivo; (ii) um lavador de gases e (iii) um sistema de transporte de polpa de uma fábrica de papel. Os resultados mostraram boa concordância com dados desses sistemas, com diferenças pequenas para parâmetros como temperatura e consumo energético. Além disso, a biblioteca inclui ferramentas para cálculo de indicadores de desempenho energético, permitindo

simulações comparativas entre diferentes cenários, reforçando a versatilidade da linguagem Modelica na modelagem de diferentes problemas de engenharia.

2.3 SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES

Conforme mostra a revisão da literatura, maior parte dos estudos relacionados a sistemas de máquina de lavar louças foca na eficiência energética. Diferentes alternativas foram propostas para reduzir o consumo de energia elétrica da máquina, desde o aproveitamento da energia térmica da água quente descartada da lavagem até a integração de uma bomba de calor ou de um material dessecante para desumidificação. No entanto, observa-se uma lacuna significativa sobre o sistema hidráulico dessas máquinas, especialmente em abordagens que permitam sua modelagem e simulação de maneira sistêmica.

Modehano *et al.* (2015) analisou a distribuição de água em uma máquina de lavar louça, verificando o efeito da bomba e da presença da louça sobre a velocidade dos jatos e de retorno de água ao reservatório. Os autores observaram que a velocidade dos jatos é afetada pela bomba, mas que o retorno de água para o reservatório depende exclusivamente da gravidade, independente se a máquina está com e sem louça. Entretanto, deve ser ressaltado que essa análise não incluiu a dinâmica do reservatório. Assim, um dos objetivos do presente estudo é analisar a dinâmica do reservatório para condições com e sem um carregamento de louça, variando a rotação da bomba. Isso permitirá avaliar como o carregamento de louça afeta essa dinâmica, bem como fornecer medições para validar previsões do nível do reservatório fornecidas pelo modelo de parâmetros concentrados (MPC).

Uma das análises mais relevantes sobre o sistema hidráulico foi realizada por Khorasani (2018), na qual perdas de carga localizadas e distribuídas do sistema foram calibradas no modelo numérico com referência a dados experimentais. Dessa forma, uma vez que os coeficientes de perda de carga não refletem a física de cada acessório hidráulico, o modelo não pode ser aplicado na otimização do sistema. Khorasani (2018) estimou a quantidade de água que fica retida nas cestas durante a lavagem com auxílio de células de carga e, calibrado com esses dados, o modelo conseguiu prever a quantidade de água disponível no tanque. Porém, os resultados de volume de água no tanque não foram comparados para verificar a consistência do método. De fato, as medições com as células de carga também incluíram o efeito do choque dos jatos contra a louça, introduzindo possíveis erros de medição que não foram analisados.

Erik (2019) apresentou outro trabalho relevante relacionado à modelagem do sistema hidráulico, validando um modelo CFD do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça. Medições de vazão de um braço aspersor foram realizadas com a instalação de mangueiras nas saídas dos orifícios dos braços. Apesar desse método ser capaz de medir a vazão individual de cada orifício, o comprimento de mangueira altera a perda de carga total do sistema, possivelmente descaracterizando o sistema original. A medição da vazão da bomba foi realizada indiretamente, em uma segunda bancada experimental, reproduzindo o ponto de operação da bomba na máquina de lavar louça. Como será visto nos próximos capítulos, o presente trabalho contribui com a construção de uma bancada experimental que não necessita alterar a curva do sistema para medição da vazão, possibilitando a medição da vazão da bomba diretamente conectada ao sistema hidráulico da máquina de lavar

Os demais estudos disponíveis na literatura analisaram de modo isolado partes do sistema hidráulico. Por exemplo, a partir da tensão mínima de cisalhamento do escoamento na superfície da louça, determinada por Jensen e Friis (2004), Kawale e Chandramohan (2017) estimaram que os jatos devem sair dos braços da máquina com velocidade de pelo menos 3 m/s para que a limpeza seja eficaz. Mais recentemente, novas geometrias de volutas e válvulas direcionais foram propostas. Nesse sentido, Zhu *et al.* (2021), Ning *et al.* (2022), Li *et al.* (2022) e Sun *et al.* (2023) analisaram geometrias similares de voluta, com braços aspersores. A principal vantagem desse tipo de sistema é a menor perda de carga do sistema, pelo fato de não ser necessária uma tubulação conectando a bomba ao braço. Esses trabalhos também otimizaram geometrias da voluta para redução de vibração e ruído e aumento da eficiência no bombeamento de água. Por fim, Yildiran *et al.* (2023) e Kılavuz e Kırıl (2024) estudaram o desempenho de válvulas responsáveis pela distribuição do fluxo de água entre os braços, propondo designs otimizados e de menor custo, como válvulas mecânicas acionadas pelo próprio escoamento.

A presente tese visa analisar o desempenho do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça, a partir de resultados de vazão, quantidade de água no reservatório em regime transiente, perda de carga localizadas nos componentes e parâmetros de operação da bomba, como potência elétrica e corrente consumidas pelo motor. Com este objetivo, um modelo de parâmetros concentrados (MPC) foi desenvolvido e validado para simular o sistema hidráulico em diferentes condições de operação. Além disso, o MPC foi construído com uma estrutura modular, permitindo avaliar o efeito de alterações geométricas pontuais de componentes com

o auxílio de um modelo CFD e correlações para perda de carga.

Em relação à aplicação da linguagem Modelica, diversos estudos têm demonstrado a versatilidade dessa linguagem na modelagem de sistemas físicos complexos, especialmente em contextos que exigem modularidade e baixo custo computacional. Outra vantagem destacada é a representação do sistema através de submodelos em bibliotecas que facilitam o desenvolvimento de novos modelos, sem a necessidade de novas implementações.

Considerando a revisão da literatura, destacam-se as seguintes contribuições do presente trabalho:

- Determinação experimental da vazão individual de cada braço do sistema hidráulico e da bomba de uma máquina de lavar louça sem a descaracterização da perda de carga do sistema.
- Investigação do efeito do carregamento de louça sobre a dinâmica da água no reservatório sob diferentes condições de operação da máquina, incluindo a presença ou ausência de louça.
- Desenvolvimento de um modelo de parâmetros concentrados em linguagem Modelica capaz de prever o desempenho do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça em regimes estacionário e transiente.
- Demonstração da aplicação em um cenário de otimização do sistema.

3 BANCADAS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo detalha as bancadas e os procedimentos experimentais desenvolvidos para a investigação do desempenho do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça. As bancadas foram concebidas para análise em níveis de componente e de sistema. Para testes em nível de componente, o foco foi a validação de modelos CFD desenvolvidos, com medições da perda de carga localizada em componentes e da curva característica da bomba. Em nível de sistema, os experimentos visaram à validação do modelo de parâmetros concentrados, compreendendo medições de vazão, potência, corrente e nível de água no reservatório durante a operação da bomba em diferentes condições de operação.

3.1 PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM COMPONENTES

A perda de carga localizada nos componentes da máquina foi medida seguindo procedimento usado por Patankar *et al.* (1975), Modi e Jayanti (2004), Crawford *et al.* (2007) e Patiño-Jaramillo *et al.* (2022). Conforme ilustrado na Figura 3.1, posiciona-se o componente a ser testado entre dois tubos retos instrumentados com tomadas de pressão. A partir da medição de pressão, ajusta-se uma curva que descreve a queda pressão ao longo desses trechos retos. Conhecendo as posições de entrada e saída do componente e os comprimentos dos dutos, calcula-se então as perdas de carga distribuídas com base nas equações ajustadas.

A queda de pressão devido ao componente analisado (Δp_l) pode ser obtida subtraindo as perdas distribuídas a montante (Δp_m) e a jusante (Δp_j) da queda total de pressão (Δp_T), ou seja:

$$\Delta p_l = \Delta p_T - \Delta p_m - \Delta p_j \quad (3.1)$$

A bancada experimental para análise da perda de carga localizada é ilustrada na Figura 3.2. Embora o fluido de operação da máquina de lavar louça seja a água, optou-se pela utilização de ar na bancada experimental por uma questão de simplicidade na montagem do conjunto. O uso de água exigiria um reservatório de grande volume, compatível com as altas vazões do sistema real, que podem atingir até quase 60 l/min, além de implicar em maiores riscos de vazamentos durante os testes.

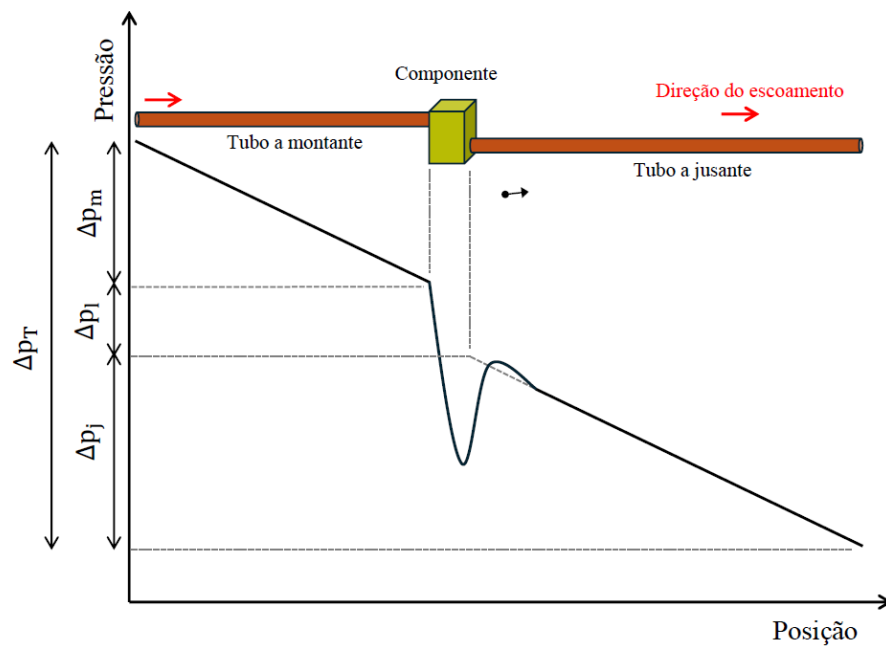


Figura 3.1 – Ilustração da distribuição de pressão nos tubos a montante e jusante para determinar a perda de carga localizada de um componente genérico.

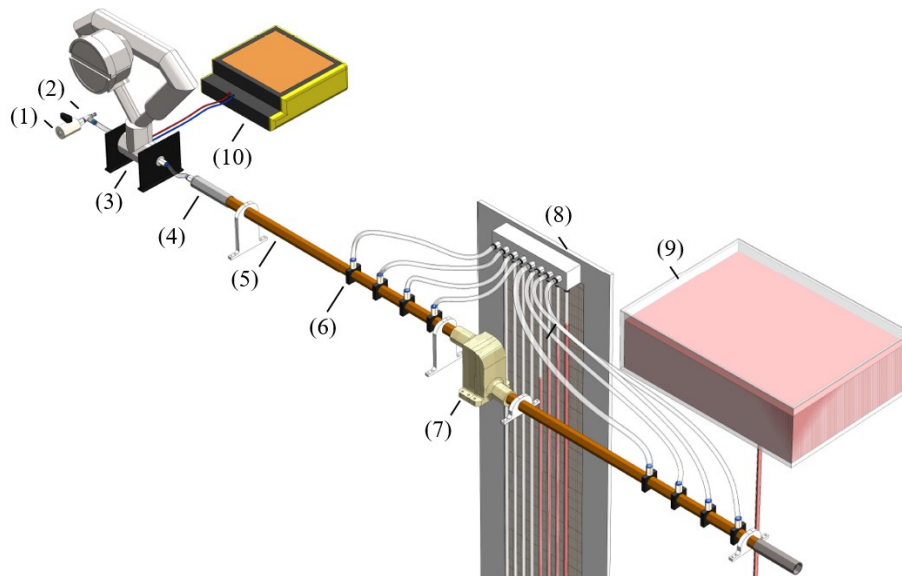


Figura 3.2 - Bancada experimental para medição da perda de carga em componentes do sistema hidráulico: (1) válvula do tipo esfera, (2) válvula do tipo agulha, (3) medidor de vazão, (4) retificador de escoamento, (5) tubo, (6) tomada de pressão, (7) geometria analisada, (8) manômetro, (9) reservatório do manômetro e (10) sistema de aquisição de dados.

Para garantir a semelhança dinâmica da análise, ajustaram-se as vazões do escoamento de ar para reproduzir os mesmos números de Reynolds,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.1)$$

do escoamento de água na máquina, sendo $\dot{m}$ a vazão mássica, D o diâmetro na entrada do componente e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

A Tabela 3.1 compara as vazões de água e ar ($\dot{m}_w$ e $\dot{m}_a$, respectivamente) associadas aos números de Reynolds adotados para um componente do sistema hidráulico com diâmetro de entrada de 18,2 mm. Devido às propriedades físicas dos fluidos, a vazão mássica de ar necessária é significativamente inferior à de água para uma mesma condição de Re .

Tabela 3.1 - Números de Reynolds e correspondentes vazões para escoamento de água e de ar utilizadas na análise experimental.

Re	14.000	28.000	55.900
$\dot{m}_w[\text{kg/h}]$	720	1.440	2.880
$\dot{m}_a[\text{kg/h}]$	13	26	52

Um retificador de fluxo foi instalado para assegurar escoamento uniforme na entrada da seção de testes. A fim de garantir a condição de escoamento plenamente desenvolvido nos pontos de medição de pressão, o comprimento dos tubos foi dimensionado com base no comprimento de entrada (L_e) fornecido pela seguinte correlação (White, 1999):

$$L_e = 4,4 D Re^{1/6} \quad (3.2)$$

sendo D o diâmetro interno da tubulação. O dimensionamento considerou o maior número de Reynolds da faixa de operação ($Re = 55.900$), resultando em um comprimento de 500 mm até a primeira tomada de pressão, tanto no tubo a montante quanto no tubo a jusante.

As medições de pressão foram realizadas com um multimanômetro, composto por 8 tubos, permitir medições de pressão entre 0 até 10 kPa, com resolução de 10 Pa. Conforme visto na Figura 3.2, o multimanômetro foi conectado às oito tomadas de pressão (quatro a montante e quatro a jusante) através de mangueiras de plástico.

Apesar dos testes terem sido realizados em uma sala com temperatura controlada (23°C), as temperaturas do ar na entrada e na saída da seção de testes foram monitoradas com termopares do tipo T, instalados imediatamente após a entrada no tubo a montante e saída do tubo a jusante. Isso permitiu verificar eventuais variações da temperatura na linha de ar

comprimido, as quais são dados de entrada para os modelos CFD usados para o cálculo da densidade do gás.

O principal objetivo dessa bancada foi gerar dados para validação dos modelos CFD, após verificação da convergência dos resultados em relação à malha computacional. Visando o desenvolvimento de um modelo numérico com mínima dependência de dados experimentais, os testes com a bancada foram realizados apenas para os dois componentes de maior complexidade geométrica do sistema hidráulico, apresentadas na Figura 3.3a e 3.3b e denotados C_{B2} e C_{C2} . Esses componentes foram fabricados por manufatura aditiva para preservar as peças originais da máquina, que seriam danificadas caso fossem removidas. Essa abordagem também permitiu adaptar as entradas das novas geometrias para conexão com tubos de seção circular, uma vez que as peças originais apresentam entradas e saídas com diferentes formatos.

A técnica de estereolitografia foi escolhida pois fornece acabamento de superfície e exatidão dimensional melhores do que a técnica de deposição fundida. A Figura 3.3c e 3.3d compara os componentes fabricados com as peças originais (Figura 3.3a e 3.3b). Deve ser ressaltado que, apesar das diferenças geométricas externas, a geometria interna preenchida pelo fluido foi preservada.

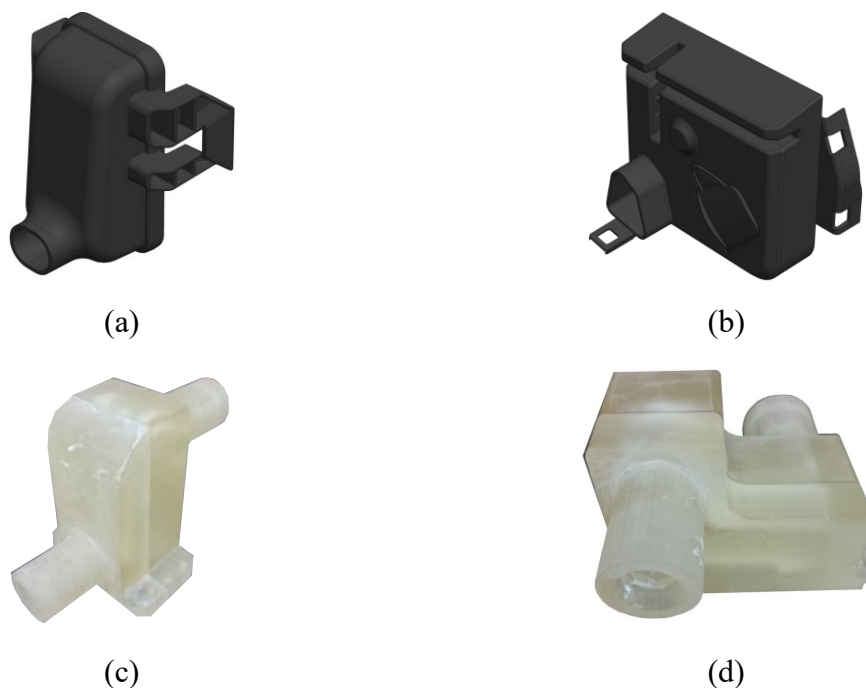


Figura 3.3 - Componentes originais C_{B2} e C_{C2} do sistema hidráulico da máquina de lavar louça mostradas respectivamente em (a) (b) e as respectivas geometrias fabricadas a partir de manufatura aditiva apresentadas em (c) e (d).

3.2 PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM ORIFÍCIOS

A perda de carga localizada em um dos braços aspersores da máquina foi avaliada experimentalmente. Esses braços apresentam uma entrada e múltiplos orifícios de saída, de onde os jatos de água são expelidos. A análise de um dos braços aspersores foi realizada em duas etapas: (i) análise simplificada para medir a queda de pressão em um único orifício; (ii) análise completa do braço aspersor, em que foram medidas as pressões em diferentes pontos.

A perda de carga localizada em um orifício isolado foi medida com a seção de testes ilustrada na Figura 3.4. O principal objetivo dessa análise é validar um modelo CFD e verificar a melhor abordagem para simular a perda de carga dos orifícios do braço aspersor, em que diferentes abordagens foram avaliadas, conforme será descrito na seção 4.2.

A seção de teste na Figura 3.4, fabricada por manufatura aditiva, replica a geometria de um orifício do braço, incluindo sua superfície abaulada para direcionamento do jato. O controle da vazão de ar foi feito por meio de duas válvulas: uma do tipo esfera, para ajuste grosseiro, e outra do tipo agulha, para ajuste fino, enquanto a vazão de ar foi lida com um medidor Coriolis (fabricante Rheonik, acurácia de 0,1% para vazões de 0,002 a 1,2 kg/min). As cinco tomadas de pressão foram conectadas ao multimanômetro para aferição da pressão. A seção de teste desenvolvida possibilitou a análise da perda de carga em função da vazão mássica em um orifício isolado do braço aspersor, contornando a dificuldade de medir a vazão individual de cada orifício diretamente no braço aspersor. Embora apenas um orifício tenha sido analisado, é importante ressaltar que essa seção de teste pode ser facilmente adaptada para a avaliação de outras geometrias de orifício.

A análise do braço aspersor completo foi realizada na bancada ilustrada na Figura 3.5. Nessa bancada, o componente foi acoplado à tubulação por meio de um adaptador, fabricado por manufatura aditiva, que replica a conexão original da máquina. Como a faixa de vazão é a mesma dos ensaios anteriores, o mesmo comprimento de duto a montante foi utilizado para garantir escoamento plenamente desenvolvido. Durante os ensaios em regime permanente, mediu-se a vazão total de ar e a pressão em quatro pontos distintos no interior do braço, empregando os mesmos instrumentos descritos na Seção 3.1.

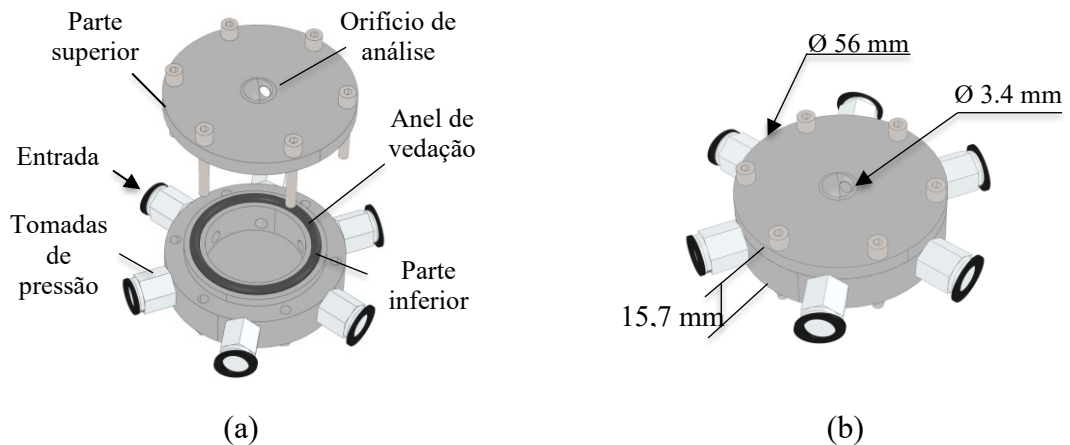


Figura 3.4 – Seção de testes para análise da queda de pressão em um orifício do braço aspersor: (a) visão explodida e (b) dimensões.

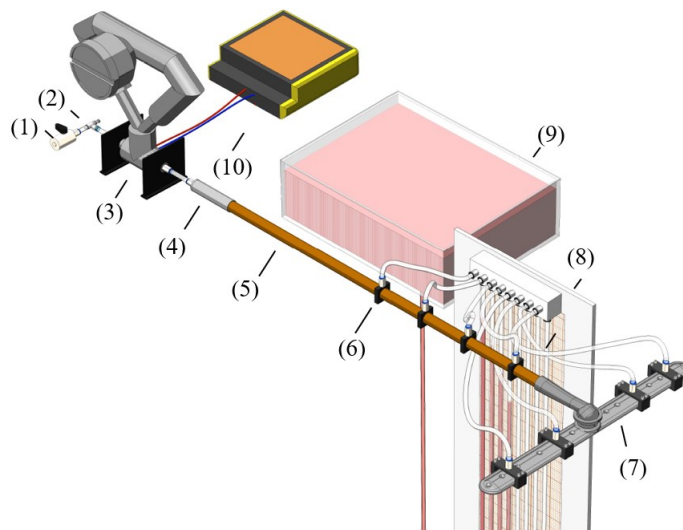


Figura 3.5 – Bancada experimental para medições de pressão do braço aspersor: (1) válvula do tipo esfera, (2) válvula do tipo agulha, (3) medidor de vazão, (4) retificador, (5) tubo, (6) tomada de pressão, (7) braço aspersor, (8) manômetro, (9) reservatório do manômetro e (10) sistema de aquisição de dados.

3.3 CURVAS DE DESEMPENHO DA BOMBA

As curvas de desempenho da bomba de circulação, especificamente a altura de carga e a eficiência (do conjunto motor e bomba) em função da vazão, são parâmetros de entrada essenciais para o modelo de parâmetros concentrados. Diante da indisponibilidade de dados do fabricante da bomba, essas curvas foram levantadas experimentalmente em uma bancada construída para este fim, representada esquematicamente na Figura 3.6.

A bancada seguiu as recomendações da norma ISO 4185, que descreve o procedimento para determinar o desempenho de turbomáquinas utilizando o método gravimétrico para mensurar vazão mássica média, sendo assim aplicado apenas para escoamento em regime permanente. Conforme estabelecido nessa norma, as tomadas de pressão são instaladas em uma distância de duas vezes o diâmetro da entrada e saída da bomba. As tomadas de pressão consistem em quatro orifícios separados em 90° em uma seção do tubo. Esses orifícios se comunicam com um medidor de pressão que, nessa bancada, foi um medidor da Rousemount 3051S, com faixa de medição de 0 até 62,21 kPa e erro de até 0,15% do fundo de escala.

A vazão de água foi medida com o método de pesagem, que consiste em medir a massa de água em um intervalo de tempo para determinar uma vazão média. Ao final de cada teste a massa foi medida por uma balança da fabricante EOS, com capacidade de até 50 kg e incerteza de 0,05% do valor medido., enquanto o tempo foi medido manualmente com um cronômetro eletrônico. A potência consumida foi medida com um wattímetro da Yokogawa modelo WT333e, e registrada por um sistema de aquisição de dados desenvolvido em *Labview*.

Um inversor de frequência modelo CFW08 da fabricante WEG foi utilizado para acionar e configurar diferentes rotações para a bomba. Para cada rotação foi variada a altura de carga do sistema através de uma válvula do tipo gaveta da fabricante Deca (DN40 1 ½). Essa válvula é acionada por um parafuso, que garante resolução adequada de abertura da válvula. Uma segunda válvula foi instalada para interromper o fluxo de água no reservatório de pesagem ao final do tempo de coleta e durante a aceleração da bomba.

Conforme observado na Figura 3.6, a bancada emprega um sistema de três reservatórios, os quais possuem funções distintas. O primeiro reservatório (9) foi equipado com um extravasor (8), que garante a altura de coluna de água constante na sucção. A vazão de água da bomba é coletada no segundo reservatório (5), denominado reservatório de pesagem, durante um intervalo de tempo que também foi medido. O terceiro reservatório (10) recebe a vazão excedente do primeiro reservatório que é alimentado pela bomba auxiliar (11).

Uma análise de sensibilidade do resultado em relação ao tempo de amostragem realizada para intervalos de coleta de 15, 30 e 45s. A diferença máxima para vazão medida considerando os diferentes intervalos foi de 2%, indicando que um intervalo de coleta de 15s é suficiente.

A partir das medições, a altura de carga (H_p) foi calculada pelo balanço de energia mecânica entre as seções de sucção e descarga da bomba:

$$H_p = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{des}} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{suc}} \quad (3.3)$$

Nessa equação, o desnível z entre as seções é de 29 mm, enquanto p e V são as pressões e velocidades médias na sucção e na descarga, ρ é a densidade da água e g é a magnitude do campo gravitacional.

A eficiência global da bomba (η_g) foi calculada pela razão entre a potência hidráulica ($\dot{W}_h$) e a potência elétrica consumida ($\dot{W}_e$):

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_e} \quad (3.4)$$

A potência hidráulica foi obtida a partir dos dados de vazão e altura de carga:

$$\dot{W}_h = \dot{m}gH_p \quad (3.5)$$

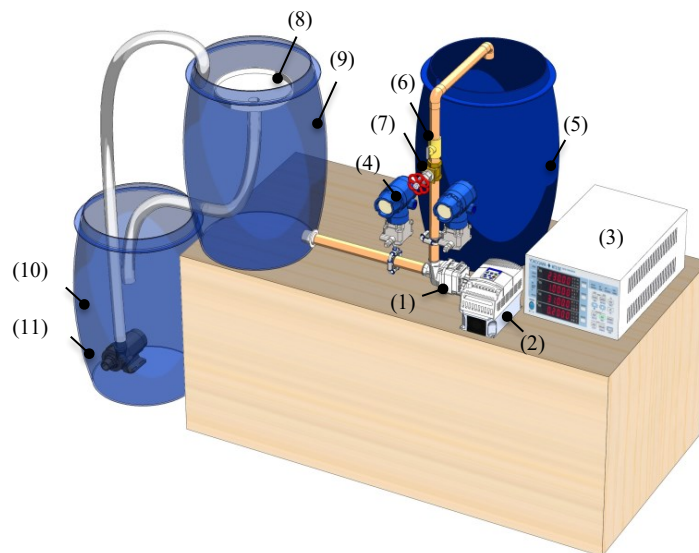


Figura 3.6 - Bancada Experimental para determinar as curvas de performance da bomba: (1) bomba em teste, (2) inversor de frequência, (3) wattímetro, (4) transdutores de pressão, (5) reservatório de pesagem, (6) válvula do tipo esfera (7) válvula do tipo gaveta, (8) extravasor, (9) reservatório com controle de nível, (10) reservatório auxiliar, (11) bomba auxiliar.

3.4 MEDIÇÃO DA VAZÃO DOS BRAÇOS ASPERSORES

Uma bancada experimental foi desenvolvida para medir as vazões de água de cada um dos braços aspersores utilizando o método gravimétrico, sem descaracterizar a perda de carga do sistema hidráulico, e com o emprego de um wattímetro para medir a potência elétrica consumida pela bomba.

A fim de medir a vazão de cada braço individualmente, o sistema hidráulico da máquina foi montado em um gabinete de acrílico com prateleiras de coleta inclinadas, conforme mostrado na Figura 3.7. A água descarregada pelos jatos aspersores escoar por gravidade ao longo das prateleiras até a parte posterior do gabinete, onde se localizam as saídas conectadas a tubos de drenagem.

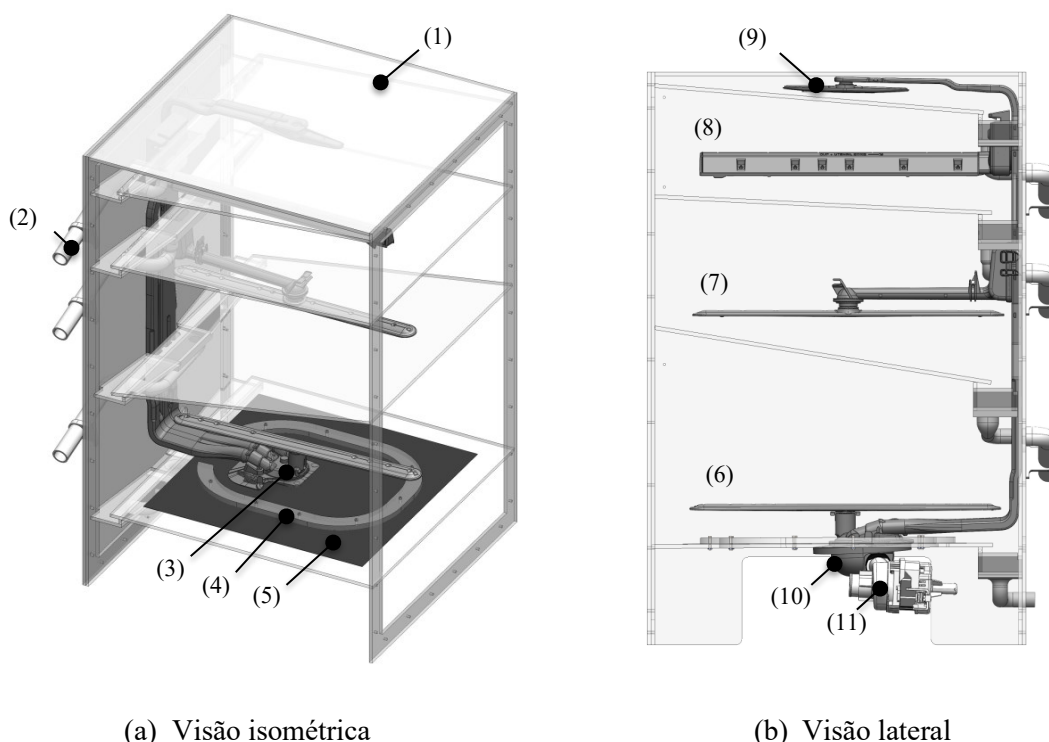


Figura 3.7 – Visão isométrica e lateral do gabinete de acrílico para medições no sistema hidráulico: (1) gabinete de acrílico, (2) saídas de água, (3) saída adicional, (4) flange de vedação, (5) manta de borracha, (6) braço aspersor A, (7) braço aspersor B, (8) braço aspersor C, (9) braço aspersor D, (10) válvula direcional de fluxo de água e (11) bomba de circulação.

Conforme ilustra a Figura 3.9 , os tubos de drenagem são conectados a um circuito fechado de reservatórios (6 e 7) com capacidade de 60 litros, cada um dos quais provido com bombas auxiliares. A partir desses reservatórios, bombas auxiliares transferem a água para o reservatório de abastecimento (5), com capacidade de 120 litros, que alimenta o reservatório principal (2) utilizado pela bomba de circulação, com um extravasor que garante o nível constante de sucção para a bomba.

Para medir a vazão, o fluxo de saída do braço aspersor de interesse é desviado para um reservatório de pesagem durante um determinado intervalo de tempo, com a massa acumulada sendo então usada para calcular a vazão média. Devido a altas vazões e tempo prolongado de coleta, a massa de água foi pesada por uma balança com capacidade de até 200 kg, resultando em incertezas de 0,2% do valor medido. Além disso, a potência elétrica consumida pelo motor da bomba foi medida com um wattímetro fabricado pela Yokogawa, modelo WT333E. Diferentemente das medições de vazão, a aquisição de potência foi realizada em regime transiente, desde a partida da bomba até a operação em regime. O objetivo dessas medições foi gerar dados para a validação do modelo numérico durante rampas de aceleração do motor, considerando diferentes rotações finais, tempos de aceleração e posições da válvula direcional.

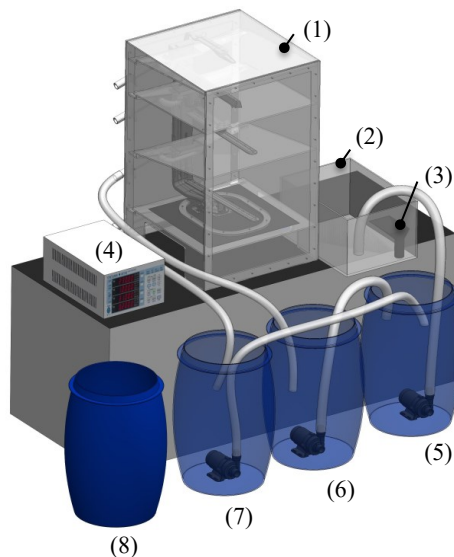


Figura 3.8 – Bancada experimental para medição da vazão individual dos braços aspersores e potência consumida pela bomba: (1) estrutura de acrílico e sistema hidráulico, (2) reservatório principal, (3) extravasor, (4) wattímetro, (5) reservatório de abastecimento de água, (6) e (7) reservatórios auxiliares e (8) reservatório de pesagem.

Conforme indicado na seção 1.2, há uma saída adicional de água, com diâmetro $D = 3,14 \text{ mm}$, na parte inferior do sistema hidráulico e próxima à válvula direcional (Figura 3.9). A

principal função desse jato é promover a circulação de água sobre o filtro, evitando entupimentos. Para isolar a vazão de água dessa saída da vazão do braço 1, uma mangueira foi instalada para direcionar a água dessa saída diretamente para o reservatório de pesagem para medição da vazão.

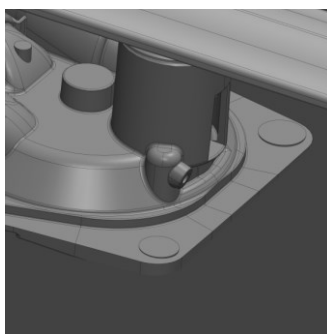


Figura 3.9 – Detalhe da saída adicional de água.

3.5 MEDIÇÃO DA MASSA DE ÁGUA NO RESERVATÓRIO

O nível de água no reservatório é um parâmetro de operação crítico. Ao acionar a bomba, o nível do reservatório inicialmente diminui devido ao enchimento das tubulações. Em seguida, a água é descarregada na forma de jatos no gabinete de lavagem, onde um volume de água é retido na forma de gotículas, jatos e filme de líquido sobre as paredes internas da máquina e da própria louça. O reservatório atinge o regime permanente quando a vazão de retorno se iguala à vazão da bomba, estabilizando o nível do reservatório.

O volume das tubulações é um parâmetro conhecido da geometria do sistema hidráulico. Entretanto, a quantidade de água que fica retida no gabinete de lavagem durante a operação da bomba, denominada capacidade do gabinete de lavagem, é de difícil obtenção analítica ou numérica e foi determinada experimentalmente para ser incluída no modelo de parâmetros concentrados. Esse parâmetro foi obtido para diferentes rotações da bomba, com e sem carregamentos de louça (Figura 3.10), e em ambas as posições da válvula direcional. No caso com carregamento, as louças foram dispostas de acordo com as orientações do manual da máquina para uma carga máxima recomendada.

O volume de água de água no reservatório foi monitorado com um transdutor de pressão na base do reservatório, conforme ilustrado na Figura 3.11. O reservatório foi inicialmente

abastecido com 4,6 kg de água de forma a evitar a sucção de ar pela bomba durante as medições. Como a seção transversal do reservatório não é constante com a altura, a relação entre o nível e o volume de água não é linear. Para contornar essa dificuldade, realizou-se uma calibração para correlacionar diretamente a tensão do sensor (U) com a massa de água (m_w).

O procedimento de calibração consistiu na medição da massa de água com uma balança de precisão (fabricante EOS, capacidade máxima de 50 kg, incerteza de 0,05% do valor medido e resolução de 2 g) em 11 pontos, cobrindo uma faixa de 0 a 7,5 kg, com três repetições em cada ponto. A baixa dispersão observada entre as medições (desvio máximo de 2,3%) atestou a precisão do método e a escolha do número de repetições. Para uso na etapa de pós-processamento, uma curva foi então ajustada aos dados de calibração, ilustrada na Figura 3.12 e expressão pela seguinte função quadrática:

$$m_w = aU^2 + bU + c \quad (3.6)$$

em que os coeficientes a , b e c são iguais -0,024, 0,586 e -0,671 para $U < 3,0$ V, e 3,418, -20,525 e 31,726 para $U \geq 3,0$ V, respectivamente.

A capacidade do gabinete de lavagem (C_{gl}) foi então calculada pela seguinte expressão:

$$C_{gl} = m_i - m_f - C_{sis} \quad (3.7)$$

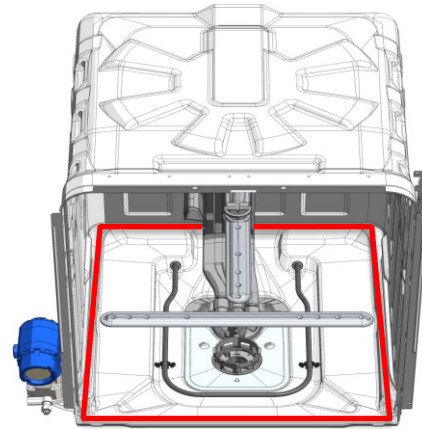
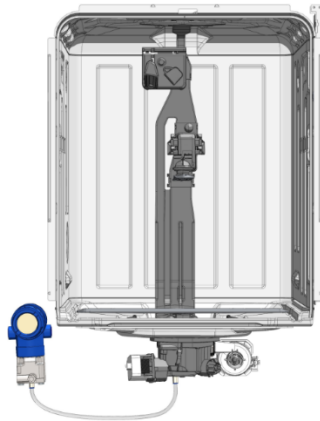
onde m_i é massa inicial do reservatório, m_f é a massa remanescente em regime permanente, e C_{sis} é capacidade das tubulações que inicialmente estão vazias.



(a)

(b)

Figura 3.10 - Condições de (a) sem carregamento e (b) com carregamento em que a dinâmica do reservatório foi avaliada.



(a) Vista frontal

(b) Vista superior

Figura 3.11 – Instalação do transdutor de pressão na base do reservatório de água da máquina de lavar louças e destaque para a região do reservatório em vermelho na parte inferior do gabinete de lavagem.

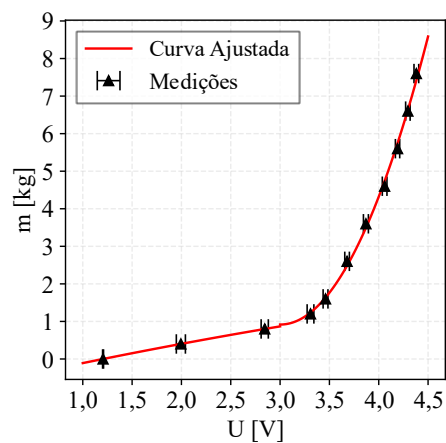


Figura 3.12 – Curva de calibração do transdutor de pressão para determinar a quantidade de água presente no reservatório da máquina de lavar louças.

4 METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO

Este capítulo apresenta os resultados de simulações CFD realizadas para o desenvolvimento de correlações de perdas de carga localizadas do sistema hidráulico da máquina de lavar louça. A validação do modelo CFD é uma etapa essencial para garantir e foi realizada em duas etapas: (i) estudo do refino da malha de discretização e (ii) comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais. Inicialmente são apresentados os resultados do procedimento de validação e na sequência as correlações de perda de carga desenvolvidas para os componentes do sistema hidráulico.

4.1 MODELO DE PARÂMETROS CONCENTRADOS

O modelo de parâmetros concentrados foi implementado na linguagem *Modelica*, fazendo uso do software *Dymola*. A linguagem *Modelica* adota modelagem orientada a objetos e possibilita a análise de diversos fenômenos físicos (Fritzson, 2010), permitindo a criação de submodelos interconectáveis que podem ser combinados para formar modelos mais complexos.

O sistema de equações empregado para a modelagem de sistemas físicos é composto por equações algébricas e diferenciais (Mattsson *et al.*, 1998). No presente trabalho, a solução do sistema de equações foi realizada com o método de integração numérica DASSL (*Differential/Algebraic System Solver*). Esse método foi desenvolvido por Petzold (1982) e resolve de forma implícita o sistema de equações composto por equações algébricas ou equações diferenciais de primeira ordem. Além disso, sistemas de ordem superior podem ser resolvidos por meio de técnicas de redução de ordem (Petzold, 1990).

Nesse trabalho, cada submodelo foi definido como um volume de controle, em que são aplicados balanços de massa e energia. A conexão entre dois submodelos é feita nas fronteiras, assumindo a continuidade de pressão e vazão, em que a vazão de saída de um volume é a vazão de entrada no subsequente. Não se considerou o fluxo reverso de água neste modelo. A Figura 4.1 mostra a representação visual do modelo desenvolvido na interface do software *Dymola*. Observa-se que a representação do modelo é análoga ao próprio sistema hidráulico, em que a descarga da bomba é conectada à válvula direcional, que por sua vez se conecta nas tubulações que conduzem o escoamento de água aos braços aspersores. A água é descarregada pelos braços no gabinete de lavagem, que inicia vazio no início da simulação. Após o completo enchimento das tubulações e do gabinete de lavagem, a água retorna ao reservatório da máquina.

Um aspecto central do modelo reside no fato que os parâmetros que caracterizam as perdas de carga localizadas de cada componente do sistema hidráulico foram obtidos a partir de simulações numéricas (CFD) do escoamento desses componentes. Assim, o modelo apresenta um caráter modular, que em um cenário de otimização, por exemplo, a alteração de um componente pode ser analisada em nível de sistema. Isso permite a verificação do efeito sobre diversos parâmetros, tais como vazão em diferentes trechos e potência e corrente consumidas pelo motor da bomba. As seções seguintes apresentam uma descrição sucinta dos componentes que formam o sistema e sobre as correlações adotadas para caracterizá-los.

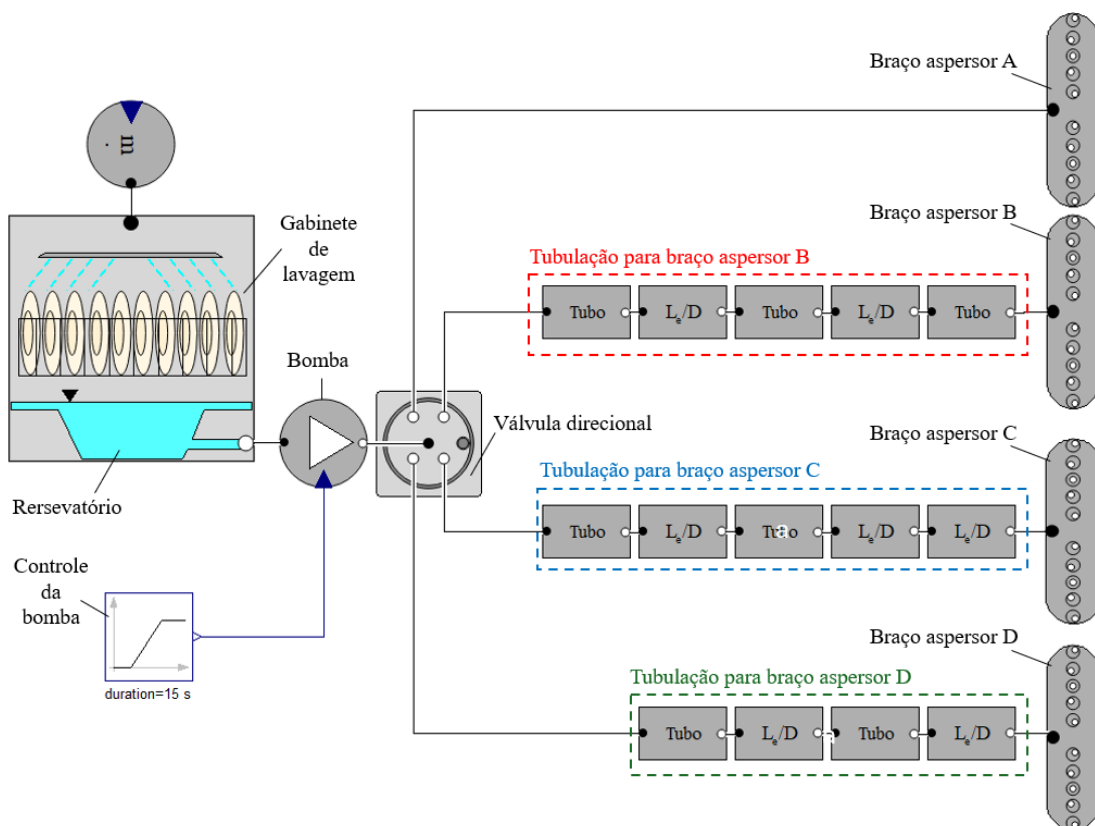


Figura 4.1 – Representação gráfica do modelo implementado em linguagem *Modelica*.

4.1.1 Componentes com Perdas de Carga Distribuída

A perda de carga distribuída em trechos retos de dutos de mesma seção transversal representa a conversão de energia mecânica em energia térmica pelo atrito viscoso. Assim, entre dois pontos quaisquer de um duto:

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + gz_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + gz_2\right) = h_l \quad (4.1)$$

em que p_1 e p_2 são as pressões e z_1 e z_2 são as elevações na entrada e saída do duto. A perda de carga distribuída por unidade massa é avaliada com o emprego da seguinte expressão:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (4.2)$$

em que L e D são, respectivamente, o comprimento e o diâmetro do duto, $\bar{V}$ é a velocidade média do escoamento na seção do duto e f é o fator de atrito, que é estimado com base no regime de escoamento, laminar ou turbulento, caracterizado através do número de Reynolds (Re).

Para escoamento laminar ($Re \leq 2300$) plenamente desenvolvido:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.3)$$

Por outro lado, para escoamento turbulento ($Re \geq 4000$) plenamente desenvolvido, o fator de atrito foi avaliado usando a equação de Colebrook (1930):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4.4)$$

em que ε é a rugosidade das paredes internas do duto. Nas simulações, os tubos foram considerados de parede lisa.

Considerando a faixa de vazão de operação da máquina, o regime de escoamento é sempre turbulento. Entretanto, uma vez que o transiente do sistema é também modelado, nos instantes iniciais a vazão é baixa e o número de Reynolds é inferior a 2300.

Deve ser também mencionado que as equações foram desenvolvidas mesmo para seções transversais não circulares, com o emprego do conceito de diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (4.5)$$

em que A e P são, respectivamente, a área da seção transversal e o perímetro do duto.

4.1.2 Componentes com Perda de Carga Localizada

As perdas de carga localizadas ocorrem em componentes que provocam mudanças bruscas na direção ou na seção transversal do escoamento, sendo avaliadas de

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) = h_{lm} \quad (4.6)$$

em que $\bar{V}_1$ e $\bar{V}_2$ são, respectivamente, as velocidades médias nas seções de entrada e saída do componente, enquanto α_1 e α_2 são os correspondentes coeficientes de energia cinética.

As perdas de carga localizadas podem ser calculadas através do coeficiente de perda K (Equação 4.7) ou pelo comprimento equivalente L_{eq} (Equação 4.8). Nessas equações, $\bar{V}_{max}$, representa a velocidade média de maior magnitude entre as seções de entrada e saída do componente.

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}_{max}^2}{2} \quad (4.7)$$

$$h_{lm} = f \frac{L_{eq}}{D} \frac{\bar{V}_{max}^2}{2} \quad (4.8)$$

Existem na literatura correlações de K e L_{eq} para geometrias padrão, como aquelas compiladas por Idelchik (2007). No entanto, a complexidade geométrica e especificidade dos componentes da máquina de lavar louça exigiram que esses parâmetros fossem determinados por meio de simulações numéricas (CFD), com o uso do código comercial ANSYS FLUENT (2023 R1), que emprega o Método de Volumes Finitos.

Para garantir que as correlações fossem válidas para uma ampla faixa de números de Reynolds condizentes com as variações de vazão e temperatura típicas de uma máquina de lavar louça, as vazões foram variadas de 0,2 a 0,8 kg/s, e a viscosidade foi ajustada de 10^{-3} a $3,5 \times 10^{-4}$ Pa·s, compreendendo uma faixa de temperatura de 20 até 80°C.

Todas as correlações para os componentes do sistema hidráulico foram desenvolvidas para L_{eq}/D em função do número de Reynolds, da seguinte forma:

$$\frac{L_{eq}}{D} = aRe^b \quad (4.9)$$

Os coeficientes a e b foram determinados utilizando a biblioteca *SciPy* do Python.

4.1.2.1 Método de volumes finitos

As perdas localizadas do sistema hidráulico foram obtidas a partir do uso do código comercial ANSYS FLUENT (2023 R1), que emprega o Método de Volumes Finitos. Nesse método, as equações de conservação são resolvidas em volumes de controle, gerados a partir da discretização do domínio.

A equação para conservação da massa é dada por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.14)$$

em que ρ é a densidade do fluido e u_i é a velocidade na direção i.

A equação para a conservação da quantidade de movimento para um referencial inercial é dada por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) + F_i \quad (4.15)$$

onde p é a pressão, τ_{ij} é o tensor tensão viscosa, e F_i representa as forças de corpo atuando sobre o fluido. Para um fluido Newtoniano, τ_{ij} é definido como

$$\tau_{ij} = \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (4.16)$$

onde μ é a viscosidade molecular. O segundo termo do lado direito representa o efeito da dilatação volumétrica.

A equação de conservação da energia, sem o termo geração de energia interna, pode ser escrita em termos da entalpia total do fluido (h) na forma

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \rho h) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i \tau_{ji}) \quad (4.17)$$

em que k representa a condutividade térmica do fluido.

Como a bancada experimental para perda de carga localizada desenvolvida nesse trabalho opera com ar comprimido, para fins de validação do modelo CFD foram realizadas simulações com ar, cuja densidade foi calculada com base na equação de estado para um gás ideal:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (4.18)$$

Em todas as simulações o escoamento foi considerado turbulento, de modo que o modelo de turbulência $k-\omega$ SST foi empregado. A discretização espacial dos termos de momento e das equações de transporte turbulento foi realizada utilizando um esquema de segunda ordem (*upwind*). O acoplamento entre pressão e velocidade foi resolvido através do algoritmo *coupled*. Adicionalmente, optou-se por uma formulação transiente, com passo de tempo de 10^{-4} s, para garantir que os critérios de convergência fossem atingidos.

4.1.3 Componentes com Acúmulo de Massa

Os componentes com capacidade de acúmulo de massa, como o reservatório de água, a tubulação e o próprio gabinete de lavagem, foram representados matematicamente através de balanço de massa transiente em um volume de controle:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_s + \dot{m}_e \quad (4.19)$$

em que M representa a massa de água instantânea. Para o reservatório de água da máquina, $\dot{m}_s$ é a vazão de saída, correspondente a vazão da bomba, calculada com base na interseção da curva da bomba e do sistema para uma rotação conhecida. A vazão de retorno, $\dot{m}_e$, nos instantes iniciais da simulação é igual a zero, visto que as tubulações e gabinete de lavagem, que foram modelados como componentes com acúmulo de massa, estão sendo enchidos. Em regime permanente, a vazão de retorno é igual a vazão de saída, e o reservatório permanece em nível constante.

4.1.4 Modelagem da Bomba de Circulação

A bomba de circulação é o componente responsável por promover a circulação de água no interior do sistema hidráulico. No modelo de parâmetros concentrados, esse componente foi representado por curvas de desempenho (altura de carga e eficiência em função da vazão). Essas curvas foram implementadas no modelo por meio de *lookup tables*, as quais armazenam os dados para as rotações testadas e permitem a interpolação dos pontos de operação. Para simular rotações não contempladas nos ensaios, como as que ocorrem durante o regime transiente de partida, as curvas foram extrapoladas utilizando as leis de semelhança para bombas:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (4.20)$$

$$\frac{H_{p,1}}{H_{p,2}} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} \quad (4.21)$$

em que Q_1 é a vazão conhecida para uma rotação ω_1 , Q_2 é a vazão que se deseja determinar para uma rotação específica ω_2 , $H_{p,1}$ é a altura de carga conhecida e $H_{p,2}$ é a altura de carga que necessita ser calculada.

A potência consumida pela bomba ($\dot{W}_e$) foi determinada a partir da potência hidráulica ($\dot{W}_h$) e da eficiência global da bomba (η_g) da bomba obtida das suas curvas de desempenho, conforme apresentado na Seção 3.3.

A corrente elétrica consumida pelo motor é um parâmetro de interesse, pois permite estimar a corrente na placa de controle do motor e a potência dissipada pelos componentes eletrônicos. Portanto, determinar a corrente contribui para o gerenciamento térmico dos eletrônicos empregados no controle do motor. Assim, a corrente elétrica I consumida pelo motor foi relacionada com o torque do motor τ através da constante de torque K_t :

$$K_t = \frac{\tau}{I} \quad (4.22)$$

em o torque foi obtido a partir da relação da potência hidráulica ($\dot{W}_h$) e da potência de eixo ($\dot{W}_s = \tau\omega$) pela eficiência mecânica (η_m).

Como o valor de K_t não foi fornecido pelo fabricante, uma abordagem híbrida foi empregada para determiná-lo, na qual o torque (τ) é avaliado de simulações numéricas (CFD) do rotor da bomba, enquanto a corrente (I) correspondente é medida na bancada de testes.

A simulação em CFD foi realizada com o software ANSYS CFX, utilizando o método de regime permanente *Frozen Rotor*. De acordo com esse método, o domínio do rotor é mantido em uma posição fixa, e os efeitos da rotação são adicionados na forma de força de Coriolis e força centrífuga como termos fontes nas equações de conservação. Essa técnica reduz significativamente o custo computacional, mas restrita a análises em regime permanente.

4.2 PREVISÃO DE PERDAS DE CARGA LOCALIZADAS

As correlações utilizadas no modelo de parâmetros concentrados para o cálculo das perdas de carga localizada foram desenvolvidas com base em resultados numéricos, os quais foram obtidos por meio do código comercial ANSYS FLUENT (2023 R1). A análise de refino de malha e a comparação dos resultados numéricos com dados experimentais para a perda de carga localizada de dois componentes do sistema hidráulico são detalhadas nessa seção.

4.2.1 Refino de malha

A análise de erros de truncamento foi realizada através de refinamentos de malha em todos os componentes do sistema hidráulico. Esse procedimento, exemplificado aqui para o componente C_{C2} , mostrado na Figura 4.2, inicia com a simplificação da geometria real por onde o fluido escoava (Figura 4.2a), eliminando detalhes que não são relevantes para o escoamento, resultando na geometria efetivamente usada na simulação (Figura 4.2b).

A malha empregada para discretização do domínio físico é composta por elementos poliédricos. Esses elementos apresentam vantagens em relação aos elementos tetraédricos, pois reduzem o número de elementos da malha necessários para um mesmo nível de discretização, além de aumentarem a qualidade ortogonal da malha. Deseja-se valores da qualidade ortogonal próximo de 1, e com valor mínimo de 0,1. No caso apresentado a seguir para demonstrar a verificação da convergência de malha, o valor médio da qualidade ortogonal foi 0,97 enquanto o valor mínimo foi igual a 0,11.

O método *Grid Convergence Index* (CGI) proposto por Roache (1994) foi adotado como critério para verificar a convergência dos resultados em relação ao refino da malha, sendo definido por

$$\frac{GCI_{n+2,n+1}}{r^l GCI_{n+1,n}} \cong 1 \quad (4.23)$$

em que o GCI é calculado a partir dos resultados de três malhas

$$GCI_{n+1,n} = F_s \left| \frac{\varphi_{n+2} - \varphi_{n+1}}{\varphi_n (1 - r^l)} \right| \quad (4.24)$$

Para uma variável de interesse do problema φ , sendo n a malha mais refinada, $n + 2$ a malha menos refinada, r a razão de refino entre as malhas e F_s um fator de segurança igual a 1,25. Finalmente, o parâmetro l que aparece na equação (5.1) é calculado da seguinte forma:

$$l = \frac{\ln \left(\frac{\varphi_{n+2} - \varphi_{n+1}}{\varphi_{n+1} - \varphi_n} \right)}{\ln(r)} \quad (4.25)$$

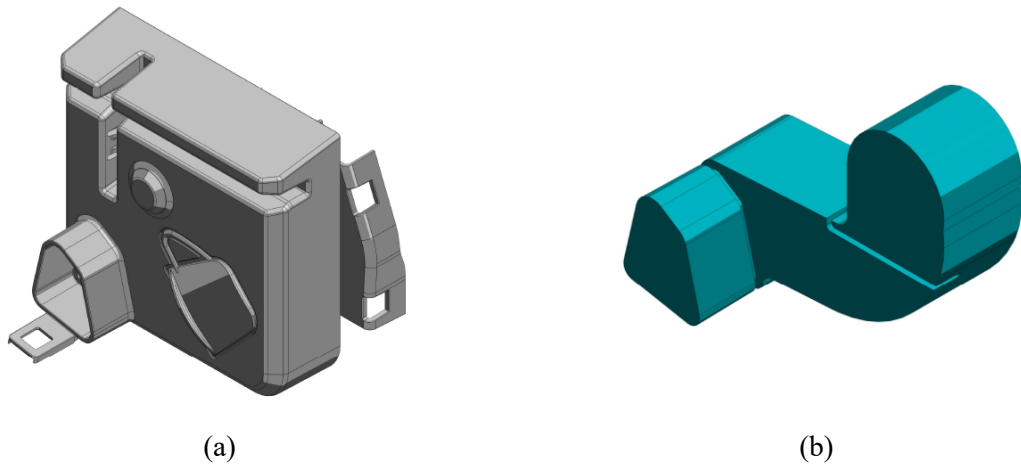


Figura 4.2 – Geometria de um componente da máquina de lavar louça: (a) geometria original; (b) geometria simplificada para a simulação do escoamento.

A Tabela 4.1 mostra os resultados da queda de pressão para o componente C_{C2} , obtidos com diferentes refinamentos de malha. O valor 1,01 atende ao critério definido por Roache (1994),

indicando que a convergência de malha foi atingida. Para as análises subsequentes, empregou-se a malha menos refinada, mostrada na Figura 4.3, a fim de reduzir o tempo de simulação.

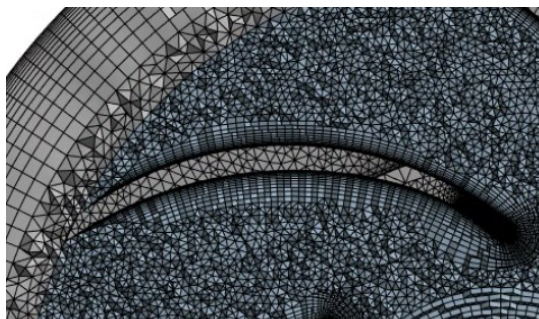
O mesmo procedimento foi aplicado na simulação do escoamento da bomba usando o código comercial ANSYS CFX. A Figura 4.4 mostra a malha computacional empregada na simulação da bomba, composta por elementos tetraédricos no volume do fluido e elementos prismáticos na região da parede. Conforme mostra a Tabela 4.2, o critério de Roache (1994) foi atendido. Novamente, a malha com menor número de elementos foi empregada para diferentes rotações e vazões a fim de determinar a eficiência da bomba e o torque no rotor.

Tabela 4.1 – Resultados para a queda de pressão no componente C_{C2} para diferentes refinamentos de malha.

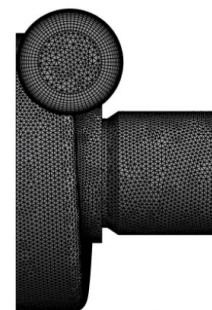
Número de Elementos [$\times 10^6$]	Δp [kPa]
4,2	15,91
8,8	16,20
13,6	16,22
Critério de Roache (1994)	1,01



Figura 4.3 – Malha computacional poliédrica utilizada na simulação da geometria.



(a)



(b)

Figura 4.4 – Malha computacional tetraédrica utilizada na simulação da bomba. (a) Malha na região de uma pá (b) vista lateral da bomba.

Tabela 4.2 - Resultados altura de carga para diferentes malhas.

Número de Elementos [$\times 10^6$]	H_p [m]
1,1	3,84
2,6	3,78
6,9	3,77
Critério de Roache (1994)	0,994

4.2.1 Validação experimental

A bancada experimental descrita na Seção 3.1 foi usada para medir a perda de carga localizada nos componentes do sistema hidráulico, C_{B1} e C_{C2} , em função do número de Reynolds. A variação do número de Reynolds foi obtida predominantemente pelo ajuste da vazão de ar, uma vez que a variação de temperatura entre os testes, de 19,7 °C até 22,4 °C, resultou em uma variação insignificante da viscosidade dinâmica do ar, entre 18,11 e 18,24 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$. Nas simulações, as condições de contorno utilizadas foram obtidas da análise experimental: vazão na entrada do tubo a montante e pressão na saída do tubo a jusante.

As Figuras 4.5 e 4.6 apresentam resultados numéricos e experimentais da queda de pressão nos componentes e ao longo dos dutos a montante e a jusante. Observa-se que a queda de pressão é linear ao longo dos comprimentos dos dutos para toda a faixa de Reynolds investigada, confirmando que a condição de escoamento plenamente desenvolvido foi atendida em todos os casos.

Observa-se também que no caso do componente C_{B2} (Figura 4.5), em que os diâmetros de entrada e saída são iguais, as retas são praticamente paralelas. Como esperado para o componente C_{C2} (Figura 4.6), em que os diâmetros de entrada e saída são, respectivamente, 16,8 e 27,8 mm as retas não são paralelas. Para garantir o escoamento plenamente desenvolvido neste duto de maior diâmetro, utilizou-se um comprimento maior, com apenas três tomadas de pressão instaladas e espaçamento ampliado, de modo a aumentar a queda de pressão entre os pontos e assim, aumentar a resolução de leitura no manômetro.

A incerteza da medição, calculada com 95% de confiabilidade, conforme detalhado no Apêndice A, variou entre 1,8% e 4,5% para a geometria C_{B2} e 2,2% a 11,8% para C_{C2} , com as maiores incertezas relativas ocorrendo nas medições de baixa pressão (inferiores a 160 Pa). Esse maior erro relativo aconteceu para a medição das pressões à jusante do componente C_{C2} para menor Reynolds, em que as pressões são relativamente pequenas (inferiores a 160 Pa).

Nas simulações numéricas, adotou-se formulação de gás ideal para o ar a fim de prever possíveis efeitos de compressibilidade. Assim, foram prescritas no modelo a vazão e temperatura na entrada e pressão e temperatura na saída da seção de teste. Para o componente C_{B2} , na Figura 4.5, foi verificada concordância entre os resultados numéricos e as medições, com diferenças de até 4,2%, com as com diferenças inferiores a 2,7% sendo encontradas no tubo a jusante. Essa tendência é também observada na Figura 4.6 para C_{C2} , em que as maiores diferenças foram de 5,7%, para o tubo a montante e 2,4% na região do tubo a jusante.

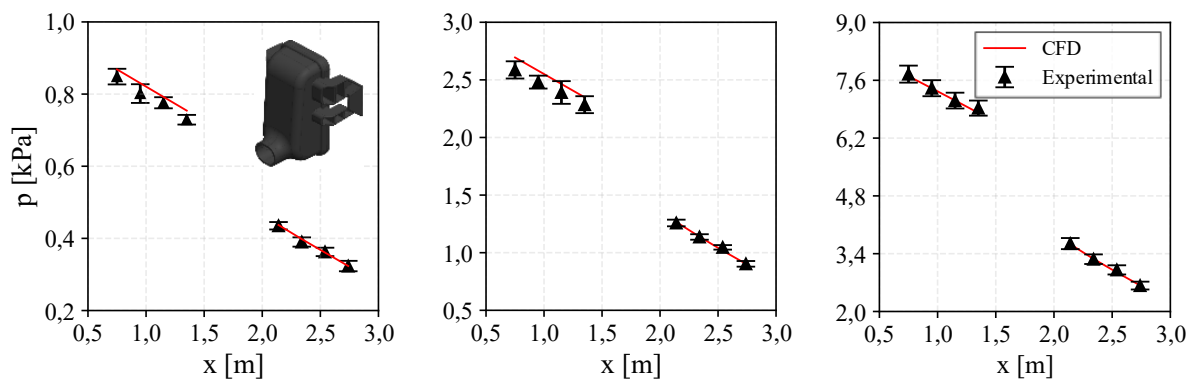
(a) $Re = 1,5 \times 10^4$ (b) $Re = 2,8 \times 10^4$ (c) $Re = 5,1 \times 10^4$

Figura 4.5 – Medições de pressão para geometria C_{B2} para diferentes números de Reynolds e os ajustes de curvas aplicados no cálculo da queda de pressão total em cada trecho de tubo.

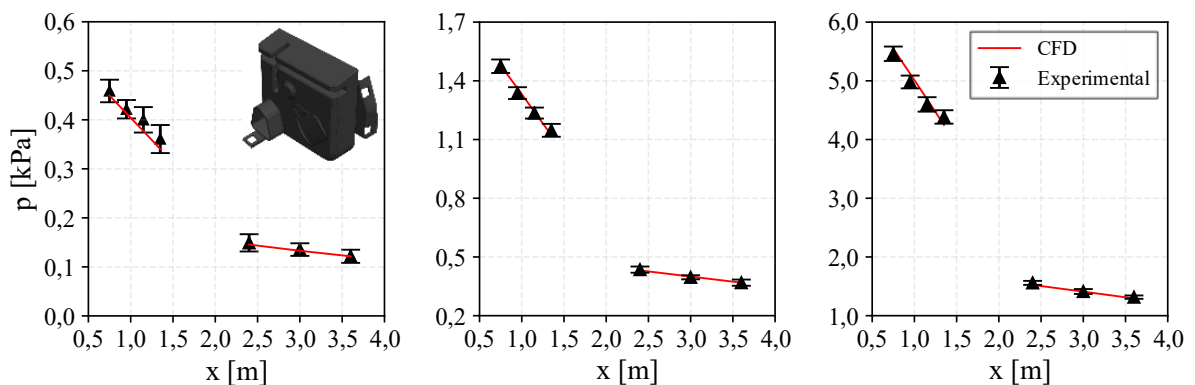
(a) $Re = 1,5 \times 10^4$ (b) $Re = 2,8 \times 10^4$ (c) $Re = 5,7 \times 10^4$

Figura 4.6 – Medições de pressão para geometria C_{C2} para diferentes números de Reynolds e os ajustes de curvas aplicados no cálculo da queda de pressão total em cada trecho de tubo.

A queda de pressão individual para os dutos à montante e jusante (Δp_m e Δp_j) e dos componentes (Δp_i) foram calculadas, conforme detalhado na seção 3.1 e os resultados da análise numérica e experimental são mostrados nas Figura 4.7 e Figura 4.8. Apesar da alta concordância dos resultados para a distribuição da pressão nos tubos, com diferenças inferiores a 5,7%, as

diferenças entre os resultados numéricos e os valores médios dos dados experimentais para queda de pressão foram maiores, atingindo até 25% para Δp_m . Nesse caso, é importante ressaltar que, apesar da maior diferença, o resultado numérico está dentro da faixa de incerteza de medição. A previsão de Δp_l , que é a variável de maior interesse, apresentou uma concordância satisfatória, com desvio máximo de 11%.

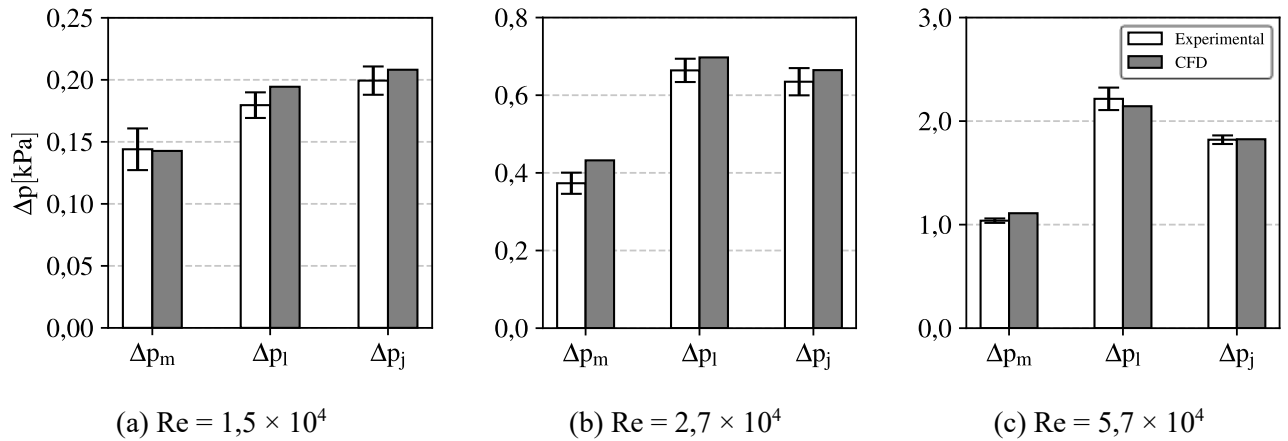


Figura 4.7 – Comparação dos resultados numéricos e medições da perda de carga a montante (Δp_m), localizada (Δp_l) e a jusante (Δp_j), para o componente C_{B2} .

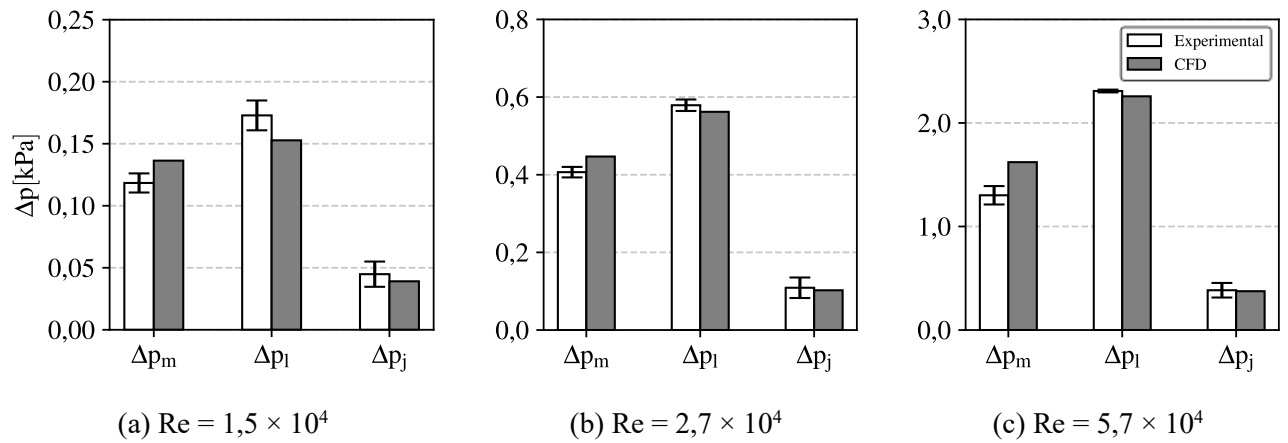


Figura 4.8 – Comparação dos resultados numéricos e medições da perda de carga a montante (Δp_m), localizada (Δp_l) e a jusante (Δp_j), para o componente C_{C2} .

A Figura 4.9 mostra os resultados para comprimento equivalente, determinado com base nos resultados experimentais e numéricos. As diferenças entre os resultados são atribuídas à previsão da queda de pressão, conforme discutido anteriormente. A maior diferença relativa encontrada foi de -8,3 % e 7,6 %, respectivamente para os componentes C_{B2} e C_{C2} com $Re = 15.000$.

A máquina de lavar louça opera com água, que é um fluido incompressível. Para avaliar o efeito da compressibilidade do ar na seção de testes, o ar foi modelado de duas formas distintas: como gás ideal e com densidade constante. Nesse caso, a densidade adotada correspondeu à média das densidades obtidas em todo o domínio da simulação, no qual o ar foi tratado como gás ideal. Conforme é verificado na Figura 4.9, os valores previstos para o comprimento equivalente são muito próximos, em que as curvas para gás ideal e densidade constante são praticamente sobrepostas, indicando que o efeito de compressibilidade é praticamente nulo na faixa de Reynolds analisada.

Por fim, foi avaliado o comprimento equivalente para um escoamento de água. A partir dos resultados mostrados na Figura 4.9, para ambos os componentes, os resultados obtidos com ar e água também são muito próximos, validando a aplicação da bancada com ar comprimido para analisar a perda de carga. As linhas de corrente, apresentadas nas Figura 4.10 e Figura 4.11, reforçam essa conclusão, uma vez que não foram verificadas diferenças nos padrões de escoamento para os fluidos considerados.

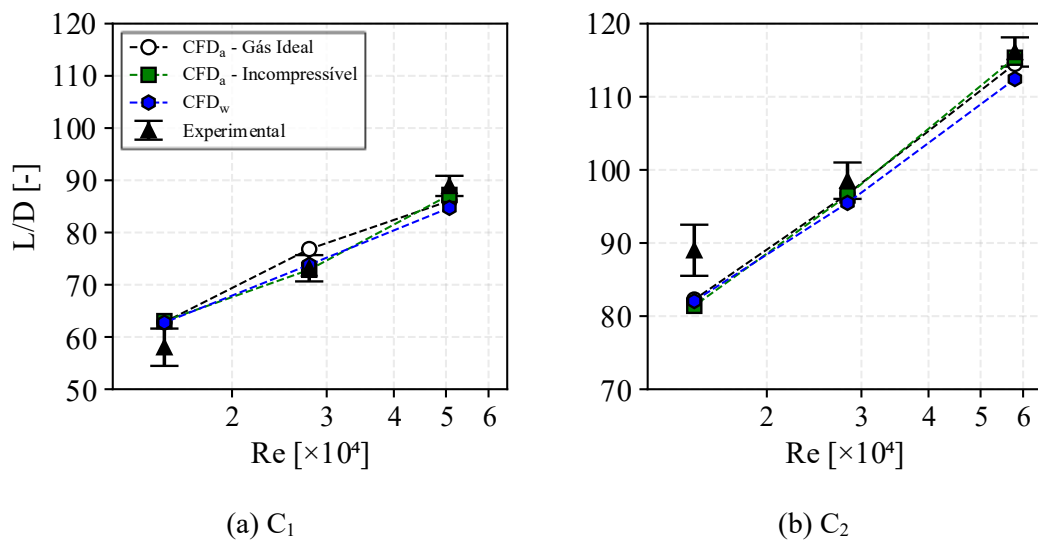


Figura 4.9 – Comparação do comprimento equivalente determinado a partir dos dados experimentais e a partir dos resultados de simulação considerando ar e água.

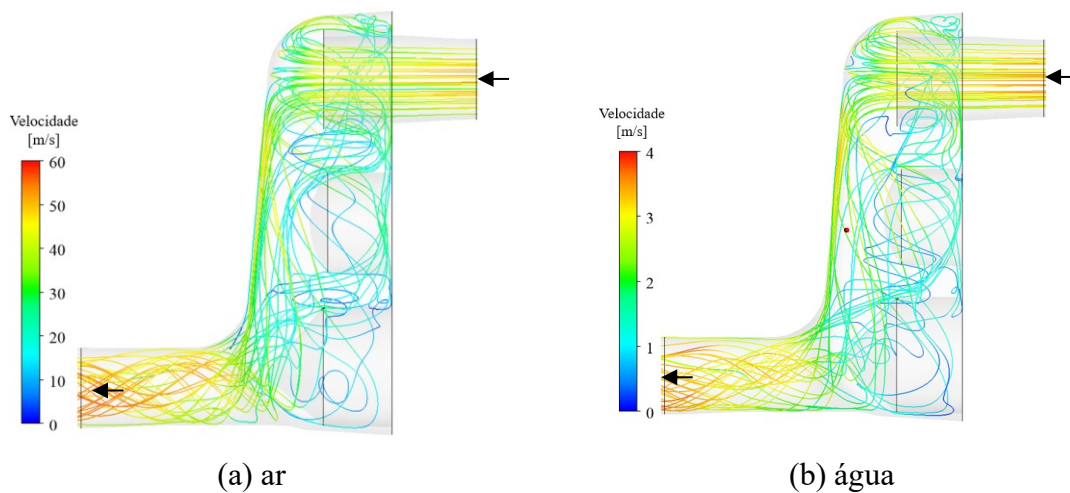


Figura 4.10 – Linhas de corrente para a geometria C_{B1} considerando $Re = 5,1 \times 10^4$.

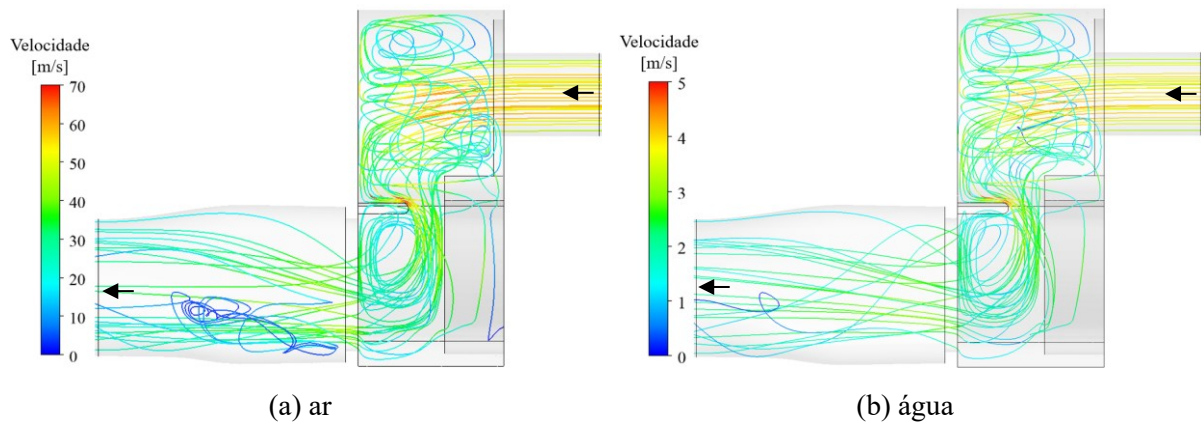


Figura 4.11 – Linhas de corrente para a geometria C_{C2} considerando $Re = 5,7 \times 10^4$.

4.3 PERDA DE CARGA NO BRAÇO ASPERSOR

A análise da perda de carga em um braço aspersor foi realizada em duas etapas, conforme indicado na Seção 3.2. Inicialmente, uma geometria de orifício foi analisada de forma isolada em uma seção de teste simplificada, com o foco de avaliar a condição de contorno mais apropriada na saída do orifício, ou seja, pressão manométrica igual a zero ou calculada com a previsão de jatos na saída dos orifícios. Nessas simulações e no experimento, utilizou-se ar como fluido de trabalho, dentro de uma faixa de número de Reynolds correspondente ao escoamento de água na máquina.

Os resultados apresentados na Figura 4.12 mostram a comparação entre os valores de pressão numéricos (CFD) e experimentais (Experimental). Com exceção da tomada de pressão número 3, onde ocorre um efeito de estagnação que contribuiu para uma maior pressão estática,

as demais tomadas apresentaram valores próximos, indicando que a pressão interna na seção de teste é praticamente uniforme. Essa homogeneidade é evidenciada na Figura 4.13a através do campo de pressão previsto pela simulação numérica para $Re = 14.500$. Próximo ao orifício observa-se um gradiente de pressão, devido a aceleração do escoamento causada pela diminuição da área de passagem, como mostra a Figura 4.13b para o campo de velocidade. Assim, a queda de pressão considerada na análise experimental foi considerada como sendo a diferença entre a pressão na saída (igual a zero) e pressão interna média das tomadas 1, 2, 4 e 5. A Tabela 4.3 mostra boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos, principalmente para maiores números de Reynolds, em que o valor da pressão interna na seção de teste é maior.

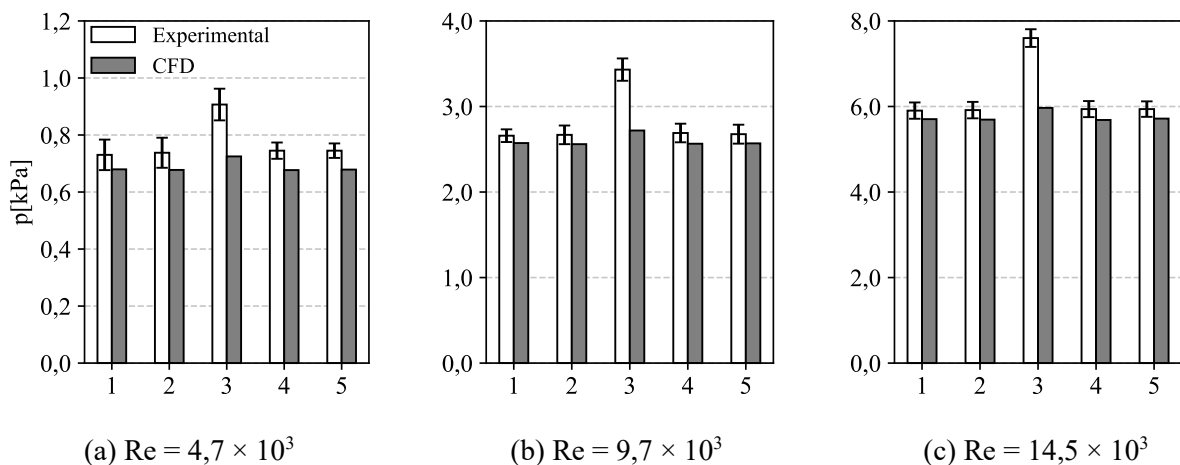


Figura 4.12 – Medições de pressão na seção de testes para análise da perda de carga em um orifício.

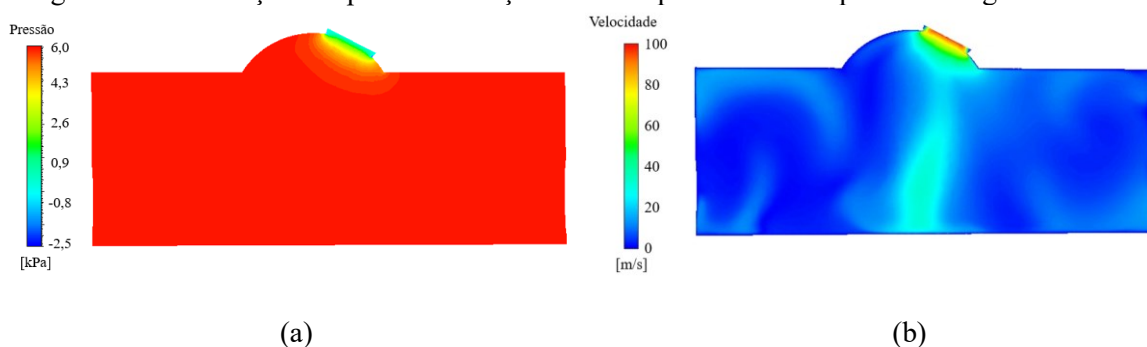


Figura 4.13 - Campos de (a) pressão e (b) velocidade na seção de teste para análise da perda de carga de um orifício do braço aspersor B, $Re = 14,5 \times 10^3$.

A Tabela 4.3 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e numéricos. Observa-se uma boa concordância entre os valores, particularmente para números de Reynolds mais elevados, onde se registra maior pressão interna na seção de teste. Os resultados numéricos

foram inicialmente obtidos pela imposição de pressão manométrica zero na saída do jato, excluindo, assim, a sua representação no domínio de simulação. Para validar essa simplificação, realizou-se uma simulação estendida que incluiu explicitamente os jatos. Esta abordagem revelou um aumento substancial na pressão média no interior da seção de teste, atingindo aproximadamente 7,0 kPa para a condição de $Re = 14.500$, o que representa uma diferença relativa de 18,2% em relação aos dados experimentais. Dada a maior proximidade dos resultados obtidos pela prescrição de pressão na saída dos jatos em relação aos dados experimentais, esta foi a estratégia adotada. Adicionalmente, esta escolha otimiza o custo computacional, visto que a simplificação do domínio dispensa uma malha computacional maior.

Tabela 4.3 – Comparação do valor da pressão interna na seção de teste obtidos na análise experimental e numérica da perda de carga de um orifício do braço aspersor.

Re [$\times 10^3$]	4,7	9,7	14,5
Experimental	$0,74 \pm 0,1$	$2,67 \pm 0,13$	$5,92 \pm 0,21$
CFD	0,68	2,57	5,70
Diferença [%]	-8,3	-4,0	-3,7

O parâmetro adotado para analisar a perda de carga no orifício foi o coeficiente de descarga C_d :

$$C_d = \frac{Q}{A\sqrt{2\Delta p/\rho}} \quad (4.26)$$

em que a Q é a vazão volumétrica, A é a área de passagem do orifício e Δp é a queda de pressão através do orifício. Os resultados para C_d são apresentados na Figura 4.14, em que foi verificado a independência do coeficiente de descarga em relação ao número de Reynolds, na faixa analisada. Observa-se, ainda, a concordância entre os resultados do modelo numérico e os experimentais, com diferença máxima de 4,3%.

A Figura 4.14 também apresenta os resultados do coeficiente de descarga para um escoamento com água. A equivalência do escoamento foi confirmada, uma vez que os coeficientes de descarga apresentaram valores muito próximos, com diferenças inferiores a 3,2%. Esse resultado demonstra a validade da utilização de ar comprimido na bancada experimental para a análise da perda de carga em orifícios de lavadora de louças, sem

comprometer a representatividade dos resultados. Além disso, destaca-se que esse aparato pode ser utilizado para análise de diferentes geometrias de orifícios, uma vez que diferentes geometrias podem ser impressas e fixadas na parte inferior, em que estão posicionadas as tomadas de pressão.

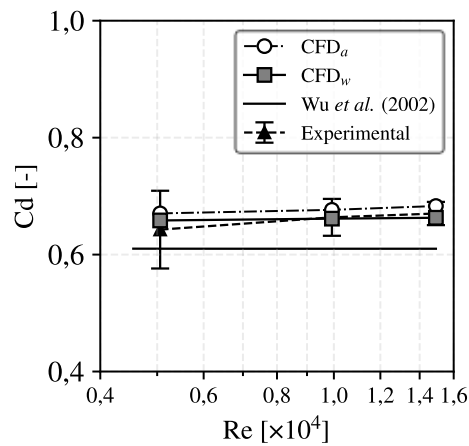


Figura 4.14 – Comparação do coeficiente de descarga de um orifício do braço aspensor B obtido experimentalmente, numericamente para ar e água e a partir da correlação para orifício com borda viva proposta por Wu *et al.* (2002).

Na sequência, a análise foi estendida ao braço aspensor completo, utilizando a bancada experimental descrita na Seção 3.2. Um tubo reto foi acoplado à entrada do braço para garantir a condição de escoamento plenamente desenvolvido, condição essa que foi validada pelo perfil linear de queda de pressão observado ao longo do duto em toda a faixa de números de Reynolds testada (Figura 4.15).

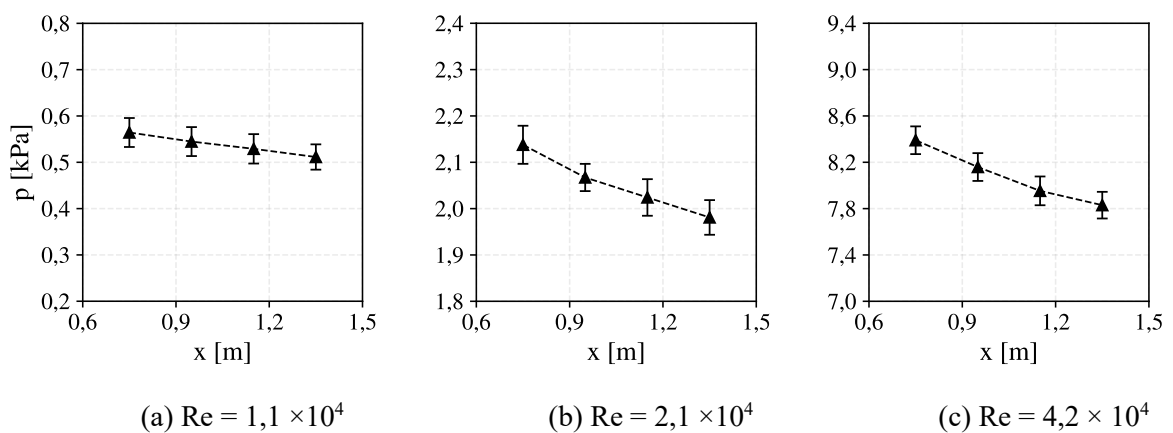


Figura 4.15 – Medições de pressão no tubo de entrada para análise do braço aspensor B.

Após essas medições, selecionou-se o braço aspersor B com 13 orifícios com geometrias distintas para simulação numérica, caracterizados por diferentes diâmetros hidráulicos e formatos, tais como circulares e oblongos, como ilustrado Figura 4.16. Esses orifícios estão dispostos em uma superfície abaulada, de modo a direcionar os jatos em orientações específicas.

A Figura 4.17 apresenta a comparação entre os resultados de pressão interna no braço obtidos de medições e da simulação numérica. Embora os jatos não tenham sido explicitamente modelados, uma vez que o domínio físico termina na região de descarga, observou-se boa concordância entre os resultados. Isso é um indicativo de que prescrição de pressão estática manométrica zero na saída do domínio é suficiente para caracterizar corretamente essa perda localizada, reduzindo o custo computacional. Além disso, os resultados indicam que, para toda a faixa de Reynolds analisada, a pressão interna se manteve praticamente uniforme, com as variações entre os pontos de medição contidas na faixa de incerteza experimental.

Conforme mostra a Tabela 6.4, há uma tendência de o modelo numérico superestimar a queda de pressão (perda de carga) nos orifícios, com a maior diferença sendo 7,04%. Para o caso em que os jatos foram modelados, essa diferença foi de 18%. Dessa forma, optou-se pela abordagem de prescrever a pressão manométrica zero na saída dos orifícios, visto que assim foi alcançada a melhor concordância com os dados experimentais.

O coeficiente de descarga de cada orifício é apresentado na Figura 4.18. Ressalta-se ainda que, com exceção dos orifícios O_{B5} e O_{B8} , os valores obtidos se aproximam daquele característico de orifícios com borda viva ($C_d = 0,61$), conforme indicado em Wu *et al.* (2002) para diferentes números de Reynolds.

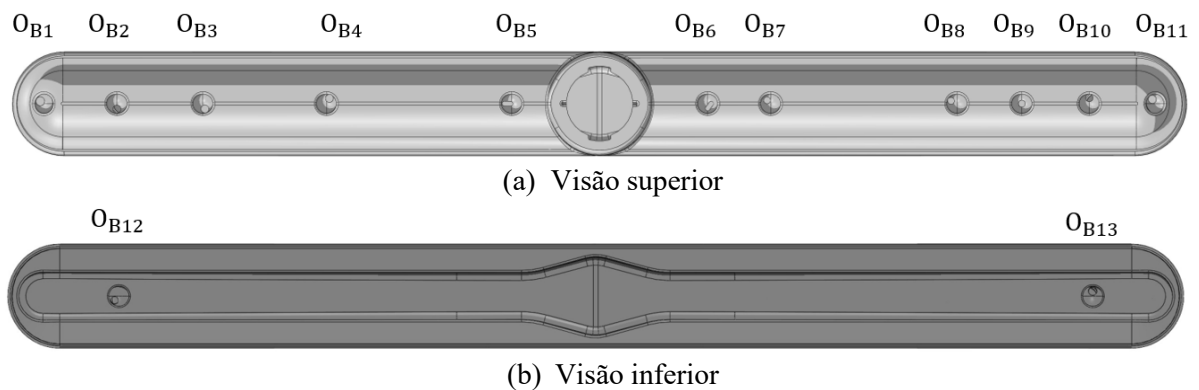


Figura 4.16 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor B.

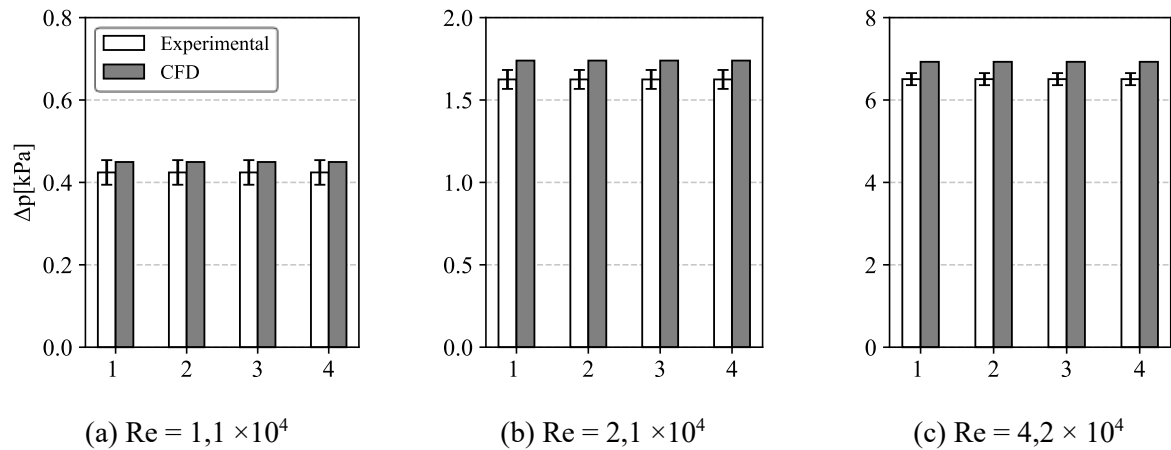


Figura 4.17 – Comparação entre os valores de pressões obtidos de medições e simulações para o braço aspersor B.

Tabela 4.4 – Comparação dos valores de pressões obtidos a partir das medições e simulações na análise completa do braço aspersor, em kPa.

Re [$\times 10^4$]	1,1	2,1	4,2
Experimental	$0,42 \pm 0,03$	$1,62 \pm 0,06$	$6,51 \pm 0,15$
CFD	0,45	1,74	6,93
Diferença [%]	5,98	7,04	6,46

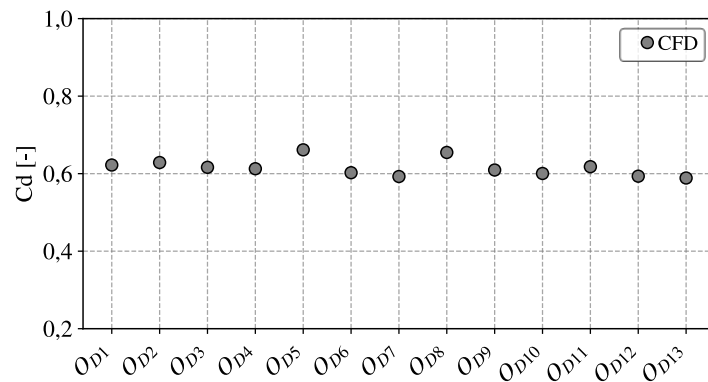


Figura 4.18 – Resultados para coeficiente de descarga obtidos partir do modelo numérico.

4.4 CORRELAÇÕES PARA OUTROS COMPONENTES

Tendo sido devidamente validado, o modelo CFD foi empregado para gerar correlações de perda de carga localizada, L_{eq}/D , em função do número de Reynolds, Re , para todos os demais componentes do sistema hidráulico. Esta seção se dedica a apresentar as correlações que foram desenvolvidas e empregadas no modelo de parâmetros concentrados (MPC), cujos coeficientes estão disponíveis no Apêndice B.

4.4.1 Válvula direcional de fluxo de água

A válvula direcional é posicionada logo após a bomba para as posições indicadas na Figura 4.19, de acordo com a entrada e saídas do escoamento. Os diâmetros de entrada e de cada saída são mostrados na Tabela 4.5.

As correlações para a perda de carga na válvula são apresentadas na Figura 4.23 para a posição AB e na Figura 4.24 para a posição CD. Em todos os casos, os dados de L_{eq}/D foram bem correlacionados com o número de Reynolds, sendo o menor coeficiente de determinação (R^2) igual a 0,992.

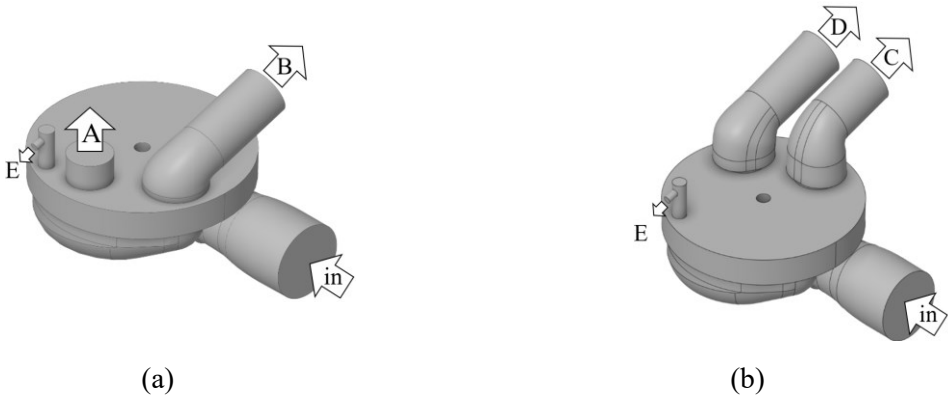


Figura 4.19 – Geometria do fluido para a válvula direcional de água quando posicionada para ativar os braços (a) A e B ou (b) C e D.

Tabela 4.5 – Diâmetros de entrada e saída da válvula direcional de fluxo de água.

	$D_{h,i}$	$D_{h,A}$	$D_{h,B}$	$D_{h,C}$	$D_{h,D}$	$D_{h,E}$
D_h [mm]	30,0	12,3	23,7	24,3	24,3	3,1

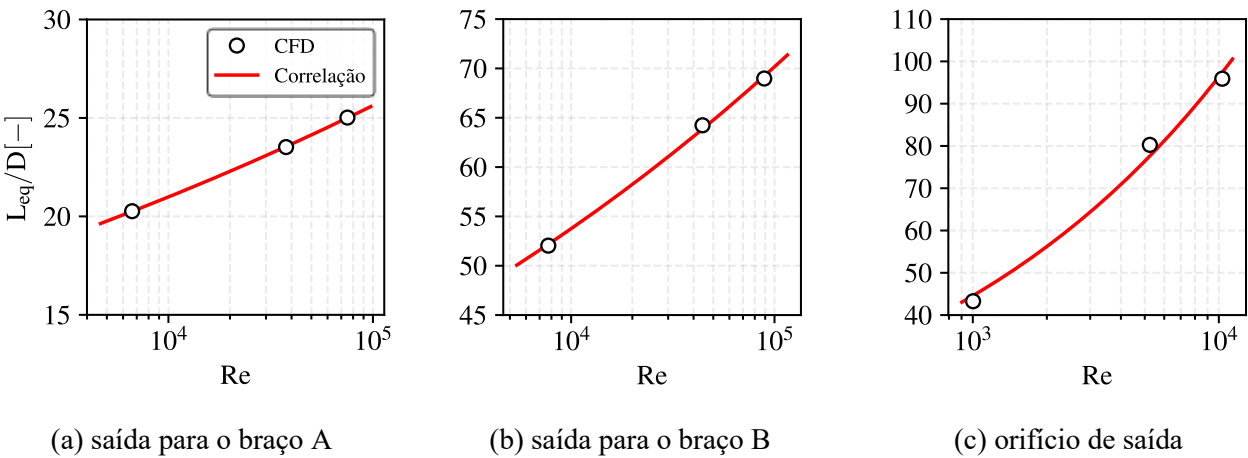
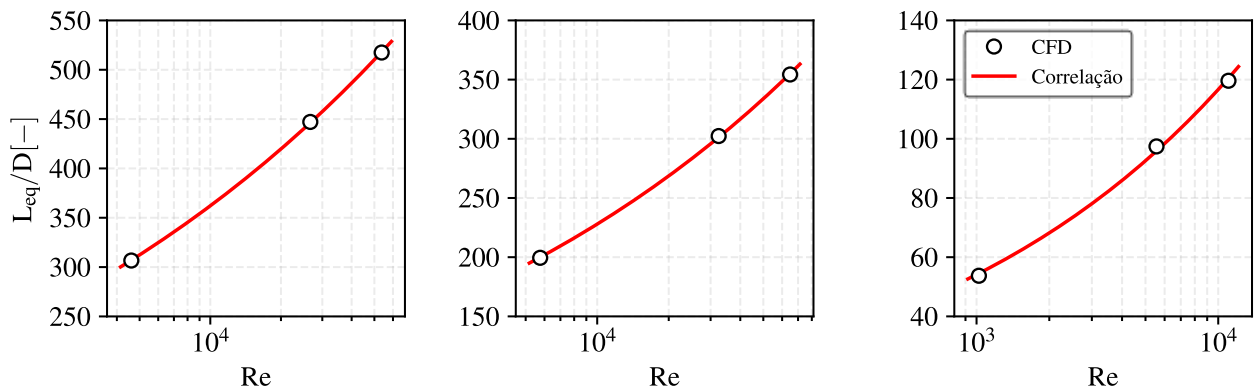


Figura 4.20 – Correlações para comprimento equivalente para a condição da válvula na posição AB.



(a) saída para o braço C

(b) saída para o braço D

(c) orifício de saída

Figura 4.21 – Correlações para comprimento equivalente para a condição da válvula na posição CD.

4.4.2 Trechos A a D

Os trechos de tubulação que conduzem o fluido a cada braço aspersor são conectados nas saídas da válvula direcional. A Figura 4.22 mostra a geometria do fluido de cada trecho, destacando em azul os componentes com perdas localizadas. O trecho A não é mostrado, pois o braço aspersor A está conectado diretamente à saída da válvula de controle, de modo que não há outros componentes a serem modelado. Os diâmetros hidráulicos das seções de entrada e saída de cada componente é mostrado na Tabela 4.6.

As correlações para a perda de carga nos componentes dos trechos B, C e D são apresentadas nas Figura 4.23 a Figura 4.25. Conforme indicado na Figura 4.22, os componentes C_{B1} , C_{C1} , C_{D1} e C_{D2} são joelhos de 90° . Os valores de L_{eq}/D obtidos para esses componentes foram comparados com dados experimentais da literatura para joelhos de 90° de seção circular, reportado por Crawford *et al.* (2007).

A Figura 4.24a e Figura 4.25a e mostram boa concordância entre os resultados de L_{eq}/D para os joelhos C_{C1} e C_{D1} e a correlação de Crawford *et al.* (2007). No entanto, essa concordância não foi verificada para os joelhos C_{B1} e C_{D2} , como pode ser visto nas Figuras Figura 4.23a e Figura 4.25b. Isso pode ser atribuído às diferenças entre as áreas de entrada e saída, no caso de C_{B1} , e a um raio de curvatura variável, como para C_{D2} , não sendo assim semelhantes às geometrias analisadas por Crawford *et al.* (2007).

Os componentes C_{B2} e C_{C2} foram empregados na validação do modelo CFD, detalhada na seção 4.2. Contudo, na construção da seção de teste foram necessárias adaptações na geometria original desses componentes, visando a conexão com tubos de PVC padrão. Nesta seção, os componentes foram novamente analisados, mas com suas geometrias originais de

fábrica preservadas. Os resultados de L_{eq}/D para C_{B2} e C_{C2} são apresentados nas Figura 4.23b e Figura 4.24b. Por fim, o componente C_{D3} , indicado na Figura 4.22c, consiste em uma bifurcação no trecho D, que se reconduz a uma única passagem onde o braço aspersor D é fixado. A perda de carga neste componente é modelada pela correlação apresentada na Figura 4.25c.

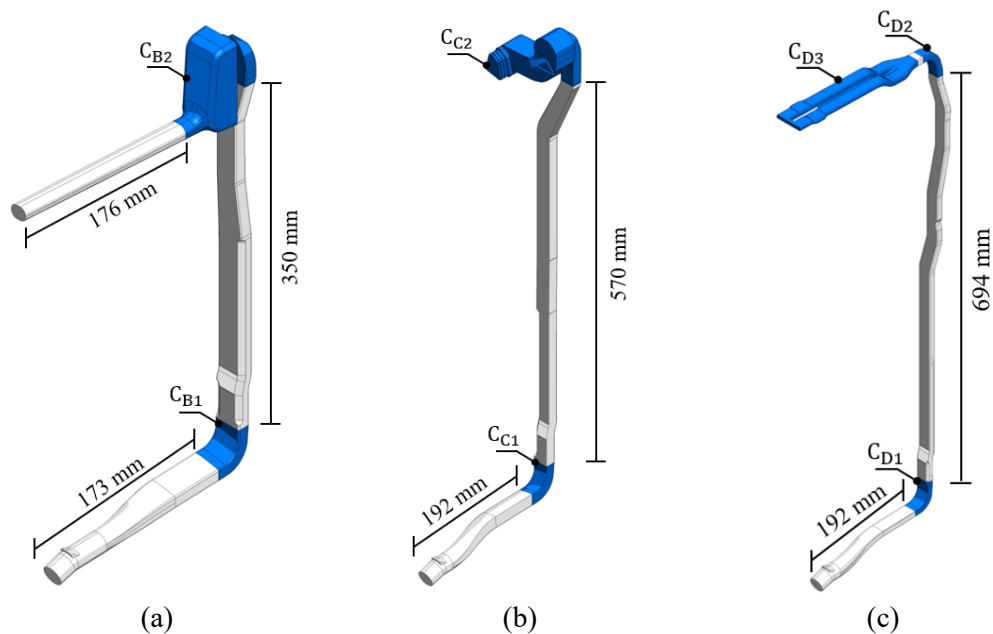
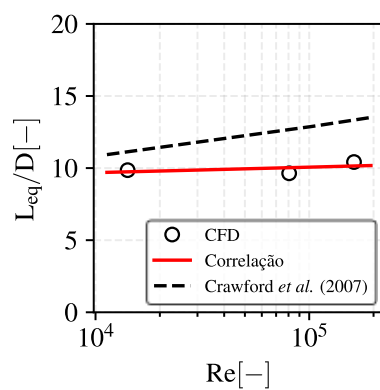


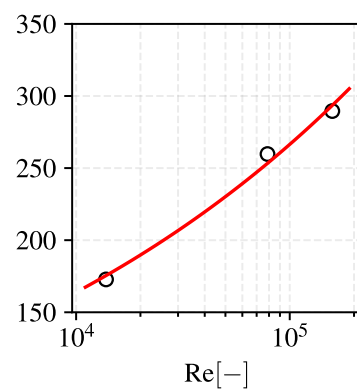
Figura 4.22 – Geometria do fluido para os diferentes trechos do sistema hidráulico, com destaque para os componentes com perdas de carga localizadas.

Tabela 4.6 – Diâmetro hidráulico de entrada e saída dos componentes do sistema hidráulico.

	C_{B1}	C_{B2}	C_{C1}	C_{C2}	C_{D1}	C_{D2}	C_{D3}
$D_{h,i}$	19,74	16,95	16,49	15,68	13,00	12,32	12,31
$D_{h,o}$	17,95	14,54	15,68	25,63	13,17	12,32	8,91



(a) C_{B1}



(b) C_{B2}

Figura 4.23 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho B do sistema hidráulico.

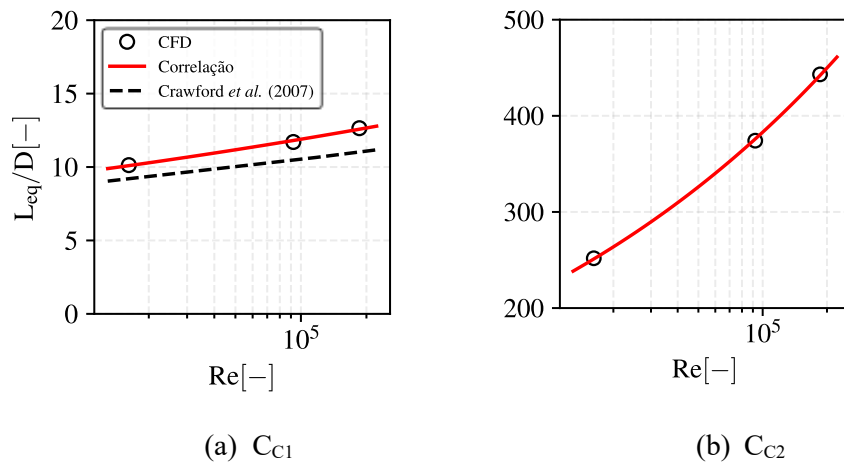


Figura 4.24 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho C do sistema hidráulico.

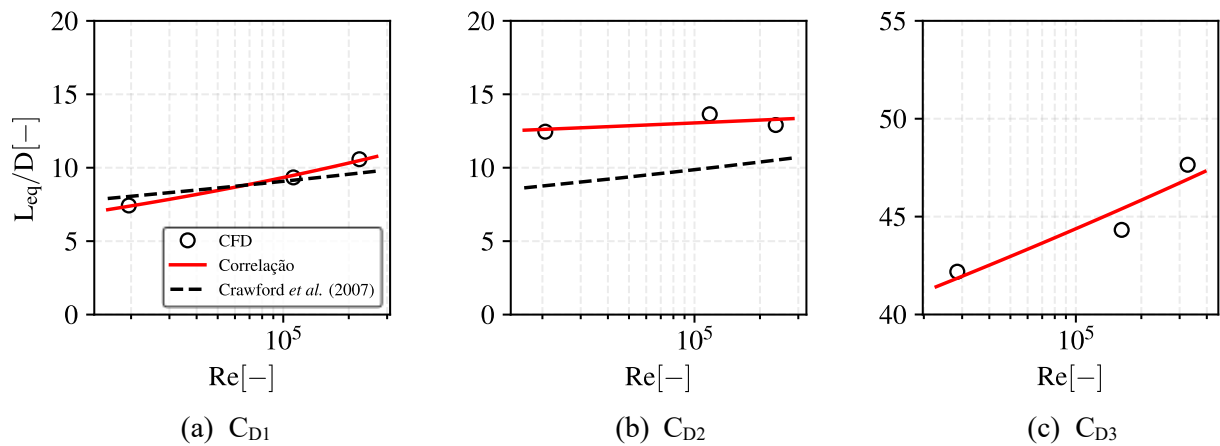


Figura 4.25 – Correlações para perda de carga nos componentes no trecho D do sistema hidráulico.

4.4.3 Braços aspersores

As correlações utilizadas para modelar a perda de carga nos braços são apresentadas a seguir. Embora o coeficiente de descarga seja o parâmetro mais comumente empregado para representar perdas em orifícios, optou-se pelo uso do comprimento equivalente. Essa escolha permitiu incluir também as perdas adicionais associadas à região de entrada no braço, que inclui a conexão do braço à tubulação, como um joelho ou tubo. Assim, com o objetivo de padronizar a forma das correlações aplicadas nesse trabalho, correlações baseadas no comprimento equivalente foram também aplicadas para avaliar a perda de carga localizada em orifícios.

Os braços A e B são semelhantes, apresentando orifícios de geometria circular ou oblongos, situados em uma superfície abaulada. A Figura 4.26 mostra o braço A, indicando cada um de seus orifícios. A geometria do braço aspersor B foi mostrada anteriormente na Figura 4.16. Na Figura 4.27 são apresentados os resultados de simulação para o comprimento

equivalente para cada orifício do braço A, enquanto para o braço B os resultados são apresentados na Figura 4.28.

Verificou-se que houve grande dependência do valor L_{eq}/D com Reynolds e que os dados foram bem correlacionados, com os coeficientes de determinação obtidos para cada correlação foram próximos de 1. O principal fator que influencia a vazão do orifício é o seu diâmetro, o qual varia entre 2,9 mm e 4,1 mm para os braços, de modo que um maior diâmetro impacta em uma maior vazão. Por outro lado, a posição do orifício no braço em relação à entrada não apresentou influência significativa na vazão individual dos orifícios.

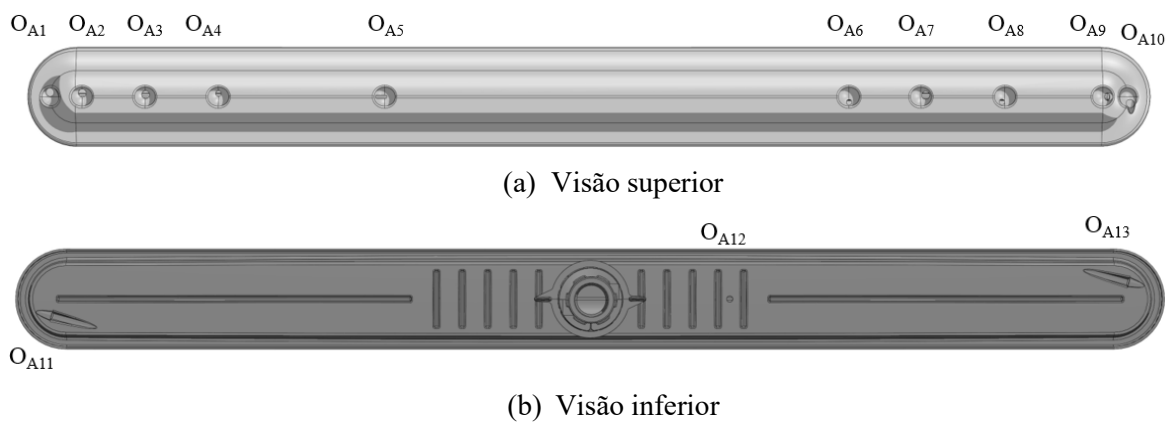


Figura 4.26 – Geometria dos orifícios do braço aspensor A.

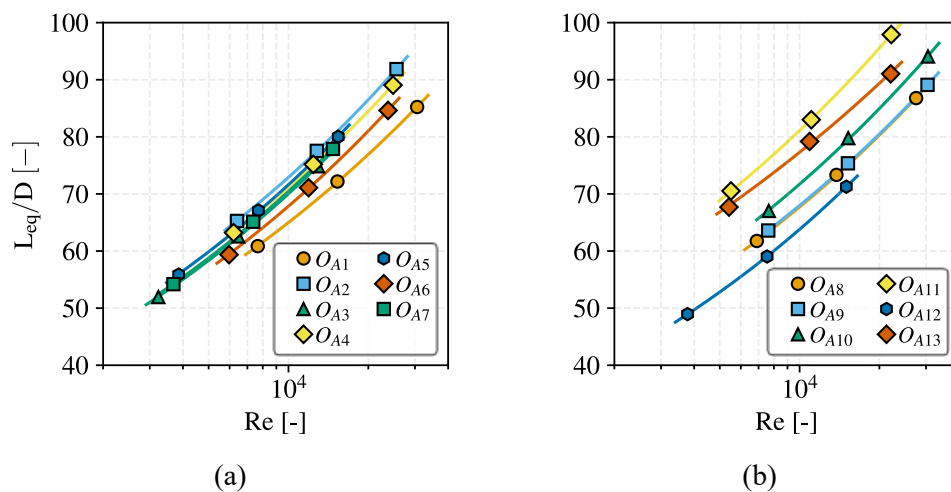


Figura 4.27 – Correlações (linhas contínuas) e resultados para L_{eq}/D obtidas a partir do modelo numérico para o braço aspensor A.

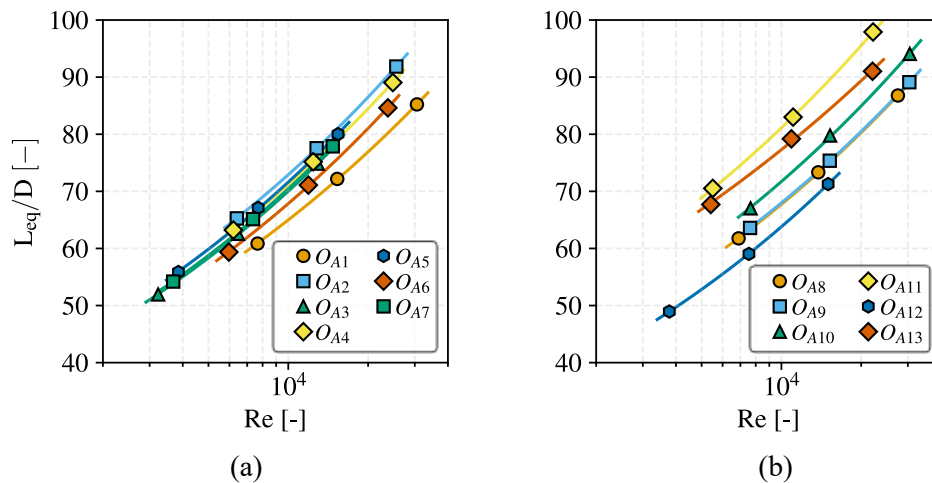


Figura 4.28 – Correlações do comprimento equivalente em função do número de Reynolds para o braço aspersor B.

O braço aspersor C, apresentado na Figura 4.29, difere dos demais pois é o único braço do sistema hidráulico que não possui rotação passiva. Esse braço possui um total de 12 orifícios, 6 com formato circular (O_{C1} a O_{C6}) com diâmetro de 3,4 mm, e outros 6 orifícios no formato de um rasgo (O_{C7} a O_{C12}) com diâmetro hidráulico de 2,6 mm.

A Figura 4.30 apresenta os resultados de L_{eq}/D para os dois grupos de orifícios do braço aspersor C. Observa-se que, mesmo para orifícios de mesmo diâmetro, os valores de L_{eq}/D são distintos, sendo menores para os orifícios mais distantes da entrada. Foi verificado no modelo numérico que nesses orifícios ocorrem as maiores vazões. Isso indica que há uma menor resistência entre a seção de entrada do braço aspersor e os orifícios de saída mais afastados, o que pode ser explicado pela análise dos campos de pressão e velocidade na Figura 4.31, em que foi verificada maior pressão na extremidade esquerda do braço. Essa observação é válida quando se considera analogia elétrica, com resistências adotadas entre a entrada do braço e cada um de seus orifícios.

O braço aspersor D, posicionado na parte superior do sistema hidráulico, é apresentado na Figura 4.32, onde estão indicados os orifícios de saída. A Figura 4.33a mostra o campo de pressão na região de entrada do braço, onde se notam regiões de separação do escoamento e de estagnação, devido a mudanças bruscas na direção do escoamento. Esse comportamento é reforçado pela Figura 4.33b, que apresenta as linhas de corrente e permite identificar regiões de recirculação. Tais efeitos contribuem para o aumento da perda de carga localizada.

A adoção do comprimento equivalente para modelar a perda de carga nos braços C e D mostra-se uma abordagem vantajosa, pois possibilita incluir, em uma única correlação, todas

as perdas associadas desde a entrada até cada orifício de saída. As correlações para cada orifício são apresentadas na Figura 4.34.

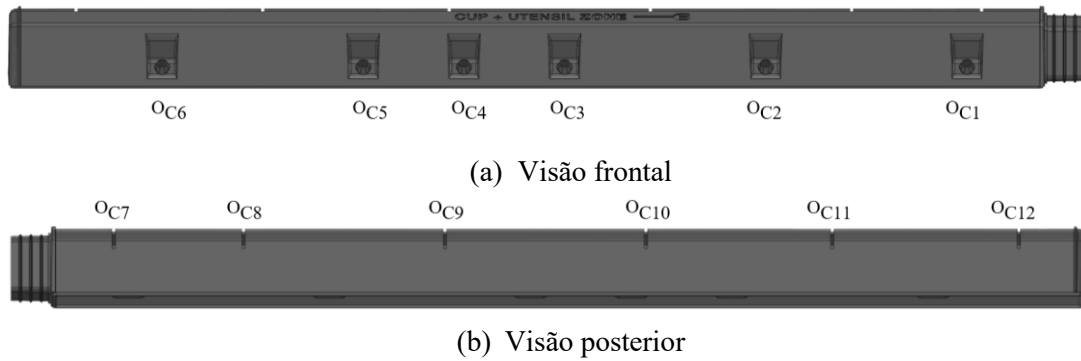


Figura 4.29 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor C.

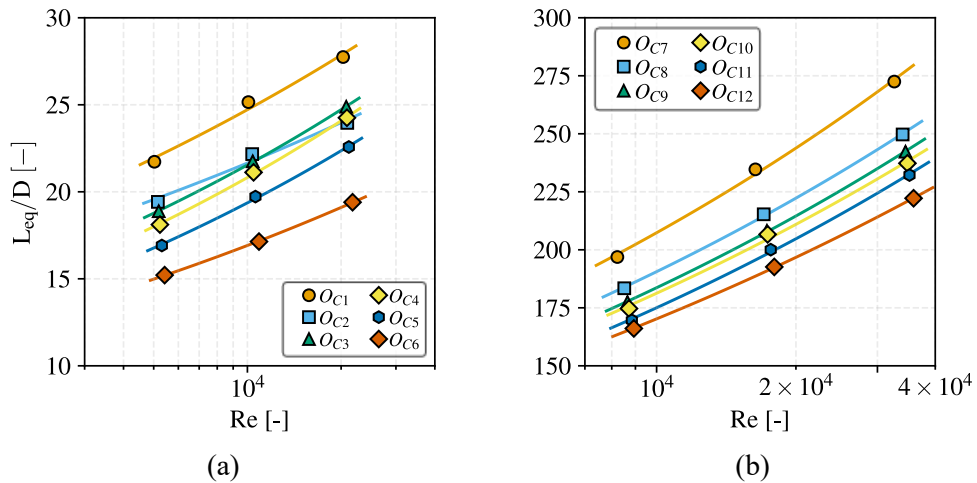


Figura 4.30 – Correlações do comprimento equivalente em função do número de Reynolds para o braço aspersor C.

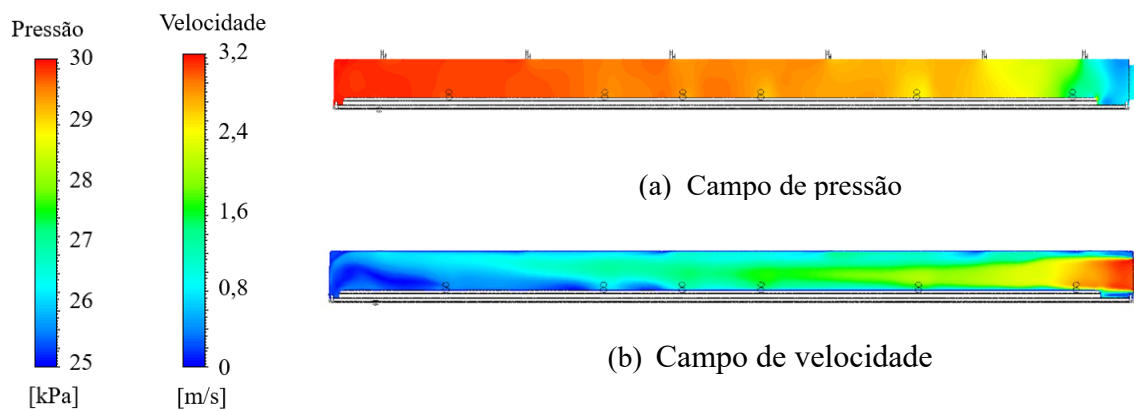


Figura 4.31 – Contorno de pressão no interior do braço aspersor C para vazão de 0,8 kg/s.

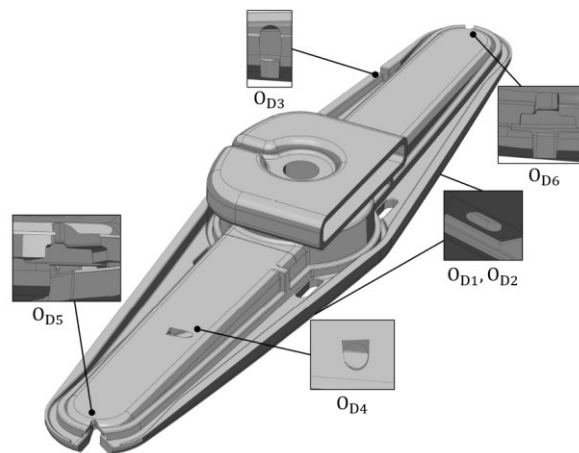


Figura 4.32 – Visão detalhada dos orifícios do braço aspersor D.

Tabela 4.7 – Diâmetro hidráulico dos orifícios de saída do braço aspersor D.

	O _{D1-2}	O _{D3}	O _{D4}	O _{D5}	O _{D6}
D _h [mm]	3,28	2,84	2,93	3,49	2,37

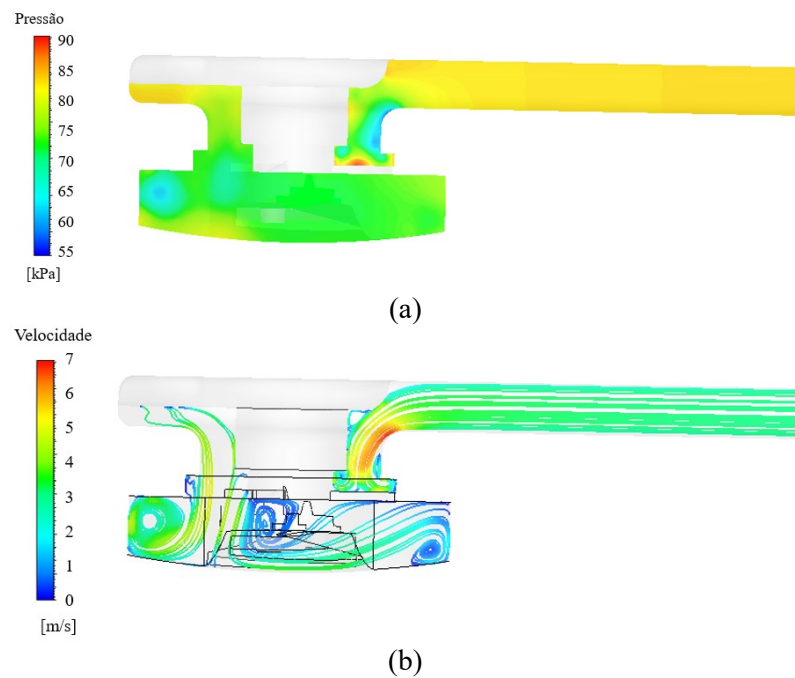


Figura 4.33 – Resultados do modelo numérico para vazão de 0,8 kg/s de (a) pressão no interior no braço e (b) linhas de corrente na região de entrada do braço.

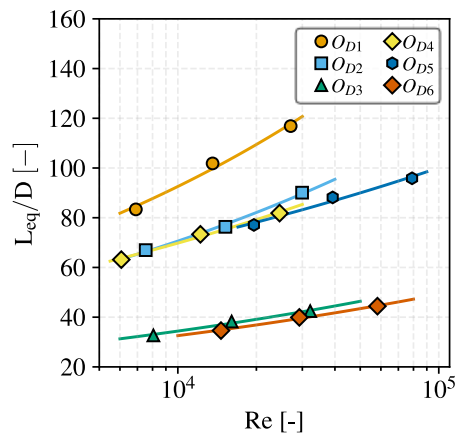


Figura 4.34 – Correlações para perda de carga localizada no braço aspersor D.

4.5 CURVAS DE DESEMPENHO DA BOMBA

A curva de altura de carga (H_b) da bomba foi obtida com a bancada descrita na Seção 3.3, cobrindo toda a faixa de operação da máquina de lavar louças: vazões de 0 a 100 l/min e rotações de até 3200 rpm. A altura de carga foi determinada pelo balanço de energia mecânica entre as seções de sucção e descarga, sendo necessárias medições de vazão de água e da diferença de pressão entre essas seções. Além disso, um modelo numérico para a bomba foi desenvolvido, utilizando o código comercial de CFD ANSYS CFX (2023 R1). Nesse modelo foi prescrita a vazão na entrada e pressão estática na saída, obtida da análise experimental, e a rotação do rotor. Os valores de vazão e rotação utilizados foram os mesmos da análise experimental. O modelo foi aplicado posteriormente para determinar a eficiência mecânica da bomba, além de fornecer dados de torque para a determinação da constante de torque do motor (K_t).

A Figura 4.35 mostra os resultados de a altura de carga obtidos para diferentes vazões e rotações da bomba a partir da análise experimental e numérica. As curvas de altura de carga seguem o comportamento característico de uma bomba centrífuga. A incerteza experimental, detalhada no Apêndice A, permaneceu abaixo de 7% para as medições de H_b . Como pode ser verificado, o modelo numérico desenvolvido para bomba foi capaz de prever em concordância com os dados experimentais a curva da bomba. A maior diferença encontrada foi de 9,5%, para rotação de 3200 RPM e vazão de 96 l/min. Entretanto, ressalta-se que para menores vazões, a diferença máxima foi consideravelmente menor, inferior a 4%.

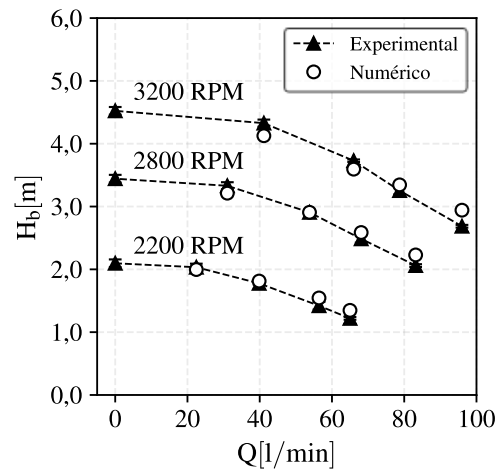


Figura 4.35 – Comparação da curva da bomba obtida a partir da análise experimental e numérica.

A eficiência global (η_g) do conjunto motor-bomba foi calculada a partir da potência elétrica consumida pelo motor e da potência hidráulica, determinadas a partir das medições obtidas com a bancada descrita na Seção 3.3. A eficiência mecânica (η_m) foi obtida a partir do modelo CFD validado da bomba, sendo a relação entre a potência hidráulica e a potência de eixo. As curvas dessas eficiências em função da vazão são apresentadas na Figura 4.36, para diferentes rotações. No modelo de parâmetros concentrados, a curva para η_g foi empregada para o cálculo da potência elétrica consumida pela bomba, enquanto a η_m foi aplicada para determinar o torque, parâmetro necessário ao cálculo da corrente consumida pelo motor.

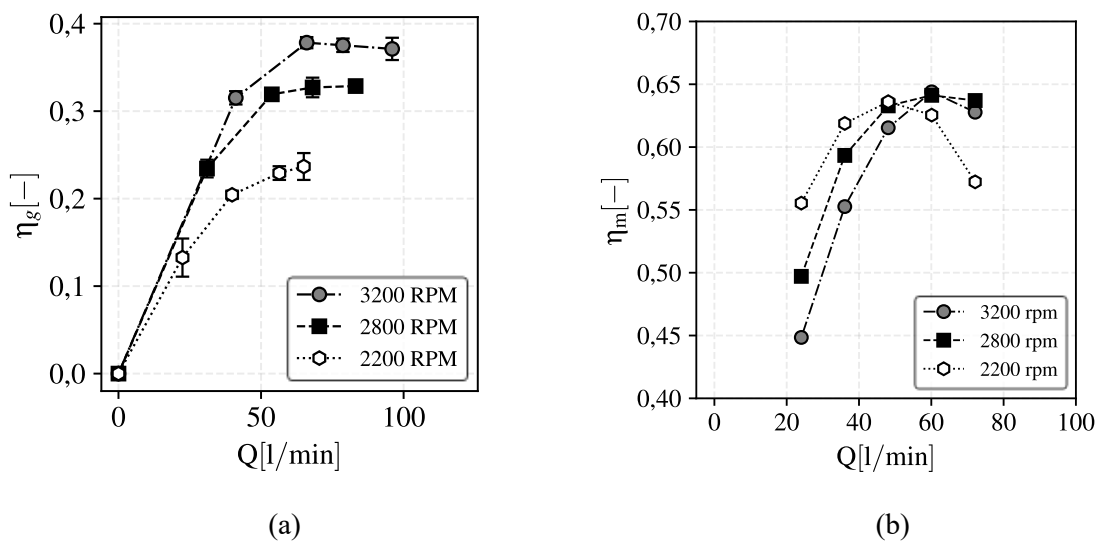


Figura 4.36 – Curvas de eficiências (a) global e (b) mecânica da bomba.

A caracterização da corrente elétrica do motor, apresentada na Figura 4.37a, baseou-se em dados fornecidos pelo fabricante. A faixa de incerteza representada refere-se exclusivamente à componente do tipo A, associada à repetitividade das medições, uma vez que não foram disponibilizadas informações sobre as incertezas dos instrumentos utilizados. Para cada condição de vazão e rotação, foram realizadas quatro medições. A análise revela uma relação aproximadamente linear entre a corrente e a vazão, para a faixa de vazão considerada. Esses dados foram usados em conjunto com resultados numéricos de torque no rotor da bomba determinar a constante de torque do motor (K_t). A relação torque e corrente obtidas é apresentada na Figura 4.37b, em que se observa um comportamento linear entre as grandezas. A constante de torque obtida para o motor a partir dos dados é 0,286 Nm/A.

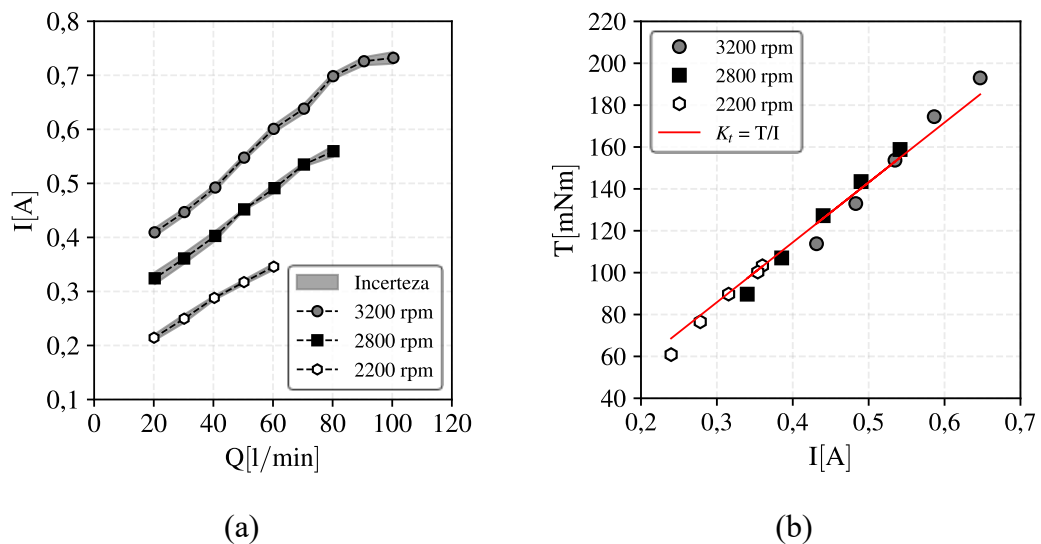


Figura 4.37 – Resultados para (a) medições de corrente no motor fornecidos pelo fabricante e (b) relação do torque com a corrente no motor.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir do modelo de parâmetros concentrados (MPC) e da análise experimental para vazão de água nos braços aspersores, desempenho da bomba, nível do reservatório de água, bem como um exemplo de emprego do modelo na otimização do sistema.

5.1 VAZÃO NOS BRAÇOS ASPERSORES

Os resultados para a vazão dos braços A e B obtidos com o MPC são mostrados na Figura 5.1, juntamente com medições realizadas com e sem vazamentos. A condição sem vazamento no experimento foi possível através da vedação das folgas nos mancais e das conexões, permitindo analisar a influência dos vazamentos na vazão dos braços.

Observa-se que para o braço A houve menor alteração na vazão entre as condições com e sem vazamento quando comparada com o braço B, com diferença máxima de até 1,9 l/min entre as condições com e sem vazamento. Ao se eliminar o vazamento na entrada do braço, a vazão nos orifícios aumenta. Esse acréscimo tende a compensar a ausência de vazamento e, assim, manter a vazão do braço em valores próximos aos observados para a condição com vazamentos. O resultado do MPC mostrou uma variação linear da vazão dos braços com a rotação da bomba, o que é consistente com a tendência dos dados experimentais. Além disso, o MPC previu em concordância com dados experimentais a vazão dos braços, mesmo na presença de vazamentos, com diferença máxima de 10,1%, conforme pode ser visto nas Tabelas 5.1 e 5.2.

Ao se eliminar os vazamentos no trecho para o braço B, houve uma redução na vazão de até 4,2 l/min, conforme mostra a Figura 5.1. Isso ocorre possivelmente porque, ao se vedar as folgas, o escoamento é forçado a ir somente para o braço, aumentando a resistência desse trecho e reduzindo a vazão. As Tabelas 5.3 e 5.4 mostram uma melhor concordância dos resultados do MPC com as medições realizadas sem vazamento, com diferença máxima entre os resultados numéricos e experimentais passando de 13,7% (com vazamento) para 1,9% (sem vazamento).

Para os braços C e D os resultados são apresentados na Figura 5.2. Nesse caso, os resultados experimentais foram obtidos apenas para a condição com vazamento, visto que não

foi possível a vedação das folgas devido à falta de acesso físico ao braço D. Novamente, foi verificado que a vazão nos braços aumenta linearmente com a rotação da bomba. As diferenças em relação aos dados experimentais são indicadas nas Tabela 5.5 e Tabela 5.6, em que foram verificadas diferenças de até -11,43 e -8,25%, respectivamente, para os braços C e D.

Em conclusão, apesar das diferenças encontradas, os resultados mostram que o MPC é capaz de prever a vazão dos braços de modo satisfatório, mesmo sem dados da de vazamento, com diferenças de no máximo 10,1%.

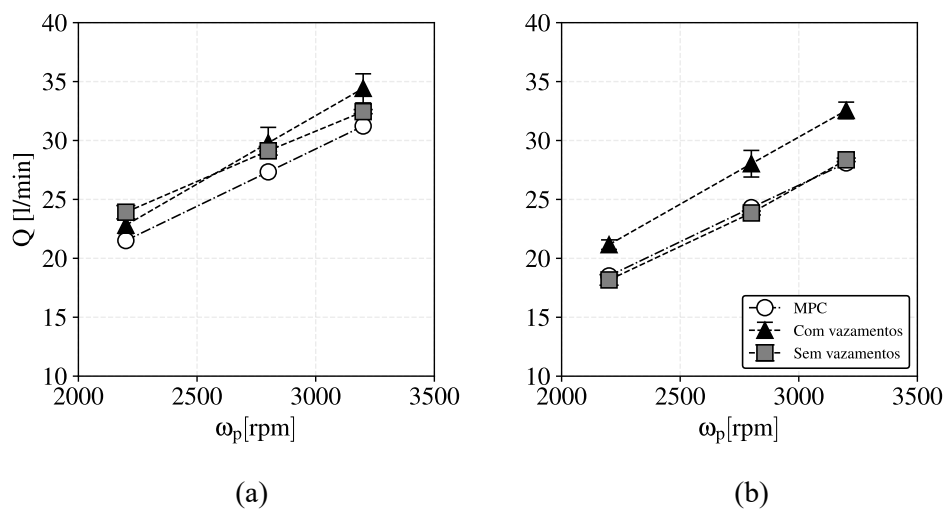


Figura 5.1 – Comparação dos resultados de vazão dos braços aspersores (a) A e (b) B.

Tabela 5.1 – Resultados para vazão individual do braço aspersor A para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição com vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	22,81 ± 0,71	29,80 ± 1,32	34,42 ± 1,23
MPC	21,51	27,33	31,23
Diferença [%]	-5,72	-8,27	-9,29

Tabela 5.2 – Resultados para vazão individual do braço aspersor A para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição sem vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	23,91 ± 0,56	29,13 ± 0,36	32,45 ± 0,17
MPC	21,51	27,33	31,23
Diferença [%]	-10,07	-6,15	-3,73

Tabela 5.3 – Resultados para vazão individual do braço aspersor B para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição com vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$21,16 \pm 0,41$	$28,03 \pm 1,12$	$32,55 \pm 0,71$
MPC	18,51	24,31	28,10
Diferença [%]	-12,52	-13,28	-13,67

Tabela 5.4 – Resultados para vazão individual do braço aspersor B para diferentes rotações da bomba, em l/min, considerando a condição sem vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$18,17 \pm 0,44$	$23,85 \pm 0,17$	$28,36 \pm 0,15$
MPC	18,51	24,31	28,10
Diferença [%]	1,87	1,90	-0,93

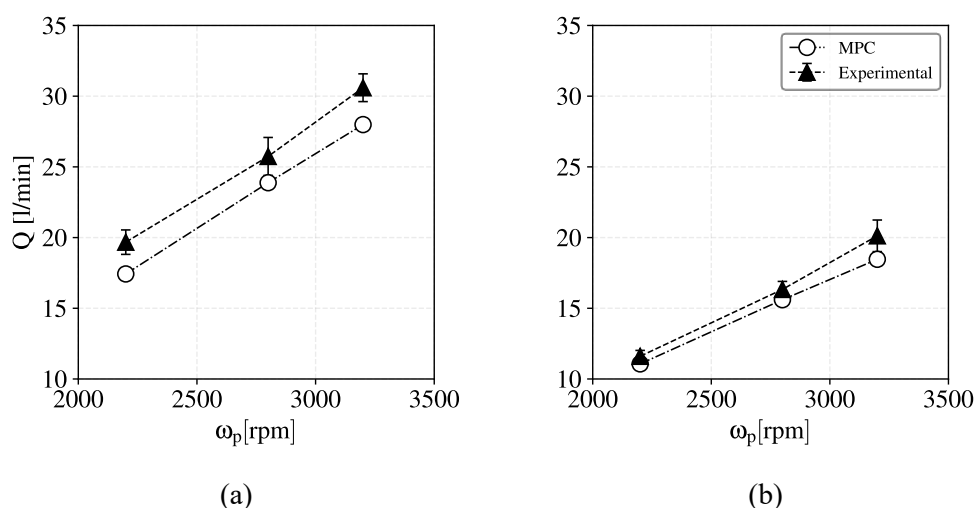


Figura 5.2 – Comparação dos resultados de vazão dos braços aspersores (a) C e (b) D.

Tabela 5.5 – Vazão individual do braço aspersor C para diferentes rotações da bomba, em l/min.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$19,68 \pm 0,86$	$25,74 \pm 1,34$	$30,60 \pm 0,98$
MPC	17,43	23,88	27,99
Diferença [%]	-11,43	-7,23	-8,52

Tabela 5.6 – Vazão individual do braço aspersor D para diferentes rotações da bomba, em l/min.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$11,60 \pm 0,42$	$16,33 \pm 0,57$	$20,13 \pm 1,12$
MPC	11,07	15,60	18,46
Diferença [%]	-4,64	-4,47	-8,25

Foi identificado vazamento na conexão da válvula de controle com o tubo que conduz água até o braço aspersor C. Este vazamento é inerente também à máquina original, sendo provavelmente causado por uma folga construtiva na conexão por contato direto entre as superfícies plásticas da tubulação e da saída da válvula, sem nenhum tipo de vedação complementar. Na seção de teste, esse vazamento foi verificado em uma prateleira de coleta distinta do braço aspersor C, o que possibilitou quantificar esse vazamento para diferentes rotações da bomba. Uma correlação, apresentada na Equação 5.1 ($a = 3,387 \times 10^{-5}$ e $b = 8,897 \times 10^{-4}$) foi determinada para que o vazamento possa ser incluído no MPC. Os resultados para o vazamento são apresentados na Figura 5.4, em que diferenças inferiores a 4,84% foram verificadas.

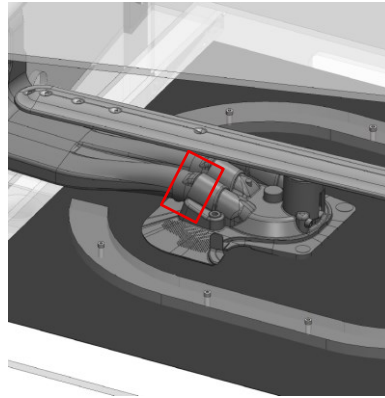


Figura 5.3 – Identificação de um ponto de vazamento identificado no sistema hidráulico da máquina de lavar louça.

$$\dot{m}_{\text{vazamento}} = a\omega_b + b \quad (5.1)$$

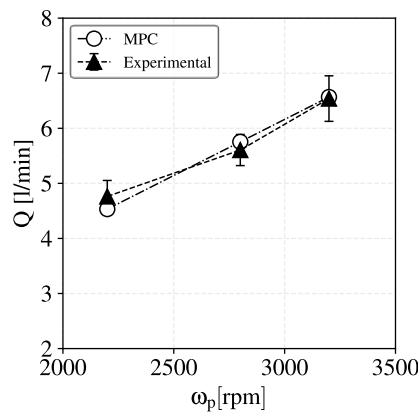


Figura 5.4 – Resultados de medição do vazamento na válvula direcional e da calibração realizada do modelo de parâmetros concentrados (MPC).

Com o objetivo de verificar a influência do vazamento na saída da válvula para o braço C sobre as vazões dos braços aspersores e a vazão total da bomba, o MPC foi empregado para simular as condições com e sem vazamento para diferentes rotações da bomba.

Conforme verificado nos resultados da Figura 5.5, as vazões dos braços aspersores permanecem relativamente inalteradas com a inclusão de vazamentos. Nas simulações, a vazão de cada braço aumenta em até 0,6 l/min quando o vazamento não é considerado, o que reduz a diferença máxima de 11,4% para 9,3% as diferenças em relação ao experimental. Essa baixa sensibilidade da vazão dos braços deve-se à configuração em paralelo do circuito hidráulico, em que variações em um trecho afetam menos significativamente os demais.

Em contraste, a vazão total da bomba é consideravelmente afetada pelos vazamentos. Ao excluir o vazamento da simulação, a diferença máxima em relação aos dados experimentais aumenta de 9,1%, para 19,7%. Apesar dessa relevante influência, os vazamentos do sistema são muito difíceis de serem incluídos na análise numérica, já que dependem de aspectos geométricos de difícil determinação, como as folgas nas conexões e nos mancais dos braços. Contudo, os resultados apresentados mostram que é possível obter uma boa estimativa da vazão individual dos braços mesmo desprezando os vazamentos.

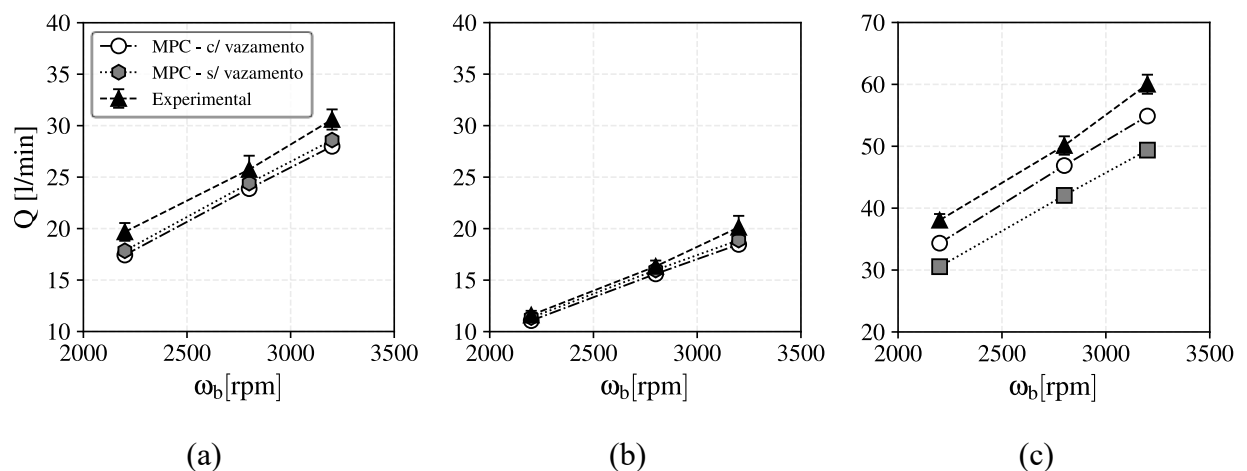


Figura 5.5 – Análise de sensibilidade da influência do vazamento encontrado na vazão dos braços aspersores (a) C e (b) D e da (c) bomba.

A Figura 5.6 mostra a evolução das vazões dos braços aspersores no tempo, considerando aceleração da bomba de 71 rot/s^2 e uma rotação final de 3200 rpm. As retas verticais mostram os instantes em que foi verificada a saída dos jatos para cada braço aspersor, que foram medidos monitorando cada braço através do gabinete de acrílico da seção de teste.

Apesar de não estar indicada a faixa de incerteza da medição, ressalta-se que esse valor é inferior a 5,5% do valor médio.

Como pode ser observado na Figura 5.6a, o modelo segue a mesma tendência do experimento, em que primeiramente é pressurizado o braço aspersor A e, em seguida o braço aspersor B. Na Figura 5.6b, para os braços C e D, o mesmo é observado, em que primeiramente o braço C é acionado e posteriormente o braço D. Isso reforça a conclusão de que o transiente de enchimento é pouco significativo, sendo maior influenciado pela a rampa de aceleração da bomba.

Os resultados do MPC para vazão do orifício de saída da válvula direcional são mostrados na Figura 5.7, para os trechos AB e CD. Apesar de seguir a mesma tendência dos dados experimentais, a concordância do modelo com as medições não foi verificada, apresentando diferenças de até -34,38%, conforme pode ser verificado nas Tabelas 5.7 e 5.8. No entanto, a vazão desse orifício representa no máximo 5,27% da vazão total do sistema, com base nos dados experimentais. Assim, não há impacto significativo dessas discrepâncias nos resultados de vazão total do sistema.

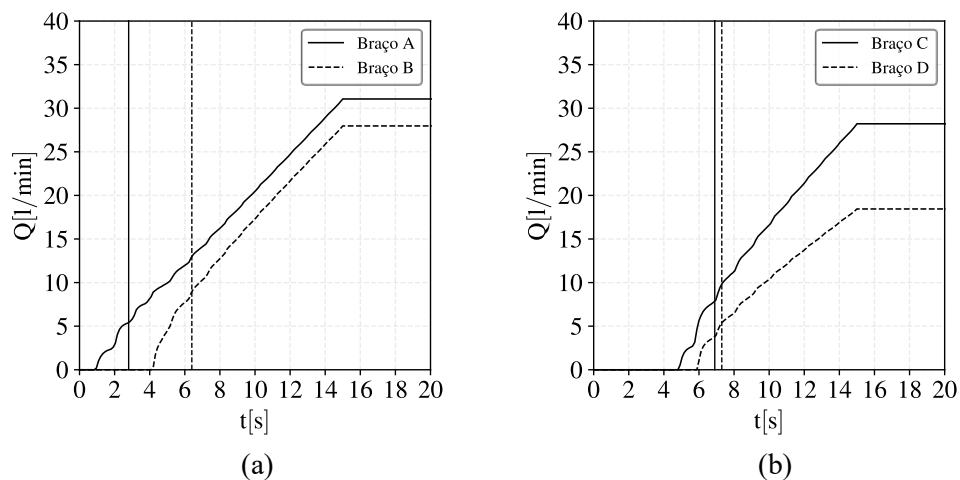


Figura 5.6 – Evolução temporal da vazão de cada braço aspersor e a indicação do instante de tempo em que a saída dos jatos foi registrada na bancada experimental.

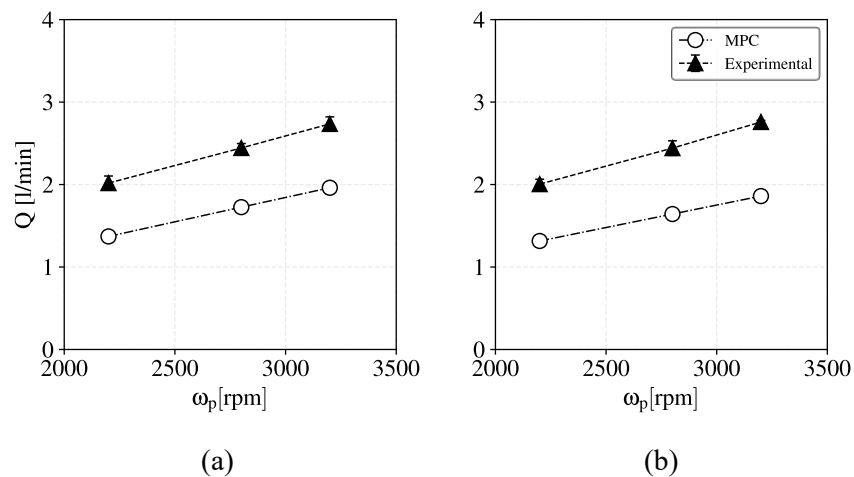


Figura 5.7 - Comparação dos resultados da vazão para o orifício de saída da válvula direcional para os braços (a) A e B e (b) C e D ativos.

Tabela 5.7 – Resultados de vazão do orifício de saída da válvula direcional para diferentes rotações da bomba, em l/min, para posição AB.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	2,02 ± 0,09	2,44 ± 0,05	2,74 ± 0,09
MPC	1,37	1,73	1,97
Diferença [%]	-32,06	-29,37	-28,31

Tabela 5.8 – Resultados de vazão do orifício de saída da válvula direcional para diferentes rotações da bomba, em l/min, para posição CD.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	2,01 ± 0,06	2,44 ± 0,09	2,76 ± 0,02
MPC	1,32	1,64	1,86
Diferença [%]	-34,38	-32,73	-32,57

5.2 DESEMPENHO DA BOMBA HIDRÁULICA

Nesta seção são apresentados os resultados para vazão de água e altura de carga da bomba e a potência elétrica e corrente consumidas pelo motor.

5.2.1 Altura de carga e vazão

A Figura 5.8 apresenta os resultados de vazão da bomba para diferentes rotações, considerando ambas as posições da válvula direcional (braços A e B ou C e D ativos). Novamente, para o caso dos braços A e B ativos, os resultados de vazão do MPC foram

comparados com medições nas condições com e sem vazamentos. Como pode ser verificado nas Tabelas 5.9 e 5.10 que as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são menores na condição sem vazamento, atingindo uma diferença máxima de 6,2%. Por outro lado, a diferença em relação aos dados com vazamento é de 12,1%. Para a condição em que os braços C e D foram ativados, os resultados numéricos e experimentais foram comparados apenas para a condição com vazamento, em que o MPC previu a vazão da bomba com diferenças de até 9,8%, como indicado na Tabela 5.11.

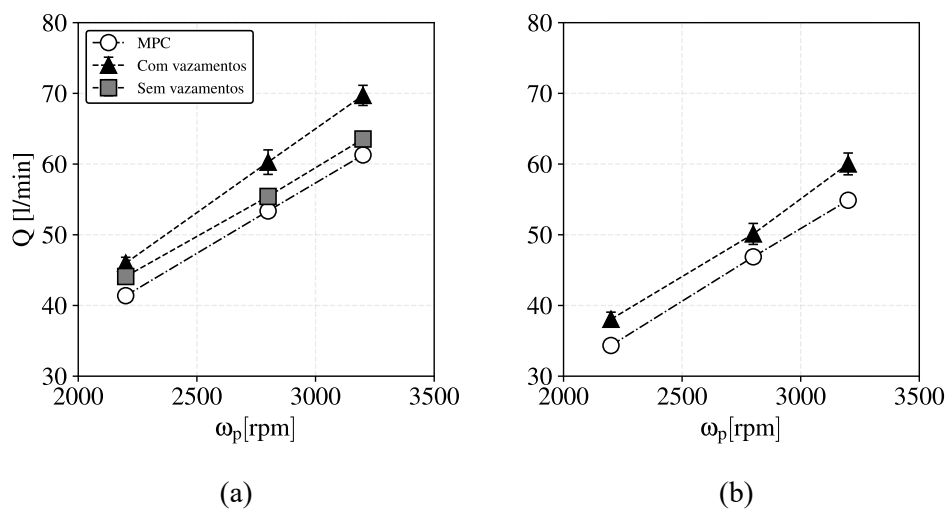


Figura 5.8 – Vazão na bomba para as condições em que os braços (a) A e B e (b) C e D estão ativados.

A Figura 5.9 mostra o ponto de operação da bomba hidráulica no sistema hidráulico da máquina de lavar louça. Esses dados foram obtidos experimentalmente, com a bancada desenvolvida para análise do sistema e a partir do MPC. É importante ressaltar que a altura de carga experimental foi calculada com base nas curvas da bomba ajustadas com um polinômio de segundo grau, da altura de carga em função da vazão da bomba.

Conforme pode ser observado, percebe-se que para a condição em que os braços A e B são pressurizados, o resultado do MPC são mais próximos para a condição sem vazamentos, com diferença máxima de 2,3%. Em relação aos dados experimentais com vazamento, as diferenças foram de até 9,0%. Apesar da melhor concordância com os dados sem vazamento, visto que o MPC não considera desses vazamentos, o modelo foi capaz de estimar o ponto de operação da bomba com uma diferença satisfatória, mesmo em relação ao sistema com vazamentos. Isso também é verificado para a condição em que os braços CD foram ativados,

em que a diferença máxima da altura de carga foi de 6,8%, mesmo o MPC não considerando os vazamentos em todo o sistema.

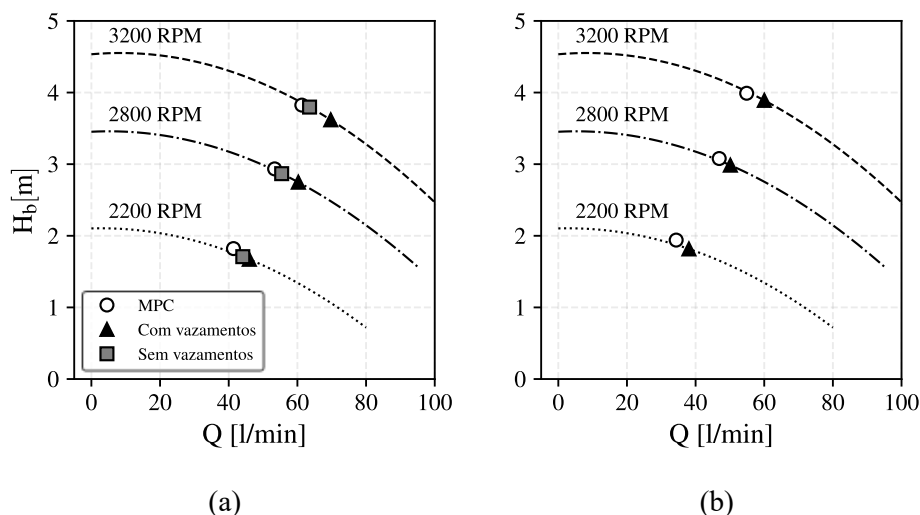


Figura 5.9 – Altura de carga da bomba para os braços (a) A e B e (b) C e D ativos.

Tabela 5.9 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços A e B ativos, considerando os vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	45,99 ± 0,83	60,27 ± 1,74	69,71 ± 1,42
MPC	41,38	53,37	61,29
Diferença [%]	-10,03	-11,46	-12,09

Tabela 5.10 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços A e B ativos, sem os vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	44,10 ± 0,72	55,42 ± 0,41	63,54 ± 0,24
MPC	41,38	53,37	61,29
Diferença [%]	-6,16	-3,71	-3,55

Tabela 5.11 – Vazão da bomba para diferentes rotações da bomba, em l/min, para os braços C e D ativos, considerando os vazamentos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	38,05 ± 1,00	50,12 ± 1,48	60,02 ± 1,54
MPC	34,34	46,88	54,88
Diferença [%]	-9,75	-6,47	-8,56

5.2.2 Potência consumida

O regime transiente do sistema foi analisado a partir dos resultados da potência elétrica consumida pelo motor. Para cada rotação, foi variada a rampa de aceleração da bomba, que parte do repouso até a rotação desejada.

As Figuras 5.10 a 5.12 apresentam os resultados da potência elétrica consumida para a condição em que os braços aspersores A e B estão ativos. Foi verificada boa concordância dos resultados do MPC com as medições, principalmente para maiores rotações. É importante ressaltar que foi adotada a simplificação de um transiente quase-estático para o MPC, no qual em cada instante de tempo, considera-se uma solução de regime permanente na rotação correspondente à rampa de aceleração da bomba. Dessa forma, o transiente de enchimento das tubulações não foi modelado.

A Tabela 5.12 mostra os resultados para regime permanente da potência elétrica consumida pelo motor. Apesar das diferenças na previsão da bomba, de até 12,09%, a potência elétrica consumida foi prevista com diferenças inferiores a 5,77%. Conforme comentado anteriormente, o MPC superestima a altura de carga da bomba e subestima as vazões. Já que a potência elétrica consumida depende da potência hidráulica, calculada com base no produto da vazão e altura de carga, os erros dessa grandeza são minimizados.

As Figuras 5.13 a 5.15 mostram os resultados da potência elétrica consumida pelo motor da bomba para o caso em que os braços C e D estão ativos. Novamente, a concordância dos resultados do MPC com dados experimentais é verificada. Nessa condição, os resultados do MPC apresentam oscilações, principalmente até instante de tempo de 20s. Essas oscilações não são físicas, sendo causas pelo solver empregado na solução do sistema de equações. Contudo, os resultados ainda foram considerados satisfatórios, considerando a concordância com os dados experimentais, com diferenças inferiores a 9,11%, como mostrado na Tabela 5.13 para regime permanente, e com custo computacional envolvido, inferior a 1,22s.

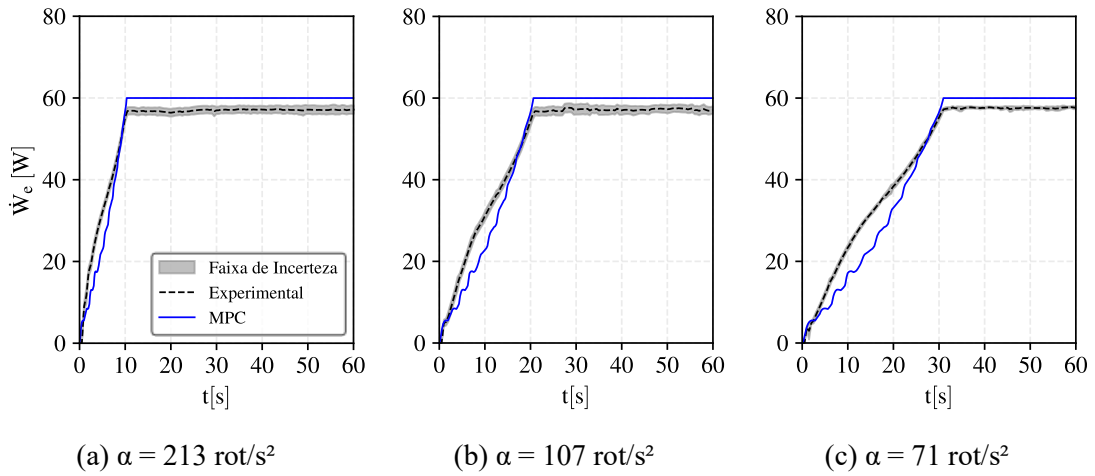


Figura 5.10 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2200 rpm, para os braços A e B ativos.

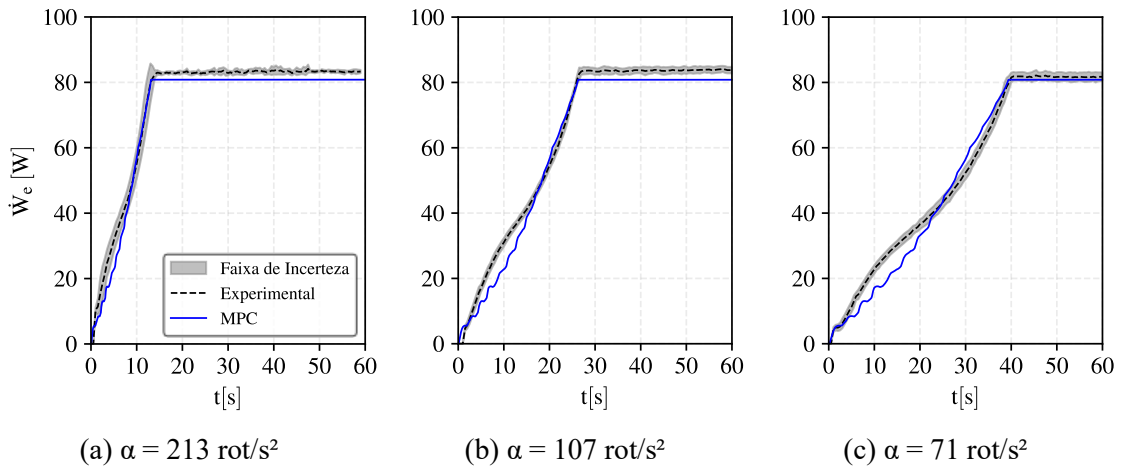


Figura 5.11 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2800 rpm, para os braços A e B ativos.

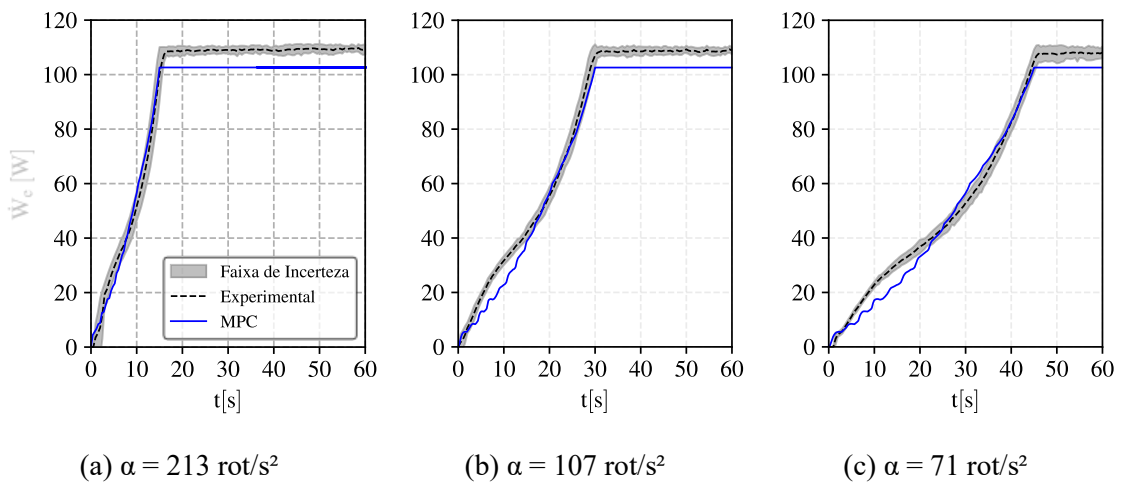
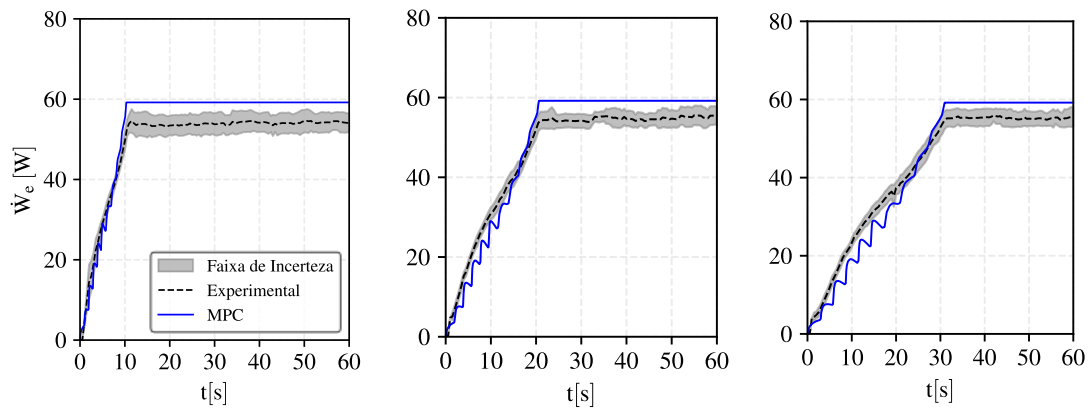


Figura 5.12 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 3200 rpm, para os braços A e B ativos.

Tabela 5.12 – Resultados do MPC e das medições da potência elétrica consumida pelo motor, para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores A e B ativos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$56,99 \pm 1,27$	$83,15 \pm 1,43$	$108,92 \pm 2,78$
MPC	60,00	80,83	102,63
Diferença [%]	5,28	-2,79	-5,77

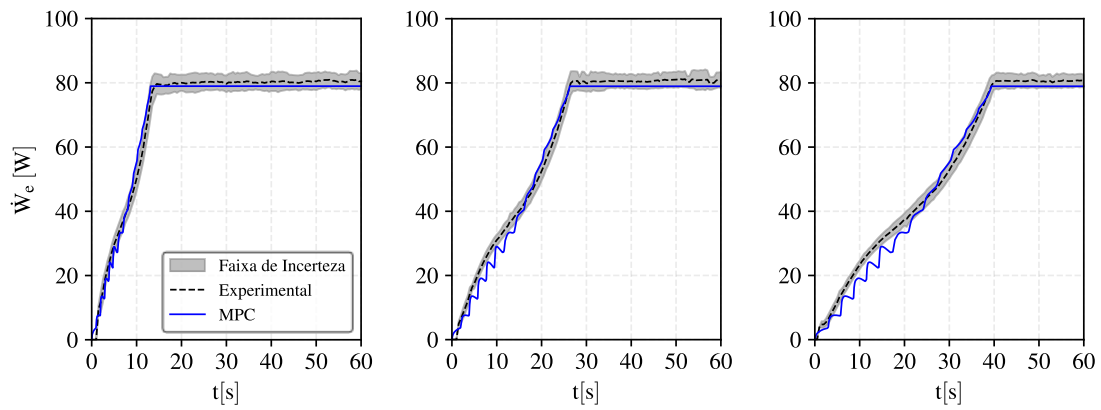


(a) $\alpha = 213 \text{ rot/s}^2$

(b) $\alpha = 107 \text{ rot/s}^2$

(c) $\alpha = 71 \text{ rot/s}^2$

Figura 5.13 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2200 rpm, para os braços C e D ativos.



(a) $\alpha = 213 \text{ rot/s}^2$

(b) $\alpha = 107 \text{ rot/s}^2$

(c) $\alpha = 71 \text{ rot/s}^2$

Figura 5.14 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 2800 rpm, para os braços C e D ativos.

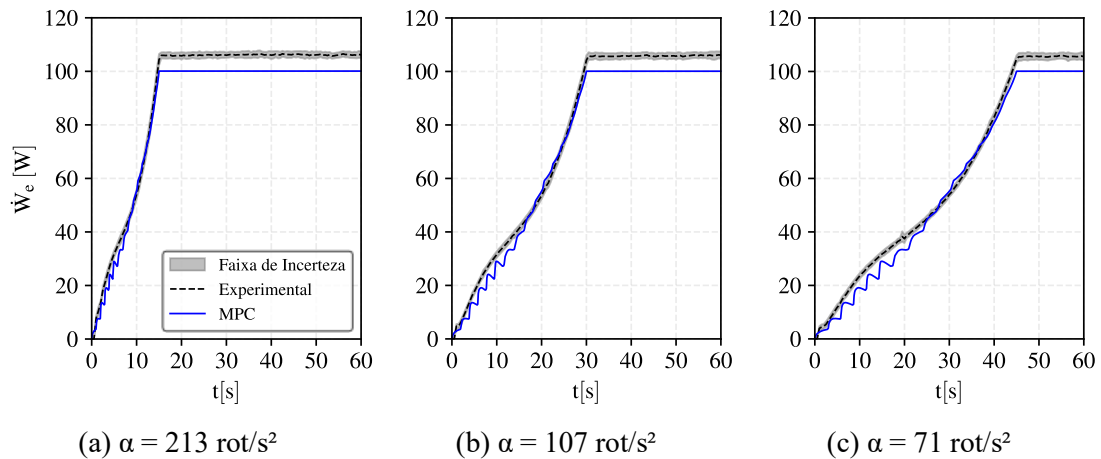


Figura 5.15 – Potência elétrica consumida pelo motor considerando diferentes acelerações até a rotação de 3200 rpm, para os braços C e D ativos.

Tabela 5.13– Resultados do MPC e das medições da potência elétrica consumida pelo motor, para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores C e D ativos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	$53,96 \pm 2,50$	$80,20 \pm 1,48$	$106,12 \pm 2,14$
MPC	58,88	78,69	100,10
Diferença [%]	9,11	-1,88	-6,01

5.2.3 Corrente consumida pelo motor

A corrente foi avaliada para regime permanente, uma vez que os dados de corrente foram fornecidos pela fabricante da máquina de lavar louça. A constante de torque do motor, que correlaciona a corrente com o torque, foi determinada a partir de dados numéricos do torque e medições de corrente, conforme discutido na seção 4.1.4, devido a impossibilidade de medir o torque durante esse trabalho. É importante ressaltar, porém, que os dados de constante de torque e eficiência da bomba são ser fornecidos pelos fabricantes do motor e da bomba.

Os resultados da corrente são mostrados nas Tabelas 5.14 e 5.15, respectivamente para as condições que os braços A e B ou C e D estão ativos. Foi verificado que o MPC é capaz de prever a corrente consumida pelo motor com erros abaixo de 10,71%, para ambas as posições da válvula de controle direcional do fluxo de água. Para rotações maiores que 2200 rpm, as diferenças diminuíram, e as diferenças foram inferiores a 4,09%. Esses resultados demonstram a capacidade do modelo em determinar a corrente consumida pelo motor, mostrando que o MPC pode ser empregado como um estimador da corrente no motor, auxiliando no dimensionamento de componentes eletrônicos das placas do sistema de controle.

Tabela 5.14 – Resultados do MPC e de medições da corrente consumida pelo motor para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores A e B ativos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	0,30	0,49	0,63
MPC	0,32	0,47	0,65
Diferença [%]	6,67	-4,09	3,17

Tabela 5.15 – Resultados do MPC e de medições da corrente consumida pelo motor para diferentes rotações da bomba, para os braços aspersores C e D ativos.

Rotação [rpm]	2200	2800	3200
Experimental	0,28	0,45	0,59
MPC	0,31	0,45	0,59
Diferença [%]	10,71	0	0

5.3 NÍVEL DE ÁGUA NO RESERVATÓRIO

Nesta seção são apresentados os resultados da análise da variação da massa de água presente no reservatório durante a partida da bomba até o regime permanente, comparando-se as condições com e sem o carregamento de louças na máquina. O objetivo dessa análise é investigar a influência da louça sobre a dinâmica de esvaziamento do reservatório, além de gerar dados para calibração e validação do modelo de parâmetros concentrados (MPC). Primeiramente é mostrada a determinação da capacidade do gabinete de lavagem (C_{ga}) a partir do aparato experimental descrito na seção 3.5. Posteriormente, esse parâmetro foi introduzido ao MPC para a previsão do nível de água no reservatório.

Na análise experimental da dinâmica do reservatório, determinou-se a capacidade do gabinete de lavagem (C_{ga}), necessária ao MPC para modelar a quantidade de água que permanece no gabinete de lavagem durante a operação da bomba. A determinação desse parâmetro foi detalhada na seção 3.5 e os resultados são mostrados na Figura 5.17. Foi verificado que os valores de C_{ga} são consideravelmente maiores que a capacidade do sistema hidráulico (C_{sis}), que é igual a 0,37 kg para a tubulação dos braços A e B e 0,64 kg para os braços C e D.

Como pode ser observado, para a condição em que os braços A e B estão ativos (Figura 5.17a), a massa de água no gabinete de lavagem se mostrou independente da presença de louças, porém aumentou com a rotação da bomba. Uma rotação maior implica em uma maior vazão dos braços aspersores, elevando-a de 46,0 para 69,7 l/min quando a rotação varia de 2200 rpm

para 3200 rpm. Esse aumento de vazão eleva o volume de água retido no gabinete de lavagem na forma de filme líquido e, conseqüentemente, reduz o nível do reservatório. Em contraste, quando os braços C e D foram ativados (Figura 5.17b), o acúmulo de água em copos mal posicionados aumentou substancialmente a massa retida, com um acréscimo de até 0,92 kg em relação à condição sem louça para a rotação de 2800 rpm.

A observação de que o carregamento de louças tem efeito desprezível na dinâmica do reservatório é consistente com as conclusões de Mohedano *et al.* (2015), que realizaram medições de velocidade do escoamento no interior de uma lava-louças. Nesse trabalho, demonstrou-se que, enquanto o fluxo ascendente é governado pela bomba, o fluxo descendente de retorno é governado primariamente pela gravidade. Os autores verificaram que a velocidade deste fluxo de retorno é a mesma, independentemente de escoar sobre as paredes internas da máquina ou sobre a superfície das louças. Este mecanismo físico explica por que a presença da louça não obstrui o retorno de água ao reservatório, justificando assim a sobreposição das curvas de esvaziamento transiente observadas no presente trabalho.

Em conclusão, os resultados revelam comportamentos contrastantes no valor da capacidade do ambiente de lavagem. Por um lado, os dados para os braços A e B ativos confirmam que é viável desenvolver uma correlação robusta para C_{ga} , aplicável ao modelo de parâmetros concentrados. Por outro lado, os dados para os braços C e D acionados expõem que C_{ga} pode variar drasticamente com o posicionamento da louça. Essa variabilidade, que depende da interação do usuário e da geometria dos utensílios, representa uma fonte de incerteza de difícil modelagem no sistema.

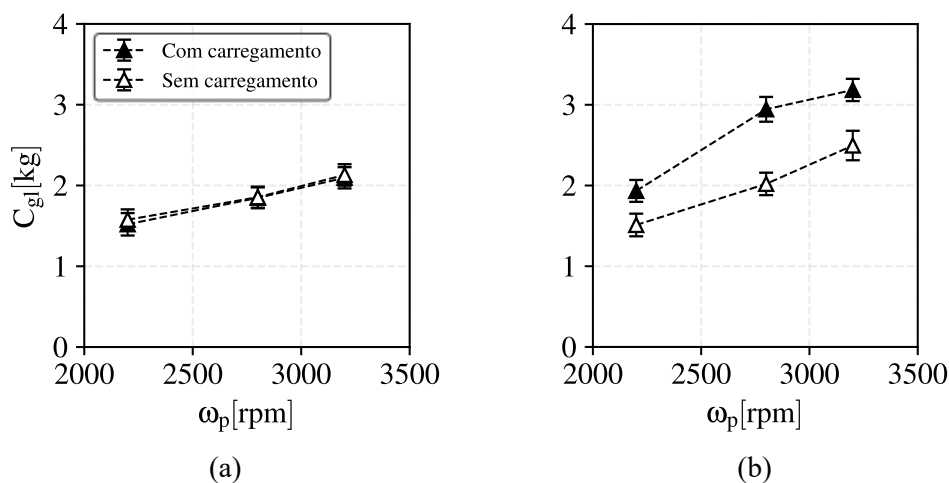


Figura 5.16 – Comparação da capacidade do gabinete de lavagem para as condições com e sem um carregamento de louça para os braços (a) A e B e (b) C e D ativados.

Os valores de C_{gl} foram introduzidos ao MPC para a modelagem do gabinete de lavagem. O gabinete de lavagem inicia-se vazio e é preenchido à medida que os braços aspersores descarregam os jatos de água. Quando a capacidade máxima é atingida, toda a água descarregada retorna ao reservatório.

A Figura 5.17 mostra os resultados obtidos para a condição em que os braços aspersores A e B são ativados. Nessa condição, conforme discutido na seção 5.5, não foram verificadas diferenças na dinâmica do reservatório entre as condições com e sem um carregamento de louça. O acionamento da bomba em $t = 5s$ inicia o processo de lavagem. Observa-se que o nível do reservatório decresce à medida que a tubulação é preenchida e devido ao acúmulo de água no gabinete de lavagem, até que regime permanente é atingido quando a bomba alcança sua rotação nominal em aproximadamente $t = 35s$. Observa-se que o MPC conseguiu prever em concordância com as medições a massa de água disponível no reservatório.

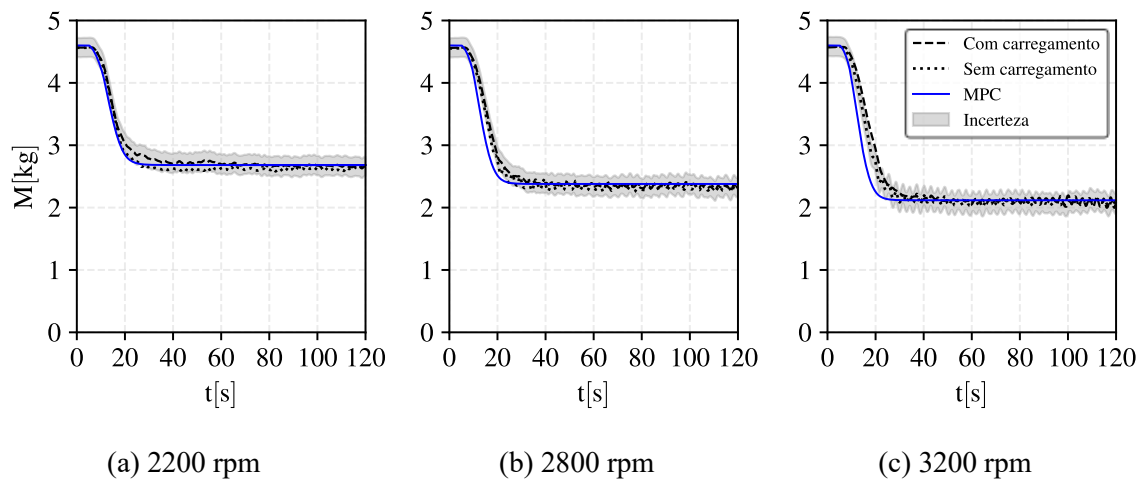


Figura 5.17 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores A e B ativados.

Na Figura 5.18 é apresentado o resultado da massa no reservatório para os braços C e D ativados, na condição sem carregamento de louça. O esvaziamento do reservatório é novamente bem previsto pelo MPC. Mesmo para condição com carregamento de louça, em que houve acúmulo de água em copos que foram mal posicionados, a dinâmica do reservatório foi bem prevista pelo MPC, como visto na Figura 5.19. É importante salientar que no modelo desenvolvido, para simplificar a modelagem, não foi feita uma discretização de que apenas jatos

específicos contribuíram para o enchimento desses copos, como aconteceu durante os experimentos.

Também é importante mencionar que a generalidade dos valores de capacidade determinados deve ser avaliada para outras configurações de geometria do gabinete de lavagem, uma vez que nesse trabalho apenas uma geometria foi analisada. Contudo, dado que a máquina opera por longos períodos, a dinâmica do reservatório pode se tornar irrelevante para a operação total do ciclo, sendo mais crucial garantir que haja água suficiente no reservatório em todos os momentos.

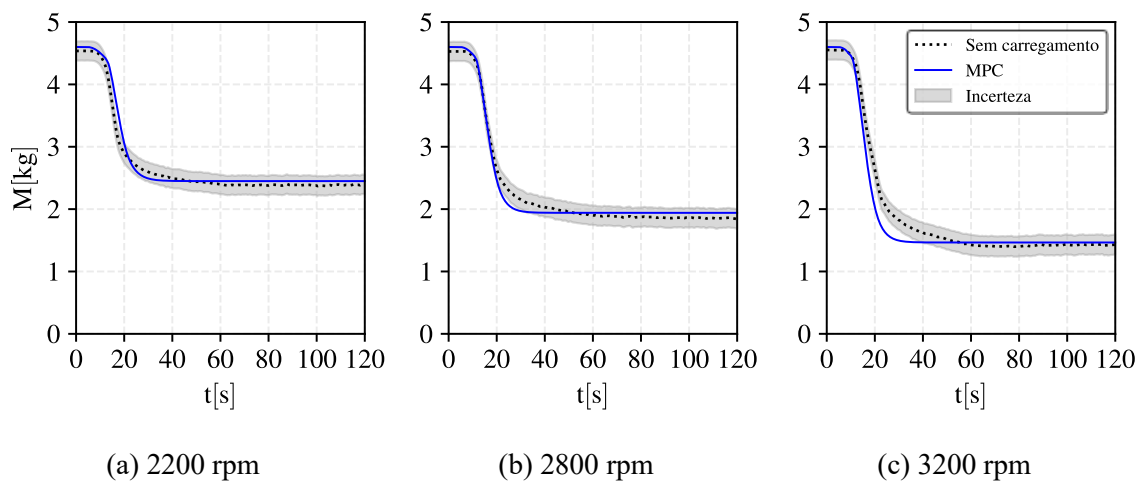


Figura 5.18 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores C e D ativados e sem carregamento de louça.

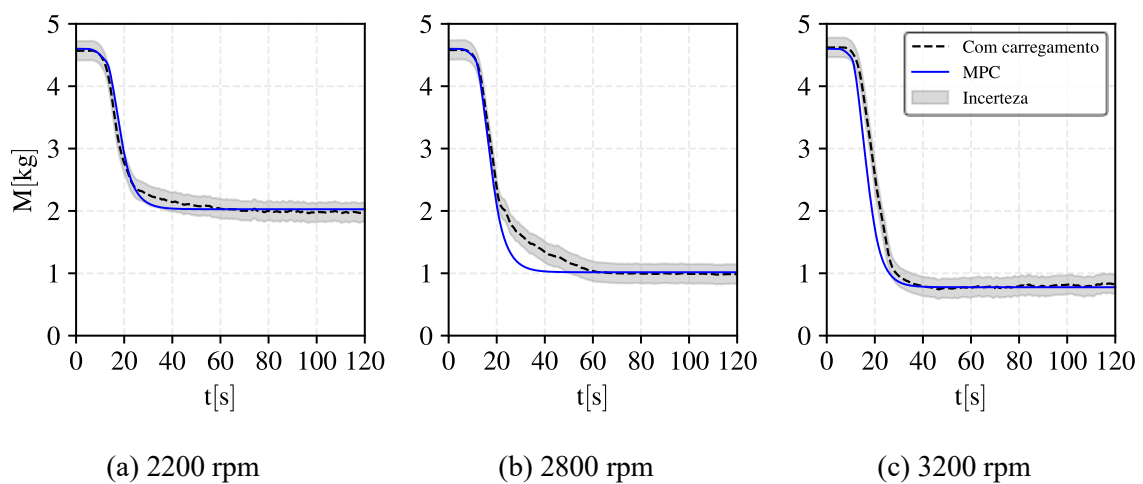


Figura 5.19 – Resultados do MPC e das medições para o nível do reservatório, considerando diferentes rotações da bomba para o caso dos braços aspersores C e D ativados e com carregamento de louça.

5.4 APLICAÇÃO EM OTIMIZAÇÃO

Esta seção demonstra a aplicação do modelo de parâmetros concentrados (MPC) como ferramenta de análise e otimização de projeto. Inicialmente, o modelo é utilizado para avaliar o sistema hidráulico original, identificando os componentes que mais contribuem para a perda de carga total. Com base nessa análise, propõe-se a modificação geométrica de dois componentes visando a redução da perda de carga. Novas correlações de perda de carga são geradas para estas geometrias e implementadas no MPC para avaliar o impacto das alterações no desempenho do sistema. Ressalta-se que este estudo de caso possui um propósito demonstrativo, ilustrando a capacidade do modelo, e não constitui uma proposta de projeto final, que demandaria análises adicionais como viabilidade de fabricação.

A Tabela 5.16 mostra as perdas distribuídas nos tubos e as perdas localizadas nos trechos A e B, considerando uma vazão de 30 l/min em cada trecho. Observa-se que as perdas distribuídas representam uma parcela muito pequena do total, sendo as perdas localizadas as principais responsáveis pela resistência hidráulica do sistema. Entre os componentes, os braços aspersores concentram as maiores perdas, pois nesse componente o escoamento sofre mudança brusca de direção, além de uma redução considerável de área entre entrada e saída.

Apesar de os braços apresentarem as maiores perdas do sistema, o componente escolhido para análise de modificação foi o componente C_{B2} . Essa escolha deve-se ao fato de que a análise dos braços envolve maior complexidade, requerendo o estudo dos jatos de água para garantir que a completa cobertura da louça.

A Figura 5.20a apresenta a geometria original do trecho B, destacando o componente C_{B2} , enquanto a Figura 5.20b mostra a versão modificada. As modificações visaram suavizar a transição do escoamento entre o tubo vertical e o tubo horizontal, além de eliminar a região de estagnação devida ao choque do escoamento na parede. A Figura 5.21 também apresenta a correlação obtida para o novo design, calculada a partir de simulações com o modelo CFD.

A

Tabela 5.17 compara os resultados obtidos com o MPC para a geometria original e a modificada, considerando a bomba operando a 3200 rpm. As diferenças percentuais foram calculadas em relação à geometria original. O novo design reduziu a perda localizada em quase 50%, entretanto, a altura de carga do sistema sofreu variação de apenas 0,78%. A vazão total do sistema (Q_T) aumentou em 1,78%, incremento esse atribuído praticamente de forma integral ao aumento da vazão no braço B ($Q_{b,B}$). Apesar do crescimento da vazão, o acréscimo na

potência elétrica consumida foi de apenas 0,38%, enquanto a corrente no motor aumentou 1,54%, reflexo da maior exigência de torque imposta pelo aumento de vazão.

Embora a modificação não tenha promovido um aumento expressivo na vazão, verificou-se uma redução de aproximadamente 110 ml no volume total do trecho B. Essa diminuição do volume da tubulação representa uma vantagem, uma vez que o consumo de água é menor, já que menos água é necessária para preencher o sistema durante a operação da máquina.

Para os trechos C e D, as perdas nos componentes são apresentadas na Tabela 5.18. Novamente, as maiores perdas foram observadas nos braços aspersores. Entre os demais componentes, destaca-se o C_{C2} , selecionado para análise por apresentar a maior perda. A Figura 5.23a mostra a geometria original desse componente, enquanto a Figura 5.23b apresenta a versão modificada, na qual se buscou suavizar a transição do escoamento, preservando a seção de saída necessária ao encaixe do braço aspersor. A partir do modelo CFD desse componente, obteve-se a correlação mostrada na Figura 5.23.

Os resultados da análise com o MPC são apresentados na Tabela 5.19. Constatou-se uma redução de aproximadamente 85% na perda localizada do componente $CC2$, diminuindo em aproximadamente 2% a altura de carga da bomba. Essa redução na perda de carga possibilitou um aumento de 5,7% na vazão da bomba e de quase 12% na vazão do braço aspersor C. Como esperado, a maior vazão implicou aumento da potência e da corrente do motor, devido ao acréscimo de torque requerido no motor. Além disso, a simplificação de geometria foi benéfica em termos de volume da tubulação, reduzindo em 27,9% o volume total do trecho C, correspondendo a uma economia de 84 ml de água.

Tabela 5.16 – Perdas distribuídas e localizadas nos componentes hidráulicos do trecho AB, considerando uma vazão de 30 l/min.

	Tubos	Válvula	C_{B1}	C_{B2}	Braço A	Braço B
h_l [J/kg]	0,15	1,48	0,16	5,47	263,07	256,91

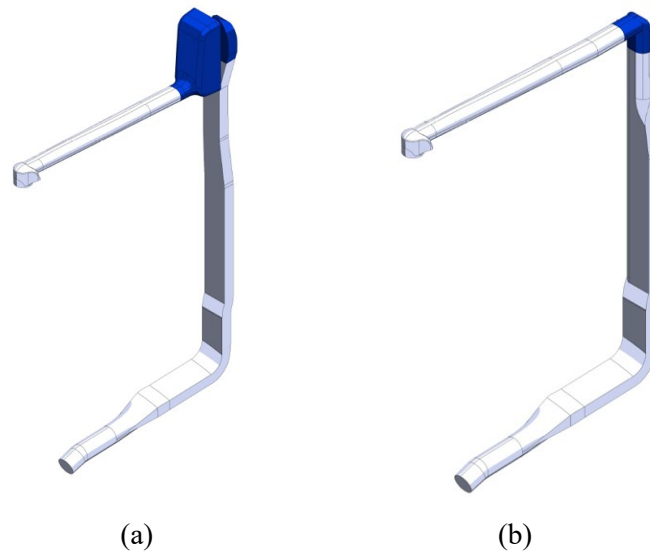


Figura 5.20 – Comparação da geometria do componente C_{B2} (a) original e (b) modificada.

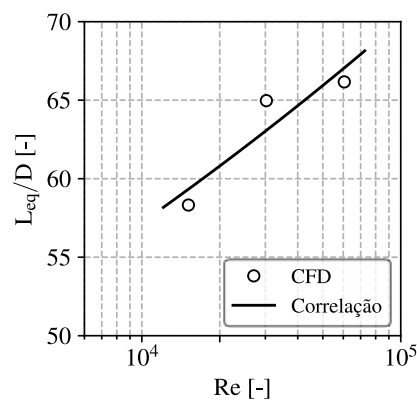


Figura 5.21 – Correlação obtida para o novo design para o componente C_{B2} .

Tabela 5.17 – Resultados da modificação realizada no componente C_{B2} . A perda localizada (h_l) foi calculada para uma vazão de 30 l/min, para ambas as geometrias.

	h_l	H_p	Q_T	$Q_{b,B}$	W_e	I	Volume
	[J/kg]	[m]	[l/min]	[l/min]	[W]	[A]	[ml]
Original	6,05	3,83	61,23	28,10	102,62	0,65	391
Modificado	2,67	3,80	62,32	29,27	103,01	0,66	280
Diferença [%]	-55,87	-0,78	1,78	4,16	0,38	1,54	-28,39

Tabela 5.18 – Perdas distribuídas e localizadas nos componentes hidráulicos dos trechos C e D, considerando uma vazão de 30 l/min.

	Tubos	Válvula	C_{C1}	C_{C2}	C_{D1}	C_{D2}	C_{D3}	Braço C	Braço D
h_l [J/kg]	0,75	5,42	0,55	13,15	0,85	2,89	2,64	99,50	243,62

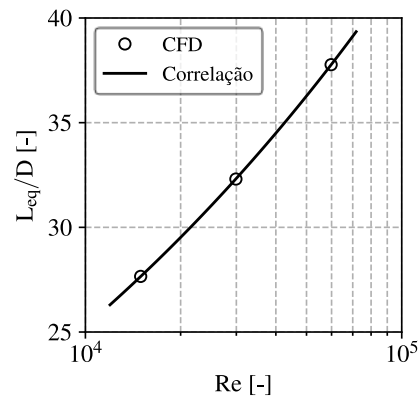


Figura 5.22 – Correlação obtida para o novo design para o componente C_{C2} .

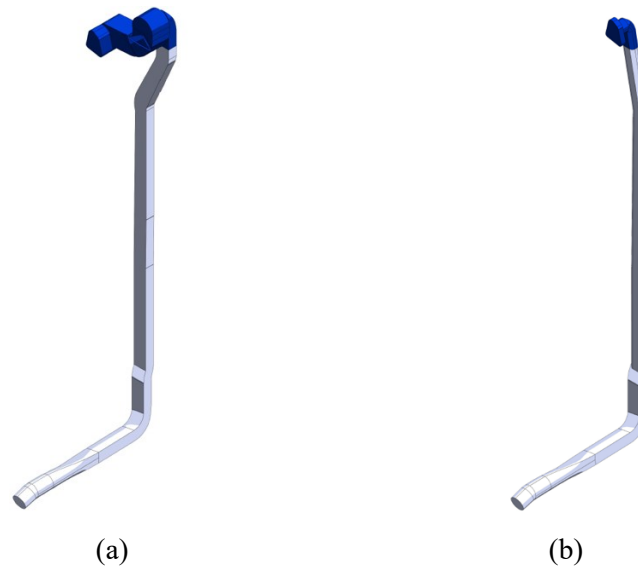


Figura 5.23 – Comparação das geometrias do componente C_{C2} (a) original e (b) modificada do trecho C do sistema hidráulico.

Tabela 5.19 – Resultados da modificação realizada no componente C_{B2} . A perda localizada (h_l) foi calculada para uma vazão de 30 l/min, para ambas as geometrias.

	h_l [J/kg]	H_p [m]	Q_t [l/min]	$Q_{b,B}$ [l/min]	W_e [W]	I [A]	Volume [ml]
Original	13,15	3,99	55,04	28,08	100,10	0,59	301
Modificado	1,88	3,91	58,19	31,50	101,40	0,62	217
Diferença [%]	-85,68	-2,01	5,72	12,18	1,30	5,08	-27,91

6 CONCLUSÕES

O projeto adequado do sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça é determinante para assegurar a eficiência da bomba e garantir a limpeza da louça. Como verificado na literatura, a maioria dos trabalhos concentram-se na análise energética do sistema, buscando alternativas para reduzir o consumo no aquecimento da água através da integração de bombas de calor ou a aplicação de material dessecante. Entretanto, estudos que se dedicam à análise e modelagem do sistema hidráulico são escassos.

Nesse contexto, o presente trabalho buscou preencher essa lacuna com o desenvolvimento de um modelo de parâmetros concentrados (MPC) capaz de simular o sistema hidráulico de máquinas de lavar louça. Perdas de carga nos componentes do sistema são avaliadas através de correlações de fator de atrito disponíveis na literatura para trechos retos de tubulações, enquanto perdas localizadas em componentes de geometrias complexas foram determinadas por meio de um modelo CFD validado experimentalmente. De fato, verificou-se que os resultados do modelo CFD apresentaram erros de até 8,3% na previsão de perdas de carga nos componentes.

Uma segunda bancada experimental foi construída para validar os resultados do MPC, com o sistema hidráulico sendo instalado em um gabinete de acrílico com divisórias, de forma a permitir a medição das vazões de cada braço e a vazão total na bomba, sem a descaracterização da curva do sistema. Além disso, essa bancada possibilitou a visualização de um vazamento considerável na saída da válvula direcional para o braço aspersor C. Esse vazamento é de difícil visualização na máquina de lavar louças, uma vez que a região fica submersa e a inspeção visual é dificultada pelas paredes.

Verificou-se que as previsões obtidas pelo MPC subestimam as vazões nos braços aspersores e da bomba, com desvios de até 13,7%. Essa discrepância pode ser em parte atribuída ao fato que as medições não permitiram distinguir entre as vazões nos braços e aquela de vazamentos, presentes em folgas dos mancais dos braços aspersores e nos encaixes dos componentes. Por exemplo, o vazamento identificado na saída da válvula direcional representa até 12,5% da vazão total da bomba. Considerando a complexidade em determinar as folgas responsáveis, o vazamento foi incorporado ao MPC por meio de calibração. Ao final, verificou-se que as vazões individuais dos braços podem ser estimadas com boa exatidão mesmo sem a inclusão do vazamento. Por outro lado, a vazão prevista pelo modelo para a bomba foi afetada em aproximadamente 10% pela inclusão do vazamento, reduzindo a diferença máxima entre

resultados numéricos e experimentais de 19,7% para 9,1%. Apesar das incertezas originadas por vazamentos no sistema hidráulico, os resultados de vazão nos braços aspersores foram considerados aceitáveis e o modelo adequado para a sua finalidade.

Além das vazões no sistema, o MPC também foi capaz de prever a potência elétrica e a corrente elétrica, apresentando diferenças em relação aos dados experimentais inferiores a 9,1% e 10,7%, respectivamente. Observou-se que o enchimento da tubulação é pouco significativo no transiente da bomba, de modo que a rampa de aceleração da bomba foi suficiente para caracterizar adequadamente a evolução temporal da potência consumida.

Em uma análise inédita, verificou-se a influência do carregamento de louça sobre o nível da água no reservatório durante a operação da bomba. Os resultados indicaram que a presença de louça tem um efeito desprezível quando os braços A e B, em posições inferiores dentro do gabinete, estão ativos. No entanto, o carregamento de louça causou uma redução significativa no nível de água no reservatório quando os braços C e D estavam ativados, devido ao acúmulo de água em copos mal posicionados no interior do gabinete. Além disso, observou-se que o nível da água diminui com o aumento da velocidade de rotação da bomba. Esses resultados evidenciam a possibilidade de se calibrar o volume de água retido no gabinete de lavagem e, assim, avaliar o nível do reservatório, mas a variabilidade introduzida pelo posicionamento da louça é fonte de incerteza na modelagem.

Concluindo a presente investigação, o MPC foi aplicado na simulação do desempenho do sistema hidráulico em que as geometrias de dois componentes foram alteradas para reduzir perdas de carga, resultando em reduções de 55,9% e 85,7% e pequena alteração na altura de carga da bomba (0,8% e 2,0%, respectivamente). Observou-se ainda que as vazões nos braços aspersores aumentaram em até 12,2%, equivalente a um acréscimo de 5,0% na vazão total do sistema. Já o consumo do motor permaneceu praticamente inalterado, com variação inferior a 1,3%. Além da menor perda de carga, as novas geometrias possuem menor volume interna, o que contribui para reduzir a massa de água necessária no reservatório.

Deve ser também destacado o baixo custo computacional do MPC, demandando menos de 2 segundos para simular o transiente do sistema em um computador com processador Intel® Core™ i5-9300H CPU 2.40GHz (2.4 GHz, 4 núcleos) e 32 GB de memória RAM. Apesar da dependência de correlações para avaliar perdas de carga em geometrias complexas, a abordagem modular do MPC permite a determinação dessas perdas via simulações CFD apenas para o componente de interesse, abrindo a possibilidade de comparação do desempenho

de diferentes componentes. Isso é particularmente útil em fases iniciais do projeto de novas máquinas, quando deve-se analisar de forma sistêmica a máquina em diferentes condições de operação e avaliar modificações em componentes do sistema hidráulico e testar algoritmos de controle do sistema.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente estudo demonstrou o potencial de um modelo simplificado e modularizado para representar o sistema hidráulico de uma máquina de lavar louça. Verificou-se que o modelo pode ser utilizado em cenários de otimização local, permitindo avaliar alterações de perdas de carga em componentes específicos e analisar os impactos dessas modificações no desempenho global do sistema. Com base nos resultados apresentados, ainda há espaço para aprimoramentos na análise do sistema hidráulico, seja pela integração de novos componentes, ou pelo aprofundando da modelagem. Diante disso, apresentam-se as seguintes sugestões de trabalhos futuros:

- Acoplamento de um modelo para o motor. O modelo de parâmetros concentrados desenvolvido neste trabalho é capaz de fornecer a carga no eixo do motor da bomba. Desse modo, um modelo dedicado ao motor poderia receber esse valor como entrada e usá-lo para calcular a potência elétrica e a corrente consumida.
- Inclusão dos pequenos vazamentos. A inclusão de vazamentos no modelo melhoraria a previsão da vazão total do sistema.
- Bancada de testes. A bancada poderia ser adaptada para testar diferentes sistemas hidráulicos de máquinas de lavar louça, ampliando o alcance da análise dos resultados e aperfeiçoamento do MPC.
- Modelagem do filtro. O filtro é um componente fundamental do sistema hidráulico com a função de evitar que particulados entrem na bomba, evitando possíveis falhas. Sugere-se considerar o filtro em condições reais de funcionamento, com a perda de

carga associada podendo variar em um ciclo de lavagem devido à obstrução por particulados.

- Implementação do sistema de aquecimento de água. O grande foco dos estudos disponíveis na literatura é a eficiência energética, com o maior consumo de energia sendo associado ao aquecimento de água. Dessa forma, a implementação do sistema de aquecimento permitiria a simulação de um ciclo de lavagem, incluindo o gasto energético com aquecimento, além de permitir a análise de diferentes estratégias de aquecimento, tais como aquecedor elétrico e bombas de calor.
- Volume de água retida no gabinete. A capacidade do gabinete em reter água sob a forma de filmes de líquido foi calibrada para diferentes condições, com e sem carregamento de louça e para diferentes velocidades de rotação da bomba. Sugere-se verificar a generalidade dessa calibração, estendendo as medições a diferentes geometrias de gabinete de lavagem.
- Análise da trajetória dos jatos. A bancada desenvolvida para medição da vazão dos braços aspersores permite a visualização dos jatos. Isso permitiria analisar o varrimento do gabinete de lavagem pelos jatos, identificando regiões não atingidas pelos jatos e fornecendo subsídios para a otimização da geometria dos braços aspersores.

7 REFERÊNCIAS

- ABU-HEIBA, A.; MALHOTRA, M.; GLUESENKAMP, K. R.; PATEL, V. **Domestic Dishwasher Simulated Energy Efficiency Evaluation Using Thermoelectric Heat Pump for Water Heating and Dish Drying**. In: 5th International High Performance Buildings Conference, 2018.
- BENGTSSON, P.; BERGHEL, J. **Study of Using a Capillary Tube in a Heat Pump Dishwasher with Transient Heating**. International Journal of Refrigeration, v.67, p.1–9, 2016.
- BENGTSSON, P.; BERGHEL, J. **Concept Study of a New Method for Drying Dishware in a Heat Pump Dishwasher**. Energy Efficiency, v.10, p. 1529–1538, 2017
- BENGTSSON, P.; BERGHEL, J.; RENSTRÖM, R. **A Household Dishwasher Heated by a Heat Pump System Using an Energy Storage Unit with Water as the Heat Source. International**. Journal Of Refrigeration, v.49, p.19–27, 2015.
- BERKHOLZ, P.; STAMMINGER, R.; WNUK, G.; OWENS, J.; BERNARDE, S. **Manual Dishwashing Habits: An Empirical Analysis of UK Consumers**. International Journal of Consumer Studies, v. 34, n. 2, p. 235-242, 2010.
- CASKEY, S.L.; GROLL, E.A. **Modelica Household Dishwasher Model with External Heat Loop**. International High Performance Buildings Conference., 2018
- CHUDINA, M. **Noise as an Indicator of Cavitation in a Centrifugal Pump**. Acoustical Physics, v. 49, n. 4, p. 463-474, 2003.
- CRAWFORD, N. M., CUNNINGHAM, G., SPENCE, S. W. T. **An Experimental Investigation into The Pressure Drop for Turbulent Flow In 90° Elbow Bends**. Journal of Process Mechanical Engineering, v. 221, p.77–88, 2007.
- COLEBROOK, C.F.; **Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws**, J. Inst. Civil. Eng. Lond. 11, p.133–156, 1939.
- DE PAEPE, M.; THEUNS, E.; LENAERS, S.; VAN LOON, J. **Heat Recovery System for Dishwashers**. Applied Thermal Engineering, 23, 743–756, 2003.
- EL HEFNI, B.; BOUSKELA, D. **Modeling of a Water/Steam Cycle of the Combined Cycle Power Plant "Rio Bravo 2" with Modelica**. 5th International Modelica Conference, 5., p.11-16, 2006.
- ERIK, Ö.B. **Hydraulic Design Optimization and Performance Evaluation for A Dishwasher**. Dissertação de Mestrado, Izmir Institute of Technology, Izmir, 2019.

FRITZSON, P. **The Modelica Object-Oriented Equation-Based Language and its Openmodelica Environment with Metamodeling, Interoperability, and Parallel Execution**. Simulation, Modeling, and Programming for Autonomous Robots. Lecture Notes in Computer Science, Vol. 6472. pp, 5-14, 2010.

FLÜCK, S.; KLEINGRIES, M.; DOBER, E.; GAU, I., BON, P.; LOICHINGER, **Household Dishwasher with a Monovalent Heat Pump System**. In: 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

GAŁĘZIA, A.; JASIŃSKI, M.; MAKOWSKI, M.; MAKOWSKI, M.; KNAP, L. **An Investigation of Acoustic Noise Generated by Water Flowing Through Nozzles**. In: Proceedings of the Institute of Vehicles, Vol. 5, Issue 109, 2016

HAUER, A., FISCHER, F. **Open Adsorption System for An Energy Efficient Dishwasher**. Chemie-Ingenieur-Technik, v.83(1–2), 61–66, 2011.

IDELCHIK, I. E. **Handbook of Hydraulic Resistance** Washington, DC, Hemisphere Publishing Corporation, 4th edição, 2007.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 4185:1980 - Measurement of liquid flow in closed conduits — Weighing method. 1st ed. Geneva: ISO. 21 p, 1980.

JENSEN, B.; FRIIS, A. **Critical Wall Shear Stress for the EHEDG Test method**. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, v.43, p. 831–840, 2004.

KIM, A. R.; HAHM, J. Y.; CHO, J. H.; JO, W.; KO, H. S. **Development of Flow Visualization Technique for Analysis of Flow Distribution inside Dishwasher**. Journal of the Korean Society of Visualization, v.11, p.12–17, 2013

KHORASANI, S. M. H. **Hydraulic Simulation Model for Dishwasher**. Dissertação de Mestrado, KTH Royal Institute of Technology, School of Engineering Sciences, Estocolmo, 2018.

KAWALE, S., & CHANDRAMOHAN, V. P. **CFD Simulation of Estimating Critical Shear Stress for Cleaning Flat Soiled Surface**. Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences, v.42, p.2137–2145, 2017.

KILAVUZ, F.; GÖREN KIRAL, B. **Design Optimization of Mechanical Valves in Dishwashers Based on the Minimization of Pressure Losses**. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, v. 70, n. 3-4, p. 194-208, 2024.

LI, Y.; SUN, H.; XU, H.; WANG, X.; LI, Y. **Orthogonal optimization design of the compound impeller for a new type of dishwasher pump**. *Processes*, v. 10, n. 9, 1813, 2022.

MAKOWSKI, M.; KNAP, L.; GALEZIA, A.; JASINSKI, M. **An Investigation of Acoustic Noise Generated by Water Flowing Through Nozzles**. Proceedings of the Institute of Vehicles Warsaw University of Technology, 2016.

- MATTSSON, S. E.; ELMQVIST, H.; OTTER, M. **Physical System Modeling with Modelica**. Control Engineering Practice, v.6, p.501-510, 1998.
- MODI, P.P.; JAYANTI, S. **Pressure Losses and Flow Maldistribution in Ducts with Sharp Bends**, vol. 83, pp.321-331, 2004.
- MOHEDANO, P. R.; LETZELTER, N.; AMADOR, C.; VANDERROEST, C. T.; BAKALIS, S. **Positron Emission Particle Tracking (PEPT) For the Analysis of Water Motion in A Domestic Dishwasher**. Chemical Engineering Journal, v.259, p.724–736, 2015.
- MOHEDANO, P. R.; LETZELTER, N.; BAKALIS, S. **Integrated Model for The Prediction of Cleaning Profiles Inside an Automatic Dishwasher**. v.196, p.101-112, 2017.
- MÖLLER, P.S. **A Radial Diffusor Using Incompressible Flow Between Narrowly Spaced Discs**, ASME J. Basic Eng.-T. v.88 p.155–162, 1966.
- NING, C.; LI, Y.; HUANG, P.; XU, H.; ZHENG, F. **Numerical Analysis of a New Type of Dishwasher Pump for Different Rotation Speeds of the Volute**. Frontiers in Energy Research, 9, 2022.
- OLIVEIRA, M. C; ITEN, M.; **Modelling of Industrial Water Circuits with a Customised Modelica Library**. Applied Thermal Engineering vol.169, pp.
- PATANKAR, S.V.; PRATAP, V.S.; SPALDING, D.B. **Prediction of Turbulent Flow in Curved Pipes**, Journal of Fluid Mechanics, vol. 67, pp.583-595, 1975.
- PATÍÑO-JARAMILLO G.A.; IGLESIAS, I.; VERA, M. **Laminar Flow and Pressure Loss in Planar Tee Joints: Pressure Loss Coefficient**, European Journal of Mechanics, vol. 94, pp.263-275, 2022.
- PERSSON, T. **Dishwasher and washing machine heated by a hot water circulation loop**. Applied Thermal Engineering, v.27, p.120–128, 2007.
- PETZOLD, L. R. **A description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver in Scientific Computing**, North Holland, Amsterdam, pp. 65-68, 1982.
- PETZOLD, L. R. **Methods and Software for Differential-Algebraic Systems**. Real-Time Integration Methods for Mechanical System Simulation, v.69, p. 127–140, 1990.
- PONCIROLI, R.; BIGONI, A.; CAMMI, A.; LORENZI, S.; LUZZI, L. **Object-Oriented Modelling and Simulation for the ALFRED Dynamics**. Progress in Nuclear Energy, vol. 71, p.15-29, 2014.
- ROACHE, P. J. Perspective: **A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies**. Journal of Fluid Engineering, v. 116, p. 405-413, 1994.

SANTORI, G.; FRAZZICA, A.; FRENI, A.; GALIENI, M.; BONACCORSI, L.; POLONARA, F.; RESTUCCIA, G. **Optimization and testing on an adsorption dishwasher.** *Energy*, v. 50, p.170–176, 2013.

SKARKA, W.; SOBOTA, M.; ANTYS, P.; SHARKA, M. **Enhancing Energy Efficiency of a Dishwasher via Simulation Modeling.** *Energies*, v. 17, n. 13, p. 3076, 2024.

SHENG, D.Y.; SEILD, M. **Determination of the Pressure Loss Coefficient at Control-Rod Guide Tube Flow-Hole for PWR Nuclear Fuel Assembly by Using CFD and Bernoulli Solutions,** In: NURETH-16, 2015.

SUKHAPURE, K.; BURNS, A.; MAHMUD, T.; SPOONER, J. **CFD Modelling and Validation of Head Losses in Pipe Bifurcations.** In: 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2017.

SUN, H.; XU, H.; LI, Y.; WANG, X.; LI, Y. **Parametric Analysis and Optimization Design of the Twin-Volute for a New Type of Dishwasher Pump.** *Processes*, v. 11, n. 2, 305, 2023.

TU, C. V.; WOOD, D. H. **Wall Pressure and Shear Stress Measurements Beneath an Impinging Jet.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 13, n. 4, p. 364-373, 1996.

WANG, W.; LIU, X.; SHI, Z.; LIU, H. **Investigation of Heat Transfer and Energy Distribution Inside Dishwasher Based on a Coupled 3D-1D Simulation Method.** *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 49, 2023.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics.** 4. ed. Boston: McGraw-Hill, p.331, 1999.

YILDIRAN, V. C.; YAVUZ, F. E.; COLLEONI, S. G. **Investigation of the Flow Performance of the Diverter Cover in the Dishwasher.** *The Eurasia Proceedings of Science, Technology, Engineering & Mathematics (EPSTEM)*, v. 26, p. 462-473, 2023.

ZHU, Y.; ZHANG, J.; LI, Y.; HUANG, P.; XU, H.; ZHENG, F. **Experimental Investigation of Unsteady Pressure Pulsation in New Type Dishwasher Pump with Special Double-Tongue Volute.** *Machines*, v.9, Issue. 11, 2021.

Apêndice A – Balanço de Incertezas

Nesse apêndice é mostrado o cálculo das incertezas das grandezas que foram medidas nesse trabalho. Para análise dos erros aleatórios, cada ensaio foi repetido 5 vezes.

O valor da medição de um parâmetro genérico U é dado pela Equação A.1, em que U é a média das medições e u_k é a incerteza expandida.

$$U = \bar{U} \pm u_k \quad (\text{A.1})$$

A incerteza expandida (u_k) é dada pela Equação A.2, em que u_c é a incerteza padrão combinada e k é o fator de cobertura, para a distribuição t-Student, definido com base no nível de confiança de 95% e nos graus efetivos de liberdade da medição (ν_{ef}), dado pela Equação A.3.

$$u_k = u_c k \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{u_c^4}{\nu_{ef}^4} = \frac{u_1^4}{\nu_1^4} + \frac{u_2^4}{\nu_2^4} + \dots + \frac{u_N^4}{\nu_N^4} \quad (\text{A.3})$$

A incerteza padrão combinada (u_c) é calculada com a Equação A.4, em que cada termo u_i representa a incerteza padrão de uma fonte específica.

$$u_c^2 = u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_M^2 \quad (\text{A.4})$$

As fontes de incerteza podem ser do tipo A ou do tipo B. As fontes do tipo A estão relacionadas com o erro aleatório da medição, calculada como mostrado na Equação A.5, em que N é o número de medições realizadas e s o desvio padrão. As fontes do tipo B estão relacionadas com os erros dos instrumentos utilizados, fornecidos em certificados de calibração ou pelos fabricantes.

$$u_A = \frac{s}{\sqrt{N}} \quad (\text{A.5})$$

A Equação A.6 mostra o cálculo da propagação de incertezas. No caso das grandezas (Y) que foram obtidas a partir da medição combinada de duas ou mais grandezas (X_i), como por exemplo a vazão, obtida a partir da medição da quantidade de massa e tempo no método

gravimétrico, é necessário considerar a propagação das incertezas das diferentes grandezas. No caso de parâmetros não correlacionados, como foram os casos encontrados nesse trabalho, essa combinação é obtida pela soma quadrática das incertezas individuais.

$$u_p^2(Y) = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 u_k^2(X_i) \right] \quad (\text{A.6})$$

Apêndice B – Tabela das Correlações Desenvolvidas

Nesse apêndice são apresentados os coeficientes para as correlações desenvolvidas para os componentes do sistema hidráulico da máquina de lavar louça. As correlações, com o formato apresentado abaixo, correlacionam o comprimento equivalente adimensionalizado (L_{eq}/D) com o número de Reynolds:

$$\frac{L_{ed}}{D} = aRe^b$$

Válvula Direcional do Fluxo de Água

Posição AB (braços A e B ativados)

	a	b
Para o trecho A	9,432	0,087
Para o trecho B	18,521	0,1156
Orifício de saída	4,411	0,335

Posição CD (braços C e D ativados)

	a	b
Para o trecho C	50,894	0,213
Para o trecho D	25,683	0,237
Orifício de saída	5,404	0,334

Trecho A

Orifício – Braço Aspersor A	D_h [mm]	a	b
O _{A1}	4,142	6,932	0,243
O _{A2}	3,730	7,525	0,247
O _{A3}	2,617	6,215	0,263
O _{A4}	3,668	7,311	0,247
O _{A5}	2,602	6,623	0,258
O _{A6}	2,569	6,413	0,256
O _{A7}	2,547	6,352	0,261
O _{A8}	3,573	7,063	0,245
O _{A9}	3,611	7,214	0,243
O _{A10}	3,977	7,562	0,244
O _{A11}	3,494	9,238	0,236
O _{A12}	2,700	11,226	0,210

Trecho B

Componente	a	b
B1	8,058	0,024
B2	23,951	0,209

Orifício – Braço Aspersor B	D _h [mm]	a	b
O _{B1}	3,789	6,359	0,264
O _{B2}	3,504	7,122	0,248
O _{B3}	3,512	7,228	0,255
O _{B4}	3,543	7,184	0,257
O _{B5}	2,978	5,226	0,260
O _{B6}	2,983	6,965	0,264
O _{B7}	2,998	6,823	0,268
O _{B8}	3,095	5,116	0,267
O _{B9}	2,900	6,815	0,262
O _{B10}	3,362	7,261	0,260
O _{B11}	3,655	6,734	0,260
O _{B12}	3,500	7,872	0,258
O _{B13}	3,973	8,101	0,256

Trecho C

Componente	a	b
C1	4,215	0,090
C2	23,951	0,209

Orifício – Braço Aspersor C	D _h [mm]	a [-]	b [-]
O _{C1}	3,375	5,057	0,172
O _{C2}	3,375	5,584	0,147
O _{C3}	3,375	3,456	0,199
O _{C4}	3,375	3,010	0,210
O _{C5}	3,375	2,865	0,207
O _{C6}	3,375	3,366	0,175
O _{C7}	2,637	24,077	0,234
O _{C8}	2,637	24,687	0,222
O _{C9}	2,637	23,255	0,224
O _{C10}	2,637	24,153	0,219
O _{C11}	2,637	21,786	0,226
O _{C12}	2,637	24,876	0,209

Trecho D

Componente	a	b
D1	1.774	0.144
D2	10.203	0.021
D3	25.911	0.047

Orifício – Braço Aspersor D	D _h [mm]	a [-]	b [-]
O _{D1}	3,277	9,984	0,242
O _{D2}	3,278	9,523	0,218
O _{D3}	2,844	6,223	0,186
O _{D4}	2,927	12,896	0,183
O _{D5}	3,494	17,115	0,153
O _{D6}	2,365	6,274	0,179