

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Herickson Faria
de Moraes E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 29 / 07 / 2010
Luiz Felipe Moura
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Herickson Faria de Moraes

Análise numérica do escoamento da mistura de ar e EGR em coletores de admissão com misturador do tipo pré-câmara e tipo anel

Campinas, 2010.

Herickson Faria de Moraes

Análise numérica do escoamento da mistura de ar e EGR em coletores de admissão com misturador do tipo pré-câmara e tipo anel

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Motores

Orientador: Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura

Campinas
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M791a Moraes, Herickson Faria de
Análise numérica do escoamento da mistura de ar e EGR em coletores de admissão com misturador do tipo pré-câmara e tipo anel / Herickson Faria de Moraes. -- Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Luiz Felipe de Mendes Moura.
Dissertação de Mestrado Profissional - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Dinâmica dos fluidos. 2. Fluidodinâmica computacional. 3. Motor diesel. I. Moura, Luiz Felipe de Mendes. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Numerical analysis of the air and EGR mixture flow in intake manifolds assembled with prechamber mixer and ring mixer

Palavras-chave em Inglês: Fluid dynamics, Computational fluid dynamics, Diesel engine

Área de concentração: Motores

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: João Batista Campos Silva, Marcelo Moreira Ganzarolli

Data da defesa: 29/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

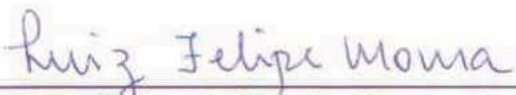
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

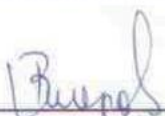
Análise numérica do escoamento da mistura de ar e EGR em coletores de admissão com misturador do tipo pré-câmara e tipo anel

Autor: Herickson Faria de Moraes
Orientador: Prof. Dr. Luiz Felipe de Mendes Moura

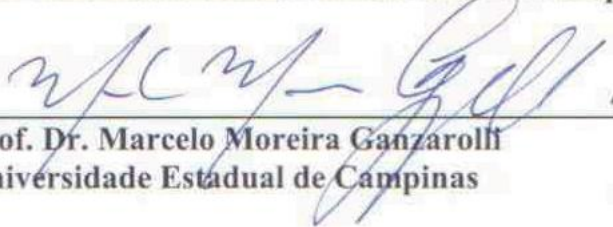
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Luiz Felipe de Mendes Moura, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. João Batista Campos Silva
Universidade Estadual Paulista Julio de Mesquita Filho



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 29 de Julho de 2010.

Dedico este trabalho à memória de meu querido avô João.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

A minha noiva pelo apoio incondicional e sua paciência.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os meus familiares e amigos pelos momentos de descontração durante os intervalos de dedicação ao trabalho.

Aos colegas da MWM, em especial ao Prof. Fábio Yukio Kurokawa, que me ajudaram muito na conclusão deste trabalho.

O que sabemos é uma gota, o que ignoramos é um oceano.
Isaac Newton

RESUMO

As normas regulamentadoras que restringem as emissões provenientes dos veículos automotores tem se tornado cada vez mais rigorosas, especialmente para os veículos movidos a motores diesel. Para atender estas normas, os fabricantes automotivos têm desenvolvido diversas tecnologias para reduzir e controlar a emissão de poluentes resultantes do processo de combustão nos motores. Entre estas tecnologias está o sistema de recirculação de gases de escapamento, usualmente conhecido na indústria como sistema EGR. Este sistema é extremamente funcional, entretanto o sucesso de sua operação é bastante sensível às condições de contorno que cercam seu funcionamento. Uma destas condições de contorno é a homogeneidade da mistura de ar e gás EGR que chega aos cilindros. Quanto mais homogênea for esta mistura, mais eficiente será o funcionamento do sistema EGR e menor será o nível de emissão de poluentes gerados pelo motor. Neste trabalho objetivou-se avaliar numericamente dois tipos de dispositivos que são responsáveis pela execução deste processo de mistura, o misturador do tipo pré-câmara e o misturador do tipo anel. Foram utilizadas as técnicas da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para a realização destas análises. O pacote computacional de CFD adotado foi o FLUENT[®] 6.3.26, um código que se baseia no método dos volumes finitos para solução das equações de transporte da mecânica dos fluidos. As condições de contorno foram definidas com base no ciclo de testes ao qual o motor é submetido para avaliação pelas entidades regulamentadoras. Como foi adotado o regime permanente para a realização das análises, apresentam-se resultados qualitativos do processo de mistura e do escoamento da mistura ar EGR (no fenômeno real as condições de contorno variam em função da operação do motor – regime transiente). Na análise dos resultados é possível observar de forma clara e objetiva a eficiência de cada dispositivo e qual deles se apresentou como a melhor solução.

Palavras Chave: Dinâmica dos Fluidos, Fluidodinâmica Computacional, Motor diesel

ABSTRACT

The standards which define the limits of the pollutant emissions produced by the automotive vehicles have become increasingly restricted, specialty for diesel engines. To meet these standards, the automotive companies have developed several technologies to reduce and control the pollutant emissions resulting from the combustion process in the engines. Among these technologies we can find the exhaust gas recirculation system, which is usually known in the industry as EGR system. This system is very functional; however the success of its operation is quite sensitive to the boundary conditions which surround its operating. One of these boundary conditions is the homogeneity of the air and EGR gas mixture which is provided to the engine cylinders. The more homogeneous were this mixture, more efficient will be the EGR system operation and lower will be the pollutant emissions generated by the engine. In this investigation aimed to evaluate numerically two types of devices which are responsible for the mixture process, the prechamber mixer and the ring mixer. It was used the Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques to develop the analyses. The computational code used is the FLUENT® 6.3.26, which is a code based on the finite volume method to solve the transport equations of the fluid mechanics. The boundary conditions of the problems were defined with basis on the test cycles which the engine is submitted to be evaluated by the regulatory agencies. As it was adopted the permanent regime to make the system numerical analyses, it's presented qualitative results of the flow and the mixture process of the air and EGR gas (in the real phenomena the boundary conditions vary according to the engine operation – transient regime). On the result analysis it's easy to check the efficiency of each mixer and see which one has presented as the best solution for the problem.

Keywords: Fluid Dynamics, Computational Fluid Dynamics, Diesel Engine

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Evolução das normas de emissões para veículos leves nos EUA.....	2
Figura 2: Evolução do controle de NO _x e MP em veículos pesados nos EUA.....	3
Figura 3: Desenho esquemático do jato de diesel em combustão quase - estacionária obtido a partir de medições laser.....	8
Figura 4: “Smog” fotoquímico em Los Angeles na década de 60.....	9
Figura 5: Representação esquemática do sistema EGR no cilindro	10
Figura 6: Representação esquemática do sistema EGR completo.....	10
Figura 7: Identificação das vazões no sistema EGR.....	12
Figura 8: O efeito da taxa de EGR na formação de NO _x , CO e HC	13
Figura 9: O efeito da taxa de EGR na formação de material particulado e NO _x	13
Figura 10: O efeito da refrigeração do EGR nas emissões	14
Figura 11: Geometria externa do coletor de admissão com misturador EGR do tipo pré-câmara	15
Figura 12: Coletor de admissão com misturador EGR do tipo pré-câmara	16
Figura 13: Exemplo de sistema de admissão de ar com anel misturador para motor V8	16
Figura 14: Esquema de funcionamento do anel misturador	17
Figura 15: Configuração do sistema avaliado por Maiboon, Tauzia & Hétet.....	19
Figura 16: Misturador do tipo Venturi.....	21
Figura 17: Variação da mistura ao longo do Venturi.....	21
Figura 18: Sistema de admissão avaliado por Siewert.....	22
Figura 19: Comparação do coletor de admissão original com o coletor com entrada de EGR elevada.	22
Figura 20: Distribuição de EGR cilindro a cilindro dos dois coletores desenvolvidos por Siewert e do coletor de produção.....	23
Figura 21: Terceira versão de coletor estudada por Siewert	23
Figura 22: Volume elementar	26
Figura 23: Exemplos de células tridimensionais	35
Figura 24: Fronteiras de entrada de ar e gás EGR no coletor de admissão.....	45
Figura 25: Fronteiras de entrada de ar e gás EGR no coletor de admissão– volume interno do coletor (representação do fluido).....	46
Figura 26: Fronteiras de saída da mistura de ar e EGR no coletor de admissão	46
Figura 27: Fronteiras de saída da mistura de ar e EGR no coletor de admissão – volume interno do coletor (representação do fluido).....	46
Figura 28: Gráficos comparativos entre as vazões de ar para escoamento compressível e incompressível – Ponto de operação 1.....	48
Figura 29: Malha 3 do coletor com misturador do tipo pré-câmara	53
Figura 30: Variação no percentual de EGR recebidos pelos cilindros 1 e 2 versus o Número de células da malha.....	53

Figura 31: Variação no percentual de EGR recebidos pelos cilindros 3 e 4 versus o Número de células da malha.....	54
Figura 32: Malha do coletor com misturador anel misturador sem pré-câmara.....	54
Figura 33: Malha do coletor com misturador do tipo pré-câmara e anel misturador	55
Figura 34: Gráfico de convergência do erro residual proveniente das iterações.....	56
Figura 35: Geometria externa do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador.....	57
Figura 36: Geometria interna do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	57
Figura 37: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	58
Figura 38: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	60
Figura 39: Contornos de fração mássica de CO ₂ do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	61
Figura 40: Contornos de fração mássica de CO ₂ do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador com a escala de cores alterada	62
Figura 41: Configuração do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador	63
Figura 42: Detalhe do anel misturador.....	63
Figura 43: Corte do coletor de admissão mostrando em detalhe a remoção da pré-câmara	64
Figura 44: Percentual de ganho de vazão de ar entre o coletor com anel misturador e o coletor com pré-câmara	64
Figura 45: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador	66
Figura 46: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador	67
Figura 47: Contornos de fração mássica de CO ₂ – Coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	68
Figura 48: Contornos de fração mássica de CO ₂ – Coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	69
Figura 49: Volume externo do coletor de admissão com pré-câmara e anel misturador.....	70
Figura 50: Volume interno do coletor de admissão com pré-câmara e anel misturador	70
Figura 51: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão com pré-câmara sem anel.....	72
Figura 52: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador	73
Figura 53: Taxa de EGR por cilindro – Coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador	74
Figura 54: Taxa de EGR por cilindro – Coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador	75
Figura 55: Gráficos comparativos entre as vazões de ar para escoamento compressível e incompressível – Pontos de operação 2 e 3.....	86
Figura 56: Gráficos comparativos entre as vazões de gás EGR para escoamento compressível e incompressível – Pontos de operação 1 e 2.....	87
Figura 57: Gráficos comparativos entre as vazões de gás EGR para escoamento compressível e incompressível – Ponto de operação 3.....	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Evolução das normas de emissões européias para veículos comerciais leves	4
Tabela 2: Evolução das normas de emissões européias para veículos comerciais pesados	5
Tabela 3: Evolução das normas de emissões brasileiras para veículos comerciais pesados	6
Tabela 4: Constantes do modelo $k - \varepsilon$ padrão	42
Tabela 5: Condições de contorno adotadas para estudo do problema	45
Tabela 6: Propriedades físicas dos fluidos para escoamento incompressível	49
Tabela 7: Propriedades físicas dos fluidos para escoamento compressível	50
Tabela 8: Condição de contorno 1 utilizada para o teste de independência de malha	52
Tabela 9: Critérios de convergência adotados	56
Tabela 10: Dados de vazão de ar, EGR, taxa de EGR e $D_{Cil\ X}$ por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	59
Tabela 11: Dados de vazão de ar, EGR, taxa de EGR e $D_{Cil\ X}$ por cilindro do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador	65
Tabela 12: Dados de vazão de ar, EGR, taxa de EGR e $D_{Cil\ X}$ por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador	71
Tabela 13: Dados de vazão de ar e gás EGR para o escoamento incompressível	85
Tabela 14: Percentuais comparativos de vazão de ar e gás EGR entre o escoamento compressível e o escoamento incompressível	85

LISTA DE ABREVIATURAS

Letras Latinas

a	velocidade do som	$[m / s]$
A	coeficiente de dissipação por dilatação para escoamentos compressíveis	
B_i	taxa de produção de espécies “i” por reação química	
$[CO_2]_{Admissão}$	concentração de CO2 na admissão do motor	$[kg / m^3]$
$[CO_2]_{Escapamento}$	concentração de CO2 no coletor de escapamento	$[kg / m^3]$
c_p	calor específico a pressão constante	$[J / kg.K]$
c_v	calor específico a volume constante	$[J / kg.K]$
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu$	constantes do modelo $k - \varepsilon$ padrão	
$D_{i,m}$	coeficiente de difusividade da espécie i na mistura	
D_t	coeficiente de difusividade turbulenta	
$D_{Cil\ X}$	índice que mede qualidade da mistura de EGR fornecida para o cilindro X	
e	taxa de deformação linear de um elemento fluido	
E	energia total	$[J / m^3]$
$EGR(\%)$	taxa de EGR	$[\%]$

F_i	taxa de criação por fase dispersa	
g_i	vetor da componente gravitacional na direção n	$[m / s^2]$
G_b	taxa de produção de energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade	
G_k	taxa de produção de energia cinética turbulenta devido ao gradiente de velocidades médias	
h_i	entalpia	$[J / kg]$
i	energia interna	$[J / m^3]$
$\vec{J}_i$	fluxo difusivo da espécie i	
k	energia cinética turbulenta	$[m^2 / s^2]$
k_T	condutividade térmica do fluido	$\left[\frac{W}{m.K} \right]$
ℓ_t	comprimento de escala turbulenta	
$\dot{m}_{EGR}$	vazão de gás de escapamento recirculada	$[kg / s]$
$\dot{m}_{Air}$	vazão de ar admitida pelo motor	$[kg / s]$
Le_i	número de Lewis	
M_t	número de Mach turbulento	
M_w	Peso molecular	$[kg / kmol]$

N	número de conjuntos na média conjuntural	
n	número de cilindros do motor	
p	termo de pressão	$[Pa]$
p_r	pressão relativa local	$[Pa]$
p_{op}	pressão de operação	$[Pa]$
Pr_t	número de Prandtl turbulento	
Q_i	fração molar da espécie química i	
R	constante universal dos gases ideais	$\left[\frac{J}{kmol.K} \right]$
S	termo fonte	
Sc_t	número de Schmidt turbulento	
t	tempo	$[s]$
T	temperatura	$[K]$
u	componente de velocidade na direção x	$[m/s]$
v	componente de velocidade na direção y	$[m/s]$
$\vec{v}$	vetor de velocidade	$[m/s]$
V_t	escala turbulenta de velocidade	
w	componente de velocidade na direção z	$[m/s]$
x	coordenada cartesiana espacial	$[m]$
y	coordenada cartesiana espacial	$[m]$

Y_i	fração de massa local da espécie química i	
z	coordenada cartesiana espacial	$[m]$

.....

Letras Gregas

α	relação de proporcionalidade	
ε	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	$[m^2 / s^2]$
ϕ	propriedade escalar genérica	
Γ	coeficiente de difusão	
μ	viscosidade dinâmica relativa às deformações lineares	$[Pa.s]$
μ_t	viscosidade turbulenta	$[Pa.s]$
ρ	massa específica	$[kg / m^3]$
σ_k	número de Prandtl para k	
σ_ε	número de Prandtl para ε	
τ	tensor de cisalhamento	

.....

Superescritos

$\rightarrow$	vetor
---------------	-------

.....

Subscritos

<i>Admissão</i>	relativo ao processo de admissão de ar do motor
-----------------	---

Air	relativo ao ar
Cil_x	relativo ao cilindro do motor X
E	relativo à energia
EGR	relativo ao EGR
$Escapamento$	relativo ao processo de escapamento de gases do motor
i	relativo à espécie química i
k	relativo à energia cinética turbulenta
M	relativo à quantidade de movimento na direção indicada
t	relativo à um valor turbulento
x	relativo à coordenada x
X	relativo ao número do cilindro do motor
y	relativo à coordenada y
z	relativo à coordenada z
ε	relativo à taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
ϕ	relativo à uma propriedade escalar genérica

.....

Símbolos e operadores

div	divergente
$grad$	gradiente
∇	operador nabla

.....

Abreviações

CAD	Computer Aided Design
CATIA [®] V5 R17	código computacional comercial tridimensional para o projeto de geometrias utilizado neste trabalho
CETESB	Companhia Ambiental do Estado de São Paulo
CFD	Computational Fluid Dynamics
EGR	Exhaust Gas Recirculation
FLUENT	código comercial de CFD utilizado neste trabalho
GAMBIT [®]	código computacional comercial para geração de malhas utilizada neste trabalho
GT-SUITE [®]	código comercial de análise unidimensional
HYPERMESH [®]	código computacional comercial para geração de malhas
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
NO _x	grupo de óxidos de nitrogênio formado pelo óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO ₂)
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
RPM	rotações por minuto

UGS NX[®] código computacional comercial para o projeto
de geometrias

.....

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
	1.1 Motor diesel e as normas regulamentadoras	1
	1.2 Os óxidos de nitrogênio	7
	1.3 O sistema EGR	10
	1.4 Misturadores EGR	14
	1.4.1 Misturador do tipo pré-câmara	15
	1.4.2 Anel misturador (Ring mixer)	16
	1.5 Objetivos	17
2	REVISÃO DE LITERATURA	19
3	METODOLOGIA	25
	3.1 Apresentação	25
	3.2 Referencial teórico	25
	3.2.1 Princípios Básicos e Equações de Conservação	25
	3.2.2 Equações de estado	30
	3.2.3 Equações de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos	31
	3.3 Dinâmica dos fluidos computacional (Computational Fluid dynamics – CFD)	34
	3.4 Método dos Volumes Finitos (MVF)	36
	3.4.1 Equação de transporte para a propriedade ϕ	36
	3.4.2 Equação de transporte de espécies químicas	38
	3.4.3 Modelo de turbulência k- ϵ padrão	41
4	ABORDAGEM DO PROBLEMA E CONSIDERAÇÕES ADOTADAS	44
	4.1 Condições de contorno	44
	4.2 Definição das fronteiras (“boundaries”)	45
	4.3 Hipóteses adotadas	47
	4.3.1 Escoamento contínuo	47
	4.3.2 Escoamento compressível	47
	4.3.3 Propriedades do escoamento	48
	4.4 Metodologia de análise dos resultados	50
	4.5 Malhas computacionais e teste de independência	52
5	RESULTADOS E ANÁLISES	56
	5.1 Coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador	57
	5.2 Coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador	63
	5.3 Coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador	70
6	CONCLUSÕES	76
7	FUTURAS LINHAS DE PESQUISA	79

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTOR DIESEL E AS NORMAS REGULAMENTADORAS

Em 1892 o engenheiro francês de origem alemã Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913) registrou em uma patente uma nova concepção de motor de combustão interna. O conceito de iniciar a combustão através da injeção de um combustível líquido, em uma câmara com ar aquecido através do processo de compressão, permitiu que esta nova concepção de motor atingisse uma eficiência duas vezes maior que a dos motores da época (HEYWOOD, 1988).

Este poderoso propulsor é atualmente uma das mais importantes ferramentas utilizadas no dia a dia da sociedade moderna. Por ser robusto, durável e econômico, o motor diesel é utilizado em grande parte dos transportes marítimos e terrestres, e também é responsável por gerar energia elétrica para fazendas, construções e atividades industriais. (LLOYD & CACKETTE, 2001).

Apesar das características positivas do motor diesel citadas acima, ele apresenta alguns aspectos negativos. Um destes pontos críticos é comum à todos os motores de combustão interna: a emissão de poluentes resultantes do processo de combustão. Dentre os poluentes primários emitidos pelo motor diesel (aqueles produzidos diretamente pela fonte de emissão) estão o monóxido de carbono (CO), o dióxido de carbono (CO₂), os hidrocarbonetos (HC), o dióxido de enxofre (SO₂), os óxidos de nitrogênio (NO_x) e os materiais particulados (MP). Como poluentes secundários (aqueles formados na atmosfera como o resultado de reações químicas ou fotoquímicas envolvendo os poluentes primários) associados ao motor diesel, estão o dióxido de nitrogênio (NO₂), os oxidantes fotoquímicos (como o ozônio), o ácido sulfúrico, o ácido nítrico e seus sais (como os aerossóis de sulfatos e nitratos) (LOUREIRO, 2005; ONURSAL & GAUTAM, 1997).

Na década de 50 diversas pesquisas realizadas no estado da Califórnia, nos EUA, mostraram as primeiras evidências científicas de que os veículos automotores eram uma fonte significativa de poluição responsável por danos à saúde e ao bem estar da população e, conseqüentemente, precisava de medidas de controle (LA ROVERE *et al.*, 2007).

Com base nestes resultados, o estado da Califórnia foi o pioneiro em introduzir medidas no controle de emissões de poluentes atmosféricos, sendo que em 1966 foram promulgados os

primeiros limites para emissões provenientes dos escapamentos de veículos leves (abaixo de 3855 kg – 8500 lb.) (LA ROVERE *et al.*, 2007.; NATIONAL ACADEMIES PRESS, 2008). A partir de 1968 este controle foi expandido para o restante dos EUA. Ao compararmos as emissões veiculares de hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) no início da década de 1960, quando não havia controle das emissões veiculares, com os valores estipulados pela norma vigente para veículos leves fabricados a partir de 2004 nos Estados Unidos, observamos que houve uma redução de 99%, 96% e 99% respectivamente para os poluentes citados (NATIONAL ACADEMIES PRESS, 2008).

Na Figura 1 é possível observar a evolução das normas para controle de emissões de veículos leves nos EUA (HC, CO e NO_x estão combinados apenas para ilustração):

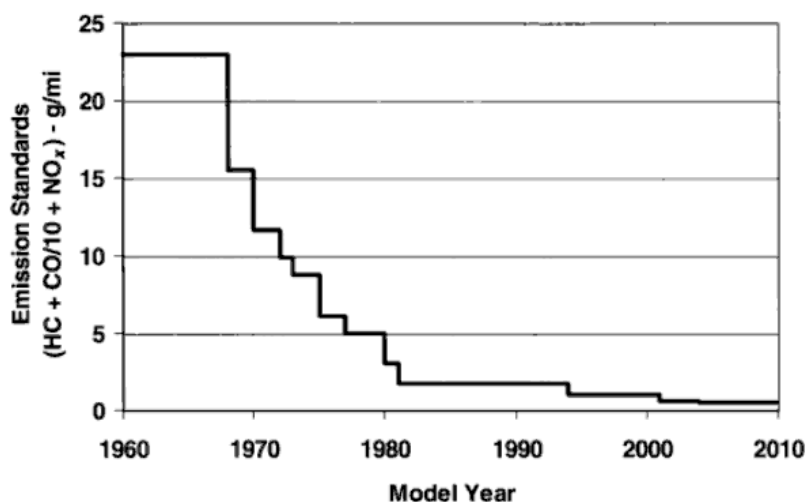


Figura 1: Evolução das normas de emissões para veículos leves nos EUA
FONTE: NATIONAL ACADEMIES PRESS, 2008

Já o controle de emissões para veículos pesados (acima de 3855 kg – 8500 lb.) também teve seu início na Califórnia em 1969, e no restante dos EUA em 1974. A Figura 2 mostra a evolução dos limites de emissões para controle dos óxidos de nitrogênio e do material particulado para veículos pesados:

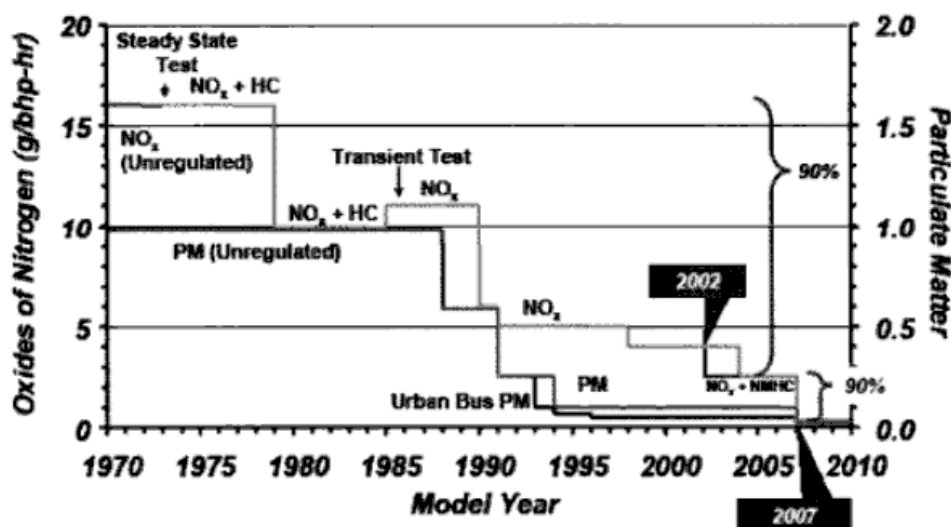


Figura 2: Evolução do controle de NO_x e MP em veículos pesados nos EUA
FONTE: NATIONAL ACADEMIES PRESS, 2008

Na Europa o controle de emissões veiculares foi originalmente iniciado em 1970 através da diretiva 1970/220/EC nos veículos leves (até 3500 kg) e em 1988 através da diretiva 1988/77/EC nos veículos pesados (acima de 3500 kg) (EUROPEAN COMMISSION, 2008).

Em 1992, baseado na diretiva de 1988, foi promulgada a norma EURO I para veículos pesados nos países pertencentes à União Europeia. Para veículos equipados com motores a diesel, o controle das emissões de óxidos de nitrogênio foi o objetivo inicial desta norma, porém também foram introduzidos limites para monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados (ROADTRANSPORT, 2006). Atualmente a norma que rege o limite de emissões na União Europeia para os veículos comercializados é a EURO IV conforme diretiva 1999/96/EC para veículos pesados e 1998/69/EC para veículos leves. A norma EURO V é aplicável desde 1 de Setembro de 2009 no que diz respeito à homologação e será aplicável a partir de 1 de Janeiro de 2011 no que diz respeito à matrícula e venda de novos tipos de veículos (EUROPEAN COMMISSION, 2008).

As Tabelas 1 e 2 mostram os limites de emissões de acordo com a evolução das normas europeias para veículos comerciais movidos à diesel.

Tabela 1: Evolução das normas de emissões europeias para veículos comerciais leves

EU Emission Standards for Light Commercial Vehicles, g/km							
Category†	Tier	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM
N₁ , Class I ≤1305 kg	Euro 1	1994.10	2.72	-	0.97	-	0.14
	Euro 2, IDI	1998.01	1.0	-	0.70	-	0.08
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.0	-	0.90	-	0.10
	Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05
	Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025
	Euro 5	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^e
	Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^e
N₁ , Class II 1305-1760 kg	Euro 1	1994.10	5.17	-	1.40	-	0.19
	Euro 2, IDI	1998.01	1.25	-	1.0	-	0.12
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.25	-	1.30	-	0.14
	Euro 3	2001.01	0.80	-	0.72	0.65	0.07
	Euro 4	2006.01	0.63	-	0.39	0.33	0.04
	Euro 5	2010.09 ^c	0.63	-	0.295	0.235	0.005 ^e
	Euro 6	2015.09	0.63	-	0.195	0.105	0.005 ^e
N₁ , Class III >1760 kg	Euro 1	1994.10	6.90	-	1.70	-	0.25
	Euro 2, IDI	1998.01	1.5	-	1.20	-	0.17
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.5	-	1.60	-	0.20
	Euro 3	2001.01	0.95	-	0.86	0.78	0.10
	Euro 4	2006.01	0.74	-	0.46	0.39	0.06
	Euro 5	2010.09 ^c	0.74	-	0.350	0.280	0.005 ^e
	Euro 6	2015.09	0.74	-	0.215	0.125	0.005 ^e
† Para as normas Euro 1 e Euro 2 as categorias de massa N1 eram Class I ≤ 1250 kg, Class II 1250-1700 kg, Class III > 1700 kg. a - até 30.09.1999 (após esta data os motores diesel de injeção direta devem atender os limites IDI) b - 01.2011 para todos os modelos c - 2012.01 para todos os modelos d - aplicável somente para veículos com motores diesel de injeção direta e - proposto alteração para 0.003 g/km utilizando o procedimento de medição PMP							

FONTE: DIESELNET, 2008

Tabela 2: Evolução das normas de emissões europeias para veículos comerciais pesados

EU Emission Standards for HD Diesel Engines, g/kWh (smoke in m ⁻¹)							
Tier	Date	Test	CO	HC	NOx	PM	Smoke
Euro I	1992, < 85 kW	<u>ECE R-49</u>	4.5	1.1	8.0	0.612	
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36	
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25	
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15	
Euro III	1999.10, <i>EEVs only</i>	<u>ESC</u> & <u>ELR</u>	1.5	0.25	2.0	0.02	0.15
	2000.10	<u>ESC</u> & <u>ELR</u>	2.1	0.66	5.0	0.10 0.13 ^a	0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02	0.5
Euro VI [†]	2013.01		1.5	0.13	0.4	0.01	
† Proposta (16.12.2008) a – para motores com volume de deslocamento menor do que 0.75 dm ³ por cilindro e rotação de máxima potencia maior do que 3000 min ⁻¹							

FONTE: Adaptado de DIESELNET, 2008

No Brasil a Companhia Ambiental do Estado de São Paulo – CETESB é o órgão técnico conveniado pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis – IBAMA que é responsável pela homologação de veículos em todo território nacional, tendo também a responsabilidade pela implantação e operacionalização do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE (CETESB).

O PROCONVE foi instituído em 1986 através da Resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA 18/86 e pela Lei 8723 (LA ROVERE *et al.*, 2007). Este programa foi desenvolvido com a adoção de procedimentos utilizados internacionalmente para ensaio de veículos, motores e medição de poluentes, com o objetivo de estabelecer um padrão normativo no Brasil (CETESB).

Para os veículos leves (aqueles com massa total máxima autorizada até 3856 kg e massa em ordem de marcha para realização do ensaio até 2720 kg), foram adotados os procedimentos norte-americanos de ensaio do veículo para medição dos gases de escapamento e evaporação de combustível. Para os veículos pesados (aqueles com massa total máxima autorizada superior a 3856 kg e massa em ordem de marcha para realização do ensaio superior a 2720 kg), tendo em vista a tradição europeia no desenvolvimento de motores a diesel e uma vez que os veículos pesados são em sua grande maioria equipados por estes motores no Brasil, foram adotados os

procedimentos europeus para ensaio do motor e medição da emissão dos gases de escapamento. Outro motivo da adoção destes procedimentos está no fato de que estes ensaios requererem o uso de bancos dinamométricos mais simples, já presentes na maioria dos fabricantes instalados no País (LA ROVERE *et al.*, 2007).

Outro princípio utilizado no desenvolvimento do PROCONVE, assim com realizado em outros países, foi a adoção de limites progressivamente mais restritivos no controle de emissões. No caso dos limites para veículos pesados, os limites adotados são extremamente similares aos limites utilizados na Europa, porém no Brasil há uma defasagem temporal da norma nacional vigente com relação à respectiva norma européia. É comum encontrarmos na literatura disponível as fases do PROCONVE relacionadas com as normas de emissões européias.

Na tabela abaixo podemos observar a evolução das normas de emissões brasileiras e a respectiva equivalência com a norma européia:

Tabela 3: Evolução das normas de emissões brasileiras para veículos comerciais pesados

Datas de implantação dos novos limites de emissões para veículos pesados (1)		
Data	Fase do PROCONVE	Aplicação
jan/04	P – 5 (Similar a EURO III)	100% ônibus urbanos ou
		60% ônibus urbanos (2)
jan/05	P – 5 (Similar a EURO III)	100% microônibus
		100% ônibus urbanos (3)
		40% demais veículos ou
		60% demais veículos (3)
jan/06	P – 5 (Similar a EURO III)	100% demais veículos
jan/09	P - 6 (4) (Similar a EURO IV)	Todos os veículos
jan/12	P - 7 (5) (Similar a EURO V)	Todos os veículos
1 - Conforme a Resolução CONAMA nº 315/02. "P" = veículos pesados. 2 - O fabricante poderá optar por 60% desta data, a ser integralizado em jan/05 e, neste caso, deverá atender com 60% dos demais veículos em jan/05. 3 - No caso da opção 2. 4 - Fase não implantada por problemas de disponibilidade nacional do óleo diesel adequado a essa fase. Os limites da fase P7 irão recuperar os ganhos ambientais da fase P6. 5 - Conforme a Resolução CONAMA nº 403/08.		

FONTE: Adaptado de CETESB

Desde o início do programa, em 1986, houve uma redução na emissão de poluentes de veículos novos em cerca de 97%. Esta redução ocorreu através da limitação progressiva da emissão de poluentes, através da introdução de tecnologias como catalisador, injeção de combustível controlada eletronicamente e melhorias nos combustíveis automotivos (CETESB).

1.2 OS ÓXIDOS DE NITROGÊNIO

Conforme mencionado anteriormente, dentre os diversos produtos resultantes do processo de combustão nos motores diesel estão o óxido nítrico (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO₂). Estes dois óxidos são usualmente denominados de NO_x, sendo que o óxido predominante neste processo é o NO. Estes compostos pertencem ao grupo dos óxidos de nitrogênio que é formado também pelo óxido nitroso (N₂O), trióxido de dinitrogênio (N₂O₃) e pentóxido de nitrogênio (N₂O₅). Na natureza estes óxidos são produzidos por fenômenos como relâmpagos, erupções vulcânicas e ações bacteriológicas no solo. Já entre as fontes não naturais, ou antropogênicas, destes compostos estão a queima de combustíveis em motores de combustão interna, unidades termelétricas, instalações industriais e incineradores (SHER, 1998; LOUREIRO, 2005).

A principal fonte de formação de NO na combustão ocorre através da oxidação do nitrogênio atmosférico (N₂). O calor proveniente da alta temperatura dos gases queimados faz com que as colisões entre os átomos e as moléculas de oxigênio e nitrogênio que estão em torno da chama possuam energia suficiente para romperem a ligação covalente das moléculas de N₂. Quanto maior for a temperatura atingida pelos gases queimados, maior será a taxa de formação de NO. À medida que a temperatura dos gases queimados vai baixando, as reações de formação de NO também vão cessando (SHER, 1998; HEYWOOD, 1988).

Esta rota de formação de NO durante a combustão é conhecida como NO_x térmico. Há ainda outras duas rotas principais de formação de NO_x, a rota conhecida como NO_x imediato (*prompt NO_x*) e a rota NO_x combustível (MILLER & BOWMAN, 1989; MAFRA, 2006).

Na Figura 3 é apresentado um desenho esquemático do jato de diesel, as temperaturas ao longo da chama e as regiões onde ocorre a formação de NO:

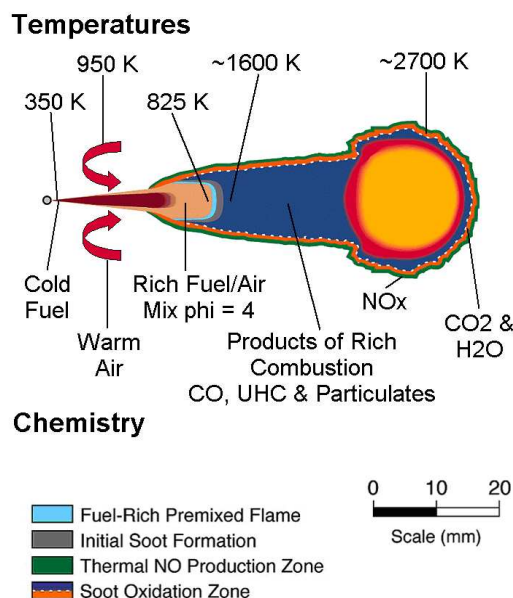


Figura 3: Desenho esquemático do jato de diesel em combustão quase - estacionária obtido a partir de medições laser.

FONTE: Adaptado a partir de DEC *et al.*, 1999

As reações principais que governam a formação e destruição do NO_x térmico durante a combustão com a mistura ar/combustível próxima da estequiometria a partir do nitrogênio atmosférico estão indicadas abaixo. Este mecanismo foi originalmente conhecido como “Mecanismo de Zeldovich¹”. (HEYWOOD, 1988).



Já a formação de NO_2 corresponde por cerca de 10 a 30% do total dos óxidos de nitrogênio formados nos motores. Este óxido é produzido nos motores por reações a partir do NO (HEYWOOD, 1988).

¹ Zeldovich foi o pesquisador russo que propôs as reações (1) e (2). Em 1957, Fenimore & Jones adicionaram a reação (3) devido a uma inconsistência encontrada na rota proposta por Zeldovich (MAFRA, 2006)

Na atmosfera, estes óxidos se envolvem em uma série de reações (especialmente na presença de radiação ultravioleta) que produzem o smog fotoquímico. O smog (combinação de smoke – fumaça e de fog – neblina) fotoquímico é um processo de formação de poluentes secundários na troposfera na presença de luz solar. A manifestação mais evidente desse smog é uma neblina de tonalidade amarela-amarronzada, que se deve à presença no ar de pequenas gotas de água contendo produtos derivados das reações fotoquímicas. Ele apresenta com frequência um odor desagradável devido a alguns de seus componentes. Na Figura 4 podemos observar a presença do smog na cidade de Los Angeles na década de 1960:



Figura 4: “Smog” fotoquímico em Los Angeles na década de 60
FONTE: LOUREIRO, 2005

. Os produtos intermediários e finais das reações que ocorrem no smog fotoquímico podem provocar os seguintes danos à saúde humana:

- Irritação e danos nos olhos, na pele e nos pulmões;
- Secura nas membranas protetoras do nariz e da garganta;
- Alterações no sistema imunológico;
- Agravamento das doenças respiratórias como a asma.

Além dos danos acima citados, os produtos do smog também podem causar danos às plantas, aos animais e a alguns materiais (BAIRD, 2002).

1.3 O SISTEMA EGR

Entre as diversas tecnologias utilizadas para a redução do NO_x gerado durante a combustão está o método de recirculação dos gases de escapamento, conhecido como *Exhaust Gas Recirculation – EGR*.

O funcionamento do sistema EGR consiste na substituição de uma fração do ar admitido pelo motor por gases de escapamento provenientes da combustão, ou seja, após a combustão uma parte dos gases de escapamento é enviada para o sistema de admissão do motor através de uma conexão entre o coletor de escapamento e o coletor de admissão (BOSCH, 2004). O gás de escapamento é então misturado com o ar da admissão e enviado para os cilindros, conforme mostrado nas Figuras 5 e 6.

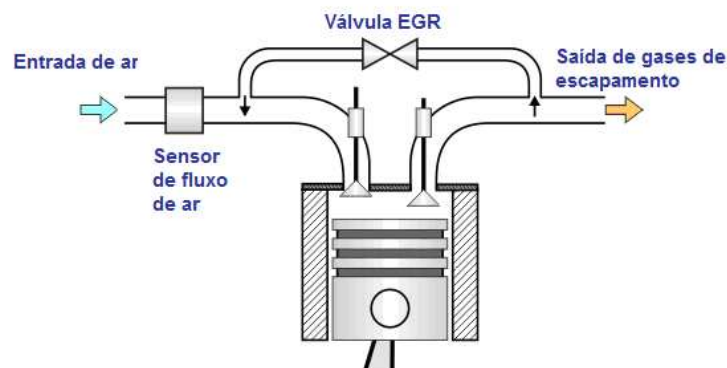


Figura 5: Representação esquemática do sistema EGR no cilindro
FONTE: DIESELNET, 2007

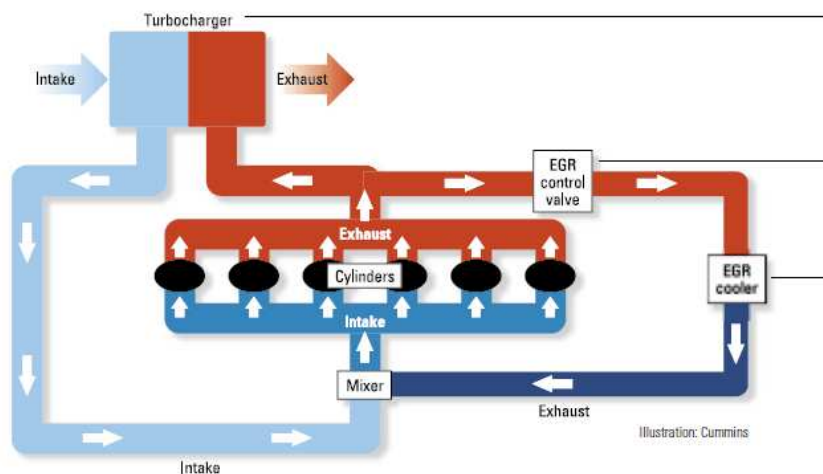


Figura 6: Representação esquemática do sistema EGR completo
FONTE: DIESELNET, 2008

Inicialmente este sistema era utilizado como um método para alterar a combustão e evitar a auto-detonação em motores a gasolina com ignição por centelha (MILLER & SULLIS, 1953), porém em 1960, um grupo de pesquisadores demonstrou que o EGR poderia baixar a concentração de NO_x nos gases de escapamento (KOPA & KIMURA, 1960; YEE & LINVILLE, 1960).

A redução de NO_x através do EGR foi considerada por um longo período como sendo resultado do aumento da capacidade de absorver calor da massa de ar admitido pelo motor, devido à presença do CO₂ recirculado. Com este aumento da capacidade de absorver calor da carga de admissão, a temperatura de chama durante a combustão é reduzida resultando em condições menos propícias para a formação de NO_x uma vez que os mecanismos de formação de NO_x são extremamente dependentes de altas temperaturas (HEYWOOD, 1988; LADOMMATOS *et al.*, 1996). Entretanto, alguns estudos têm mostrado que o efeito de dissociação do CO₂ (efeito químico) e a grande capacidade de absorver calor do CO₂ (efeito térmico) têm pouca influência sobre as emissões de gases de escapamento, sendo o fator dominante responsável pela redução de NO_x atribuído à redução do oxigênio presente na massa de admissão, devido à diluição de CO₂ (LADOMMATOS, ABDELHALIM & ZHAO, 1996).

A massa de EGR que é admitida pelo motor é usualmente relacionada com a massa total de gases produzida na combustão, sendo esta relação conhecida como *taxa de EGR*. (HEYWOOD, 1988).

$$EGR(\%) = \left(\frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Ar}} \right) \times 100 \quad (4)$$

Onde

- $\dot{m}_{EGR}$ é a vazão de gás de escapamento recirculada;
- $\dot{m}_{Ar}$ é a vazão de ar admitida pelo motor.

As vazões acima podem ser observadas no desenho esquemático da Figura 7:

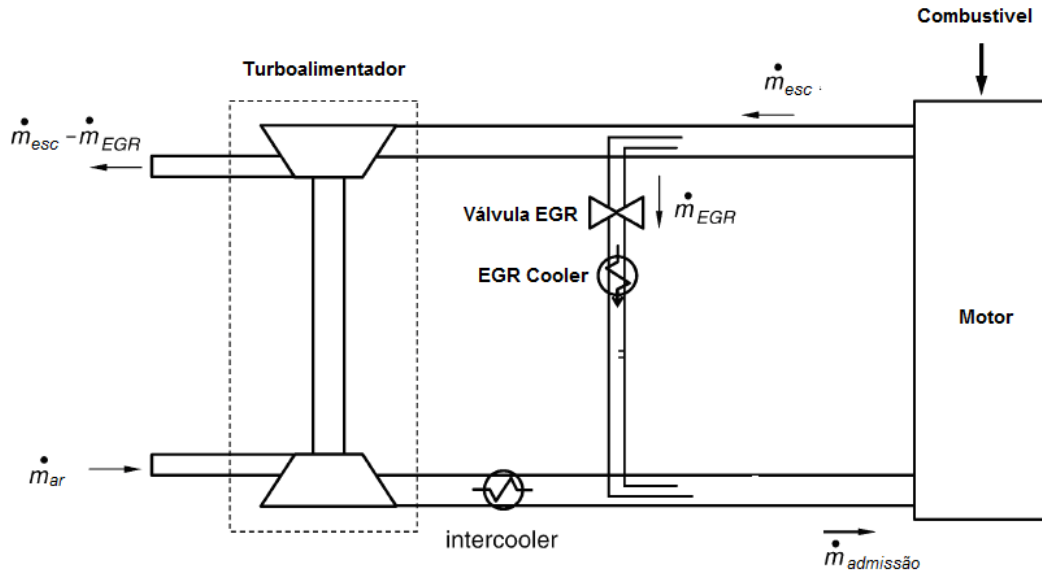


Figura 7: Identificação das vazões no sistema EGR
FONTE: Adaptado de MOOS *et al.*, 2006

Uma das formas utilizadas para identificar empiricamente a taxa de EGR no motor é através da medição da concentração de CO_2 presente na admissão do motor e da concentração de CO_2 no escapamento do motor (SIEWERT *et al.*, 2001; MAIBOON, TAUZIA & HÉTET, 2009).

$$EGR(\%) = \left(\frac{[CO_2]_{Admissão}}{[CO_2]_{Admissão} + [CO_2]_{Escapamento}} \right) \times 100 \quad (5)$$

Onde:

- $[CO_2]_{Admissão}$ é o valor da concentração de CO_2 na admissão do motor;
- $[CO_2]_{Escapamento}$ é o valor da concentração de CO_2 no coletor de escapamento.

O aumento significativo da taxa de EGR resulta em grandes reduções de NO_x . Em contrapartida grandes quantidades de EGR também trazem eventos indesejáveis, como o aumento do material particulado formado durante a combustão devido à redução da quantidade de oxigênio presente na câmara de combustão, aumento das emissões de hidrocarbonetos e de CO. Estes efeitos podem ser observados nas Figuras 8 e 9 (SHER, 1998; SIEWERT *et al.*, 2001; ZHENG, READER & HAWLEY, 2003).

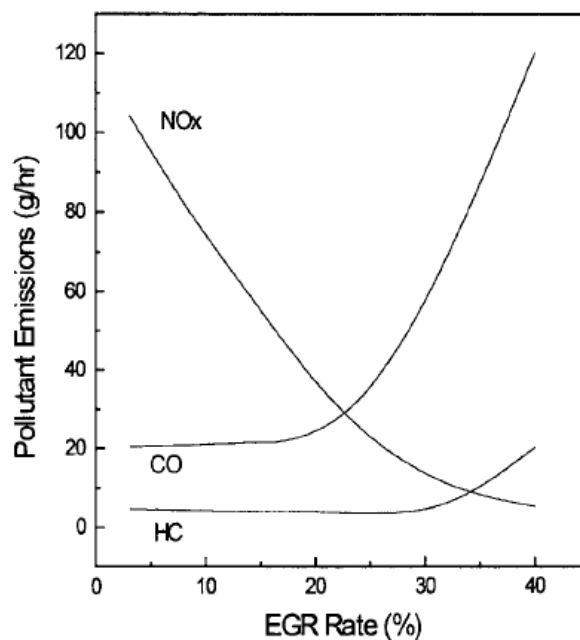


Figura 8: O efeito da taxa de EGR na formação de NO_x, CO e HC
FONTE: SHER, 1998

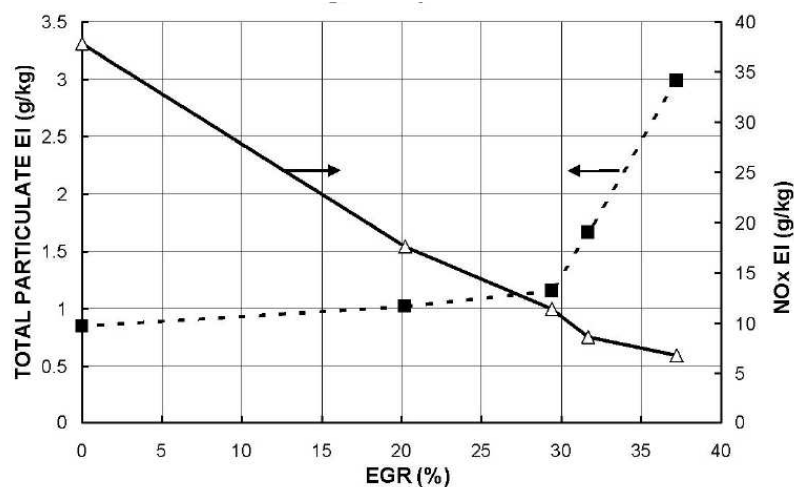


Figura 9: O efeito da taxa de EGR na formação de material particulado e NO_x
FONTE: SIEWERT *et al.*, 2001

A maioria dos sistemas EGR utilizados em motores diesel utilizam um trocador de calor (conhecido como EGR cooler) para reduzir a temperatura do gás recirculado. A redução da temperatura do gás recirculado antes deste ser misturado com o ar da admissão também ajuda a reduzir a temperatura da combustão, reduzindo desta forma a formação de diversos poluentes

conforme podemos verificar na Figura 10, além de aumentar a eficiência volumétrica do motor devido ao aumento da densidade da mistura ar/EGR (SHER, 1998).

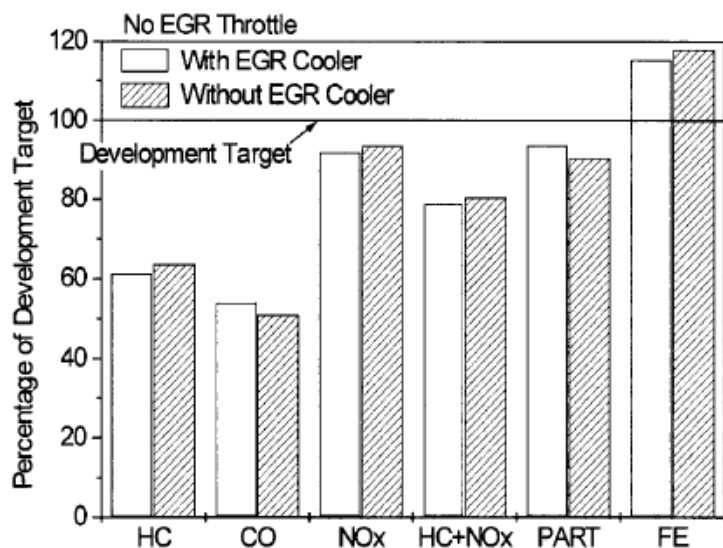


Figura 10: O efeito da refrigeração do EGR nas emissões
FONTE: SHER, 1998

Atualmente, devido às exigentes normas que regulam as emissões provenientes da combustão em motores diesel, este sistema tornou-se uma ferramenta extremamente necessária para que os novos motores possam atender a estes requisitos.

1.4 MISTURADORES EGR

Um dos problemas inerentes à introdução de gás de escapamento no sistema de admissão é garantir que a mistura de ar e EGR seja distribuída para os cilindros de forma uniforme e homogênea. A má distribuição de EGR no motor resulta em aumento nas emissões de NO_x e de material particulado devido às variações na composição química e na temperatura da mistura ar/EGR que é enviada para os cilindros (MAIBOON, TAUZIA & HÉTET, 2009).

Com base no exposto acima, observa-se a importância de um sistema de recirculação de gases de escapamento que possua dispositivos que auxiliem na mistura de EGR com o ar admitido pelo motor, visando obter uma operação mais eficiente em termos de emissões e

qualidade do trabalho gerado pelo propulsor (CATERPILLAR INC., 2002; INTERNATIONAL ENGINE INTELLECTUAL PROPERTY COMPANY, 2007).

As configurações de misturadores EGR são normalmente definidas pelos fabricantes de motores de acordo com as características do motor. Neste tópico são apresentados os dois tipos de misturadores que serão avaliados neste trabalho, o misturador do tipo pré-câmara e o misturador do tipo anel (*ring mixer*).

1.4.1 Misturador do tipo pré-câmara

O conceito deste misturador consiste na introdução de uma câmara antes da região do *plenum* do coletor. Esta pré-câmara tem a função de aumentar o volume percorrido pelos gases (ar e EGR), de tal forma a permitir uma maior difusão entre eles antes de serem admitidos pelos cilindros.

Na Figura 11 é mostrado a geometria externa e os pontos de entrada e saída de ar e EGR do coletor de admissão com misturador EGR do tipo pré-câmara.

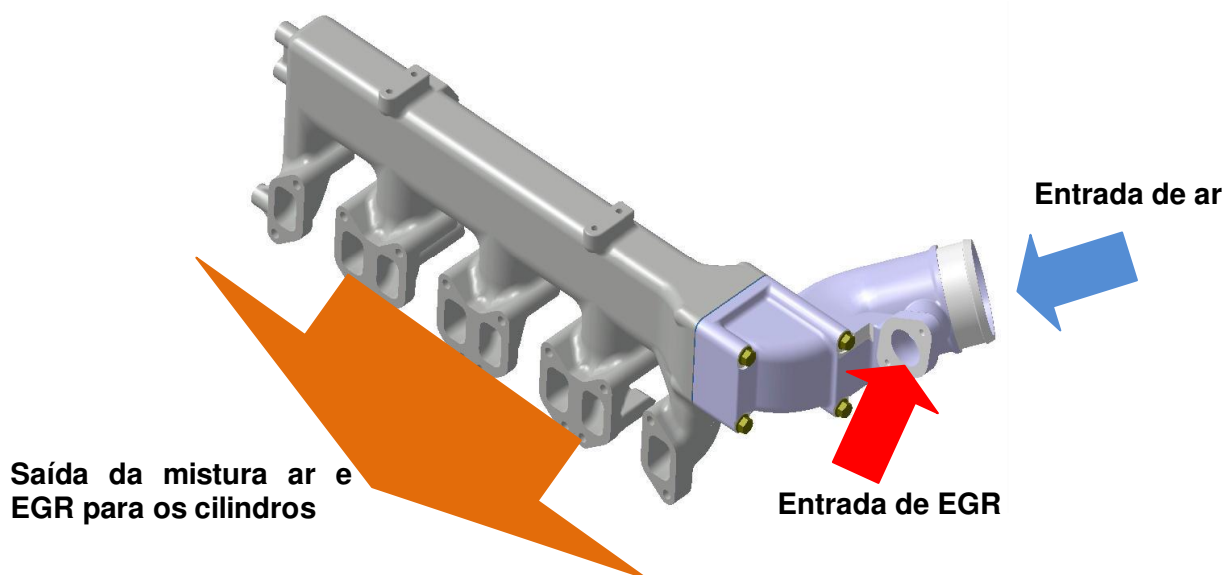


Figura 11: Geometria externa do coletor de admissão com misturador EGR do tipo pré-câmara

Na Figura 12 é possível observar em detalhe a divisão interna no coletor de admissão e a pré-câmara:

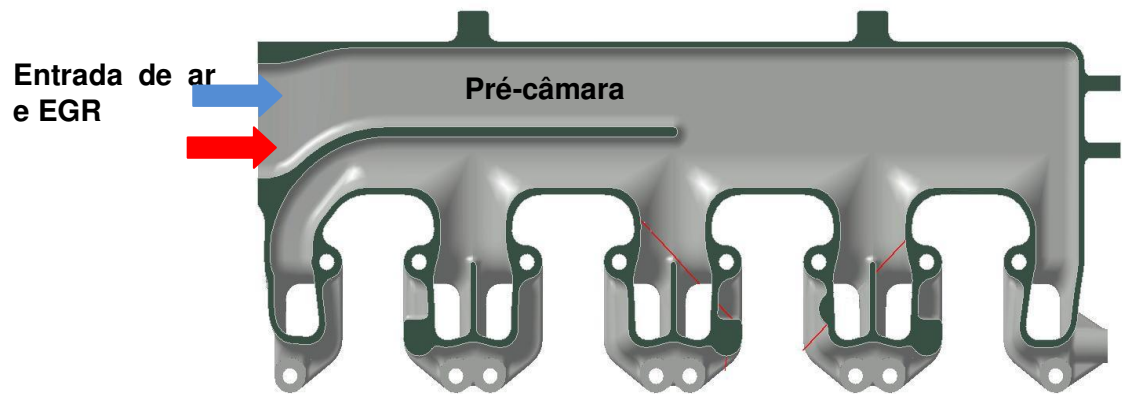


Figura 12: Coletor de admissão com misturador EGR do tipo pré-câmara

1.4.2 Anel misturador (Ring mixer)

O anel misturador é um dispositivo montado na interface entre a entrada de EGR e a entrada de ar no coletor de admissão, com o objetivo de melhorar a distribuição do EGR antes da mistura chegar aos cilindros. Este dispositivo faz com que o fluxo de EGR seja admitido pelo coletor de forma radial e perpendicular ao fluxo de entrada de ar. Nas Figuras 13 e 14 podemos observar mais detalhes deste sistema.

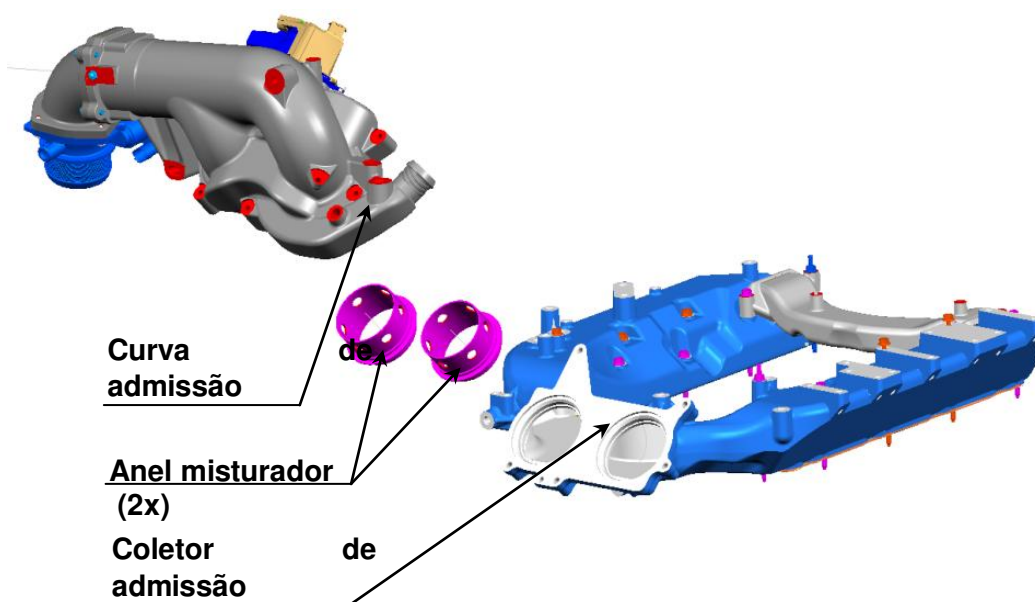


Figura 13: Exemplo de sistema de admissão de ar com anel misturador para motor V8

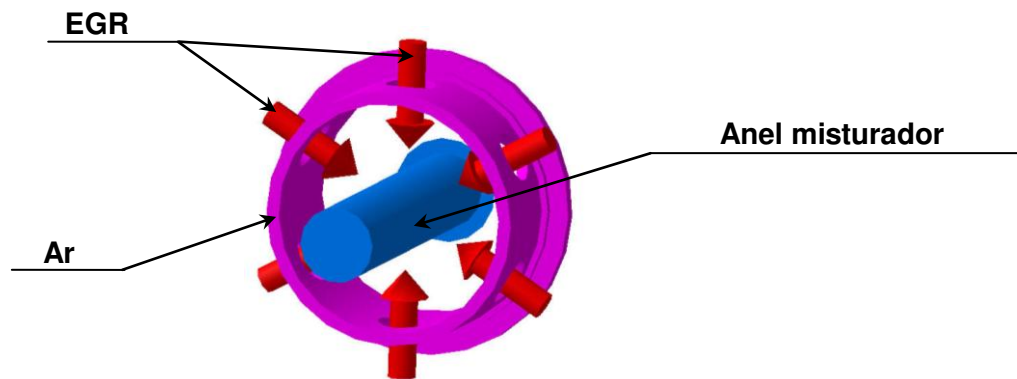


Figura 14: Esquema de funcionamento do anel misturador

1.5 OBJETIVOS

Tendo em vista a necessidade do misturador nos sistema EGR e os duas soluções apresentadas neste capítulo, o presente trabalho tem os seguintes objetivos:

- Avaliar numericamente a distribuição e a mistura de gás de escapamento recirculado entre os cilindros em um coletor de admissão com misturador do tipo pré-câmara;
- Avaliar numericamente a distribuição e a mistura de gás de escapamento recirculado entre os cilindros em um coletor de admissão com os dois tipos de misturadores: anel misturador e pré-câmara;
- Avaliar numericamente a distribuição e a mistura de gás de escapamento recirculado entre os cilindros em um coletor de admissão com misturador do tipo anel;
- Comparar as três análises e identificar para as condições de contorno adotadas qual misturador possui a melhor eficiência.

Para alcançar estes objetivos os seguintes softwares comerciais foram utilizados:

- Dinâmica dos fluidos computacional (CFD)
 - Pré-processador e gerador de malha Gambit® 2.3.16

- Processador e pós-processador Fluent[®] 6.3.26
- Modelamento tridimensional (CAD)
 - CATIA[®] V5 R17

2 REVISÃO DE LITERATURA

Muitos trabalhos já abordaram os sistemas de tratamento de gases de escapamento para motores diesel, uma vez que, conforme visto no capítulo 1, as legislações que regulam as emissões destes motores tem se tornado cada vez mais restritas, exigindo que o conhecimento dos fenômenos que envolvem estes sistemas sejam aprofundados. Os trabalhos aqui relacionados concentram-se no estudo do sistema EGR, visando uma melhor compreensão sobre o funcionamento, desempenho, e na identificação dos problemas causados pela má distribuição de EGR entre os cilindros do motor.

Lundqvist, Smedler & Stålhammar (2000) durante a avaliação empírica de três diferentes sistemas EGR para motores a diesel observaram que um dos principais fatores que afetavam o desempenho, emissões e o consumo de combustível dos motores testados era a distribuição de EGR entre os cilindros. Os sistemas EGR se diferenciavam principalmente na forma como a vazão de EGR era controlada e na geometria dos sistemas.

Com o intuito de explicitar os problemas causados pela má distribuição de EGR entre os cilindros, Maiboon, Tauzia & Hétet (2009) conduziram experimentos em um banco dinamométrico com um motor diesel de alta rotação para veículos leves com e sem misturador EGR em duas condições de operação (em cargas baixas e cargas parciais) e diversas taxas de EGR. Na Figura 15 é mostrado o sistema estudado por Maiboon, Tauzia & Hétet

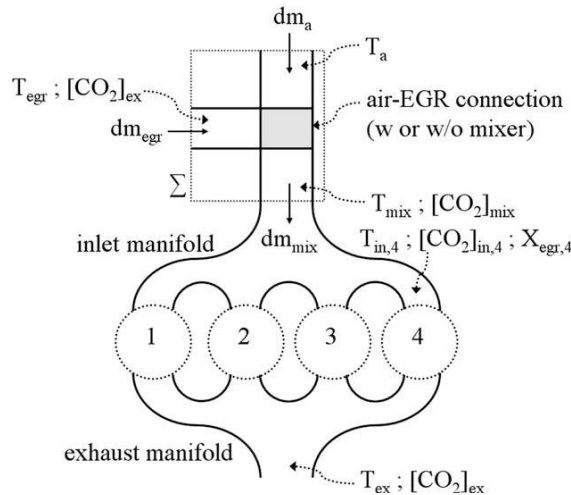


Figura 15: Configuração do sistema avaliado por Maiboon, Tauzia & Hétet
FONTE: MAIBOON, TAUZIA & HÉTET, 2009

Dentre as conclusões obtidas durante o trabalho, os autores observaram que as principais eram:

- Distribuições não uniformes de EGR entre os cilindros resultaram em aumento nas emissões de NO_x e material particulado quando comparado às emissões de um motor operando com a mistura ar/EGR mais homogênea;
- O aumento dos níveis de emissões ocorreram devido à variação da quantidade de EGR entre os cilindros, independente da taxa de EGR e da temperatura de admissão;
- A supressão da má distribuição do EGR entre os cilindros resultou em uma larga redução das emissões de NO_x e material particulado, especialmente em condições de operação com altas taxas de EGR.

Arcoumanis *et al.* (1995) estudaram a influência do EGR na formação do jato de injeção de diesel e as conseqüências na combustão e nas emissões. Uma das conclusões obtidas no trabalho é que para altas taxas de EGR, a quantidade dos pontos de auto-ignição e a propagação destes pontos no espaço aumentam. Com isto observa-se a importância de uma boa distribuição de EGR entre os cilindros para que o processo de combustão seja o mais uniforme possível entre os cilindros.

Peng *et al.* (2006) analisaram os efeitos do EGR na combustão e emissões no funcionamento do motor em ambientes de baixa temperatura (partida a frio). Os experimentos foram realizados em um motor monocilíndrico e os resultados mostraram que a combustão no primeiro ciclo de queima pode ocorrer mais facilmente com a introdução de EGR. Em experimentos com uma válvula de contra pressão no escapamento parcialmente fechada e a válvula EGR parcialmente ou totalmente aberta, o pico de pressão no primeiro ciclo de queima foi cerca de 45% maior do que em condições normais sem EGR. Ainda nestas condições o processo de combustão também teve início antes do que em condições sem EGR. Entretanto, quantidades excessivas de EGR deixaram a combustão extremamente instável, dificultando o início de funcionamento do motor. Com base nestas observações podemos concluir que em situações onde um dos cilindros receba uma carga maior de EGR devido à ineficiência do misturador do sistema de admissão, o início de funcionamento do motor deverá ocorrer com maior dificuldade.

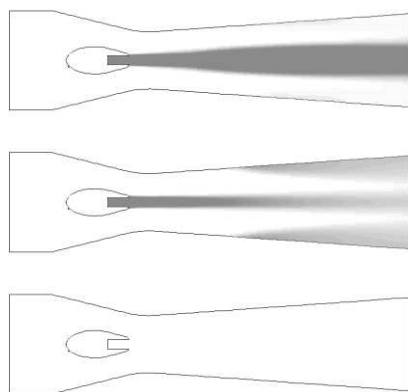
Diversos trabalhos foram desenvolvidos buscando evitar os problemas causados pela distribuição não uniforme de EGR entre os cilindros. Baert, Beckman & Veen (1999), com o intuito de encontrar uma configuração do sistema EGR que apresentasse uma melhor eficiência em termos de emissões e desempenho do motor, desenvolveram um misturador EGR do tipo Venturi conforme mostrado na Figura 16. O misturador Venturi tem a função de reduzir a pressão de admissão de ar no ponto onde o EGR é admitido, fazendo com que as restrições no fluxo de EGR geradas nas condições de operação extremas de funcionamento do turboalimentador sejam reduzidas.



Figura 16: Misturador do tipo Venturi

FONTE: Adaptado de BAERT, BECKMAN & VEEN (1999)

Baert, Beckman & Veen (1999) avaliaram diferentes desenhos de misturadores até chegar ao resultado mostrado na Figura 17. Podemos observar que conforme a taxa de EGR aumentou de 10% para 15% a qualidade da mistura piorou. Os autores ainda concluíram que o uso do Venturi reduziu a quantidade de NO_x emitida pelo motor quando comparado com um motor sem o misturador.



Taxa de EGR: 15%

Taxa de EGR: 10%

Taxa de EGR: 0%

Figura 17: Variação da mistura ao longo do Venturi

FONTE: BAERT, BECKMAN & VEEN (1999)

William *et al.* (2003) avaliaram a influência da geometria do sistema de admissão, taxas de EGR e da rotação do motor no processo de mistura do ar com EGR. Os estudos foram realizados em um banco de provas construído para simular o processo de admissão de ar e EGR em diferentes rotações do eixo comando de válvulas. Assim como Baert, Beckman & Veen (1999), William *et al.* (2003) observaram que o uso do misturador Venturi resulta em menores variações cilindro a cilindro de EGR em operações com baixas taxas de EGR.

Siewert *et al.* (2001) promoveram modificações em coletor de admissão combinando modelamento 3D, simulação virtual (CFD) e testes empíricos buscando melhorar a distribuição de EGR cilindro a cilindro com relação ao coletor de admissão original. Os autores desenvolveram dois coletores a partir da versão original onde a diferença entre eles estava na forma como o EGR era admitido pelo coletor e distribuído para os cilindros. Na Figura 18 é mostrado um desenho esquemático do coletor de admissão estudado por Siewert *et al.*.

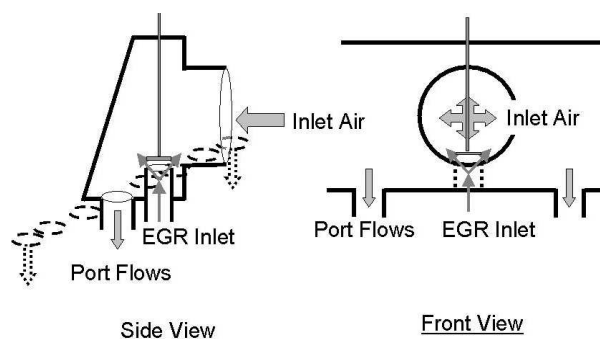


Figura 18: Sistema de admissão avaliado por Siewert
FONTE: SIEWERT *et al.* (2001)

Inicialmente Siewert *et al.*, realizou um estudo para identificar o efeito da posição do ponto de entrada de EGR na distribuição de EGR para os cilindros. Foram avaliados dois novos pontos de entrada de EGR, o primeiro 10 mm mais alto que a condição original e o segundo 15 mm. Na Figura 19 é possível comparar o coletor com entrada de EGR elevada com o coletor original de produção.

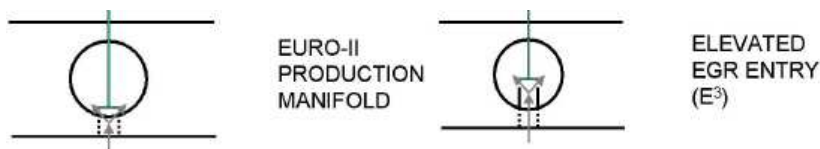


Figura 19: Comparação do coletor de admissão original com o coletor com entrada de EGR elevada.
FONTE: Adaptado de SIEWERT *et al.* (2001)

Simulações em CFD e testes práticos foram realizados e os resultados são mostrados na Figura 20.

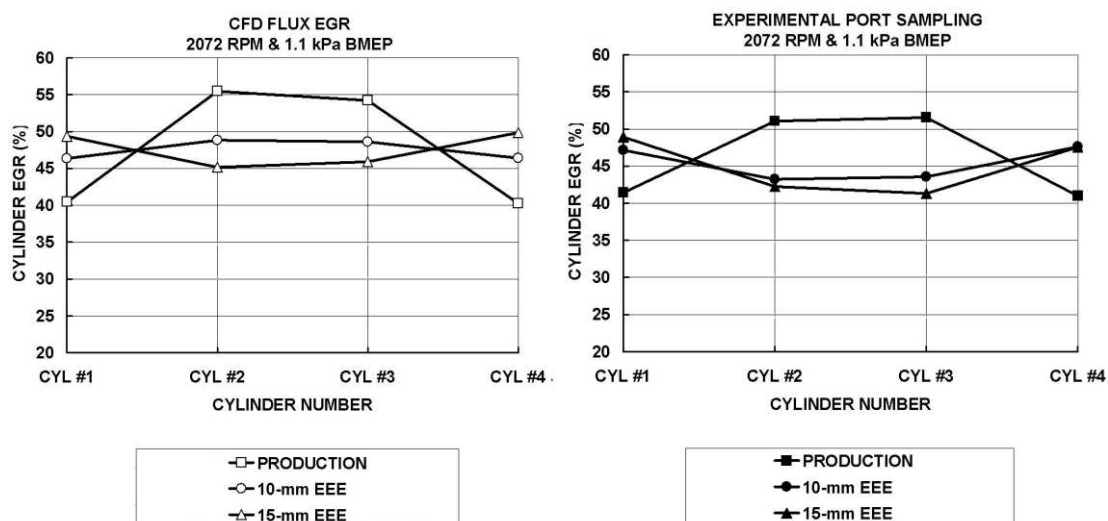


Figura 20: Distribuição de EGR cilindro a cilindro dos dois coletores desenvolvidos por Siewert e do coletor de produção
FONTE: SIEWERT *et al.* (2001)

Uma terceira versão de coletor de admissão foi desenvolvida de tal forma a distribuir o EGR de forma simétrica dentro do coletor. Ao invés de se admitir o EGR através de apenas um ponto, foi introduzido pó coletor duas entradas de EGR e o ponto de entrada de EGR também foi elevado em 30 mm, conforme é mostrado na Figura 21.

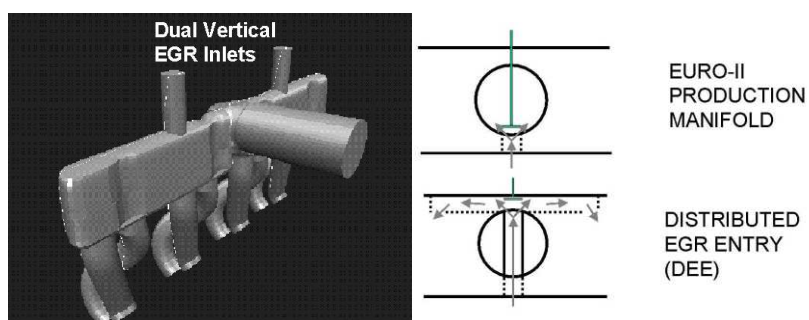


Figura 21: Terceira versão de coletor estudada por Siewert
FONTE: Adaptado de SIEWERT *et al* (2001)

As análises CFD mostraram que a diferença de EGR entre os cilindros foi reduzida de 29% no coletor original para 7% para no coletor com entrada de EGR distribuída.

Tendo em vista os problemas causados pela má distribuição de EGR entre os cilindros, o presente estudo tem o intuito de agregar à literatura disponível análises numéricas entre o misturador EGR do tipo pré-câmara com o misturador do tipo anel misturador, avaliando através dos resultados qual dispositivo de mistura possui uma maior eficiência.

3 METODOLOGIA

3.1 APRESENTAÇÃO

Neste capítulo é feita uma apresentação sobre os princípios físicos básicos e das equações de conservação que regem e fundamentam a mecânica dos fluidos. É apresentado também detalhes sobre a metodologia numérica utilizada para a solução do problema estudado e sobre o pacote computacional FLUENT 6.3 e suas ferramentas para construção de geometrias e malhas numéricas utilizadas nas simulações.

3.2 REFERENCIAL TEÓRICO

3.2.1 Princípios Básicos e Equações de Conservação

A mecânica dos fluidos, ou fluidodinâmica, é fundamentada nos seguintes princípios físicos básicos:

- Conservação da massa (continuidade);
- Quantidade de movimento (segunda lei de Newton);
- Conservação da energia (primeira lei da termodinâmica);

Estes princípios podem ser trabalhados através de balanços de fluxo de entrada e saída em um volume de controle finito, o que resulta nas de equações de conservação na forma integral. Estas equações são utilizadas para determinar o comportamento bruto do campo de escoamento e seus efeitos, como fluxo de massa, força, torque, troca de energia, etc. (WHITE, 2001; FOX, MCDONALD & PRITCHARD, 2003). Entretanto, através da forma integral das equações de conservação, não é possível obter conhecimentos detalhados sobre o que ocorre em cada ponto do escoamento. Para obtermos estas informações o desenvolvimento das equações deve ser realizado

através de balanços de fluxo em um volume de controle infinitesimal, conforme o mostrado na Figura 22. Desta forma são obtidas equações diferenciais de transporte para cada princípio físico, que podem ser utilizadas para representar escoamentos tanto em regimes laminares quanto em regimes turbulentos (WHITE, 2001).

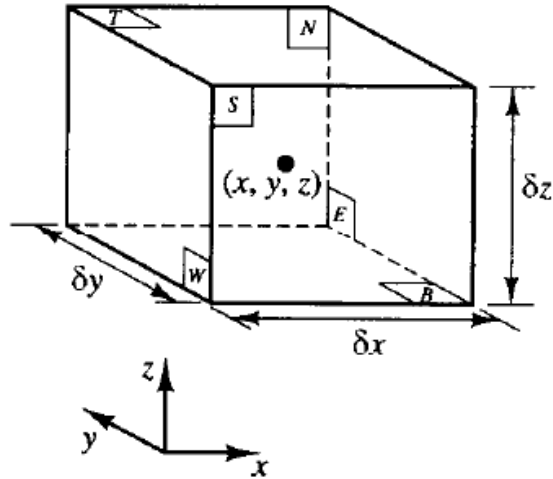


Figura 22: Volume elementar
FONTE: VERSTEEG & MALALASEKERA (1995)

As soluções das equações diferenciais em sua forma básica são extremamente complexas de serem obtidas analiticamente devido à sua não linearidade. A utilização de hipóteses simplificativas facilita o processo de resolução analítica das equações, porém muitas vezes desviam demasiadamente o problema do fenômeno físico real, sendo geralmente utilizados em geometrias e condições de contorno simples. Outra forma de resolução é através de métodos numéricos onde o escoamento é discretizado em um número finito de células, e as equações diferenciais são aproximadas a um conjunto de equações algébricas que relacionam os pontos das células às propriedades do escoamento (WHITE, 2001; MALISKA, 1995).

As equações diferenciais que governam o escoamento de fluidos são apresentadas nos tópicos a seguir.

3.2.1.1 Equação da conservação da massa

A equação que representa a conservação de massa pode ser obtida através do balanço do fluxo total de massa sobre um volume elementar. Este balanço pode ser descrito da seguinte forma:

Taxa de variação temporal da massa no interior do volume	+	Fluxo líquido de massa através da superfície de controle	= 0
---	---	---	-----

A forma geral da equação em um sistema de coordenadas retangulares que representa o princípio da conservação da massa é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

O primeiro termo da equação acima é a taxa de variação de densidade no tempo. Os demais termos são conhecidos como termos convectivos e descrevem o fluxo líquido de massa através das superfícies do volume de controle elementar (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995; FOX, MCDONALD & PRITCHARD, 2003).

Em uma notação vetorial mais compacta, temos:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (7)$$

Em escoamentos incompressíveis, a densidade é constante e a equação se reduz a:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

3.2.1.2 Equação da quantidade de movimento

A segunda lei de Newton determina que a taxa de variação temporal da quantidade de movimento de uma partícula de fluido em um volume de controle é igual à soma das forças atuantes sobre esta partícula (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

Taxa de variação temporal da quantidade de movimento de uma partícula de fluido	=	Soma das forças atuantes sobre a partícula de fluido
--	---	---

A equação da quantidade de movimento na direção x é dada por:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (9)$$

Como:

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \quad (10)$$

Temos:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (11)$$

Onde:

- $\frac{Du}{Dt}$ é a aceleração da partícula de fluido na direção x;
- p é o termo de pressão (tensão normal ao volume de controle);
- τ é a tensão de cisalhamento;

- S_{Mx} é o termo fonte na direção x

O termo do lado esquerdo da equação representa a taxa de variação temporal da quantidade de movimento na direção x da partícula de fluido que deve ser igual à soma de todas as forças de superfície (tensões superficiais) atuantes sobre a partícula de fluido na direção x. Estas forças são representadas pelos termos presentes no lado direito da equação elementar (FOX, MCDONALD & PRITCHARD, 2003).

Analogamente as equações nas direções y e z são dadas por:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (12)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (13)$$

3.2.1.3 Equação da energia

A equação da energia é derivada a partir da primeira Lei da Termodinâmica, à qual estabelece que a taxa de variação de energia de uma partícula de fluido é igual à taxa de calor adicionado à partícula de fluido mais a taxa de trabalho realizado pela partícula (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

Taxa de variação de energia em uma partícula de fluido	=	Taxa de calor adicionado à partícula de fluido	+	Taxa de trabalho realizado pela partícula de fluido
--	---	--	---	---

A equação de conservação da energia é dada por:

$$\begin{aligned}
\rho \frac{DE}{Dt} = & -\text{div}(\rho \mathbf{u}) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} \right. \\
& + \left[\frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \\
& + \text{div}(k_T \cdot \text{grad } T) + S_E
\end{aligned} \tag{14}$$

Sendo que:

$$E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) \tag{15}$$

Onde:

- $\frac{DE}{Dt}$ é a taxa de variação temporal da energia de uma partícula de fluido por unidade de volume;
- k_T é a condutividade térmica do fluido;
- T é a temperatura;
- S_E é o termo fonte de energia;
- i é a energia interna.

3.2.2 Equações de estado

O movimento de um fluido em três dimensões é descrito através de um sistema de cinco equações diferenciais parciais:

- Equação de conservação da massa;
- Equações da quantidade de movimento nas direções x , y e z ;
- Equação da energia.

Entre os termos desconhecidos destas equações estão quatro variáveis termodinâmicas, ρ (densidade), p (pressão), i (energia interna) e T (temperatura), que podem ser obtidas através das equações de estado. Estas equações são construídas assumindo um equilíbrio termodinâmico e relacionando as variáveis mencionadas (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

O estado de uma substância compressível simples em equilíbrio termodinâmico pode ser descrito através de apenas duas variáveis de estado. Se utilizarmos ρ e T , como variáveis de estado, obtêm-se as equações de estado para p e i .

$$p = p(\rho, T) \text{ e } i = i(\rho, T) \quad (16)$$

Como exemplo, se assumirmos que um determinado gás em um escoamento pode ser considerado como um gás perfeito, teremos as seguintes equações de estado:

$$p = \rho RT \text{ e } i = c_v T \quad (17)$$

3.2.3 Equações de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos

As equações governantes do escoamento possuem como variáveis desconhecidas as componentes da tensão viscosa (τ_{ij}). As formas mais usuais das equações de conservação para escoamento de fluidos são obtidas através da introdução de um modelo adequado para as componentes da tensão viscosa. Em diversos tipos de escoamento, as tensões viscosas podem ser expressas como uma função da taxa de deformação por cisalhamento. Em escoamentos tridimensionais, a taxa de deformação é composta pela taxa de deformação linear e pela taxa de deformação volumétrica (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

A taxa de deformação linear de um elemento fluido possui nove componentes em três dimensões (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995). Estas componentes estão mostradas abaixo:

$$e_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (18)$$

$$e_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (19)$$

$$e_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (20)$$

$$e_{xy} = e_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (21)$$

$$e_{xz} = e_{zx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (22)$$

$$e_{yz} = e_{zy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (23)$$

A taxa de deformação volumétrica é dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } \mathbf{u} \quad (24)$$

Em um fluido Newtoniano as tensões viscosas são proporcionais às taxas de deformação. A forma tridimensional da lei da viscosidade de Newton para escoamentos compressíveis relaciona duas constantes de proporcionalidade: a viscosidade dinâmica relativa às tensões das deformações lineares μ e a viscosidade dinâmica relativa às tensões devido às deformações volumétricas λ (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995). As nove componentes da tensão viscosa, onde seis são independentes, estão mostradas abaixo:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } \mathbf{u} \quad (25)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \quad (26)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \quad (27)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (28)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (29)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (30)$$

Substituindo as equações (25), (26), (27), (28) e (29) nas equações (11), (12) e (13) obtemos as equações de Navier-Stokes:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (31)$$

Rearranjando os termos e reescrevendo a equação em uma notação mais usual, temos:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \operatorname{div} \mathbf{u}) + S_{Mx} \quad (32)$$

Analogamente para as direções y e z, temos:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \text{div } \mathbf{u}) + S_{My} \quad (33)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda \text{div } \mathbf{u}) + S_{Mz} \quad (34)$$

Onde:

- μ é a viscosidade dinâmica relativa às deformações lineares ;
- λ é a viscosidade dinâmica relativa às deformações volumétricas.

3.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS – CFD)

Atualmente os métodos numéricos para a análise e solução de problemas de engenharia são largamente aplicados. Isto tem ocorrido devido ao desenvolvimento de computadores com altíssimas velocidades de processamento e capacidade de armazenamento (MALISKA, 1995).

A Dinâmica dos Fluidos Computacional, ou CFD como é usualmente conhecida, é uma ferramenta de previsão e análise de escoamento de fluidos, reações químicas, transferência de calor e de massa, onde as soluções das equações matemáticas que governam tais processos são obtidas através de métodos numéricos.

Para a aplicação da CFD, inicialmente deve se desenhar o domínio a ser estudado através de um software de desenho específico (como por exemplo, CATIA®, UGS NX®). Após esta etapa, o domínio deve ser dividido em um número finito de células computacionais. As células podem variar em tamanho e formato. Para domínios bidimensionais (2D), onde o escoamento depende de apenas duas coordenadas, geralmente são utilizadas células triangulares ou quadrilaterais. Para domínios tridimensionais (3D), onde o escoamento depende de três coordenadas, podem ser utilizadas células tetraédricas, hexaédricas, piramidais ou prismáticas, conforme mostrado na Figura 23. Cada vértice das células é denominado nó e o domínio discretizado em células é conhecido como malha.

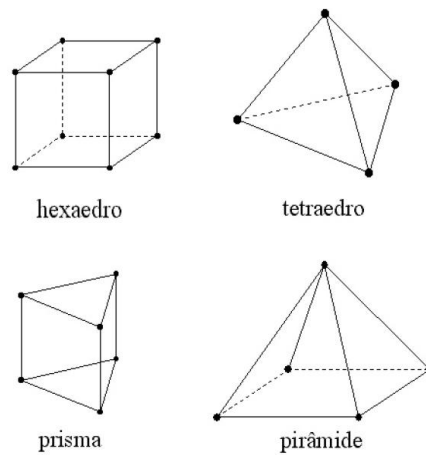


Figura 23: Exemplos de células tridimensionais
FONTE: GALEAZZO, 2005

Há diversos softwares dedicados à geração de malhas, como o GAMBIT[®] e o HYPERMESH[®]. Alguns destes programas, além de possuírem ferramentas para a geração de malha, também possuem ferramentas para desenhar domínios com geometrias simples, eliminando desta forma a necessidade de um programa de desenho para estas condições.

Com a malha criada, é preciso então definir as condições de contorno do problema. As seguintes variáveis devem ser especificadas:

- Especificação do(s) fluido(s);
- Tipo de escoamento: compressível ou incompressível;
- Condições de entrada: pressão, fluxo de massa, velocidade e temperatura;
- Condições de parede: tensão de cisalhamento, temperatura e fluxo de calor;
- Condições de saída: pressão ou fluxo de saída;
- Especificações de transferência de calor e/ou massa.

Com a geometria do problema discretizada e as condições de contorno totalmente definidas, é possível solucionar os processos governantes do escoamento do fluido para todas as células do sistema através do Método dos Volumes Finitos (MVF).

3.4 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS (MVF)

No início da década de 1970, o método das diferenças finitas (MDF) era utilizado com grande experiência na mecânica dos fluidos, porém limitado a geometrias simples. Já o método dos elementos finitos (MEF), apesar de ser bastante hábil no tratamento da geometria, não possuía ferramentas para tratar os termos convectivos das equações de movimento (MALISKA, 1995 e BERNARDO, 2005). Devido a estas e outras limitações, desenvolveu-se o método dos volumes finitos (MVF), onde, conforme mencionado no item 4.2.1, as equações de conservação aproximadas são obtidas através de balanços de fluxo da propriedade envolvida em um volume elementar infinitesimal.

No método dos volumes finitos o domínio de cálculo é dividido em volumes de controle que contêm todos os pontos da malha. Cada volume de controle representa apenas um e somente um ponto, e todas as variáveis são definidas no centro dos volumes, com exceção apenas das fronteiras. As equações diferenciais parciais então são integradas em cada volume de controle, de tal forma a se obter uma equação discreta que conecta as variáveis no centro do volume de controle com sua vizinhança, mantendo desta forma o princípio da conservação para cada volume na sua forma integral (BERNARDO, 2005).

3.4.1 Equação de transporte para a propriedade ϕ

Os princípios da quantidade de movimento e da conservação de energia referem-se às variações das propriedades da partícula de fluido², onde cada propriedade é uma função da posição da partícula (x , y e z) e do tempo (t). Se ao invés de especificarmos uma propriedade conservativa real, utilizarmos uma propriedade extensiva arbitrária por unidade de massa, denominada por ϕ , sendo esta propriedade comum a vários termos das equações, obtemos uma equação geral de transporte (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

Sendo a derivada total de ϕ em função do tempo de uma determinada partícula de fluido descrita por $D\phi/Dt$, temos:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \frac{dz}{dt} \quad (35)$$

Tendo em vista que $dx/dt=u$, $dy/dt=v$ e $dz/dt=w$ a derivada total de ϕ é dada por:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} \quad (36)$$

Sendo:

$$u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} = \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \quad (37)$$

Temos:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \quad (38)$$

Modificando a propriedade ϕ de unidade por massa para unidade por volume (conforme equação da conservação da massa), temos:

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right) \quad (39)$$

Para encontrarmos uma relação entre derivada total de ϕ para uma partícula de fluido e a taxa de variação de ϕ para um elemento de fluido vamos generalizar a equação de conservação da massa (7) para uma propriedade conservativa arbitrária ϕ :

² Partícula de fluido é o menor elemento de fluido possível onde as propriedades macroscópicas, como velocidade, pressão, densidade e temperatura, não são influenciadas por moléculas individuais (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995)

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = 0 \quad (40)$$

Reescrevendo a equação (14) e relacionando-a com a derivada total de ϕ , temos:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad} \phi \right] + \phi \left[\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right] = \frac{D\phi}{Dt} \quad (41)$$

Igualando o termo $\phi \left[\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right]$ a zero, devido à conservação de massa (7), introduzindo os termos fonte difusivos, e reescrevendo a equação em uma notação mais simplificada, temos:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (42)$$

A equação acima é utilizada como ponto de partida para os procedimentos computacionais do método dos volumes finitos. Ao substituírmos ϕ por $1, u, v, w$ e i (ou T ou h_i) e seleccionando os valores apropriados para o coeficiente de difusão Γ e para os termos fontes são obtidas formas especiais para cada uma das cinco equações diferenciais parciais para a massa, quantidade de movimento e conservação da energia (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

3.4.2 Equação de transporte de espécies químicas

O pacote computacional Fluent permite a análise numérica do processo de mistura e transporte de espécies químicas com ou sem reação, resolvendo as equações de conservação e por fim descrevendo os fenômenos de difusão, convecção e reações químicas para cada espécie envolvida no problema (FORTIS, 2005).

A fração de massa local de cada espécie química Y_i da mistura é determinada através da solução de uma equação de convecção – difusão para as “ i ” espécies químicas presentes no caso

a ser analisado (FLUENT INC., 2006). A forma geral desta equação de conservação é mostrada abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + B_i + F_i \quad (43)$$

Onde:

- Y_i é a fração de massa local de cada espécie química;
- $\vec{v}$ é o vetor de velocidade;
- $\vec{J}_i$ é o fluxo difusivo da espécie i ;
- B_i é a taxa de produção de espécies “ i ” por reação química;
- F_i é a taxa de criação por fase dispersa.

Esta equação é resolvida para $N - 1$ espécies, sendo N o número total de espécies químicas presentes no escoamento. Como a soma da fração mássica de cada espécie existente deve ser igual a uma unidade, a $N_{ésima}$ fração mássica é determinada como um menos a soma das $N - 1$ frações mássicas restantes. Visando minimizar os erros presentes nas iterações, a $N_{ésima}$ espécie deve ser selecionada como a espécie com a maior fração mássica de todo o sistema (FLUENT INC., 2006).

No caso de problemas, como o do presente estudo, onde ocorre o transporte de espécies e o processo de mistura sem reações químicas a equação (44) se reduz para:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i \quad (44)$$

Nas equações (44) e (45) o fluxo difusivo da espécie i surge devido a um gradiente de concentração. O Fluent utiliza uma diluição aproximada, onde o fluxo difusivo laminar pode ser escrito da seguinte maneira (FLUENT INC, 2006):

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i \quad (45)$$

Onde:

- $D_{i,m}$ é o coeficiente de difusão para a espécie i na mistura.

Na difusão de massa em escoamentos turbulentos o Fluent calcula o fluxo difusivo da seguinte maneira:

$$\vec{J}_i = - \left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_i \quad (46)$$

$$Sc_t = \frac{\nu_t}{D_t} = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (47)$$

Onde:

- Sc_t é o número de Schmidt turbulento;
- μ_t é a viscosidade turbulenta;
- D_t é a difusividade turbulenta.

O valor padrão do número de Schmidt turbulento é $Sc_t = 0,7$. Observa-se que a difusão turbulenta geralmente se sobrepõe a difusão laminar, e portanto para escoamentos turbulentos, a especificação da difusão laminar normalmente não se faz necessária (FLUENT INC., 2006).

Para diversos escoamentos onde ocorre a mistura de espécies, o transporte da entalpia devido à difusão das espécies pode ter um efeito significativo no campo da entalpia e não deve ser negligenciado.

$$\nabla \left[\sum_{i=1}^n h_i \vec{J}_i \right] \quad (48)$$

Isto ocorre particularmente quando o número de Lewis para qualquer uma das espécies envolvidas no escoamento é muito maior do que uma unidade, e negligenciando este termo erros significativos podem ocorrer. O Fluent introduz este termo como padrão em seu processo de cálculo (FLUENT INC., 2006).

$$Le_i = \frac{k_T}{\rho c_p D_{i,m}} \quad (49)$$

3.4.3 Modelo de turbulência k-ε padrão

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão é um modelo de duas equações de transporte, uma para a energia cinética de turbulência k e outra para a taxa de dissipação de turbulência ε , no qual a solução destas duas equações permite que a velocidade turbulenta e as escalas de comprimento de turbulência possam ser independentemente determinadas (FLUENT INC., 2006 e KASPER, 2003). Estas equações de transporte são apresentadas abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - A + S_k \quad (50)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (51)$$

Onde:

- Γ_k e Γ_ε são os coeficientes difusivos e são dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (52)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (53)$$

- G_k representa a taxa de produção de energia cinética turbulenta devido ao gradiente de velocidades médias, e é definido pela seguinte equação:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (54)$$

- G_b representa a taxa de produção de energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade, onde para gases ideais é definido pela equação abaixo:

$$G_b = -g_n \frac{\mu_t}{\rho \text{Pr}_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (55)$$

- Pr_t é o número de Prandtl turbulento para a energia, g_n é o vetor da componente gravitacional na direção n ;
- A representa a contribuição da dissipação por dilatação para escoamentos compressíveis. Este termo tem uma maior influência para escoamentos com alto número de Mach, uma vez que nestas condições a compressibilidade afeta a turbulência. Esta componente é negligenciada para escoamentos incompressíveis.

$$A = 2\rho \varepsilon M_t^2 \quad (56)$$

- M_t é o número de Mach turbulento e é definido por: $M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$ e a é a velocidade do som;
- $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e $C_{3\varepsilon}$ são constantes;
- σ_k e σ_ε são os números de Prandtl para k e ε respectivamente;
- S_k e S_ε são os termos fonte de energia cinética turbulenta e de taxa de dissipação de turbulência definidos pelo usuário durante a configuração do problema.

Os valores padrão das constantes do modelo $k - \varepsilon$ são mostrados abaixo:

Tabela 4: Constantes do modelo $k - \varepsilon$ padrão

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε	Pr_t
1,44	1,92	0,09	1,0	1,3	0,85

FONTE: Elaboração própria a partir de FLUENT, 2006

Conforme proposto por Prandtl e Kolmogorov, a viscosidade turbulenta μ_t é obtida como o produto do comprimento de escala turbulenta ℓ_t e uma escala turbulenta de velocidade V_t (KASPER, 2003). Com a introdução de uma constante de proporcionalidade C_μ tem-se:

$$\mu_t = \rho C_\mu \ell_t V_t \quad (57)$$

Onde:

- V_t é igual a raiz quadrada da energia cinética turbulenta ($V_t = \sqrt{k}$), que por sua vez é determinada através da equação de transporte.

No modelo de duas equações assume-se que o comprimento de escala é um comprimento de escala de dissipação, e quando as escalas de dissipação turbulentas são isotrópicas, Kolmogorov determinou que (KASPER, 2003):

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{\ell_t} \quad (58)$$

Rearranjando os termos da equação (58) e a introduzindo na equação (57) obtemos a viscosidade turbulenta:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (59)$$

4 ABORDAGEM DO PROBLEMA E CONSIDERAÇÕES ADOTADAS

Tendo em vista que o estudo do escoamento de fluidos em motores de combustão interna é extremamente complexo devido às diversas condições de contorno às quais o motor está sujeito, algumas considerações foram adotadas de tal forma a simplificar a abordagem do problema. É sabido que com a adoção de hipóteses simplificadoras, o problema estudado se distancia do fenômeno real, porém para uma análise comparativa inicial, as hipóteses nos ajudarão a encontrar resultados mais rápidos que posteriormente poderão ser estudados com um maior grau de precisão e validados através de avaliações empíricas.

Nos tópicos abaixo são apresentadas as condições de contorno e as hipóteses simplificadoras utilizadas para a solução do problema.

4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Fluidos analisados:

- AR e CO₂ (tendo em vista que o EGR é uma mistura de diversos gases e o CO₂ é o gás predominante desta mistura, iremos considerar que o EGR é composto apenas de CO₂).

Condições de funcionamento do motor:

- Serão avaliados três pontos de operação do motor para cada configuração de sistema EGR, conforme mostrado na Tabela 5. Estes pontos foram selecionados com base no ciclo de teste que o motor deve ser submetido para avaliação de emissões. Neste ciclo o motor é avaliado em quatro rotações (749, 1369, 1690 e 2010 rpm) com diferentes níveis de carga impostas pelo banco dinamométrico. Foram selecionadas três rotações com níveis de carga que apresentassem maior vazão de EGR. A rotação de 749 rpm não será avaliada pois nesta condição de funcionamento do motor a vazão de EGR é nula;

Tabela 5: Condições de contorno adotadas para estudo do problema

Ponto de operação		Rotação (RPM)	Carga (kgf)	Vazão de EGR (kg/s)	Pressão de admissão de ar (Pa)
1	Vazão máxima de EGR entre os pontos 1,2,3 e 4	2010	90,5	$3,05 \cdot 10^{-2}$	155045,87
2	Vazão máxima de EGR entre os pontos 5,6,7 e 8	1690	99,3	$2,44 \cdot 10^{-2}$	134169,19
3	Vazão máxima de EGR entre os pontos 9,10,11 e 12	1369	25,6	$1,14 \cdot 10^{-2}$	18882,09

FONTE: Elaboração própria a partir de dados obtidos de testes realizados pelo fabricante do motor

Condições de saída: pressão atmosférica.

4.2 DEFINIÇÃO DAS FRONTEIRAS (“BOUNDARIES”)

Para podermos analisar a distribuição do gás EGR cilindro a cilindro nos coletores de admissão é necessário informar ao software de CFD a configuração das fronteiras do problema. As condições de fronteira estão especificadas nas Figuras 24, 25, 26 e 27, e são válidas para as três configurações de coletores avaliados.

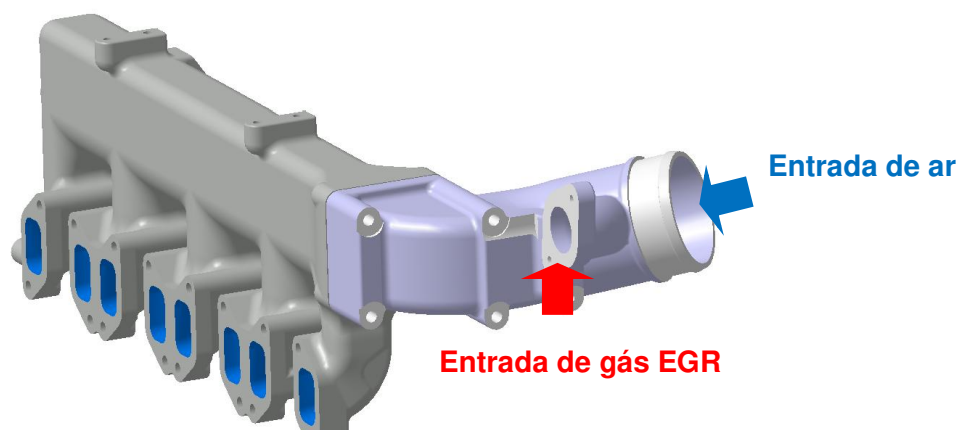


Figura 24: Fronteiras de entrada de ar e gás EGR no coletor de admissão

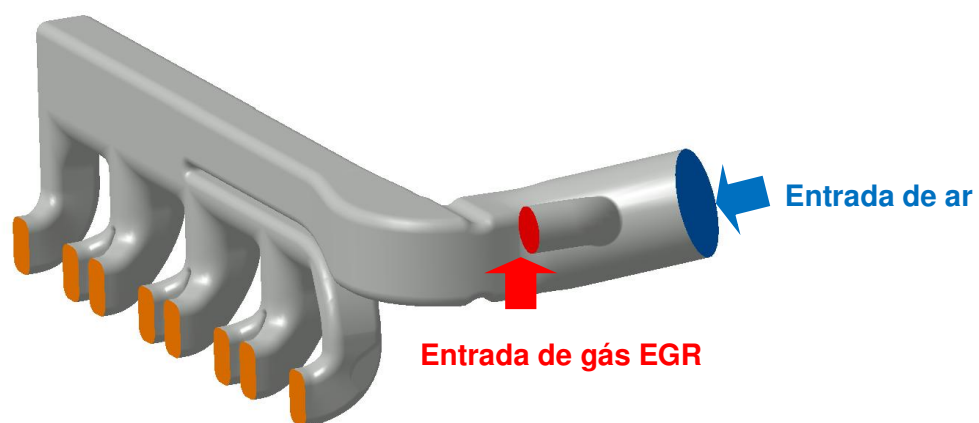


Figura 25: Fronteiras de entrada de ar e gás EGR no coletor de admissão– volume interno do coletor (representação do fluido)

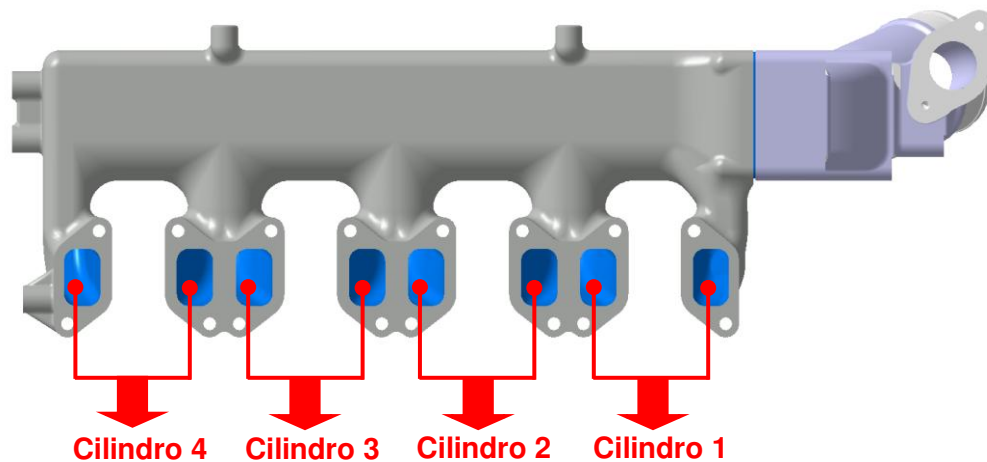


Figura 26: Fronteiras de saída da mistura de ar e EGR no coletor de admissão

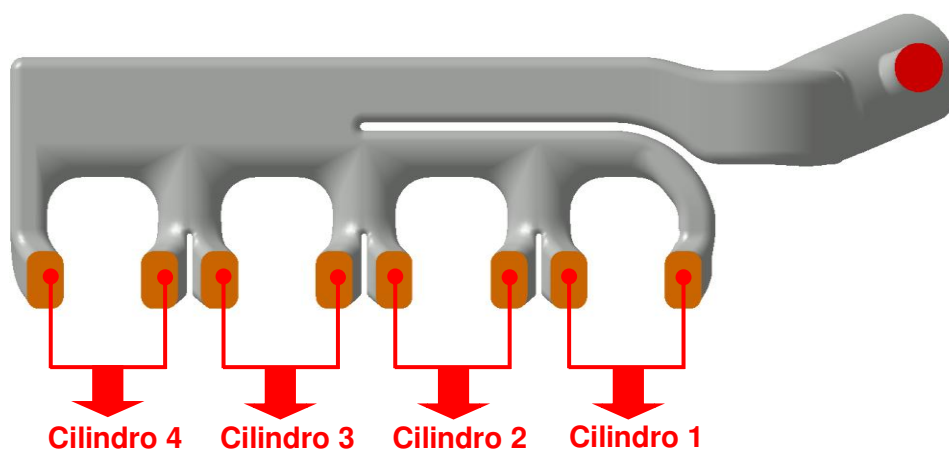


Figura 27: Fronteiras de saída da mistura de ar e EGR no coletor de admissão – volume interno do coletor (representação do fluido)

4.3 HIPÓTESES ADOTADAS

4.3.1 Escoamento contínuo

No fenômeno real as condições de contorno do problema variam conforme a rotação e a carga imposta ao motor (regime intermitente). Os fluxos de entrada de ar e a saída dos gases são intermitentes devido aos ciclos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape no cabeçote. Para simplificarmos o estudo, os fluxos de entrada de ar e saída de gases serão considerados contínuos para as condições de operação analisadas (como se as válvulas de admissão e escape estivessem sempre abertas).

4.3.2 Escoamento compressível

Para definição desta hipótese, foi realizado um teste numérico comparativo entre o escoamento incompressível e o escoamento compressível. Este comparativo foi realizado com o coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador para os três pontos de operação. Na análise dos resultados observa-se que a diferença entre a vazão de ar entre o escoamento compressível e o incompressível em determinados pontos chegou a cerca de 60%. Avaliando os dados de vazão de gás EGR, a diferença de vazão entre as duas análises chega a cerca de 160%. Com base nestas informações decidiu-se realizar o estudo considerando o escoamento compressível.

Diferenças como estas desviam demasiadamente o estudo do fenômeno real. Na Figura 28 são mostrados alguns dados obtidos no estudo comparativo:

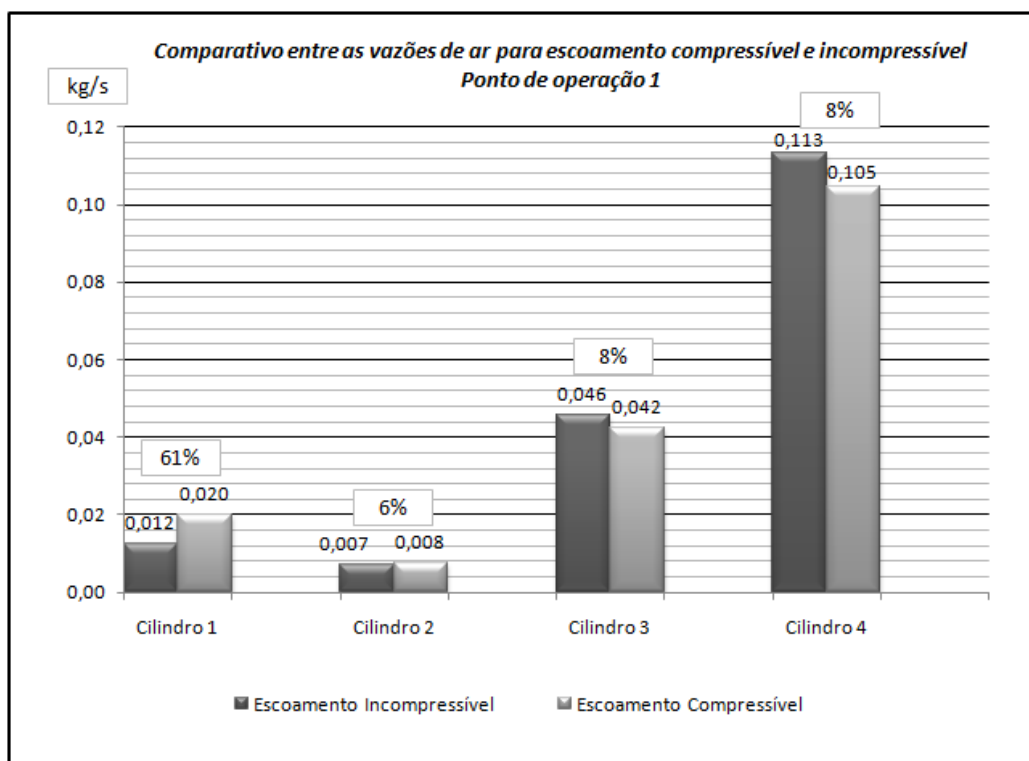


Figura 28: Gráficos comparativos entre as vazões de ar para escoamento compressível e incompressível – Ponto de operação 1

A tabela de dados gerada a partir das simulações e os demais gráficos de vazão de ar e gás EGR para os outros pontos de operação estão apresentados no anexo A.

4.3.3 Propriedades do escoamento

Para o estudo realizado como escoamento incompressível, as propriedades dos fluidos foram consideradas constantes, ou seja, não variaram ao longo do escoamento (regime permanente). Foi utilizada a lei de gases ideais incompressíveis, e para a mistura estas propriedades foram calculadas com base na fração molar de cada espécie. Na Tabela 6 são mostradas estas propriedades.

Tabela 6: Propriedades físicas dos fluidos para escoamento incompressível

Propriedades físicas	Ar	CO₂	Mistura
Densidade (kg/m^3)	1,225	1,788	$\rho = \frac{P_{op}}{RT \sum_i \frac{Y_i}{M_{w,i}}}$ (60)
Cp ($J/kg.K$)	1006,43	840,37	$c_p = \sum_i Y_i c_{p,i}$ (61)
Condutividade térmica ($W/m.K$)	0,0242	0,0145	$k_T = \sum_i \frac{Q_i k_{T,i}}{\sum_j Q_j \alpha_{ij}}$ (62)
Viscosidade ($kg/m.s$)	$1,79 \times 10^{-5}$	$1,37 \times 10^{-5}$	$\mu = \sum_i \frac{Q_i \mu_i}{\sum_j Q_j \alpha_{ij}}$ (63)
Peso molecular ($kg/kmol$)	28,966	44,009	-
Difusividade mássica (m^2/s)	-		$2,88 \times 10^{-5}$

FONTE: Elaboração própria a partir de FLUENT, 2006

Onde:

- p_{op} é a pressão de operação;
- M_w é o peso molecular;
- c_p é o calor específico a pressão constante;
- Q_i é a fração molar da espécie química i a j ;
- α_{ij} é uma relação de proporcionalidade definida por:

$$\alpha_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_{w,j}}{M_{w,i}} \right)^{1/4} \right]^2}{\left[8 \left(1 + \frac{M_{w,i}}{M_{w,j}} \right) \right]^{1/2}} \quad (64)$$

No caso do escoamento compressível, a densidade é calculada com base no peso molecular e na pressão local relativa que é predita pelo Fluent, conforme mostrado na Tabela 7. As demais propriedades são calculadas com a mesma metodologia utilizada para escoamentos incompressíveis (conforme Tabela 6).

Tabela 7: Propriedades físicas dos fluidos para escoamento compressível

Propriedades físicas	Ar	CO₂	Mistura
Densidade (kg/m ³)	$\rho = \frac{p_{op} + p_r}{\frac{R}{M_w} T} \quad (65)$		$\rho = \frac{p_{op} + p_r}{RT \sum_i \frac{Y_i}{M_{w,i}}} \quad (66)$

FONTE: Elaboração própria a partir de FLUENT, 2006

Onde:

- p_r é a pressão relativa local.

4.4 METODOLOGIA DE ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para podermos avaliar como está a distribuição de EGR entre os cilindros do motor, precisamos levar em consideração que as vazões de ar disponíveis nas saídas do coletor não são idênticas. Isto acontece devido ao fato de que o trajeto que o fluido percorre até encontrar cada saída de ar não é o mesmo para cada cilindro, impondo desta forma diferentes perdas de carga ao escoamento.

Com base no exposto acima, a taxa de EGR deverá então ser calculada com base na vazão de ar e gás EGR de cada cilindro. Desta forma a equação (4) passa a ser:

$$EGR(\%)_{Cil X} = \left(\frac{\dot{m}_{EGR Cil X}}{\dot{m}_{EGR Cil X} + \dot{m}_{Air Cil X}} \right) \times 100 \quad (67)$$

Onde:

- X é o número do cilindro avaliado.

Como nas condições de contorno estamos definindo a pressão de admissão, a vazão será calculada pelo software em função da pressão de admissão de ar especificada e da perda de carga imposta pelo sistema.

Para compararmos os resultados obtidos com as simulações das três configurações de misturadores, vamos criar um índice que representará a qualidade da mistura de gás EGR entre os cilindros. Este número será obtido através da seguinte equação:

$$D_{Cil X} = \frac{EGR(\%)_{Cil X}}{\sum_{z=1}^n EGR(\%)_{Cil Z}} \cdot 100 \quad (68)$$

Onde:

- $D_{Cil X}$ é o índice que mede qualidade da mistura de EGR fornecida para o cilindro X;
- $EGR(\%)_{Cil X}$ é a taxa de EGR para o cilindro X;
- n é o número de cilindros do motor.

O valor ideal de $D_{Cil X}$ é calculado conforme mostrado abaixo:

$$D_{Cil Ideal} = \frac{100}{n} \quad (69)$$

Onde:

- n é o número de cilindros do motor.

Portanto, como nosso motor possui quatro cilindros, em uma condição ideal, o valor $D_{Cil\ X}$ deverá ser:

$$D_{Cil\ Ideal} = \frac{100}{4} = 25 \quad (70)$$

Quando $D_{Cil\ X} < 25$ significa que o cilindro está recebendo uma taxa de EGR aquém do especificado. Quando $D_{Cil\ X} > 25$ significa que o cilindro está recebendo uma taxa maior do que especificado.

4.5 MALHAS COMPUTACIONAIS E TESTE DE INDEPENDÊNCIA

Conforme dito anteriormente, a malha é o domínio discretizado em células. Para determinar o tamanho da malha que seria adotada para a solução do problema, foi realizado um teste de independência de malha para o ponto 1, conforme mostrado na Tabela 8, de funcionamento do motor com o misturador do tipo pré-câmara.

Tabela 8: Condição de contorno 1 utilizada para o teste de independência de malha

Ponto de operação		Rotação (RPM)	Carga (kgf)	Vazão de EGR (kg/s)	Pressão de admissão (Pa)
1	Vazão máxima de EGR entre os pontos 1,2,3 e 4	2010	90,5	$3,05 \cdot 10^{-2}$	155045,87

FONTE: Elaboração própria a partir de dados obtidos de testes realizados pelo fabricante do motor

Para realizar o teste de independência de malha foram geradas cinco malhas com diferentes números de células hexaédricas com o software de pré-processamento e geração de malhas Gambit® 2.3.16 :

- Malha 1: 57845 células;
- Malha 2: 116984 células;
- Malha 3: 214636 células;
- Malha 4: 332209 células;

- Malha 5: 529478 células.

Na Figura 29 é mostrada uma das malhas avaliadas neste teste.

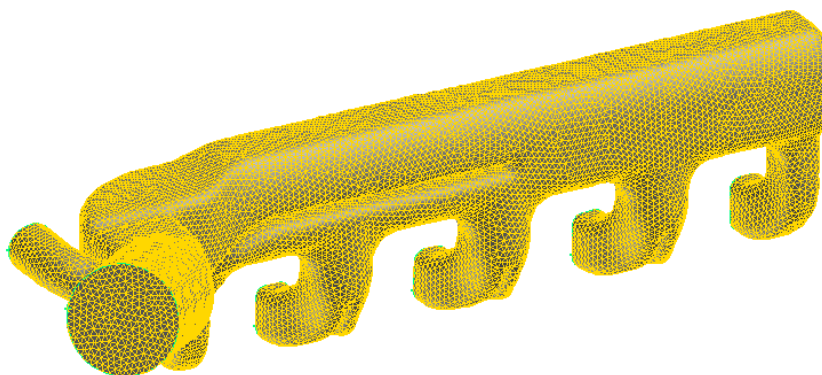


Figura 29: Malha 3 do coletor com misturador do tipo pré-câmara

Nas Figuras 30 e 31 podemos observar que a taxa EGR recebido pelos cilindros variou muito pouco entre as malhas 3, 4 e 5. Pode-se concluir então que o número mínimo de células hexaédricas para que o resultado das simulações seja considerado independente da malha é de 214636.

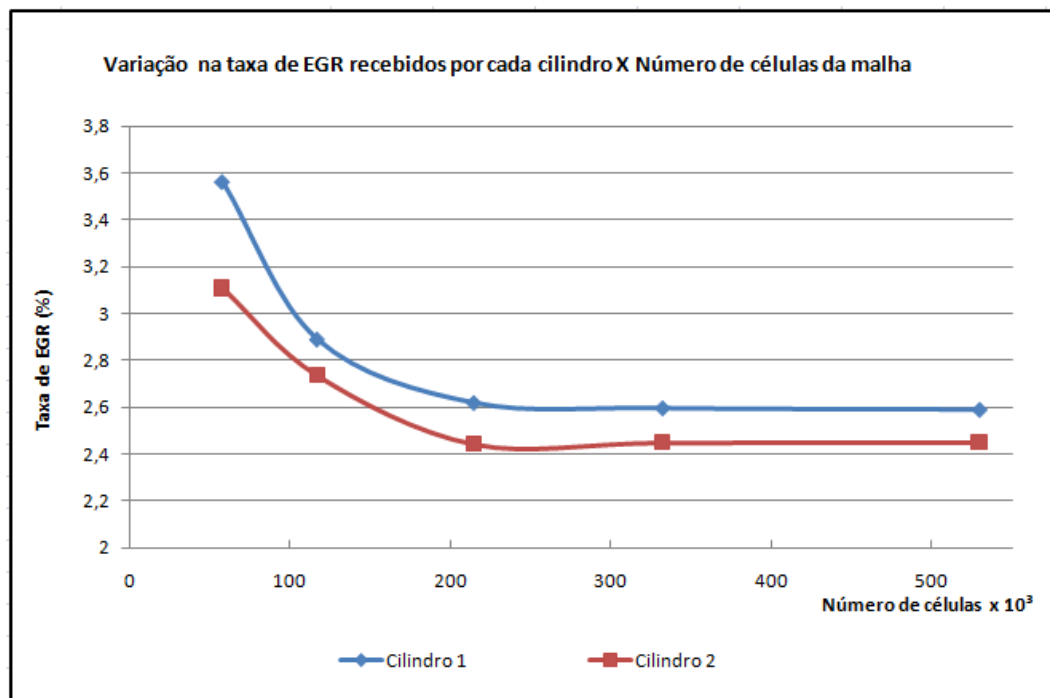


Figura 30: Variação no percentual de EGR recebidos pelos cilindros 1 e 2 versus o Número de células da malha

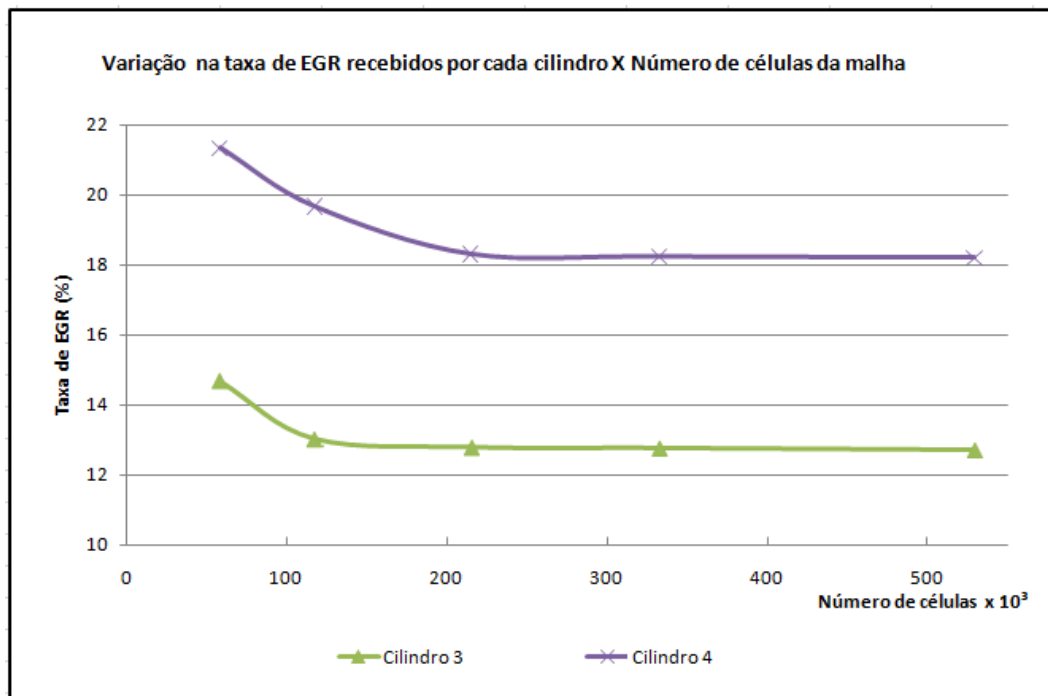


Figura 31: Variação no percentual de EGR recebidos pelos cilindros 3 e 4 versus o Número de células da malha

Para as outras duas configurações de misturadores foram realizados o teste de independência com apenas dois tamanhos de malhas, uma com aproximadamente 216000 células (tomando como base os resultados obtidos para a malha obtida para o misturador pré-câmara) e outra com aproximadamente 550000 células. Os resultados mostraram que não houve variações significativas entre as duas malhas, comprovando desta forma que o tamanho mínimo da malha para que o resultado seja considerado independente é de 216000 células. Nas Figuras 32 e 33 são mostradas as malhas utilizadas nesta verificação.

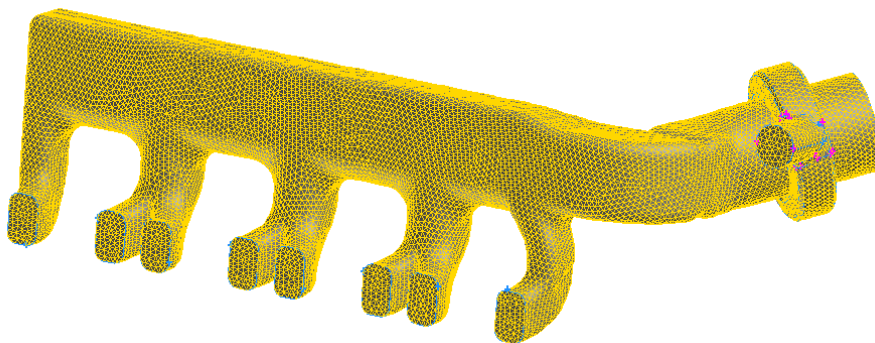


Figura 32: Malha do coletor com misturador anel misturador sem pré-câmara

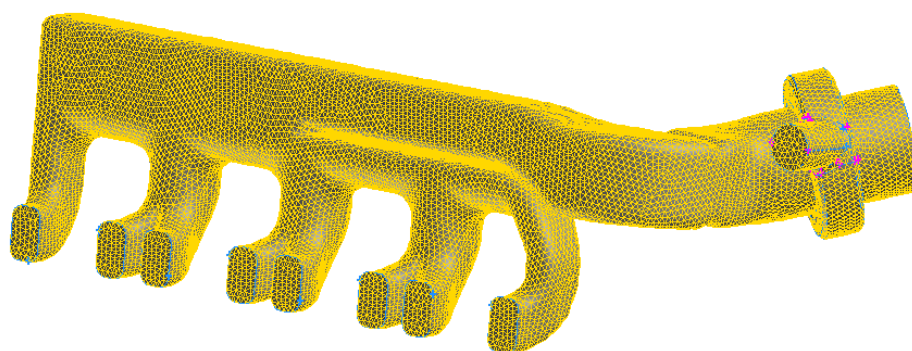


Figura 33: Malha do coletor com misturador do tipo pré-câmara e anel misturador

5 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados obtidos com as simulações do escoamento compressível da mistura de ar e gás EGR para as três configurações de coletores e misturadores avaliadas.

Durante o desenvolvimento do trabalho, foi observado que, para que as soluções convergissem de uma forma mais rápida e sem apresentar erros, seria necessário dividir cada simulação em duas etapas. Os critérios de convergência adotados são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9: Critérios de convergência adotados

Continuidade	Velocidade em x	Velocidade em y	Velocidade em z	Energia	k	ε	Ar
1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}	1×10^{-3}

FONTE: Elaboração própria a partir de FLUENT, 2006

Na primeira etapa, as simulações eram realizadas com a mistura sendo incompressível. Entre 150 e 300 iterações, o processo de simulação era interrompido para que pudesse ser aplicada a compressibilidade ao fluido. A segunda etapa da simulação era então iniciada a partir dos resultados obtidos na primeira etapa, porém com a mistura sendo considerada como um gás ideal compressível, como mostrado na Figura 34.

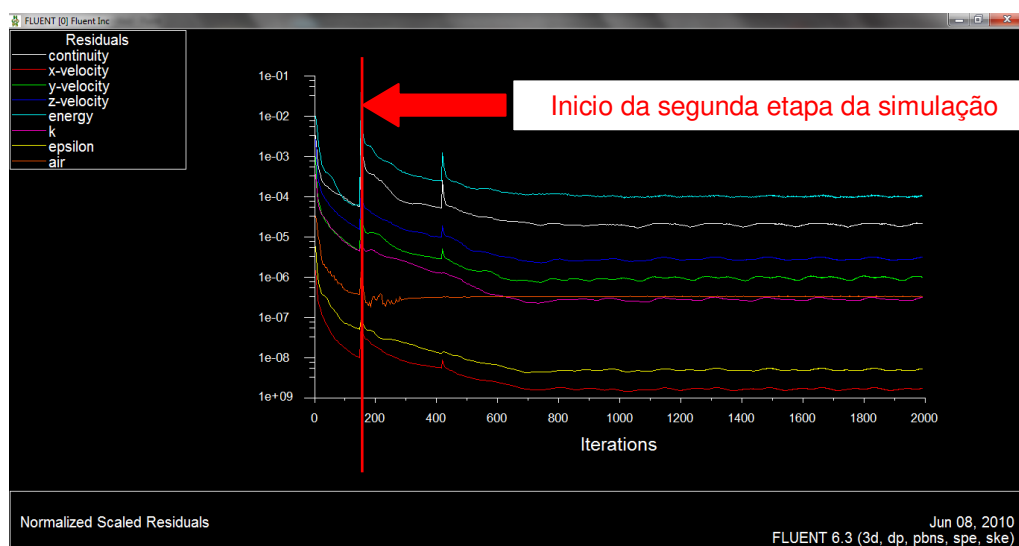


Figura 34: Gráfico de convergência do erro residual proveniente das iterações

FONTE: Elaboração própria a partir do software Fluent

Primeiramente serão apresentados os resultados de cada configuração de misturador, e em seguida, os resultados são comparados e analisados.

5.1 COLETOR DE ADMISSÃO COM PRÉ-CÂMARA SEM ANEL MISTURADOR

As simulações desta configuração de misturador mostraram que a taxa de EGR recebida pelo cilindro 4 chega a ser aproximadamente sete vezes maior do que a taxa de EGR recebida pelo cilindro 2 (menor taxa desta configuração), independentemente do ponto de operação avaliado. Nas Figuras 35 e 36 são apresentadas a geometria externa e interna do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador.

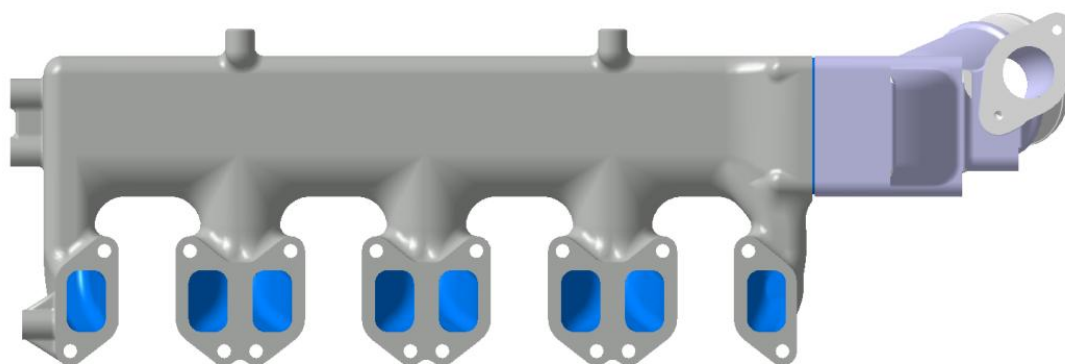


Figura 35: Geometria externa do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

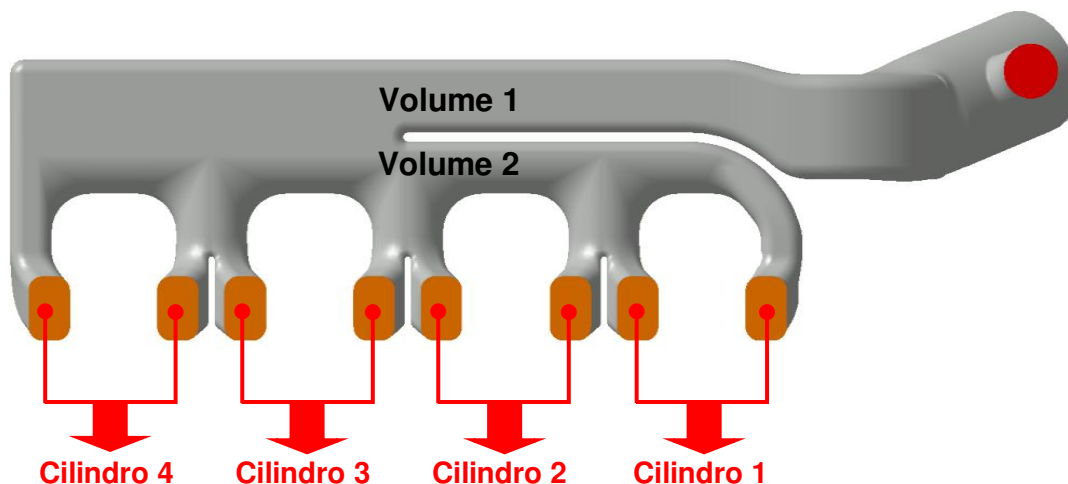


Figura 36: Geometria interna do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

Na Figura 37 é possível observar de forma clara, através do índice de qualidade da mistura ($D_{Cil\ X}$) a grande discrepância entre os cilindros.

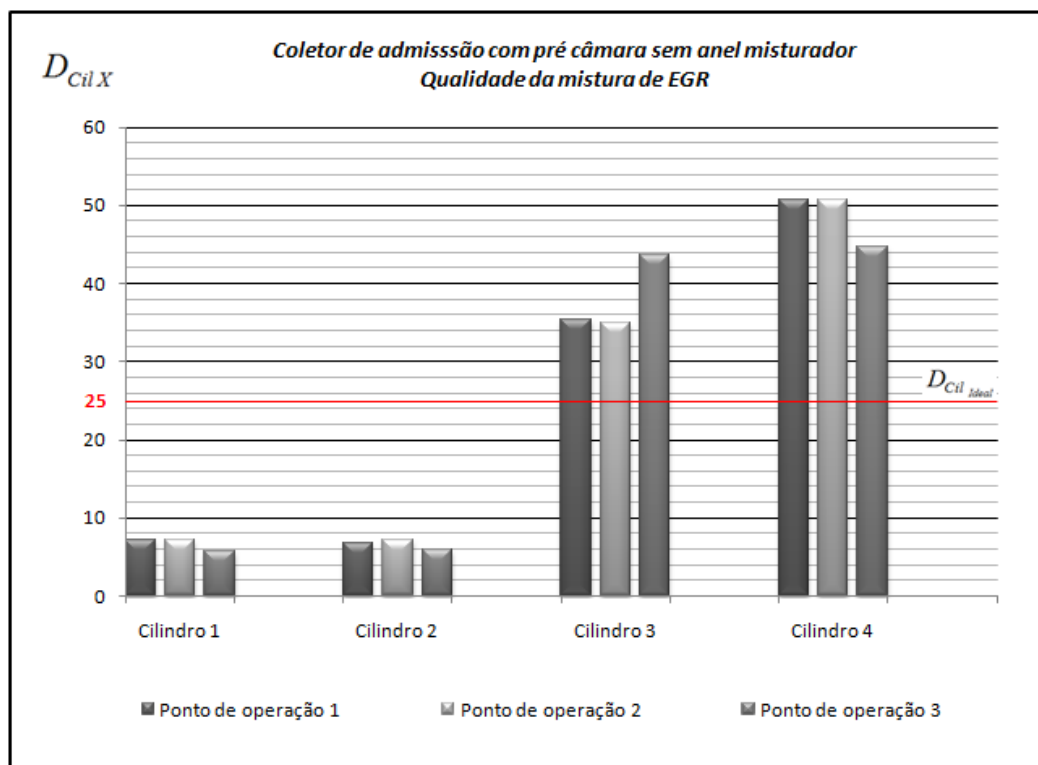


Figura 37: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

Esta discrepância na taxa de EGR entre os cilindros é extremamente crítica para os ciclos de combustão do motor. Devido às diferenças na composição química da mistura de ar e EGR, a combustão ocorrerá de forma distinta entre os cilindros, o que poderá causar aumento nos níveis de emissões de poluentes, maior consumo de combustível, etc.

Na Tabela 10 são mostrados os valores de vazão de ar por cilindro, vazão de EGR por cilindro, taxa de EGR e $D_{Cil\ X}$ obtidos através das simulações:

Tabela 10: Dados de vazão de ar, EGR, taxa de EGR e $D_{Cil\ X}$ por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

Vazão de gás recirculado na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0.000534192	0.000188916	0.006195359	0.023449438
2	0.000423816	0.000126531	0.004891728	0.018916559
3	0.000110593	0.000080574	0.003126107	0.008064123

Vazão de ar na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0.019862943	0.007543998	0.04231445	0.104674656
2	0.015052549	0.004585701	0.031909678	0.079276952
3	0.004300555	0.003091206	0.013412105	0.033698003

$EGR\ (\%)_{Cil\ X}$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	2.619	2.443	12.771	18.302
2	2.738	2.685	13.292	19.265
3	2.507	2.540	18.902	19.310

$D_{Cil\ X}$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	7.25	6.76	35.34	50.65
2	7.21	7.07	35.00	50.72
3	5.80	5.87	43.70	44.64

Se calcularmos a taxa de EGR para o motor (através da equação 4), com base na vazão total de admissão e na vazão de EGR, teremos o valor da taxa de EGR nominal para cada condição de funcionamento.

$$EGR(\%)_{Ponto1} = \left(\frac{0,305}{0,305 + 0,177} \right) \times 100 \quad (71)$$

$$EGR(\%)_{Ponto1} = 14,89\% \quad (72)$$

Analogamente obtemos os valores nominais para os outros pontos de funcionamento:

$$EGR(\%)_{Ponto2} = 15,72\% \quad (73)$$

$$EGR(\%)_{Ponto3} = 17,30\% \quad (74)$$

Ao compararmos as diferentes taxas de EGR entre os cilindros na Figura 38, concluímos que o fato de introduzirmos o gás EGR no escoamento de ar através de um orifício, e aumentarmos o percurso percorrido pelo gás EGR junto com ar através da pré-câmara, para que eles possam se misturar, aparentemente não funciona como deveria. A divisão do coletor em duas partes apenas aumenta a perda de carga do sistema, fazendo com que, além do processo de mistura não ocorrer de forma adequada, o escoamento encontre uma maior dificuldade para alcançar os cilindros 1 e 2.

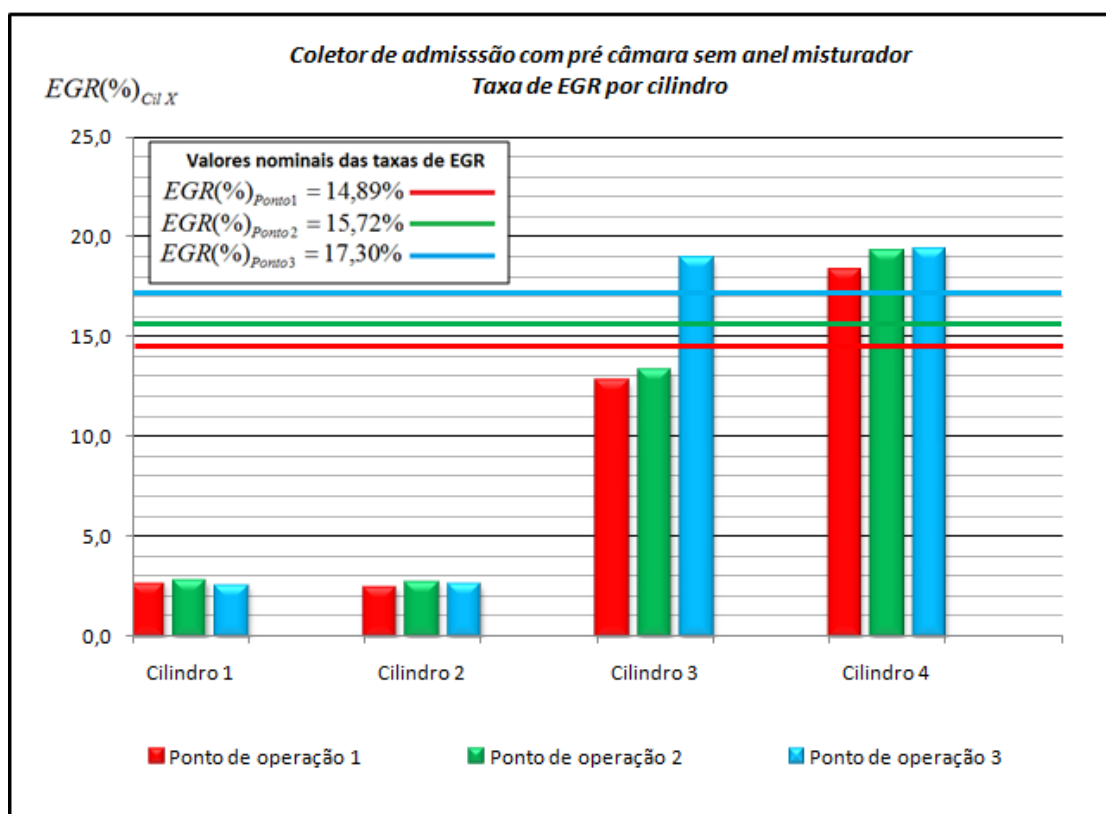


Figura 38: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

Na Figura 39 são mostrados os contornos de EGR ao longo do volume interno do coletor de admissão. Ao alterarmos a escala de cores, conforme mostrado na Figura 40, é possível observar claramente, nos três pontos de operação, como a mistura de ar e gás EGR que é direcionada para os cilindros 3 e 4 é muito mais rica em gás EGR do que a mistura que fornecida para os cilindros 1 e 2.

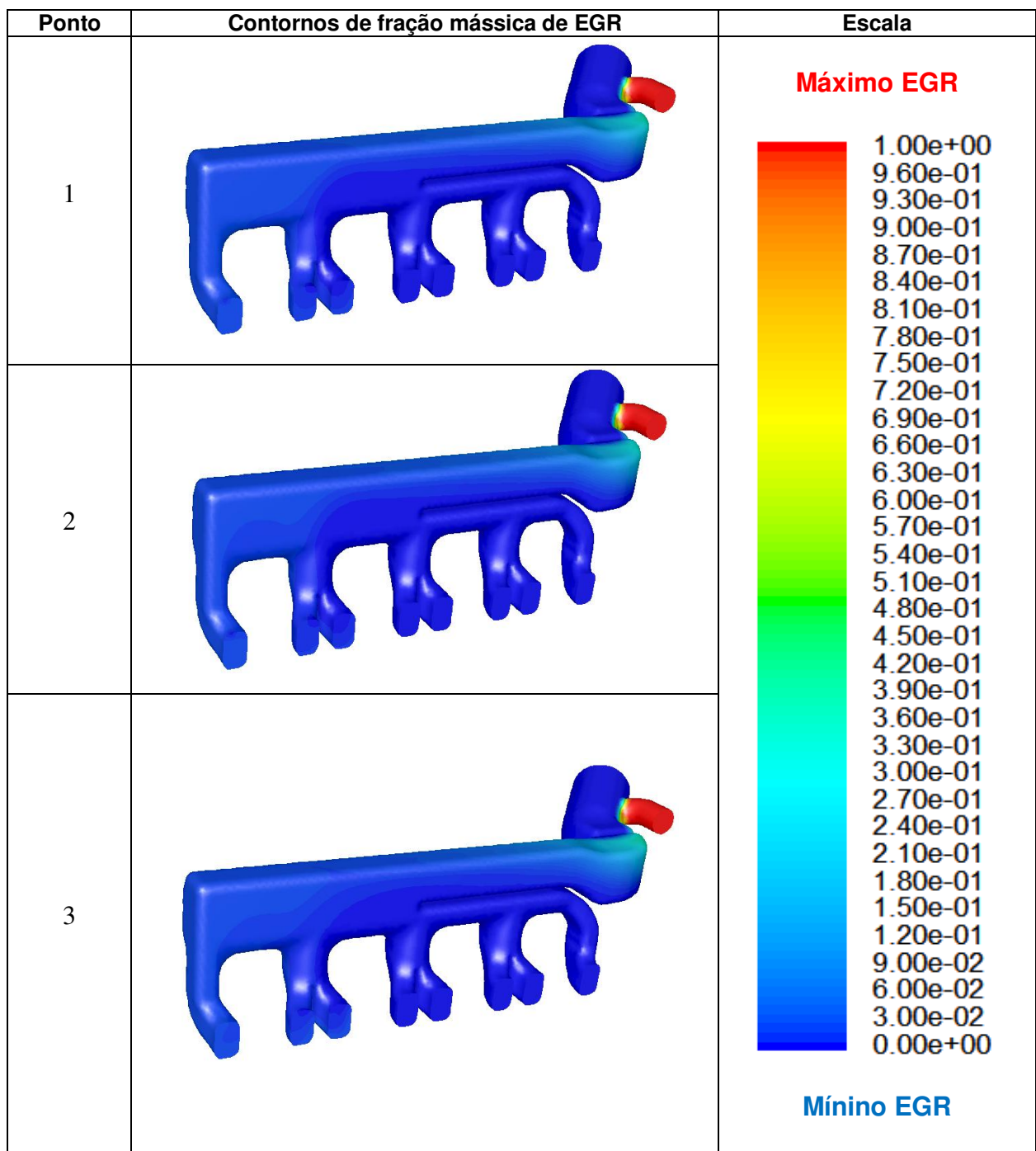


Figura 39: Contornos de fração mássica de CO_2 do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

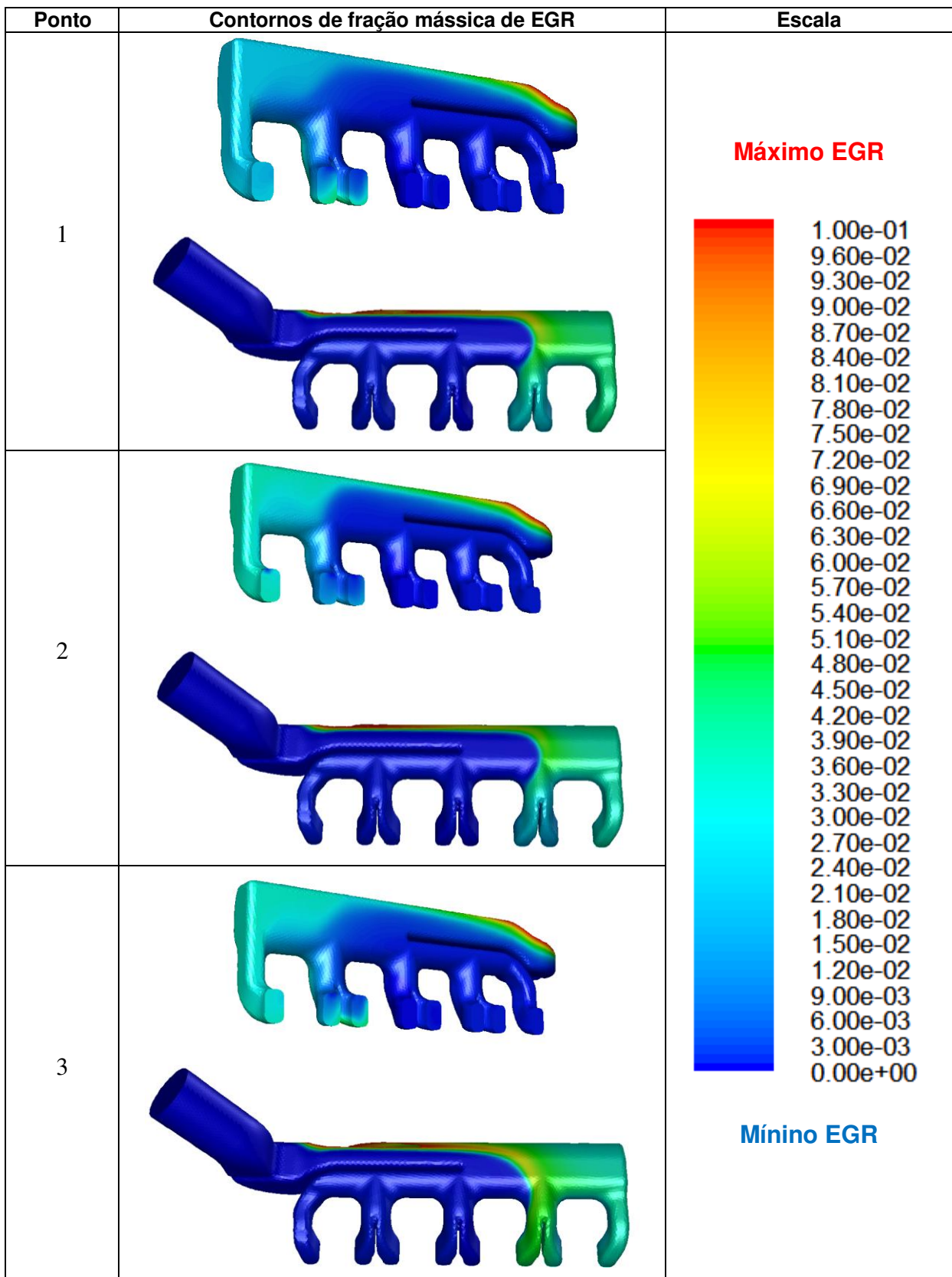


Figura 40: Contornos de fração mássica de CO_2 do coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador com a escala de cores alterada

5.2 COLETOR DE ADMISSÃO SEM PRÉ-CÂMARA COM ANEL MISTURADOR

Para a realização desta análise foram projetados dois novos componentes: uma curva de admissão e um anel misturador com seis furos de distribuição de EGR, conforme ilustrados nas Figuras 41 e 42.

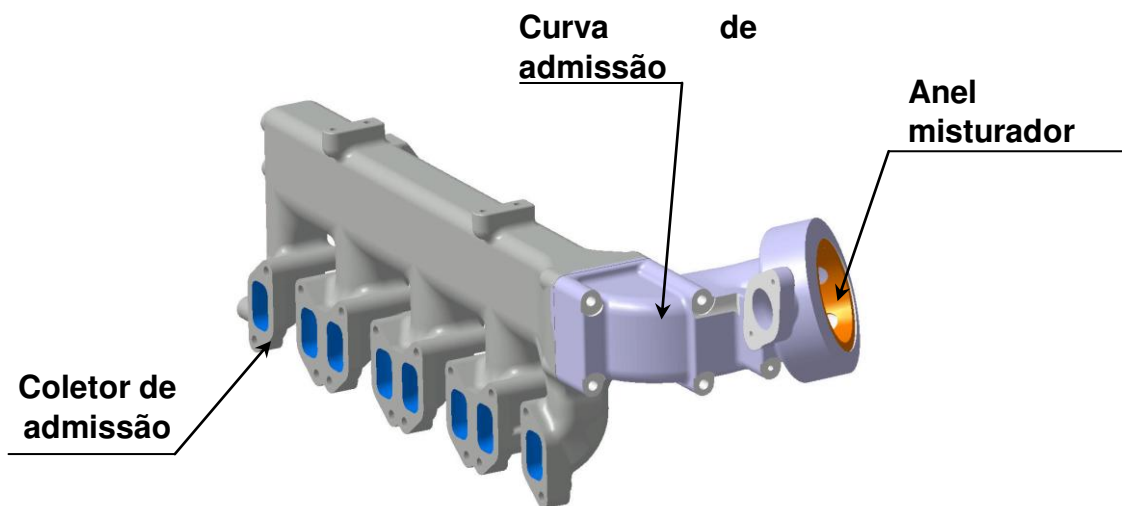


Figura 41: Configuração do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador
FONTE: Elaboração própria

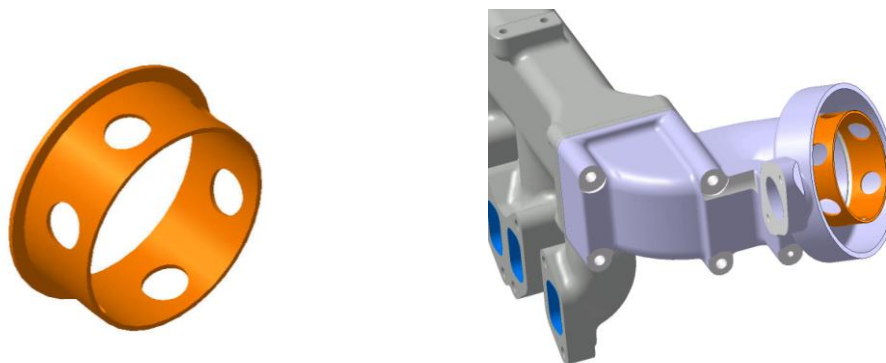


Figura 42: Detalhe do anel misturador
FONTE: Elaboração própria

No coletor de admissão foi retirada a pré-câmara, deixando seu volume interno conforme mostrado na Figura 43:

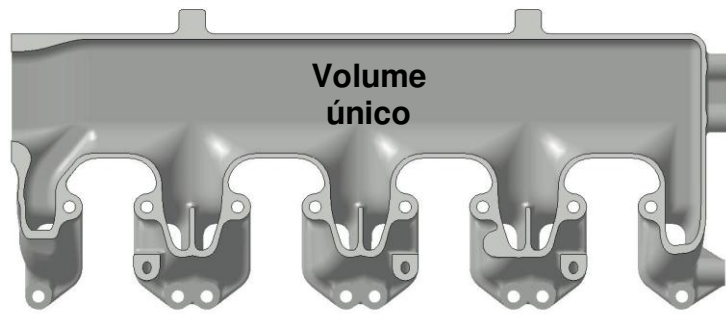


Figura 43: Corte do coletor de admissão mostrando em detalhe a remoção da pré-câmara
FONTE: Elaboração própria

Os resultados das simulações desta configuração de misturador apresentaram grandes melhorias quando comparados com a primeira configuração analisada. O fato de removermos a divisão interna do coletor reduziu significativamente a perda de carga do sistema, permitindo desta maneira que fosse admitida uma maior vazão de ar. Na Figura 44 podemos visualizar este aumento na vazão de ar em todos os cilindros.

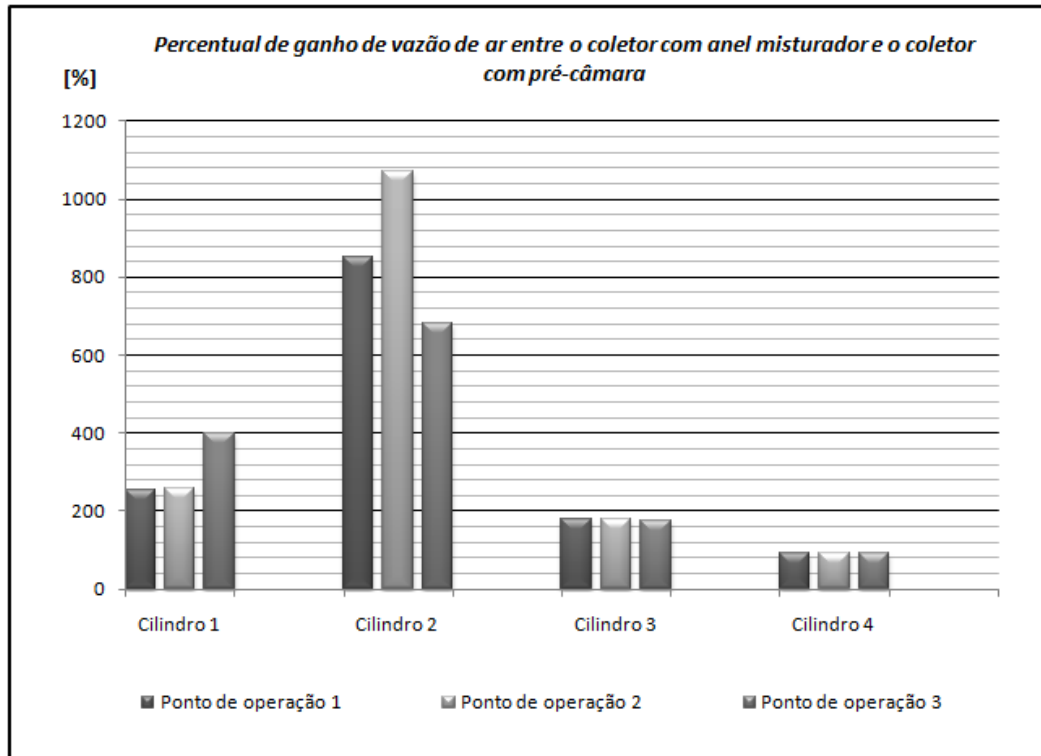


Figura 44: Percentual de ganho de vazão de ar entre o coletor com anel misturador e o coletor com pré-câmara

Como as taxas de EGR são inversamente proporcionais ao aumento de vazão de ar, e uma vez que as vazões do gás EGR foram mantidas, consequentemente as taxas de EGR sofreram uma redução. Na Tabela 11 são mostrados os valores de vazão de ar por cilindro, vazão de EGR por cilindro, taxa de EGR e $D_{Cil X}$ obtidos através das simulações.

Tabela 11: Dados de vazão de ar, EGR, taxa de EGR e $D_{Cil X}$ por cilindro do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador

Vazão de gás recirculado na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0.005357701	0.006093705	0.007869819	0.011258261
2	0.004285046	0.004772225	0.006255565	0.009151052
3	0.002158809	0.002179184	0.002912494	0.004129434

Vazão de ar na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0.050716846	0.064330363	0.075177609	0.095701068
2	0.038796426	0.04913096	0.057204429	0.072785059
3	0.017219471	0.021071435	0.02353017	0.030582504

EGR (%) $Cil X$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	9.555	8.653	9.476	10.526
2	9.946	8.853	9.857	11.169
3	11.140	9.373	11.014	11.896

$D_{Cil X}$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	25.01	22.65	24.80	27.55
2	24.97	22.23	24.75	28.04
3	25.66	21.58	25.36	27.40

Na Figura 45 podemos observar que a qualidade da mistura por cilindro ficou bem próxima dos valores ideais para todos os pontos de operação estudados, assim como as taxas de EGR mostradas na Figura 46:

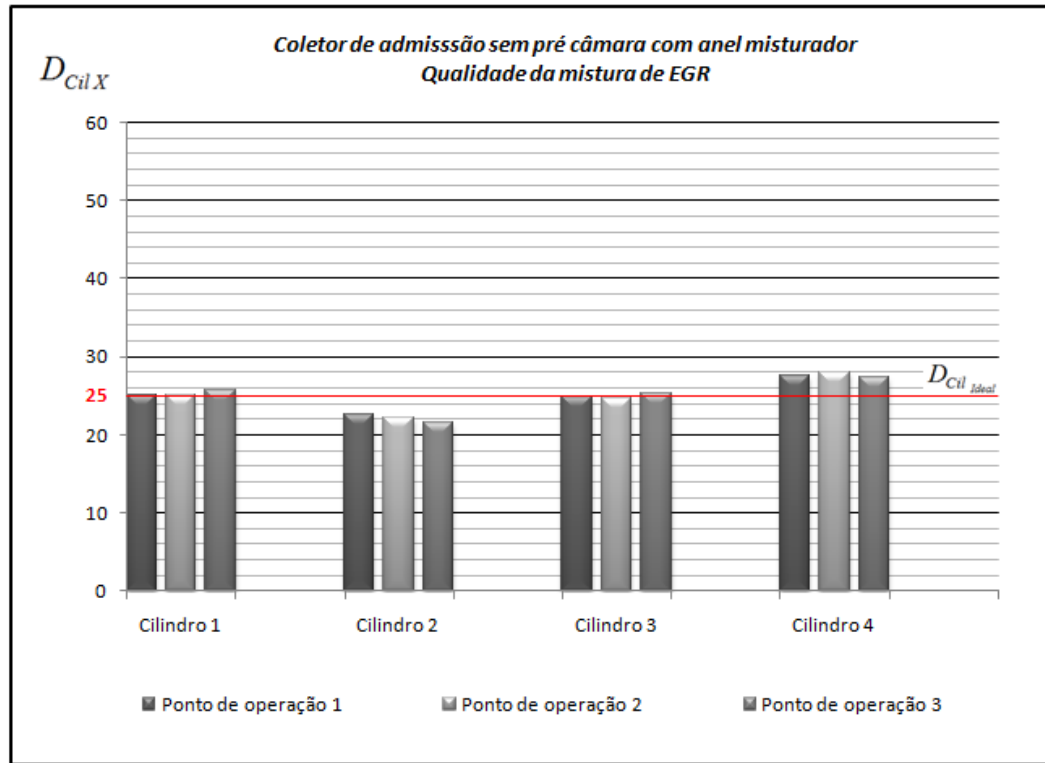


Figura 45: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador

Os valores de taxa de EGR nominal foram calculados analogamente ao processo mostrado no tópico 6.2, porém considerando os novos dados de vazão de ar mostrados na Tabela 11:

$$EGR(\%) = \left(\frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Air}} \right) \times 100 \quad (4)$$

$$EGR(\%)_{Ponto1} = 9,64\% \quad (75)$$

$$EGR(\%)_{Ponto2} = 10,1\% \quad (76)$$

$$EGR(\%)_{Ponto3} = 11,0\% \quad (77)$$

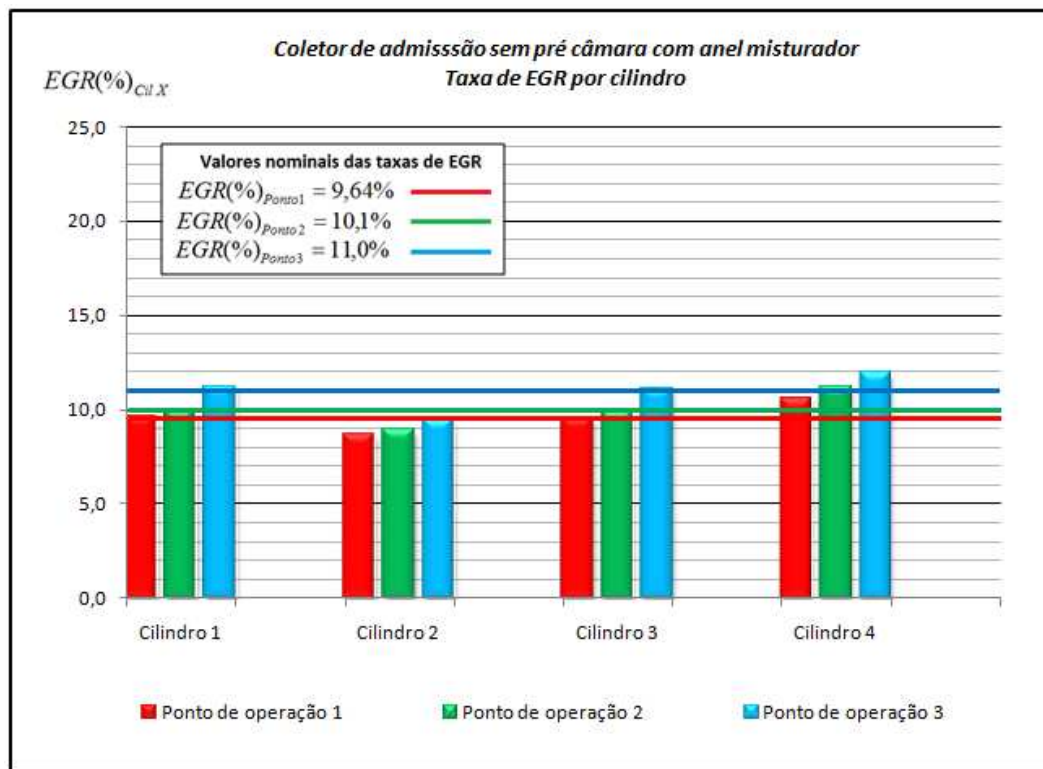


Figura 46: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador

Esta melhora deve ser ao fato de que a introdução do anel misturador na entrada do sistema de admissão faz com que, ao invés de apenas um ponto de entrada de EGR (como ocorre no misturador do tipo pré-câmara), a introdução do gás EGR no escoamento de ar ocorra através de seis orifícios radiais. Nesta condição, a vazão de gás EGR é dividida entre os orifícios e admitida pelo sistema perpendicularmente ao escoamento de ar, permitindo assim que o processo de mistura aconteça em torno do escoamento de ar, de forma distribuída.

Na Figura 47, é possível observar como acontece o processo de mistura através do anel. Através da Figura 48 é possível verificar que a mistura chega até os cilindros de forma homogênea, o que não acontece com o coletor de admissão com pré-câmara.

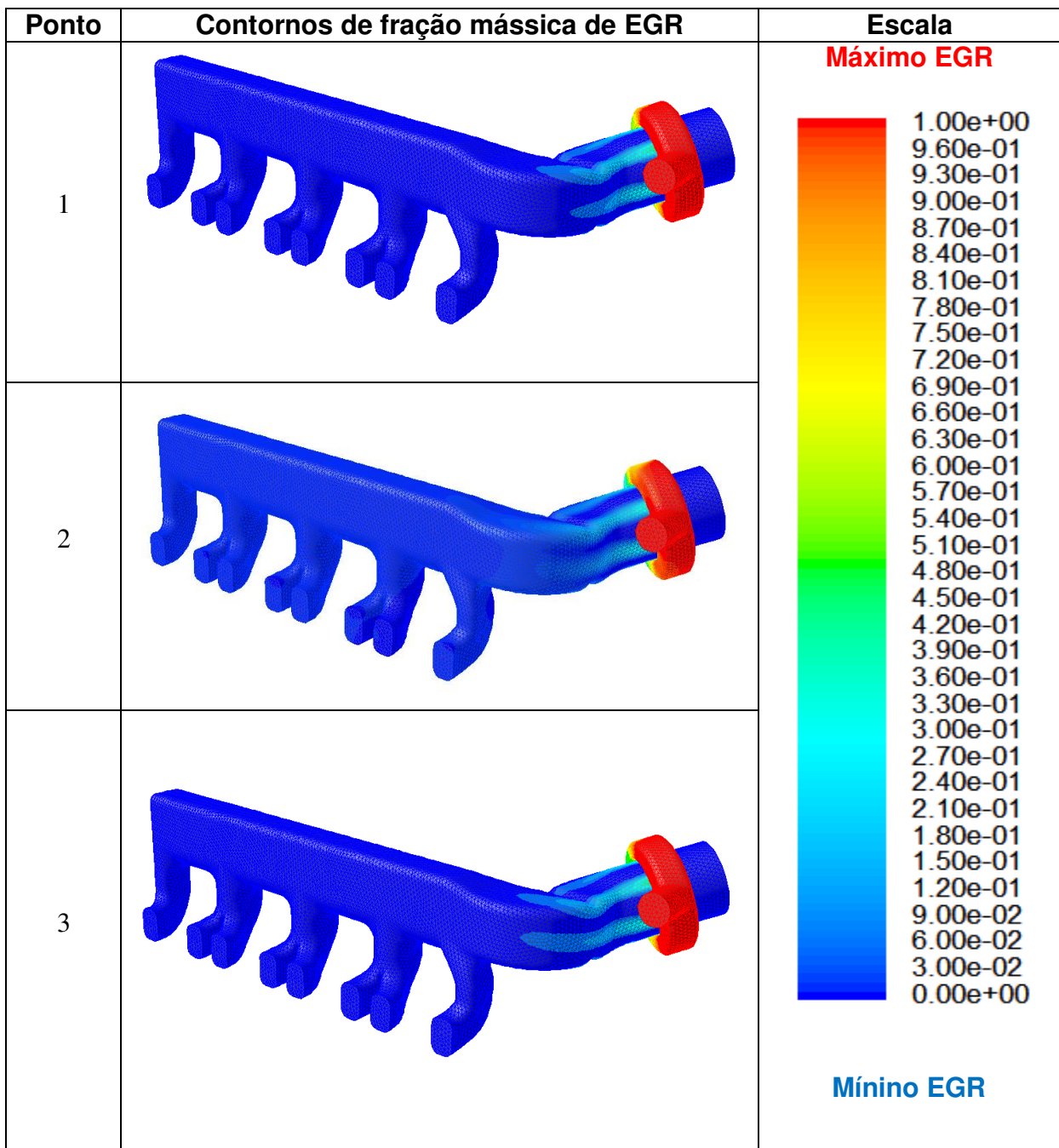


Figura 47: Contornos de fração mássica de CO_2 – Coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

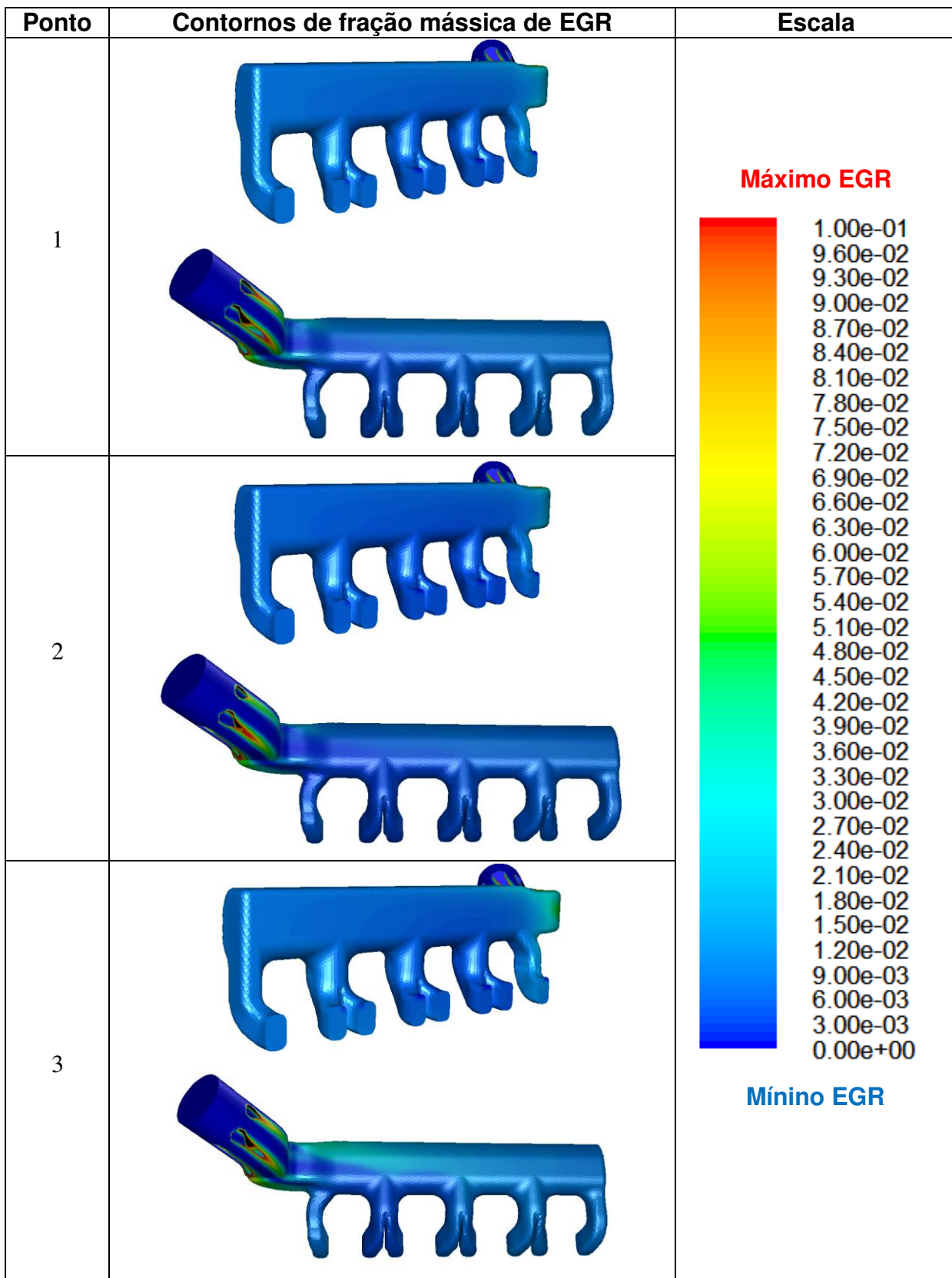


Figura 48: Contornos de fração mássica de CO_2 – Coletor de admissão com pré-câmara sem anel misturador

5.3 COLETOR DE ADMISSÃO COM PRÉ-CÂMARA COM ANEL MISTURADOR

O intuito de analisarmos esta configuração com os dois misturadores trabalhando em conjunto é verificar a eficácia da introdução do anel misturador em um sistema de admissão que está atualmente desenvolvido, visando reduzir a quantidade de componentes novos e o número de alterações a serem realizadas. Nesta configuração, não seriam feitas modificações no coletor de admissão (item mais crítico). Seria necessário o desenvolvimento de uma nova curva de admissão, o anel misturador e um bocal de entrada de ar nas Figuras .

Externamente esta configuração de misturador é igual ao da análise anterior. A diferença está apenas no volume interno do coletor de admissão. Esta geometria está ilustrada nas Figuras 49 e 50.

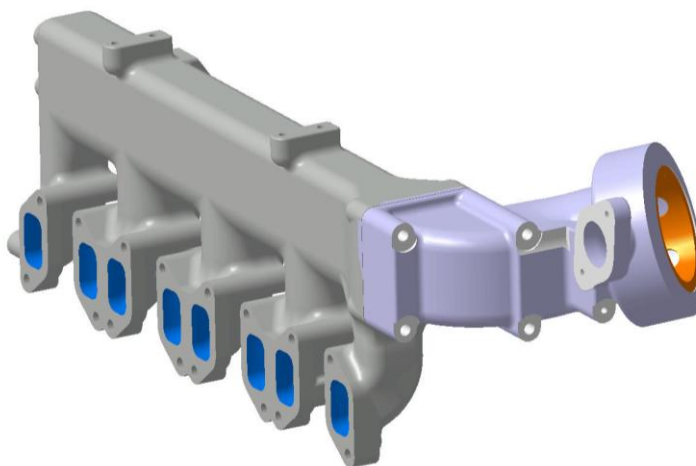


Figura 49: Volume externo do coletor de admissão com pré-câmara e anel misturador

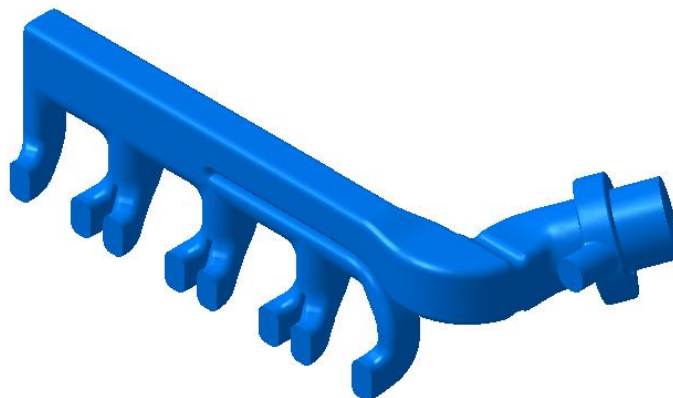


Figura 50: Volume interno do coletor de admissão com pré-câmara e anel misturador

Os resultados das análises mostraram uma grande melhora na qualidade da mistura quando comparados com a primeira configuração avaliada. Já ao compararmos os resultados obtidos com o coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador, observamos que o ganho foi pouco significativo.

Os valores do índice de qualidade da mistura e os de taxa de EGR ficaram muito próximos dos valores ideais, como pode se verificar na Tabela 12 e nas Figuras 51 e 52.

Tabela 12: Dados de vazão de ar. EGR, taxa de EGR e $D_{Cil X}$ por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador

Vazão de gás recirculado na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0,003477794	0,001321877	0,007656732	0,020161219
2	0,002837726	0,000805563	0,006205164	0,01616995
3	0,000863112	0,000574836	0,003117689	0,007842682

Vazão de ar na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0,020836227	0,007958917	0,044345543	0,109594364
2	0,016106228	0,004723272	0,033537071	0,082368753
3	0,004558588	0,003221037	0,01408271	0,035416601

$EGR (\%)_{Cil X}$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	14,304	14,243	14,724	15,538
2	14,980	14,570	15,614	16,410
3	15,920	15,144	18,126	18,129

$D_{Cil X}$				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	24,32	24,22	25,04	26,42
2	24,33	23,66	25,36	26,65
3	23,65	22,50	26,93	26,93

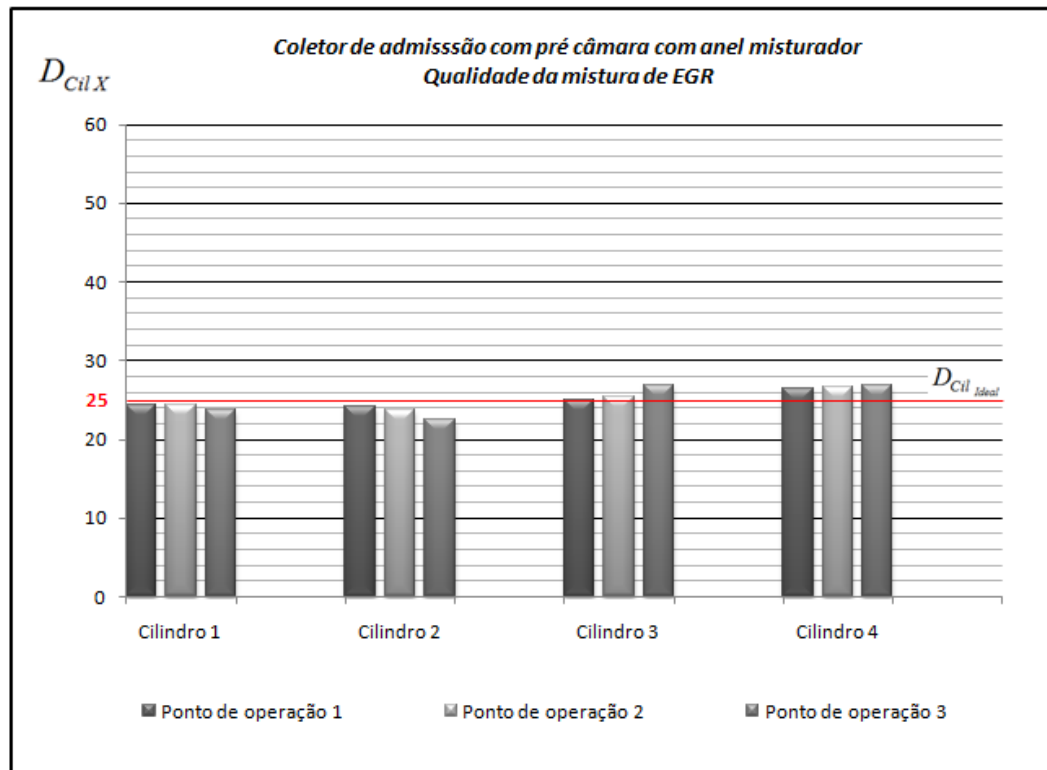


Figura 51: Qualidade da mistura de EGR do coletor de admissão com pré-câmara sem anel

Como a geometria interna do coletor é a mesma do componente avaliado no item 5.1, as taxas de EGR nominais se mantiveram muito próximas às da primeira análise. Devido a esta semelhança geométrica, a perda de carga imposta ao escoamento é similar à perda de carga da avaliação inicial, fato este que mantém as vazões de ar também muito próximas.

$$EGR(\%)_{Ponto1} = 15,1\% \quad (78)$$

$$EGR(\%)_{Ponto2} = 16,0\% \quad (79)$$

$$EGR(\%)_{Ponto3} = 17,7\% \quad (80)$$

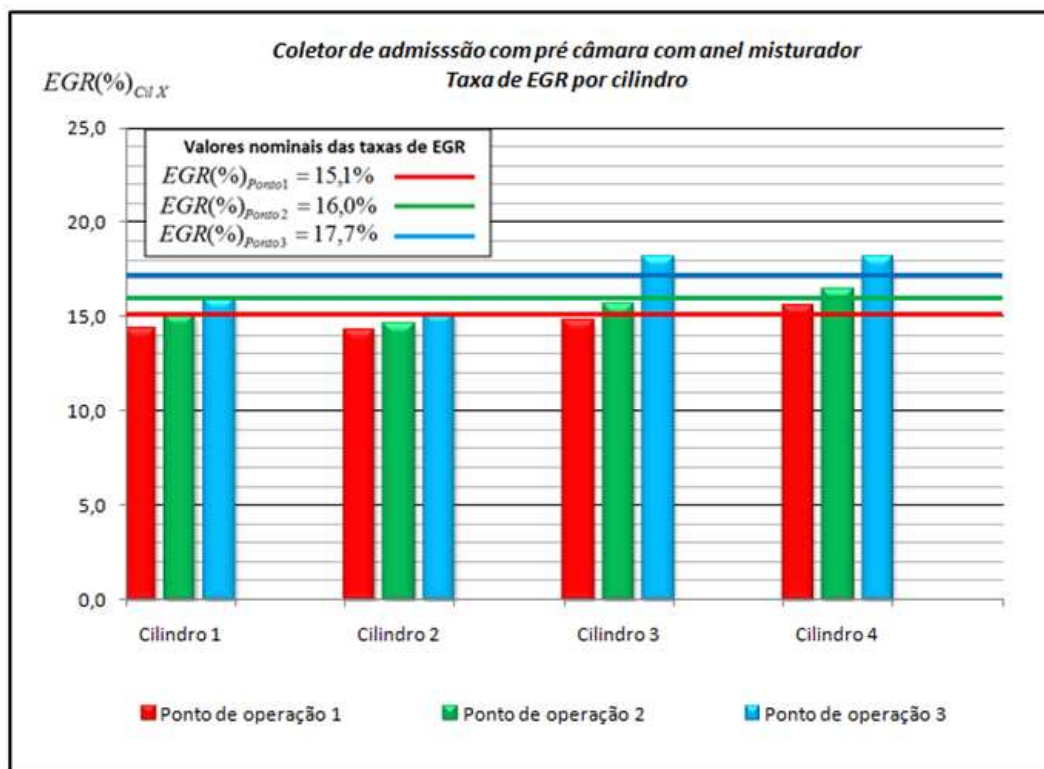


Figura 52: Taxa de EGR por cilindro do coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador

Assim como observado na avaliação do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador, os contornos de fração mássica de CO_2 mostram que a mistura chega até os cilindros de forma homogênea, como mostrado nas Figuras 53 e 54.

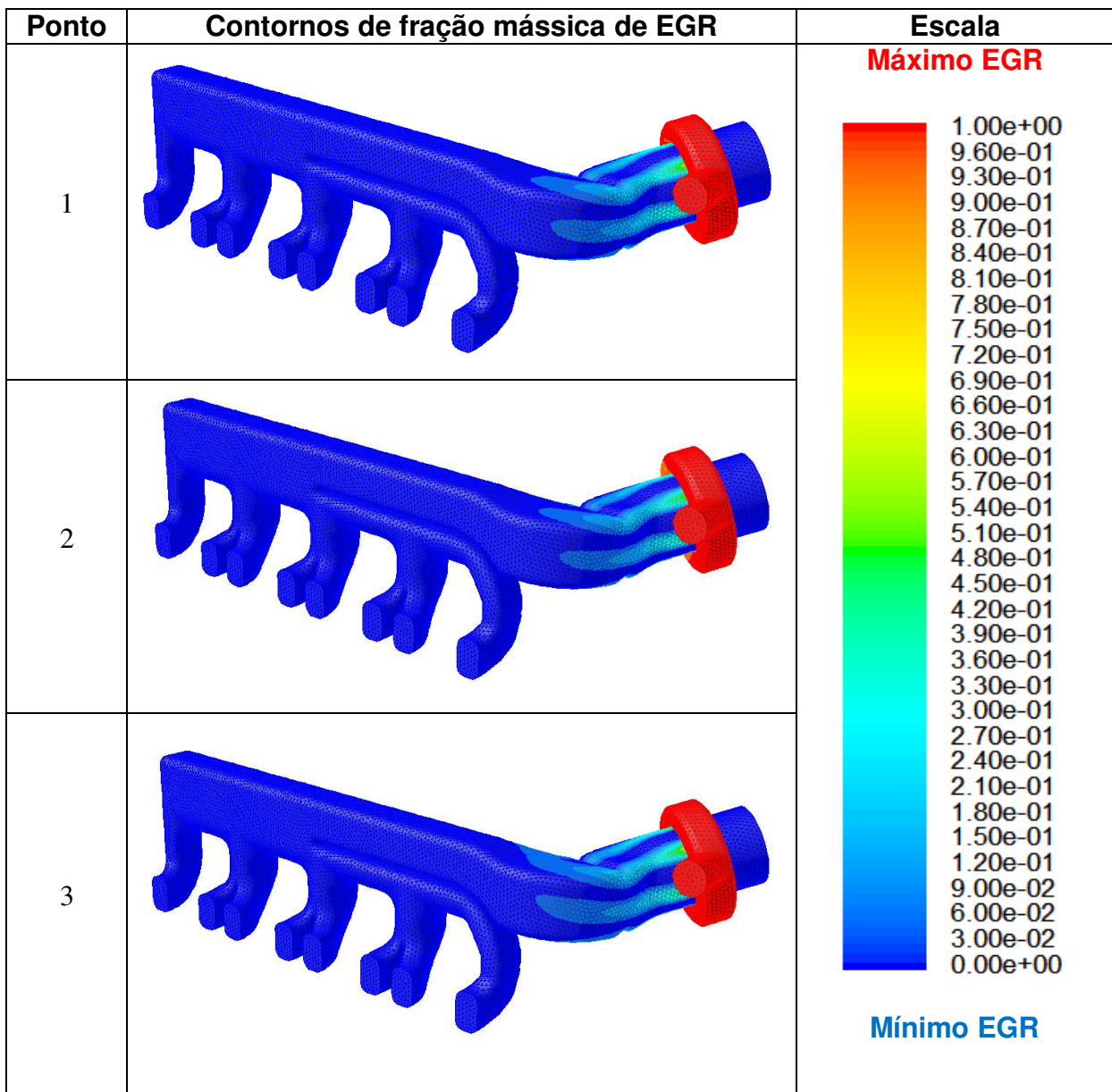


Figura 53: Taxa de EGR por cilindro – Coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador

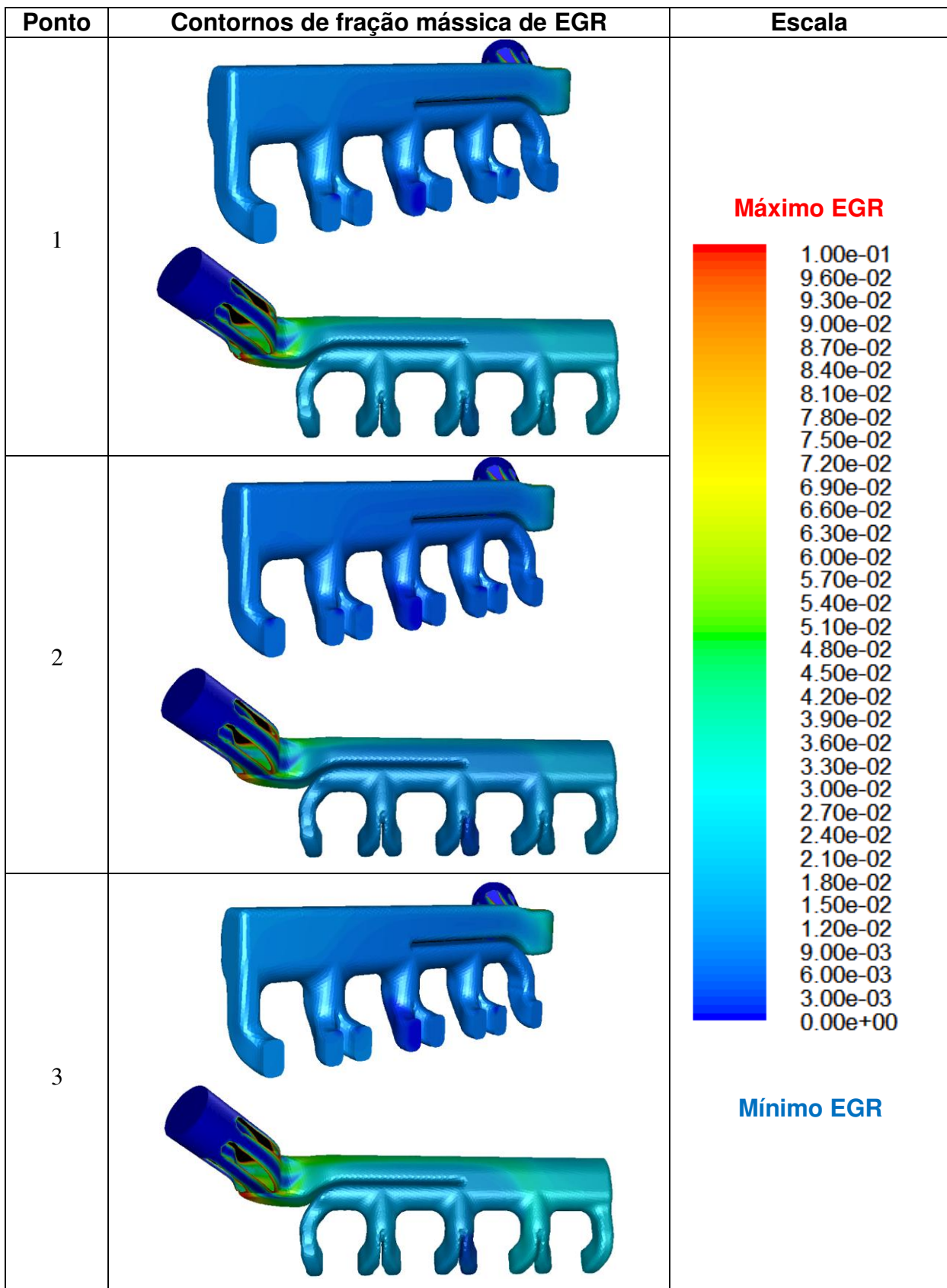


Figura 54: Taxa de EGR por cilindro – Coletor de admissão com pré-câmara com anel misturador

6 CONCLUSÕES

Geralmente os pesquisadores na área da dinâmica dos fluidos computacional desenvolvem seus próprios códigos, sendo possível desta forma personalizar o programa para os seus respectivos objetos de estudo. Isto faz com que o pesquisador tenha total controle de sua ferramenta de análise, podendo introduzir modelos e algoritmos conforme sua necessidade, e ainda possa adquirir um vasto conhecimento tanto na mecânica dos fluidos quanto na área computacional. Entretanto o longo tempo de desenvolvimento do código e problemas de programação, como erros de compilação, apresentam-se como aspectos negativos deste processo de pesquisa (KASPER, 2003).

No outro lado estão os pacotes comerciais de códigos CFD que nos últimos anos têm se tornado cada vez mais populares no meio industrial, especialmente nas áreas automobilísticas e aeroespaciais. A vantagem em se utilizar um código comercial está na versatilidade de uso dos programas, uma vez que possuem uma série de modelos e algoritmos em seu banco de dados que se adaptam a diversos tipos de casos e problemas. Como desvantagens dos pacotes comerciais estão o seu alto custo de investimento financeiro para compra, manutenção das licenças, e treinamentos. Há ainda o fato de que estes programas são extremamente “fechados” e permitem um nível de personalização apenas em uma pequena parte do pacote (KASPER, 2003).

Tendo em vista a complexa geometria tridimensional analisada no trabalho em questão, buscou-se utilizar um código comercial de CFD que se apresentasse robusto e versátil para a solução do problema. Ressaltando a geometria do problema, o uso de um poderoso programa de assistência a projetos de engenharia, como o CATIA V5[®] foi de grande valia para a investigação, uma vez que foi necessário realizar o projeto de novas geometrias e a alteração de componentes já existentes.

A idéia inicial do trabalho consistiu em simular e propor um sistema de admissão de ar que fornecesse a melhor condição de mistura de ar e gás EGR para os cilindros do motor. Sabe-se que as condições de contorno do fenômeno real do sistema de admissão do motor apresentam escoamentos em regime transiente que são extremamente complexos de serem modelados. Buscou-se então simplificar a simulação do problema, admitindo que o sistema de admissão operasse em regime permanente e focando as análises no escoamento da mistura de ar e gás EGR no sistema de admissão.

As primeiras análises foram realizadas para a condição atual de projeto do sistema de admissão, ou seja, utilizando o misturador do tipo pré-câmara, e foi possível observar nos resultados que este tipo de solução não realiza um processo de mistura eficaz, além de introduzir uma perda de carga muito alta no sistema. Nestas análises observou-se que o cilindro 4 recebe uma vazão de gás EGR muito maior do que a vazão recebida pelo cilindro 2. Conclui-se que este tipo de misturador opera de forma extremamente precária e o seu uso não é aconselhado.

Na análise do coletor de admissão sem pré-câmara com anel misturador verifica-se uma grande melhora no processo de mistura, além de uma considerável redução da perda de carga do sistema, conforme podemos observar na Figura 44. As diferenças de vazão de gás EGR entre os cilindros foram muito baixas, sendo que as taxas de gás EGR ficaram muito próximas aos valores nominais para todos os pontos de operação avaliados. O uso deste dispositivo se mostrou bastante eficaz e é extremamente vantajoso em relação ao misturador do tipo pré-câmara, tanto em termos de qualidade de mistura e perda de carga. No caso desta solução ser introduzida no motor atualmente desenvolvido com o misturador do tipo pré-câmara, seria necessário todo um trabalho de calibração e ajuste do motor, uma vez que as condições de contorno da combustão foram modificadas. Este tipo de trabalho muitas vezes é inviável devido aos altos custos e ao tempo necessário para sua execução. Já para o desenvolvimento de um novo motor, esta proposta de misturador é extremamente recomendada.

A terceira análise buscou-se minimizar os impactos do projeto atual, onde o coletor de admissão não necessitaria ser modificado. As alterações então consistiriam apenas no desenvolvimento de um misturador do tipo anel, uma nova curva de admissão e um bocal para entrada de ar. Em termos de perda de carga os dados obtidos nesta solução foram praticamente idênticos aos resultados obtidos na primeira análise. Obviamente estes resultados não poderiam ser diferentes, uma vez que a geometria principal do problema é idêntica à geometria da primeira análise. Já em termos de processo de mistura, as simulações mostraram que esta configuração de misturador se mostrou bastante parecida com o que foi verificado na segunda análise. A qualidade da mistura ficou muito próxima do ideal, assim como os valores de taxa de EGR. Para um motor atualmente desenvolvido com o misturador pré-câmara, a introdução desta solução seria mais vantajosa já que as condições de contorno da combustão se restringem apenas à qualidade da mistura de ar e gás EGR, sendo necessário apenas uma verificação e pequenos ajustes na calibração do motor. Isto resultaria em um trabalho de desenvolvimento menor do que

ocorreria no caso da introdução da segunda proposta. Já para o projeto de um novo motor, esta solução não ideal tendo em vista que a pré-câmara aumenta muito a perda de carga no sistema.

7 FUTURAS LINHAS DE PESQUISA

Conforme mencionado no capítulo 4, foram adotadas hipóteses simplificadoras que distanciam o problema do fenômeno real. Como proposta de trabalhos futuros, seria interessante que o problema fosse abordado considerando-se as condições de contorno mais próximas do fenômeno real. Deve-se então adotar uma condição de escoamento em regime transiente com as condições de contorno variando com base nos ciclos de admissão e escapamento do motor. Para que o Fluent execute este tipo de simulação, é necessário acoplá-lo a um pacote computacional de simulação unidimensional de simulação de motor. Estes programas possuem modelos e algoritmos que necessitam ser abastecidos com dados geométricos e dados empíricos do funcionamento do motor. Com base nestas informações o modelo é ajustado de tal forma a haver uma boa correlação entre o motor físico e o motor virtual. Uma vez havendo esta correlação, este modelo poderá ser utilizado como base para o desenvolvimento de novos motores e componentes. Um destes pacotes de simulação unidimensional é o GT-Suite[®]. Este pacote comercial possui uma série de programas unidimensionais para análises de motores, sistemas de refrigeração, etc.

No caso da simulação do presente trabalho, seria necessário desenvolver um modelo para o motor onde é aplicado o sistema de admissão estudado. Com este modelo preparado deve-se então acoplar o Fluent ao modelo de tal forma que as iterações do código unidimensional alimentem as iterações do código CFD. Desta maneira tende-se a aproximar ainda mais os resultados obtidos numericamente com o fenômeno real.

Depois de concluídas as análises numéricas, e uma vez definida qual solução será adotada, a validação do estudo deve ser realizada com base em avaliações empíricas. Estas avaliações são geralmente onerosas já que exigem a confecção de protótipos e o uso de diversos equipamentos eletrônicos, porém são extremamente necessárias para definição final do sistema.

REFERÊNCIAS

ARCOUMANIS C.; NAGWANAY, A.; HENTSCHEL, W.; ROPKE, S. Effect of EGR on Spray Development, Combustion and Emissions in a 1.9L Direct-Injection Diesel Engine. **SAE Paper 952356** 1995.

BAERT, R.S.G.; BECKMAN, D.E.; VEEN, A. Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets. **SAE Paper 1999-01-0837**. 1999.

BAIRD, C. **Química Ambiental**. 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2002. 624p.

BERNARDO, Sérgio. **Estudo dos escoamentos gasosos e gás-sólido em ciclones pela aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional**. 2005. 240p. Dissertação (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BOSCH. **Automotive Handbook**, 6 ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2004. 1232p.

CATERPILLAR INC. HOLZE, G.H.; LAWRENCE, P.; MONTTOOTH, S.M. **Exhaust Gas Recirculation Mixer Apparatus And Method**. Int. Cl. F02M 25/07. US006427671B1. 17 jul. 2000, 6 ago. 2002. United States Patent, Illinois.

CETESB. **Proconve**, Disponível em : <<http://www.cetesb.sp.gov.br>>, Acesso em 20 jun. 2009.

DASSAULT SYSTEMES, **Catia V5 R17 Documentation**, 2006

DEC, J. E.; FLYNN, P. F.; DURRET, R. P.; HUNTER, G. L.; LOYE, A. O.; AKINYEMI, O. C.; WESTBROOK, C. K. Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Empirical Validation. **SAE Paper 1999-01-0509**. 1999.

DIESELNET, 2007. **Car and Light Trucks**, Disponível em < <http://www.dieselnet.com>>, Acesso em 01 ago. 2009.

DIESELNET, 2008. **Heavy-Duty Diesel Truck and Bus Engines** **Car and Light Trucks**, Disponível em < <http://www.dieselnet.com>>, Acesso em 01 ago. 2009.

EUROPEAN COMMISSION, 2008. **Road vehicles**, Disponível em: < <http://ec.europa.eu/>>, Acesso em 21 jun. 2009.

FLUENT INC. **Fluent 6.3 Documentation**, Version 6.3.26, 2006.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 6 ed., New Jersey: John Wiley & Sons Inc., 2004. 816p.

FORTIS, Ricardo de Mattos. **Modelagem computacional da dispersão da pluma do efluente dos emissários submarinos do TEBAR – Petrobrás**. 2005. 181p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo.

GALEAZZO, Flavio Cezar Cunha. **Modelagem de um Reator com Serpentinhas Axiais Utilizando a Dinâmica Computacional – CFD**. 2005, 99p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw Hill, 1988. 930p.

INTERNATIONAL ENGINE INTELLECTUAL PROPERTY COMPANY, ZUKOUSKI, RUSSEL P. **Tangential Mixer And Method**”, Int. Cl. F02M 35/07, F02M 29/00, F02M 47/08, F02M 33/44 US007243641B2. 18 ago. 2005, 17 jul. 2007. United States Patent, Illinois.

KASPER, Fabio Roberto Sulzbacher. **Modelagem e simulação de motores à combustão interna por técnicas da fluidodinâmica computacional**, 2003. 114p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas

KOPA, R.D., KIMURA, H. Exhaust Gas Recirculation as a Method of Nitrogen Oxides Control in an Internal Combustion Engine. **APCA 53rd Annual Meeting**, Cincinnati, 1960.

LADOMMATOS, N.; BALIAN, R.; HORROCKS, R., COOPER, L The effect of exhaust gas recirculation on combustion and NOx emissions in a high-speed direct-injection diesel engine. **SAE Paper 960840**, 1996.

LADOMMATOS, N.; ABDELHALIM S.M.; ZHAO, H. The effects of carbon dioxide in EGR on diesel engine emissions. In: **International Seminar on Application of Powertrain and Fuel Technologies to Meet Emissions Standards**, n.C517/028/96, p.157-174, 1996.

LA ROVERE, E. L.; MENDES, F. E.; SZWARCFITER, L.; MATTOS, L. B. R.; SZWARC, A. **Avaliação do PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores**. 2007. 170p. Dissertação (Documento elaborado para o programa “Gestão da Qualidade do Ar nas Grandes Metrôpoles Brasileiras”) – MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, Rio de Janeiro.

LLOYD, A.C.; CACKETTE, T.A. Diesel Engines: Environmental Impact and Control. **Journal of the Air & Waste Management Association**, v.51, p.809-847, 2001.

LOUREIRO, Luciana Neves. **Panorâmica sobre Emissões Atmosféricas Estudo de Caso: Avaliação do Inventário de Emissões Atmosféricas da Região Metropolitana do Rio de Janeiro para Fontes Móveis**. 2005. 153p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

LUNDQVIST, U.; SMEDLER G.; STALHAMMAR P. A Comparison Between Different EGR Systems for HD Diesel Engines and Their Effect on Performance, Fuel Consumption and Emissions. **SAE Paper 2000-01-0226**, 2000.

MAFRA, Marcos Rogério. **Estudo da influência do número de rotação na formação de NO_x em uma câmara de combustão cilíndrica**. 2000. 107p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MAIBOON, A., TAUZIA, X., HÉTET, J.,F. Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NO_x–PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine. **Applied Thermal Engineering**. v. 29, n.10, p.2043-2050, 2009.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 1 ed., Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424p.

MILLER, A.E., S. SULLIS. Recycling Exhaust Gas for Suppressing of Knock in I.C.E. **Proc. Am. Petroleum Inst.** v.111, p.151, 1953.

MILLER, J. A., BOWMAN, C. T. Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, v.15, p.287-338, 1989.

MOOS R.; REETMEYER, B.; HÜRLAND, A.; PLOG, C. Sensor for directly determining the exhaust gas recirculation rate—EGR sensor. **Sensors and Actuators**. v.119 p.57–63, 2006.

NATIONAL ACADEMIES PRESS, **Review of the 21st Century Truck Partnership**, Washington: National Academies Press, 2008.130p.

ONURSAL, B.; GAUTAM. S.P. Vehicular Air Pollution: Experiences from Seven Latin American. **World Bank Technical Paper**, n.373, 1997.

PENG, H.; CUI, Y.; SHI, L.; DENG, K. Effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions during cold start of direct injection (DI) diesel engine. **Frontiers of Energy and Power Engineering in China**, v.2, p.202-210, 2008.

ROAD TRANSPORT, 2006. **The Euro exhaust emissions regulations**. Disponível em <<http://www.roadtransport.com>>, Acesso em 12 jul. 2009.

SHER, E. **Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines: Pollutant Formation and Control**. 1 ed., San Diego: Academic Press, 1998. 663p.

SIEMENS, 2010. **Explore NX and discover your solution**. Disponível em <http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/nx/index.shtml>, Acesso em 16 out. 2009.

SIEWERT, R.M.; KRIEGER, R.B.; HUEBLER, M.S.; BARUAH, P.C., KHALIGHI, B. WESSLAU, M. Modifying an Intake Manifold to Improve Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in a DI Diesel Engine Using Combined CFD and Engine Experiments. **SAE Paper 2001-01-3685**, 2001.

VERSTEEG, H., K., MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method**. 1ed. , London: Longman Scientific & Technical, 1995. 267p.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 4 ed., Rhode Island: McGraw Hill, 2001. 826p.

WILLIAM, J., DUPONT, A., BAZILE, R., MARCHAL, M. Study of Geometrical Parameter Influence on Air/EGR Mixing. **SAE Paper 2003-01-1796**, 2003.

YEE, S.Y., LINVILLE, W. The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Oxides of Nitrogen. **ACPA 53rd Annual Meeting**, Cincinnati, 1960.

ZHENG, M., READER, G., T., HAWLEY, J., G. Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts. **Energy Conversion and Management**. v.45, n.6, p.883-900, 2004.

ANEXO A – GRÁFICOS COMPARATIVOS ENTRE ESCOAMENTO COMPRESSIVEL E INCOMPRESSÍVEL

Vazão de gás recirculado na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0,00020617	0,000121495	0,007647223	0,022517565
2	0,000160633	9,63812E-05	0,006043539	0,018097496
3	9,60515E-05	6,75736E-05	0,003222845	0,008000255

Vazão de ar na saída de cada cilindro do coletor de admissão (kg/s)				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	0,012356603	0,007084939	0,045789869	0,113287046
2	0,009446638	0,005614981	0,034723005	0,085894469
3	0,003830228	0,00269245	0,013834638	0,034511917

Tabela 13: Dados de vazão de ar e gás EGR para o escoamento incompressível

Análise comparativa entre o escoamento compressível e o escoamento incompressível - Vazão de EGR [%]				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	159	55	19	4
2	164	31	19	5
3	15	19	3	1

Análise comparativa entre o escoamento compressível e o escoamento incompressível - Vazão de ar [%]				
Ponto	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	61	6	8	8
2	59	18	8	8
3	12	15	3	2

Tabela 14: Percentuais comparativos de vazão de ar e gás EGR entre o escoamento compressível e o escoamento incompressível

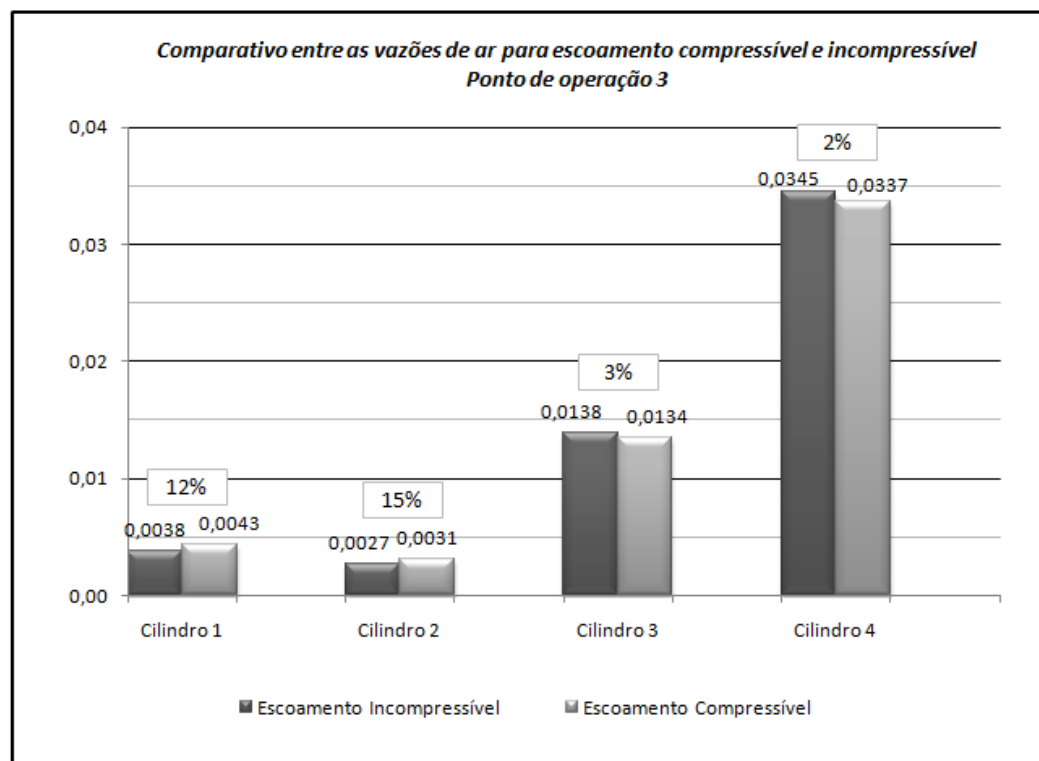
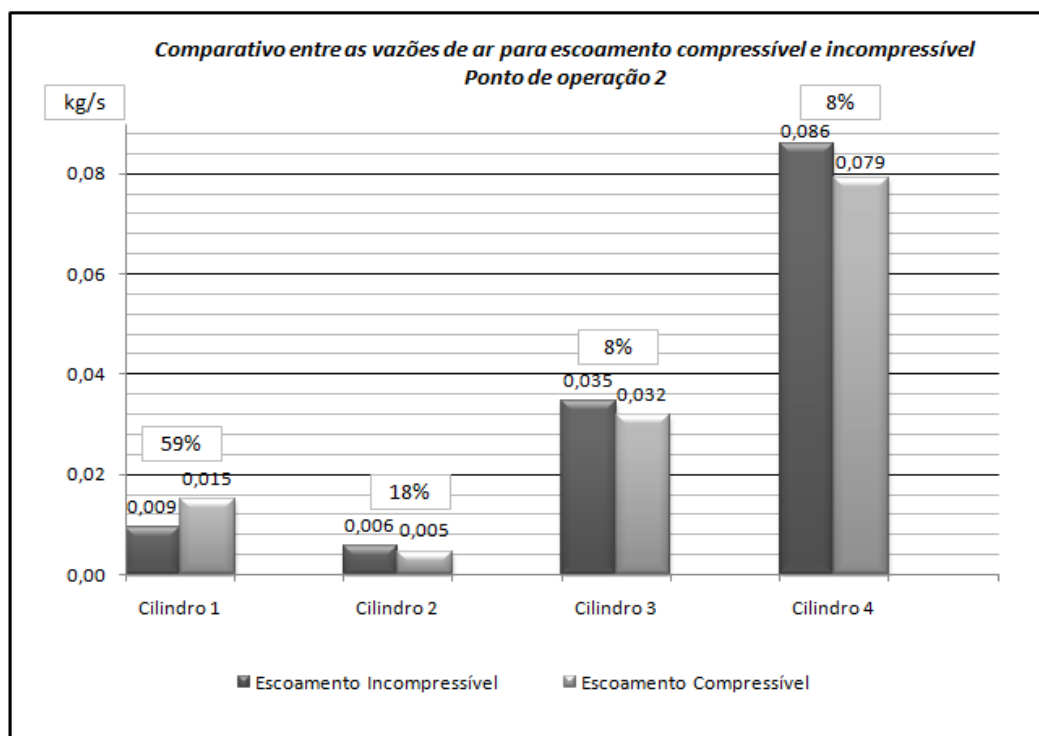


Figura 55: Gráficos comparativos entre as vazões de ar para escoamento compressível e incompressível – Pontos de operação 2 e 3

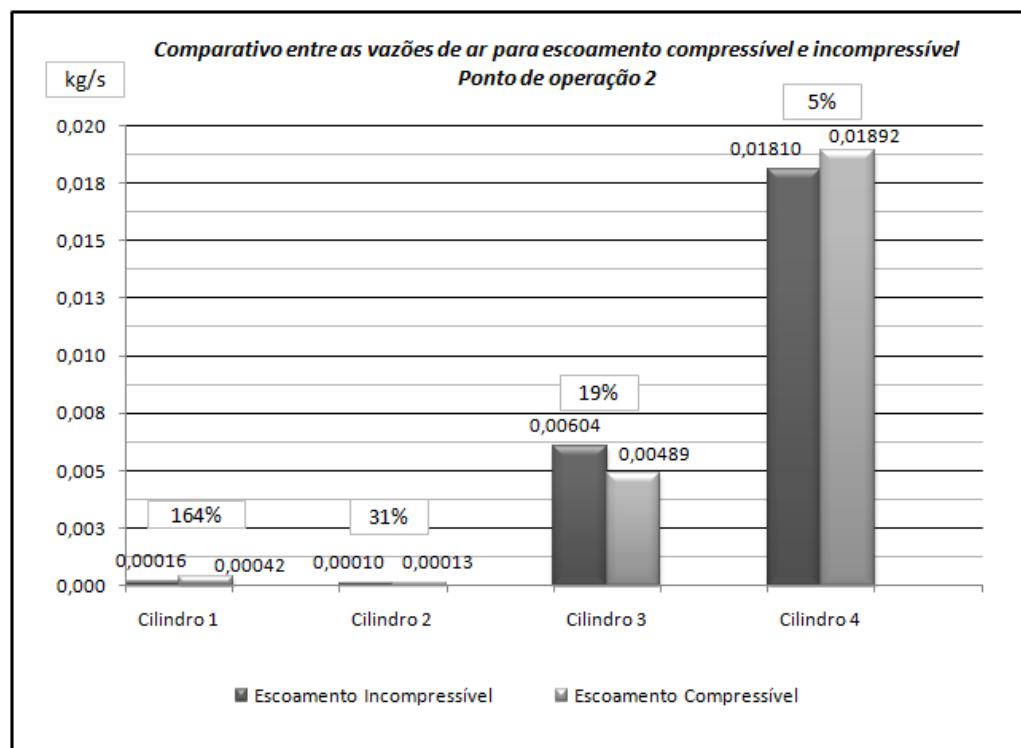
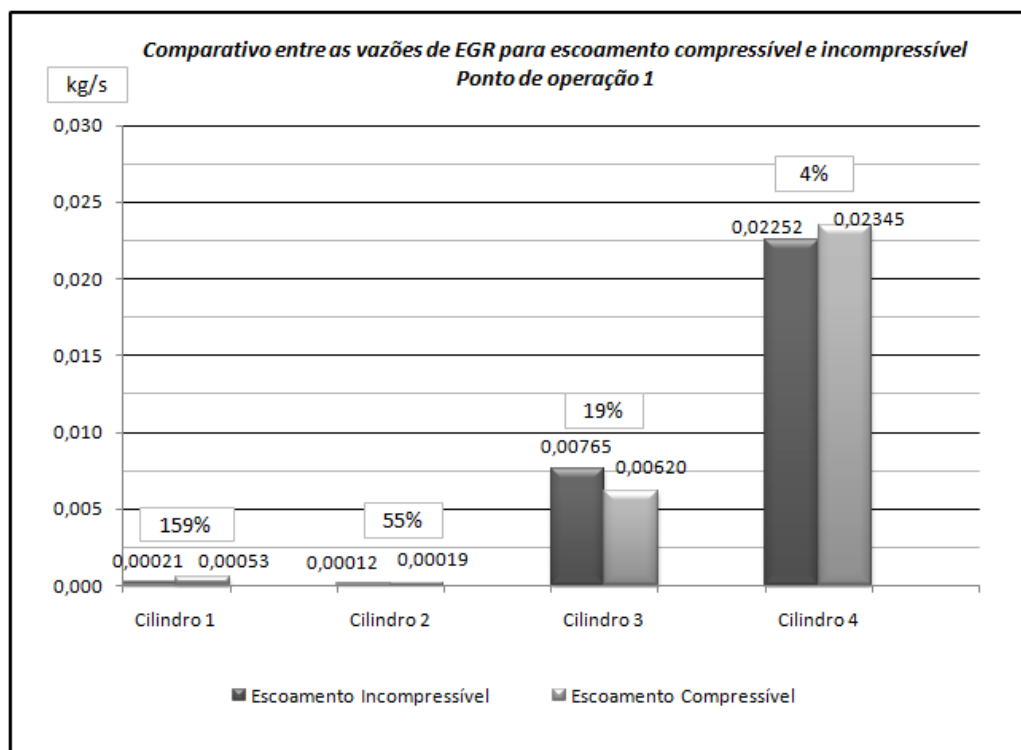


Figura 56: Gráficos comparativos entre as vazões de gás EGR para escoamento compressível e incompressível – Pontos de operação 1 e 2

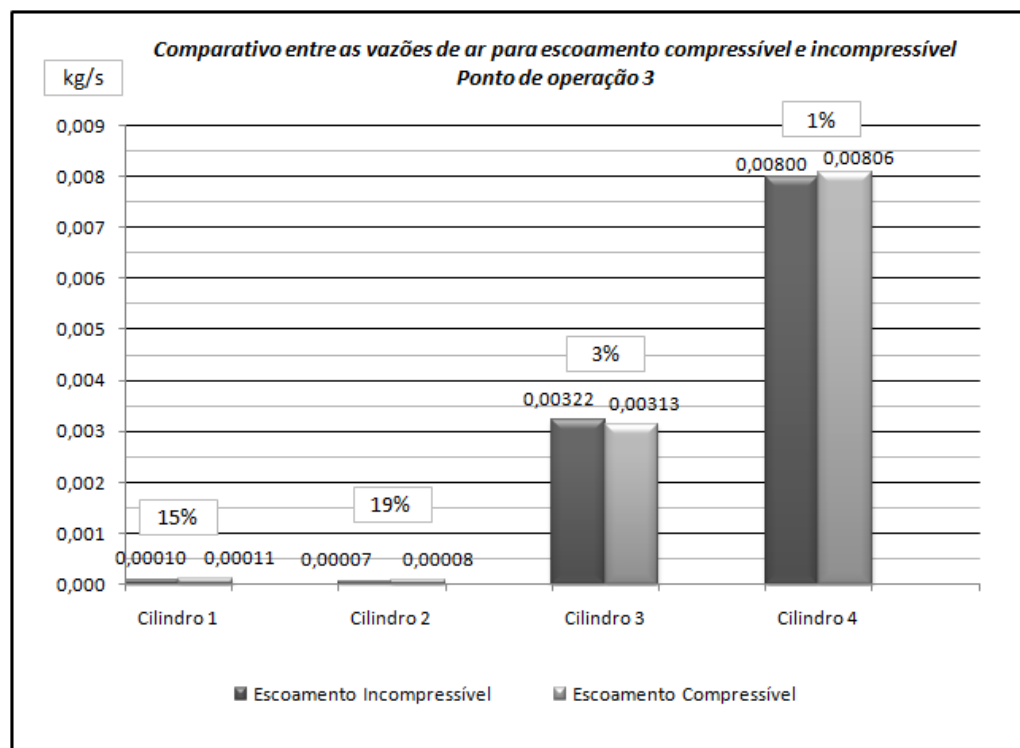


Figura 57: Gráficos comparativos entre as vazões de gás EGR para escoamento compressível e incompressível – Ponto de operação 3