

## DESIGN E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE ESCAPE PARA MOTORES MONOCILÍNDRICOS DE 4 TEMPOS

Franklin Regis de Oliveira (1); Otacílio Pires de Freitas Neto (2); Francisco José Simões (3)

(1) Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), [franklin.regis16@hotmail.com](mailto:franklin.regis16@hotmail.com).

(2) Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), [otacilioengmecanica@gmail.com](mailto:otacilioengmecanica@gmail.com).

(3) Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), [francisco.simoies@ufcg.edu.br](mailto:francisco.simoies@ufcg.edu.br)

**Resumo:** Por muito tempo se acreditou que o sistema de escape em motores 4 tempos só tinha a função de liberar os gases do escape. Porém, estudos recentes mostraram sua eficácia em diversas partes do ciclo de combustão, desde o aumento da eficiência volumétrica até o controle da injeção eletrônica. Por isso, o correto dimensionamento é essencial para se ter um bom sistema de escape e consequentemente se ganhar mais potência e torque no motor. Nesse trabalho, por meio da revisão bibliográfica e da experimentação pode-se ter um melhor entendimento do desenho e da escolha do sistema de escape mais adequado, revisitando-se os diversos métodos de dimensionamento e seus principais problemas de cálculo. Além disso, é necessário entender os principais tipos de silenciadores, suas vantagens e desvantagens, permitindo que este mantenha seu desempenho gerando o menor ruído possível. Por fim, seremos capazes de utilizar as simulações computacionais de fluidodinâmica a fim de se comprovar a influência da geometria a ser eleita na distribuição de pressão e fluxo mássico do tubo, demonstrando-se mais um parâmetro a ser considerado neste subsistema.

**Palavras-chave:** Ondas de rarefação, dimensionamento, cruze de válvulas, silenciador, CFD.

### INTRODUÇÃO

Por muitos anos na indústria automobilística o sistema de escape foi negligenciado e suas modificações só se davam para melhorar a exaustão dos gases do cilindro e silenciar os ruídos do motor. Porém, com os estudos de Blair (1999) e de outros cientistas, além da inclusão de equipamentos eletrônicos nos automóveis pôde se perceber que esse sistema pode aumentar o rendimento do motor, auxiliar na admissão e até ser um parâmetro para a injeção eletrônica conhecer a qualidade da combustão que está acontecendo no cilindro enquanto o automóvel se move.

No entanto, para se obter tais benefícios é necessário um dimensionamento correto do tubo de escape, de forma que o fluxo mássico de gás seja favorável ao funcionamento do motor. Não obstante, inúmeros são os métodos de dimensionamento e projeção para esse sistema – todos baseados em dados empíricos de determinados motores –, causando confusão na escolha de um método único que se adeque aos mais variados tipos de máquinas. Este trabalho propõe visitar as bibliografias sobre dimensionamento do escape e definir um método que se adapte aos diferentes motores de 4 tempos.

Além disso, conforme comprovado por SOLIS e MACERO (2014, p. 67) em suas simulações computacionais, tubos igualmente dimensionados, mas com geometrias diferentes apresentam resultados de vazão mássica e pressão diferentes, devido à mudança na trajetória

do gás, mostrando um outro importante parâmetro a ser selecionado na eleição do escape ideal para o motor.

## METODOLOGIA

### Ondas de rarefação e o dimensionamento do tubo

Os motores a combustão interna de 4 tempos modernos têm seu funcionamento baseado no Ciclo de Otto, onde acontece a compressão da mistura ar-combustível e sua consequente explosão, liberando gases na atmosfera (principalmente CO<sub>2</sub>, CO e os óxidos nítricos, NO<sub>x</sub>). Porém, o ciclo real tem desvios do ciclo teórico, o que levou os fabricantes a compensarem esses desvios alterando os tempos de abertura das válvulas de admissão e escape, tal como mostrado na figura 1.

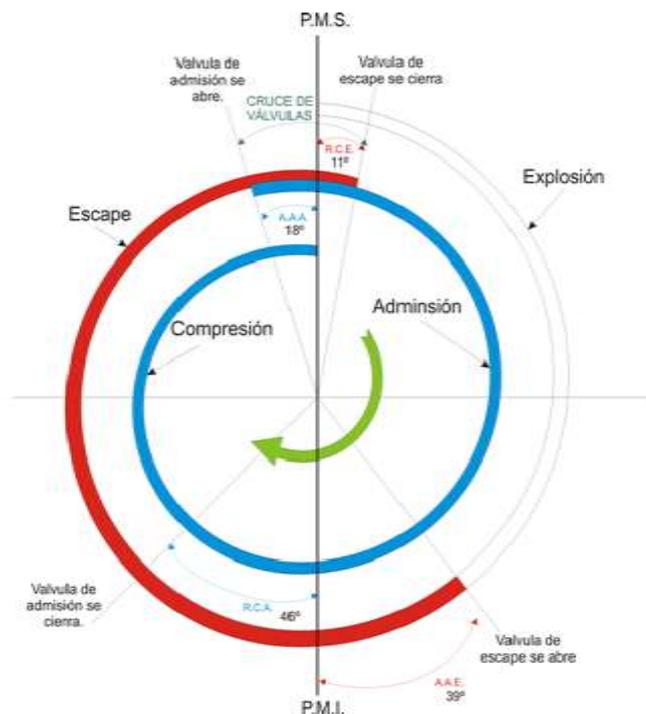


Figura 1. Ciclo real de um motor 4 tempos e suas etapas. Fonte: <<https://goo.gl/yrzGzv>>

Nesse ciclo, há um momento onde as válvulas de admissão e escape estão abertas simultaneamente (o chamado cruce de válvulas), o que permite o escape de estar diretamente conectado à admissão.

Quando um gás com muita pressão é liberado (como acontece no cilindro), ele gera ondas de pressão que se propagam na direção do tubo de escape. Ao mesmo tempo que isso acontece, ondas opostas – refletidas – são geradas e se propagam na direção contrária, voltando para o cilindro: são as chamadas ondas de rarefação.

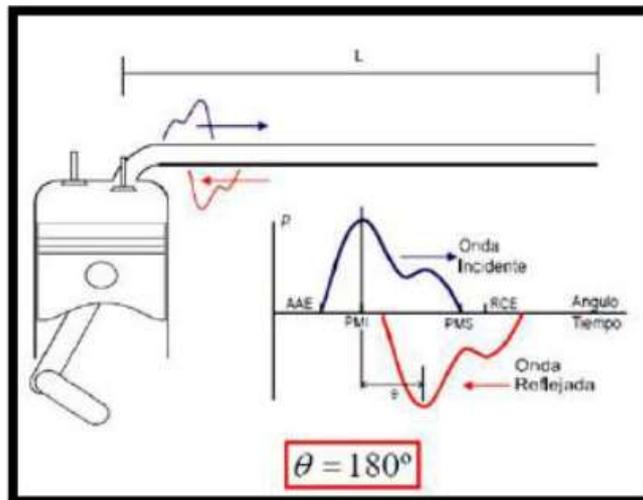


Figura 2. Comportamento das ondas de compressão e de rarefação no tubo de escape com 180° de defasagem.  
 Fonte: Solis e Macero (2014, p. 35)

Se essas ondas chegam ao cilindro durante o cruze de válvulas, podem ajudar a admissão a coletar mais ar do exterior, melhorando o rendimento volumétrico e conseqüentemente torque e potência. Contudo, se esse processo se estender por muito tempo pode acontecer o curto-circuito (quando a mistura ar-combustível sai da admissão e vai direto para o escape, perdendo-se a combustão. Por isso, dimensionar o tubo para que se aproveite ao máximo as ondas de rarefação sem causar curto-circuito é o desafio dos projetistas deste subsistema.

Uma das fórmulas mais comuns para calcular o comprimento do tubo primário do escape (o tubo que vai do coletor até o início do silenciador/catalisador, no caso de motores de 2 válvulas; ou até a união, em motores com mais válvulas) leva em conta o tempo necessário para a onda de rarefação chegar ao cilindro, e é escrita da forma:

$$L = \frac{500 \cdot \alpha \cdot \theta}{6 \cdot n} \quad \text{Equação 1. Comprimento do tubo primário em milímetros.}$$

Onde  $\alpha$  é a velocidade do gás, em m/s;  $\theta$  é o ângulo de abertura da válvula de escape antes do cruze, em graus; e  $n$  é o regime de rotação, em rpm.

Em seu livro *Design and Simulation of Four Stroke Engines*, Gordon P. Blair faz um estudo experimental para um motor específico e conclui que o uso da Equação 1 no dimensionamento gera um erro de aproximadamente 40% no comprimento ideal do tubo, o que se mostra uma disparidade considerável, não-tolerável para um projeto de engenharia. Assim, ele faz correções experimentais e chega às seguintes equações:

$$C = \frac{L_{fixo} \cdot N}{\sqrt{(T+273)}} \quad L = \frac{C \cdot \sqrt{(T+273)}}{N} \quad \text{Equações 2 e 3. Cálculo do coeficiente e do comprimento do tubo de escape.}$$

Nessas equações,  $C$  é o coeficiente de Blair (diferente para cada motor);  $N$  é o regime de rotação, em rpm; e  $T$  a temperatura média dos gases no escape, em graus Celsius. Essas equações nos dizem que podemos usar um tubo de escape qualquer, de comprimento conhecido, e verificar a que regime de rotação ele adquire melhor rendimento, dessa forma consegue-se o Coeficiente de Blair ( $C$ ) e pode-se então usar a equação 3 para verificar qual o comprimento do tubo para o regime de rotação que se pretende trabalhar no motor.

Cada modelo de motor tem características diferentes dos outros, que somadas influenciam diretamente no dimensionamento desse sistema. Assim, a via experimental é a melhor forma de se dimensionar um escape e aproveitar o fenômeno físico das ondas de rarefação.

### Silenciadores (*Muffler*)

Outro parâmetro essencial no desenvolvimento do escape é a seleção do silenciador. Os gases da combustão que saem do motor são liberados a altas velocidades e temperaturas (da ordem de 400 m/s e 500°C). Esses gases, se não silenciados, podem gerar ruídos da ordem de 130 dB, dependendo do regime de rotação do motor. Segundo a Organização Mundial da Saúde (OMS), sons a partir de 85 dB já são suficientes para causar a perda de audição. Daí percebe-se a importância da escolha do silenciador adequado. Existem quatro tipos principais de silenciadores, conforme mostrado na figura 3.

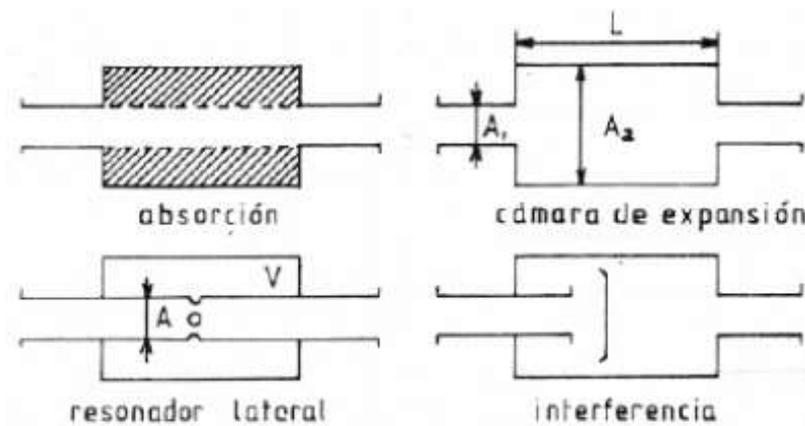


Figura 3. Principais tipos de silenciadores. Fonte: Solis e Macero (2014, p. 103).

No silenciador de absorção, um material é colocado na câmara (i.e. fibra de vidro) e as ondas sonoras penetram pelos furos na superfície. Na câmara de expansão as ondas se difratam e sofrem interferência umas com as outras. No ressonador lateral a reflexão sucessiva acontece ainda mais acentuadamente, porém o fluxo de gás fica comprometido. No silenciador de interferência os obstáculos ajudam na reflexão das ondas, mas uma enorme turbulência é gerada. Os mais utilizados são os de absorção e os de câmara de expansão; o

primeiro pode ser usado também como absorvedor térmico para manter a temperatura dos gases de saída; e o primeiro é muito eficaz em uma certa faixa de atenuações, mas é pobre em outra (a faixa de ressonância da câmara, onde as ondas não são atenuadas).

O silenciador de um único tipo muitas vezes não é capaz de atenuar suficientemente as ondas de pressão da exaustão. Por esse motivo, atualmente se empregam junções de vários dos tipos de silenciadores acima mostrados para se aproveitar as melhores características de cada um. No estudo realizado por SOLIS e MACERO (2014) foi proposto um silenciador comercial que segue este novo design de junção de vários tipos. Com isso se conseguiu notável melhora na atenuação<sup>1</sup>.

### **Influência da geometria**

Além do dimensionamento correto do tubo de escape, a sua geometria de fabricação também influencia na eficiência volumétrica e no fluxo mássico de gás até a saída para a atmosfera. Por isso, propõe-se aqui três modelos de geometria feitos em computador no Autodesk Inventor 2018, licença de estudante. O silenciador foi omitido do desenho a fim de mostrar a finalização do escape, assim desconsideramos seu efeito no fluxo de gás (visto que os silenciadores são projetados para atuar principalmente nas ondas sonoras e não interferir significativamente no fluxo dos gases no tubo de escape).

Para que as propostas pudessem ser comparadas com êxito, as mesmas foram desenhadas com dimensões semelhantes de diâmetro do coletor primário, comprimento do raio de curvatura cano de escape. As propostas têm dimensões de 3.81 cm de diâmetro interno, 4.21 cm de diâmetro externo, 135.0 cm de comprimento e 5.0 cm de raio de curvatura.

---

<sup>1</sup> Ao se realizar o teste com o silenciador de absorção, se obteve níveis de som (...) ao redor de 125 dB. [...] Para cumprir os objetivos usamos outro tipo de silenciador (...) que combina os de absorção, expansão e ressonador lateral. Ao se realizar o teste, (...) conseguimos um nível de ruído ao redor dos 108 dB. (SOLIS E MACERO, p. 105). Tradução nossa.



Figura 4. Proposta 1 de geometria a ser analisada. Fonte: Autoria própria.



Figura 5. Proposta 2 de geometria a ser analisada. Fonte: Autoria própria



Figura 6. Proposta 3 de geometria a ser analisada. Fonte: Autoria própria

## **RESULTADOS E DISCUSSÃO**

### **Dinâmica fluido-computacional**

A dinâmica fluido-computacional é utilizada para estudar o campo de escoamento

em torno de meios de transporte, incluindo carros, caminhões, aviões, helicópteros e navios (Fox, Pritchard, McDonald, 2008). A utilização das técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) está se tornando uma prática comum na análise de válvulas, pois proporciona ao usuário uma clara visão sobre detalhes do comportamento dos fluidos, o que muitas vezes não pode ser alcançado por meio de ensaios experimentais (SOUZA et al. 2009).

Como foi mostrado anteriormente, nesses estudos serão comparadas três propostas de tubo de escape. Essa comparação tem o intuito de predeterminar qual configuração seria a opção mais viável a ser selecionada para executar sua função com maior eficiência.

Para que as propostas pudessem ser comparadas com êxito, as mesmas foram desenhadas com dimensões semelhantes de diâmetro e comprimento.

O método de avaliação selecionado foi o de simulação CFD (Fluidodinâmica Computacional). A seleção desse método tem o intuito de minimizar o tempo e os custos desse estudo, levando em consideração que outro método a ser utilizado seria o de ensaio experimental. Utilizando a simulação fluido computacional, é possível obter os resultados desejados maior rapidez e em um tempo hábil.

Existem várias ferramentas computacionais que utilizam o CFD, como ANSYS CFX, FLUENT, STAR-CD, FLOW-3D, PHOENICS CFD, Autodesk CFD. No caso desse estudo, o software selecionado foi o Autodesk CFD, por ser possível utilizar a versão de estudante.

### **Parâmetros para a simulação**

Inicialmente, para o procedimento de simulação, deve-se determinar o domínio a ser estudado, os materiais a serem utilizados e, em consequência, as propriedades do mesmo. Neste caso, o material do cano de escape utilizado foi Aço inoxidável 304 e o gás utilizado foi o ar seco com temperatura de 500 °C, com as seguintes propriedades:

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>	<b>Regime de variação</b>
Densidade	0.00120473	g/cm <sup>3</sup>	Equações de estado
Viscosidade	0.0001817	poise	Constante
Condutividade	0.0002563	W/cm.K	Constante
Calor específico	1.004	J/g.K	Constante
C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub>	1.4	Adimensional	Constante

Tabela 1. Propriedades do ar seco utilizadas. Fonte: Autoria própria.

Na simulação utilizada, é necessária a descrição das condições de contorno utilizada. Essas condições seriam as características do fluido na entrada e na saída do domínio estudado,

que no caso é a entrada e saída do cano de escape.

A figura 7 mostra exatamente como funciona o nosso sistema, tendo na entrada e na saída do escapamento as características mostradas na tabela 1.

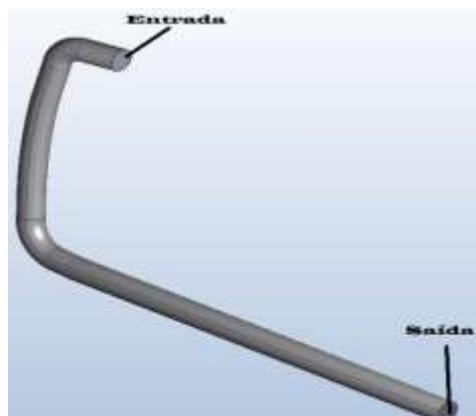


Figura 7. Definição de entradas e saídas. Fonte: Autoria própria.

Condições de contorno	
Entrada (pressão)	165325 Pa
Entrada (velocidade)	360 m/s
Saída (Pressão)	101325 Pa

Tabela 2. Valores Iniciais de entrada e saída. Fonte: Autoria própria

A última etapa para finalizar a preparação da simulação é a geração da malha e a seleção do modelo de turbulência. A malha gerada nas três simulações tem por volta de 134664 nós, 81535 elementos sólidos e 383530 elementos fluidos.

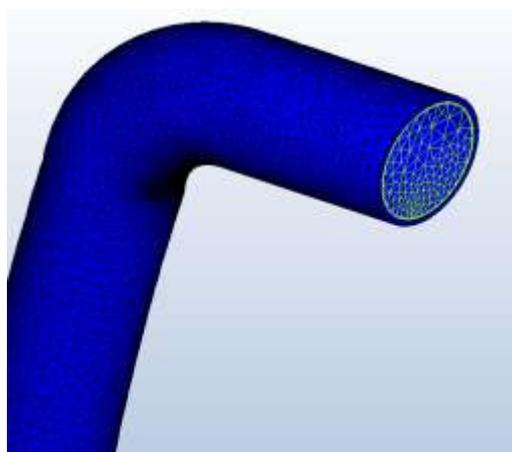


Figura 8. Geração de malha de umas das geometrias. Fonte: Autoria própria

Para a seleção das características do escoamento foi calculado o número de Reynolds aproximado; concluindo-se que o escoamento do estudo não se comporta de forma laminar. Por isso o sistema pode ser descrito de forma turbulenta. O modelo de turbulência selecionado para a análise foi o *k-epsilon*, modelo recomendado pelo software para estudos de escoamento em tubulações.

## Resultados

A avaliação dos resultados obtidos foi realizada de tal maneira a selecionar a configuração que contribuiria para uma maior eficiência do sistema de escapamento de gás de um motor monocilíndrico de quatro tempos.

Ao se realizarem as simulações com os modelos propostos anteriormente, foram obtidos os seguintes gradientes ao longo dos canos, mostrados nas figuras 9, 10 e 11.

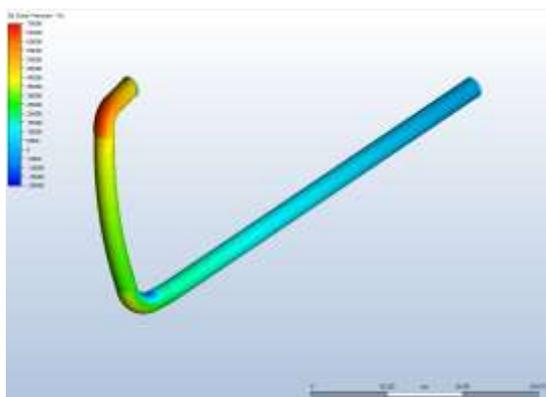


Figura 9. Gradiente de Pressão ao longo da proposta 1. Fonte: Autoria própria

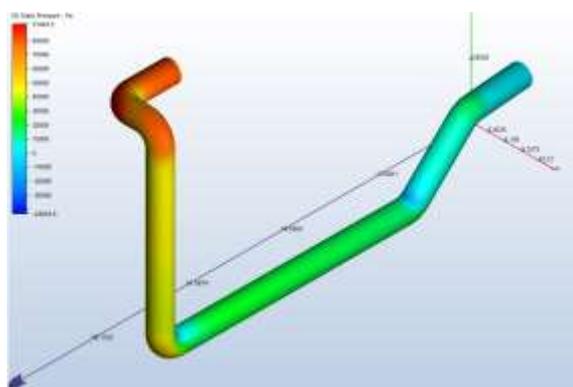


Figura 10. Gradiente de Pressão ao longo da proposta 2. Fonte: Autoria própria

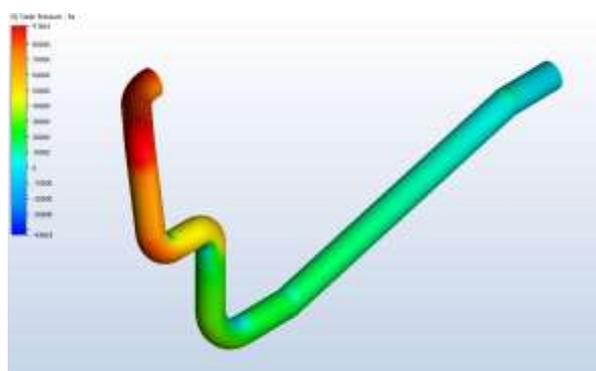


Figura 11. Gradiente de Pressão ao longo da proposta 3. Fonte: Autoria própria

Obtemos, então, os valores de vazão mássica e vazão volumétrica – conforme mostrados na tabela 3 – sendo assim possível comparar as propostas e assim determinar qual seria a mais viável para a situação estudada.

Proposta	Vazão Volumétrica (m <sup>3</sup> /s)		Vazão Mássica (g/s)	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
1	0.4042	0.4254	184.34	194.235
2	0.3999	0.3579	182.194	163.435
3	0.4067	0.3443	185.7	157.18

Tabela 3. Valores de razão volumétrica e mássica. Fonte: Autoria própria

## CONCLUSÕES

Com o estudo em mãos, pudemos perceber que, apesar de existirem diversos métodos e equações para dimensionar o escape, a via experimental ainda é a mais eficiente. A razão disto é que são inúmeras as variáveis que influenciam o dimensionamento, por isso cada motor tem seu próprio coeficiente de Blair que, uma vez determinado, consegue descrever o comportamento do escape em qualquer rotação desejada pelo motor escolhido.

Além disso, na parte final do escape um silenciador adequado deve ser eleito, pois a não atenuação das intensas ondas de pressão no tubo de escape pode causar danos irreversíveis ao sistema auditivo humano.

Utilizando simulações fluido computacionais, em um modelo simplificado de descarga de um motor monocilíndrico de 4 tempos, foi possível determinar que, das propostas de cano de escape mostradas anteriormente, a geometria número 1 foi a que obteve um maior valor de vazão mássica em sua saída, podendo-se afirmar que essa proposta cumpre seu objetivo com uma maior eficiência.

Como sugestões para a continuação deste estudo estariam a efetiva construção de um tubo de escape para se comprovar as teorias experimentais de Blair e um estudo mais aprofundado sobre silenciadores, seus efeitos e sua efetiva atuação na atenuação do ruído sonoro da exaustão.

## REFERÊNCIAS

- BLAIR, G. P. **Design and Simulation of Four Stroke Engines**. Warrendale: SAE, 1999. 815 p.
- FOX, R. W., MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2008.
- MURO, G. H. G. & ELIZONDO, P. M. D. **Sistema de admisión, refrigeración y escape en una moto de competición**. 2012. 189 f. Monografía (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica Técnica) – Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación, Pamplona, 2012.
- ROCHA, R. G. **Estudo de um método para projectar sistemas de escape de um motor de combustão interna a 4 tempos**. 2011. 95 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2011.
- SOLIS, E. T. C. & MACERO, D. A. R. **Diseño y construcción del múltiple de escape para el motor FZR600 de la formula SAE**. 2014. 155 f. Monografía (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2014.
- SOUZA, D. B., ALVES, U. F., MURATA, V. V. **Avaliação do escoamento de fluidos incompressíveis em tubulações usando CFD**. 2009. VIII Congresso Brasileiro de Engenharia Química em Iniciação Científica. Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia.