

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**ARTHUR ANGELO VIEIRA**

**ANÁLISE MACROSCÓPICA DE SPRAYS DE INJEÇÃO EM INJETORES DE  
MOTORES DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

**LONDRINA**

**2022**

**ARTHUR ANGELO VIEIRA**

**ANÁLISE MACROSCÓPICA DE SPRAYS DE INJEÇÃO EM INJETORES DE MOTORES DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

**Macroscopic analysis of injection sprays in agricultural machinery engine injectors**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Rafael Sene de Lima

**LONDRINA**

**2022**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento do trabalho, mesmo para fins comerciais, sem a possibilidade de alterá-lo, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**ARTHUR ANGELO VIEIRA**

**ANÁLISE MACROSCÓPICA DE SPRAYS DE INJEÇÃO EM INJETORES DE  
MOTORES DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação  
apresentado como requisito para obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia Mecânica da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
(UTFPR).

Orientador: Rafael Sene de Lima.

Data de aprovação: 29/novembro/2022

---

Rafael Sene de Lima  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ismael de Marchi Neto  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ricardo De Vasconcelos Salvo  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA**

**2022**

Dedico este trabalho a todas as pessoas que  
contribuíram para minha graduação ao longo dos  
últimos anos.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus primeiramente por me permitir a vida, a minha família por poder me proporcionar o estudo em uma cidade distante.

A todos os professores que contribuíram para o conhecimento adquirido em especial ao Prof. Dr. Rafael Sene de Lima, por me orientar da melhor forma e ao Prof. Dr. Rodrigo Correa da Silva que me permitiu desenvolver as primeiras ideias sobre o tema deste trabalho.

Agradeço também ao meu grande amigo José Rodrigues que com todo seu conhecimento em máquinas agrícolas contribuiu grandemente com as informações necessárias.

Aos meus colegas de curso que sempre me ajudaram quando precisei.

## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo principal analisar macroscopicamente o comportamento dos sprays de injeção de diesel e biodiesel em um motor de uma máquina agrícola. Foi realizado por meio de testes numéricos o cálculo do comprimento e o ângulo de abertura de spray dos combustíveis injetados dentro de um motor, com diferentes combustíveis e modelos de bicos injetores, seguindo o modelo de Kegl e Lešnik (2018) cada variação de pressão e combustível apresentou valores diferentes de comprimento e ângulo onde o maior diâmetro do orifício do injetor apresentou os maiores valores de comprimento e ângulo de spray.

Palavras-chave: bico Injetor; motor diesel; biodiesel; comprimento de spray.

## **ABSTRACT**

The main objective of this work is to macroscopically analyze the behavior of diesel and biodiesel injection sprays in an engine of an agricultural machine. The calculation of the length and spray opening angle of fuels injected into an engine was performed using numerical tests, with different fuels and models of injector nozzles, following the model by Kegl and Lešnik (2018) for each pressure variation and fuel showed different values of length and angle where the largest diameter of the injector orifice had the highest values of length and spray angle.

Keywords: injector nozzle; diesel engine; biodiesel; spray length.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Gráfico 1 - Comparativo Kegl x motor 84wi a 50 Mpa.....	30
Gráfico 2 - Comparativo Kegl x motor 84wi a 90 Mpa.....	31
Gráfico 3 - Comparativo Kegl x motor 84wi a 180 Mpa.....	32
Gráfico 4 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 50 Mpa.....	33
Gráfico 5 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 90 Mpa.....	34
Gráfico 6 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 180 Mpa.....	35
Gráfico 7 - Comparativo s500, s10 e biodiesel a 50 Mpa.....	36
Gráfico 8 - s500, s10 e biodiesel a 90 Mpa.....	37
Gráfico 9 - diesel s500, s10 e biodiesel á 180 Mpa.....	37
Gráfico 10 - ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 50 Mpa.....	39
Gráfico 11 - ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 90 Mpa.....	40
Gráfico 12 - ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 180 Mpa.....	41
Gráfico 13 - Comparativo do comprimento de spray entre os bicos a 50 Mpa.....	41
Gráfico 14 - Comparativo de abertura de spray entre os bicos a 50 Mpa.....	43
Gráfico 15 - Comparativo do comprimento de spray entre os bicos a 90 Mpa.....	43
Gráfico 16 - Comparativo do ângulo de abertura de spray entre os bicos a 90 Mpa.....	44



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados dos combustíveis.....	28
Tabela 2 – Dados dos bicos injetores.....	28
Tabela 3 – Comprimento de spray e tempo de quebra a 50 Mpa para os bicos injetores da Tabela (2).....	42
Tabela 4 – variação de comprimento de spray e tempo de quebra a 90 Mpa.....	44

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
Coef.	Coeficiente
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
NBR	Normas Brasileiras
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

## LISTA DE SÍMBOLOS

T	Temperatura	[°C]
V	Volume	[m <sup>3</sup> ]
P	Pressão	[Pa]
L	Comprimento de spray	[mm]
P <sub>inj</sub>	Pressão de injeção	[Mpa]
P <sub>g</sub>	Pressão na câmara de combustão	[Mpa]
D <sub>g</sub>	Densidade do gás	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta$	Ângulo do spray	[°]
$\eta_f$	Viscosidade dinâmica líquida	[mm <sup>2</sup> /s]
$\eta_g$	Viscosidade dinâmica gasosa	[mm <sup>2</sup> /s]
$\sigma_f$	Tensão superficial do combustível	[N/m]
d <sub>0</sub>	Diâmetro do orifício do injetor	[mm]
$\rho_f$	Densidade do combustível	[kg/m <sup>3</sup> ]
t	Tempo de injeção	[ms]
t <sub>b</sub>	Tempo de quebra	[ms]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>13</b>
<b>2 OBJETIVO.....</b>	<b>16</b>
<b>3 JUSTIFICATIVA.....</b>	<b>17</b>
<b>4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>18</b>
<b>4.1 A evolução dos sistemas de injeção.....</b>	<b>19</b>
<b>4.2 Sistema common rail.....</b>	<b>20</b>
<b>4.3 Bicos injetores.....</b>	<b>21</b>
<b>4.4 Características do comprimento e ângulo de spray pela análise macroscópica.....</b>	<b>22</b>
<b>5 METODOLOGIA.....</b>	<b>25</b>
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>29</b>
<b>7 CONCLUSÃO.....</b>	<b>45</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>46</b>

## 1 INTRODUÇÃO

No Brasil desde o século XVI a prática da agricultura começou no período das capitânicas hereditárias com o cultivo da cana-de-açúcar. Nessa época as atividades eram baseadas na mão-de-obra escrava como ilustrado na Figura 1, como elas ficavam próximas ao litoral brasileiro e mais concentradas na região nordeste do país, a única cultura produzida era a cana. Atualmente a agricultura desenvolveu-se ao ponto de se tornar responsável por 25% do PIB brasileiro devido a alta qualidade dos solos e o clima extremamente favorável para a grande maioria das culturas. Conforme a agricultura foi evoluindo junto com ela cresceu também as evoluções tecnológicas, principalmente voltadas para a mecanização do campo, fazendo com que vários fabricantes do mundo todo viessem para cá aprimorar suas tecnologias e fornecer equipamentos para os agricultores. Essas melhorias não só contribuem para a agilidade do plantio e da colheita, bem como a manutenção do cultivo, a hidratação nos períodos de seca, a pulverização de mecanismos de defesa biológica e aumentou a velocidade de produção.

**Figura 1 - Pintura representando escravos trabalhando na colheita da cana-de-açúcar**



**Fonte: Adaptado de Ciclo do Açúcar no Brasil (2018)**

O estado do Paraná, segundo maior produtor de soja do país, possui uma região com uma das porções de terras mais férteis do Brasil. A região norte do estado é composta de uma grande faixa de terra vermelha, um tipo de solo de coloração avermelhada resultado da decomposição de rochas basálticas vindas

de origem vulcânica. Essa alta qualidade do solo faz com que a produtividade de certas commodities como a soja, trigo e milho seja muito vantajosa.

A cidade de Londrina, segundo maior município do estado, situada na região norte, é um grande exemplo de macrorregião agrícola, com isso a demanda por maquinários e implementos como a colheitadeira da Figura 2, se torna extremamente grande.

Esse grande número de máquinas agrícolas trabalhando principalmente nos períodos de colheita eleva o consumo de combustíveis fósseis e aumenta conseqüentemente a emissão de poluentes. Em vista da poluição atmosférica a combustão incompleta do óleo diesel mineral gera uma alta produção de gás monóxido carbônico que quando em contato com a atmosfera acaba por danificá-la. Para uma melhoria da poluição atmosférica uma das alternativas é o uso de biodiesel como combustível. O biodiesel é um combustível renovável a partir da reutilização de óleos residuais (frituras) e gordura animal junto ao diesel mineral melhorando a qualidade de lubrificação e minimizando o índice de poluentes.

**Figura 2 - Colheitadeira de soja.**



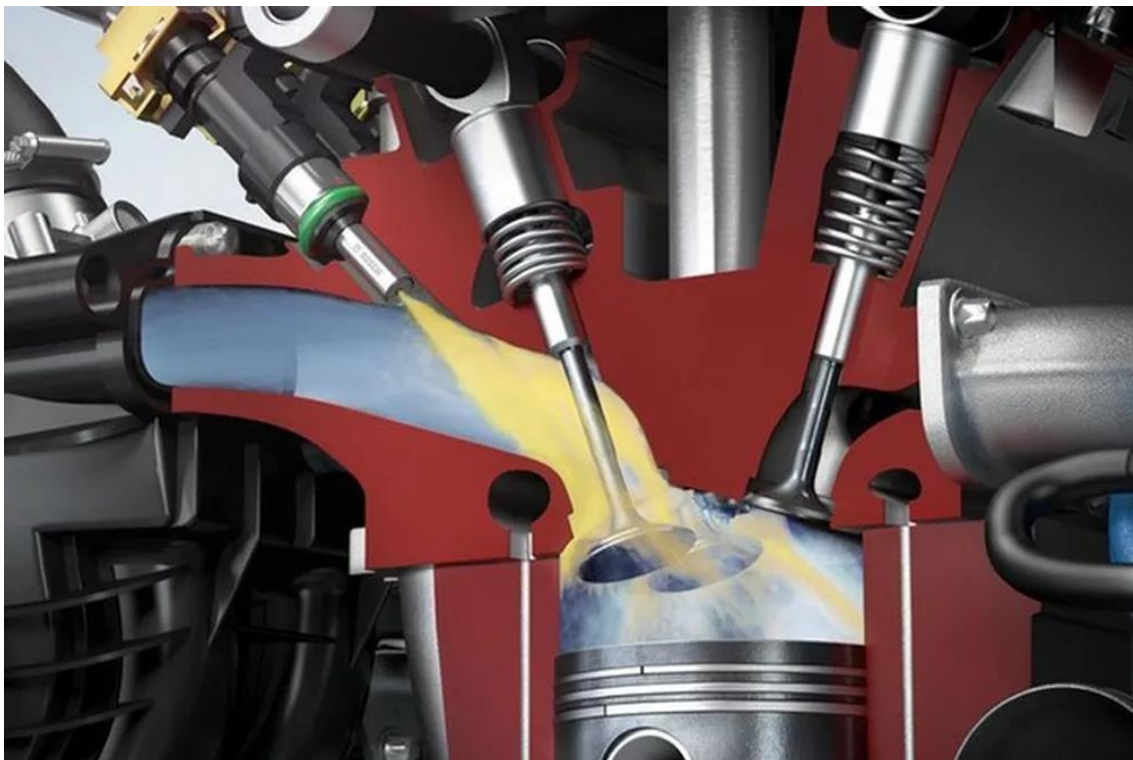
**Fonte: Adaptado de [www.valtra.com.br](http://www.valtra.com.br)**

O motor diesel teve sua primeira patente registrada por Rudolf Diesel em 1897 e foi desenvolvido para usar óleo vegetal, porém o melhor desempenho foi

obtido com um dos primeiros subprodutos do petróleo que em homenagem a Rudolf foi denominado como diesel.

Os motores de ciclo diesel a exemplo da Figura 3 necessitam apenas da compressão da mistura ar combustível no interior do cilindro para que a combustão ocorra em uma pressão elevada. A mistura do combustível é injetada em uma alta pressão na câmara de combustão fazendo com que ocorra a autoignição e a explosão aconteça. Essa injeção do combustível, nos motores mais modernos, é feita por bicos injetores através de um sistema chamado Common Rail onde o acúmulo de pressão do combustível é independente da rotação do motor fazendo com que a emissão de poluentes nocivos seja inferior.

**Figura 3 - Ilustração representativa de um sistema de injeção direta em motor diesel.**



**Fonte: Revista Auto Esporte (2019)**

Para B. Kegl (2018), o motor diesel mais moderno tem que cumprir os requisitos relativos buscando melhorar o desempenho, consumo de combustível e atender as necessidades atuais e futuras dos regulamentos de emissões de poluentes cada vez mais rígidos. Segundo ele, as emissões nocivas,

principalmente de NO<sub>x</sub>, são altamente dependentes do processo de combustão. O processo de combustão é influenciado significativamente pelo processo de injeção de combustível e pela mistura de ar e combustível, por isso é importante entender a formação do spray e suas características.

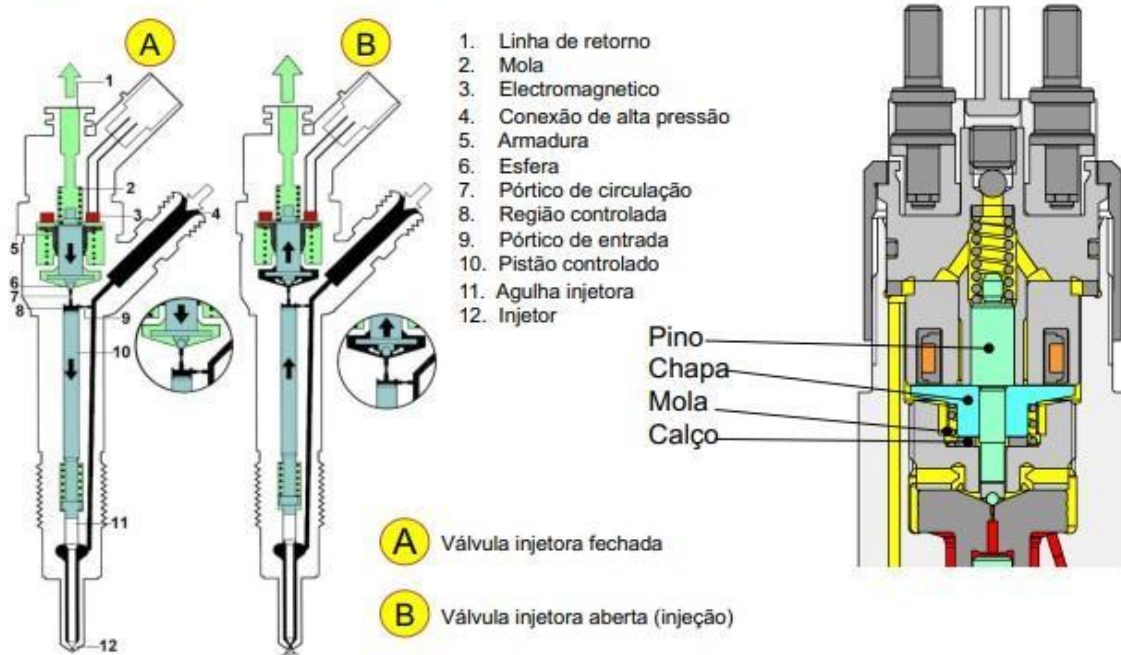
De acordo com B. Mohan et al. (2014), o biodiesel é uma das mais potentes alternativas para acabar com os combustíveis fósseis, ele é uma fonte de energia renovável e tem mostrado resultados promissores na redução de combustão incompleta dos hidrocarbonetos, materiais particulados e monóxido de carbono. O biodiesel é melhor que o diesel mineral em termos de ponto de fulgor, aromatização, teor de enxofre e número de cetano. Ele pode ser produzido a partir de várias matérias primas comestíveis e não comestíveis através do processo de transesterificação.

O bico injetor (Figura 4) tem um papel importante para o controle de fluxo de combustível e desempenho, dessa forma é necessário entender como o formato do Spray e suas características influenciam na performance, durabilidade e emissão de gases de um motor ciclo diesel.



Figura 4 – Componentes do bico Injetor de um motor diesel.

## Injetores do Common Rail



Fonte: Adaptado de Manual AGCO POWER (2016).

## 2 OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo geral analisar macroscopicamente o comportamento do spray injetado de diferentes injetores e combustíveis no motor de uma máquina agrícola por meio de comparação com modelos matemáticos disponíveis na literatura. Os objetivos específicos são:

- I. Revisão da literatura de sprays em bicos injetores em motores diesel.
- II. Adaptação a ferramenta Python.
- III. Implementação e validação dos modelos existentes na literatura.
- IV. Aplicação dos modelos disponíveis na literatura para análise dos bicos Injetores presentes nas máquinas agrícolas para diesel e biodiesel.
- V. Análise dos resultados.
- VI. Elaboração do relatório do trabalho de conclusão de curso.

### 3 JUSTIFICATIVA

Devido ao alto consumo de diesel demandado pela agricultura principalmente nos períodos de safra, a substituição do diesel por uma fonte renovável se torna cada vez mais necessária para a redução das emissões nocivas e de poluentes. O uso de biodiesel em motores do ciclo diesel melhora os produtos de combustão. Além de ser uma fonte de energia renovável ele possui melhor número de cetano (melhoria no desempenho da ignição) e lubricidade (redução de desgaste, especialmente do sistema de ignição), amplia a vida útil do catalisador do sistema de escapamento de automóveis e reduz a emissão de COx e NOx por apresentar uma combustão mais completa.

Este trabalho busca através de equações modeladas em Python apresentar o comparativo da influência para o comprimento e ângulo de abertura de spray de diferentes modelos de injetores de diesel e diferentes variações de diesel e biodiesel em um motor de uma máquina agrícola.

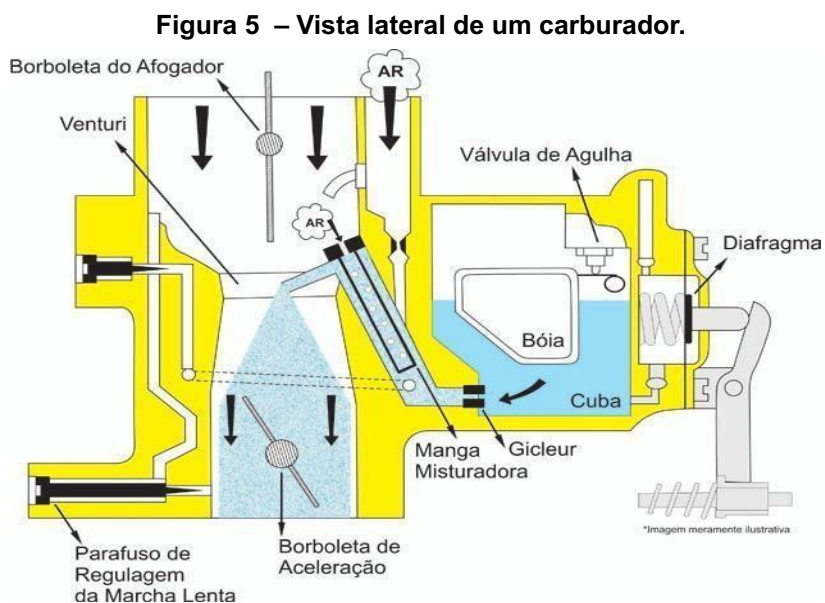
## 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As mudanças nas máquinas agrícolas permitiram seu desenvolvimento tanto para aumento de produção, quanto para economia. As maiores modificações que ocorreram no motor foram principalmente nos componentes de injeção de combustível, eles sofreram grandes mudanças na forma e eficiência a ponto de trazerem o maior controle do desempenho da máquina em geral.

### 4.1 A evolução dos sistemas de injeção.

De acordo com Reis et al. (1999), assim que o motor diesel desembarcou nos Estados Unidos em 1899, suas melhorias técnicas começaram a ser mais rápidas. A partir daí que Rudolf Diesel, em 1910, teve o prazo de validade de sua patente expirado, incentivando outros pesquisadores da época, como Robert Bosch e Frantz Lang, na década de 1920, a aperfeiçoarem o sistema de injeção de combustível com a aplicação da bomba de pistão com ranhuras, elevando a pressão do motor e tornando-os mais eficientes e com alto nível de confiança.

Segundo Silva (2015), a evolução do sistema de injeção começou com a mudança dos primeiros combustíveis, eles deixaram de ser gases e foram transformados em líquidos, sendo mais fáceis de serem transportados e armazenados. O principal componente que misturava ar e combustível para um melhor desempenho era o carburador, Figura 5. Os primeiros carburadores eram de superfície e foram melhorados até os modelos de spray, pelo princípio de Venturi. Em seguida surgiram os motores com injeção eletrônica de combustível, composto por injetores eletrônicos, sensores, central, e somente nos anos 90 o sistema eletrônico de injeção foi adaptado para os motores diesel.



**Fonte: Regulando Carburador – Uma espécie em extinção (2012)**

O sistema de injeção eletrônica traz mais benefícios, como diminuição de ruídos oriundos da antiga unidade de injeção mecânica, menor vibração e melhoria no consumo. Tal sistema se tornou destaque no cenário mundial devido à redução do nível de emissões de poluentes exigidos pelo mercado e legislações mundiais. O sistema de injeção eletrônica trabalha com pressões mais altas de injeção, curvas calibradas de injeção e dosagem precisa do volume da mistura de ar e combustível.

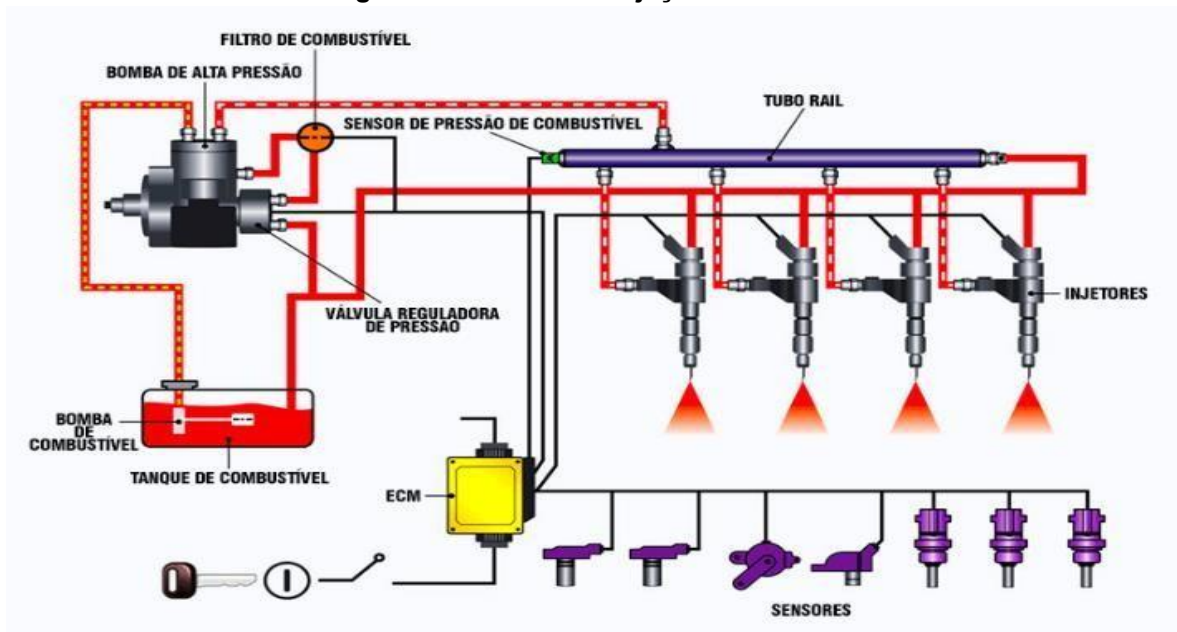
Devido às exigências das normas EURO 6 na Europa e CONAMA P7 no Brasil, que ditam os níveis de controle e qualidade no padrão de emissões e o material particulado emitido pelos motores diesel, é necessária a utilização de sistemas de injeção cada vez mais eficientes. Atualmente somente os sistemas mais modernos de injeção são capazes de atender a tais requisitos, os sistemas anteriores ao eletrônico e aos semi elétricos estão sendo abolidos, e logo extintos, por não atenderem tais exigências.

#### **4.2 Sistema common rail**

O sistema Common Rail, Figura 6, foi desenvolvido pela Fiat nos anos 90 para veículos de passeio e utilitários, o Alfa Romeo 156 foi o primeiro a utilizar esse sistema em 1997, depois a Mercedes-Benz E 320 CDI passou a usar esse modelo de injeção e mais tarde a empresa multinacional alemã Bosch aperfeiçoou e patenteou esse Sistema, atualmente ele é o sistema que mais respeita as normas antipoluição do século XXI.

O Common Rail é composto por uma bomba de injeção, o tubo rail, os bicos injetores, sensores detectores das condições de funcionamento do motor e uma central eletrônica que regula todos os componentes. A bomba quando acionada pelo motor aumenta a pressão do combustível (de 500 a 2000 bar) independente da rotação do motor, o rail acumula e distribui o combustível aos injetores de cada cilindro e os injetores mandam combustível através de um spray no interior da câmara de combustão.

Figura 6 – Sistema de injeção Common Rail



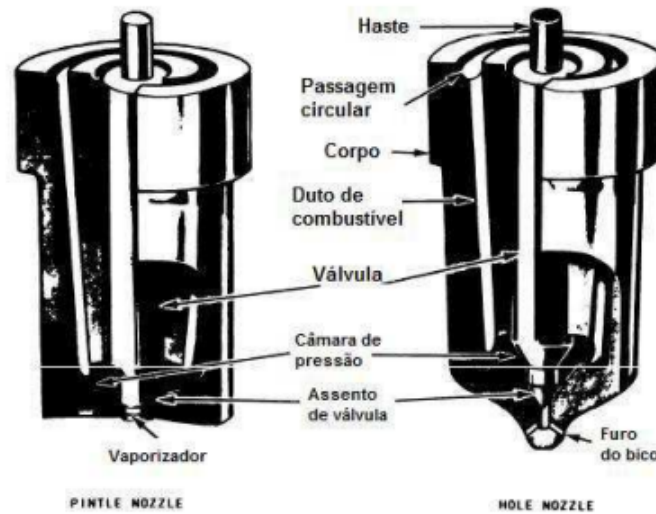
Fonte: Adaptado de Manual AGCO POWER (2016)

Atualmente quase todos os motores Diesel utilizam esse sistema, a otimização da pressão de injeção reduz o consumo de combustível e melhora a qualidade da combustão dele, além de aumentar a potência e o rendimento do motor.

### 4.3 Bicos injetores

Os bicos injetores utilizados em motores diesel são constantemente otimizados para melhorar a pulverização na câmara de combustão, a pressão vinda do sistema faz com que acione a abertura do orifício de injeção e ocorra a injeção de combustível no cilindro. Os orifícios de passagem podem ser em um único furo ou múltiplos furos a depender do fabricante, esses dois modelos podem ser observados na Figura 7.

**Figura 7 - Ponta de pulverização e furo do bico injetor**



Fonte: Adaptado de (RONALD R. HALOWELL, 2003)

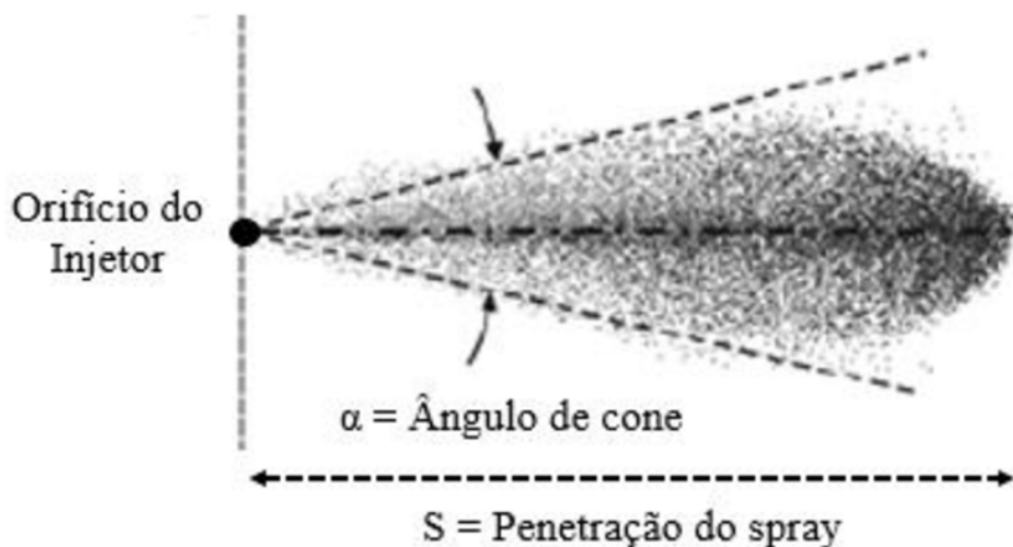
O bico de múltiplos furos traz uma boa atomização, porém menor penetração que o bico de único furo. O bico de múltiplos furos é utilizado com o tipo aberto de câmara de combustão na qual a atomização elevada é mais importante do que a penetração. O padrão de pulverização do bico de múltiplos furos depende do número e da posição dos furos, eles variam de 0,1524 mm até cerca de 0,8382 mm de diâmetro, comprimento de cerca de 1 mm, e o seu número pode variar entre 3 e 18 para motores de grande calibre. Independentemente do design, todos os bicos funcionam para direcionar o combustível para o cilindro em um padrão que trará a combustão mais eficiente. Obviamente, qualquer defeito nos bicos e pontas terá um efeito adverso no funcionamento do motor. O número e a dimensão dos furos dependem da quantidade de combustível que tem de ser injetada, da geometria da câmara de combustão e do movimento de ar (turbulência) no interior do cilindro.

#### **4.4 Características do comprimento e ângulo de spray pela análise macroscópica**

De acordo com Kegl e Lesnik (2018) a análise macroscópica tem como foco estimar a área do spray, o ângulo do cone do spray e a penetração da ponta do spray, a exemplo da Figura 8. A penetração é definida como a distância entre a

saída do bico injetor e o ponto mais distante do spray. A definição mais comum para o ângulo do cone é o ângulo médio formado por duas linhas retas, saindo do bico injetor e tangenciando as extremidades externas do spray. Existem muitos modelos para a simulação macroscópica das características do spray, porém, ainda há necessidade de investigações mais aprofundadas devido aos novos combustíveis alternativos e sistemas de injeção otimizados.

**Figura 8 - Penetração e ângulo de cone de um spray gerado por um injetor de injeção direta**



Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Os modelos matemáticos para características de spray de combustível são modelos fenomenológicos, obtidos pela integração da física, métodos e dados experimentais. Por esta razão, existem modelos que exibem variações bastante pequenas; principalmente devido a vários dados usados para sua calibração.

Alguns modelos para penetração de ponta de spray são baseados na teoria de uma zona, outros modelos são baseados na teoria de duas zonas. Em primeiro, Wakuri et al. (1960), usou a teoria do momento com base na ideia de que o ar era induzido em uma corrente de jato de combustível resultando em uma espécie de gás misto com gotículas de combustível, chegando nas equações (1) e (2) para o comprimento e ângulo de spray.



$$L = 1,189 \cdot Cc^{0,25} \cdot \left(\frac{P_{inj} - P_g}{\rho_g}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{do \cdot t}{\tan\theta}\right)^{0,5} \quad (1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \cdot \left( Vo \cdot \left( \frac{t \cdot \sqrt{Cc \cdot \frac{\rho_f}{\rho_a}}}{\frac{s^2}{do}} \right) \right) \quad (2)$$

Onde L é comprimento do Spray, Cc é o coeficiente de contração, Pinj é a pressão de injeção, Pg é a pressão na câmara de combustão, ρg é a densidade do gás na câmara de combustão, do é o diâmetro da ponta de pulverização, t é o tempo, θ é o ângulo de abertura do spray, Vo é a velocidade do jato na saída do bico injetor [m/s], e a densidade do gás ambiente e do combustível são representadas respectivamente por ρa e pf.

Dent (1971), incorporou um termo adicional de razão de temperaturas para condição de evaporação na equação de correlação para sprays produzidos em condições de não evaporação, para acomodar a variação no comprimento da pulverização devido aos efeitos da temperatura elevada, foi proposta a Equação (3).

$$L = 3,07 \cdot \left(\frac{P_{inj} - p_g}{\rho_g}\right)^{0,25} \cdot (do \cdot t)^{0,5} \cdot \left(\frac{294}{T_g}\right)^{0,25} \quad (3)$$

na qual Tg é a temperatura ambiente na câmara de combustão.

Outros modelos de uma zona diferem dos modelos de Dent (1971) e Wakuri et al. (1960) apenas nos coeficientes ou fatores expoentes dos parâmetros de injeção, bico e pulverização. O modelo de duas zonas utiliza duas equações diferentes, uma desde o início da injeção até o tempo de ruptura do jato, onde a penetração é proporcional ao tempo, a outra que excede o tempo de ruptura do jato, onde a penetração é proporcional à raiz quadrada do tempo.

Essas correlações de penetração da ponta de pulverização, para as fases de líquido e vapor, não variam significativamente entre as condições de spray evaporativo e não evaporativo. O primeiro modelo de duas zonas aplicado foi desenvolvido por Hiroyasu & Arai (1990). Este foi um ponto de partida para muitos outros modelos de pulverização onde a penetração da ponta de pulverização é calculada a partir da injeção, diâmetro de abertura do bico, propriedades do fluido e condições da câmara de pulverização. Todos os modelos matemáticos

existentes para o ângulo de pulverização fornecem mais ou menos ângulos constantes durante todo o tempo de desenvolvimento da pulverização. Reitz & Bracc (1979) e Ruiz & Chigier (1991) desenvolveram um modelo matemático para o ângulo de pulverização empregando o modelo de desmembramento aerodinâmico, que inclui a proporção de Reynolds e Número de Weber (4) do fluxo de líquido. Outros modelos incluem algumas características dos bicos e parâmetros de injeção, propriedades dos combustíveis e condições da câmara de pulverização. Os modelos existentes diferem uns dos outros por diferentes coeficientes ou fatores expoentes das variáveis de modelo incluídas.

$$We = \rho \cdot v^2 \cdot l \cdot 1/\sigma \quad (4)$$

na qual  $\rho$  é a densidade do fluido [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ],  $v$  é a sua velocidade [ $\text{m/s}$ ],  $l$  é o comprimento característico [ $\text{m}$ ] e  $\sigma$  a tensão superficial.

O estudo de Kegl e Lesnik (2018) comparou a injeção de diesel mineral e biodiesel de óleo de colza em uma câmara de alta pressão de spray, montada em uma bancada de teste de sistemas de injeção. Utilizou nitrogênio ( $\text{N}_2$ ) para criar uma atmosfera de alta pressão na câmara de combustão, a pressão desejada ficou na faixa de 4 a 6 MPa que foram ajustadas utilizando uma válvula reguladora de pressão. O combustível foi levado até o injetor pela bomba de alta pressão BOSCH PES 6A 95D 410 LS 2542 e injetado pelo injetor BOSCH DLLA 5S834 com um único orifício de injeção de diâmetro 0.68mm. A aquisição dos dados foi feita através do software LabVIEW que monitorou e processou todos os dados obtidos.

## 5 METODOLOGIA

O modelo de Kegl e Lesnik (2018) foi desenvolvido a partir da combinação dos modelos de Dent (1971) e Wakuri et al. (1960), os quais foram enriquecidos com termos adicionais, formulado como resultado de dados experimentais e experiência prática, reunidos durante a realização de testes e medições com diversos combustíveis. O modelo resultante para penetração de ponta de pulverização e ângulo de pulverização é baseado em uma teoria de duas zonas.

A Equação (5) para o tempo de separação ( $t_b$ ) foi modificada. Além disso, o modelo para cálculo do ângulo de pulverização inclui variáveis adicionais, tais como: comprimento de pulverização  $L$ , viscosidade dinâmica do combustível líquido  $\eta_f$  e gasoso  $\eta_g$  e tensão superficial do combustível  $\sigma_f$ . O termo de comprimento de pulverização está incluído na Equação (7) porque à medida que o spray penetra, as gotas nas fronteiras tornam-se menores e se difundem facilmente, gerando uma tendência do ângulo do cone de pulverização. Este efeito está presente apenas por um curto período após o início da injeção; portanto, este termo está incluído apenas dentro do tempo de separação ( $t_b$ ).

Durante o tempo de separação, a viscosidade dinâmica do combustível e a tensão superficial também têm uma influência no ângulo de pulverização. Após o tempo de quebra, o ângulo de pulverização estabiliza e depende apenas da viscosidade dinâmica. A pouca redução do ângulo de pulverização, após o período de separação, é considerada por um termo linear dependente do tempo. A penetração da ponta de pulverização é representada pela variável  $L$  (mm) e ângulo de pulverização pela variável  $\theta$  ( $^\circ$ ). A Equação (6) calcula o comprimento do spray antes do tempo de quebra, a Equação (7) faz o mesmo, porém após o tempo de quebra. Da mesma forma, as Equações (8) e (9) calculam o ângulo de spray antes e após o tempo de quebra  $t_b$ .

$$t_b = 28,65 \cdot \frac{\rho_f \cdot d_0}{\sqrt{\rho_f \cdot \Delta p}} \quad (5)$$

Para  $t < t_b$ :

$$L = 0,39 \cdot \left( \frac{2 \cdot |P_{inj} - P_g|}{\rho_f} \right)^{0,455} \cdot t \quad (6)$$

Para  $t > t_b$ :

$$L = 92 \cdot \left( \frac{|P_{inj} - P_g|}{\rho_f} \right)^{0,233} \cdot (d_0 \cdot t)^{0,5}, \text{ onde } t > t_b \quad (7)$$

Para  $t < t_b$ :

$$\theta = 0,045 \cdot \left( \frac{\rho g \cdot d_o^2 \cdot |P_{inj} - P_g|}{\eta g^2} \right)^{0,25} \cdot \left[ \left( \frac{\eta g}{\eta f} \right)^{0,25} + \left( \frac{5 \cdot 10^{-6}}{\sigma f} \right)^{0,5 \cdot t} + L^{-2} \right] \quad (8)$$

Para  $t > t_b$ :

$$\theta = 0,12 * \left( \frac{\rho g \cdot d_o^2 \cdot |P_{inj} - P_g|}{\eta g^2} \right)^{0,25} \cdot \left[ \left( \frac{\eta g}{\eta f} \right)^{0,25} - 0,05 \cdot t \right] \quad (9)$$

As Tabelas (1) e (2) trazem os dados utilizados para o cálculo das equações (5) a (9). A Tabela 1 apresenta dados dos combustíveis que serão testados nas simulações a serem realizadas neste trabalho. São três tipos de óleos diesel, sendo dois minerais e um biodiesel feito a partir de óleo de cozinha reciclado. Dados para cinco bicos injetores podem ser observados na Tabela 2 foram retirados do trabalho de Moo-Yeon L. et al. (2018), destacando-se o número de orifícios de saída de combustível no bico injetor, além da pressão de injeção e do diâmetro do orifício de cada bico. Nota-se que o bico injetor BOSCH CRIN - 3 é mencionado duas vezes na Tabela 2, sendo a segunda com seis (06) orifícios; este bico equipa o motor 84wi, frequentemente utilizado em máquinas agrícolas. Por falta de dados para o modelo de seis orifícios sobre o diâmetro, utilizamos o diâmetro para um furo e dividimos por 6 a fim de manter o comprimento total somado e validando, segundo a teoria, onde a diferença de um furo ou múltiplos se dá pela atomização do fluido.

Tabela 1 – Dados dos combustíveis

Combustível	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidade cinemática do combustível (mm <sup>2</sup> /s)	Tensão Superficial (N/m)	Densidade do gás na câmara de combustão (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidade e dinâmica do gás (mm <sup>2</sup> /s)
<b>Diesel s500</b>	815 - 865	2,0 - 5,0	0.022 - 0,023	144,30	0.2 - 0.3
<b>Diesel S10</b>	820 850	2,0 - 4,5	0,023 - 0,024	144,30	0.2 - 0.3
<b>Biodiesel</b>	820 850	4,46 - 4,49	0,024 - 0,026	271,90	0.3 - 0.5

Fonte: Petrobras (2014)

Tabela 2 – Dados dos bicos injetores

Modelo	Pressão de injeção ( <i>pinj</i> ) máxima (MPa)	Número de orifícios	Diâmetro do orifício (mm)
BOSCH CRIN - 3	180	1	0,9
BOSCH CRIN - 3 (motor 84wi)	180	6	0,15
BOSCH - CRIP 2.2	150	1	0,354
CUMMINS N14 - 3411767RX	160	8	0,196
LOMBARDINI 6LD360	140	4	0,2
DELPHII B03301A	120	8	0,165

Fonte: Moo-Yeon L. et al. (2018)

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

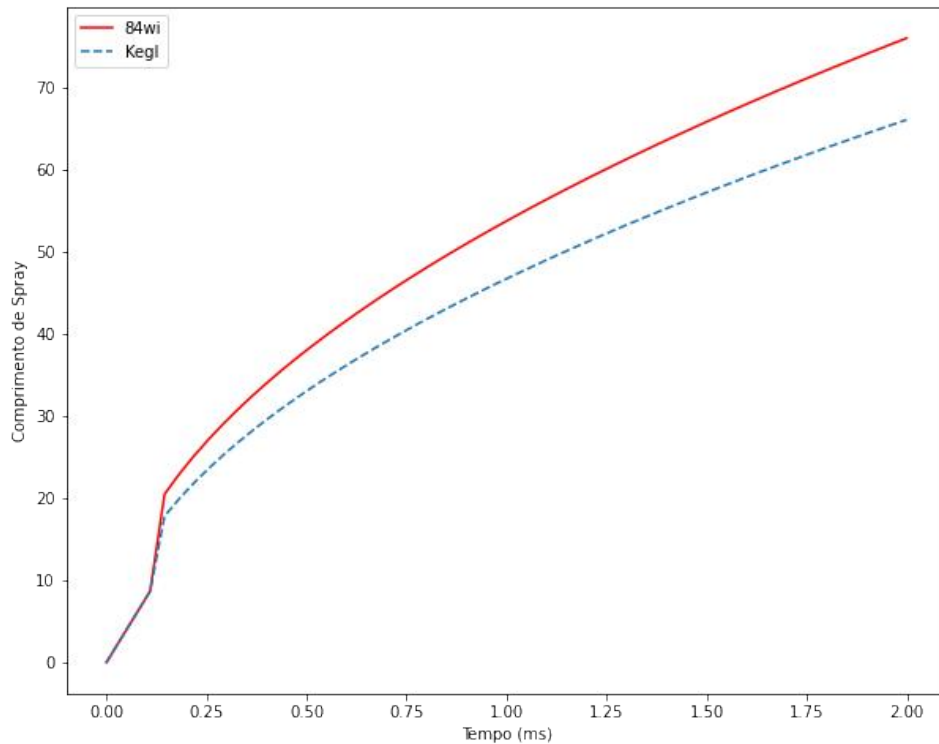
Para avaliar o comportamento do modelo de Kegl e Lesnik (2018), realizou-se um estudo deste perante uma amostra de diversos bicos injetores, os quais foram apresentados na Tabela 2. As variáveis que exercem influência nos cálculos da penetração e ângulo do spray estão apresentadas na Tabela 2, que são:

- pressão máxima de injeção (120 MPa a 180 MPa);
- número de orifícios do bico (1 a 8);
- diâmetro do orifício (0,165 mm a 0,9 mm).

São levantados gráficos para o comprimento do spray ( $L$ ) utilizando as equações (6) e (7) e para o ângulo do spray ( $\theta$ ) utilizando as equações (8) e (9). Nota-se que os cálculos de  $L$  e  $\theta$  requerem o cálculo do tempo de quebra  $t_b$  por meio da Equação (5).

Um detalhe importante na realização dos testes reside na limitação do modelo de Kegl (2018) para  $pinj$  inferiores a 60 MPa, e todos os bicos injetores da Tabela (2) operam com valores de  $pinj$  máximos a partir de 120 MPa. Para avaliar a influência de  $pinj$ , optou-se por utilizar os dados do bico que equipa o motor 84wi, utilizando-se valores de  $pinj$  iguais a 50 MPa, 90 MPa e 180 MPa ( $pinj$  máximo) para o cálculo do comprimento e do ângulo de penetração do spray. O Valor de 50 MPa para  $pinj$  foi escolhido por ser a pressão máxima de injeção testada por Kegl (2018), o valor de 90 MPa por ser um valor intermediário e o valor de 180 MPa por ser a pressão máxima do bico BOSCH CRIN-3 que equipa o motor 84wi. Para o teste supracitado, utilizou-se uma pressão de 6 MPa na câmara de combustão e o combustível Diesel s500. O tempo de avaliação dos testes foi de 2 ms.

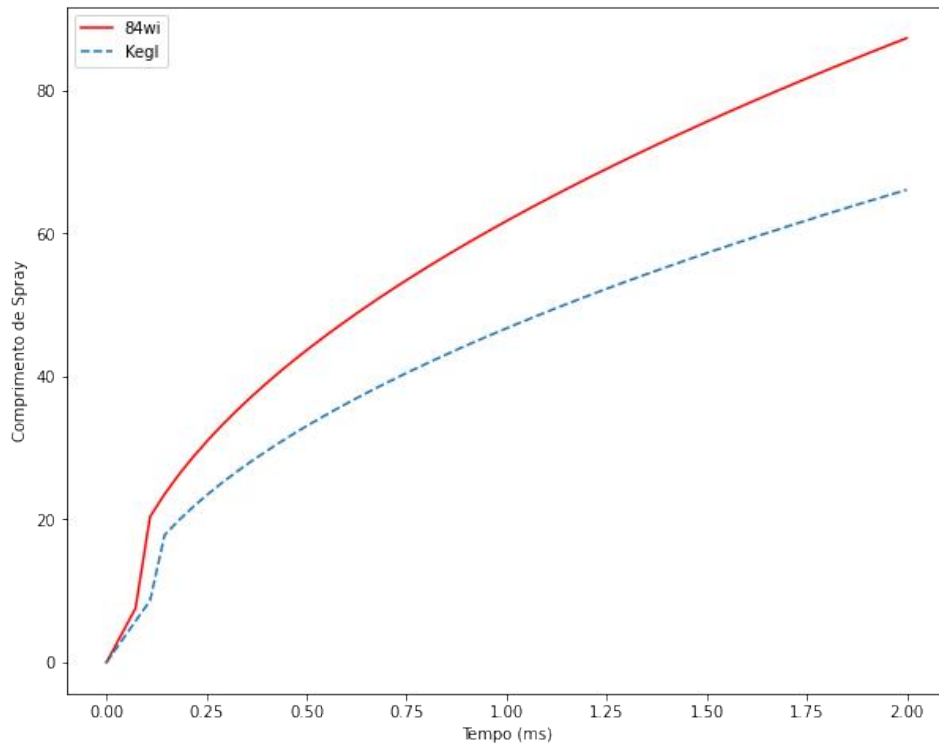
**Gráfico 1 – Comparativo Kegl x motor 84wi a 50 MPa**



**Fonte: Autor**

No gráfico 1 percebe-se que há uma diferença no comprimento do spray, o comprimento máximo que o spray do estudo de Kegl e Lesnik (2018) chegou foi 66,079 mm, já o motor 84wi obteve um comprimento de 76,02 mm, ou seja, 15,05% maior. O diâmetro do bocal do injetor CRIN – 3 utilizado no motor 84wi apresenta um diâmetro maior de bocal em relação ao injetor do estudo de Kegl e Lesnik (2018), esse diâmetro é aproximadamente 32% maior, o que resulta no comprimento de spray maior para o motor 84wi.

Utilizando os mesmos parâmetros do comparativo anterior e aumentando a pressão de injeção do motor 84wi para 90MPa, o comparativo de tempo de quebra e comprimento de spray muda significativamente em relação ao gráfico 1. Pode-se notar, no gráfico 2, que o tempo de quebra se torna diferente, o motor 84wi apresenta um valor 38,16% menor comparado com o estudo de Kegl e Lesnik (2018), já o comprimento de spray para ambos os casos aumenta, mas a diferença entre eles se torna ainda maior quando comparado com o gráfico 1, essa diferença teve um aumento de 33,75%.

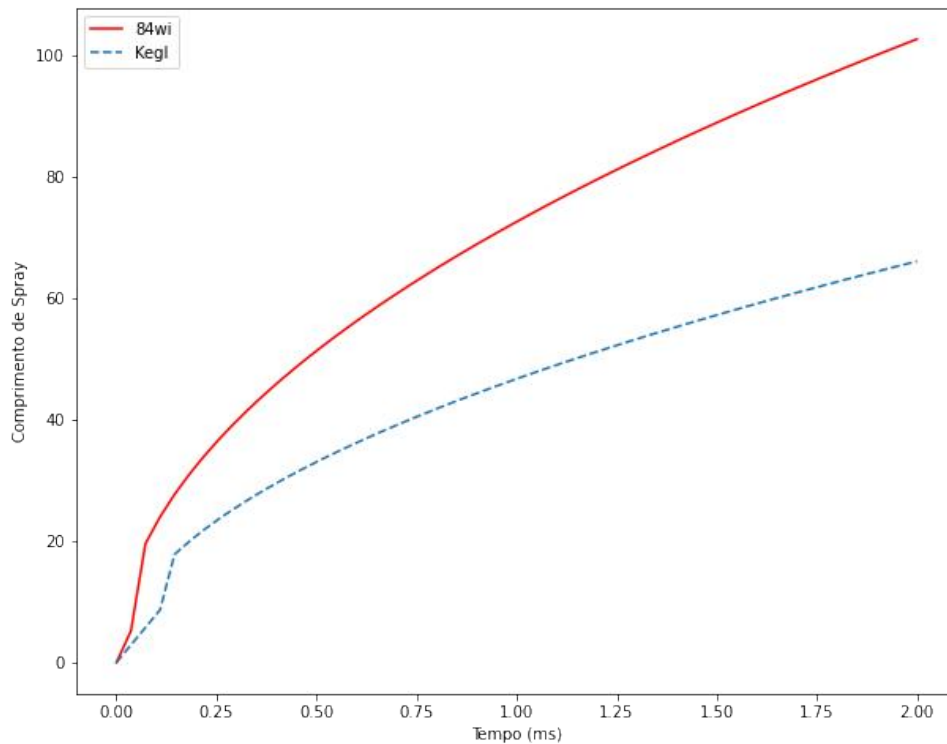
**Gráfico 2 - Comparativo Kegl x motor 84wi a 90 MPa**

**Fonte: Autor**

Ainda mantendo os parâmetros dos comparativos anteriores e considerando as pressões de injeção máxima para o motor 84wi de 180 MPa, nota-se uma diferença do comprimento e tempo de quebra. No gráfico 3 percebe-se que o tempo de quebra para o motor 84wi fica muito próximo do início da injeção na câmara de combustão, um fator que é determinado também pela grande diferença da pressão de injeção e da pressão da câmara de combustão, facilitando ainda mais a atomização do combustível. A diferença de comprimento de spray aumentou para 58,48% e o tempo de quebra ficou 98,86% menor.

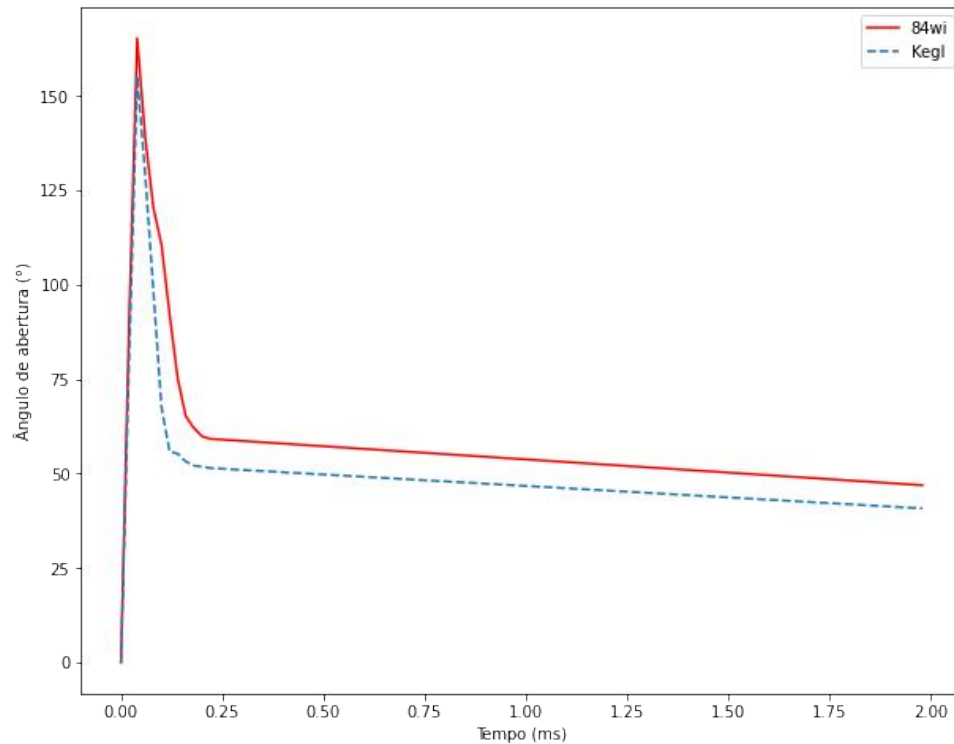


**Gráfico 3 - Comparativo Kegl x motor 84wi a 180 MPa**



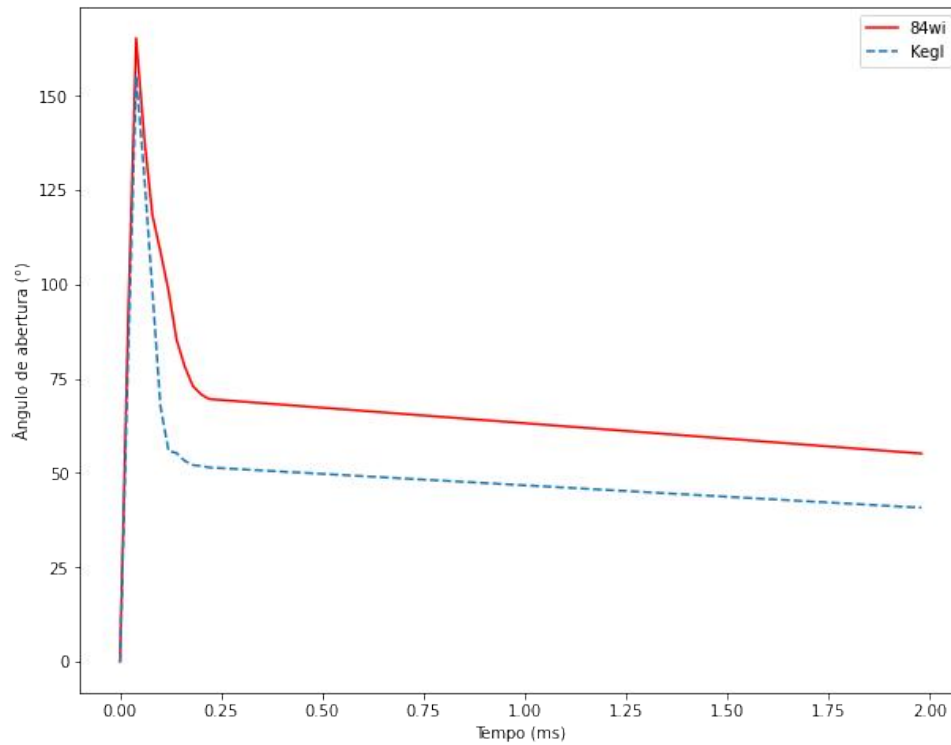
**Fonte: Autor**

O gráfico 4 mostra o ângulo de abertura do spray para uma pressão de injeção de 50 MPa. Um valor maior do diâmetro de orifício do injetor elevou o ângulo de abertura do spray do motor 84wi comparado com o estudo de Kegl e Lesnik (2018). O comportamento aproximadamente constante do ângulo é notado após o tempo de quebra, onde ele se manteve em faixas mais constantes. Para o estudo de Kegl e Lesnik (2018) a estabilização do ângulo ficou próximo a  $41^\circ$ , e para o motor 84 wi  $46^\circ$ . Esses valores, principalmente para o motor 84wi, mostram que diâmetros maiores de orifício influenciam na faixa de estabilização do ângulo.

**Gráfico 4 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 50 MPa**

**Fonte: Autor**

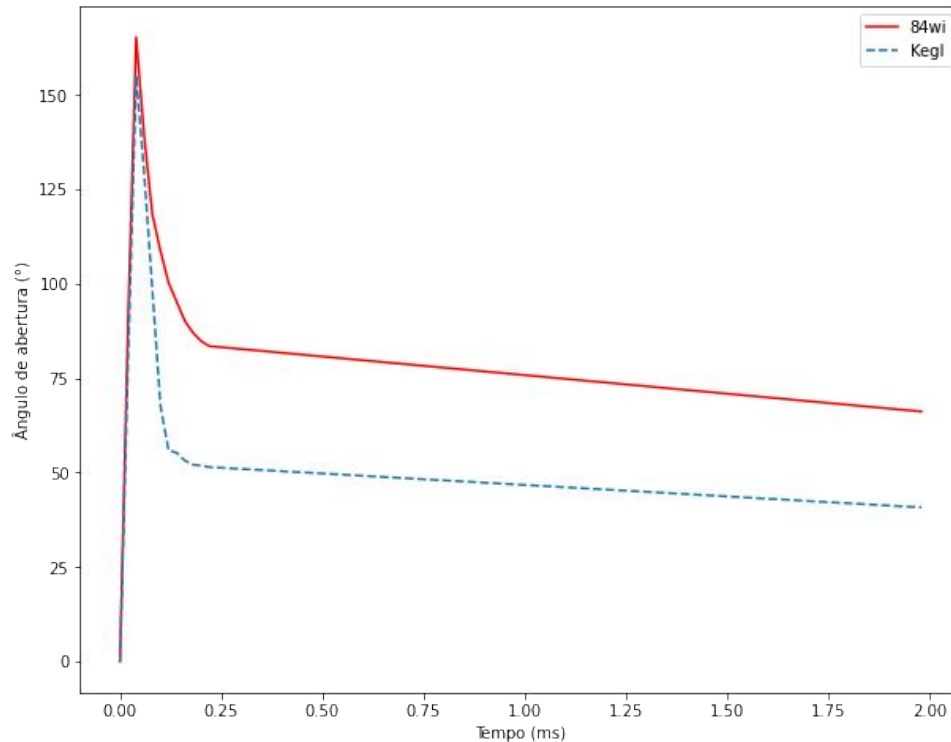
Seguindo o padrão de comparativo para pressão de injeção do motor 84wi em 90 MPa, o gráfico 5 mostra o comparativo relacionado a esse aumento na pressão de injeção (*pinj*). A estabilização do ângulo de injeção para o motor 84wi ficou próximo de 55°. Nota-se um aumento de 14° em relação à pressão de injeção de 50 MPa, e percebe-se também que o tempo de quebra para essa pressão sofreu uma alteração semelhante à do comparativo do comprimento de spray.

**Gráfico 5 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 90 MPa**

**Fonte: Autor**

O gráfico 6 mostra um ângulo de abertura de aproximadamente 66° para a pressão de injeção de 180 MPa. Por fim pode-se notar que na pressão máxima de funcionamento de injeção do motor 84wi, o comprimento de spray ficou em 120 mm com um ângulo de 66° para o diesel s500.

**Gráfico 6 - Comparativo de ângulo de abertura de spray a 180 MPa**

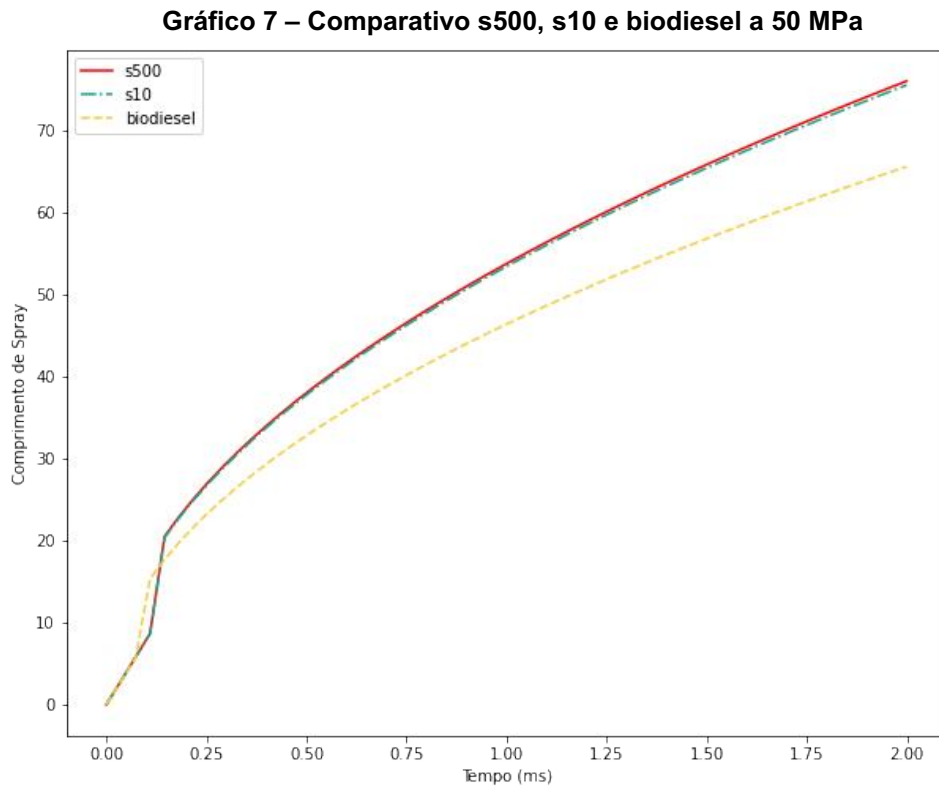


**Fonte: Autor**

Após mostrar o comparativo com o estudo de Kegl e Lesnik (2018) a próxima análise foi o comparativo entre os combustíveis diesel s500, s10 e biodiesel utilizando as equações do estudo aplicadas no motor 84wi. As propriedades dos combustíveis foram retiradas da Tabela 1 para o cálculo das equações de comprimento e de ângulo.

O gráfico 7 mostra que para uma pressão de 50 MPa, o biodiesel possui um comportamento diferente dos outros combustíveis, seu tempo de quebra é menor e seu comprimento de spray também. O comprimento de spray do biodiesel é 63,52 mm enquanto do diesel s10 ficou em 74,11 mm e o diesel s500 73,63mm, o tempo de quebra para o biodiesel ficou em 0,1035 ms enquanto que o diesel s10 ficou em 0,1458 ms e o diesel s500 em 14,50 ms. Por apresentarem propriedades muito parecidas, o diesel s10 e o s500 possuem tempos de quebra parecidos tanto quanto seus comprimentos de spray, já o biodiesel apresenta um

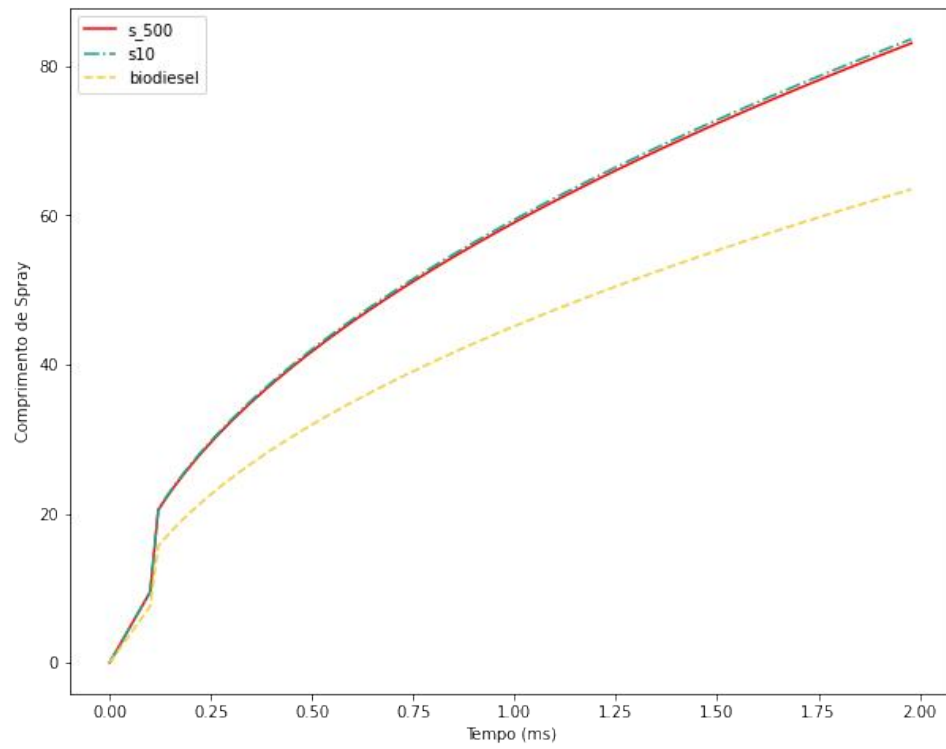
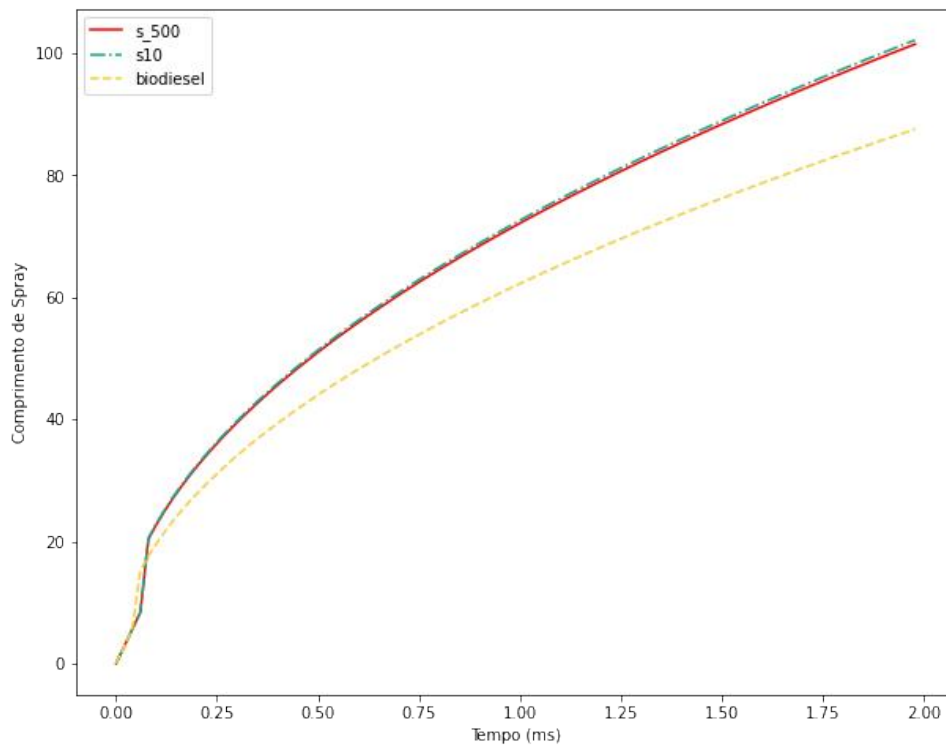
tempo de quebra menor e um comprimento menor, o que favorece a atomização do combustível na câmara de combustão.



**Fonte: Autor**

Para pressões de injeção iguais a 90 MPa, o gráfico 8 mostra que o biodiesel, diesel s500 e s10 apresentaram um tempo de quebra de 0,7983 ms, 0,1118 ms e 0,1124 ms respectivamente, já os comprimentos ficaram em 71,70 mm, 83,11 mm, e 83,65 mm respectivamente. Nota-se que nessa faixa de pressão de injeção os tempos de quebra se aproximam e os comprimentos aumentam, porém a atomização do biodiesel ainda é melhor.

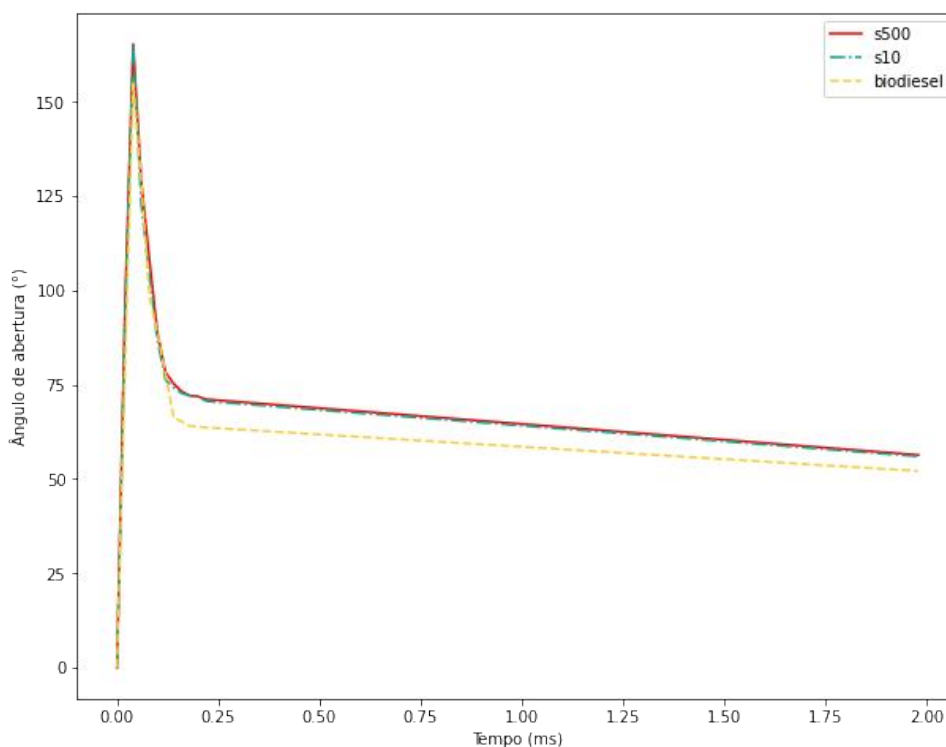
Por fim, no caso de pressão de injeção máxima em 180 MPa a diferença entre os comprimentos se torna menor e o tempo de quebra para o biodiesel é melhor observado no gráfico 9.

**Gráfico 8 – s500, s10 e biodiesel a 90 MPa****Fonte: Autor****Gráfico 9 – Diesel s500, s10 e biodiesel á 180 MPa****Fonte: Autor**

No Gráfico (9), nota-se que o biodiesel apresentou um comprimento de spray de 87,51 mm e um tempo de quebra de 0,052 ms, já o diesel s10 apresentou um comprimento de 102,10 mm e tempo de quebra de 0,0733 ms e o diesel s500 com um comprimento de spray de 101,43 mm e tempo de quebra de 0,07295 ms. Esse tempo de quebra muito próximo do início do tempo de injeção mostra que esse valor de pressão de injeção provoca uma atomização mais rápida do fluido e conseqüentemente uma melhora do processo de combustão, juntamente com um comprimento de spray maior.

A análise feita para os ângulos levou em conta os mesmos parâmetros do comparativo do gráfico 4. Nos gráficos (10) a (12) são apresentados resultados para os combustíveis da Tabela 1, nas pressões de injeção de 50 MPa, 90 MPa e 180 MPa.

**Gráfico 10 – ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 50 MPa**



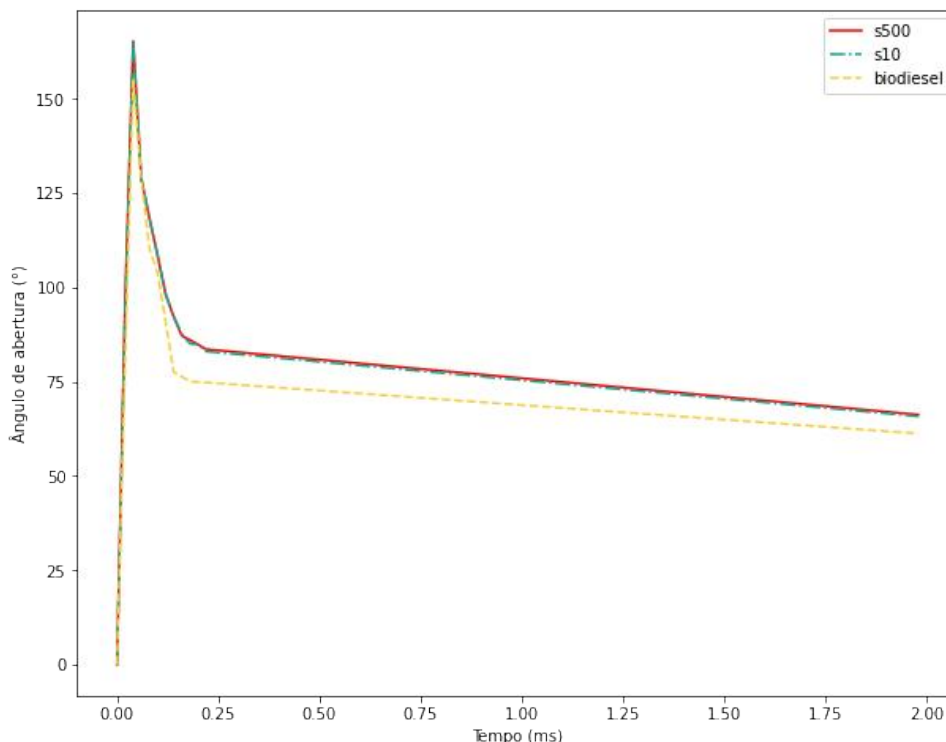
**Fonte: Autor**

Analisando o gráfico 10 nota-se que as distribuições dos ângulos para os combustíveis diesel s500 e diesel s10 são muito próximas, havendo uma diferença mais acentuada para o biodiesel. Para pressão de injeção de 50 MPa, os combustíveis diesel s500, diesel s10 e biodiesel apresentaram valores mínimos para ângulo de abertura do spray de 56,39 °, 55,95 ° e 52,13 °, respectivamente.

Analisando-se o Gráfico (11), para pressão de injeção de 90 Mpa as distribuições dos ângulos possuem comportamento análogo aos do Gráfico (10). Nota-se apenas um incremento dos valores dos ângulos de abertura em todos os combustíveis. Para pressão de injeção de 90 MPa, os combustíveis diesel s500, diesel s10 e biodiesel apresentaram valores mínimos para ângulo de abertura do spray de 66,28 °, 65,82 ° e 61,27 °, respectivamente.



**Gráfico 11 – ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 90 MPa**

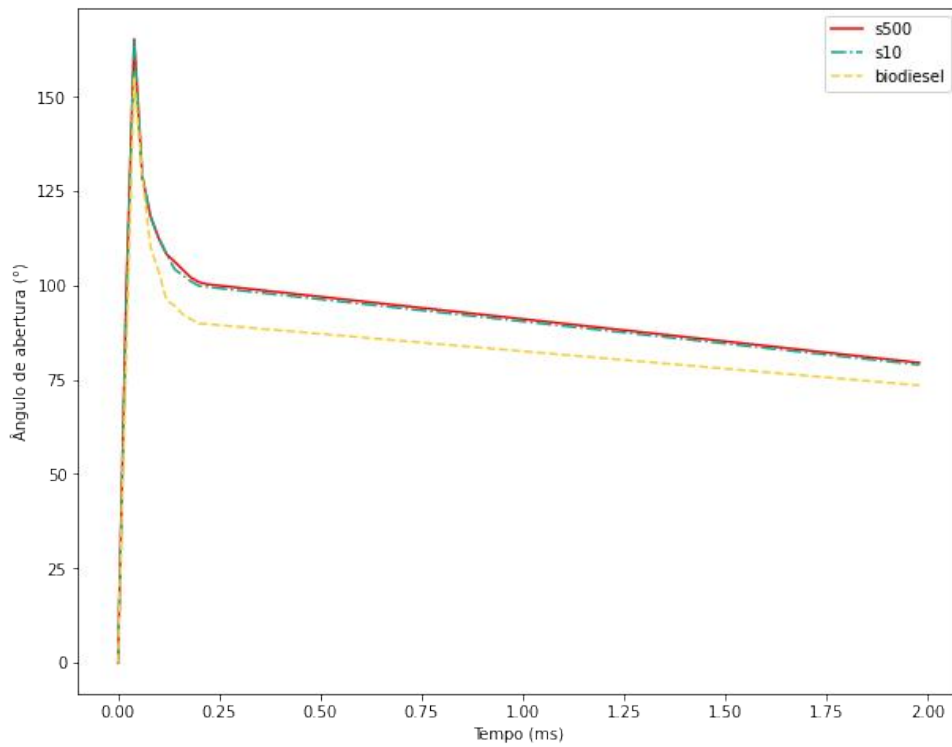


Fonte: Autor

No Gráfico (12), considerando o caso de maior pressão de injeção para o motor 84wi, que seria 180 MPa, novamente nota-se uma semelhança entre as distribuições dos ângulos de spray e os dos Gráficos (10) e (11). Nota-se apenas um incremento dos valores dos ângulos de abertura em todos os combustíveis. Para pressão de injeção de 180 MPa, os combustíveis diesel s500, diesel s10 e biodiesel apresentaram valores mínimos para ângulo de abertura do spray de 79,52°, 78,92° e 73,51°, respectivamente. Também é possível observar uma diferença entre o ângulo de abertura do spray para biodiesel e os demais combustíveis. Tal diferença tende a diminuir ao longo do período de injeção.

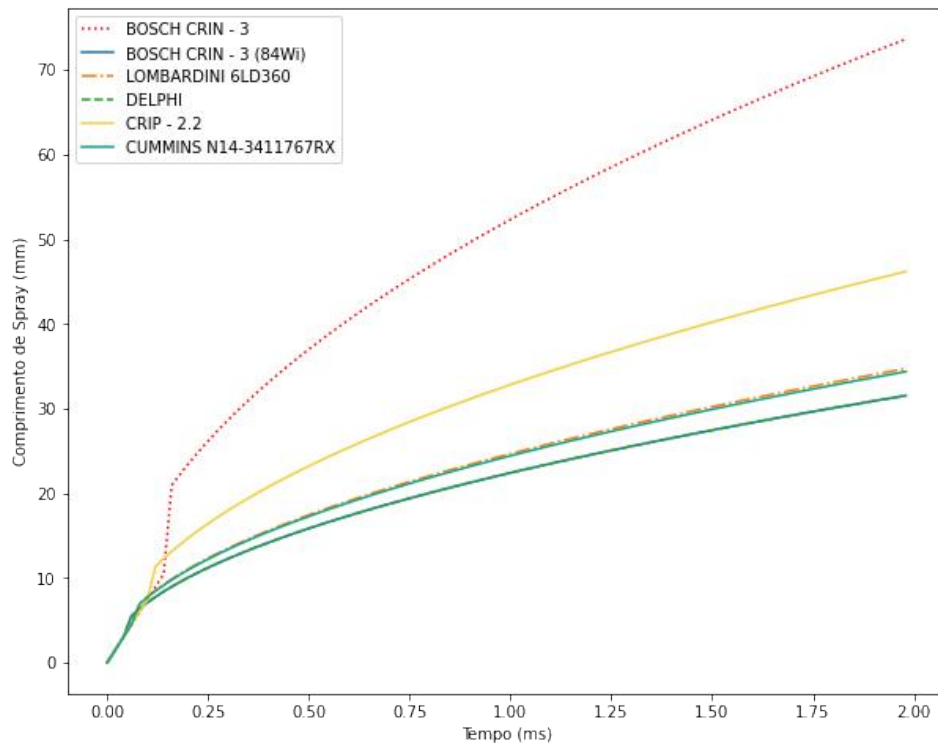
A última análise abordada neste trabalho é a de comparação entre os comprimentos e ângulos de abertura do spray para os bicos injetores da Tabela (2). Foi considerado uma pressão de injeção de 50 MPa, uma pressão na câmara de combustão de 6 MPa e o diesel s500 como combustível.

**Gráfico 12 – ângulo de spray para s500, s10 e biodiesel a 180 MPa**



Fonte: Autor

**Gráfico 13 – Comparativo do comprimento de spray entre os bicos a 50 MPa**



Fonte: Autor

O gráfico 13 mostra o comparativo para o comprimento de spray. O bico BOSCH - CRIN 3 demonstrou um comportamento bastante diferente comparado aos outros, e pode-se notar que o tempo de quebra e seu comprimento de spray é consideravelmente superior aos demais. A Tabela 3 apresenta valores para comprimento e ângulo de abertura do spray para os bicos injetores da Tabela (2).

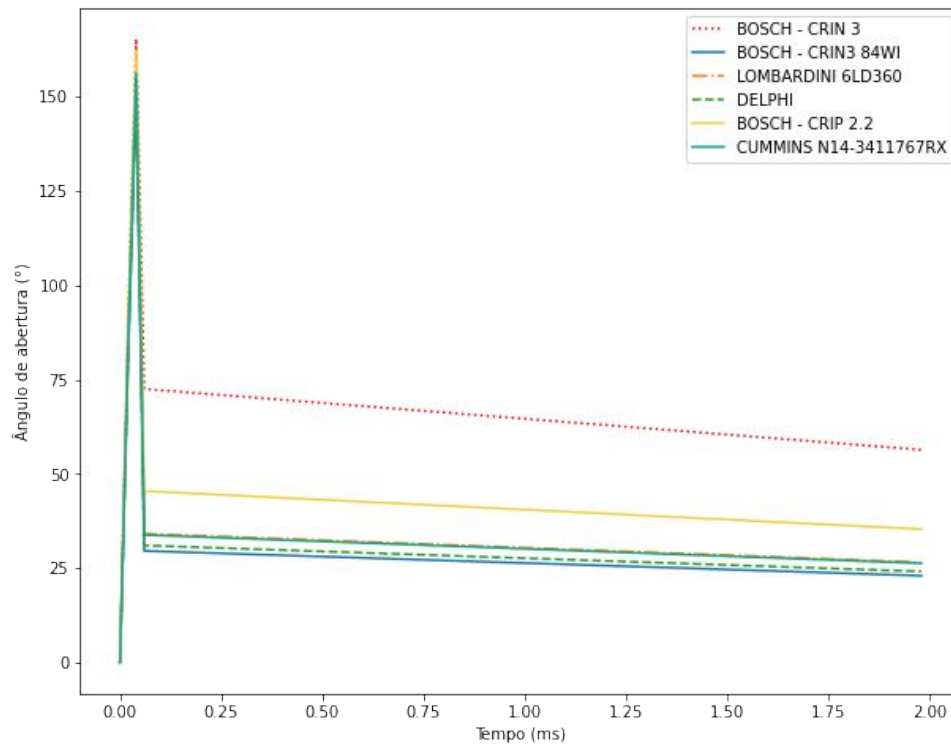
**Tabela 3 – Comprimento de spray e tempo de quebra a 50 MPa para os bicos injetores da Tabela (2).**

Modelo	Comprimento de Spray máximo (mm)	Tempo de quebra (ms)	Diâmetro do orifício (mm)
BOSCH CRIN - 3	73,63	0,1450	0,9
BOSCH CRIN -3 (motor 84wiP)	31,52	0,0461	0,15
BOSCH - CRIP 2.2	46,17	0,10899	0,354
CUMMINS N14-3411767RX	34,36	0,0603	0,196
LOMBARDINI 6LD360	34,70	0,06157	0,2
DELPHI B03301A	31,52	0,0508	0,165

**Fonte: Autor**

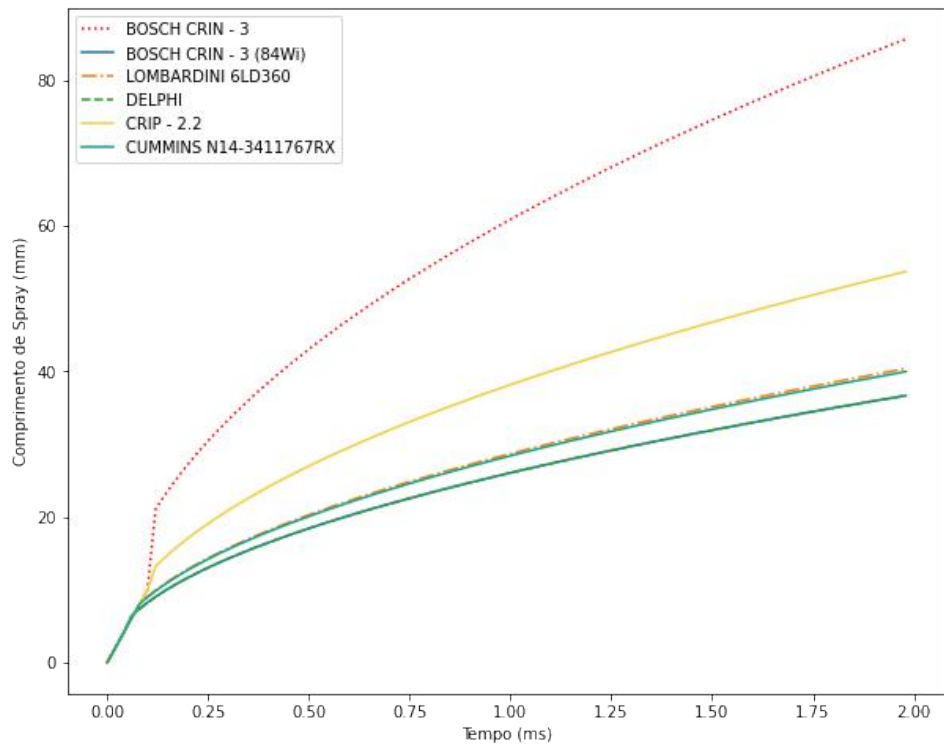
O gráfico 14 mostra a variação do ângulo de abertura de spray entre os bicos injetores da Tabela 2. Aqueles que apresentam menores diâmetros de orifício tendem a apresentar um ângulo mais constante durante o tempo de injeção. No gráfico 15, nota-se que o tempo de quebra para o bico BOSCH - CRIN 3 diminuiu e o comprimento de spray de todos os bicos aumentou, a Tabela 4 mostra essa variação.

**Gráfico 14 – Comparativo de abertura de spray entre os bicos a 50 MPa**



Fonte: Autor

**Gráfico 15 – Comparativo do comprimento de spray entre os bicos á 90 MPa**



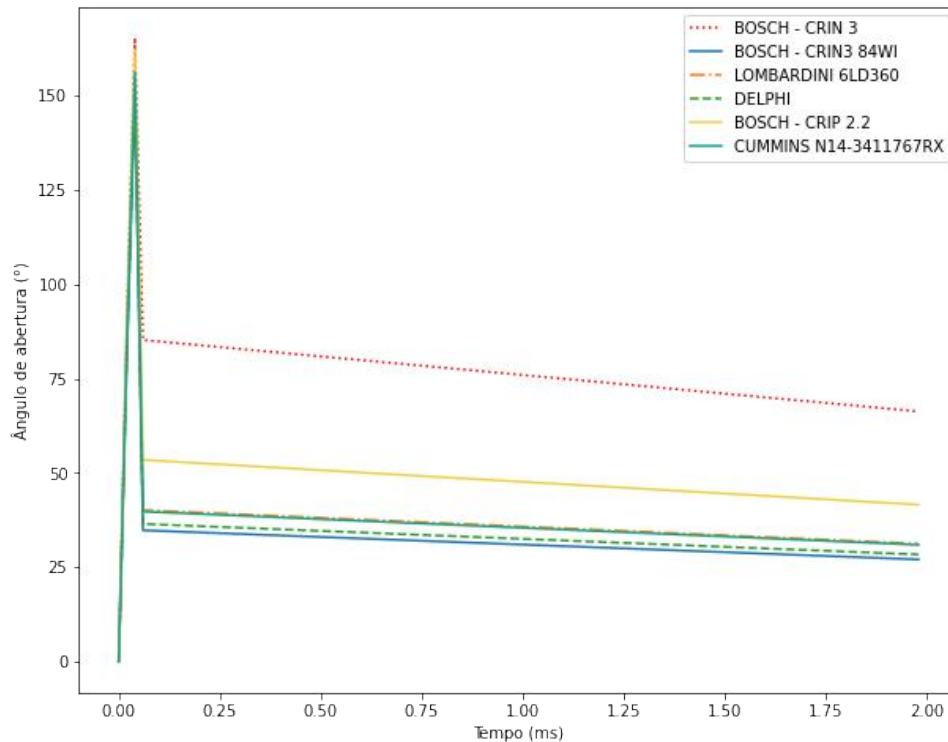
Fonte: Autor

**Tabela 4 – variação de comprimento de spray e tempo de quebra a 90 MPa**

Modelo	Comprimento de Spray máximo (mm)	Tempo de quebra (ms)	Diâmetro do orifício (mm)
BOSCH CRIN - 3	87,28	0,0996	0,9
BOSCH CRIN -3 (motor 84wiP)	36,65	0,04618	0,15
BOSCH - CRIP 2.2	54,74	0,0698	0,354
CUMMINS N14-3411767RX	40,73	0,0386	0,196
LOMBARDINI 6LD360	41,14	0,0394	0,2
DELPHI B03301A	37,37	0,0325	0,165

Fonte: Autor

Já no comparativo do ângulo de abertura de spray, a pressão de injeção de 90 MPa, o ângulo aumentou em todos os casos, como observado no gráfico 16.

**Gráfico 16 – Comparativo do ângulo de abertura de spray entre os bicos á 90 MPa**

Fonte: Autor

## 7 CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos podemos concluir que para as equações do estudo de Kegl e Lesnik (2018) aplicadas ao motor 84wi com variações de bicos injetores e combustíveis, ficou evidente que a pressão de injeção e o diâmetro do bocal de injeção influenciam diretamente no comprimento e no ângulo de spray, bem como a pressão na câmara de combustão. Em altas pressões os combustíveis apresentaram características semelhantes tanto de tempo de quebra, quanto de comprimento e ângulo de spray, o biodiesel apresentou uma leve diferença de tempo de quebra e ângulo de abertura mostrando ser um combustível mais facilmente atomizado no processo de injeção. Já em baixas pressões o biodiesel se destacou ainda mais em seu tempo de quebra, comprimento de spray e ângulo de abertura de spray menor. O comparativo entre os bicos reforçou a ideia apresentada no comparativo entre o estudo de Kegl e Lesnik (2018) e o motor 84wi, onde os bicos de maior diâmetro apresentaram maior comprimento de spray e ângulo de abertura de spray, porém não foi possível comparar qual seria a melhor eficácia entre bicos de diâmetro de furo menor e maior número de orifícios e os bicos de diâmetro maior e um único orifício, no desempenho real da injeção.

As equações de Kegl e Lesnik (2018) para pressões maiores do que 50 MPa não são muito confiáveis visto que no estudo não foram testadas pressões de injeção maiores do que nessa faixa de valor, sugere-se para um próximo trabalho analisar na prática, com um motor instrumentado, onde o sistema de injeção chegue a pressões maiores ou iguais a 180 MPa para analisar o comportamento das equações do estudo de Kegl e Lesnik (2018), comparando tipos de bicos injetores e combustíveis abordados neste trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Arai M, Tabata M, Hiroyasu H., Shimizu M. **Disintegrating process and spray characterization of fuel jet injected by a diesel nozzle**, SAE International, SAE paper 840275, 1984.
- Agarwal AK, Som S, Shukla PC, Goyal H, Longman D. **In-nozzle flow and spray characteristics for mineral diesel, Karanja and Jatropha biodiesels**. Appl Energy 2015;156:138–48.
- Dent JC. **Basis for the comparison of various experimental methods for studying spray penetration**, SAE International, SAE paper 710571, 1971.
- Kegl B. **Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics**. Appl Energy 2011;88:1803–12.
- Kegl B., Lesnik L. **Modeling of macroscopic mineral diesel and biodiesel spray characteristics**. Fuel 2018: 810-820.
- KUDRLE, R. T. **Agricultural tractors a world industry study** Cambridge, Mass: Cambridge, Mass. Ballinger Pub. Co., 1975.
- PETROBRAS. **Manual Técnico - Diesel S-10**. Cenpes, 2014
- PODORODECZKI, Paulo Ricardo. **Análise de desempenho de motor diesel com injeção eletrônica common rail alimentado com misturas diesel-biodiesel em dinamômetro de chassis**. Dissertação (Mestrado) Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2016.
- TABATA, Michihiko et al. **Mean Drop Diameter of a Diesel Spray in a Vaporizing Process**. JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties, v. 34, n. 3, p. 369–378, 1991.
- Wakuri Y, Fujii M, Amitani T, Tsuneya R. **Studies of the penetration of a fuel spray in a diesel engine**. JSME Int J 1960;3:123–30.

Moo-Yeon L., Gee-Soo L., Chan-Jung K., Jae-Hyeong S., Ki-Hyun K. **Macroscopic and Microscopic Spray Characteristics of Diesel and Gasoline in a Constant Volume Chamber**. August 2018 *Energies* 11(8):2056.

Kannan G R., Ramanathan A., **Combustion characteristics of a diesel engine operating on biodiesel–diesel–ethanol mixtures**. April 2011 *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy* 225(A8):1076.