



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES

**APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DFSS PARA ANÁLISE TÉRMICA DO
CABEÇOTE DO MOTOR ETORQ 1.6 SOBREALIMENTADO UTILIZANDO UM
MODELO CFD 3D**

Recife

2023

LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES

**APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DFSS PARA ANÁLISE TÉRMICA DO
CABEÇOTE DO MOTOR ETORQ 1.6 SOBREALIMENTADO UTILIZANDO UM
MODELO CFD 3D**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Recife

2023

Catálogo na fonte:
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

A474a

Alves, Luiz Otávio Ferrão Teixeira.

Aplicação da metodologia DFSS para análise térmica do cabeçote do motor ETORQ 1.6 sobrealimentado utilizando um modelo CFD 3D / Luiz Otávio Ferrão Teixeira Alves. – 2023.

117 f.: il., fig., quad., gráf., tab., abrev. e siglas.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Recife, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia mecânica. 2. Simulação. 3. CFD. 4. Star-CCM+. 5. Design for six sigma. 6. Temperatura do cabeçote do motor. 7. Otimização. I. Henriquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2024-17

LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES

**APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DFSS PARA ANÁLISE TÉRMICA DO
CABEÇOTE DO MOTOR ETORQ 1.6 SOBREALIMENTADO UTILIZANDO UM
MODELO CFD 3D**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como parte dos requisitos parciais para obtenção do título de doutor em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia.

Aprovada em: 14/06/2023.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Coorientador)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Profa. Dr a. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva (Examinadora Interna)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Fernando Roberto de Andrade Lima (Examinador Externo)
Comissão Nacional de Energia Nuclear

Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Gostaria de começar agradecendo a Deus por tudo que tem feito na minha vida e por ter me dado a força de vontade de concluir esta tese de doutorado.

Quero agradecer também a toda minha família por ter me dado a base de tudo e por ter me incentivado a conclusão da minha pesquisa, em especial a minha esposa.

Gostaria de fazer um agradecimento especial ao Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero que foi um grande modelo de pesquisador para mim, e por ter me seguido e guiado por toda a minha caminhada acadêmica, desde do meu TCC, passando pela Dissertação e agora na conclusão da Tese. Quero agradecer também ao meu coorientador Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa por ter plantado a semente da simulação CFD em mim, ainda quando era um aluno de graduação, e que agora consigo trabalhar na área.

Por fim, gostaria de fazer um agradecimento especial a FCA (Fiat Chrysler Automóveis) pelo suporte financeiro por meio do convênio com a UFPE, que me permitiu realizar o trabalho de conclusão de curso com o tema no qual sou apaixonado.

RESUMO

O atual trabalho tem como objetivo aplicar a metodologia DFSS (*Design for Six Sigma*) a um estudo térmico do cabeçote de um motor de combustão interna (MCI) comercial. Este estudo visa realizar uma simulação térmica CFD 3D para duas condições do motor, naturalmente aspirado e em seguida sobrealimentado e, a partir disso, comparar a temperatura para saber se o motor sobrealimentado suportaria os esforços térmicos. Depois da obtenção do mapa térmico para ambas as condições de trabalho, foi aplicada uma otimização na região de pico de temperatura do cabeçote aplicando a metodologia DFSS. As simulações CFD 3D realizadas no trabalho foram obtidas através do *software* Star-CCM+, ferramenta numérica utilizada para simulação CFD, que permitiu realizar uma simulação CHT (*Conjugate Heat Transfer*) do motor, por meio da qual é possível calcular o escoamento do fluido da camisa d'água ao mesmo tempo em que as temperaturas dos componentes sólidos do motor são obtidas, e computando também a interação entre os dois domínios. O motor utilizado para estudo foi o EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel, que através de uma parceria entre UFPE e FCA (Fiat Chrysler Automóveis) obteve-se o modelo CAD do problema. As condições de contorno do sistema foram definidas a partir de pesquisa de trabalhos publicados em periódicos e através de uma simulação termo fluída 1D, que foi apresentada em um de mestrado desenvolvido no PPGE-UFPE. Os resultados obtidos na simulação do motor sobrealimentado indicam que o cabeçote possui uma região com altas temperaturas, obtendo um aumento de temperatura de 39°C para a condição sobrealimentada. A partir da localização e do valor do pico de temperatura foi possível definir onde a otimização DFSS do sistema irá ocorrer e assim escolher os parâmetros de controle. Foram então definidos oito fatores de controle e a quantidade de variáveis de cada um. Por fim, a otimização permitiu com que o pico de temperatura chegasse a um valor de 14°C inferior que a condição naturalmente aspirada, além de expor outras configurações de parâmetros que permitiu manter a temperatura da condição sobrealimentada inferior da condição naturalmente aspirada.

Palavras-chave: simulação; CFD; Star-CCM+; design for six sigma; temperatura do cabeçote do motor; otimização.

ABSTRACT

The current work has the goal to apply the DFSS (Design for Six Sigma) methodology to an engine head thermal study of a commercial internal combustion engine (ICM). This study aims to perform a 3D CFD thermal simulation for two engine conditions, naturally aspirated and then supercharged, and from there, compare the temperature to find out if the supercharged engine would withstand the thermal stresses. After obtaining the heat map for both working conditions, an optimization will be applied in the head temperature peak region using the DFSS methodology. The 3D CFD simulations performed in this paper were obtained through the Star-CCM+ software, a numerical tool used for CFD simulation, which allowed performing a CHT (Conjugate Heat Transfer) simulation of the engine, through which it is possible to calculate the water jacket flow at the same time that the temperatures of the engine solid components are obtained, and also computing the interaction between the two domains. The engine used for the study was the EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel, which through a partnership between UFPE and FCA (Fiat Chrysler Automóveis) obtained the engine CAD. The system boundary conditions were defined based on research published in journals and through a 1D thermofluid simulation, which was presented in a master's degree developed at PPGEM-UFPE. The results obtained in the simulation of the supercharged engine indicate that the cylinder head has a region with high temperatures, obtaining a temperature increase of 39°C for the supercharged condition. From the location and value of the temperature peak, it was possible to define where the DFSS optimization of the system will occur and thus choose the control parameters. Eight control factors and the variables quantity for each were then defined. Finally, the optimization allowed the peak temperature to reach a value of 14°C lower than the naturally aspirated condition, in addition to exposing other parameter settings that allowed keeping the temperature of the supercharged condition lower than the naturally aspirated condition.

Keywords: simulation; Star-CCM+; CFD; design for six sigma; engine head temperature; optimization.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 –	Distribuição de energia no Brasil: Consumo final por setor	14
Figura 2 –	Distribuição do consumo de energia dentro do setor de transportes.....	15
Figura 3 –	Esquemático do fluxo trocado, passando primeiro pela exaustão.....	25
Figura 4 –	Resultado de aumento de velocidade na região de exaustão.....	25
Figura 5 –	Esquemático da co-simulação do gás e CHT do motor	26
Figura 6 –	Sequência dos estágios da simulação transiente	27
Figura 7 –	Configuração do circuito de arrefecimento do motor	31
Quadro 1 –	Vozes dos consumidores	31
Figura 8 –	Configuração do teste definida pelos autores.....	32
Quadro 2 –	Diagrama-P projeto DFSS	33
Figura 9 –	Resultados de razão S/N.....	34
Figura 10 –	Relação entre o sinal de entrada e a resposta de saída	34
Figura 11 –	Diagrama-P projeto DFSS.....	35
Figura 12 –	Resultados de razão S/N.....	35
Figura 13 –	Ciclos do motor.....	38
Figura 14 –	Curva p-V do ciclo de um motor.....	39
Figura 15 –	Gráfico de convergência dos resultados com o refinamento da malha.....	41
Figura 16 –	Conservação de massa para um elemento qualquer	43
Figura 17 –	Diagrama de corpo livre para um elemento qualquer	44
Figura 18 –	Taxa líquida de calor no elemento qualquer	45
Figura 19 –	Discretização de um elemento unidimensional.....	47
Figura 20 –	Elemento poliédrico existente no Star-CCM+	50
Figura 21 –	Camada de prisma existente no Star-CCM+	50
Figura 22 –	Diferença de um elemento bom e ruim pelo algoritmo <i>Cell Quality</i>	51
Figura 23 –	Descrição do cálculo do ângulo de <i>Skewness</i>	52
Figura 24 –	Divisão de um escoamento viscoso e não viscoso sobre uma placa	53
Figura 25 –	Representação da camada limite sobre uma placa	53
Figura 26 –	Transição do tipo de escoamento para uma placa de acordo com o número de <i>Reynolds</i>	54
Figura 27 –	Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo de um tubo.....	55
Figura 28 –	Tensão de cisalhamento em função da distância	55

Figura 29 – Gráfico com variação da velocidade em um escoamento turbulento em função do tempo.....	57
Figura 30 – Diferença do tipo de modelagem na turbulência.....	58
Figura 31 – Diferença do resultado para cada tipo de modelagem da turbulência.....	59
Figura 32 – Quadro com modelos de turbulência tipo <i>RANS</i>	59
Figura 33 – Formação de bolha sobre uma superfície sólida	63
Figura 34 – P-Diagrama	64
Figura 35 – Fluxograma metodologia DFSS.....	65
Quadro 3 – Exemplo de uma matriz de experimento ortogonal $L_4(2^3)$	67
Quadro 4 – Exemplo de uma matriz de experimento ortogonal $L_8(2^7)$	68
Quadro 5 – Definição de matriz ortogonal a partir dos níveis dos parâmetros do projeto...	69
Figura 36 – Exemplo de resposta de variância para um determinado experimento	70
Figura 37 – Exemplo de gráfico de efeito principal	71
Figura 38 – Fluxograma metodologia aplicada	74
Figura 39 – Fluxograma metodologia aplicada ao modelo CFD 3D.....	75
Figura 40 – Vista explodida de todos os componentes utilizados na criação do modelo.....	76
Figura 41 – Representação das condições de contorno para a válvula de exaustão	77
Figura 42 – Erros críticos de CAD que devem ser corrigidos no <i>Star-CCM+</i>	77
Figura 43 – Malha completa do motor EtorQ 1.6	79
Figura 44 – Divisão região do domo	81
Figura 45 – Condições de contorno para o cilindro, domos e pórticos de admissão e exaustão	82
Figura 46 – Condições de contorno para a região adiabática e para regiões em contato com ar e óleo	82
Figura 47 – Condições de contorno para as interfaces	83
Figura 48 – Quarto fator de controle	86
Figura 49 – Ponte de exaustão na camisa d'água do cabeçote	86
Figura 50 – Seção da ponte de exaustão na camisa d'água do cabeçote	87
Figura 51 – Espessuras da parede do cabeçote utilizado para o fator de controle 6	87
Figura 52 – Sétimo fator de controle: resistência térmica entre assento de válvula e cabeçote	88
Quadro 6 – Matriz ortogonal L_{18} desenvolvida para o projeto	91
Quadro 7 – Diagrama P	92
Figura 53 – Resultado temperatura no cabeçote.....	97

Figura 54 – Comparação da temperatura entre domos para as condições aspirada e sobrealimentada.....	98
Gráfico 1 – Porcentagem de contribuição para cada fator de controle.....	102
Gráfico 2 – Gráfico de efeitos principais.....	103
Figura 55 – Comparação da temperatura entre domos para as condições aspirada e sobrealimentada otimizada	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Legislação de emissões CONAMA	15
Tabela 2 –	Lista de modelos de turbulência e os seus respectivos Y^+ aceitáveis	61
Tabela 3 –	Tamanho dos elementos da malha	78
Tabela 4 –	Condições de contorno para o ar e o óleo	81
Tabela 5 –	Condições de contorno do bloco	83
Tabela 6 –	Condições de contorno do cabeçote	84
Tabela 7 –	Propriedades dos fluidos de arrefecimento utilizados	88
Tabela 8 –	Fatores de controle escolhidos para aplicação da metodologia DFSS	89
Tabela 9 –	Fatores de ruídos	92
Tabela 10 –	Resultados gerais para as condições aspirada e sobrealimentada	96
Tabela 11 –	Resultados da simulação de todos os experimentos	100
Tabela 12 –	Cálculo do S/N para cada experimento da matriz ortogonal	101
Tabela 13 –	Porcentagem de contribuição para cada fator de controle	102
Tabela 14 –	Cálculo das médias do S/N para cada fator de controle	103
Tabela 15 –	Configuração otimizada do estudo DFSS	104
Tabela 16 –	Resultado do cálculo do p para cada experimento	105
Tabela 17 –	Resultados de todas as configurações analisadas	106
Tabela 18 –	Configuração otimizada do estudo DFSS	108

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CC	Condições de Contorno
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DOE	Design of Experiments
DOF	Degrees of Freedom
DFSS	Design for Six Sigma
MCI	Motor de Combustão Interna
MEF	Método dos Elementos Finitos
SAE	Society of Automotive Engineers
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS DO TRABALHO	17
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	18
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	SIMULAÇÃO CFD EM MCI	19
2.2	REVISÃO METODOLOGIA DFSS	28
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	37
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI).....	37
3.1.1	Operação e funcionamento	37
3.1.2	<i>Downsizing</i>	39
3.2	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD).....	40
3.2.1	Equações governantes	42
3.2.2	Método de Volumes Finitos	46
3.2.3	<i>Software</i>	48
3.2.3.1	Malha	49
3.3	MECÂNICA DOS FLUIDOS	52
3.3.1	Camada limite	52
3.3.2	Região de entrada	54
3.4	ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS CIRCULARES – DEFININDO O VALOR DE Y^+	56
3.4.1	Modelagem de um escoamento turbulento.....	57
3.4.1.1	Modelos $k - \epsilon$ no Star-CCM+	60
3.4.2	Cálculo de Y^+ para tubos circulares.....	61
3.5	EBULIÇÃO	62
3.6	DESIGN FOR SIX SIGMA (DFSS)	64

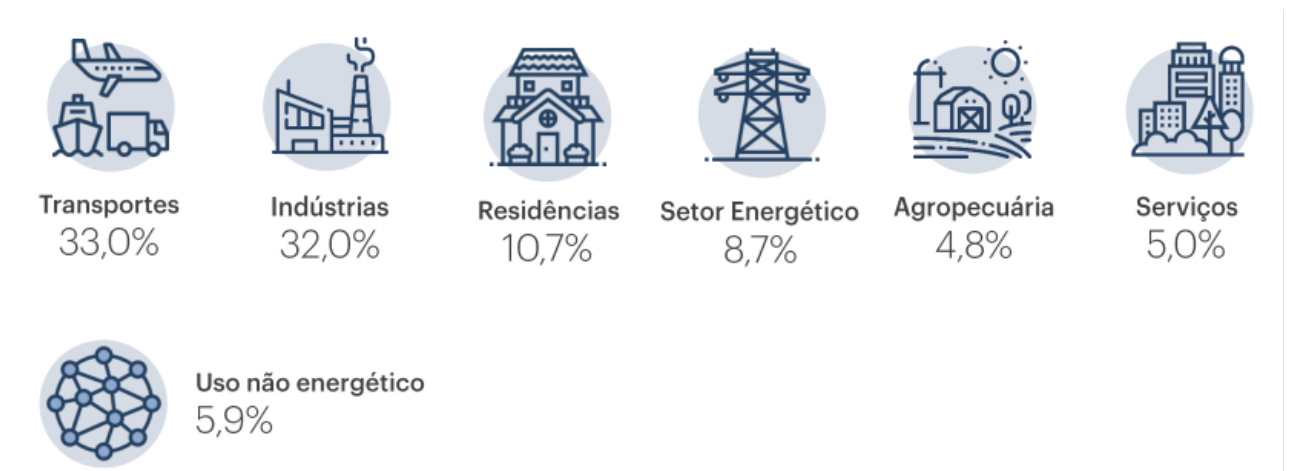
3.6.1	Metodologia DFSS	65
3.6.2	Matriz de experimento ortogonal de Taguchi.....	67
3.6.3	Análise de dados do método de Taguchi.....	69
3.6.4	Otimização: Projeto de otimização robusta de Taguchi	71
3.6.5	Fatores de ruído (<i>Noise Factors</i>)	72
4	METODOLOGIA.....	74
4.1	MODELO CHT CFD 3D MOTOR.....	75
4.1.1	Pré-processamento	75
4.1.1.1	Geometria	75
4.1.1.2	Malha.....	77
4.1.1.3	Modelos Físicos e Condições de Contorno	79
4.1.2	Solução.....	84
4.1.2.1	Configuração do computador	84
4.1.2.2	Critérios de parada.....	84
4.1.3	Pós-processamento	85
4.2	METODOLOGIA DFSS	85
4.2.1	Definição de parâmetros de otimização.....	85
4.2.2	Matriz Ortogonal.....	89
4.2.3	Fatores de Ruído (<i>Noise Factors</i>)	91
4.2.4	Diagrama P.....	92
4.2.5	Análise de dados Método Taguchi	93
5	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	96
5.1	RESULTADO SIMULAÇÃO CFD ORIGINAL	96
5.2	RESULTADOS OTIMIZAÇÃO DFSS	99
5.3	VERIFICAÇÃO DO RESULTADO DO VALOR OTIMIZADO.....	104
5.4	DIFERENTES COMBINAÇÕES DE FATORES DE CONTROLE	107
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	109
6.1	CONCLUSÕES	109
6.2	TRABALHOS FUTUROS	110
	REFERÊNCIAS	111

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna (MCI) foram criados a aproximadamente 150 anos por Nikolaus August Otto e desde seu nascimento este se encontra em constante evolução. O MCI criado por Otto foi inventado para ser uma opção de utilização frente às máquinas a vapor, que demonstrou sua superioridade pela potência desenvolvida relacionada ao tamanho/peso. Devido a esta vantagem os MCI ganharam o espaço das máquinas a vapor e foram incorporados em diversas outras aplicações até os dias atuais, como transportes coletivo e individual (carros, ônibus, barcos, trem, entre outros), transportes de cargas, indústrias no acionamento de máquinas e equipamentos (bombas, compressores) e para acionamento de grupos geradores.

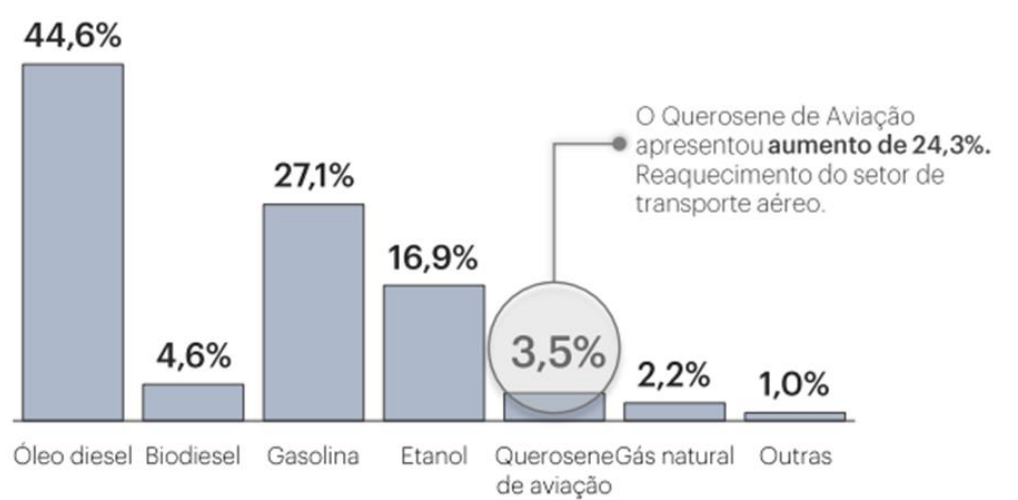
Na utilização de MCI a principal fonte de energia são os combustíveis fósseis provenientes do petróleo. De acordo com o relatório de Balanço Energético Nacional (BEN, 2022) a seção de transportes foi o setor que mais consumiu energia no Brasil para o ano base de 2019, com uma parcela de 32,7%, superando até mesmo o setor industrial que possuiu 30,4% de consumo (Figura 1). Dentro desses 32,7% o óleo diesel e a gasolina, maiores fontes de energias para MCI, possuem respectivamente 41,9% e 25,3% (Figura 2). Estes números mostram que a utilização de MCI é responsável por uma grande fatia do consumo da matriz energética nacional.

Figura 1 - Distribuição de energia no Brasil: Consumo final por setor.



Fonte: BEM (2022)

Figura 2 - Distribuição do consumo de energia dentro do setor de transportes.



Fonte: BEM (2022).

Com o grande uso de MCI proveniente dos combustíveis fósseis, como foi mostrado nos dados anteriores, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) vem criando regulamentações de emissões para os diversos tipos de veículos desde 1988. Com o passar dos anos o CONAMA vem restringindo as emissões para todos os gases e particulados proveniente da combustão. Em dezembro de 2018, o CONAMA publicou uma nova resolução (Nº492) que restringe ainda mais as emissões, como pode ser visto na tabela da Tabela 1 (Controle de Emissões Veiculares, 2020). De acordo com o CONAMA, todos os novos veículos têm que atender as emissões proposta na Tabela 1 a partir de 1º de janeiro de 2022. Na mesma resolução, o órgão também estabelece novas formas de aferir as emissões, não se limitando somente a ensaios de laboratório, mas requerendo também as emissões em tráfego real, de acordo com o capítulo VIII Art.21.

Tabela 1 - Legislação de emissões CONAMA.

Categoria	NMOG + NOx em mg/km	MP(1) em mg/km	CO em mg/km	Aldeídos(3) em mg/km	NH3(2) em ppm	Evaporativa(5)	Emissão de abastecimento(5)
Leve Passageiro	80	6	1000	15	declarar	0,5 g/teste	50 mg/L abastecido
Leve Comercial	140(3)	6(3)					
	320(4)	20(4)		-		-	-

Fonte: Controle de Emissões Veiculares (2020)

A restrição de emissões para veículos que utilizam MCI não fica restrita somente ao Brasil, isto é uma diretriz que está sendo seguida em todo o mundo, como na Europa com o Euro VI (legislação europeia para emissão veicular). Esta restrição vem sendo um catalisador para criação de novas tecnologias e metodologias de projeto no desenvolvimento de novos MCI. O próprio governo brasileiro criou a Lei 13.755, que passou a ser conhecida como “Rota 2030”, que tem como diretrizes (Rota 2030, 2020):

- Estabelecer requisitos obrigatórios para comercialização veicular;
- Aumentar os investimentos em P&D no país;
- Estimular a produção de novas tecnologias e inovações;
- Automatizar o processo manufatura e o incremento da produtividade;
- Entre outros.

Dentre as inovações tecnológicas que vêm sendo integradas, como coletor variável, comando de válvulas pneumáticas, injeção direta, entre outras, a aplicação do conceito de *downsizing* chama a atenção devido ao aumento de eficiência energética e redução na emissão de gases poluentes. De acordo com Gheorghiu (2013) aplicar o conceito de *downsizing* significa reduzir a cilindrada, no entanto preservando o torque e potência através de sobrealimentação e aplicação de novas tecnologias.

A aplicação do *downsizing* acarreta ao motor um maior estresse térmico e físico, pois, como a cilindrada é diminuída e a sua potência preservada, as pressões médias dentro da câmara de combustão são aumentadas devido à sobre alimentação (Gheorghiu, 2013). Devido a isso, as simulações numéricas para o desenvolvimento de MCI são cada vez mais aplicadas. Com o auxílio de simulações é possível, por exemplo, calcular a quantidade de calor que a combustão irá liberar em função da distribuição espacial da câmara, que por sua vez é utilizada como condição de contorno (CC) para poder prever a distribuição térmica do motor e consequentemente os picos de temperaturas do motor.

A aplicação de simulações numéricas no desenvolvimento de motores é uma realidade devido a evolução tanto de sistemas computacional, tanto a nível de *software* quanto de *hardware*, o que permite simulações mais rápidas até mesmo de fenômenos complexos (Hawang et al., 2016, Moosania e Zheng, 2016, Ge et al., 2016, Berger et al., 2016 e Ji et al., 2017). Junto às simulações numéricas, novas tecnologias de otimização mais robustas são utilizadas para desenvolver motores mais eficientes e que atendam as regulamentações de emissões. Um exemplo de uma metodologia de otimização utilizada em conjunto com simulações numéricas é o projeto paramétrico robusto de Taguchi (*Taguchi's Robust Parameter*

Design), conhecido também como *Design for Six Sigma* (DFSS). O DFSS é uma metodologia que fornece aos negócios uma ferramenta para melhorar a capacidade dos seus processos. Estes negócios podem ser o desenvolvimento de um produto ou um serviço que a empresa presta. A metodologia desenvolvida por Taguchi é utilizada para a criação de vários produtos (como está exposto na seção de revisão bibliográfica), inclusive para o projeto de MCI (Yang, K. e El-haik, 2009, Hanamshet et al., 2021, Zhang et al., 2018).

Esta tese faz parte de um convênio entre a FCA e UFPE, cofinanciado pela FACEPE, que visa desenvolver um motor sobrealimentado, com tecnologia *flex-fuel* e a inclusão de um processo de cogeração. Este desenvolvimento está sendo conduzido a partir de uma tecnologia de motor já existente (motor EtorQ EVO 1.6) e sobre este estão sendo realizadas as modificações necessárias para atender as condições do estudo. O desenvolvimento ocorre em três frentes de ação: a primeira delas é fundamentada em processo de modelagem e simulação numérica do comportamento mecânico e térmico dos componentes afetados pelas modificações no motor; a segunda frente corresponde ao projeto mecânico e fabricação de componentes de acordo com os resultados das simulações; por último, a terceira frente é dedicada a ensaios em bancada do protótipo do motor modificado.

Este trabalho tem o intuito de realizar uma simulação térmica CHT (*Conjugate Heat Transfer*) do motor EtorQ na sua forma aspirada e turbinada, comparar os resultados entre as duas condições, identificando pontos de pico de temperatura que devem ser melhorados, e realizar um projeto DFSS para conseguir diminuir a temperatura nas regiões críticas do motor.

1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

Nesta seção irá ser abordados os objetivos específicos e o geral que norteou o desenvolvimento desta Tese.

1.1.1 Objetivo Geral

Dentro desse contexto, o presente trabalho propõe desenvolver um modelo de otimização utilizando a metodologia DFSS para definir os parâmetros que mais influenciam as regiões de maior estresse térmico do motor, aplicando esse modelo no motor EtorQ turbinado com o objetivo de diminuir as regiões de pico de temperatura.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar uma simulação CFD CHT do motor EtorQ EVO 1.6 aspirado e sobrealimentado e comparar os resultados de ambas as condições para identificar as regiões de maior estresse térmico;
- Com auxílio da simulação CFD definir parâmetros que influenciam as regiões de pico de temperatura;
- Criar o Diagrama-P, definindo a condição de operação do motor, os parâmetros estudados na otimização e os fatores de ruído (*noise factors*);
- Propor um modelo de otimização seguindo a metodologia DFSS, criando a matriz ortogonal de Taguchi (*Taguchi's Orthogonal Array*) com os parâmetros e fatores de ruído definidos anteriormente utilizando a ferramenta *Excel*;
- Analisar e avaliar o comportamento da temperatura nas regiões de maior estresse térmico em função de cada parâmetro estudado, definindo no fim do estudo os valores otimizados de cada parâmetro simulado;
- Adquirir, desenvolver e divulgar informações e conhecimentos a respeito de MCI (motores de combustão interna), simulação CFD (*computational fluid dynamics*) e DFSS (*design for six sigma*), visando contribuir para o desenvolvimento de novas tecnologias na área.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 1 está dedicado à apresentação, justificativa e definição dos objetivos da qualificação da tese. No capítulo 2 foi realizada a discussão da revisão bibliográfica e nela são discutidos trabalhos de cunho científico/tecnológico na área temática deste trabalho, pesquisados em bases de dados da SAE e portal de periódicos da Capes. No capítulo 3 é possível ver o levantamento da revisão bibliográfica que envolve os assuntos estudados nesta tese, como, MCI, simulação CFD e otimização DFSS. O capítulo 4 expõe a metodologia que foi empregada na modelagem do MCI, mostrando como foi obtida a geometria do problema, como foi estruturada a malha, quais as condições de contorno utilizadas, resultados preliminares e definição do Diagrama P utilizado no projeto DFSS. Em seguida, o capítulo 5 expõe de forma clara os resultados, fazendo uma discussão dos resultados e parâmetros mais promissores e diferentes combinações de fatores de controle e seus resultados. Por fim, o capítulo 6 apresenta a conclusão final da tese.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo tem o objetivo de apresentar uma revisão bibliográfica de pesquisas na área de otimização e simulação CFD 3D no segmento automotivo, especificamente, para mapeamento térmico do motor. Como o objetivo do presente trabalho é realizar uma otimização do sistema de arrefecimento do motor EtorQ, a maioria dos trabalhos presentes neste capítulo refere-se ao desenvolvimento de motores de combustão interna (MCI), no entanto, foram considerados também trabalhos com o mesmo tipo de otimização em outras partes do veículo.

A sessão inicia-se com o levantamento dos artigos que foram revisados sobre simulação térmica de MCI, mostrando as principais diferenças e semelhanças sobre as modelagens. A primeira parte da revisão bibliográfica será importante para definir a metodologia que será aplicada para a simulação do motor EtorQ. A segunda parte da revisão bibliográfica será destinada aos trabalhos de otimização que estão sendo publicados envolvendo otimizações DFSS.

2.1 SIMULAÇÃO CFD EM MCI

Até o presente momento a indústria automotiva utilizou vários métodos para obter a distribuição de temperaturas do motor que evoluíram em complexidade com o passar do tempo. Essa evolução proporcionou progredir de uma análise numérica do motor considerando os seus componentes como um circuito R-C (simulação 1-D) para uma simulação CFD – 3D multifísica. Esse avanço não beneficiou somente a indústria automotiva, mostrou uma melhoria também no projeto de turbinas (Hawang et al., 2016), compressores (Moosania e Zheng, 2016), câmara de combustão (Ge et al., 2016, Berger et al., 2016 e Ji et al., 2017), entre outros.

Carpentiero et al. (2007) realizaram dois estudos numéricos do cabeçote de um motor 2.2L aplicado na indústria naval. Primeiro eles realizaram uma análise térmica do cabeçote junto com a camisa d'água, para em seguida realizar uma análise de elementos finitos estrutural, utilizando como condição de contorno o mapa térmico obtido na análise térmica, efetuando também uma análise de fadiga do componente.

A análise CFD, do trabalho de Carpentiero et al. (2007), se iniciou a partir de uma simulação de “escoamento frio” (sem levar em consideração a equação de energia) de toda a camisa d'água (tanto a do cabeçote quanto a do bloco) para se obter a distribuição do fluxo de entrada no cabeçote. Essa simulação a frio serviu para obter os valores dos fluxos mássicos de entrada no cabeçote, para que então possa ser feita a análise térmica. Para a simulação térmica foram testados diferentes modelos de turbulências com o objetivo de prever com precisão a região

da camada limite do fluido. Também foi realizada uma comparação da camada de prisma responsável de prever o comportamento da camada limite: a primeira análise foi realizada com 12 elementos de tamanho mínimo de 0,04 mm (*low-Reynolds*) e a segunda foi realizada com apenas um elemento de 0,5 mm (*high-Reynolds*). O primeiro parâmetro analisado pelos autores é o valor de Y^+ para os modelos de *high-Reynolds* e *low-Reynolds*. Para a configuração de *high-Reynolds* observou-se que o valor de Y^+ se mantém na faixa esperada de 30 a 100, enquanto para o *low-Reynolds* esta faixa vai de 0,5 a 2,5. O segundo parâmetro analisado para comparação foi o coeficiente de transferência de calor, pelo qual foi possível determinar uma diferença de aproximadamente 30%. Devido a isto os autores utilizaram o modelo de *low-Reynolds* para realizar a análise CHT.

Carpentiero et al. (2007) realizaram também um estudo de otimização da camisa d'água, no qual executaram três tipos de análises para definir qual a melhor configuração. No primeiro arranjo o fluido de arrefecimento se comunica pelas regiões do bloco e cabeçote em todos os cilindros. Na segunda configuração algumas galerias de comunicação são fechadas, enquanto na terceira as galerias dos cilindros 1, 2 e 3 são fechadas, forçando o fluido atravessar longitudinalmente por toda a região do bloco para depois percorrer a região do cabeçote. O parâmetro de comparação das três configurações definidas pelos autores foi volume de fluido que possuía a velocidade abaixo de 0,25 m/s (abaixo desse valor o coeficiente de transferência de calor local se mostra ineficiente). A configuração 3 mostrou-se mais eficaz, com aproximadamente 50% menos elementos abaixo de 0,25 m/s.

Fontanesi et al. (2008) catalogaram uma nova metodologia de análise CFD e métodos de elementos finitos (MEF) para avaliar os esforços sofridos no cabeçote do motor. O estudo de caso foi realizado em um motor de 2200 cilindradas utilizado em navios. Os autores propuseram no trabalho uma melhor caracterização da resistência à fadiga do cabeçote do motor. A metodologia empregada foi baseada em uma análise CFD e MEF, e este aperfeiçoamento na caracterização foi possível a partir de melhorias significativas em ambas análises. Na análise CFD a geração de malha poliédrica foi empregada visando combinar uma alta resolução, demanda computacional e estabilidade numérica. Também foi incluída na análise CHT a região da camisa d'água pertencente ao bloco. Na análise CFD foi tomada atenção na representação da camada limite fluida e térmica, e para melhorar a precisão da troca térmica desse componente, o efeito de geração de bolhas foi incluído. A simulação é realizada para uma rotação de 3000 RPM, o fluido de trabalho é formado por uma composição de 50% etilenoglicol e 50% água e o modelo de turbulência escolhido foi o $k-\omega$ SST.

No atual trabalho os pesquisadores realizaram uma análise das configurações da camisa d'água, com o objetivo de melhorar a circulação do fluido refrigerante nas galerias de refrigeração. Na configuração inicial o fluido refrigerante entra pelo bloco e sai pelo cabeçote, e a comunicação entre as duas regiões (bloco e cabeçote) ocorre em todos os cilindros. Na segunda configuração, todas as comunicações existentes nos cilindros 1, 2 e 3 são bloqueadas, forçando que o fluido se mova longitudinalmente por toda região do bloco antes de passar para a região do cabeçote. Os autores realizaram a comparação entre as duas configurações a partir da magnitude da velocidade nas galerias de passagem entre a região do bloco e cabeçote. Analisando essa velocidade notou-se que para a configuração 1, a velocidade diminuía drasticamente de um cilindro para o outro. Em contrapartida, a velocidade nas galerias da configuração 2 é maior (em comparação com a primeira), melhorando assim o coeficiente de transferência de calor local.

Fontanese e Giacopini (2012) elaboraram uma análise completa do cabeçote do motor, começando com uma análise CHT e finalizando com uma análise estrutural de fadiga do mesmo componente. Eles iniciaram os estudos realizando uma análise CHT do motor, conseguindo obter o valor da transferência de calor da combustão a partir da metodologia de estudo desenvolvida por Rakopoulos et al. (2000), em que as porcentagens do calor da combustão para cada componente são pré-determinadas, por exemplo, 43% do calor gerado da combustão vai para o cilindro. Para estimar o valor da transferência de calor nos pórtricos de admissão, temperatura e coeficiente de convecção, é realizada uma análise 1-D.

Após a realização da análise CHT e observação dos resultados, Fontanese e Giacopini (2012) constataram que a temperatura da camisa d'água atinge um valor maior que a temperatura de saturação do fluido, ocorrendo assim a formação de bolhas, que influencia diretamente no valor da transferência de calor. Inicialmente, tentou-se implementar uma análise transiente para estudar a formação das bolhas, porém o esforço computacional se mostrou muito grande, fazendo com que os autores mudassem para uma análise permanente. Após essa análise, os autores validaram a análise CHT com a implementação de termopares em posições estratégicas do cabeçote, assim, pôde-se comparar os resultados obtidos numérica e experimentalmente. Após obter o mapa térmico do motor, os autores realizaram uma análise estrutural com base em elementos finitos para obter as tensões máximas alcançadas no motor, a partir da influência das temperaturas alcançadas. Por fim, eles realizam um estudo de fadiga para saber se haveria falha a partir do carregamento cíclico das forças e do carregamento térmico.

Iqbal et al. (2013) desenvolveram uma pesquisa visando comparar os resultados obtidos por uma simulação térmica de um MCI em que as condições de contorno referentes à combustão

do motor foram provenientes de uma simulação 1D e 3D. Depois de realizarem ambas as simulações, os resultados de temperatura foram comparados com um teste de dinamômetro em alguns pontos do motor. A simulação 1D foi realizada no GT-Power e os valores de temperatura e coeficiente de transferência de calor do gás foram obtidos para as regiões do domo, cilindro e pórticos. A simulação 3D foi realizada no Converge e precisou passar por 3 iterações em que os valores de temperatura e coeficiente de transferência de calor do gás foram usados como condições de contorno para a simulação CHT, em seguida as temperaturas dos domos, cilindros e pórticos foram usadas como condições de contorno para a simulação da combustão e, na sequência as condições de contorno resultantes dessa simulação foram utilizadas na simulação CHT. Esse ciclo de iteração entre simulação da combustão e CHT foi realizado até alcançar a convergência das temperaturas da simulação CHT.

Comparando os resultados com condições provenientes da simulação 1-D e 3-D foi possível ver que a temperatura máxima para os domos e assentos de válvulas variou dentro de uma faixa de 2-7%, no entanto para as válvulas e guias a temperatura máxima variou de 14-20%. Os autores também realizaram uma comparação da temperatura com um experimento, onde alguns termopares foram colocados próximos aos domos, entre assentos e entre pórticos. Para a correlação na região da ponte de exaustão (*exhaust bridge*) o erro está dentro de 5% (tanto para o caso 1-D quanto 3-D), com as condições de contorno 3-D mostrando uma correlação melhor. A temperatura perto da interseção dos *runners* de exaustão mostra uma diferença aproximada de 7%. A correlação para a região de admissão do cabeçote mostra uma diferença de 10% quando comparado com o teste. Por fim, Iqbal et al conseguiram evidenciar que as condições de contorno provenientes de uma simulação 3-D apresentam melhores resultados quando comparado a uma simulação 1-D principalmente nos assentos, guias e válvulas, mostrando que para a simulação 1D os resultados são mais conservadores.

Nomura et al. (2014) realizaram um estudo térmico do motor utilizado em motocicletas. Eles iniciaram com uma análise 1D do motor com o GT-Power, por meio do qual conseguiram aferir os coeficientes de convecções e temperaturas dos gases de admissão e exaustão e o calor transferido da combustão para os componentes do motor, parâmetros importantes que servirão de input para a análise térmica do motor. Os autores conseguiram esses parâmetros a partir da implementação do modelo 3D da câmara de combustão (junto com os pórticos) no *software*, onde este encarregou-se de converter para uma simulação térmica unidimensional. O calor transferido pela região do óleo é computado no modelo 1D e foi obtido a partir de experimentação. Os autores também desenvolveram um estudo para estimar o valor da transferência de calor do fluxo de ar externo, parâmetro muito importante para motores

utilizados em motocicletas. O estudo envolveu simular toda a motocicleta, em movimento, para conseguir aferir de forma correta a dissipação de energia para o meio ambiente através da circulação do ar quando a motocicleta se encontra em movimento.

Resumindo, para que Nomura et al. (2014) conseguissem realizar este estudo foi necessário realizar algumas simulações: uma simulação 1-D para obter o calor gerado pela combustão; uma simulação 1D e 3D (juntamente com experimentação) da dissipação de calor da combustão pelo óleo (mecanismo importante para motores que não possuem resfriamento por água); e uma simulação 3D do fluxo de ar da motocicleta. Todas essas simulações serviram como condições de contorno para poder calcular com precisão o mapeamento térmico do motor.

Nomura et al. (2014) também mostraram todos os passos necessários para a análise térmica de um motor mono cilindro utilizado em motocicletas, mostrando todas as formas de transferências de calor (óleo e ar), interação e importância do óleo no comando de válvulas, cilindro e superfície inferior e lateral do pistão.

Jahangirian et al. (2015) desenvolveram um estudo completo do motor. Começaram realizando uma análise transiente de combustão interna em um modelo 3D dos pístos e câmara de combustão, a partir disso foi possível obter as condições de contorno como temperatura nas paredes, coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor na superfície. Em paralelo com a análise CFD-3D da câmara de combustão, os autores realizaram uma análise CHT do motor, tendo como input os valores da simulação CFD-3D. Essas duas análises foram realizadas iterativamente passando de uma para outra a partir de cada *time-step* da primeira análise. Na análise CHT a equação de energia é resolvida para a região sólida do motor, enquanto na região fluida são resolvidas as equações de momento, massa e energia. Jahangirian et al. (2015) definiram três critérios de convergência da simulação CHT: o primeiro foi o balanço de massa da entrada e da saída da camisa d'água; o segundo foram valores de resíduos da equação de energia abaixo de 10^{-9} ; a convergência das temperaturas em diferentes localidades do motor.

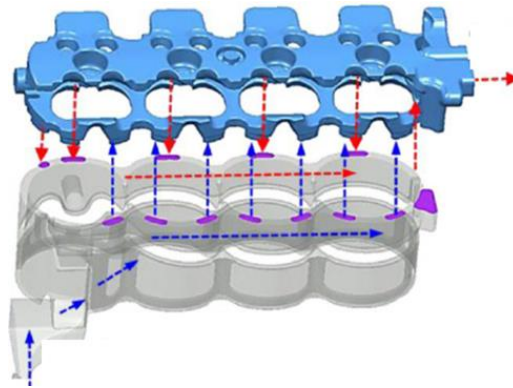
Para validar a metodologia computacional empregada na obtenção do mapa térmico, Jahangirian et al. (2015) compararam as temperaturas de 29 locais com valores medidos experimentalmente através de termopares. Foram definidas regiões críticas de altas temperaturas para comparação, onde obteve-se, em média, um valor de 3% de discrepância entre os valores experimentais e computacionais. Com a obtenção do mapa térmico do motor, os autores realizaram uma análise estrutural para analisar as tensões máximas alcançadas no motor, avaliando também a influência da temperatura nestas tensões. Concluindo o estudo dos

esforços estruturais, os autores realizaram um estudo de fadiga do motor, implementando a metodologia do esforço térmico cíclico, e avaliando o quanto este iria influenciar nos esforços.

Wang (2017) realizou um estudo térmico do motor focando o aprimoramento térmico no fluido de arrefecimento. No trabalho, Wang (2017) estudou a possibilidade de se utilizar um nanofluido como fluido refrigerante, pois, conforme esse autor, o fluido utilizado atualmente tem relativamente baixa performance térmica. O autor fez então uma análise térmica do motor utilizando uma ferramenta CFD (*Fluent*) comparando o fluido de arrefecimento base (água + etilenoglicol) com um nanofluido formado pelo fluido base com nanopartículas de Fe_3O_4 em três concentrações volumétricas, 1%, 2% e 5%. A condutividade térmica do nanofluido foi obtida experimentalmente em uma faixa de temperatura de 20°C até 60°C e com diferentes concentrações volumétricas das nanopartículas. Os resultados do experimento indicam que quanto maior a quantidade de nanopartículas maior é a condutividade térmica do fluido resultante. Com as propriedades obtidas experimentalmente, Wang (2017) utilizou o *Fluent* para realizar uma simulação térmica do motor onde este é calculado em sua potência máxima e as condições de contorno são obtidas experimentalmente para vazão e temperatura de entrada da camisa d'água e sua pressão de saída. Os resultados mostram que a transferência de calor é melhorada comparada com o fluido original, ocorrendo uma melhora de até 62.5% quando comparado com o nanofluido de maior concentração volumétrica. Em contrapartida, a utilização de nanofluidos influencia diretamente a perda de carga do sistema, ocorrendo um aumento de até 31,7% (novamente para a maior concentração volumétrica).

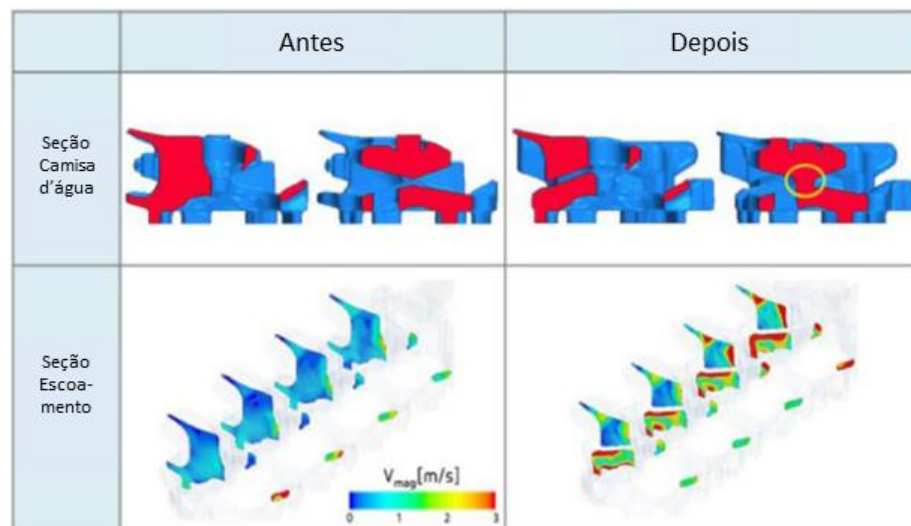
Cho et al. (2018) desenvolveram uma pesquisa com objetivo de otimizar a camisa d'água do motor desenvolvido pela *Hyundai*, com o propósito de equalizar a temperatura entre os cilindros, diminuir a temperatura dentro da câmara de combustão e controle ativo do escoamento. Os pesquisadores tiveram o propósito de otimizar a camisa d'água para diminuir o risco de detonação dentro do motor, pois o motor desenvolvido possui uma alta taxa de compressão. Para diminuir a temperatura dentro do cilindro um escoamento cruzado foi implementado, fazendo com que o fluido de arrefecimento primeiro resfria a área de exaustão, para depois ir para a área de admissão (Figura 3). Esta modificação permitiu com que o fluido chegasse na região de exaustão com maiores velocidades (Figura 4) diminuindo assim a temperatura dentro da câmara. Para corrigir a diferença de temperatura entre os cilindros, Cho et al. (2018) fizeram modificações nos furos da junta para reduzir a variação de escoamento entre cilindros. Por fim os pesquisadores conseguiram atingir os objetivos finais do projeto que foi diminuir o risco de detonação do motor.

Figura 3 - Esquemático do fluxo trocado, passando primeiro pela exaustão.



Fonte: Adaptado de Cho et al. (2018)

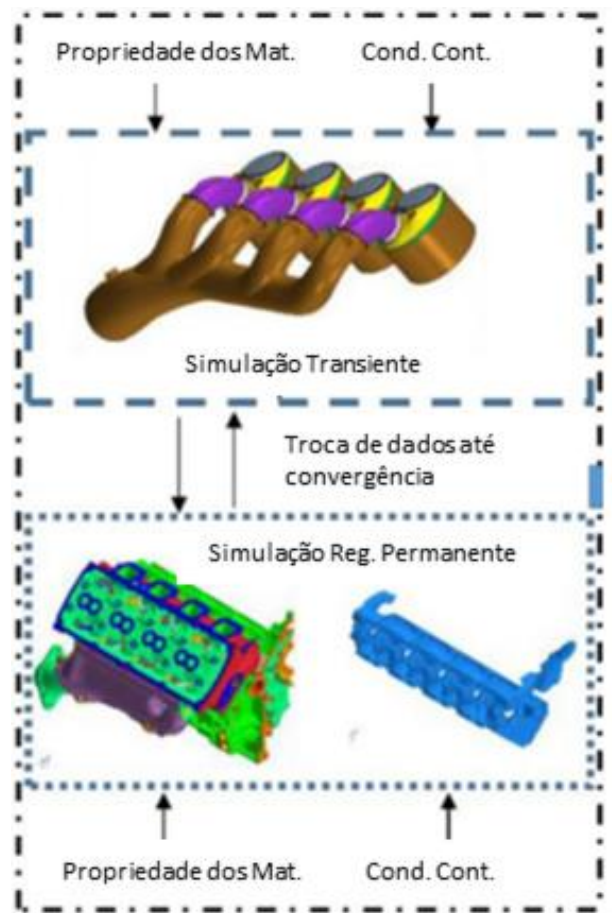
Figura 4 - Resultado de aumento de velocidade na região de exaustão.



Fonte: Adaptado de Cho et al. (2018)

O objetivo do trabalho desenvolvido por Banuelos et al. (2018) foi gerar um mapa térmico transiente do coletor de exaustão, e outros componentes do MCI, para simular, utilizando uma ferramenta CFD, um teste típico de fadiga térmica. Para a validação da metodologia aplicada, termopares foram colocados em lugares estratégicos do coletor e comparado com a simulação, obtendo uma boa correlação com erros de até 5%. Durante a execução do teste no dinamômetro 3 condições de operação do motor são atendidas: a primeira é torque máximo; seguido por potência máxima; por fim desligamento do motor para analisar o seu resfriamento.

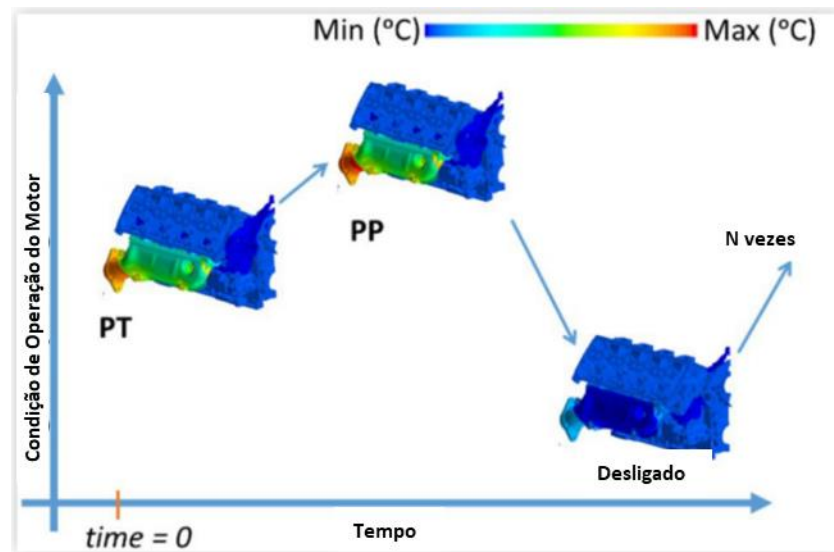
Figura 5 - Esquemático da co-simulação do gás e CHT do motor.



Fonte: Adaptado de Banuelos et al. (2018)

Para conseguir simular essas três condições de teste, Banuelos et al. (2018) dividiu a simulação térmica em dois estágios. O Estágio 1 da simulação foi realizar a simulação térmica para cada condição analisada (torque e potência máxima) mantendo constante a rotação e carga do motor. Para esse primeiro estágio os pesquisadores realizaram uma co-simulação em que os gases de exaustão que passam pelo coletor são simulados, para uma determinada rotação do motor, e em seguida o valor de HTC e temperatura do gás são embutidos na simulação térmica para calcular a parte sólida do motor (Figura 5). O Estágio 2 da metodologia foca em simular a transição térmica entre as condições do teste, começando por torque máximo, passando para potência máxima e seguindo para o desligamento do motor (Figura 6). Um esquema de interpolação baseado no tempo foi utilizado para trocar as condições de entrada entre o tempo de aquecimento e resfriamento do motor.

Figura 6 - Sequência dos estágios da simulação transiente.



Fonte: Adaptado de Banuelos et al. (2018)

Hoffmeyer et al. (2019) propuseram uma metodologia para ser aplicada em simulações de MCI. O motor estudado por eles foi o Cummins ISX 15.0 L e a pesquisa se iniciou com a simulação CFD da combustão do motor. O domínio desta simulação foram os pórticos de admissão e exaustão e a câmara de combustão e para o primeiro ciclo motor a temperatura da parede do domínio foi especificada através de uma simulação 1D realizada no GT-Suite. Para o segundo ciclo motor, a cada 120 CA a temperatura das paredes da câmara e pórticos foram definidas a partir da simulação térmica do motor, ou seja, para o segundo ciclo motor (de 720 CA até 1440 CA) foi feito um loop de 6 vezes entre cálculo da combustão e mapa térmico. Os resultados de temperatura e coeficiente de transferência de calor do gás são importados como condições de contorno para a segunda fase da metodologia proposta pelos autores. Nesta fase uma simulação FEA (realizada no *ANSYS Mechanical*) é realizada para calcular a temperatura do MCI e uma simulação CFD para calcular o escoamento da camisa d'água (realizada no *ANSYS Fluent*). Nesta configuração o escoamento do fluido refrigerante é calculado e valores temperatura e coeficiente de transferência de calor são importados para a simulação térmica para completar o cálculo térmico do motor. A partir do 3º ciclo motor Hoffmeyer et al (2019) simularam o escoamento da camisa d'água no *Star-CCM+* pois neste software a transferência de calor pela formação de bolhas é computada através de uma correlação empírica proposta por Rohsenow (1952). Para a completa convergência térmica/combustão, foram realizados 4 ciclos do motor. Por fim, os valores de temperatura do último ciclo motor analisado são importados para a última etapa da metodologia, a fase de simulação por elementos finitos para calcular os esforços estruturais do motor.

Hoffmeyer et al. (2019) realizaram a validação da metodologia comparando a temperatura de 6 termopares localizados no cabeçote do motor. Os autores conseguiram mostrar que com a utilização do modelo CFD, que contabiliza a formação de bolhas, obtiveram um maior erro de temperatura máximo de 17% (obtendo um erro médio de 6%), enquanto que o modelo que não contabilizava, teve um erro máximo de 25% (obtendo um erro médio de 14%).

Chang et al. (2019) expuseram como simulações CFD 3D são extensivamente usadas para avaliar o projeto das galerias de fluido refrigerante desde da fase de criação do motor conceito até a pré-produção para a Hyundai Motor Co. Inicialmente da fase da criação do conceito, o escoamento do fluido na camisa d'água do bloco e cabeçote é analisado para definir a melhor configuração que leva a melhores velocidades em determinadas regiões, como por exemplo na área perto dos assentos de válvulas. Nesta fase, o escoamento também é aprimorado através de uma otimização dos furos da junta. Em seguida, com as galerias da camisa d'água pré-definida, uma simulação CHT 3D é realizada para calcular o mapa térmico do motor, antes de realizar qualquer teste inicial. Com essa primeira simulação térmica, é possível realizar algumas modificações na camisa d'água para corrigir algumas temperaturas que estão acima da meta desejada, para que então possam ser realizados os primeiros testes no dinamômetro. Para os autores, este primeiro teste do dinamômetro é de fundamental importância para poder validar a simulação térmica e corrigir parâmetros que foram usados na simulação da combustão, e fazer com que as temperaturas obtidas no teste se aproximem com as temperaturas obtidas da simulação. Segundo Chang et al. (2019), depois que o modelo é validado uma série de estudos paralelos são iniciados para conseguir otimizar regiões específicas do motor, por exemplo, as altas temperaturas observadas pelos autores entre os cilindros do bloco são corrigidas colocando furos que conectam ao lado de admissão com o de exaustão da camisa d'água do bloco. Por fim, Chang et al. (2019) expõem com diversos exemplos a importância de ferramentas CFD 3D (e ferramentas CAE de forma geral) para o desenvolvimento da camisa d'água do motor, que vem desde a fase de criação do conceito do motor até a fase de pré-fabricação.

2.2 REVISÃO METODOLOGIA DFSS

Como o foco da pesquisa é realizar um estudo de otimização através da metodologia DFSS, também foi pesquisado artigos relacionados a esses temas. A metodologia DFSS está sendo utilizada em muitas áreas da engenharia, podendo ser aplicada nos estágios iniciais do desenvolvimento do projeto ou até mesmo para melhorar algum processo já existente (Yang, 2009).

Hsu et al. (2007) realizaram um estudo de avaliação de lesões em um impacto frontal de um carro. Para a primeira fase do estudo os autores realizaram uma análise DOE (*Design of Experiments*) com o objetivo de definir as variáveis que mais influenciam as lesões ao condutor do carro, em seguida um estudo DFSS foi realizado com as variáveis definidas no estudo DOE. As partes do corpo humano que foram avaliadas foram a cabeça, pescoço, peito, fêmur e tíbia. Hsu et al. (2007) definiram assim uma função para calcular a quantidade de lesão total para o condutor, somando assim as lesões de cada parte do corpo humano mencionada anteriormente. Como já mencionado, a simulação DOE foi realizada com o objetivo de definir os parâmetros que mais influenciam no sistema, assim foi possível diminuir a quantidade de parâmetros de 21 para 9. Desses 9 parâmetros, 3 são do *Airbag*, 3 do cinto de segurança, 2 do chão do carro e 1 do assento do condutor; a partir desses parâmetros os autores realizaram assim o estudo DFSS do sistema. Este estudo teve como objetivo minimizar a função média das lesões e diminuir também o seu desvio padrão. Por fim, foi possível melhorar em 23% as lesões no peito, 5% na tíbia, obtendo uma melhora total de 4%. Por fim, foi realizado um experimento que visou avaliar o sistema padrão e o sistema otimizado pelo estudo DFSS e foi possível avaliar uma melhora similar comparado com o estudo numérico.

Hong et al. (2007) desenvolveu um estudo que visava definir parâmetros que influenciam na vazão e coeficiente de *swirl* em um coletor de admissão, e a partir desses parâmetros desenvolver um estudo de otimização a partir da metodologia DFSS. Os parâmetros definidos por eles foram a posição do dispositivo PDA, comprimento e diâmetro do tubo primário, área transversal da abertura do dispositivo PDA, seção do tubo primário (*runner*), formato do *plenum* e tamanho e angulação do tubo anterior do *plenum*. Todos esses parâmetros foram considerados como fatores de controle, os autores também definiram os sinais de entrada (variação de pressão no coletor) e os fatores de ruído (temperatura de entrada do ar). A partir da variação dos parâmetros citados anteriormente Hong et al. (2007) criaram a tabela matriz ortogonal L18 e realizaram o estudo DFSS do sistema. Com os resultados da matriz L18 para vazão mássica e coeficiente de *swirl* foi possível definir os parâmetros que possuíam maiores resultados, esperando assim uma combustão mais eficiente.

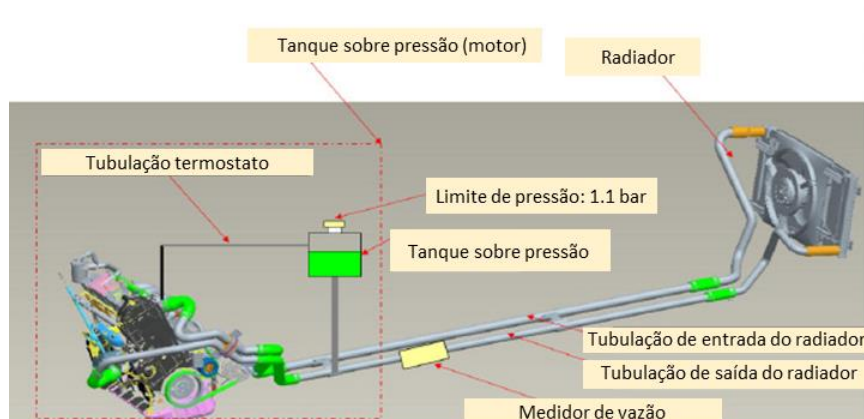
El-Sharkawy et al. (2014) realizaram uma pesquisa com o objetivo de aplicar a metodologia DFSS para projeto de um trocador de calor (catalisador). No presente trabalho foram definidas duas metas: manter a temperatura ótima do fluido refrigerante e limitar a temperatura do ar dentro do capô do carro em um limite tolerável. Os autores definiram então 8 parâmetros que influenciam nas metas, por exemplo, número, diâmetro e espessura dos tubos de água. Os fatores de ruídos definidos para o estudo DFSS foram a vazão e temperatura do ar que atravessa

o catalisador. A partir da variação dos parâmetros citados anteriormente El-Sharkawy et al. (2014) criaram a tabela matriz ortogonal L18 e realizou o estudo DFSS do sistema. Aplicando assim a metodologia DFSS os autores encontram a configuração ótima para os parâmetros analisados e conseguiram definir os parâmetros que mais influenciaram no estudo, que foram a espessura do tubo de água, espessura e altura da aleta.

O artigo desenvolvido por Annabattula et al. (2015) descreveram uma simulação CHT aplicada no resfriamento de um MCI utilizando um estudo DOE. Os autores tiveram como objetivo do DOE otimizar os furos da junta que conectam a camisa d'água do bloco e cabeçote com a meta de diminuir a perda de carga na camisa d'água e uniformizar a variação de temperatura entre cilindros. Para o desenvolvimento da camisa d'água do motor, diminuir a perda de carga contribui para a operação de trabalho da bomba em uma faixa mais eficiente, diminuindo o esforço aplicado por ela (economizando perda de energia), e uniformizar a variação de temperatura entre cilindros contribui para uma menor distorção do motor. O modelo de aproximação do DOE utilizado pelos autores foi o RBF (*Radial Basis Function*). Um modelo de aproximação tem como objetivo não só gerar uma matriz resposta correlacionada à matriz do projeto, mas também prever as respostas para pontos do projeto que não foram simulados, conseguindo assim diminuir o tempo total do estudo. Com este estudo DOE Annabattula et al. (2015) conseguiram definir uma redução de 21% na perda de carga na camisa d'água além de assegurar uma menor diferença de pico de temperatura entre os cilindros.

Sethuramalingam et al. (2016) realizaram um estudo aplicando a metodologia DFSS a um projeto do sistema de arrefecimento de um carro onde o motor é posicionado na traseira do veículo e o radiador na dianteira. Com esta instalação é necessário utilizar longos dutos que conectam o motor ao radiador, trazendo ao sistema alguns desafios, que foram resolvidos pelos pesquisadores através das metodologias DFSS e DOE. A configuração inicial do sistema foi definida a partir das posições dos componentes (motor, radiador, reservatório de água, entre outros) e foi avaliado a partir de uma simulação CFD do sistema (Figura 7). A preocupação de superaquecimento devido a desaeração inadequada é muito complexa e não pode ser resolvida usando somente CFD, segundo os pesquisadores a única forma de resolver este problema é através de uma solução interativa entre teste e análise. Devido a essa preocupação foi decidido usar a metodologia DFSS com matrizes ortogonais de Taguchi (L9) para estudar e analisar diferentes configurações de circuitos de resfriamento e seus efeitos no evento de desaeração.

Figura 7 - Configuração do circuito de arrefecimento do motor.



Fonte: Adaptado de Sethuramalingam et al. (2016)

Sethuramalingam et al. (2016) definiram então 4 parâmetros a serem analisados que influenciam no desempenho do sistema: primeiro a vazão de ar que passa no radiador; em seguida a localização do *by-pass*; terceiro o diâmetro do orifício do *by-pass*; e pôr fim a temperatura de abertura do termostato. Com esses quatro parâmetros, os pesquisadores realizaram um DOE para resolver a fase de definição do projeto para a metodologia DFSS. Por fim os pesquisadores conseguiram definir dois modelos que passavam pelos critérios de superaquecimento devido a desaeração inadequada.

Quadro 1 - Vozes dos consumidores.

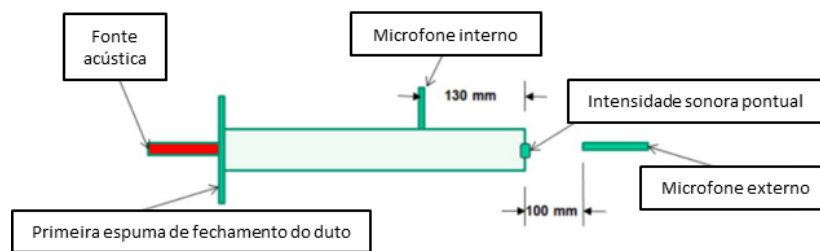
Vozes	
Fonte de ruído do duto	Fonte de ruído aéreo.
	Impacto do ambiente do capô na fonte do ruído.
	Relevância da fonte do ruído para o ruído DRE veicular.
	Ruído no duto do sistema de admissão em relação com a velocidade do escoamento.
Meta da fonte de ruído do duto	Configuração do ruído do duto baseado em bechmarking.
	Configuração do ruído quando a meta da fonte é desconhecida.
	Configuração não linear do ruído do duto quando a meta é baseada em uma função transferência.
Simulação	Usando simulação 1D no GT-Power para análise do duto.
	Usando o laboratório visual de acustica para análise da fonte de ruído.
Maiores elementos de tunagem	Otimização da caixa de ar para grandes perdas de transmissão
	Pacotes de proteção para perdas de baixas frequência do resonador.
	Flexibilidade do resonador para tunagem quando a função de tranferência do veículo é desconhecida.
	Benchmarking da tunagem do resonador entre o estágio de desenvolvimento da simulação e resultados de testes.

Fonte: Adaptado de Sethuramalingam et al. (2016)

Zhang et al. (2018) realizaram um estudo DFSS no desenvolvimento do duto do sistema de indução do motor. Este estudo DFSS teve como objetivo reduzir o ruído proveniente deste duto. Os pesquisadores realizaram as três etapas iniciais do projeto DFSS IDDOV (*Identify - Define - Develop - Optimize - Verify*). Na primeira fase, os autores identificaram possíveis formas de

avaliar o sistema, como a utilização de um microfone externo instalado a 10 cm do duto de indução para medir ruído do mesmo e de definir o principal problema do sistema que se encontra quando o motor está a uma rotação de 3600 RPM, ponto do motor em que ocorrem o maior ruído proveniente desse sistema. Em seguida são definidos os requerimentos do projeto, para isso 20 engenheiros internos da companhia foram entrevistados e as “vozes do consumidor” foram organizadas na tabela exposta no Quadro 1. Como pode ser vista na tabela o VOC (*voice of customer*) são categorizados em 4 grupos: fonte e caminho do ruído do duto; meta da fonte de ruído do duto; simulação da fonte de ruído; e elementos de calibragem do sistema de indução. Por fim, na última fase analisada pelos pesquisadores, o desenvolvimento de um método robusto de prever/medir o ruído proveniente do duto de admissão do motor foi definido. Na Figura 8 é exposto a configuração do teste onde é possível medir o ruído do duto pelo microfone interno, externo e uma sonda de intensidade de som. As últimas três fases da metodologia DFSS não foram aplicadas neste artigo.

Figura 8 - Configuração do teste definida pelos autores.

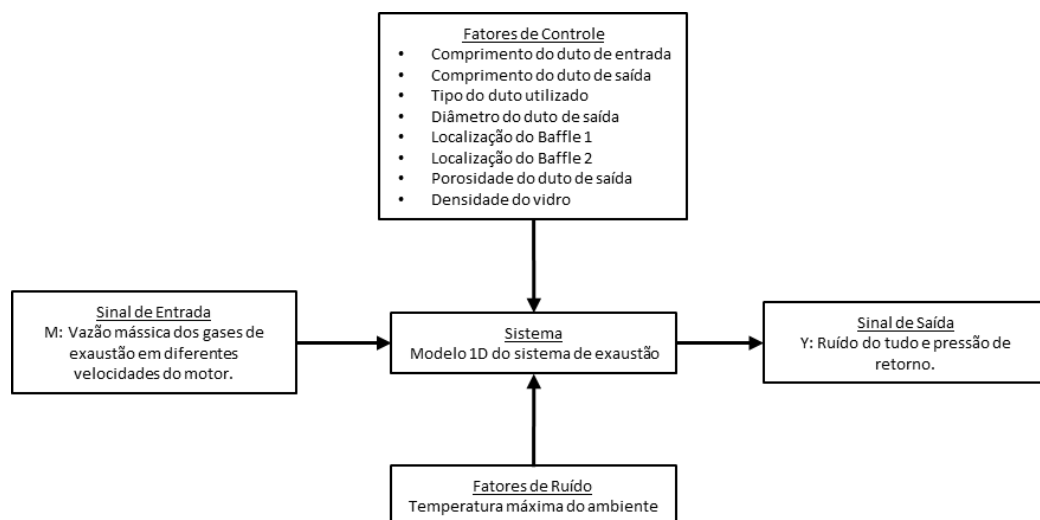


Fonte: Adaptado de Sethuramalingam et al. (2016)

Ahari et al. (2016) efetuaram um estudo adaptando a metodologia e conceito DFSS para identificar e otimizar um catalisador utilizado para motores diesel. Este estudo foi realizado com o objetivo de fazer com que o motor diesel analisado consiga passar nas normas da EURO 6C. O projeto DFSS foi aplicado através de experimentos no dinamômetro, onde um total de 8 tipos de catalisadores foram analisados com o objetivo principal de reduzir a quantidade de NOx (máxima conversão do mesmo no catalisador). Com a metodologia DFSS aplicado ao projeto os pesquisadores conseguiram definir métricas e obter o catalisador que produzia a melhor resposta para emissão de NOx. Com essa pesquisa, os autores conseguiram mostrar a versatilidade da metodologia DFSS, podendo ser aplicada não só utilizando as simulações numéricas, mas também com experimentos empíricos, tendo como objetivo definir a melhor configuração possível analisada.

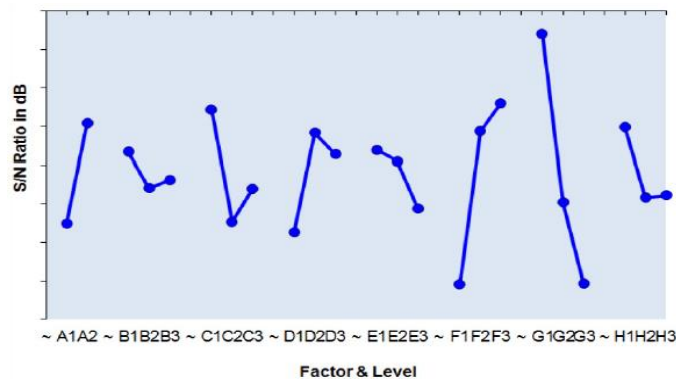
Dixit et al. (2016) desenvolveram uma pesquisa com o objetivo de empregar a metodologia DFSS para a otimização do silenciador do escape com o foco de se obter o menor ruído sem prejudicar a performance. Convencionalmente, os silenciadores são projetados através de um processo iterativo, envolvendo repetidos testes até se chegar no projeto ótimo. Neste artigo os autores realizaram então um estudo DFSS e em vez de realizar testes para todas as configurações analisadas, eles utilizaram o GT-Power, software de simulação CFD 1D, para analisar cada configuração do estudo. Para a aplicação da metodologia DFSS os autores precisaram identificar o sinal de entrada, fatores de controle, fatores de ruído e sinal de saída, o Quadro 2 expõe o Diagrama P do projeto com todos os fatores e sinais estudados. O objetivo da otimização é prever os valores de ruído e contrapressão do silenciador, para isso os valores dos fatores de controles foram definidos a partir dos valores máximos e mínimos de cada parâmetro analisado, por exemplo para o primeiro fator de controle, o comprimento do duto de entrada, foi definido como 252 mm e 212 mm, que são os valores máximo e mínimo permitido para o sistema. Para cada sinal de saída, ruído e contrapressão, foi esboçado o gráfico das razões S/N para conseguir definir os fatores que mais influenciam no sinal de saída e os seus valores ótimos, por exemplo, a Figura 9 mostra os resultados das razões S/N para ruído do silenciador, mostrando que para os fatores analisados é possível definir como configuração ótima A2/B1/C1/D2/E1/F3/G1/H1, além de mostrar também que o fator G (porosidade do duto de saída) é o parâmetro que mais tem variabilidade. Por fim, Dixit et al. (2016) conseguiram, através da metodologia DFSS, otimizar o silenciador do escape para que o mesmo tenha os menores valores de ruído e contrapressão.

Quadro 2 - Diagrama-P projeto DFSS.



Fonte: Adaptado de Dixit et al. (2016)

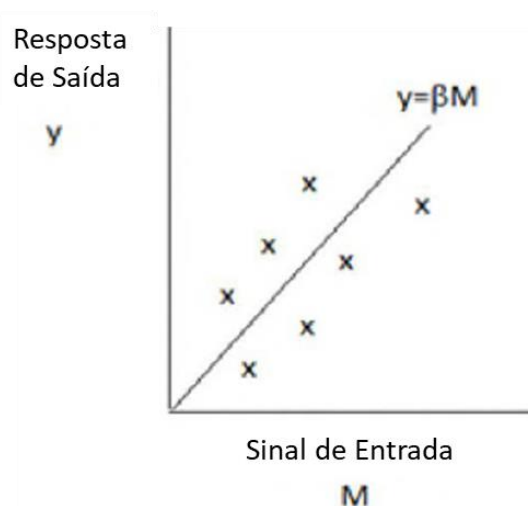
Figura 9 - Resultados de razão S/N.



Fonte: Dixit et al. (2016)

Zhang et al. (2018) realizaram um trabalho utilizando otimização robusta de Taguchi (metodologia DFSS) para desenvolver o sistema de admissão de um motor V8. Com esse trabalho, os autores conseguiram montar um modelo paramétrico com o objetivo de otimizar o ruído no duto de admissão. Inicialmente os pesquisadores mostram a metodologia DFSS utilizada na otimização do sistema, em seguida mostram o modelo 1D desenvolvido no GT-Power para simular o problema do duto de admissão. Para o projeto DFSS os autores decidiram utilizar a resposta linear dinâmica onde a relação entre o sinal de entrada e a resposta de saída é proporcional e linear (como pode ser visto na Figura 10).

Figura 10 - Relação entre o sinal de entrada e a resposta de saída.

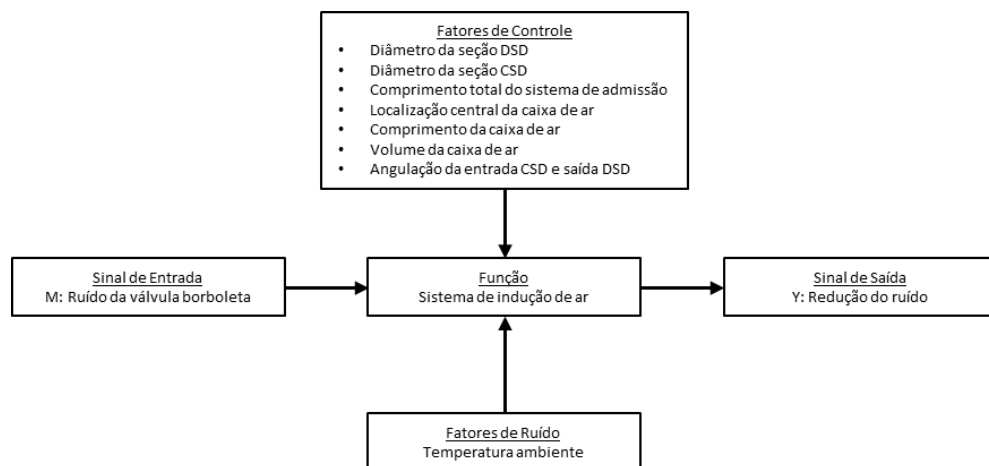


Fonte: Adaptado de Zhang et al. (2018)

Zhang et al. (2018) definiram os fatores de controle a partir de parâmetros que podem ser mudados/otimizados no sistema. Na Figura 11 é possível ver o Diagrama-P do projeto, que expõe o sinal de entrada, fatores de ruído, fatores de controle e a resposta de saída. A Figura 12

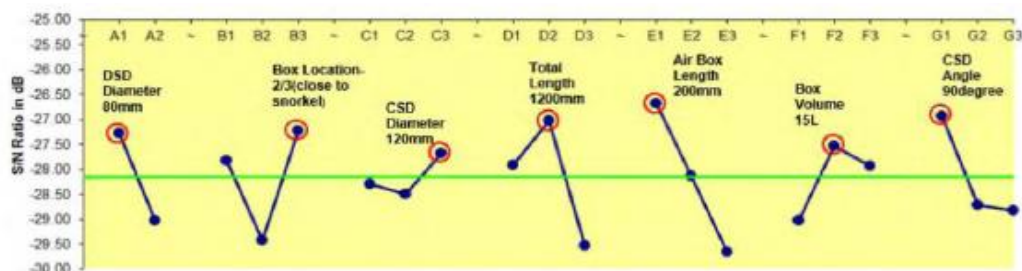
mostra o valor S/N para cada fator de controle, e através de uma análise do gráfico é possível definir a combinação otimizada dos fatores de controle que são A1/B3/C3/D2/E1/F1/G1. Essa sequência otimizada foi a escolhida pois são os fatores de controle que resultam em maiores valores de S/N. Por fim, os autores, com a ajuda da metodologia DFSS, definiram um modelo para o sistema de indução do motor mais robusto contra variação de temperatura do ambiente, com uma melhor performance e menor ruído.

Figura 11 - Diagrama-P projeto DFSS.



Fonte: Adaptado de Zhang et al. (2018)

Figura 12 - Resultados de razão S/N.



Fonte: Zhang et al. (2018)

Hanamshet et al. (2021) utilizaram a metodologia DFSS para o melhoramento do projeto do chassi do carro. Eles conseguiram com esta metodologia definir parâmetros de controle que fizeram o chassi do carro mais robusto, conseguindo projetá-lo para vida infinita de fadiga. Krishnaraj e Golla (2022) realizaram uma pesquisa similar a Hanamshet et al. (2021), só que em outro componente estrutural do carro. Estes pesquisadores aplicaram a metodologia DFSS para melhorar o projeto do capô do carro, conseguindo criar um projeto final mais robusto, resistente e com menores deformações.

Pankaj et al. (2022) utilizaram a metodologia DFSS de uma forma um pouco diferente. Em vez de utilizá-la para melhorar o projeto de um determinado componente, os pesquisadores utilizaram esta metodologia para melhorar a técnica de simulação CAE de carga de caminhonetes. Através de modificações da forma de modelar determinados componentes numéricos foi possível definir os parâmetros de controle da metodologia DFSS e realizando validações com testes definir qual a melhor técnica CAE para ser utilizada neste tipo de simulação.

Os trabalhos apresentados até este momento referente a metodologia DFSS mostram a vasta utilização deste método aplicado à indústria automotiva. No entanto, a metodologia DFSS pode e é utilizada em áreas muito diversas, inicialmente muito utilizada em processos de qualidade do produto, também está crescendo sua utilização no desenvolvimento de projetos nas mais diversas áreas. Sandeep et al. (2019), por exemplo, realizaram uma pesquisa onde é utilizado o método DFSS na identificação das propriedades de tração do bronze em temperaturas abaixo de zero. Petit et al. (2020) utilizaram a metodologia DFSS para ajudar o desenvolvimento de um equipamento industrial. Tyagi et al. (2020) realizaram um estudo DFSS aplicado na de sintetização de polissacarídeos quaternizados, mostrando que esta metodologia também pode ser aplicada não somente às diversas áreas da engenharia mecânica.

A atual pesquisa busca utilizar como base a vasta revisão bibliográfica referente aos assuntos de simulação CFD, MCI e DFSS, trazendo novidades a respeito das aplicações desta metodologia de otimização a modelagem térmica de MCI e também uma forma de se estimar o valor final do parâmetro utilizado sem a necessidade de se realizar uma simulação numérica que demanda custo e tempo.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os conceitos teóricos que foram utilizados no desenvolvimento do trabalho. A explanação se inicia com uma teoria básica sobre motores de combustão interna; logo em seguida irá ser exposta uma teoria de mecânica dos fluidos a respeito de escoamentos laminares e turbulentos; seguindo por uma explicação do método de volume finitos, descrevendo o funcionamento, teoria e equações governantes; uma explicação do software utilizado, esclarecendo o funcionamento das principais ferramentas empregadas; e pôr fim a metodologia de otimização DFSS, mostrando o passo a passo de como foram calculados todos os fatores e como obter a melhor configuração dos parâmetros analisados.

3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que convertem energia química (presente no combustível) em energia mecânica. Estes podem ser separados em duas classes: ciclo Otto e ciclo Diesel. A principal diferença entre eles é que no MCI ciclo Otto a ignição da mistura ar combustível é realizada a partir de uma centelha enquanto no ciclo Diesel a ignição ocorre somente pela compressão da mistura (Heywood, 1988).

O MCI foi criado por Nikolaus August Otto em aproximadamente 1860, que inspirado com o funcionamento das máquinas a vapor teve a ideia de a partir da explosão de uma mistura ar combustível conseguiria gerar força para movimentar um sistema biela manivela e assim gerar trabalho mecânico. Esse mecanismo foi desenvolvido para funcionar em um ciclo de quatro tempos. As principais vantagens do primeiro motor ciclo Otto criado comparado com a máquina a vapor foram: baixo peso; menor gasto com quantidade de combustível; e potências maiores.

Existe várias aplicações que os MCI podem ser utilizadas, a mais comum é na utilização de carros, no entanto, por se tratar de uma máquina térmica robusta, simples e ter uma boa relação de potência/peso, ela é utilizada também na geração de energia elétrica, navios, aeronaves, entre outras aplicações.

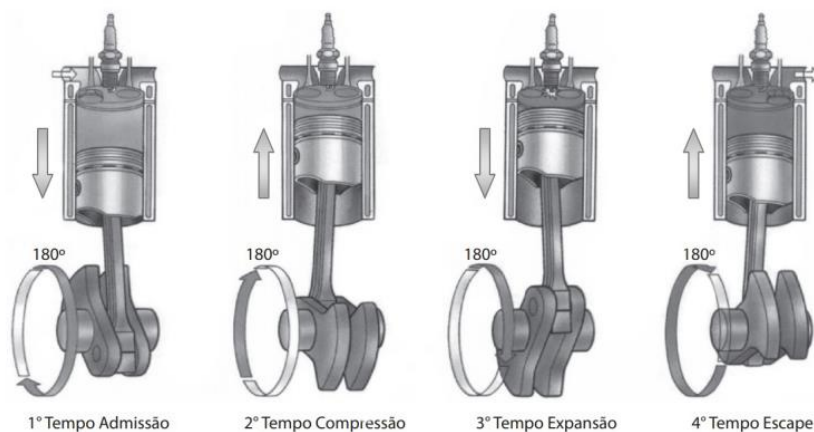
3.1.1 Operação e funcionamento

Os MCI podem ser divididos em duas categorias a respeito do seu funcionamento: motores de quatro tempos e motores de dois tempos. A principal diferença entre estes dois tipos é que o motor de dois tempos possui uma explosão para cada giro do virabrequim, enquanto o motor de quatro tempos possui uma a cada dois giros. Os quatro tempos do motor são: admissão, compressão, expansão e exaustão. Como o atual trabalho estuda um motor de quatro tempos, este será o tipo de motor que será descrito. A Figura 13 mostra os quatro tempos do motor.

O tempo de admissão se inicia com o pistão no PMS e termina próximo ao PMI. Nessa etapa a válvula de admissão é aberta, enquanto a de exaustão se encontra fechada, e toda a mistura ar/combustível é admitida para dentro do motor. Na segunda etapa (compressão) ambas as válvulas se encontram fechadas, e ocorre o deslocamento do pistão do PMI para o PMS. Neste ciclo a mistura ar combustível é comprimida, fator decisivo que garante a eficiência do motor.

O tempo de expansão/combustão se inicia com ignição da mistura, seja através de uma centelha ou da própria compressão do sistema. A combustão move o pistão do PMS para o PMI, sendo a etapa de geração de trabalho mecânico. O último estágio começa com a abertura da válvula de exaustão. Nessa fase o pistão se desloca do PMI ao PMS expelindo o produto da combustão (Heywood, 1988).

Figura 13 - Ciclos do motor.



Fonte: Brunetti (2012)

Este ciclo do motor também pode ser analisado através de um gráfico p-V (Figura 14). Nele é possível ver claramente os tempos que geram trabalhos negativo e positivo. Na Figura 14 é possível ver também a divisão de cada tempo, e será analisado o que ocorre em cada processo, para que se possa entender mais um pouco do que está ocorrendo em cada momento dentro da câmara de combustão:

- (1) – (2) – Admissão;
- (2) – (3) – Compressão;
- (3) – (4) – Expansão;
- (4) – (1) – Exaustão.

reduzindo a quantidade de cilindros, e aumentar a pressão média indicada por meio da sobrealimentação, visando obter o mesmo valor de potência e torque do motor original, mesmo com a diminuição do seu tamanho (Gheorghiu, 2013). Resumindo, o conceito de *downsizing* foi aplicado para tornar os motores de combustão interna mais eficientes e menos poluentes, conseguindo assim alcançar as metas de poluição estipuladas pelos governos.

O estudo executado por Sprei e Karlsson (2013) mostra um exemplo da pressão sofrida pela indústria automotiva na Suécia em que o mercado exigiu que os carros novos o mesmo tamanho e performance que os modelos anteriores, no entanto com menos consumo de combustível. No mercado brasileiro temos exemplos de carros que aderiram ao conceito de *downsizing*, como o Hyundai HB20 Turbo, VW Up! Tsi e o VW Golf 1.0 Tsi (WM1, 2022).

Para que o *downsizing* seja aplicado com sucesso, é necessário a aplicação de novas tecnologias que permitam a diminuição dos motores sem afetar a sua performance. Exemplos dessa tecnologia temos: sobrealimentação; taxa de compressão variável; injeção direta; controle de abertura do sistema de válvulas; entre outras (Rodrigues, 2014).

3.2 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é a área da simulação computacional responsável por analisar escoamento de fluidos, transferência de calor e reações químicas. Alguns exemplos de fenômenos que são resolvidos por análise CFD são: escoamento externo em veículos e aeronaves; reação de combustão em MCI; escoamento em tubulações; entre outras aplicações (Versteeg e Malalasekera, 2007).

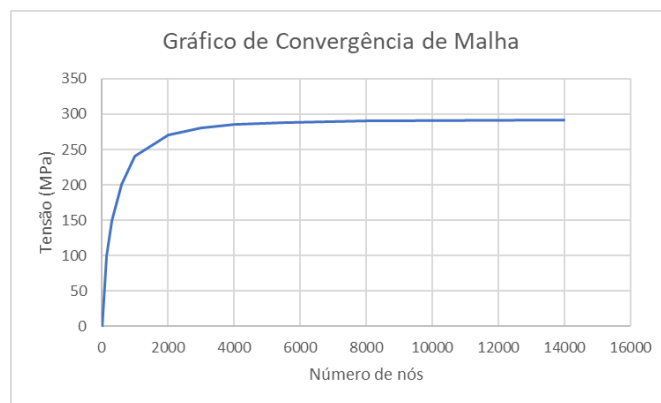
A análise CFD foi desenvolvida inicialmente pela indústria aeroespacial, e foi utilizada como ferramenta para simular o funcionamento de uma aeronave, prever os esforços de arrasto e sustentação de uma asa, sendo de fundamental importância para reduzir os custos de novos projetos. Vendo as vantagens que a simulação CFD trouxe para a indústria aeroespacial diversos setores também aderiram para esta ferramenta no desenvolvimento dos seus projetos. Contudo, a simulação CFD só foi amplamente utilizada a partir da década de 90 com o desenvolvimento de *hardwares* e *softwares* que permitiram que problemas mais complexos pudessem ser resolvidos (Versteeg e Malalasekera, 2007).

As simulações CFD podem ser divididas em três etapas:

- Pré-processamento;
- Solução;
- Pós-processamento.

A fase de pré-processamento tem o objetivo de definir a geometria do problema (domínio), geração de malha, os fenômenos que regem o problema em questão (equações governantes e condições de contorno) e as propriedades dos materiais utilizados. Na geração de malha, o domínio estudado é discretizado em milhares (as vezes milhões) de elementos menores, onde em cada elemento as equações que governam o sistema serão aplicadas. Devido a isso o esforço computacional está diretamente relacionado a quantidade de elementos. A geração de malha de um sistema é uma das fases mais importantes no momento de se realizar uma simulação CFD. Para se eliminar a influência da quantidade de elementos é necessário realizar um estudo de convergência de malha. Como pode ser visto na Figura 15 com o aumento da quantidade de elementos a solução vai convergindo para um resultado, ou seja, a resposta não está mais sendo influenciada pela malha (Versteeg e Malalasekera, 2007). Segundo os autores recém citados, mais de 50% do tempo utilizado para realizar uma análise CFD é aplicado para definir a geometria e malha do problema.

Figura 15 - Gráfico de convergência dos resultados com o refinamento da malha.



Fonte: O Autor (2023)

Na segunda etapa os *softwares* CFD utilizados comercialmente podem empregar métodos distintos de discretização que regem os fenômenos físicos, como, volumes finitos, elementos finitos, entre outros. O método de volumes finitos (que foi o utilizado no atual trabalho) segue três passos: primeiramente ele integra todas as equações governantes por todos os volumes do domínio; depois da integração estas equações são discretizadas, convertendo os resultados das equações integrais em sistemas de equações algébricas; por fim estas equações são resolvidas através de um método iterativo (Versteeg e Malalasekera, 2017).

Na fase de pós-processamento os resultados do problema são obtidos por meio de gráficos cartesianos e gráficos de cores tendo como resultados campos de temperatura, pressão, velocidade, entre outros.

3.2.1 Equações governantes

As simulações CFD são originadas em equações da dinâmica dos fluidos. Essas equações governantes representam afirmações matemáticas das leis de conservação da física. As leis adotadas são:

- Conservação de massa;
- Conservação de momento – originada na segunda lei de Newton;
- Conservação de energia – proveniente da primeira lei da termodinâmica.

A lei da conservação de massa se baseia no princípio em que nenhuma matéria pode ser criada nem destruída. Esta lei requer que a taxa de variação de massa dentro de um volume de controle é equivalente ao fluxo de massa que cruza esse volume de controle. A forma integral deste princípio pode ser vista na Equação (3). Nesta equação o termo da esquerda representa a variação de massa dentro do volume de controle e o termo da direita a quantidade de massa que cruza a superfície desse volume de controle.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \, dV = - \int_S \rho V \cdot n \, dS \quad (3)$$

Aplicando o teorema de divergência de Gauss e substituindo a integral de superfície por uma integral de volume tem-se:

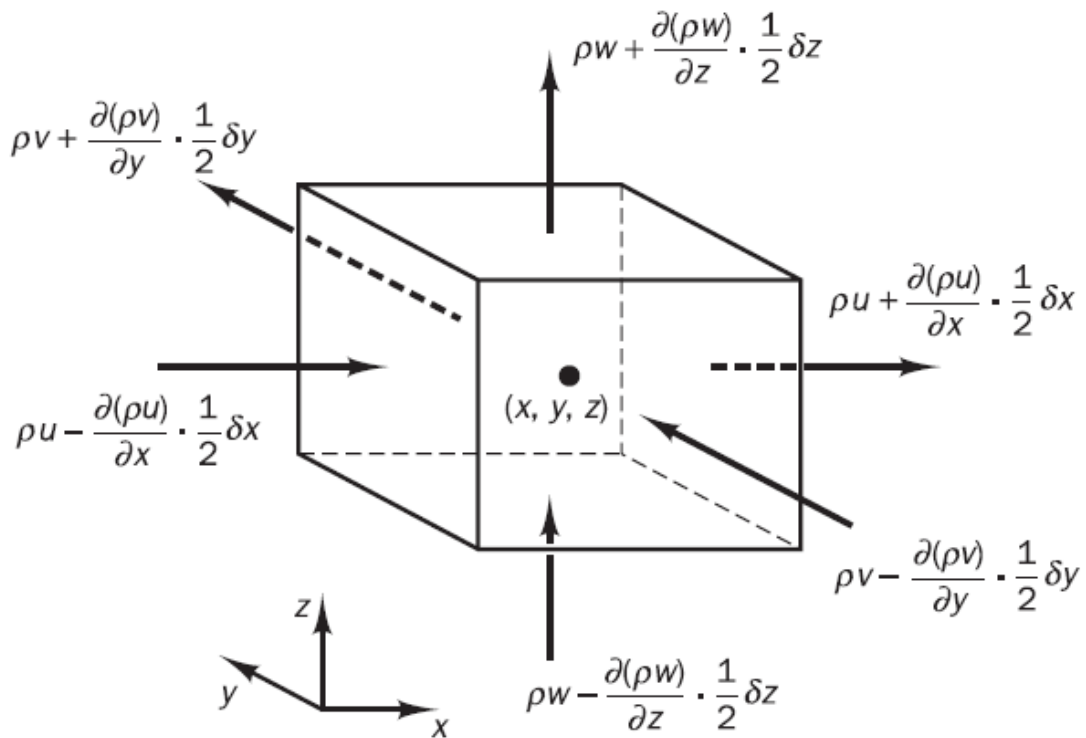
$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) \right] dV = 0 \quad (4)$$

Como a Equação (4) é válida para qualquer volume de controle, isto implica na Equação (5). Esta é a equação continuidade em sua forma diferencial parcial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (5)$$

Na Figura 16 é possível observar a conservação de massa para o elemento qualquer. Neste elemento a conservação de massa foi aplicado nos três eixos cartesianos (x, y e z) (Tu et al., 2013).

Figura 16 - Conservação de massa para um elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.

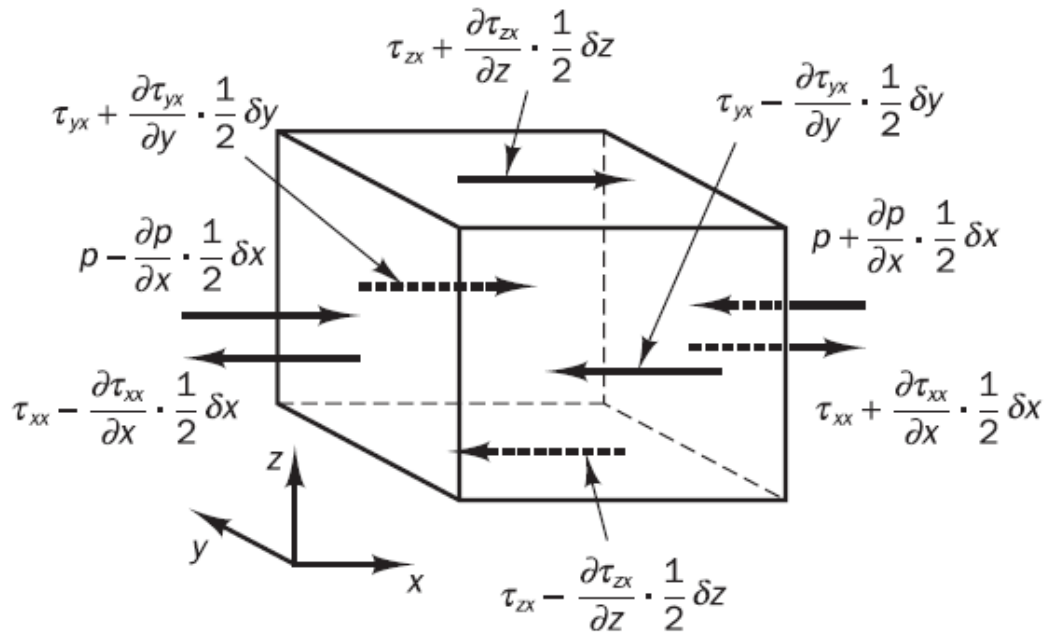
Para a segunda equação governante tem-se que aplicar a conservação de momento no elemento analisado. Considerando um elemento de fluido qualquer descrito na Figura 17, a segunda lei de Newton afirma que a soma das forças que atuam nele é igual a sua massa vezes sua aceleração. Considerando inicialmente somente a componente cartesiana x tem-se:

$$\sum F_x = m \cdot a_x \quad (6)$$

O termo da direita na Equação 6 pode ser modificado considerando a aceleração em x como sendo uma derivada da velocidade em x (u) pelo tempo e substituindo a massa pelo volume vezes a densidade, tem-se:

$$m \cdot a_x = \rho \frac{Du}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (7)$$

Figura 17 - Diagrama de corpo livre para um elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007)

Existem duas fontes de forças para um fluido: forças de superfície e forças de corpo. As forças de corpo são forças que atuam em um volume, sem necessitar de um contato, diferente da força de superfície que atua sobre uma superfície, e precisam de contato. As forças de corpo que podem influenciar no momento do fluido são: gravidade, Coriolis e forças eletromagnéticas. Esses termos de força são incorporados acrescentando um termo fonte a força de superfície. Na Figura 17 vemos que as forças de superfície que atuam na direção x são: tensão normal e tensão de cisalhamento. Combinando a soma dessas forças no eixo x e acrescentando a Equação 7 na Equação 6, tem-se:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \sum F_x^{\text{forças de corpo}} \quad (8)$$

Da mesma forma pode-se deduzir as equações de momento em y (Equação 9) e em z (Equação 10) (Tu et al., 2013).

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \sum F_y^{\text{forças de corpo}} \quad (9)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \sum F_z^{\text{forças de corpo}} \quad (10)$$

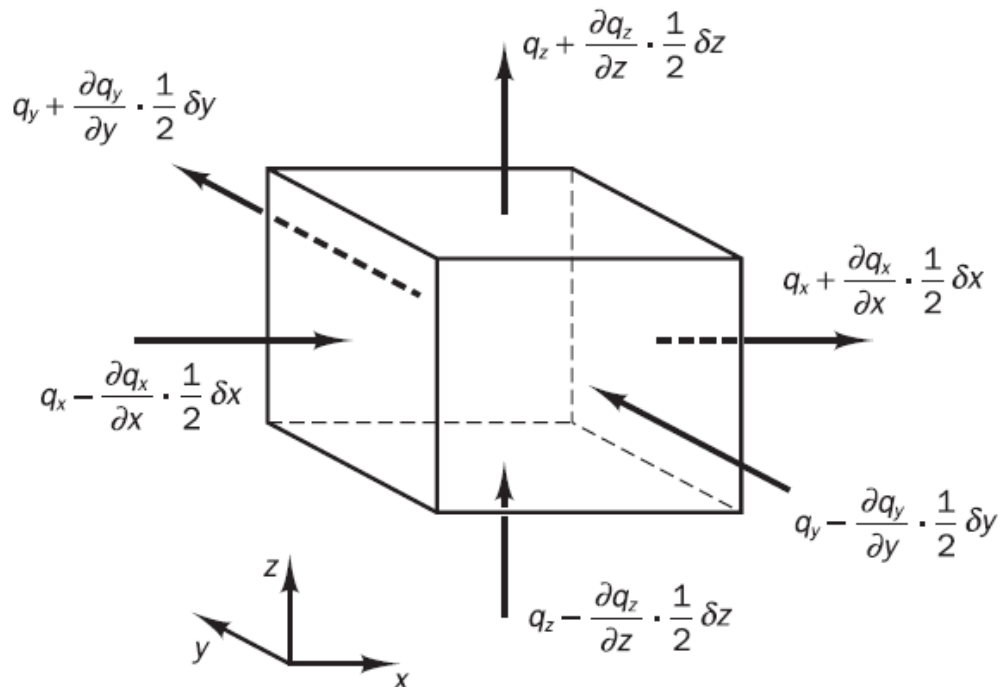
A equação de conservação de energia é derivada a partir da primeira lei da termodinâmica (Equação 11). De acordo com Tu et al. (2013), a variação de qualquer propriedade no tempo pode ser substituída pelo produto da densidade pela derivada substancial (Equação 12).

$$\frac{dE}{dt} = \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} \quad (11)$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho \frac{DE}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (12)$$

Os termos formados pela parte a direita da Equação 11 representam a taxa líquida de calor adicionada ao volume de controle ($\sum \dot{Q}$) e a taxa líquida de trabalho gerado pelas forças de superfícies do fluido ($\sum \dot{W}$). Inicialmente foram analisadas as forças e o calor adicionado na direção x para depois associar para as direções y e z. A Figura 18 expõe a taxa de calor que cruza o elemento.

Figura 18 - Taxa líquida de calor no elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007)

A taxa de trabalho no volume de controle pode ser calculada multiplicando-se as tensões normais e de cisalhamento (σ_{xx} , τ_{yx} e τ_{zx}) pela componente da velocidade da direção x.

Combinando a Equação 11 na Equação 12, e aplicando o conceito de trabalho explicado anteriormente tem-se:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial(u\sigma_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\sigma_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\sigma_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (13)$$

Os fluxos de calor podem ser formulados aplicando a lei de Fourier que relaciona o fluxo de calor com o gradiente de temperatura local (Equação 14), onde k é o coeficiente de condutividade térmica.

$$q_{x/y/z} = -k \frac{\partial T}{\partial x/y/z} \quad (14)$$

Substituindo a Equação 14 na Equação 13 e correlacionando o termo da tensão normal com a pressão, a equação da conservação da energia se torna (Tu et al., 2013):

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left[k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k \frac{\partial T}{\partial z} \right] - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \Phi \quad (15)$$

Onde Φ é o termo dissipativo que associa a energia dissipada por meio do atrito, e para coordenadas cartesianas a sua formulação está exposta na Equação 16.

$$\Phi = \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \quad (16)$$

3.2.2 Método de Volumes Finitos

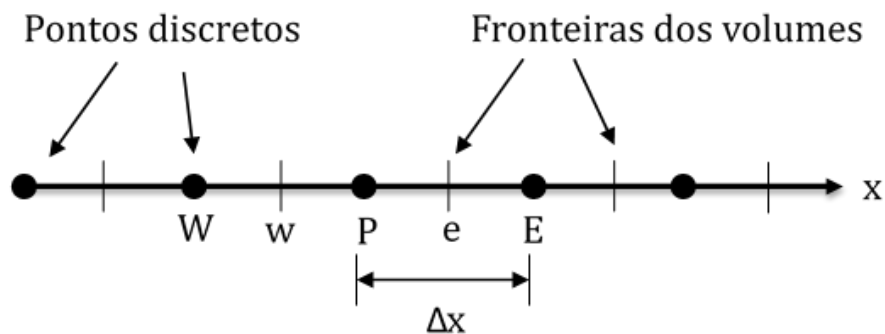
Qualquer processo para se obter uma solução computacional consiste em dois estágios. O primeiro requer a conversão da equação diferencial parcial, e as condições de contorno e iniciais, em um sistema de equações algébricas. Esse processo é chamado de discretização. Para a realização desse processo existem diferentes métodos: elementos finitos, diferenças finitas, volumes finitos e espectral. O segundo estágio da solução computacional requer a

implementação de um método numérico para resolver o sistema de equações algébricas originadas pela discretização (Tu et al., 2013).

O método de volumes finitos discretiza a forma integral das equações de conservação diretamente no espaço físico. O domínio computacional é dividido em um número finito de volumes de controle, onde no centroide de cada volume de controle é calculado os valores das propriedades. Como o método de volumes finitos opera com volumes de controle ele tem a capacidade de acomodar qualquer tipo de elemento. Este método tem mais vantagens que desvantagens, e por isso é o método mais utilizado nos *softwares* comerciais CFD. Uma vantagem importante é que a malha deste método pode ser formada por diferentes elementos, por exemplo, em uma análise bidimensional, os elementos podem ser formados por triângulos e quadriláteros, permitindo assim uma maior flexibilidade para se construir geometrias mais complexas (Tu et al., 2013).

Existem duas formas de se obter as equações algébricas pelo método de volumes finitos: o primeiro modo é realizar um balanço da propriedade estudada pelo volume de controle; e a outra é integrar em função do espaço e do tempo as equações nas formas conservativas (Maliska, 2004).

Figura 19 - Discretização de um elemento unidimensional.



Fonte: O Autor (2023)

Nas Figuras 16, 17 e 18 é possível ver um exemplo prático do que ocorre em cada elemento da malha, onde as equações que governam o fluido irão ser discretizadas e calculadas nas fronteiras dos volumes de controle. Para melhor entendimento do que ocorre, um exemplo simples de difusão em estado estacionário vai ser exposto. A equação de transporte para uma propriedade Φ , pode ser descrita pela Equação 17:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + S = 0 \quad (17)$$

Onde:

Γ = é o coeficiente de difusão;

S = é o termo fonte;

Para melhor entendimento do exemplo, a Figura 19 mostra a Discretização de um elemento unidimensional. Os pontos W, P e E são os nós da malha e o volume de controle inicia no ponto w e termina no ponto e. A discretização da Equação 17 pelo método de volumes finitos se dá pela integração da equação que governa o elemento (Equação 18), gerando assim a Equação 19 (Fortuna, 2000).

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = 0 \quad (18)$$

$$\left(\Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (19)$$

Onde:

A = seção da área do volume de controle;

ΔV = é o volume;

$\bar{S}$ = é a média do fator fonte S no volume de controle.

Um fator interessante é que depois da discretização fica visível o fenômeno físico que ocorre dentro do volume de controle. A Equação 19 acima mostra que o fluxo de difusão Φ que sai do volume menos o fluxo de difusão Φ que entra no elemento é igual a geração de Φ , que é a equação de balanço de Φ no volume de controle (Fortuna, 2000).

Com o exemplo acima foi possível entender o procedimento do método de resolução de volumes finitos para discretizar as equações que regem o domínio pela forma de integração da equação na forma conservativa em função do volume de controle, que para o caso foi a equação de transporte da propriedade Φ qualquer.

3.2.3 Software

O *software* utilizado para realizar as simulações foi o Simcenter Star-CCM+. Este é um programa de CAE (*Computer Aided Engineering*) comercializado pela Siemens. No Star-CCM+ é possível realizar vários tipos de análises, como:

- Aero acústica;

- Dinâmica dos fluidos;
- Transferência de calor;
- Fluxos Multifásico;
- Mecânica dos sólidos;
- Fluxos reativos.

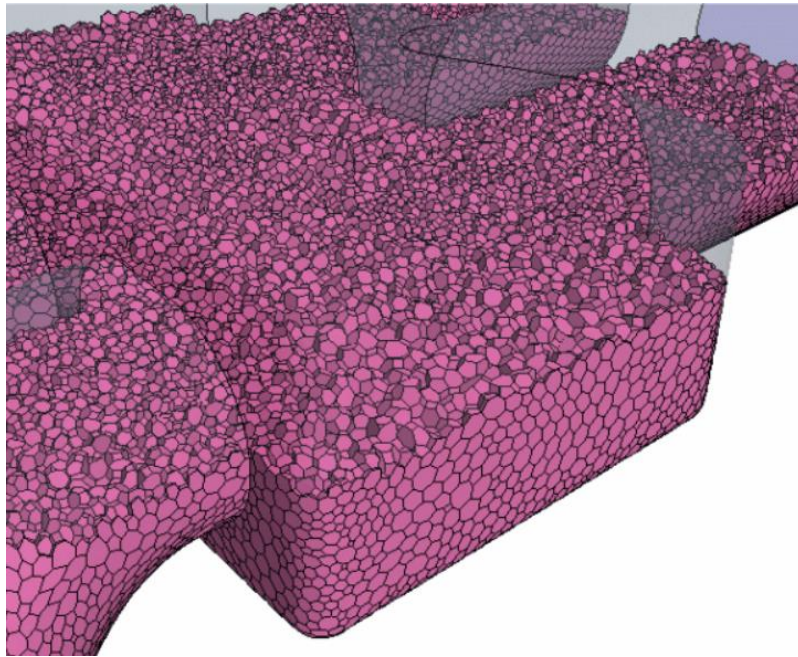
Para o atual trabalho o Star-CCM+ foi utilizado pela disponibilidade de se trabalhar com mais de uma física ao mesmo tempo. Como o trabalho visa realizar uma análise CHT de um motor de combustão interna, é essencial que o *software* escolhido permitisse realizar a interação da parte fluido com a parte sólida do motor.

3.2.3.1 Malha

Dois tipos de elementos de malha foram utilizados na simulação: malha poliédrica (*Polyhedral Mesher*) e camada de prisma (*Prism Layer Mesher*). O elemento poliédrico (Figura 20) proporciona uma solução balanceada para malhas de geometrias complexas. Esse tipo de elemento é fácil e eficiente para se criar, sem requerer mais preparação de superfícies comparado com elementos tetraédricos, possuindo também uma quantidade de elementos cinco vezes menor (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

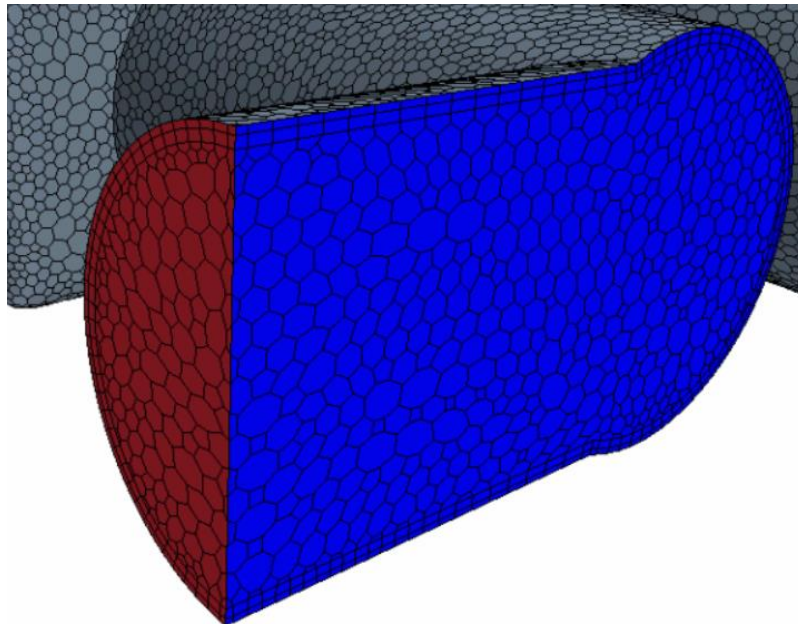
A camada de prisma (Figura 21) (*Prism Layer Mesher*) é um modelo de geração de malha criado pelo *software* para melhorar a precisão da simulação perto das superfícies, utilizada para melhor representar a camada limite do fluido. Essa malha é formada por elementos prismáticos ortogonais próximo as superfícies ou fronteiras (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

Figura 20 - Elemento poliédrico existente no Star-CCM+.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

Figura 21 - Camada de prisma existente no Star-CCM+.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

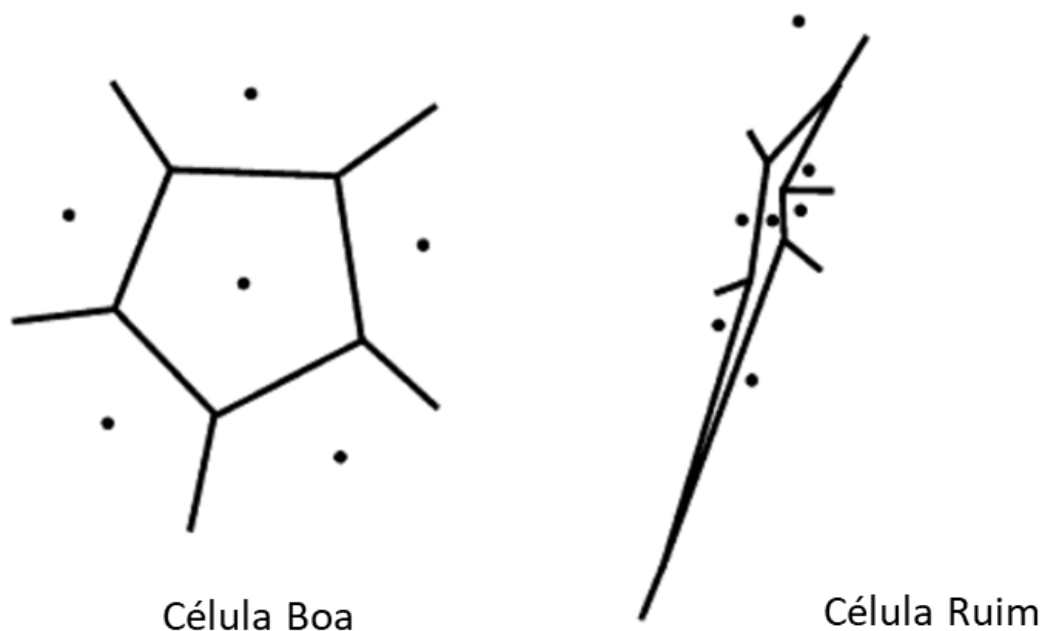
Outra opção de geração de malha que o Star-CCM+ oferece é a opção de extrudar um volume de malha com o objetivo de produzir elementos ortogonais extrudados de uma condição de contorno específica. Esse gerador de malha é utilizado tipicamente para condições de

contorno de entrada e saída com o propósito de obter uma representatividade computacional maior (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

O Star-CCM+ também possui formas de avaliar a qualidade da malha criada. Os principais parâmetros utilizados no atual trabalho para medir a qualidade do elemento da malha foi o *Cell Quality* (qualidade de célula) e *Skewness Angle* (ângulo de skewness).

O *Cell Quality* é um algoritmo híbrido baseado nos métodos de Gauss e mínimos quadrados. É uma função que mede não somente a distribuição dos centroides dos elementos, mas também a orientação das suas faces. A Figura 22 mostra uma diferença de um bom elemento e de um mal de acordo com esse parâmetro (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016). De acordo com o guia do software, quanto mais próximo de 1 melhor o elemento, não podendo possuir elementos com valores menores que 0,00001.

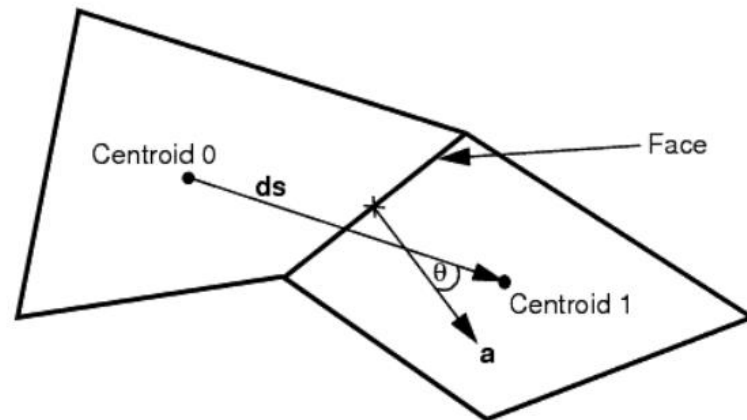
Figura 22 - Diferença de um elemento bom e ruim pelo algoritmo *Cell Quality*.



Fonte: Adaptado de Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

O *Skewness Angle* mede a angulação formada pela linha que liga os centroides das duas células com a linha normal a face formada pelos elementos (Figura 23). Quando o ângulo é 0 quer dizer que a malha é perfeitamente ortogonal, ângulos maiores que 90° indicam que a malha não está boa, e que pode proporcionar problemas de convergência. Porém uma simulação pode possuir valores maiores que 90°, mas não indicar um problema de convergência (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

Figura 23 - Descrição do cálculo do ângulo de *Skewness*.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

3.3 MECÂNICA DOS FLUIDOS

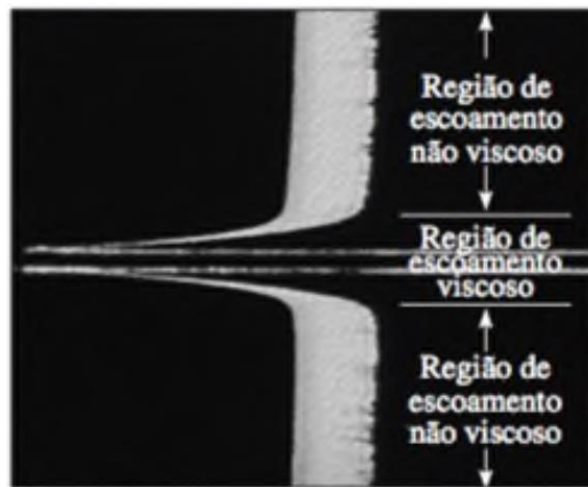
Nesta seção da fundamentação teórica irão ser abordados conceitos da mecânica dos fluidos que são importantes para definição de alguns parâmetros na modelagem CFD 3D, como por exemplo definição de camada limite e sua correlação com Y^+ .

3.3.1 Camada limite

Pela condição de não escorregamento do fluido, o escoamento do mesmo sobre uma região sólida acarreta no surgimento de duas regiões: escoamento viscoso e não viscoso (Figura 24). No escoamento viscoso os efeitos do atrito são significativos e o efeito proveniente das forças viscosas e a rotacionalidade não podem ser desprezados, já a região não viscosa esses efeitos podem ser desprezados pois os esforços são pequenos comparados às forças inerciais e de pressão (Çengel e Cimbala, 2013).

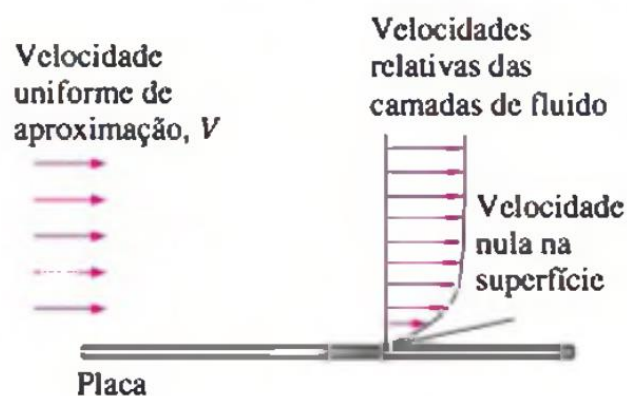
A camada limite de um fluido é formada com a interação do fluido com um sólido, e é a região onde os efeitos viscosos não podem ser desprezados (Figura 25). Nessa região ocorre o surgimento de um perfil de velocidade que surge por causa da viscosidade do fluido (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 24 - Divisão de um escoamento viscoso e não viscoso sobre uma placa.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

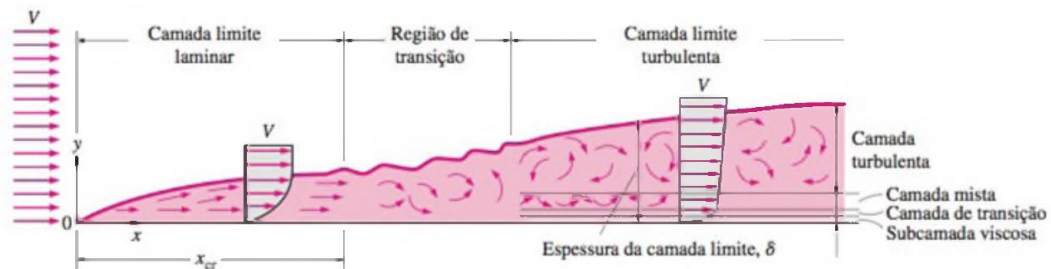
Figura 25 - Representação da camada limite sobre uma placa.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

O escoamento ainda pode ser classificado como laminar ou turbulento. No escoamento laminar o movimento do fluido é caracterizado como ordenado e suave. Escoamentos de fluidos com alta viscosidade, como óleos, e com baixas velocidades são tipicamente laminares. Em contraponto, quando o movimento do fluido é altamente desordenado o fluxo é denominado como turbulento. Ainda existe uma região do escoamento de fluidos onde o fluxo se alterna de laminar e turbulento, sendo denominado como transitório. A Figura 26 expõe um fluxo de ar em uma placa plana onde é possível ver a região laminar, turbulenta e de transição (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 26 - Transição do tipo de escoamento para uma placa de acordo com o número de *Reynolds*.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

O parâmetro que se mede o tipo de fluxo é o número adimensional denominado número de *Reynolds*. Este parâmetro é influenciado pela velocidade do fluido, pelo comprimento/diâmetro e pela viscosidade do fluido. O valor que caracteriza se é laminar e turbulento varia de acordo do tipo de escoamento. No escoamento em uma placa o escoamento é laminar até *Reynolds* de 10^5 , se tornando turbulento em 3×10^6 . Já no escoamento interno em uma tubulação de diâmetro circular o número de *Reynolds* para o fluxo laminar ocorre até 2300, e se torna turbulento em 4000. A Equação 20 mostra como se calcula o número de *Reynolds* para o escoamento interno de uma tubulação de seção circular (Çengel e Cimbala, 2013).

$$Re = \frac{\rho V_{méd} D}{\mu} \quad (20)$$

Onde,

ρ = Densidade do fluido;

$V_{méd}$ = Velocidade média;

D = Diâmetro;

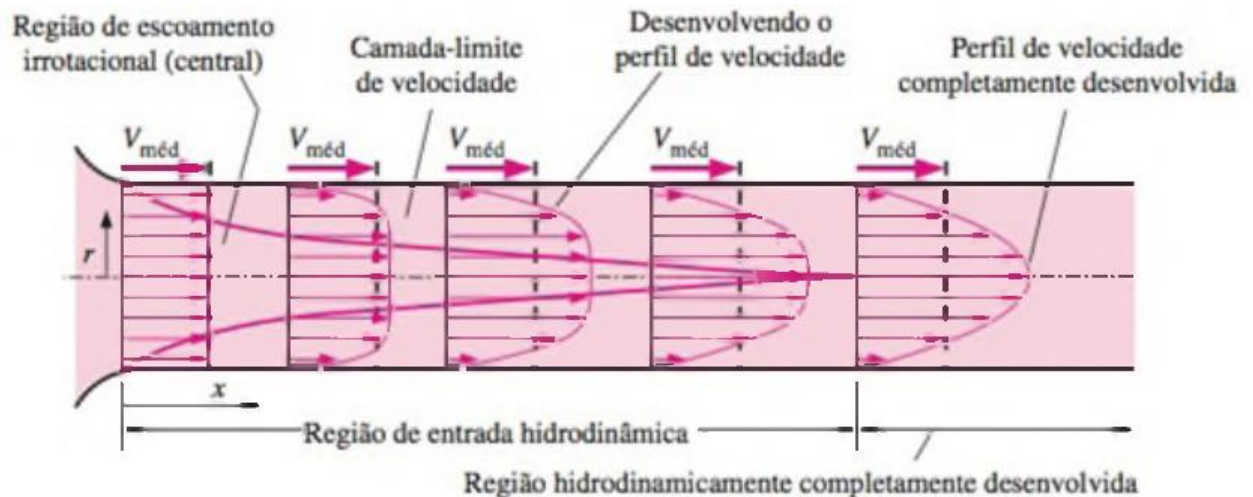
μ = Viscosidade dinâmica.

3.3.2 Região de entrada

A condição de não escorregamento implica na estagnação das partículas do fluido na camada que está em contato com a parede de um tubo, fazendo com que um fluido que entra com velocidade constante em um tubo circular comece a desenvolver um perfil de velocidade (surgido a partir da formação da camada limite), até que em um determinado comprimento o perfil fique completamente desenvolvido (a camada limite atinge o centro do tubo) (Figura 27). A região de entrada do tubo até o local onde o perfil de velocidade é completamente

desenvolvido é chamada de comprimento de entrada hidrodinâmico. A região onde o perfil de velocidade está completamente desenvolvido é chamada de região hidrodinamicamente completamente desenvolvida (Çengel e Cimbala, 2013).

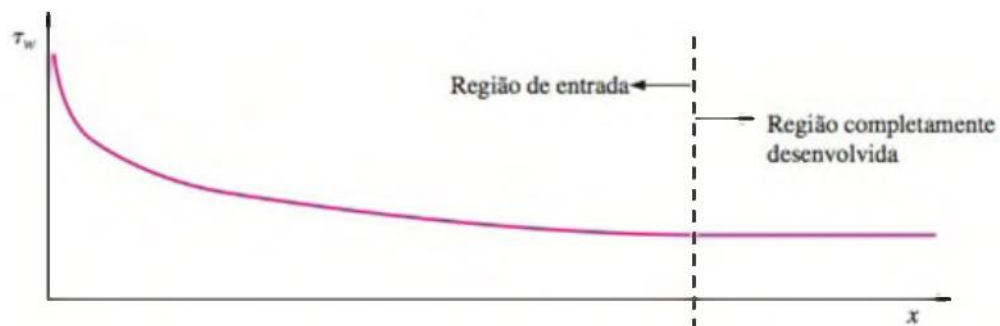
Figura 27 - Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo de um tubo.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

A tensão de cisalhamento na parede do tubo é relacionada com a inclinação do perfil de velocidade, e como o perfil de velocidade se torna inalterado na região completamente desenvolvida, a tensão de cisalhamento também fica constante nessa região. A tensão de cisalhamento é maior na entrada do tubo onde a espessura da camada limite é menor, e vai caindo gradativamente, até se tornar constante quando o perfil de velocidade fica completamente desenvolvido (Figura 28) (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 28 - Tensão de cisalhamento em função da distância.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

O comprimento de entrada hidrodinâmica é tomado como a distância da entrada do tubo até o lugar onde a tensão de cisalhamento chega a 2% do valor completamente desenvolvido. De acordo com Kays et al. (2004) e Shah e Bhatti (1987) este valor é aproximado pela Equação 21.

$$L_{h,laminar} = 0,05ReD \quad (21)$$

Onde:

$L_{h,laminar}$ = Comprimento hidrodinâmico laminar.

No escoamento turbulento, de acordo com Shah e Bhatti (1987) e Zhi-qing (1982), o comprimento de entrada pode ser calculado pela Equação 22:

$$L_{h,turbulento} = 1,359 DRe^{1/4} \quad (22)$$

Podendo ser aproximado por:

$$L_{h,turbulento} = 10D \quad (23)$$

Onde:

$L_{h,turbulento}$ = Comprimento hidrodinâmico turbulento.

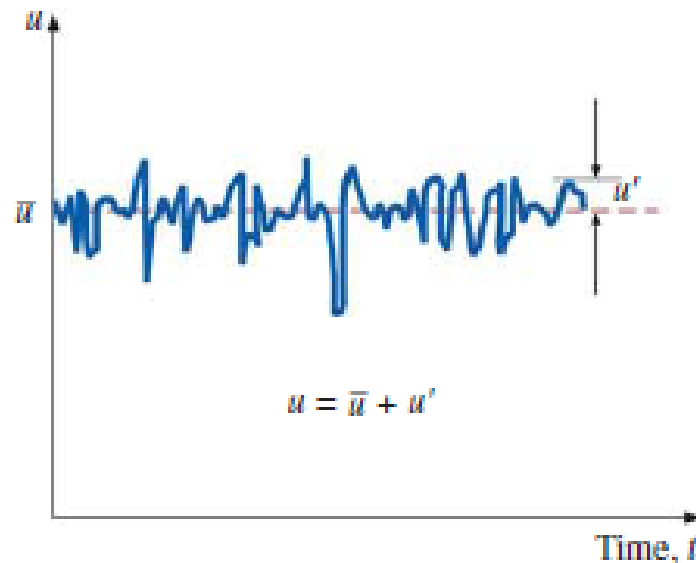
3.4 ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS CIRCULARES – DEFININDO O VALOR DE Y^+

O escoamento turbulento é um mecanismo complexo que possui várias flutuações, e mesmo com a intensa pesquisa realizada sobre este assunto, a teoria ainda não foi completamente desenvolvida. A maioria das relações e equações sobre esse mecanismo foram criadas a partir de estudos empíricos e semiempíricos (Çengel e Cimbala, 2013).

O escoamento turbulento é caracterizado por possuir flutuações aleatórias e rápidas de regiões em redemoinho, que são denominadas de turbilhões. Essas flutuações transportam massa, momento e energia de uma região para outra de uma forma muito mais rápida se comparado com o escoamento laminar, que realizam essas transferências a partir de difusão molecular. Devido a isso os escoamentos turbulentos são associados com valores maiores de coeficiente de atrito, transferência de calor e de massa (Çengel e Cimbala, 2013).

Mesmo quando se trata de um escoamento estacionário os turbilhões presentes fazem com que existam flutuações locais significativas na velocidade, temperatura, pressão e densidade (se o escoamento for compressível). O gráfico mostrado na Figura 29 representa a variação de velocidade em um determinado ponto de um escoamento turbulento. Nela é possível ver que os valores instantâneos da velocidade flutuam em relação de um valor médio sugerindo que a velocidade pode ser calculada a partir da Equação 24 (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 29 - Gráfico com variação da velocidade em um escoamento turbulento em função do tempo.



Fonte: Çengel e Cimbala (2013)

$$u = \bar{u} + u' \quad (24)$$

Onde:

$\bar{u}$ = velocidade média;

u' = velocidade flutuante.

3.4.1 Modelagem de um escoamento turbulento

Para a modelagem de escoamentos turbulentos, as equações de conservação de massa, momento e energia discretizadas não demonstram por si só uma boa aproximação do modelo real. Isto é devido à natureza aleatória deste tipo de escoamento. Então para tratar deste tipo de problema (responsável pela maioria dos problemas da engenharia), foi criado alguns modelos numéricos para representar a turbulência existente. Sendo estas as três principais técnicas:

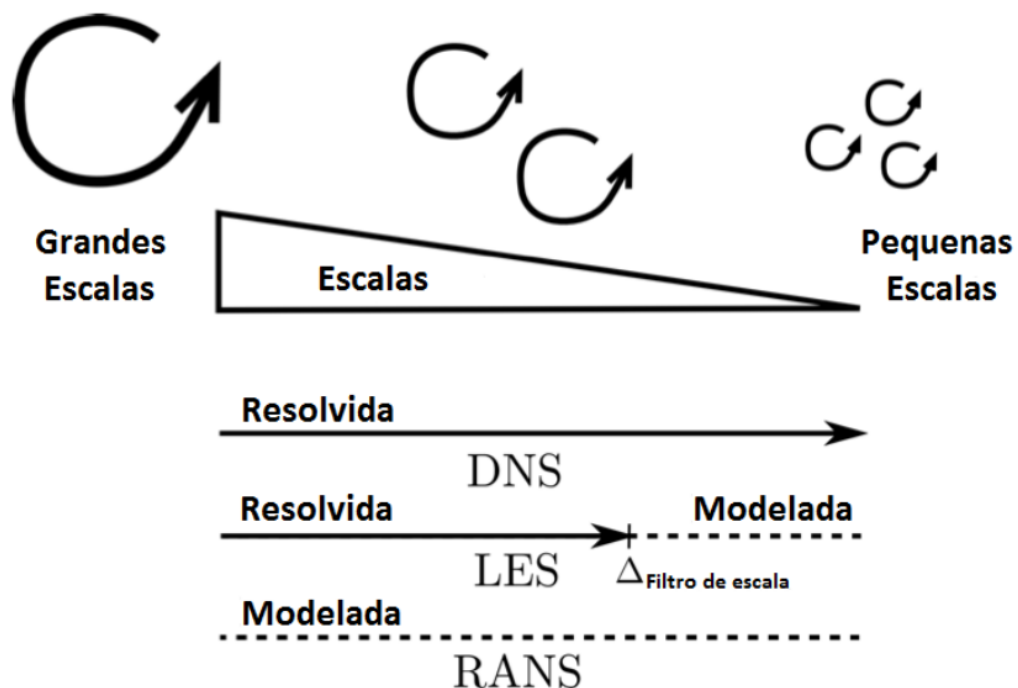
- *DNS (Direct Numerical Simulation);*
- *LES (Large Eddy Simulation);*
- *RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).*

Dentre os modelos existentes, o *DNS* é o que representa a maior complexidade e maior custo computacional, porém é o que melhor representa a realidade, ou seja, o que possui maior precisão. Porém, na indústria as atividades são feitas rapidamente. Os engenheiros, na maioria das vezes, não necessitam de uma grande precisão e estão mais interessados em encontrar

valores médios e que sejam obtidos rapidamente. Devido a estes fatores, o modelo utilizado nas indústrias é o *RANS*, pois este é o que demanda o menor custo computacional e que possui resultados aceitáveis. O modelo *DNS* é muito utilizado como modelo avaliativo para os modelos que usam a técnica *RANS*, servindo assim como um “calibrador” (Aguirre, 2013).

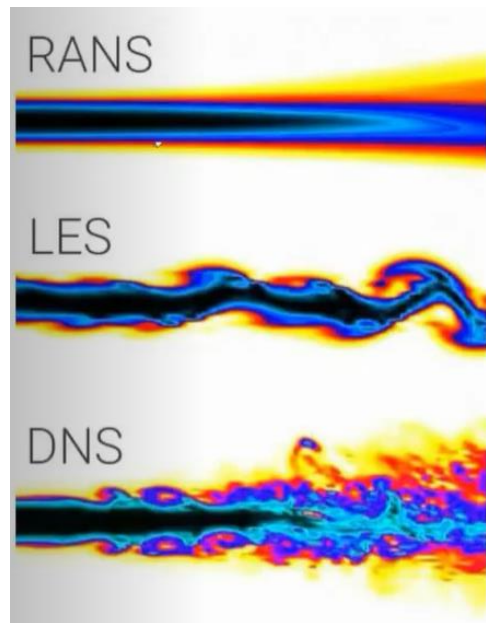
O modelo *DNS* contabiliza todas as escalas do espectro da turbulência no fenômeno, requerendo que o espaçamento da malha seja menor que a menor escala de comprimento turbulento. Isto é um dos motivos para que este tipo de simulação possua um custo computacional grande, outro motivo é que este tipo de modelo é inerentemente transiente, tendo que ser simulado por longos períodos, para garantir que o resultado seja estatisticamente estacionário e independente das condições iniciais. Já o modelo *LES* modela somente escalas de turbulência que possam ser vistas, introduzindo em seu modelamento numérico um filtro de espectro que elimina as escalas de turbulência pequena, computando somente as grandes escalas de espectro turbulento (Lesieur, 2008). A Figura 30 expõe graficamente a principal diferença entre os modelos *DNS*, *LES* e *RANS* e na Figura 31 é possível ver como o tipo de modelagem de turbulência vai influenciar nos resultados.

Figura 30 - Diferença do tipo de modelagem na turbulência.



Fonte: Ribeiro et al. (2014)

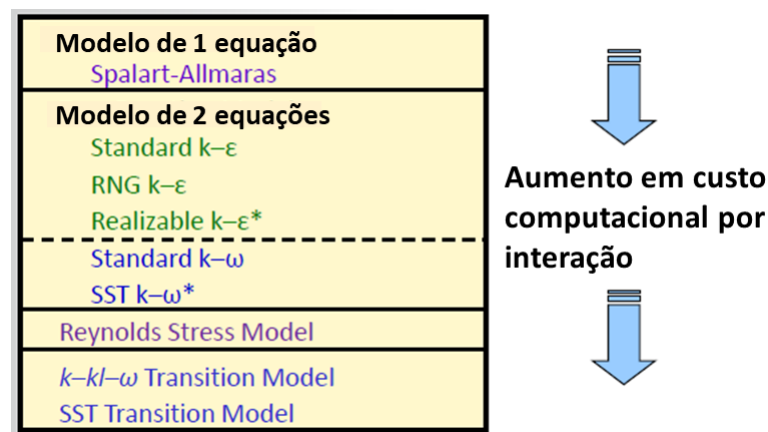
Figura 31 - Diferença do resultado para cada tipo de modelagem da turbulência.



Fonte: Turbulence Modes in CFD (2022)

A Figura 32 mostra um quadro com modelos de turbulências *RANS*, seguindo dos que requerem menos esforços computacionais (topo) para os que requerem mais esforços computacionais. Os modelos mais comuns utilizados são os $k - \epsilon$ e $k - \omega$, esses modelos se diferem principalmente a respeito do tratamento do fluxo na parede. O modelo $k - \epsilon$ é um modelo robusto, porém não apresenta uma boa resposta para as camadas de malha presentes na superfície sólida quando se comparado com o modelo $k - \omega$. Outra característica importante desses dois modelos é que o modelo $k - \omega$ requer valores de Y^+ próximos a 1, enquanto o $k - \epsilon$ exige valores de Y^+ entre 30 e 300 (Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015).

Figura 32 - Quadro com modelos de turbulência tipo *RANS*.



Fonte: Lecture 7: Adaptado de Turbulence Modeling (2015)

3.4.1.1 Modelos $k - \varepsilon$ no Star-CCM+

Como modelo $k - \varepsilon$ foi o utilizado para a realização das simulações do presente trabalho este será exposto nesta seção. Este modelo é considerado robusto, conseguindo obter uma boa exatidão computacional, e ainda demanda um menor esforço computacional ao se comparar com o modelo $k - \omega$. O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ possui duas equações de transporte, uma para representar a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (k) e outra para energia cinética turbulenta por unidade de massa (ε) (Equações 25 e 26, respectivamente).

A equação de ε é a que apresenta a maior quantidade de aproximações, e possui diversas variações desta equação, modificando e eliminando algumas simplificações realizadas, como considerar separadamente o efeito do gradiente de pressão, ou introduzir o efeito da compressibilidade do escoamento (Nieckele, 2017).

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_j \kappa)}{\partial x_j} = P_\kappa + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \rho \varepsilon \quad (25)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{[C_{1\varepsilon} P_\kappa - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon] \varepsilon}{\kappa} \quad (26)$$

Onde:

$$P_\kappa = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (27)$$

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho \kappa^2}{\varepsilon} \quad (28)$$

Com constantes empíricas iguais a:

$$C_\mu = 0,09$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92$$

$$\sigma_\kappa = 1$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3$$

Uma das variações deste modelo, citada anteriormente, foi utilizada no atual trabalho e que está presente no *software* Star-CCM+. O modelo utilizado foi o $k - \varepsilon$ *Two-Layer* (duas camadas) que divide o esforço computacional em duas camadas. Na primeira, a mais próxima da parede, o valor de ε e da viscosidade turbulenta (μ_t) são especificados em função da distância da parede. Os valores de ε calculados na camada da parede e na região longe da parede são misturados suavemente, resultando em um resultado melhor. Essa abordagem permite que o

modelo utilizado possa calcular a turbulência para malhas com Y^+ de aproximadamente 1 quanto para Y^+ maiores que 30 (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

3.4.2 Cálculo de Y^+ para tubos circulares

O Y^+ é um parâmetro adimensional responsável por mensurar se a simulação numérica foi bem resolvida na região da parede, se a camada limite foi modelada apropriadamente. Esse valor também categoriza se o problema utiliza um modelo de baixo número de *Reynolds* ($Y^+ < 5$) ou alto número de *Reynolds* ($Y^+ > 30$). O valor de Y^+ aceitável está relacionado com o modelo de turbulência utilizado na simulação. A Tabela 2 mostra alguns modelos de turbulência relacionando com o valor de Y^+ aceitável (Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015).

Tabela 2 - Lista de modelos de turbulência e os seus respectivos Y^+ aceitáveis.

Modelos de Turbulência	Y^+ aceitável
SST	< 1
$k - \omega$	< 1
$k - \varepsilon$	> 30 (Tendo modelos que aceitam baixo número de <i>Reynolds</i>)
RSM	> 30

Fonte: Lecture 7: Turbulence Modeling (2015)

Os parâmetros necessários para se calcular o valor de Y^+ para um tubo circular são: massa específica; viscosidade dinâmica; diâmetro e comprimento do tubo; e a vazão do escoamento. Primeiramente tem-se que calcular o número de *Reynolds* pela Equação 20. Depois de definido o número de *Reynolds* é possível determinar se o escoamento é turbulento ou laminar, com a definição do escoamento determinasse a abordagem empregada. Como o escoamento estudado é turbulento, este será o exposto a seguir.

A tensão de cisalhamento turbulenta é calculada pela Equação 29, tendo o coeficiente de fricção para um tubo circular em regime permanente pela correlação de Blasius obtido pela Equação 30 (JIJI e LATIF, 2014).

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho V_{med}^2 \quad (29)$$

$$C_f \cong 0,0791 Re^{-1/4} \quad (30)$$

Com o valor da tensão de cisalhamento turbulenta é possível obter a velocidade de fricção (Equação 31) para depois obter o valor do tamanho do primeiro elemento (Equação 32) a partir da definição de um valor de Y^+ .

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (31)$$

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_\tau} \quad (32)$$

Onde:

μ = viscosidade dinâmica.

(Lecture 7: Turbulence Modeling, 2017).

Depois de definir o tamanho do primeiro elemento tem-se que escolher a quantidade, do mesmo, na camada de prisma. Para isso teve-se que calcular a espessura da camada limite pela Equação 33, e depois aplicar a teoria de progressão geométrica para saber a quantidade de elementos, considerando uma razão de crescimento de 1,2 (Equação 34) (Çengel e Cimbala, 2013).

$$\delta = x \frac{0,380}{\sqrt[5]{Re}} \quad (33)$$

$$n = \frac{\log\left[\frac{\delta(q-1)}{y} + 1\right]}{\log q} \quad (34)$$

Onde:

x = comprimento do duto;

q = razão da progressão geométrica

3.5 EBULIÇÃO

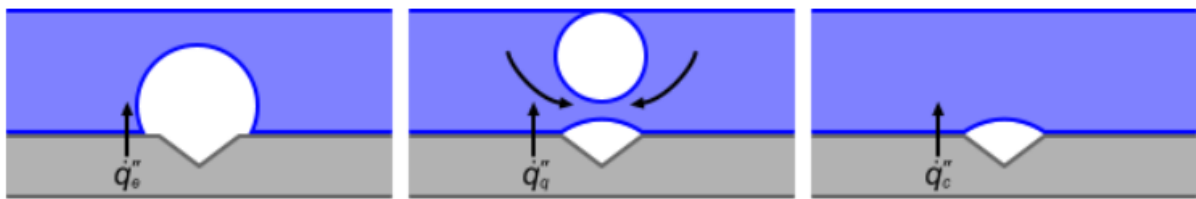
A camisa d'água de um MCI é composto por uma mistura de etilenoglicol e água. Com as altas temperaturas alcançadas nesta máquina térmica, o fluido refrigerante ultrapassa a temperatura de saturação ocasionando assim a formação de bolhas de vapor. Este tipo de análise (mudança de fase) vem sendo estudada intensamente pelos desenvolvedores de *softwares* CFD

e pela academia, porém este tipo de simulação é complexo e demanda muito esforço computacional.

A ebulição do fluido ocorre quando a temperatura da região sólido em contato com fluido alcança altas temperaturas, ocorrendo assim uma alta transferência de calor, fazendo com que o fluido na região de contato mude de fase, formando assim bolhas de vapor (Figura 33). Ocorrer a ebulição do fluido refrigerante na camisa d'água pode ser bom e ruim, dependendo das condições em que ocorrem.

Se o fluxo do escoamento tiver velocidade suficiente para desprender a bolha de vapor da parede do sólido, esta ebulição é benigna pois além de ocorrer transferência de calor pela convecção do fluido, existe também uma transferência de calor responsável pela mudança de fase, ocorrendo assim um aumento de transferência de calor global. No entanto, se as bolhas não se desprenderem da parede, um filme de vapor é formado fazendo com que a taxa de transferência de calor caia drasticamente (Punekar e Das, 2013).

Figura 33 - Formação de bolha sobre uma superfície sólida.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

O Star-CCM+ elaborou uma equação em que se pode diminuir a complexidade da modelagem do fenômeno de ebulição, através do modelo de Rohsenow (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016). Com esta equação é possível contabilizar a quantidade de calor removida pelo calor latente da mudança de fase mesmo simulando um escoamento monofásico.

A correlação empírica desenvolvida por Rohsenow (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016) apresenta o cálculo do fluxo de calor da superfície devido a ebulição através da Equação 35.

$$q_{bw} = \mu_l h_{lat} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \left(\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{C_{qw} h_{lat} Pr_l^{n_p}} \right)^{3.03} \quad (35)$$

Nesta equação μ_l , h_{lat} , C_{pl} , ρ_l e Pr_l são respectivamente a viscosidade dinâmica, calor latente, calor específico, densidade e número de Prandtl da fase líquida que está sendo simulada; n_p é o expoente do número de Prandtl (normalmente 1.73), g é a gravidade, ρ_v a densidade do

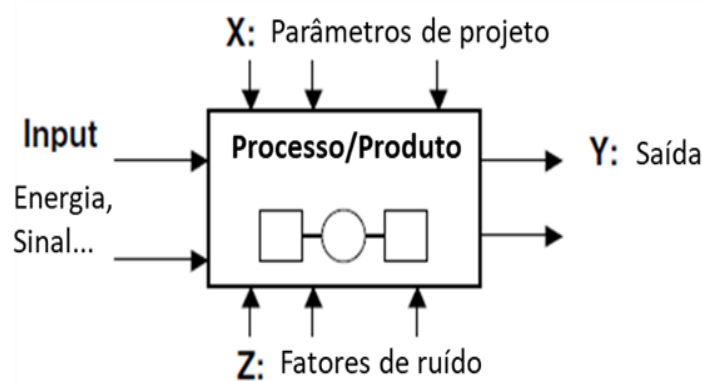
vapor, σ é o coeficiente de tensão de superfície da interface líquido-vapor, T_w é a temperatura da parede, T_{sat} é a temperatura de saturação do líquido e C_{qw} é um coeficiente empírico que varia com a combinação de líquido na superfície (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

3.6 DESIGN FOR SIX SIGMA (DFSS)

Seis sigma (*Six Sigma*) é uma metodologia capaz de oferecer ferramentas para melhorar a capacidade de qualquer processo. Este processo pode ser definido como projeto de produto, serviço, procedimentos industriais, entre outras. O seis sigma tem o propósito de melhorar e aumentar a performance ou até mesmo diminuir a variabilidade do processo (Yang e El-Haik, 2009).

A metodologia DFSS utiliza diversas ferramentas para o desenvolvimento de um produto ou processo de manufatura, P-Diagrama (Figura 34) é uma dessas ferramentas. Com este diagrama é possível sumarizar e ter uma ideia geral de todos os parâmetros utilizados, além de saber quais os sinais de entrada e saída do processo (Yang e El-Haik, 2009).

Figura 34 - P-Diagrama.



Fonte: Adaptado de Yang e El-Haik (2009)

O P-Diagrama é muito empregado quando se está utilizando a otimização robusta de Taguchi (também chamada como *Design for Six Sigma*). O Y no diagrama é o conjunto de reposta de saída, X é o conjunto de parâmetros de projeto, ou também chamados de fatores de controle (*control factors*) e Z é um conjunto de fatores de ruído (*noise factors*). Na aplicação da metodologia robusta de Taguchi, X vai influenciar Y, e ambos podem ser ajustados e controlados; Z também irá influenciar Y, no entanto, ao contrário de X, Z não pode ser controlado facilmente. Por exemplo, Z pode ser variações do ambiente, condições do usuário

ou variabilidades de manufatura. O sinal de resposta Y é então formado normalmente por uma função de X e Z (Equação 36) (Yang e El-Haik, 2009).

$$Y = f(X, Z) \quad (36)$$

Design for Six Sigma (DFSS) utiliza-se da abordagem seis sigma visando modificar ou reprojeter um processo/projeto já existente. Esta metodologia pode ser dividida em 5 passos: definir o problema e necessidades do cliente; medir os defeitos de operação do processo; analisar os dados e descobrir as causas dos problemas; melhorar o processo para remover as causas e defeitos; e controlar o processo para garantir que os defeitos não irão ocorrer novamente (Yang e El-Haik, 2009). No fluxograma exposto da Figura 35 é possível ver o passo a passo da metodologia DFSS.

Figura 35 - Fluxograma metodologia DFSS.



Fonte: O Autor (2023)

3.6.1 Metodologia DFSS

Quando se está iniciando a aplicação da metodologia seis sigma acredita-se que o processo que visa ser otimizado tem um grande potencial de aperfeiçoamento. O passo 1, que visa definir o problema e necessidade do cliente, pode ainda ser dividido em 3 estágios: rascunho do termo de abertura do projeto, que tem como objetivo definir as metas, escopo, plano, responsabilidades e membros do time que irão trabalhar na aplicação do projeto; em seguida é

necessário identificar e documentar o processo que irá ser melhorado; e por fim, identificar, analisar e priorizar os requisitos do cliente (Yang e El-Haik, 2009).

No passo 2 da aplicação da metodologia seis sigma, é necessário medir a performance do processo. Esta etapa é muito importante pois envolve a coleta de dados da performance atual do processo, envolvendo a necessidade de definir o que precisa ser mensurado e desenvolver o plano de coleta de dados (Yang e El-Haik, 2009).

O passo 3 visa analisar os dados coletados na segunda etapa e com eles conseguir definir/descobrir as causas do problema. Usando os dados coletados é possível analisá-los e definir padrões, tendências e outras evidências que podem sugerir, suportar ou até rejeitar teorias a respeito de causas e efeitos previamente estabelecidas. Existem vários métodos que podem ser utilizados para dar suporte a esta etapa, como por exemplo, análise da causa raiz, diagrama causa-efeito, FMEA (*Failure modes-effects analysis*), gráfico de Pareto, DOE (*Design of experiment*), entre outros (Yang e El-Haik, 2009).

No Passo 4 a causa raiz já deve ter sido identificada através de algum dos métodos estabelecidos na etapa 3 e estaria no momento de melhorar o processo através de melhorias que visam eliminar/diminuir as causas do problema. E por fim, no passo 5, é necessário continuar a controlar o processo para saber se a melhoria realmente ocasionou um melhoramento e documentar todas as fases passadas (Yang e El-Haik, 2009).

A aplicação da metodologia DFSS pode ser empregada na realização de um novo projeto que está iniciando do zero ou também pode ser empregada para modificar/otimizar um projeto já existente e que não está atendendo as especificações necessárias. Na primeira fase da aplicação da metodologia DFSS é necessário identificar os requerimentos da necessidade do consumidor, podendo ser obtidos através de ferramentas como pesquisa de mercado, análise Kano, análise de risco, entre outras (Yang e El-Haik, 2009).

Depois de identificar todos os requerimentos/necessidades do consumidor, é necessário caracterizar o projeto. A segunda fase da metodologia DFSS é utilizada para isto. Nesta fase as necessidades dos clientes são traduzidas em requisitos funcionais do produto/processo. Ainda na segunda fase da metodologia DFSS, existe a necessidade de avaliar as alternativas de projeto utilizando ferramentas como projeto robusto, CAD, CAE, simulação, entre outras (Yang e El-Haik, 2009).

Na terceira fase, existe a necessidade de realizar uma otimização do projeto, com fim de encontrar a melhor configuração dos parâmetros do projeto, para que as necessidades dos clientes definidas nas fases iniciais possam ser alcançadas. Nesta fase existe inúmeras ferramentas que podem auxiliar a realização dessa otimização, um exemplo destas ferramentas

são: DOE (*design of experiment*); método de Taguchi; ferramentas de simulação CAE; entre outras. Por fim, a quarta fase da metodologia DFSS visa validar as modificações realizadas na fase anterior e verificar se todas as necessidades dos clientes criadas na primeira fase foram alcançadas (Yang e El-Haik, 2009).

3.6.2 Matriz de experimento ortogonal de Taguchi

A metodologia de Taguchi é uma estratégia de otimização que tem como foco criar uma robustez (reduzir variabilidade) para o produto/processo ainda na fase de desenvolvimento do projeto. O método de Taguchi é uma combinação da engenharia do som aplicada a uma versão “simplificada” de DOE (*Design of Experiment*) (Yang e El-Haik, 2009).

Taguchi utiliza-se de uma matriz de experimento ortogonal para criar toda a lista de simulações que terá que ser avaliada. O Quadro 3 expõe um exemplo de uma matriz ortogonal $L_4(2^3)$, onde cada linha da matriz corresponde a cada experimento/simulação e cada coluna um respectivo parâmetro que é modificado (Yang e El-Haik, 2009). Por exemplo, analisando a matriz ortogonal do Quadro 3, temos uma lista de quatro experimentos a serem realizados, que possui três parâmetros de controle que podem ser modificados em dois valores. Cada linha então do Quadro 3 possui a configuração desses parâmetros de controle.

Quadro 3 - Exemplo de uma matriz de experimento ortogonal $L_4(2^3)$.

Experiment no.	Column		
	1	2	3
1	1	1	1
2	1	2	2
3	2	1	2
4	2	2	1

Fonte: Yang e El-Haik (2009)

A notação de uma matriz ortogonal pode ser explicada com o exemplo a seguir. Na matriz $L_8(2^7)$ (Quadro 4) o 2 significa duas variações para cada parâmetro, o 8 significa que a matriz ortogonal possui oito linhas (experimentos a serem realizados) e o 7 significa a quantidade de parâmetros de controle podem ser acomodados na matriz (Yang e El-Haik, 2009).

Quadro 4 - Exemplo de uma matriz de experimento ortogonal $L_8(2^7)$.

Experiment no.	Column						
	1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

Fonte: Yang e El-Haik (2009)

Para a aplicação do método de Taguchi é necessário inicialmente determinar os graus de liberdade do experimento que irá ser realizado. O grau de liberdade é definido de acordo com a quantidade de informações necessárias para se estimar os efeitos que irão ser estudados. Então, para se obter o DOF (*degrees of freedom*) do sistema é preciso saber a quantidade de parâmetros e em quantos níveis esses parâmetros irão se modificar (Yang e El-Haik, 2009).

Seguindo a fórmula da Equação 37 é possível obter então o DOF do sistema. Nesta equação, F é a quantidade de parâmetros com o mesmo nível e n_a/n_b são os níveis de variação de cada parâmetro (Yang e El-Haik, 2009). Avaliando então um experimento como exemplo, têm-se um parâmetro com dois níveis e 6 parâmetros com 3 níveis cada, para este exemplo têm-se então que o DOF do experimento será: $DOF = 1 + 1(2 - 1) + 6(3 - 1) = 14$.

$$DOF = 1 + F(n_a - 1) + F(n_b - 1) + \dots \quad (37)$$

Seguindo a metodologia de Taguchi, após definir os graus de liberdade do sistema é preciso definir a matriz de experimento ortogonal. Para isso tem-se que seguir duas regras: primeiro, o número de linhas da matriz ortogonal tem que ser maior ou igual ao grau de liberdade do experimento; e pôr fim a matriz ortogonal tem que ser capaz de acomodar todos os parâmetros e seus níveis de combinação. Para definir então o tamanho da matriz ortogonal seguindo as duas regras é necessário aplicá-las utilizando o quadro apresentado em Yang e El-Haik (2009), e que aqui é reproduzido no Quadro 5. A parte mais à direita tabela é utilizada para definir a quantidade de parâmetros, com seus níveis, que “cabem” na matriz ortogonal (Yang e El-Haik, 2009).

Quadro 5 - Definição de matriz ortogonal a partir dos níveis dos parâmetros do projeto.

Orthogonal array	Number of runs	Maximum number of factors	Maximum number of column at these levels			
			2	3	4	5
L_4	4	3	3			
L_8	8	7	7			
L_9	9	4		4		
L_{12}	12	11	11			
L_{16}	16	15	15			
L'_{16}	16	5			5	
L_{18}	18	8	1	7		
L_{25}	25	6				6
L_{27}	27	13		13		
L_{32}	32	31	31			
L'_{32}	32	10	1		9	
L_{36}	36	23	11	12		
L'_{36}	36	16	3	13		
L_{50}	50	12	1			11
L_{54}	54	26	1	25		
L_{64}	64	63	63			
L'_{64}	64	21			21	
L_{81}	81	40		40		

Fonte: Yang e El-Haik (2009)

Para o exemplo exposto anteriormente, um experimento com 1 parâmetro com dois níveis e 6 parâmetros com 3 níveis cada, os graus de liberdade foi calculado e tem o valor de 14. Seguindo a primeira regra da definição da matriz ortogonal, a quantidade de linhas da matriz tem que ser maior ou igual ao grau de liberdade, então, para este exemplo, seguindo o quadro exposto no Quadro 5 teria que ser uma matriz L_{16} ou maior. Seguindo agora a segunda regra, a matriz ortogonal tem que ser capaz de acomodar todos os parâmetros e seus níveis. Olhando as colunas da direita da tabela do Quadro 5, a matriz ortogonal tem que acomodar 1 parâmetro com 2 níveis e 6 parâmetros com 3 níveis. Seguindo o mesmo quadro e as duas regras, a menor matriz ortogonal aceita para este experimento tem que ser a L_{18} .

3.6.3 Análise de dados do método de Taguchi

Como já foi constatado anteriormente, existem muitas semelhanças entre o método de Taguchi e o DEO clássico, fazendo com que em muitas vezes o passo a passo de cada método possa ser confundido. A análise de dados experimentais do método Taguchi segue 3 etapas muito importantes: primeiro a análise da variância, conseguindo assim definir os parâmetros/fatores que possuem maior influência no resultado; gráfico de efeitos principais e gráfico de interação; e por fim otimização e predição da resposta final (Yang e El-Haik, 2009).

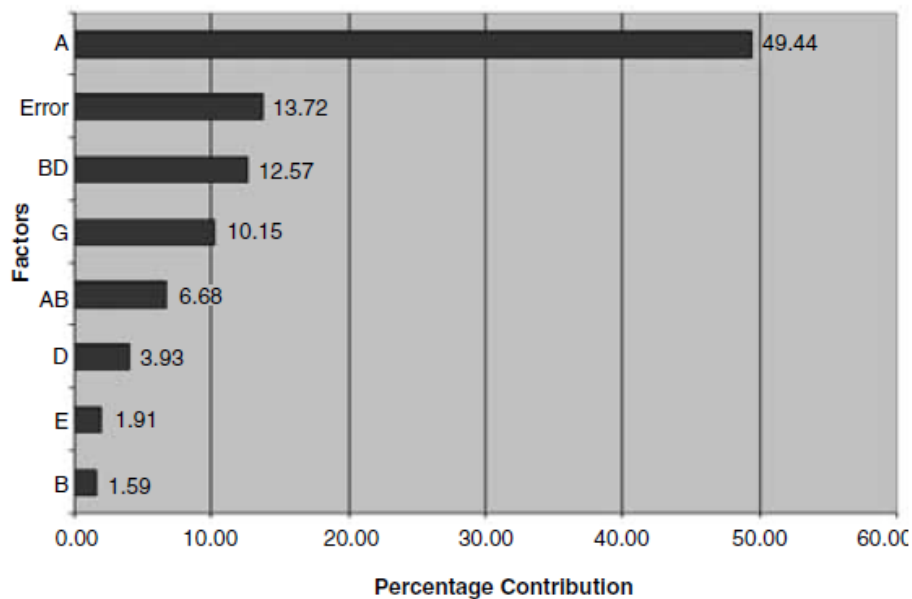
Não existe diferença nesta etapa da metodologia entre o método de Taguchi e DOE. Para definir a variância de todos os parâmetros/fatores da análise é necessário computar a soma dos quadrados (SS) para cada fator de acordo com a Equação 38. Para cada coluna da matriz de

experimento ortogonal têm-se k níveis, para cada fator t . Para cada fator t têm-se também a soma das respostas representada na Equação 38 como T_t , e a soma total representada por T , N representa a quantidade total de simulações (quantidade de linhas da matriz ortogonal), e a quantidade de réplicas é representado por n (Yang e El-Haik, 2009).

$$SS = \frac{k}{N \cdot n} \sum_{t=1}^k T_t^2 - \frac{T^2}{N \cdot n} \quad (38)$$

A Figura 36 mostra um gráfico padrão de variância dos fatores em função da porcentagem que cada fator contribui. Neste exemplo exposta na figura é possível observar que o parâmetro/fator A é o que possui maior influência da variabilidade das respostas (Yang e El-Haik, 2009).

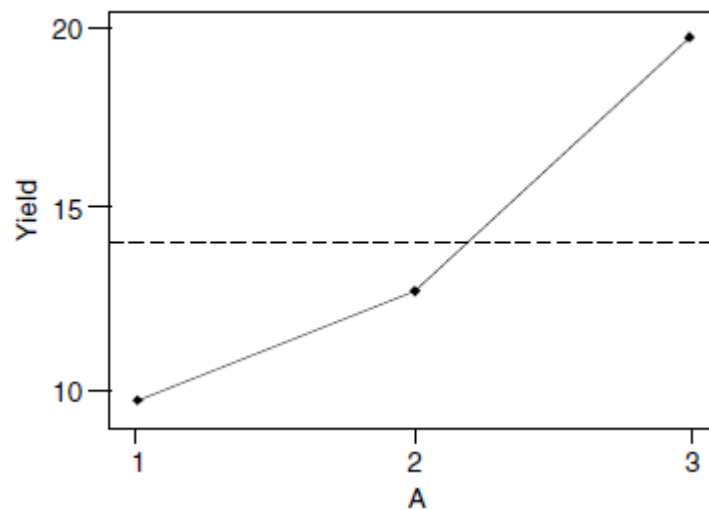
Figura 36 - Exemplo de resposta de variância para um determinado experimento.



Fonte: Yang e El-Haik (2009)

Depois de definir a variância do experimento, o método de Taguchi segue para a definição dos gráficos de efeitos principais. Esse gráfico corresponde a média das respostas para os diferentes níveis de um parâmetro versus os níveis dos parâmetros. A Figura 37 expõe um exemplo de gráfico de efeito para um único parâmetro A que possui 3 níveis. Ainda neste gráfico é possível concluir o nível que irá dar um resultado maior/menor para este determinado parâmetro. Com esse gráfico é possível definir o melhor nível para cada parâmetro e assim definir o experimento otimizado (Yang e El-Haik, 2009).

Figura 37 - Exemplo de gráfico de efeito principal.



Fonte: Yang e El-Haik (2009)

A última fase da análise de dados do método de Taguchi é a otimização e predição da resposta final. Para isso é utilizado o gráfico de efeito principal para definir os níveis de combinação de fatores que irá encontrar a resposta ótima. Para encontrar esse resultado ótimo é necessário saber qual o critério deve ser definido como ótimo. Dependendo do experimento, a otimização irá visar encontrar a menor resposta possível ou a maior. Por exemplo, se está querendo otimizar a porosidade de um determinado produto, e para isso quanto menor for a porosidade melhor, a definição dos níveis ótimos irá ser o que dará as menores respostas.

3.6.4 Otimização: Projeto de otimização robusta de Taguchi

A metodologia de Taguchi (DFSS), dependendo do tipo de resposta que se deseja, pode seguir três tipos características de qualidade: quão menor melhor; e quão maior melhor; e nominal melhor. Para algumas aplicações, como porcentagem de defeito e vazamento de radiação o alvo ideal é zero, então, para essas aplicações utilizasse a ideia de quão menor melhor. No entanto algumas outras características, como a força do cordão de solda, têm-se que a ideia da qualidade característica de quão maior melhor aplicada (Yang e El-Haik, 2009).

No ramo da engenharia da comunicação, *signal-to-noise ratio* (S/N) vêm sendo utilizado como característica de performance para muitos circuitos/produtos. Taguchi foi formado em comunicação e engenharia eletrônica, e devido a isso conhecia essa forma de medir performance e introduziu o S/N em sua metodologia (Yang e El-Haik, 2009).

Em um sistema de comunicação, se um sinal de *input* é enviado, então um sinal de saída deve ser produzido pelo sistema. Em uma situação ideal, se não tiver nenhum ruído no sinal de

entrada, o sinal de saída vai ser consistente e sem nenhuma variação. No entanto, se o sinal de entrada tiver algum ruído, o sinal de saída não irá ser consistente e irá variar. Para que um bom sistema de comunicação, os ruídos devem ter o menor efeito possível sobre o sinal de saída, e devido a isso o S/N tem que ser o menor possível. A Equação 39 mostra a forma mais básica de se calcular o S/N, onde μ é o sinal de entrada e o σ o desvio padrão (Yang e El-Haik, 2009).

$$\frac{\text{Signal power}}{\text{Noise power}} = \frac{\mu^2}{\sigma^2} \quad (39)$$

Na engenharia da comunicação, o S/N pode ser calculado como 10 vezes o logaritmo da razão exposta na Equação 39 (Equação 40). Para a característica da qualidade quão menor melhor a Equação 40 pode ser simplificada substituindo a razão $\frac{\mu^2}{\sigma^2}$ pelo desvio médio quadrado, tendo como objetivo o valor 0. Assim, a Equação 41 representa a simplificação da Equação 40 para o tipo de projeto quão menor melhor (Yang e El-Haik, 2009).

$$\frac{S}{N} = 10 \log \left(\frac{\mu^2}{\sigma^2} \right) \quad (40)$$

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (41)$$

3.6.5 Fatores de ruído (*Noise Factors*)

Por definição, fatores de ruído (NF) são aqueles fatores que influenciam o experimento, mas que são difíceis de serem controlados, ou seja, são parâmetros que irão influenciar a resposta da função, mas o projetista não poderá alterá-los (ou terá o custo muito alto para tentar controlá-los). Para que um produto possa alcançar o sucesso no mercado, é muito importante que ele consiga suportar os efeitos dos fatores de ruídos e continuar tendo uma boa performance sobre a sua influência. Existem quatro formas de abordar os NF:

- 1) Ignorar os NF: esta abordagem não ajuda ao sucesso do produto;
- 2) Controlar ou eliminar os NF: é uma abordagem cara e muitas vezes não aplicável para muitos produtos, por exemplo, é impossível eliminar os fatores de ruído de um automóvel;
- 3) Compensar os efeitos dos NF: um exemplo dessa abordagem é usar controle adaptativo de *feedback* para tentar compensar os efeitos do ruído.
- 4) Minimizar o efeito do ruído (Projeto de otimização robusta de Taguchi): esta abordagem é feita adicionando artificialmente fatores de ruído nas fases iniciais do projeto, e o

objetivo é selecionar os parâmetros do projeto ótimo que faz com que o produto responda corretamente em todas as faixas de ruído (Yang e El-Haik, 2009).

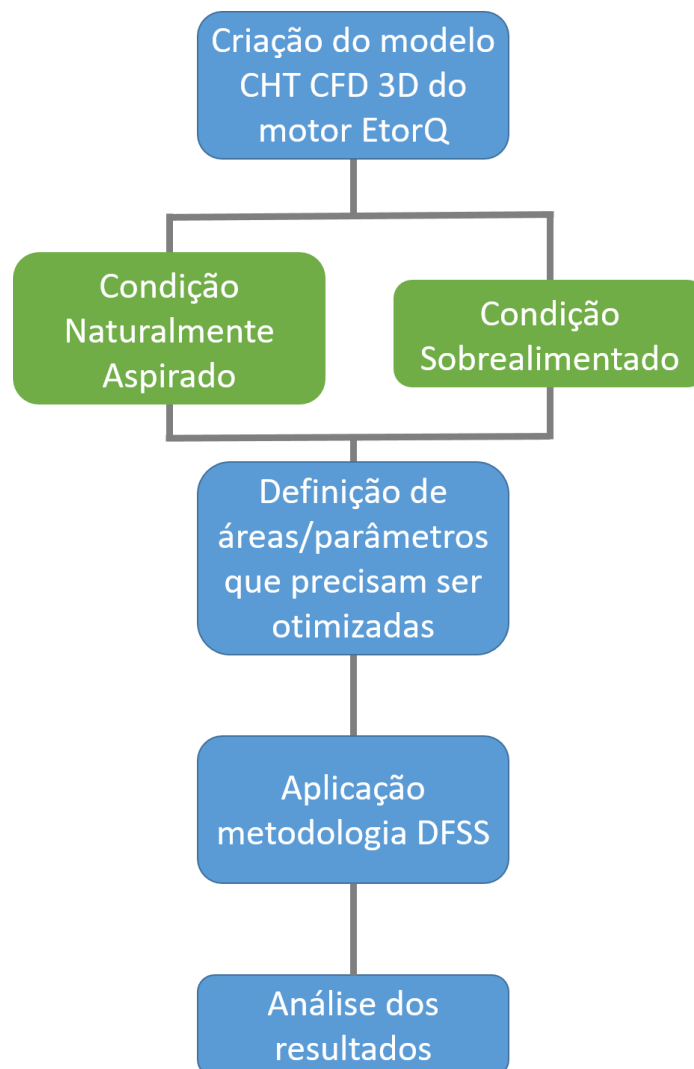
Nas fases iniciais do projeto grande parte das atividades de desenvolvimento são realizadas ou em laboratórios com ambientes controlados ou em modelos computacionais, onde os fatores de ruído são minimizados ou nulos. Em projetos utilizando otimização robusta de Taguchi têm-se que introduzir artificialmente os NF. É altamente recomendável selecionar os fatores de ruídos para simular o que o produto irá encontrar na “vida real”. Fatores de ruídos artificiais podem ser identificados e selecionados observando as três fontes de variação: variação externa (uso ou ambiente); variação de unidade por unidade (variação dos fornecedores e de manufatura); e variação por deterioração (Yang e El-Haik, 2009).

Para reduzir a quantidade de experimentos, Taguchi propôs a criação de uma estratégia de combinação de fatores de ruído. Taguchi afirmou que para estimar a robustez indicado pelo S/N não é necessária realizar todos os experimentos possíveis, é possível combinar os piores e menores fatores de ruído. A combinação de fatores de ruído tem como objetivo encontrar as duas combinações extremas de NF (N1 sendo a condição extrema negativa e N2 a combinação extrema positiva) (Yang e El-Haik, 2009).

4 METODOLOGIA

Nos capítulos da revisão bibliográfica e fundamentação teórica foi possível ver as aplicações e o universo em que o presente trabalho está envolvido. A partir deste capítulo serão direcionadas as aplicações mencionadas anteriormente, sendo aplicadas ao tema e objetivos da atual pesquisa. No fluxograma mostrado na Figura 38 é possível analisar o passo a passo realizado para o desenvolvimento do trabalho. Neste capítulo ficará claro a metodologia adotada para o desenvolvimento do motor sobrealimentado sobre a ótica de distribuição de temperatura na região do cabeçote.

Figura 38 - Fluxograma metodologia aplicada.

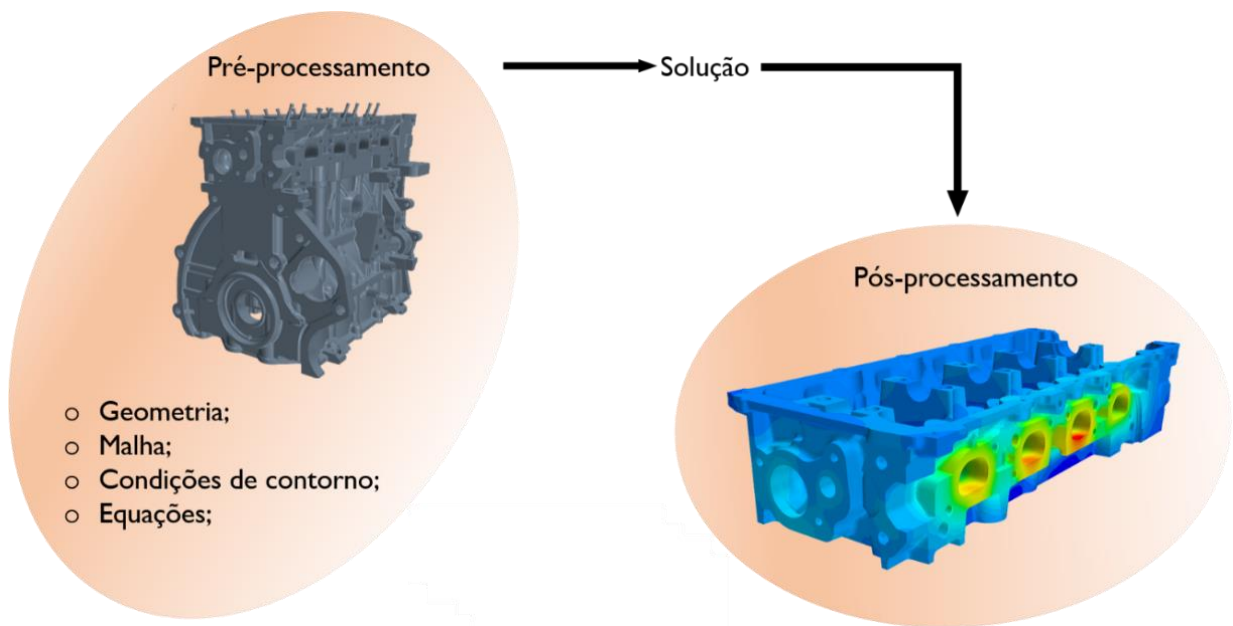


Fonte: O Autor (2023)

4.1 MODELO CHT CFD 3D MOTOR

A criação do modelo CHT (*Conjugate Heat Transfer*) CFD 3D passou por três etapas: primeiro de pré-processamento para definir os domínios, gerar a malha e aplicar as condições de contorno; em seguida ocorre a solução do problema por meio do modelo matemático; e, finalmente, termina-se com a parte de pós-processamento, fase em que os resultados são extraídos e analisados. Na Figura 39 é possível ver um esquemático dessas fases mencionadas.

Figura 39 - Fluxograma da metodologia aplicada ao modelo CFD 3D.



Fonte: O Autor (2023)

4.1.1 Pré-processamento

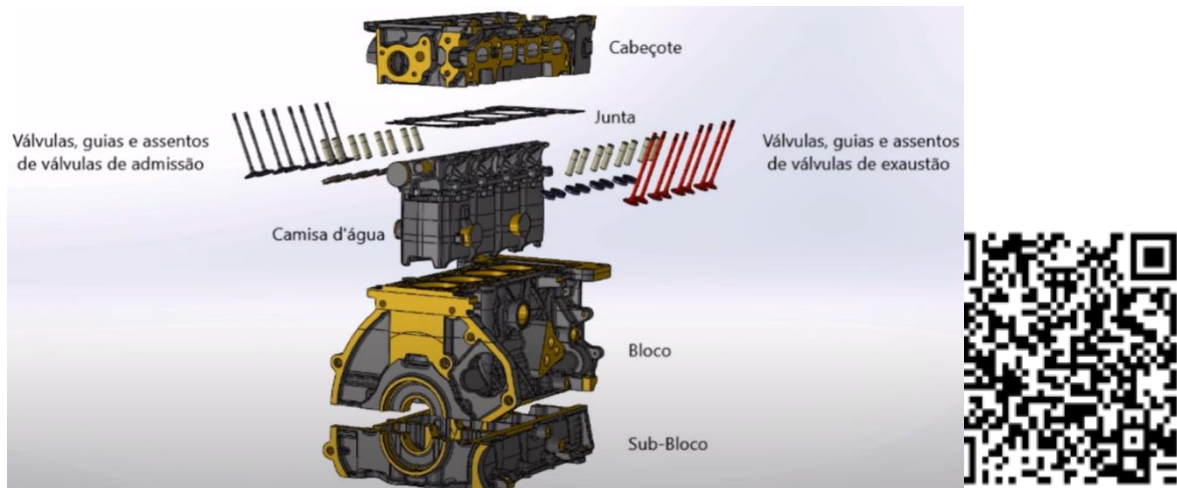
Nesta seção da metodologia irá ser explicado todo o passo a passo realizado no pré-processamento, como a definição de geometria, criação de malha, definição de condições de contorno e as equações governantes que regem o problema.

4.1.1.1 Geometria

A geometria do modelo foi baseada no motor EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel. O CAD do motor foi obtido através do convênio entre FCA e UFPE e pode ser visto na Figura 40. Nessa imagem é possível ver todo o domínio utilizado para criação do modelo, que tem partes inseridas como, cabeçote, bloco, junta, assentos de válvulas, válvulas e guias de válvulas. Além do domínio sólido citado anteriormente, as galerias da camisa d'água também foram incorporadas ao modelo, para isso os volumes internos dessas galerias foram extraídos no bloco e cabeçote e

colocadas no sistema. A camisa d'água analisada também pode ser vista na Figura 40. No QR Code exposto na Figura 40 é possível ver todo o domínio utilizado na criação do modelo, assim como as suas posições.

Figura 40 - Vista explodida de todos os componentes utilizados na criação do modelo.

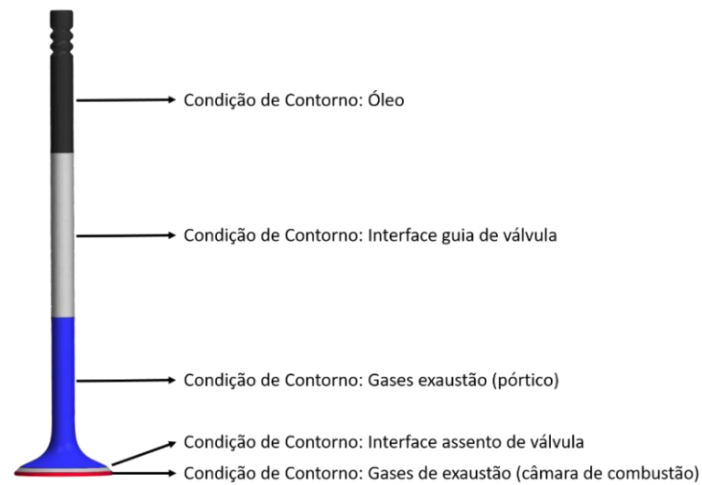


Fonte: Alves (2018)

Depois de definir quais componentes irão fazer parte do domínio, é necessário nomear as faces de todos os componentes de acordo com a condição de contorno a que estão submetidas. Por exemplo, a válvula de exaustão (Figura 41) possui 4 regiões diferentes, que devem ser submetidas a condições de contorno distintas, na Figura 41 é possível ver em vermelho a região da válvula que está em contato com a câmara de combustão, em cinza a parte da válvula que está criando um contato (interface) com o assento e guia de válvula, em azul com os gases de exaustão (região do pórtilco) e em preto as faces da válvula que têm condições de contorno de contato com óleo.

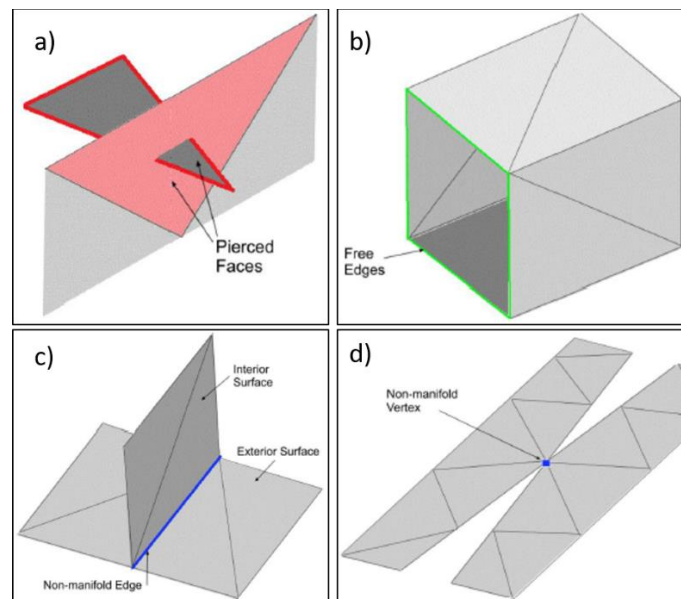
Após definir e nomear as faces de todos os componentes de acordo com as condições de contorno que são submetidas é necessário corrigir todos os erros referentes ao CAD. Para o *software* utilizado, *Star-CCM+*, 4 tipos de erros são críticos (que foram corrigidos). O primeiro ocorre quando uma face intercepta outra (Figura 42a), o segundo ocorre quando existe arestas livres, que estão conectados a somente uma face (Figura 42b), o terceiro erro que deve ser corrigido são arestas sobrepostas formadas por uma aresta de uma face interna com uma face externa (Figura 42c) e por fim corrigir faces que estão conectadas somente por um vértice (Figura 42d).

Figura 41 - Representação das condições de contorno para a válvula de exaustão.



Fonte: O Autor (2023)

Figura 42 - Erros críticos de CAD que devem ser corrigidos no *Star-CCM+*.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11 (2016)

4.1.1.2 Malha

Com a geometria definida, o segundo passo para criação do modelo CHT é a criação da malha. Como a simulação se desenvolve a partir da interação de duas físicas, uma sólida e outra líquida, é necessário a criação de dois tipos de malha distintas, uma para representar cada física. Para a discretização da parte sólida, foi criado a Malha 1 que é formada por elementos poliédricos. Dependendo da região da Malha 1, o tamanho do elemento é alterado, por exemplo,

para o superfícies do bloco que estão longe da fonte de energia e nenhuma parte da camisa d'água passa por ele, o tamanho do elemento escolhido foi de 3 mm, já para a superfície de contato entre bloco e camisa d'água foi definido um tamanho de 2 mm. Para a malha utilizada na discretização da camisa d'água (Malha 2) além dos elementos poliédricos também foi utilizada uma camada prismática, que foi criada para melhor representar a camada limite do fluido, e por uma extrusão de volume de malha na entrada da camisa d'água, para garantir que o perfil de entrada esteja completamente desenvolvido.

Para a definição do tamanho de elemento ótimo é necessário realizar o estudo de convergência de malha. Este estudo foi realizado na dissertação de mestrado desenvolvida por Alves (2018) em que utiliza o mesmo motor analisado, em que o autor conseguiu expor que aumentando o tamanho do elemento base em 20% obteve-se uma variação máxima na região do cabeçote de 1,8% enquanto que o esforço computacional aumentou 90%. Devido a isso o tamanho de elemento nas regiões chave (superfícies com condições de contorno de combustão e em contato com a camisa d'água) foi mantido o mesmo do trabalho de Alves (2018).

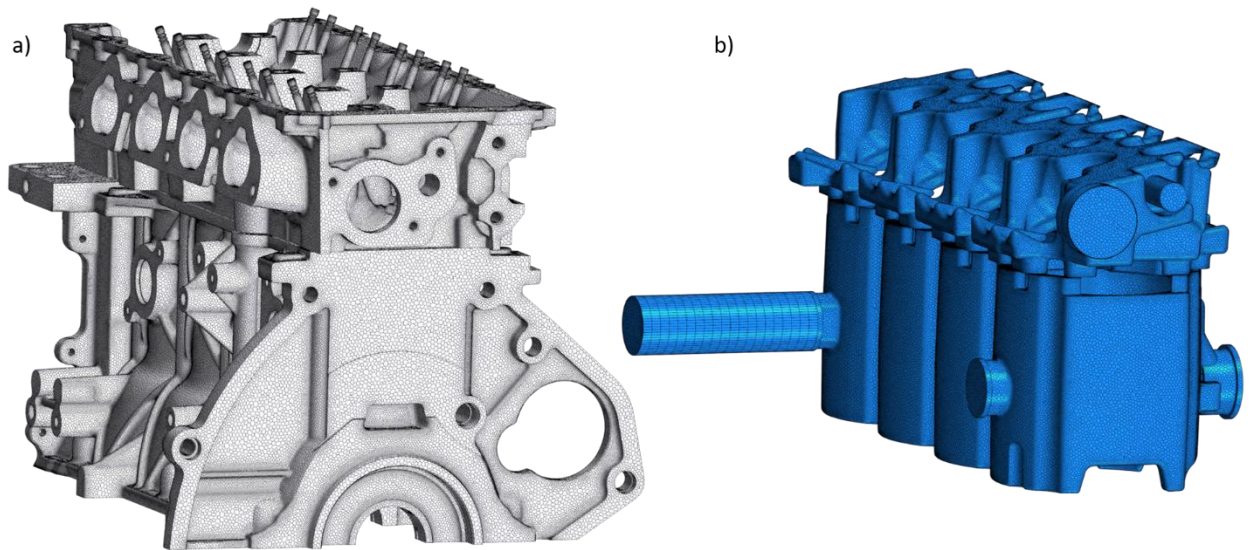
Com o tamanho do elemento poliédrico definido ainda se faz necessário determinar para a Malha 2 os parâmetros da camada prismática e da extrusão. Estes valores também foram definidos pelo trabalho desenvolvido por Alves (2018) e são expostos, junto com os outros valores, na Tabela 3. A Figura 43a expõe a Malha 1 (componentes sólidos) e a Figura 43b expõe a Malha 2 (camisa d'água).

Tabela 3 - Tamanho dos elementos da malha.

Componente	Tamanho Padrão	Tamanho Exceção/Superfície	Tamanho primeiro elemento camada de prisma	Quantidade de elemento camada de prisma	Tamanho extrusão de entrada
Bloco	3 mm	2 mm / Camisa d'água	-	-	-
Cabeçote/Válvulas Guidas/Assentos	3 mm	2 mm / Camisa d'água	-	-	-
		1 mm / Assento de válvula	-	-	-
Camisa d'água	2 mm	-	0,3 mm	3	300 mm

Fonte: O Autor (2023)

Figura 43 - Malha completa do motor EtorQ 1.6.



Fonte: O Autor (2023)

4.1.1.3 Modelos Físicos e Condições de Contorno

Como foi dito inicialmente, o modelo CFD 3D se trata de uma simulação CHT em que o sólido (motor) e o fluido (camisa d'água) são calculados ao mesmo tempo, e a interação entre eles também. Devido a isso foi necessário criar duas físicas para tratar do problema, a Física 1 para solucionar a parte sólida e a Física 2 para a parte fluida. Os modelos definidos no *Star-CCM+* para a Física 1 são:

- *Constant Density*: A densidade do componente simulado é considerada constante;
- *Segregated Solid Energy*: Representa a conservação da energia para os elementos de cada componente;
- *Steady*: Considera a simulação em regime permanente, e suas propriedades não variam com o tempo.

Como a Física 2 trata-se de escoamento do fluido, é necessário selecionar mais modelos para conseguir representá-la corretamente, segue abaixo os modelos utilizados:

- *Constant Density*: A densidade do componente simulado é considerada constante;
- *Segregated Fluid Energy*: Representa a conservação da energia para os elementos de cada componente;
- *Steady*: Considera a simulação em regime permanente, e suas propriedades não variam com o tempo;
- *Boiling*: Explicação mais detalhada do modelo no parágrafo abaixo;
- *K- ϵ Turbulence Model – Two-Layer All y^+ Wall Treatment*: Explicação mais detalhada do modelo no parágrafo abaixo;

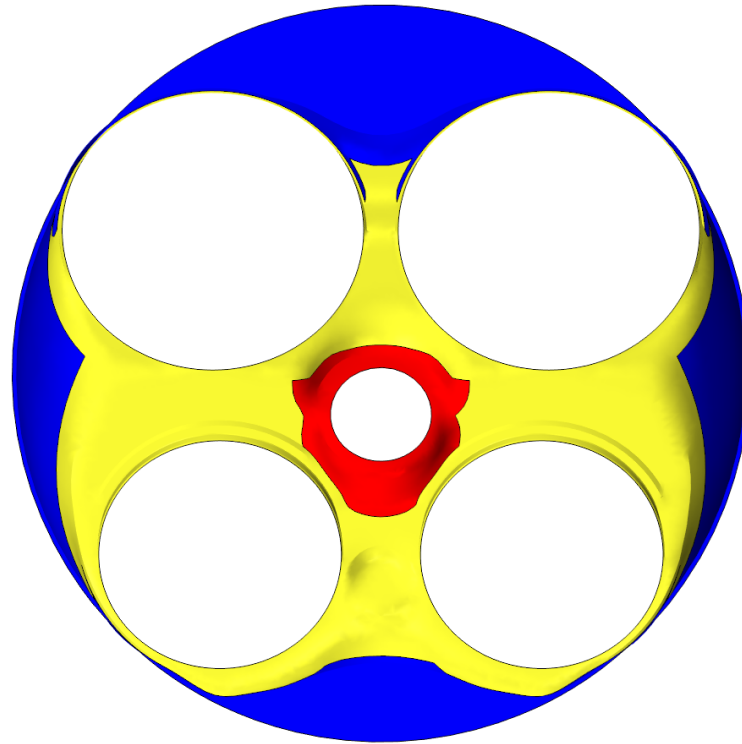
- *Segregated Flow*: Representa a conservação da quantidade de movimento para os elementos de cada componente.

Para a Física 2 foi definido o modelo de *Boiling* pois observando os valores de temperatura obtidos na camisa d'água percebeu-se que a temperatura alcançada ultrapassava o valor da temperatura de saturação do fluido. O modelo de turbulência escolhido foi o K- ϵ por se tratar de um modelo mais estável ao se comparar com o modelo K- ω , mesmo este sendo melhor representativo na região em contato com a parede, ele demanda valores de Y^+ baixos (máximo de 2,5 de acordo com Carpentiero et al (2007)), aumentando assim o esforço computacional do problema.

As condições de contorno foram obtidas através de uma simulação unidimensional no GT-Power, obtida através do trabalho de dissertação de Gervasio (2017), e de informações compiladas na literatura. As condições de contorno impostas para cada face foram os valores do coeficiente de transferência de calor (h) e temperatura (T_∞) do fluido em contato. A condição do motor em que será realizada a simulação CHT é para o valor da potência máxima do motor (esforço máximo). Para isso, as condições de contorno foram obtidas para a rotação de 6000 RPM e em plena carga. O valor da vazão mássica de entrada da camisa d'água é de 1,83 kg/s, sendo obtida pela FCA. Para a atual pesquisa foram avaliadas duas condições de operação do motor, naturalmente aspirado e sobrealimentado.

Na simulação 1D foi possível obter os valores de temperatura e coeficiente de transferência de calor para os pódicos de admissão e exaustão, além de obter estas condições de contorno para a câmara de combustão. Como na câmara existe uma grande variação nesses valores de h e T_∞ , o cilindro foi dividido em oito regiões, e para cada uma foi definido um valor de h e T_∞ . Outra região que precisou ser separada para melhor representá-la foi o domo (região do cabeçote que está dentro da câmara de combustão). Esta região também foi dividida em três partes: o domo 1 é a zona próxima a vela, com uma alta taxa de transferência de calor, onde a combustão se inicia; o domo 2 fica na região próxima as válvulas; e no domo 3 a parte que fica mais próxima a parede da câmara. A Figura 44 expõe esta divisão dos domos, onde em vermelho está o domo 1, em amarelo o domo 2 e em azul o domo 3. As condições de contorno do ar atmosférico e óleo do motor estão expostas no Tabela 4, e foram obtidas através de trabalhos publicados em revistas por Patil et al (2015) (para o ar ambiente) e Wang & Berry (1985) (para o óleo).

Figura 44 - Divisão região do domo.



Fonte: O Autor (2023)

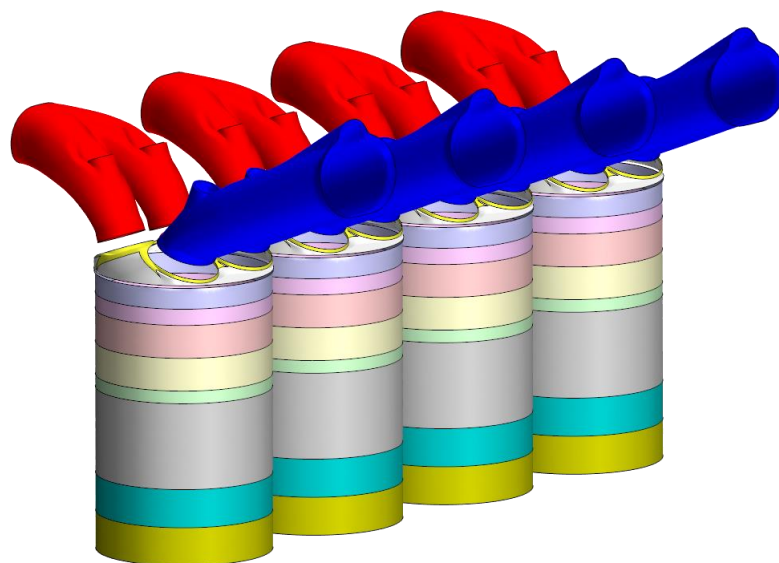
Tabela 4 - Condições de contorno para o ar e o óleo.

Condição de Contorno do ar ambiente		Condição de Contorno do óleo	
T_{∞} [K]	h_{ar} [W/m ² K]	T_{∞} [K]	$h_{\acute{o}leo}$ [W/m ² K]
313	100	366	2000

Fonte: Patil et al (2015) e Wang & Berry (1985)

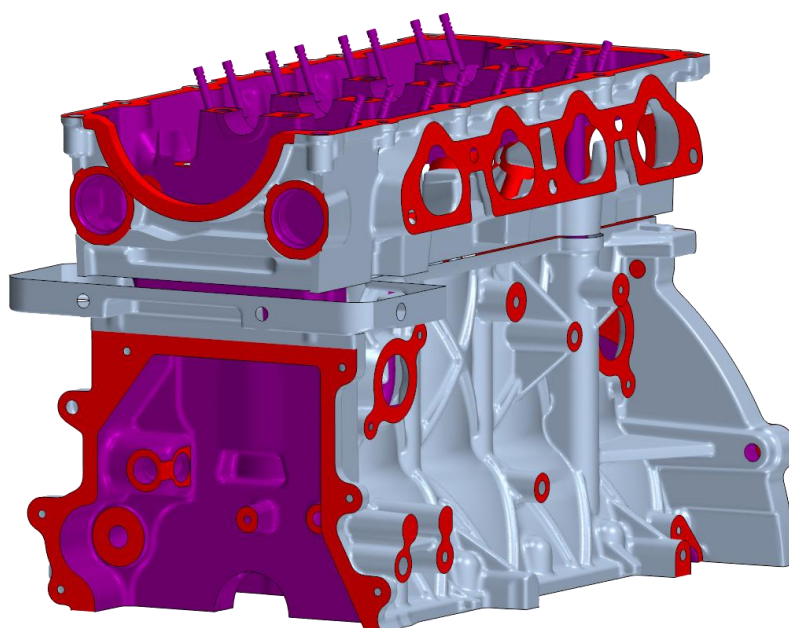
Na Figura 45 é possível observar os pórticos de admissão (em azul), exaustão (em vermelho), domos (em branco e amarelo) e as oito divisões do cilindro da câmara de combustão. Na Figura 46 estão expostas as faces em contato com o ar (em branco), com o óleo (em roxo) e adiabático (em vermelho). Por fim, na Figura 47 tem-se as condições de contorno geradas pelas interfaces, em azul está a interface criada pelo contato da camisa d'água com o bloco e cabeçote e em rosa a interface criada pelos contatos do bloco com cabeçote, assento de válvulas com cabeçote, válvulas com guia de válvulas e guia de válvulas com cabeçote.

Figura 45 - Condições de contorno para o cilindro, domos e pórticos de admissão e exaustão.



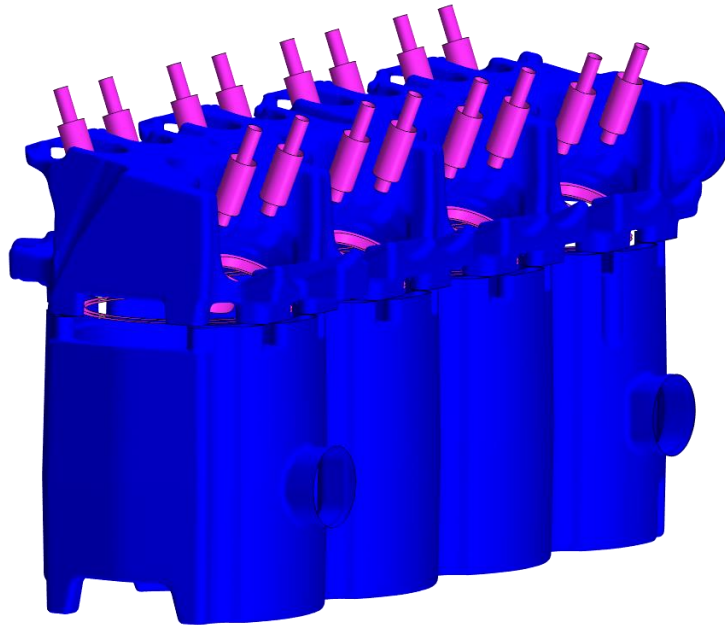
Fonte: O Autor (2023)

Figura 46 - Condições de contorno para a região adiabática e para regiões em contato com ar e óleo.



Fonte: O Autor (2023)

Figura 47 - Condições de contorno para as interfaces.



Fonte: O Autor (2023)

Na Tabela 5 é possível ver a divisão das faces para o bloco, contendo também as condições de contorno utilizada para cada uma, além do seu valor para a condição aspirada e sobrealimentada. A Tabela 6 mostra a divisão das faces e suas condições de contorno para o cabeçote.

Tabela 5 - Condições de contorno do bloco.

Componente	Faces	Condição de Contorno	Aspirado		Sobrealimentado	
			hg_eff [W/m ² k]	Tg_ef f [K]	hg_eff [W/m ² k]	Tg_ef f [K]
Bloco	Ar	Convecção	100	313	100	313
	Óleo	Convecção	2000	366	2000	366
	Parafusos	Adiabático	-	-	-	-
	Cilindro (Zona 1)	Convecção	1663.5	669.3	2412	746.9
	Cilindro (Zona 2)	Convecção	2286	572.6	2232	705
	Cilindro (Zona 3)	Convecção	1890	544.6	1412	702
	Cilindro (Zona 4)	Convecção	2006.5	513.5	1178	671
	Cilindro (Zona 5)	Convecção	1990.5	496	1218	624
	Cilindro (Zona 6)	Convecção	2776.5	479	1923	543
	Cilindro (Zona 7)	Convecção	2861.5	451.3	1637	439
	Cilindro (Zona 8)	Convecção	1727.5	409.2	1033	373

Fonte: Gervasio (2017)

Tabela 6 - Condições de contorno do cabeçote.

Componente	Faces	Condição de Contorno	Aspirado		Sobrealimentado	
			hg_eff [W/m ² .k]	Tg_eff [K]	hg_eff [W/m ² .k]	Tg_eff [K]
Cabeçote	Pórtico aspiração	Convecção	199	306	413	377
	Pórtico exaustão	Convecção	467	1077	641	1264
	Ar	Convecção	100	313	100	313
	Óleo	Convecção	2000	366	2000	366
	Domo 1	Convecção	506	1106	752	1165
	Domo 2	Convecção	506	1402	752	1165
	Domo 3	Convecção	506	1541	742	1175

Fonte: Gervasio (2017)

4.1.2 Solução

A etapa de solução fica encarregada de realizar a solução numérica das equações governantes para cada elemento de malha e vai variar o tempo de simulação de acordo com o computador utilizado e dos critérios de parada selecionados. Na seção subsequente irão ser mostradas tanto o computador utilizado como os critérios de parada definidos.

4.1.2.1 Configuração do computador

Segue abaixo as configurações do computador utilizado para a realizar as análises:

- Processador: Intel® Core™ i7-9850H CPU @ 2.60Hz 2.59 GHz;
- Memória RAM: 16 GB.
- Tempo de Simulação: 7 horas.

4.1.2.2 Critérios de parada

Um fator muito importante quando se está realizando uma análise CFD é definir corretamente os critérios de parada. Devido a isso para todas as simulações realizadas no presente trabalho foi-se definido quatro critérios de parada:

- Resíduos máximos abaixo de 10^{-4} ;
- Convergência da temperatura máxima nos cilindros 1 e 4;
- Convergência da temperatura máxima nos pórticos de exaustão;
- Fluxo mássico da entrada igual ao fluxo mássico de saída.

4.1.3 Pós-processamento

A seção de pós-processamento dos resultados da simulação nas condições naturalmente aspirada e sobre alimentada está exposta no Capítulo 5 intitulado “Análise de Resultados”.

4.2 METODOLOGIA DFSS

A metodologia DFSS, que será a utilizada na tese, será destrinchada a partir de agora, seguindo a fundamentação teórica mostrada no capítulo 3 seção 3.6.

4.2.1 Definição de parâmetros de otimização

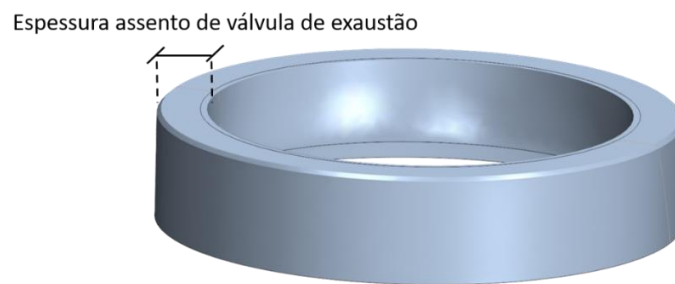
Com a região de otimização definida (seção 5.1), foi realizada uma análise criteriosa da geometria e propriedades dos materiais ao redor da região crítica. Após essa análise, oito fatores de controle foram escolhidos para serem otimizados, um fator com dois níveis e sete, com três. A realização da otimização e o cálculo dos parâmetros ótimos será realizado em uma planilha eletrônica criada pelo autor e seguindo a metodologia utilizada no livro de Yang e El-Haik (2009).

O primeiro fator/parâmetro escolhido para ser estudado na aplicação da metodologia DFSS será o material utilizado no cabeçote. Inicialmente o material utilizado é o alumínio, com condutividade térmica de 138 W/mK. Para conseguirmos analisar e mensurar a influência do material do cabeçote, um valor de condutividade térmica maior, de 151 W/mK, foi escolhido para representar a utilização de outro material. Com isso, o primeiro fator de controle terá duas variações (um valor alto e outro baixo).

O segundo e terceiro fatores escolhidos para serem analisados são a condutividade térmica utilizada nos assentos de válvulas de exaustão e da própria válvula de exaustão. Um dos motivos para o pico de temperatura do domo aparecer na região entre válvulas de exaustão (seção 5.1), são os altos valores de temperatura alcançadas no assento e na válvula de exaustão. Com isso dois outros valores de condutividade térmica foram escolhidos para cada componente, obtendo assim o segundo e terceiro fator de controle com três variações cada um.

O quarto fator de controle tem como objetivo analisar a influência da espessura do assento de válvula de exaustão. Como pode ser visto na Figura 48, a espessura do assento de válvula de exaustão possui 2,44 mm, dois outros valores foram escolhidos (um menor e outro maior) para conseguir analisar a influência deste parâmetro na temperatura máxima alcançada no domo. Os valores escolhidos menor e maior para a espessura do assento de válvula 1,95 mm e 2,93 mm, respectivamente.

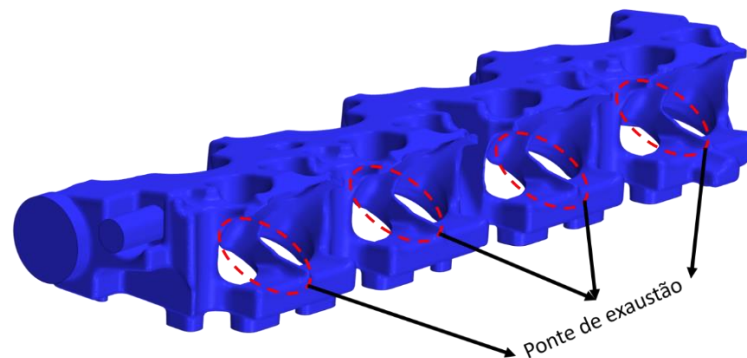
Figura 48 - Quarto fator de controle.



Fonte: O Autor (2023)

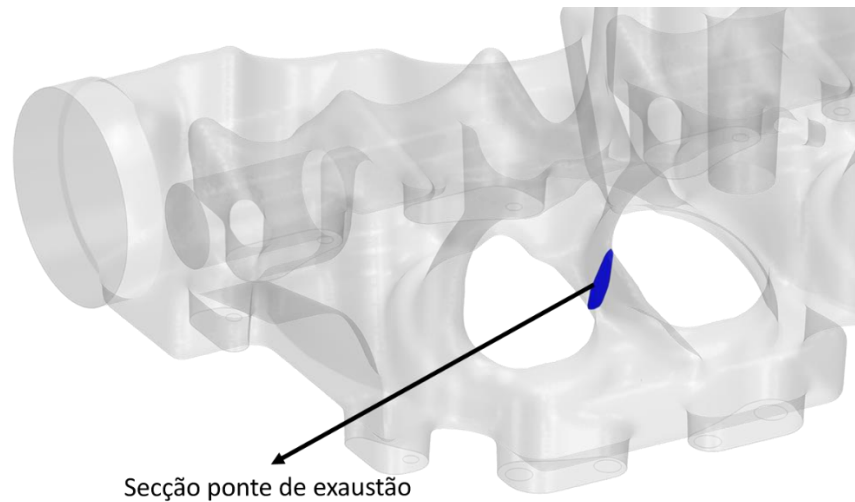
O quinto e sexto fatores de controle escolhidos foram focados na camisa d'água que passa entre as válvulas de exaustão, esta região é denominada de ponte de exaustão (Figura 49). O quinto fator analisa a área da secção transversal da ponte de exaustão (Figura 50), e para a otimização dois outros valores de área foram escolhidos, um maior e outro menor. O sexto fator de controle modifica a espessura da parede do cabeçote direção Z, fazendo com que a camisa d'água fique mais próxima da região de pico de temperatura do dome. A Figura 51 expõe a espessura na direção Z para facilitar a visualização. Ambos os fatores são de três níveis, além dos valores encontrados no modelo inicial, existe um valor menor e outro maior. A espessura inicial da parede do cabeçote na direção Z é de 13 mm.

Figura 49 - Ponte de exaustão na camisa d'água do cabeçote.



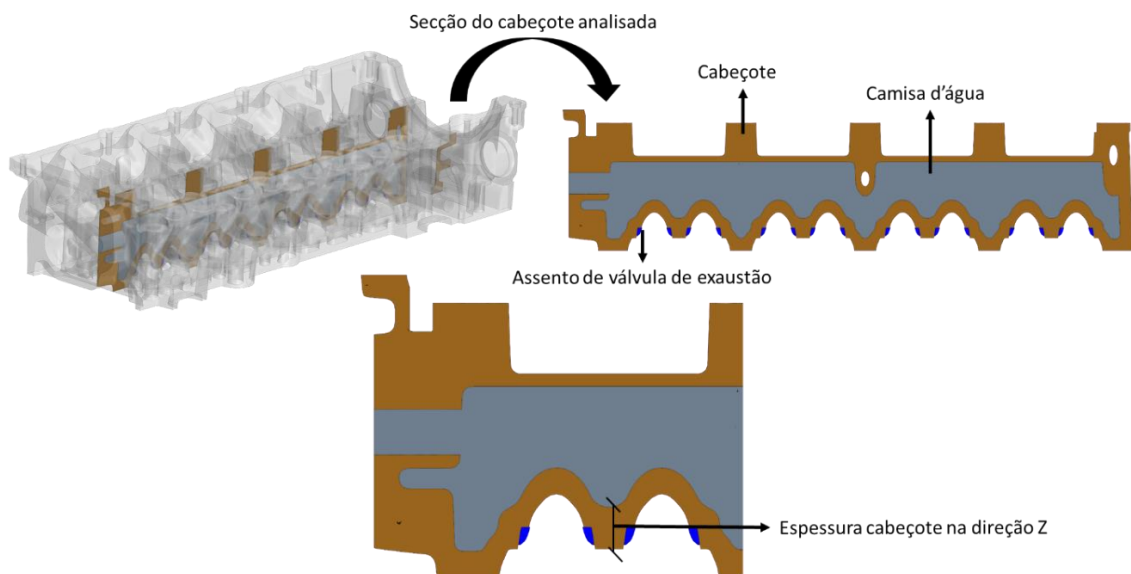
Fonte: O Autor (2023)

Figura 50 - Seção da ponte de exaustão na camisa d'água do cabeçote.



Fonte: O Autor (2023)

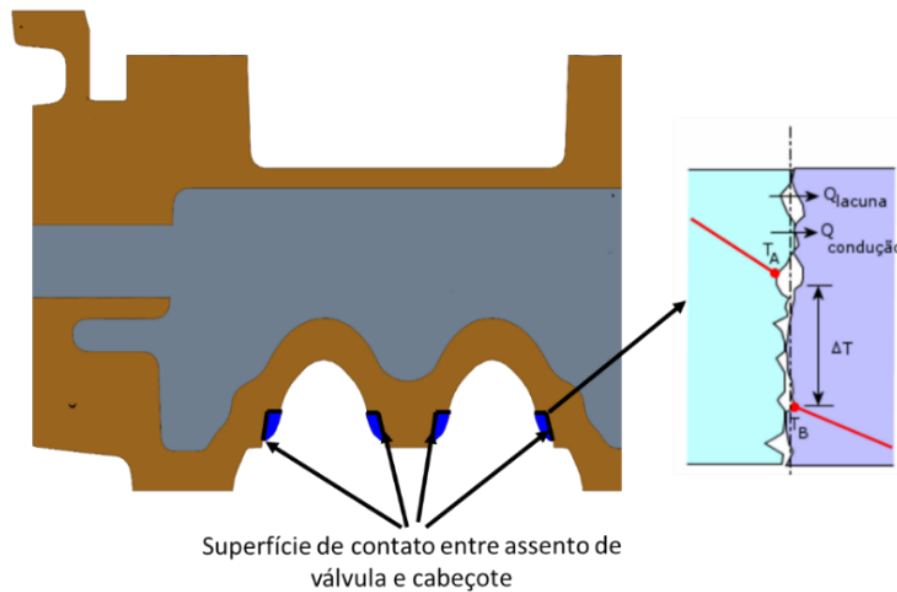
Figura 51 - Espessuras da parede do cabeçote utilizado para o fator de controle 6.



Fonte: O Autor (2023)

O sétimo fator de controle foi definido a partir da resistência de contato entre a válvula de exaustão e o cabeçote. Naturalmente por serem dois componentes diferentes e de materiais diferentes, o contato entre a sede de válvula e o cabeçote tem uma resistência térmica de contato devido a vazios microscópicos existentes na interface (Figura 52). O valor padrão escolhido para a resistência de contato foi de $1e^{-4}$ W/m²K de acordo com Bezerra Filho et al (2022). Para o valor máximo e mínimo foi escolhido um valor ótimo de resistência de contato, 0 W/m²K, e o dobro do valor padrão ($2e^{-4}$ W/m²K).

Figura 52 - Sétimo fator de controle: resistência térmica entre assento de válvula e cabeçote.



Fonte: O Autor (2023)

O oitavo e último fator de controle que será analisado é o tipo de fluido de arrefecimento utilizado na camisa d'água. Para a simulação base, o fluido de arrefecimento utilizado é uma mistura de 70% de água e 30% de etilenoglicol. Para este fator de controle, será analisado ainda dois níveis, um utilizando somente água e outro utilizando o nanofluido composto por nanopartículas de Al_2O_3 . As propriedades utilizadas para a mistura de água e etileno glicol e para o fluido de arrefecimento composto por nanopartículas de Al_2O_3 foram obtidas através do trabalho Tijani e Sudirman (2018). As duas propriedades dos três fluidos de arrefecimento podem ser vistas na Tabela 7.

Tabela 7 - Propriedades dos fluidos de arrefecimento utilizados.

Fluidos	Densidade [kg.m ⁻³]	Viscosidade Dinâmica [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Calor Específico [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Cond. Térmica [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Fluido Base (70%água/30% etil.)	1027	0,00076	3570	0,32
Fluido Base + Al_2O_3	1896	0,0019	1976	1,287
Água	997	0,00089	4180	0,607

Fonte: Tijani e Sudirman (2018)

Resumindo, segue na Tabela 8 todos os parâmetros, os níveis utilizados de cada fator e os seus valores.

Tabela 8 - Fatores de controle escolhidos para aplicação da metodologia DFSS.

Fatores de Controle			Valor Baixo	Valor Médio	Valor Alto
1	A	Condutividade térmica do cabeçote	1	-	2
			138 W/mK		151 W/mK
2	B	Condutividade térmica assento de válvula de exaustão	1	2	3
			32,8 W/mK	41 W/mK	49,2 W/mK
3	C	Condutividade térmica válvula de exaustão	1	2	3
			33,6 W/mK	42 W/mK	50,4 W/mK
4	D	Espessura do assento de válvula de exaustão	1	2	3
			1,95 mm	2,44 mm	2,93 mm
5	E	Area da ponte de exaustão na direção Z (mm ²)	1	2	3
			37,82 mm ²	41,17 mm ²	47,2 mm ²
6	F	Espessura parede do cabeçote na direção Z	1	2	3
			12,27 mm	10,3 mm	8,5 mm
7	G	Resistência de contato assento de válvula	1	1	1
			0 W/m ² K	1e-4 W/m ² K	2e-4 W/m ² K
8	H	Tipo de fluido de arrefecimento utilizado	1	2	3
			100% H2O	30% / 70% (Etil./H2O)	NanoFluido (Al2O3)

Fonte: O Autor (2023)

4.2.2 Matriz Ortogonal

Analisando a Tabela 8, que expõe os fatores de controles, pode-se definir a quantidade de parâmetros utilizados e os níveis (variação) de cada um. Para a metodologia DFSS aplicada a atual pesquisa, serão utilizados oito fatores, sendo sete com três níveis e um com dois. A partir dessa conclusão pode-se então definir os graus de liberdade (DOF – *Degrees of Freedom*) do problema. Seguindo a fórmula da Equação 37, onde F é a quantidade de parâmetros com o mesmo nível e n_a e n_b são os níveis de variação de cada parâmetro, é possível obter então os DOF do sistema (Yang e El-Haik, 2009). Utilizando então a equação para o atual projeto com os valores de F igual a 1 para n_a igual a 2 e F igual a 7 para n_b igual a 3, resulta em um valor de 16 para o DOF.

$$DOF = 1 + F(n_a - 1) + F(n_b - 1) + \dots \quad (37)$$

Com a obtenção dos graus de liberdade do sistema é possível obter a quantidade mínima de simulações que devem ser feitas para serem independentes entre si (Yang e El-Haik, 2009). Com isto para a realização do projeto será necessário realizar no mínimo 16 simulações. Para a obtenção e criação da matriz ortogonal aplicada ao projeto DFSS é necessário definir seu tamanho. Com o Quadro 5, extraída do livro de Yang e El-Haik (2009), é possível definir o tamanho da matriz ortogonal. Seguindo assim, a partir da quantidade mínima de simulações, é possível identificar no quadro que a matriz ortogonal L_{16} não poderia ser utilizada pois essa só comporta fatores com 2 níveis (aceita um total de 15 fatores de 2 níveis), e como o atual problema possui fatores de 3 níveis essa matriz ortogonal não pode ser aplicada. Seguindo assim

para o próximo tamanho de matriz ortogonal têm-se a matriz L_{18} que comporta um total de 1 fator com dois níveis e 7 fatores com 3. A matriz ortogonal escolhida será então a L_{18} pois comporta exatamente a quantidade de fatores, e níveis, utilizada na pesquisa.

Com a definição do tamanho da matriz pode-se então criar a matriz ortogonal para o atual problema, a partir dos fatores e níveis utilizados e expostos na Tabela 8. O Quadro 6 expõe então a matriz ortogonal L_{18} do projeto, com os níveis sendo divididos aleatoriamente, mas de forma que não haja repetição de configuração, e seguindo os exemplos mostrados por Yang e El-Haik (2009).

Quadro 5 - Definição de matriz ortogonal a partir dos níveis dos fatores do projeto.

Orthogonal array	Number of runs	Maximum number of factors	Maximum number of column at these levels			
			2	3	4	5
L_4	4	3	3			
L_8	8	7	7			
L_9	9	4		4		
L_{12}	12	11	11			
L_{16}	16	15	15			
L'_{16}	16	5			5	
L_{18}	18	8	1	7		
L_{25}	25	6				6
L_{27}	27	13		13		
L_{32}	32	31	31			
L'_{32}	32	10	1		9	
L_{36}	36	23	11	12		
L'_{36}	36	16	3	13		
L_{50}	50	12	1			11
L_{54}	54	26	1	25		
L_{64}	64	63	63			
L'_{64}	64	21			21	
L_{81}	81	40		40		

Fonte: Yang e El-Haik (2009)

Quadro 6 - Matriz ortogonal L_{18} desenvolvida para o projeto.

Matriz Ortogonal								
Fatores de Controle								
N° Experimentos	A	B	C	D	E	F	G	H
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3	3	3	3
4	1	1	1	2	2	3	3	3
5	1	2	2	3	3	1	1	2
6	1	3	3	1	1	2	2	1
7	1	1	2	1	3	2	3	1
8	1	2	3	2	1	3	1	2
9	1	3	1	3	2	1	2	3
10	2	1	3	3	2	2	1	2
11	2	2	1	1	3	3	2	3
12	2	3	2	2	1	1	3	1
13	2	1	2	3	1	3	2	1
14	2	2	3	1	2	1	3	2
15	2	3	1	2	3	2	1	3
16	2	1	3	2	3	1	2	3
17	2	2	1	3	1	2	3	2
18	2	3	2	1	2	3	1	1

Fonte: O Autor (2023)

4.2.3 Fatores de Ruído (*Noise Factors*)

Como foi explicado na seção 3.6.5, fatores de ruídos são aqueles parâmetros que o engenheiro não possui recursos de controlar, podendo ter diferentes origens, como, variação externa, variação de unidade por unidade e variação por deterioração. Na mesma seção também foi exposto uma abordagem de diminuir a quantidade de simulações realizadas no experimento por meio de combinação de fatores. Nessa metodologia têm-se que combinar os fatores com o objetivo de encontrar duas condições extremas.

Os fatores de ruído utilizados na otimização DFSS foram as condições de contorno de combustão e a vazão da bomba do fluido refrigerante. Para estes dois fatores de ruído foram considerados os seus valores originais para a primeira rodada de experimentos N_1 e para a segunda rodada N_2 um aumento de 10% no esforço térmico proveniente das condições de contorno de combustão e uma diminuição de 10% da vazão da bomba. A combinação N_2 visa analisar e testar uma configuração extrema de mal funcionamento do motor, seja por diminuição da eficiência da bomba de arrefecimento ou por extrapolação do calor no momento da

combustão. A Tabela 9 expõe as duas combinações de fatores de ruído definidas para a otimização DFSS.

Tabela 9 - Fatores de ruídos.

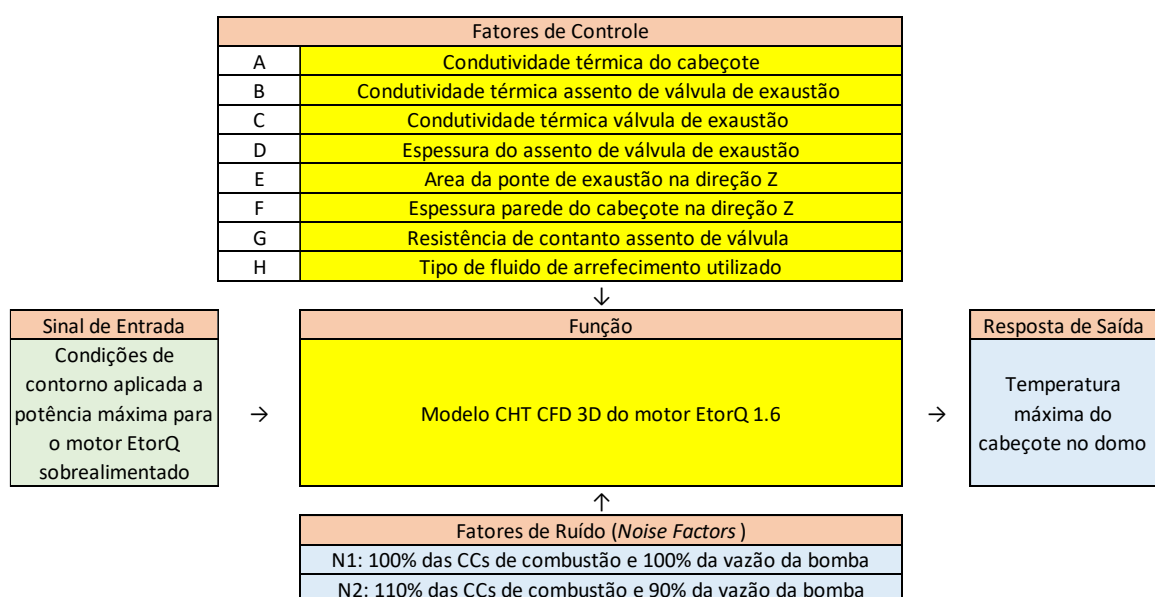
Fatores de Ruído		
	N1	N2
Condições de Contorno de Combustão	100%	110%
Vazão bomba	100%	90%

Fonte: O Autor (2023)

4.2.4 Diagrama P

A ferramenta utilizada para resumir todas as informações aplicadas no projeto DFSS é o Diagrama P. Essa ferramenta ajuda a visualizar todo o fluxograma da otimização, mostrando qual o sinal de entrada, que no caso da pesquisa é a condição de contorno aplicada a potência máxima do motor na condição sobrealimentada, todas os fatores de controle utilizados, a função que irá calcular as respostas de saída e por fim os fatores de ruído (*noise factors*). Os fatores de ruídos são fontes de variações naturais que são intrínsecas à operação do produto, sendo também fatores que não são facilmente controlados (ou impossíveis de se controlar). O Diagrama P para a atual pesquisa pode ser visto no Quadro 7.

Quadro 7 - Diagrama P.



Fonte: O Autor (2023)

4.2.5 Análise de dados Método Taguchi

Com o Diagrama-P (Quadro 7) e a matriz ortogonal de Taguchi (Quadro 6) definidos foi possível definir todos os experimentos a serem realizados, para ambas as condições de fatores de ruído, e o resultado de pico de temperatura do domo foi extraído para posteriormente ser analisado. Com os dados extraídos em todas as simulações, o passo a passo exposto na seção 3.6.3 foi seguido e utilizado para criar uma planilha de Excel, para avaliar os fatores de controle utilizados na otimização e definir os parâmetros ótimos.

A análise dos resultados começou com o cálculo da variância de todos os parâmetros utilizando a Equação 38. Através da variância foi possível saber percentualmente a influência de cada fator de controle, e assim definir os fatores que mais vale a pena modificar (que resultará um melhor resultado).

$$SS = \frac{k}{N.n} \sum_{t=1}^k T_t^2 - \frac{T^2}{N.n} \quad (38)$$

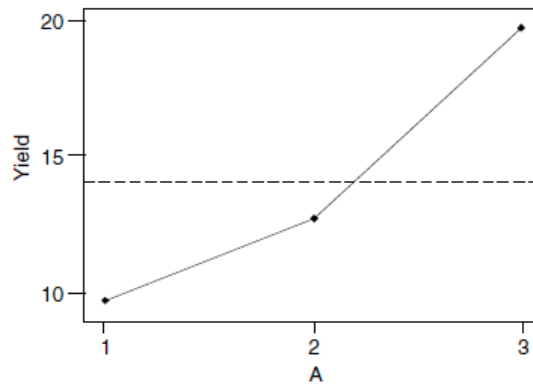
Depois de obter o gráfico de barras com a porcentagem de cada fator, foram calculados os *signal-to-noise ratio* (S/N), seguindo a Equação 41, para cada experimento.

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (41)$$

Em seguida, para cada nível dos fatores de controle, foi criado o gráfico de efeitos principais. Nesse gráfico é possível definir para cada fator de controle qual o nível, dentro de cada fator, que obtém a resposta ótima. Um exemplo desse tipo de gráfico é exposto na Figura 37, onde mostra os resultados de cada nível para um único fator (exemplo hipotético). Com esse gráfico de efeito é possível definir a configuração otimizada do projeto.

Depois da definição da configuração ótima foi criado, e simulado, um novo modelo CFD com os parâmetros otimizados, e em seguida os resultados foram comparados com a condição naturalmente aspirada do motor. Com esta comparação foi possível saber se a configuração turboalimentada vai obter um esforço térmico comparável com a versão naturalmente aspirada.

Figura 37 – Exemplo de gráfico de efeito principal.



Fonte: Yang e El-Haik (2009)

Através dos dados dos S/N calculados para todas as configurações simuladas também é possível estimar o S/N de qualquer configuração utilizando a Equação 42, onde t é a quantidade de fatores de controle utilizados, F é o valor S/N escolhido de cada fator de controle e $\bar{T}$ é a média de todos os S/N simulados (Yang e El-Haik, 2009). Foi realizado então uma comparação do S/N obtido pela configuração otimizada utilizando a Equação 42 e o valor S/N obtido pela simulação CFD criado com os parâmetros ótimos gráfico de efeito principal.

$$S/N = \sum_{n=1}^t F_n - (t - 1)\bar{T} \quad (42)$$

Após a comparação do valor obtido pela simulação otimizada e do cálculo do S/N através da Equação 41 tentou-se criar uma forma de se estimar os valores das temperaturas do cabeçote, sem a necessidade de realizar a simulação CFD, somente o valor do S/N calculado.

Utilizado então a Equação 41 isolou-se o valor de S/N e a equação foi reescrita com o objetivo de calcular o valor de $\sum_{i=1}^n y_i^2$ (Equação 42).

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (41)$$

$$\sum_{i=1}^n y_i^2 = n 10^{\left(\frac{-S/N}{10} \right)} \quad (42)$$

Para o cálculo do lado esquerdo da Equação 42 a soma dos quadrados pode ser expandida de acordo com a quantidade de *noise factors* definida para a simulação e pode ser reescrita então de acordo da Equação 43.

$$\sum_{i=1}^n y_i^2 = y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_4^2 + \dots \quad (43)$$

O lado direito da Equação 43 pode ser inscrito em função de uma única incógnita através da incorporação de um parâmetro p_i que pode ser calculado através da razão entre os valores y para cada *noise factor* (exemplo, $p_1 = y_1/y_2$). Depois de obter todos os valores p_i para cada experimento, é então calculado um valor médio desse parâmetro para uniformizar a diferenças de cada fator, podendo então o lado direito da Equação 43 ser transcrito como está exposto na Equação 44.

$$\sum_{i=1}^n y_i^2 = y_1^2 + \left(\frac{y_1^2}{p_1^2}\right) + \left(\frac{y_1^2}{p_2^2}\right) + \left(\frac{y_1^2}{p_3^2}\right) + \dots \quad (44)$$

$$\sum_{i=1}^n y_i^2 = y_1^2 \left(1 + \left(\frac{1}{p_1^2}\right) + \left(\frac{1}{p_2^2}\right) + \left(\frac{1}{p_3^2}\right) + \dots\right) \quad (45)$$

Pode-se observar que depois da incorporação do p_i , o lado direito da Equação 44 está agora em função de uma única incógnita (y_1^2). A Equação 45 foi obtida colocando essa única incógnita em evidência. Substituindo agora a Equação 45 na Equação 42, e dividindo o lado direito da Equação 42 por $\left(1 + \left(\frac{1}{p_1^2}\right) + \left(\frac{1}{p_2^2}\right) + \left(\frac{1}{p_3^2}\right) + \dots\right)$, da Equação 45, obtém-se a equação para o cálculo da resposta final do parâmetro analisado, que para o atual trabalho é o pico de temperatura da temperatura do domo do cabeçote (Equação 46).

$$y_1^2 = \frac{n10^{\left(\frac{-S}{10}\right)}}{\left(1 + \left(\frac{1}{p_1^2}\right) + \left(\frac{1}{p_2^2}\right) + \left(\frac{1}{p_3^2}\right) + \dots\right)} \quad (46)$$

Com a Equação 46 é possível calcular o valor da reposta final para qualquer configuração de parâmetros analisados sem a necessidade de realizar o experimento (simulação CFD), que para a pesquisa desenvolvida seria calcular o valor do pico de temperatura do domo do cabeçote para qualquer configuração de fatores de controle (parâmetros) escolhida, sem a necessidade de realizar a simulação CFD para a mesma configuração.

5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Nesta seção do trabalho será exposto todos os resultados e suas análises. Irá iniciar com os resultados da simulação CHT do motor EtorQ 1.6 para as condições naturalmente aspirado e sobrealimentado, onde será possível concluir a região que irá passar pelo processo de otimização. Em seguida será apresentado o resultado da otimização DFSS, expondo os efeitos de cada parâmetro escolhido e qual a configuração ótima. Por fim, será exibido algumas configurações que garante um esforço térmico similar a condição naturalmente aspirada.

5.1 RESULTADO SIMULAÇÃO CFD ORIGINAL

A Tabela 10 mostra resultados de pico de temperatura, queda de pressão e transferência de calor dos principais componentes do modelo criado, aplicado a condição aspirada e sobrealimentada. Os resultados da Tabela 10 mostram a condição sobrealimentada com valores de pico de temperatura maiores e maior transferência de calor. Para o cabeçote, a condição sobrealimentada obteve um pico de temperatura 38,6 °C maior, obtendo uma transferência de calor para a camisa d'água 38% maior. Observando e comparando as condições de contorno expostas nas Tabelas 5 e 6, os resultados maiores de temperatura obtidos para a condição sobrealimentado refere-se ao valor maior do coeficiente de troca de calor por convecção (h) para região do domo e pórtilco de exaustão. A Tabela 10 mostra que a tendência de maior temperatura e transferência de calor para condição sobrealimentada não ocorreu somente no cabeçote, mas também no bloco, guias, assentos e válvulas. O único fator que não ocorreu variação entre as condições analisadas foi a queda de pressão do líquido de arrefecimento.

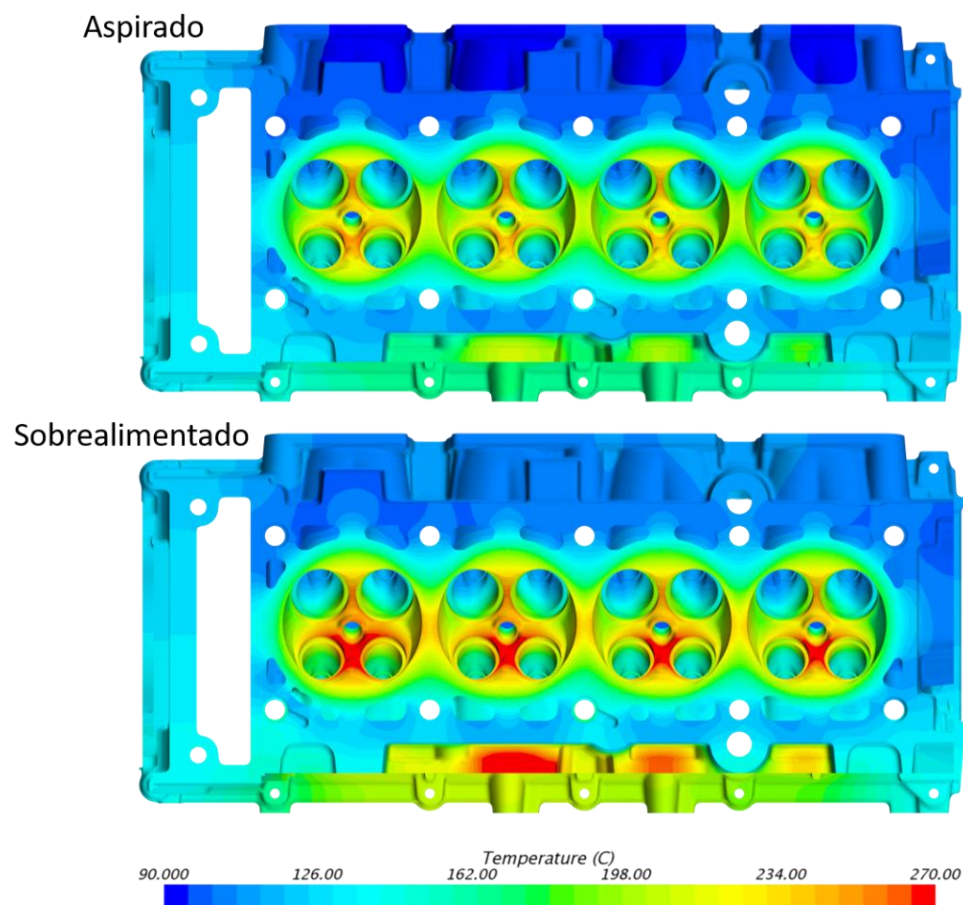
Tabela 10 - Resultados gerais para as condições aspirada e sobrealimentada.

	Aspirado	Sobrealimentado
Temperatura máxima cabeçote	261,4 °C	300,0 °C
Temperatura máxima bloco	220,6 °C	267,7 °C
Temperatura máxima pórtilco de exaustão	219,5 °C	299,1 °C
Temperatura máxima câmara de combustão no bloco	221,8 °C	270,7 °C
Temperatura máxima guia de válvula de exaustão	293,4 °C	393,6 °C
Temperatura máxima assento de válvula de exaustão	308,7 °C	356,1 °C
Temperatura máxima válvula de exaustão	625,1 °C	814,7 °C
Variação de pressão camisa d'água	2,5 psi	2,5 psi
Transferência de calor camisa d'água cabeçote	26,9 kW	37,1 kW
Transferência de calor camisa d'água bloco	20,1 kW	26,6 kW

Fonte: O Autor (2023)

Analisando com mais detalhe a temperatura do cabeçote, a Figura 53 mostra os resultados da distribuição de temperatura para este componente. Comparando os resultados podemos ver que a região que possui maiores temperaturas é o domo, localizada entre as válvulas de exaustão. Devido a isto, a otimização que será realizada utilizando a metodologia DFSS irá focar na diminuição de temperatura nesta região. Pode-se observar também que a região do pórtilco de exaustão para a condição sobrealimentada alcança altas temperaturas. No entanto, a otimização não irá focar nesta região visto que a região que obtém esse pico de temperatura é justamente a superfície que fica em contato com o coletor de exaustão e, como essa superfície não está sendo analisado e possui condição de contorno adiabática, pode-se deduzir que a energia está sendo “armazenada” nessa região quando na verdade deveria ocorrer uma transferência de calor entre o cabeçote e o coletor de exaustão.

Figura 53 - Resultado temperatura no cabeçote.

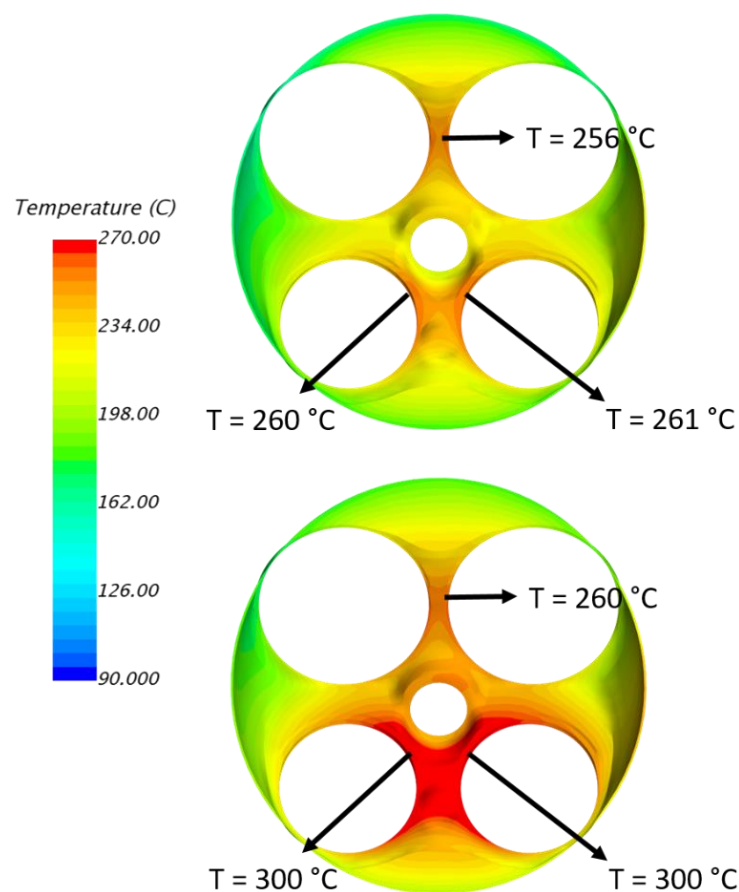


Fonte: O Autor (2023)

Comparando os resultados do domo do cilindro 1, exposto na Figura 54, temos que a temperatura máxima para a condição aspirada se encontra entre as válvulas de exaustão e é

261°C, comparando a temperatura com a condição sobrealimentada o valor encontrado é 300°C. A segunda região que possui maiores temperaturas no domo se encontra entre as válvulas de admissão, obtendo uma temperatura de 256°C para a condição aspirada e 260 °C para a sobrealimentada. Analisando então esses resultados, pode-se concluir que a região do domo, e consequentemente do cabeçote, que precisa ser otimizada e melhorada é a que se encontra entre as válvulas de exaustão. Devido a isso, o atual trabalho foca em aplicar a metodologia DFSS, a condição sobrealimentada, para a região do domo entre válvulas de exaustão, tendo como objetivo obter valores de temperatura igual ou inferior ao encontrado na condição aspirada. Os parâmetros escolhidos para serem otimizados já foram expostos na seção 4.2.1 e pode ser visto na Tabela 8.

Figura 54 - Comparação da temperatura entre domos para as condições aspirada e sobrealimentada.



Fonte: O Autor (2023)

Tabela 8 - Fatores de controle escolhidos para aplicação da metodologia DFSS.

Fatores de Controle			Valor Baixo	Valor Médio	Valor Alto
1	A	Condutividade térmica do cabeçote	1	-	2
			138 W/mK		151 W/mK
2	B	Condutividade térmica assento de válvula de exaustão	1	2	3
			32,8 W/mK	41 W/mK	49,2 W/mK
3	C	Condutividade térmica válvula de exaustão	1	2	3
			33,6 W/mK	42 W/mK	50,4 W/mK
4	D	Espessura do assento de válvula de exaustão	1	2	3
			1,95 mm	2,44 mm	2,93 mm
5	E	Area da ponte de exaustão na direção Z (mm²)	1	2	3
			37,82 mm²	41,17 mm²	47,2 mm²
6	F	Espessura parede do cabeçote na direção Z	1	2	3
			12,27 mm	10,3 mm	8,5 mm
7	G	Resistência de contato assento de válvula	1	1	1
			0 W/m²K	1e-4 W/m²K	2e-4 W/m²K
8	H	Tipo de fluido de arrefecimento utilizado	1	2	3
			100% H2O	30% / 70% (Etil./H2O)	NanoFluido (Al2O3)

Fonte: O Autor (2023)

5.2 RESULTADOS OTIMIZAÇÃO DFSS

Esta seção focará em expor os resultados obtidos pela otimização DFSS, mostrando o efeito de cada parâmetro e a definição da configuração ótima. É importante ressaltar que os resultados expostos nesta seção foram obtidos utilizando as condições de contorno da condição sobrealimentado, visto que o objetivo é encontrar uma configuração de parâmetros que consiga alcançar a temperatura encontrada na condição naturalmente aspirada.

Seguindo a matriz ortogonal definida na seção 4.2.2, todos os 18 experimentos foram simulados para cada fator de ruído, e para cada experimento foi extraído o valor do pico de temperatura da região do domo. A Tabela 11 expõe a matriz ortogonal com todos os valores obtidos para cada simulação. Através dos resultados expostos na Tabela 11 é possível utilizar as equações expostas na seção 4.2.3 para começar a analisar os resultados, por exemplo, definir quais fatores tem a maior influência para a temperatura do dome, encontrar a configuração ótima dos parâmetros utilizados, entre outros.

Com os resultados expostos na Tabela 11 é possível aplicar a Equação 41, exposta na seção 4.2.3, para calcular o valor S/N (*Signal to Noise*) para cada experimento da matriz ortogonal (Tabela 12).

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (41)$$

Tabela 11 - Resultados da simulação de todos os experimentos.

Matriz Ortogonal										
	Fatores de Controle								Fatores de Ruído (<i>Compounded Noise Factors</i>)	
N° Experimentos	A	B	C	D	E	F	G	H	N1 (PP CCs e 100% MFR)	N2 (110% PP CCs e 90% MFR)
1	1	1	1	1	1	1	1	1	301	349
2	1	2	2	2	2	2	2	2	280	322
3	1	3	3	3	3	3	3	3	267	311
4	1	1	1	2	2	3	3	3	260	303
5	1	2	2	3	3	1	1	2	297	344
6	1	3	3	1	1	2	2	1	273	316
7	1	1	2	1	3	2	3	1	264	306
8	1	2	3	2	1	3	1	2	288	324
9	1	3	1	3	2	1	2	3	285	333
10	2	1	3	3	2	2	1	2	282	325
11	2	2	1	1	3	3	2	3	261	304
12	2	3	2	2	1	1	3	1	264	306
13	2	1	2	3	1	3	2	1	255	294
14	2	2	3	1	2	1	3	2	272	313
15	2	3	1	2	3	2	1	3	281	328
16	2	1	3	2	3	1	2	3	277	323
17	2	2	1	3	1	2	3	2	266	306
18	2	3	2	1	2	3	1	1	277	320

Fonte: O Autor (2023)

Com os valores de S/N definidos é possível agora calcular a contribuição de cada fator de controle. A Equação 38 exposta na seção 4.2.5 é responsável por calcular essa porcentagem de contribuição/influência para cada fator, que realiza um cálculo de variabilidade do resultado final (no caso em destaque o pico de temperatura do cabeçote) para cada modificação de parâmetro utilizado. A Tabela 13 expõe essa contribuição para cada fator de controle e no Gráfico 1 é possível ver este mesmo efeito na forma de um gráfico de barras.

O Gráfico 1 é de fundamental importância para conseguir definir os fatores de controle que mais influenciam a resposta. Nesse gráfico é possível escolher os fatores de controle que mais valem a pena ser modificados, conseguindo assim guiar a etapa de desenvolvimento do projeto.

Tabela 12 - Cálculo do S/N para cada experimento da matriz ortogonal.

Matriz Ortogonal												
	Fatores de Controle								Cálculo do S/N			
Nº Experimentos	A	B	C	D	E	F	G	H	$\sum y^2$	n	S/N	Média
1	1	1	1	1	1	1	1	1	212402.0	2.0	-50.3	325.0
2	1	2	2	2	2	2	2	2	182084.0	2.0	-49.6	301.0
3	1	3	3	3	3	3	3	3	168010.0	2.0	-49.2	289.0
4	1	1	1	2	2	3	3	3	159409.0	2.0	-49.0	281.5
5	1	2	2	3	3	1	1	2	206545.0	2.0	-50.1	320.5
6	1	3	3	1	1	2	2	1	174385.0	2.0	-49.4	294.5
7	1	1	2	1	3	2	3	1	163332.0	2.0	-49.1	285.0
8	1	2	3	2	1	3	1	2	187920.0	2.0	-49.7	306.0
9	1	3	1	3	2	1	2	3	192114.0	2.0	-49.8	309.0
10	2	1	3	3	2	2	1	2	185149.0	2.0	-49.7	303.5
11	2	2	1	1	3	3	2	3	160537.0	2.0	-49.0	282.5
12	2	3	2	2	1	1	3	1	163332.0	2.0	-49.1	285.0
13	2	1	2	3	1	3	2	1	151461.0	2.0	-48.8	274.5
14	2	2	3	1	2	1	3	2	171953.0	2.0	-49.3	292.5
15	2	3	1	2	3	2	1	3	186545.0	2.0	-49.7	304.5
16	2	1	3	2	3	1	2	3	181058.0	2.0	-49.6	300.0
17	2	2	1	3	1	2	3	2	164392.0	2.0	-49.1	286.0
18	2	3	2	1	2	3	1	1	179129.0	2.0	-49.5	298.5

Fonte: O Autor (2023)

Através do Gráfico 1 é possível concluir que o fator de controle que tem a maior influência na temperatura do domo é o G (resistência de contato do assento de válvulas) com aproximadamente 53% de efeito. O segundo fator de controle com maior contribuição é o F (espessura da parede do cabeçote na direção Z) com aproximadamente 27%. Os fatores A (Condutividade térmica do cabeçote) e H (Tipo de fluido de arrefecimento utilizado) também tem uma contribuição considerável para o pico de temperatura do domo com 12% e 7%,

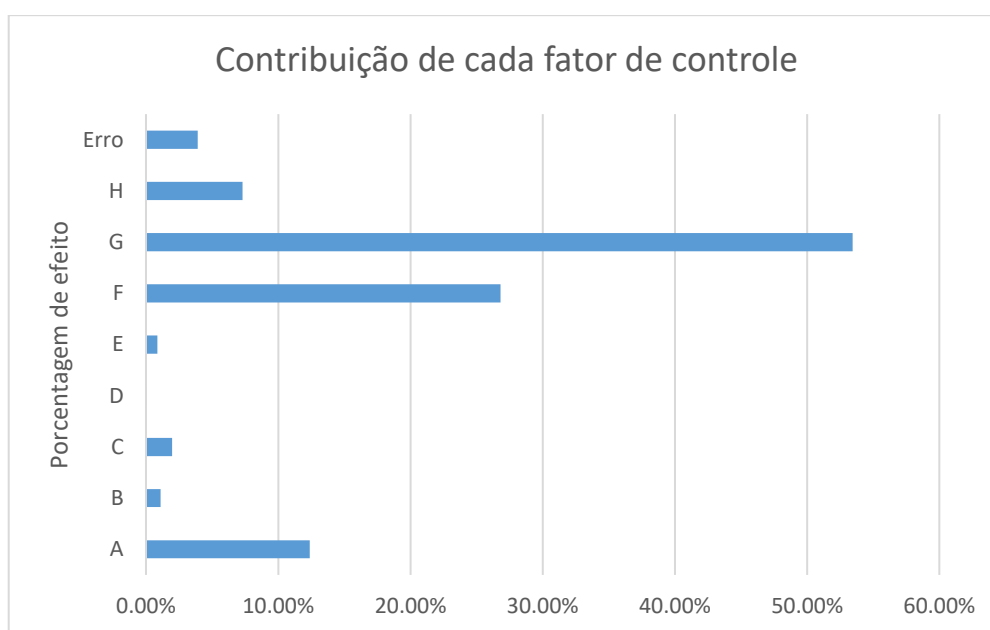
respectivamente. No entanto, existiram fatores de controle que tiveram mínima influência no desenvolvimento que foram os fatores B, C, D e E. Isto significa que tentar baixar o pico de temperatura do dome modificando estes fatores irá causar o efeito mínimo no resultado, sendo assim um desperdício tentar modificar esses parâmetros.

Tabela 13 - Porcentagem de contribuição para cada fator de controle.

% de efeito	%
A: Condutividade térmica do cabeçote	12.38%
B: Condutividade térmica assento de válvula de exaustão	1.09%
C: Condutividade térmica válvula de exaustão	1.98%
D: Espessura do assento de válvula de exaustão	0.05%
E: Area da ponte de exaustão na direção Z (mm ²)	0.85%
F: Espessura parede do cabeçote na direção Z	26.81%
G: Resistência de contato assento de válvula	53.46%
H: Tipo de fluido de arrefecimento utilizado	7.31%
Erro	4%

Fonte: O Autor (2023)

Gráfico 1 - Porcentagem de contribuição para cada fator de controle.



Fonte: O Autor (2023)

A análise realizada no parágrafo anterior é de fundamental importância para guiar o desenvolvimento do projeto, pois ela indica para onde o esforço financeiro, e de tempo, devem ser direcionados. Pegando como exemplo o atual trabalho todos os esforços de custo do desenvolvimento têm que ser direcionados para modificar os parâmetros G, F, A e H, pois estes foram os que demonstraram ser mais sensíveis a mudanças enquanto os fatores B, C, D e E

podem ser deixados como o original pois as modificações realizadas nestes só aumentarão o custo do desenvolvimento e não trará contribuição no pico de temperatura do domo.

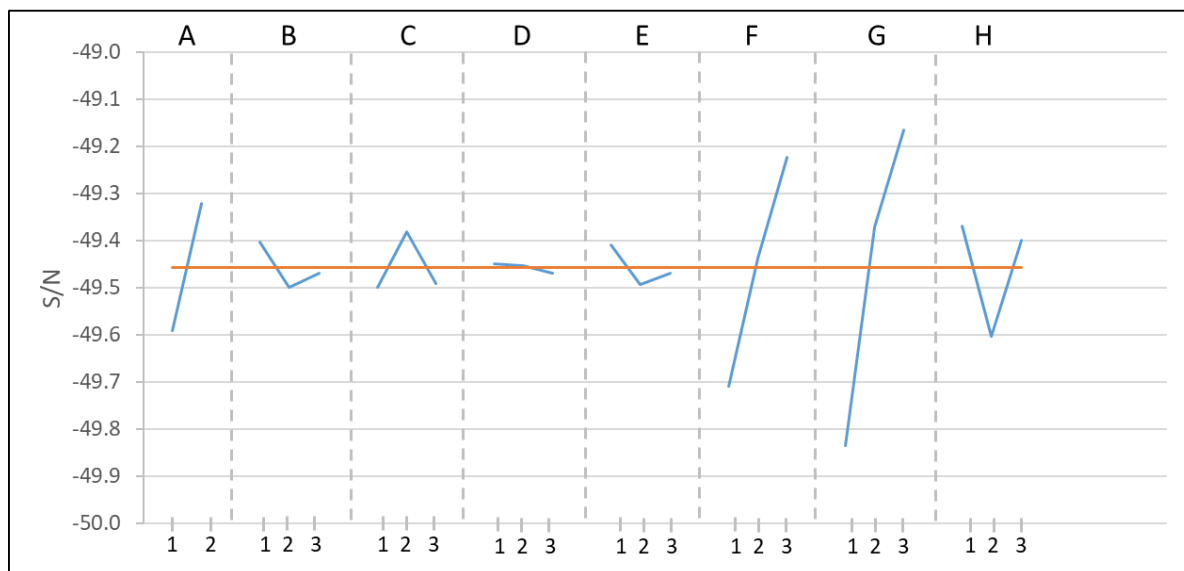
Depois de definir a variância do experimento através do Gráfico 1, o método de Taguchi segue para a definição do gráfico de efeitos principais. Este gráfico corresponde a um plot com a média das respostas para os diferentes níveis de um parâmetro versus os níveis dos parâmetros. As médias das respostas foi adquirida com o auxílio da Tabela 12. Por exemplo, para o cálculo da média S/N para o fator de controle A1 pega-se todos os valores de S/N, da Tabela 12, dos experimentos que utilizaram o parâmetro A1 e calcula-se a média através de todos esses valores. Isso foi feito para cada fator de controle e seu nível e podem ser vistos na Tabela 14. Com a resposta obtida na Tabela 14 foi possível construir o gráfico de efeitos principais para o trabalho desenvolvido nesta tese (Gráfico 2).

Tabela 14 - Cálculo das médias do S/N para cada fator de controle.

S/N	A	B	C	D	E	F	G	H
1	-49.6	-49.4	-49.5	-49.4	-49.4	-49.7	-49.8	-49.4
2	-49.3	-49.5	-49.4	-49.5	-49.5	-49.4	-49.4	-49.6
3	-	-49.5	-49.5	-49.5	-49.5	-49.2	-49.2	-49.4

Fonte: O Autor (2023)

Gráfico 2 - Gráfico de efeitos principais.



Fonte: O Autor (2023)

Com o Gráfico 2 é possível tirar algumas conclusões da otimização DFSS. Primeiramente é possível definir os parâmetros (fatores de controle) que possuem maior variabilidade entre os níveis, e consequentemente, os que possuem maior influência na resposta (parâmetros A, F, G).

e H). Essa primeira conclusão se assemelha muito com a conclusão tomada pelo Gráfico 1, só que não é possível quantificar a contribuição de cada fator como foi visto no gráfico anterior. Seguindo esta lógica, é possível concluir novamente que os fatores de controle que mais contribuem com a diminuição do pico de temperatura são os A, F, G e H e que os fatores B, C, D e E não variam muito com as mudanças de níveis.

A segunda conclusão que é possível aferir com o gráfico de efeitos principais, e talvez a sua principal, é qual o nível que possui a melhor resposta. Para conseguir defini-los é necessário pegar o menor valor de S/N de cada parâmetro. Seguindo esta lógica a combinação otimizada dos fatores de controle do trabalho pode ser vista na Tabela 15 junto com o modelo base, que corresponde a configuração original do motor (como ele foi comercializado).

Tabela 15 - Configuração otimizada do estudo DFSS.

Fatores de Controle	Modelo Base	Modelo Otimizado
A	A1	A2
B	B2	B1
C	C2	C2
D	D2	D1
E	E2	E1
F	F1	F3
G	G1	G3
H	H2	H1

Fonte: O Autor (2023)

5.3 VERIFICAÇÃO DO RESULTADO DO VALOR OTIMIZADO

Após a determinação do modelo otimizado seguiu-se para a etapa de verificação. Inicialmente calculou-se o S/N desta configuração através da Equação 41. Aplicando esta equação para o problema em questão tem-se o valor do S/N encontrado através da Equação 42. Com o auxílio da Tabela 13 é possível obter os valores da média de cada nível dos fatores de controle utilizados (F_n) e obter o valor do S/N_{opt} de -48.52.

$$S/N_{opt} = \sum_{n=1}^t F_n - (t - 1)\bar{T} \quad (42)$$

$$S/N_{opt} = F_{A_2} + F_{B_1} + F_{C_2} + F_{D_1} + F_{E_1} + F_{F_3} + F_{G_3} + F_{H_1} - 7\bar{T} \quad (47)$$

Seguindo a lógica desenvolvida no capítulo da Metodologia, pode-se obter o valor da temperatura do cabeçote utilizando a Equação 46. Como o problema em questão utiliza somente dois *noise factors* (fatores de ruído) a Equação 46 pode ser simplificada para a Equação 48.

$$y_1^2 = \frac{n10^{\left(\frac{S}{10}\right)}}{\left(1 + \left(\frac{1}{\bar{p}_1^2}\right) + \left(\frac{1}{\bar{p}_2^2}\right) + \left(\frac{1}{\bar{p}_3^2}\right) + \dots\right)} \quad (46)$$

$$y_1^2 = \frac{n10^{\left(\frac{S}{10}\right)}}{\left[1 + \left(\frac{1}{\bar{p}_1^2}\right)\right]} \quad (48)$$

O cálculo do $\bar{p}_1$ foi realizado como foi mostrado na seção da Metodologia, dividindo os valores encontrados de cada *noise factor* para todos os experimentos (Tabela 16). Em seguida o valor de $\bar{p}_1$ foi calculado através da média de todos os valores de p da Tabela 16. A temperatura do cabeçote pode então ser calculada através da Equação 48, considerando n como 2, S/N_{opt} igual -48,52 e $\bar{p}_1$ como 0,864. Utilizando esses valores a temperatura do cabeçote otimizado pôde ser estimada seguindo essa metodologia como sendo de 246,7°C (valor para a primeira condição de *noise factor*). Para encontrar o valor do pico de temperatura do cabeçote para o segundo *noise factor* (N_2) é necessário dividir o valor da temperatura encontrada no N_1 pelo $\bar{p}_1$ ($y_{N_2} = \frac{246,7}{0,864} = 285,5 \text{ } ^\circ\text{C}$).

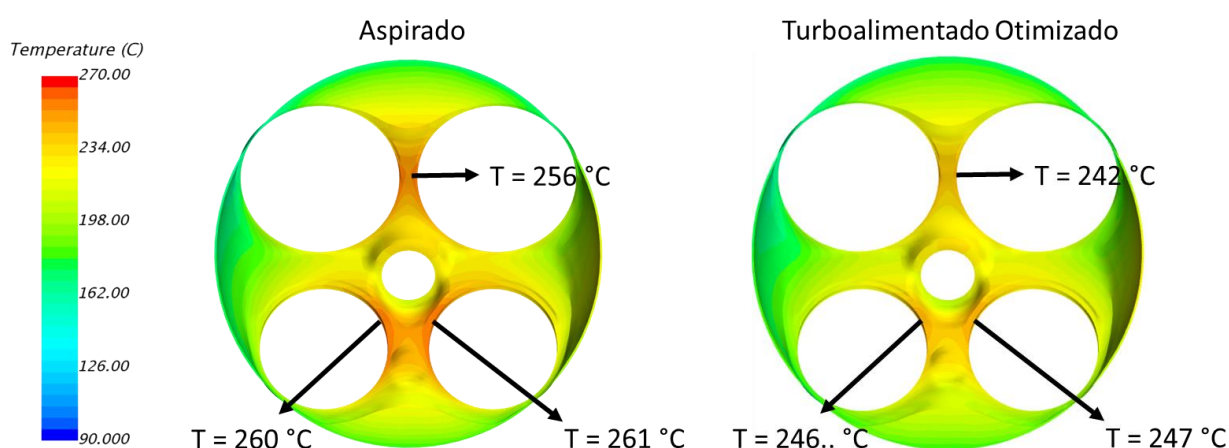
Tabela 16 - Resultado do cálculo do p para cada experimento.

Matriz Ortogonal												
Fatores de Controle								Fatores de Ruído (Compounded Noise Factors)				Cálculo do P
Nº Experimentos	A	B	C	D	E	F	G	H	N1 (PP BCs e 100% MFR)	N2 (110% PP BCs e 90% MFR)	P = (y1/y2)	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	301	349	0.862	
2	1	2	2	2	2	2	2	2	280	322	0.870	
3	1	3	3	3	3	3	3	3	267	311	0.859	
4	1	1	1	2	2	3	3	3	260	303	0.858	
5	1	2	2	3	3	1	1	2	297	344	0.863	
6	1	3	3	1	1	2	2	1	273	316	0.864	
7	1	1	2	1	3	2	3	1	264	306	0.863	
8	1	2	3	2	1	3	1	2	288	324	0.889	
9	1	3	1	3	2	1	2	3	285	333	0.856	
10	2	1	3	3	2	2	1	2	282	325	0.868	
11	2	2	1	1	3	3	2	3	261	304	0.859	
12	2	3	2	2	1	1	3	1	264	306	0.863	
13	2	1	2	3	1	3	2	1	255	294	0.867	
14	2	2	3	1	2	1	3	2	272	313	0.869	
15	2	3	1	2	3	2	1	3	281	328	0.857	
16	2	1	3	2	3	1	2	3	277	323	0.858	
17	2	2	1	3	1	2	3	2	266	306	0.869	
18	2	3	2	1	2	3	1	1	277	320	0.866	

Fonte: O Autor (2023)

Para a checagem e comprovação da metodologia desenvolvida no atual trabalho foi criado e simulado um modelo CFD que seguiu todas os parâmetros otimizados exposto na Tabela 15. Através deste modelo foi calculado o valor de pico de temperatura na região do domo do cabeçote para cada *noise factor*, obtendo valores de 247°C (para N_1) e 286°C (para N_2). É possível ver na Figura 55 que a distribuição da temperatura para condição turboalimentada otimizada se mantém similar à condição aspirada se diferenciando somente no pico de temperatura. O valor S/N foi calculado também para a configuração otimizada e obteve-se o valo de -48,54. A Tabela 17 expõe um resumo dos resultados obtidos seguindo a metodologia desenvolvida no presente trabalho (Equação 46) e os resultados obtidos através da simulação CFD.

Figura 55 - Comparação da temperatura entre domos para as condições aspirada e sobrealimentada otimizada.



Fonte: O Autor (2023)

Tabela 17 - Comparação dos resultados obtidos.

	Cálculo	Simulação CFD	Diferença (%)
N1	246,7°C	247°C	0,11%
N2	285,5 °C	286°C	0,18%
S/N	-48,52	-48,54	0,03%

Fonte: O Autor (2023)

Com Tabela 17 foi possível comparar e comprovar que a metodologia de cálculo desenvolvida para obter o pico de temperatura do cabeçote, obteve um erro máximo de 0,18%. A grande vantagem desta metodologia foi a criação de uma forma de se calcular o pico de temperatura sem a necessidade de realizar uma simulação CFD, que depende de muito tempo para a criação do modelo e para rodar a simulação. Com essa forma de calcular o pico de

temperatura é possível realizar a checagem de múltiplas combinações de fatores de controle em menos de um dia.

5.4 DIFERENTES COMBINAÇÕES DE FATORES DE CONTROLE

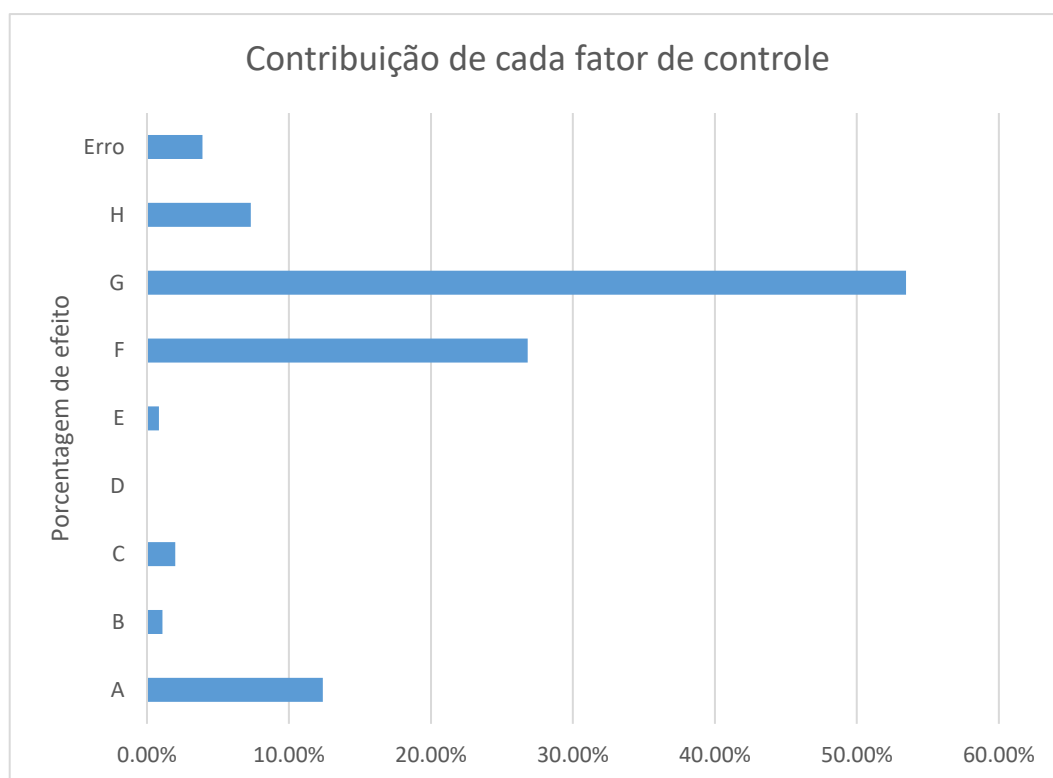
Como foi afirmado na seção anterior, utilizando a Equação 46 é possível obter o pico de temperatura da região do domo do cabeçote de uma forma simples e rápida. Analisando o resultado do gráfico de porcentagem de contribuição para cada fator de controle (Gráfico 1) os fatores de B, C, D e E influenciam pouco na resposta, e devido a isso poderiam ser desconsiderados e não serem mais modificados, conseguindo assim economizar nos custos de suas modificações. Sendo assim, uma segunda configuração que pode ser explorada é modificando os valores somente dos parâmetros A2, F3, G3 e H1 (Configuração 3).

Os valores das temperaturas para os dois *noise factors* da Configuração 3 foram calculados e podem ser vistos na Tabela 18. Esses valores de temperatura comprovam a conclusão feita pelo Gráfico 1, onde pode-se então realizar as modificações somente nos parâmetros A, F, G e H que o resultado de temperatura ainda atende ao critério criado na seção de metodologia em que o pico de temperatura não pode ultrapassar ao valor encontrado na configuração naturalmente aspirada (261°C).

Uma outra configuração foi testada, onde o fator de controle do fluido de arrefecimento (H) foi considerado como sendo a mistura de etileno glicol (H2). Essa configuração foi testada pois a utilização de somente água como fluido de arrefecimento pode trazer prejuízos ao MCI. Com isso, foram feitos os cálculos para uma outra configuração: A2, B2, C2, D2, E2, F3, G3 e H2 (Configuração 4). O resultado desta configuração também pode ser visto na Tabela 18 e concluído que a modificação do parâmetro do fluido de arrefecimento pode também ser mantido como o do modelo padrão que ainda irá atender ao critério de 261°C.

No desenvolvimento de motores de combustão interna, o resultado ótimo do ponto de vista térmico nem sempre será a configuração de parâmetros que seguirá para produção. Nas etapas de desenvolvimento de MCI após a definição de uma nova geometria a partir de uma otimização térmica, é necessário que ainda se faça uma análise estrutural do motor para saber se as modificações feitas irão infringir algum fator de segurança do ponto de vista de tensões. No entanto, o importante da realização dessa otimização DFSS é que se sabe os parâmetros que tem maior influência e se precisar passar por loops de desenvolvimentos já irá ter fatores de controle que precisam ser modificados mapeados.

Gráfico 1 - Porcentagem de contribuição para cada fator de controle.



Fonte: O Autor (2023)

Tabela 18 - Resultados de todas as configurações analisadas.

Fatores de Controle	Modelo Base	Modelo Otimizado	Configuração 3	Configuração 4
A	A1	A2	A2	A2
B	B2	B1	B2	B2
C	C2	C2	C2	C2
D	D2	D1	D2	D2
E	E2	E1	E2	E2
F	F1	F3	F3	F3
G	G1	G3	G3	G3
H	H2	H1	H1	H2
S/N	-50,37	-48,52	-48,71	-48,94
N1 (°C)	300,0	246,7	252,0	258,9
N2 (°C)	353,0	285,5	291,6	299,5

Fonte: O Autor (2023)

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Nesta seção serão expostas um resumo das principais conclusões do trabalho como também trabalhos futuros que podem agregar a continuidade da pesquisa.

6.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho mostrou a importância da aplicação da metodologia DFSS no desenvolvimento de um MCI. Para a aplicação da metodologia DFSS a obtenção de dados provenientes de cada experimento foi obtida com auxílio de simulações CFD 3D.

Foi realizado, através da simulação CFD, o levantamento do pico de temperatura na região do domo do cabeçote para as condições naturalmente aspirada e turboalimentada. O objetivo desta comparação foi definir uma métrica (*target*) em que a condição turboalimentada deveria alcançar. Esta comparação mostrou que a diferença de temperatura entre as condições mencionadas foi de 39°C. Com isso foi possível definir a meta de temperatura a ser alcançada para a condição sobrealimentada depois da aplicação da metodologia DFSS.

Para a aplicação da metodologia DFSS foi definido parâmetros de controle que influenciam a região de pico de temperatura do cabeçote, como por exemplo a modificação das propriedades dos materiais. Foi criado também os *noise factors* garantindo que a solução encontrada tenha mais robustez para possíveis variabilidades na aplicação do MCI.

Através da metodologia DFSS foi possível concluir que dentre os parâmetros analisados, os valores da condutividade térmica e espessura do assento de válvula de exaustão, a condutividade térmica da válvula de exaustão e a área do ponto de exaustão tem mínima influência para o pico de temperatura do domo do cabeçote sendo os parâmetros que possuem maior influência: condutividade térmica do cabeçote, espessura da parede do cabeçote na região de pico de temperatura, resistência de contato entre válvulas e o tipo de fluido de arrefecimento utilizado. Com a simulação DFSS foi possível também criar uma configuração otimizada que obteve um pico de temperatura de 247°C, 14°C mais baixo que a condição naturalmente aspirada.

No presente trabalho foi criado também uma forma de calcular o resultado para diferentes configurações dos parâmetros de forma mais rápida e prática comparado com a simulação CFD. Esta forma de calcular a reposta final foi comparada com a configuração otimizada e mostrou um erro máximo de 0,18% comparado com a simulação CFD.

Por fim, o objetivo do trabalho foi alcançado, onde foi possível desenvolver um estudo aplicado à metodologia DFSS, com auxílio de ferramentas de simulação CFD, conseguindo

criar um modelo do motor EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel sobrealimentado com esforço térmico similar, ou até abaixo, da condição naturalmente aspirada.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Segue abaixo uma lista com sugestões para prosseguir com o trabalho:

- Analisar a existência de outros parâmetros que possam influenciar o pico de temperatura do domo do cabeçote, visto que dos 8 escolhidos 4 não possuíam muita influência;
- Conferir, a partir de experimentos de bancada, se as condições de contorno provenientes do modelo unidimensional estão corretas;
- Correlação das temperaturas obtidas com dados experimentais do cabeçote do motor para validação do modelo CFD;
- Realizar um estudo aprofundado nos impactos financeiros de cada proposta com o objetivo de definir a melhor configuração que atenda temperatura do cabeçote e possua o menor custo;
- Realizar uma simulação de fadiga comparando os resultados do modelo padrão e o otimizado.

REFERÊNCIAS

- Ahari, H.; Smith, M.; Zammit, M.; Walker, B. Adapting Design for Six Sigma (DFSS) Methodology for Diesel Lean NOx Trap (LNT) Catalyst Screening, **SAE Technical Paper** 2016-01-0953, 2016, doi:10.4271/2016-01-0953.
- Alves, L. Simulação da Transferência de Calor Conjugado e Estudo Paramétrico no cabeçote do Motor de Combustão Interna EtorQ 1.6. **Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco**. Recife, p. 65. 2018.
- Alves, L.; Henríquez, J.; Costa, J.; Abramchuk, V. Comparative performance analysis of internal combustion engine water jacket coolant using a mix of Al₂O₃ and CuO-based nanofluid and ethylene glycol, **Energy**, Volume 250, 2022, 123832, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123832>.
- Annabattula, P.; Iqbal, O.; Sanka, M.; Arora, K. Sizing of Coolant Passages in an IC Engine Using a Design of Experiments Approach, **SAE Int. J. Engines** 8(4): 2015, doi:10.4271/2015-01-1734.
- Banuelos, E.; Navarro H.; L.C.; Sawkar, N.A. Gaikwad, S. Thermal Map of an Exhaust Manifold for a Transient Dyno Test Schedule: Development and Test Data Correlation, **SAE Technical Paper** 2018-01-0126, 2018, doi:10.4271/2018-01-0126.
- BEN, Balanço Energético Nacional: Empresa Brasileira de Pesquisas Energéticas, Ministério das Minas e Energia. Ano Base 2022.
- Berger, S.; Richard, S.; Duchaine, F.; Staffelbach, G.; Gicquel, L.Y.M. On the sensitivity of a helicopter combustor wall temperature to convective and radiative thermal loads. **Applied Thermal Engineering**, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.054>.
- Bezerra Filho, C.R; Laurent, M.; Raynaud, M. **A Resistência Térmica de contato - ABCM**. Bezerra Filho, C.R; Laurent, M.; Raynaud, M., A Resistência Térmica de contato, 1ºCongresso nacional de engenharia mecânica, Natal-RN, Brazil, 2000.
- Brunetti, F. **Motores de combustão interna, volume 1**. São Caetano do Sul: Blucher, 2012.
- Carpentiero, D.; Fontanesi, S.; Gagliardi, V.; Malaguti, S.; Margini, S.; Amone, L.; Bonanni, M.; Franceschini, D. Thermo-Mechanical Analysis of an Engine Head by means of Integrated CFD and FEM. **SAE Paper** 2007-24-0067, 2007, doi: <https://doi.org/10.4271/2007-24-0067>.
- Çengel, Y.; Cimbala, J. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicação**. McGraw-Hill, Ed. New York, 2013.
- Chang, T.; Park, M.; Kim, K.; Yang, K. Development of 4-Cylinder 2.0L Gasoline Engine Cooling System Using 3-D CAE, **SAE Technical Paper** 2019-01-0156, 2019, doi:10.4271/2019-01-0156.

Cho, J.; Kim, K.; YANG, K.; Suh, I. The CAE Analysis of a Cylinder Head Water Jacket Design for Engine Cooling Optimization, **SAE Technical Paper** 2018-01-1459, 2018, doi:10.4271/2018-01-1459.

Controle de Emissões Veiculares. Mma.gov.br. Disponível em: <<https://www.mma.gov.br/mma-em-numeros/emissoes-veiculare>>. Acesso em: 29 agos. 2020.].

Dixit, M.; Sundaram, V.; Kumar, S. Optimization of Muffler Acoustics Performance using DFSS Approach, **SAE Technical Paper** 2016-01-1292, 2016, doi:10.4271/2016-01-1292.

El-Sharkawy, A.; Salahuddin, A.; Komarisky, B. Design for Six Sigma (DFSS) for Optimization of Automotive Heat Exchanger and Underhood Air Temperature, **SAE Int. J. Mater. Manf.** 7(2):2014, doi:10.4271/2014-01-0729.

Fontanese, S.; Giacomini, M. Multiphase CFD-CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.005>.

Fontanesi, S.; Carpentiero, D.; Malaguti, S.; Giacomini, M.; Margini, S. A new Decoupled CFD and FEM Methodology for the Fatigue Strength Assessment of an Engine Head. **SAE Technical Paper** 2008-01-0972, 2008, doi: <https://doi.org/10.4271/2008-01-0972>.

Fortuna, A. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluídos**. Tradução . São Paulo: Edusp, 2000.

Ge, B.; Ji, Y.; Zang, S. Effusion cooling characteristics of a model combustor liner at non-reacting/reacting flow conditions. **Applied Thermal Engineering**, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.049>.

Gervasio, D. Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna. **Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco**, Recife, 2017.

Gheorghiu, Victor. Ultra-Downsizing of Internal Combustion Engines. **SAE Technical Paper**, 2015, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1252>.

Hanamshet, M.; Mahadule, R.N.; Michalowski, K. Application of DFSS Taguchi Method to Design Robust Shock Tower, **SAE Technical Paper** 2021-01-0234, 2021, doi:10.4271/2021-01-0234.

Hawang, S.; Son, C.; Seo, D.; Rhee, D.; Cha, B. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade. **Applied Thermal Engineering**, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.139>.

Heywood, J.B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw-Hill, New York, 1988.

Hoffmeyer, M.; Moiz, A.A.; Hoag, K.; Megel, A.; Shah, B.; Abidin, Z. Advances Toward the Goal of a Genuinely Conjugate Engine Heat Transfer Analysis, **SAE Technical Paper** 2019-01-0008, 2019, doi:10.4271/2019-01-0008.

Hong S.; Oh B.; Kim Y. Optimization of Intake Manifold Design using DFSS (Design for Six Sigma), **SAE Technical Paper** 2007-01-3534, 2007, doi:10.4271/2007-01-3534.

Hsu, J.; Kunihiro, A.; Yasin, A.; Nagumo, H.; Tajima, T.; Sugimoto, K. Development of a Robust Design Approach for Occupant Protection Performance in Frontal Impact using Design For Six Sigma, **SAE Technical Paper** Series: 2007, doi:10.4271/2007-01-0992.

Iqbal, O.; Jonnalagedda, S.; Arora, K.; Zhong, L. Comparison of 1-D vs 3-D combustion boundary conditions for SI engine thermal load prediction. In: **Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference**. Dearborn: [s.n.], 2013.

Jahangirian, S.; Srivastava, A.; Hosseini, A.; Ballard, S.; Wu, N.; Kiedaisch, J. A Multi-Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue life Prediction. **SAE Paper** 2015-01-0671, 2015, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0671>.

Ji, Y.; GE, Bing; Chi, Z.; Zang, S. Overall cooling effectiveness of effusion cooled annular combustor liner at reacting flow conditions. **Applied Thermal Engineering**, 2017. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.074>.

Jiji, Latif M. **Heat convection**.: Springer, 2014.

Kays, W. M.; Crawford, M. E.; Weigand, B. **Convective Heat and Mass Transfer**, 4th ed. New York: McGraw-Hill, 2004.

Krishnaraj, V.S.; Golla, R.R. A DFSS Approach to Optimize the Hood Design Parameters to Improve Durability Performance, **SAE Technical Paper** 2022-01-0771, 2022, doi:10.4271/2022-01-0771.

Lecture 7: **Turbulence Modeling**. São Paulo: Ansys, 2015.

Lesieur, M. **Turbulence in Fluids**. Springer. 4^o Edição, 2008.

Maliska, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: Livros Tecnicos e Cientificos, 2004.

Moosania, S.; Zheng, X. Effect of internal heat leakage on the performance of a high pressure ratio centrifugal compressor. **Applied Thermal Engineering**, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.030>.

M. S. Bhatti; R. K. Shah Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts. In **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**, ed. S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung. New York: Wiley Interscience, 1987.

Nieckele, A. Escoamento Turbulento. Rio de Janeiro: [s.n.], 2017. Disponível em: <http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Pos_MecFluII_Mec2345/7-MecanicaFluidosII-Turbulencia_MEC2345.pdf>. Acesso em: 28 nov. 2017.

Nomura, T.; Matsushita, K.; Fuji, Y.; Fujiwara, H. Development of Temperature Estimation Method of Whole Engine Considering Heat Balance under Vehicle Running Conditions. **SAE Paper** 2014-32-0050, 2014.

Oliveira Jr., A. Modelagem e Simulação RANS de Escoamento com Transição Laminar-Turbulento. Tradução . 1. ed. [s.l.] **Engineering Simulation and Scientific Software Ltda.**, 2013.

Pankaj, A.V.; Nazir, F.; Zhang, W.; Guo, M. Development of a CAE Modeling Technique for Heavy Duty Cargo Weight using a DFSS Methodology, **SAE Technical Paper** 2022-01-0774, 2022, doi:10.4271/2022-01-0774.

Patil, M.; Pise, A.; Gokhale, N. Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. **SAE Paper** 2015-01-1662, 2015.
Petit, H.A.; Paulo, C.I.; Cabrera, O.A.; Irassar, E.F. Modelling and optimization of an inclined plane classifier using CFD-DPM and Taguchi method, **Applied Mathematical Modelling**, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2019.07.059>.

Punekar, H.; Das, S. Numerical Simulation of Subcooled Nucleate Boiling in Cooling Jacket of IC Engine. **SAE Paper** 2013-01-1651, 2013.

Rakopoulos, C.D.; Mavropoulos, G.C. Experimental instantaneous heat fluxes in the cylinder head and exhaust manifold of an air-cooled diesel engine, **Energ. Convers. Manag.** 41 (2000) 1265e1281.

Ribeiro Duarte, Carlos Antonio & Souza, Francisco. (2014). Simulação de grandes escalas em um ciclone utilizando o método de lattice boltzmann. **EPTT 2014 – IX Escola de Primavera de Transição e Turbulência**. doi:10.13140/2.1.2100.5603.

Rodrigues, T. “Downsizing” em motores de combustão interna: Uma abordagem de inovação tecnológica. **Monografia (Pós-Graduação em Engenharia Automotiva) – Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia**, São Caetano do Sul, 2014.

Rohsenow, W.M. “A Method of Correlation Heat Transfer Data for surface Boiling Liquids.” **Transactions of the ASME** 74:969, 1952.

Rota 2030. 2020. O Que É Rota 2030?. [online] Available at: <<https://www.rota2030.com.br/rota-2030-inovacao/>> [Accessed 29 August 2020].

Sandeep, M.; Jayahari, L.; Satyanarayana, K.; Dinesh, M.; Kumar, V.V. Evaluation and Optimization of Material Properties of Brass at Subzero Temperature Using Taguchi Robust Design, **9th International Conference of Materials Processing and Characterization**, ICMPC-2019.

Sethuramalingam, T.; Parmar, C.; Tiwari, S. A DFSS Approach to Design Cooling System of Small Passenger Car Having Rear Engine and Front Mounted Radiator, **SAE Technical Paper** 2016-01-0657, 2016, doi:10.4271/2016-01-0657.

Sprei, F.; Karlsson, S. Shifting fuels, downsizing or both? The Swedish example. **Transportation Research Part D**, Gotemburgo, Suécia. P. 62-69, Jan, 2013.

Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11. ed. [s.l.]: CD-adapco, 2016.

Tijani, A.S.; Sudirman, A.S.B. Thermos-physical properties and heat transfer characteristics of water/anti-freezing and Al_2O_3/CuO based nanofluid as a coolant for car radiator. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 8, 118, 48–57, 2018. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.083.

Tu, J.; Yeoh, H.; Liu, C. Computational fluid dynamics a practical approach. 2. ed. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013.

Turbulence models in CFD - RANS, DES, LES and DNS. Ideal Simulations. Disponível em: <<https://www.idealsimulations.com/resources/turbulence-models-in-cfd/>>. Acesso em: 1 out. 2022.

Tyagi, R.; Sharma, P.; Nautiyal, R.; Lakhera, A.K.; Kumar, V. Synthesis of quaternised guar gum using Taguchi L(16) orthogonal array., **Carbohydrate Polymers**, 2020.
Versteeg, H.Malalasekera, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Tradução . 2. ed. Essex: [s.n.].

Wang, C.S.; Berry, G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines. **The American Society of Mechanical Engineers** 85-WA/HT-23, 1985.

Wang, X. "CFD Simulation on Nanofluid Coolant of Gasoline Direct Injection Engine," **SAE Technical Paper** 2017-01-2219, 2017, doi:10.4271/2017-01-2219.

WM1 - O canal de notícias automotivas da Webmotors. Webmotors.com.br. Disponível em: <<https://www.webmotors.com.br/wm1/dicas/o-que-e-downsizing>>. Acesso em: 1 out. 2022.
Yang, K.; El-Haik, B. Design for six sigma: A Roadmap for Product Development. [New York]: McGraw-Hill, 2009.

Zhang, W.; Likich, M.; Butler, B. Development of a Robust AIS Parametric Model for V8 Engines Using Design for Six Sigma Approach, **SAE Technical Paper** 2018-01-0140, 2018, doi:10.4271/2018-01-0140.