

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA**

**FRANCISCO SOARES DE LANNES NETO**

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO  
INTERNA OPERANDO COM COMBUSTÍVEL DE ALTA OCTANAGEM**

**Juiz de Fora**

**2017**

**FRANCISCO SOARES DE LANNES NETO**

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO  
INTERNA OPERANDO COM COMBUSTÍVEL DE ALTA OCTANAGEM**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

**Juiz de Fora**

**2017**

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Neto, Francisco Soares de Lannes.

Avaliação numérica do desempenho de um motor a combustão interna operando com combustível de alta octanagem / Francisco Soares de Lannes Neto. -- 2017.

63 f.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2017.

1. Simulação motor Otto. 2. Alta taxa de compressão. 3. Software Diesel-RK. I. Alves, Marco Aurélio da Cunha, orient. II. Título.

**FRANCISCO SOARES DE LANNES NETO**

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO  
INTERNA OPERANDO COM COMBUSTÍVEL DE ALTA OCTANAGEM**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 28 de junho de 2017

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves - Orientador  
Universidade Federal de Juiz de Fora

---

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez  
Universidade Federal de Juiz de Fora

---

Prof. Dr. Raphael Fortes Marcomini  
Universidade Federal de Juiz de Fora

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a todos os presentes nessa minha jornada acadêmica, desde o ensino básico em Senador Firmino, destacando a professora Saura Fernandes que me fez despertar o interesse pelas ciências exatas, passando por Viçosa, onde tive a certeza da escolha de minha graduação, até concluir em Juiz de Fora, agradecendo em especial o professor Marco Alves por todo o apoio prestado durante a graduação e neste trabalho final.

Aos meus pais, Ronaldo e Sônia, por não medirem esforços para me proporcionar essa oportunidade, sem vocês nada disso seria possível. À minha avó Doca, pelo incentivo desde pequeno no raciocínio lógico, me ajudou muito durante essa trajetória.

Aos meus amigos pela amizade que me ajudaram a superar os obstáculos todos esses anos.

“A melhor forma de prever o futuro é criá-lo”

Peter Drucker

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar o desempenho de um motor a combustão interna (MCI) em busca de um melhor aproveitamento energético do combustível, sendo assim o trabalho de grande valia para a preservação do meio ambiente, já que serão reduzidas as emissões de gases poluentes para a atmosfera. Para melhorar o desempenho do MCI foi aumentada sua taxa de compressão, onde foi necessária a utilização de combustíveis de alta octanagem. O combustível utilizado no trabalho foi o etanol E100 devido a sua alta octanagem e sua disponibilidade. Para análise de desempenho foram comparadas simulações computacionais no software Diesel-RK do MCI do automóvel UP Volkswagen sem qualquer alteração e com a taxa de compressão elevada, ambas utilizando o E100 como combustível. O MCI com elevada taxa de compressão apresentou uma melhoria de desempenho em torno de 5% em relação ao motor convencional, mantendo o mesmo consumo. Esta melhoria é considerável já que este motor é reconhecido pelo seu bom desempenho. Concluindo são necessárias alterações no motor proposto devido ao aumento da pressão no interior do cilindro.

Palavras-chave: Software Diesel-RK. Alta taxa de compressão. Simulação de motor Otto.

## **ABSTRACT**

The objective of this work is to analyze the performance of an internal combustion engine (ICE) in search of a better energy use of the fuel, thus, the work of great value for the preservation of the environment, since the emission of polluting gases to the atmosphere. To improve the performance of the ICE, its compression ratio was increased, where it was necessary to use high octane fuels. The fuel used in this work was ethanol E100 due to its high octane and availability. For performance analysis, computational simulations were compared in the Diesel-RK software of the ICE of the UP Volkswagen car without any change and with the high compression ratio, both using the E100 as fuel. The ICE with high compression ratio showed a performance improvement of around 5% compared to the conventional motor, maintaining the same consumption. This improvement is considerable since this engine is recognized for its good performance. In conclusion, changes in the proposed engine are necessary because of the increased pressure inside the cylinder.

**Keywords:** Software Diesel-RK. High compression rate. Otto engine simulation.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Figura 1 – Esquema do motor de Nikolaus Otto de 1876 .....</b>	<b>13</b>
<b>Figura 2 – Licenciamento anual de veículos automotores no Brasil .....</b>	<b>14</b>
<b>Figura 3 – Vista panorâmica de um motor Otto 4 tempos .....</b>	<b>16</b>
<b>Figura 4 – Nova posição da vela de ignição.....</b>	<b>17</b>
<b>Figura 5 – Tempo para variação de velocidade 15-80mph pela densidade do ar.....</b>	<b>18</b>
<b>Figura 6 – Ciclo de operação de motor dois tempos.....</b>	<b>20</b>
<b>Figura 7 – Ciclo de operação do motor Wankel .....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 8 – Diagrama P x v do ciclo de Carnot.....</b>	<b>22</b>
<b>Figura 9 – Diagrama P x v do ciclo padrão Diesel.....</b>	<b>23</b>
<b>Figura 10 – Esquema com características de cilindro, pistão, biela e manivela.....</b>	<b>25</b>
<b>Figura 11 – Diagrama de entrada de combustível na câmara de combustão .....</b>	<b>32</b>
<b>Figura 12 – Progresso do spray de combustível em função da posição do pistão .....</b>	<b>33</b>
<b>Figura 13 – Formação de duas frentes de chamas dentro da câmara de combustão.....</b>	<b>35</b>
<b>Figura 14 – Representação gráfica da integral em função do ângulo da manivela.....</b>	<b>36</b>
<b>Figura 15 – Método de injeção e ciclo do TD211 .....</b>	<b>38</b>
<b>Figura 16 – Design, número de cilindros e sistemas de refrigeração do TD211 .....</b>	<b>38</b>
<b>Figura 17 – Dimensões básicas do cilindro do TD211 .....</b>	<b>39</b>
<b>Figura 18 – Tipo de aspiração e quantidade de válvulas do TD211 .....</b>	<b>39</b>
<b>Figura 19 – Especificações do combustível utilizado no ensaio experimental .....</b>	<b>40</b>
<b>Figura 20 – Condições de funcionamento do ensaio experimental .....</b>	<b>40</b>
<b>Figura 21 – Erro entre resultados de simulação e experimento.....</b>	<b>44</b>
<b>Figura 22 – Comparação da potência para motor real e motor proposto.....</b>	<b>45</b>
<b>Figura 23 – Comparação do torque para motor real e motor proposto.....</b>	<b>46</b>
<b>Figura 24 – Comparação da BMEP para motor real e motor proposto .....</b>	<b>46</b>

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Performance dos diversos motores Otto.....	17
Tabela 2 – Poder Calorífico Inferior dos combustíveis para motor Otto .....	28
Tabela 3 – Fatores que afetam a “batida de pino” .....	28
Tabela 4 – Octanagem de alguns combustíveis utilizados no Brasil.....	29
Tabela 5 – Valores iniciais para as constantes de Dauaud-Eyzat no Diesel-RK .....	37
Tabela 6 – Resultado experimental do motor TD211.....	37
Tabela 7 – Dados gerais do motor .....	41
Tabela 8 – Especificações do combustível E100.....	42
Tabela 9 – Comparação da potência entre simulação e experimento.....	43
Tabela 10 – Comparação do torque entre simulação e experimento.....	43
Tabela 11 – Comparação da BMEP entre simulação e experimento.....	43
Tabela 12 – Comparação da potência para motor real e motor proposto .....	44
Tabela 13 – Comparação do torque para motor real e motor proposto .....	44
Tabela 14 – Comparação da BMEP para motor real e motor proposto .....	45

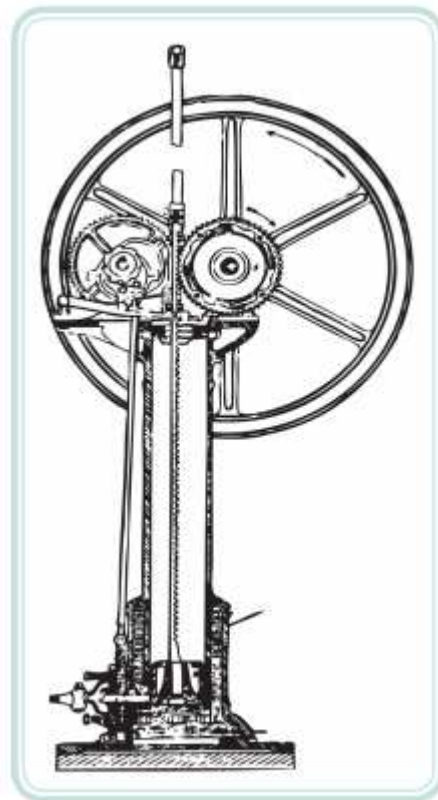
## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>2. OBJETIVO .....</b>	<b>15</b>
<b>3. REVISÃO TEÓRICA .....</b>	<b>16</b>
3.1. ESTADO DA ARTE .....	16
3.2. CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES.....	18
<b>3.2.1. Motor Alternativo.....</b>	<b>19</b>
3.2.1.1. Motor Dois Tempos.....	19
3.2.1.2. Motor Quatro Tempos .....	20
<b>3.2.2. Motor Rotativo.....</b>	<b>20</b>
<b>3.2.3. Motor de Ignição por Centelha .....</b>	<b>21</b>
<b>3.2.4. Motor de Ignição por Compressão .....</b>	<b>21</b>
3.3. CICLOS TERMODINÂMICOS .....	21
<b>3.3.1. Ciclo Padrão de Carnot.....</b>	<b>22</b>
<b>3.3.2. Ciclo Padrão de Diesel.....</b>	<b>23</b>
3.4. PARÂMETROS DO MOTOR .....	24
<b>3.4.1. Razão de Compressão .....</b>	<b>24</b>
<b>3.4.2. Volume do Cilindro .....</b>	<b>24</b>
<b>3.4.3. Torque .....</b>	<b>25</b>
<b>3.4.4. Potência Efetiva .....</b>	<b>26</b>
<b>3.4.5. Pressão Média Efetiva .....</b>	<b>26</b>
3.5. PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL .....	27
<b>3.5.1. Poder Calorífico.....</b>	<b>27</b>
<b>3.5.2. Composição Química.....</b>	<b>28</b>
<b>3.5.3. Octanagem.....</b>	<b>29</b>
<b>3.5.4. Cetanagem.....</b>	<b>30</b>
<b>4. METODOLOGIA.....</b>	<b>31</b>
4.1. SOFTWARE DIESEL-RK .....	31
<b>4.1.1. Histórico .....</b>	<b>31</b>
<b>4.1.2. Modelo RK .....</b>	<b>31</b>
<b>4.1.3. Modelo de Wiebe .....</b>	<b>33</b>
<b>4.1.4. Modelo de Dauaud-Eyzat.....</b>	<b>34</b>
4.2. AJUSTE DO SOFTWARE PARA ESTUDO DE CASO .....	37

4.3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	41
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>43</b>
<b>6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>48</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>50</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>52</b>
ANEXO 1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 2965 RPM .....	52
ANEXO 2 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 2718 RPM .....	54
ANEXO 3 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 2484 RPM .....	56
ANEXO 4 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 2229 RPM .....	58
ANEXO 5 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 2026 RPM .....	60
ANEXO 6 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TD211 PARA 1732 RPM .....	62

## 1. INTRODUÇÃO

A ideia de se aproveitar a força expansiva dos gases provenientes de uma combustão num cilindro fechado já existe desde 1652, quando o Padre Hautefoille à propôs. Porém, foi em 1876 que Nikolaus Otto construiu o primeiro motor de ignição por centelha, que hoje é conhecido como motor Otto [17]. O esquema deste motor pode ser visto na **Figura 1**.

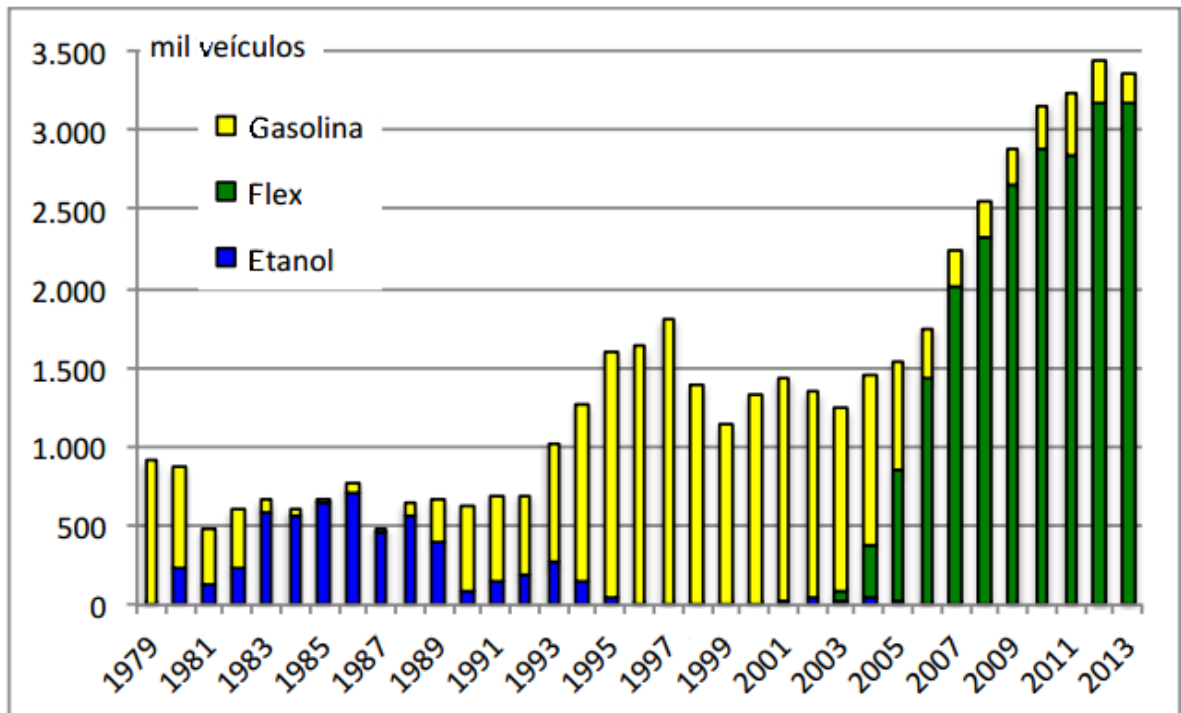


**Figura 1 - Esquema do motor de Nikolaus Otto de 1876 [15]**

Com o passar do tempo, o motor Otto foi sendo aperfeiçoado para que tivesse seu desempenho melhorado e atendesse às necessidades da população. Na década de 1970 o mercado se deparou com uma crise petrolífera a qual desestimulava o uso de motores que usassem de combustíveis derivados do petróleo. Foi neste cenário que o brasileiro Urbano Ernesto Stumpf projetou o primeiro motor Otto movido a etanol [1].

A era do motor Otto movido à etanol não durou muito. A instabilidade do mercado não garantia sempre vantagem do motor Otto movido à etanol frente ao movido à gasolina. Diante desta instabilidade, mais uma vez, foram necessárias alterações nos motores

Otto. Surgem assim os motores Otto Flex, ou seja, movidos tanto à etanol quanto à gasolina, possibilitando os usuários optar pelo combustível mais favorável economicamente. Na **Figura 2** é possível ver a representatividade de cada motor na frota brasileira de veículos.



**Figura 2 - Licenciamento anual de veículos automotores novos no Brasil [2]**

Os motores Otto Flex, porém, não conseguem atender eficientemente aos dois tipos de combustíveis da mesma forma, pois os combustíveis têm propriedades físicas e químicas diferentes. Como a gasolina é menos resistente à compressão do que o etanol, o motor Flex precisou ser dimensionado usando como restrição essa propriedade da gasolina, fato que prejudicou o rendimento do motor operando com etanol.

Como a cada dia que passa é necessário que o mundo seja mais sustentável, o uso do etanol que é uma fonte limpa e renovável de energia [21], ao contrário da gasolina, deveria ser priorizado. A modificação do motor Flex para operar somente com etanol hidratado é um tipo de trabalho de suma importância nos dias de hoje, além de se usar somente uma fonte de energia limpa e sustentável, possibilitará aproveitar um maior potencial deste combustível, reduzindo o seu consumo.

## **2. OBJETIVO**

### **Objetivo geral:**

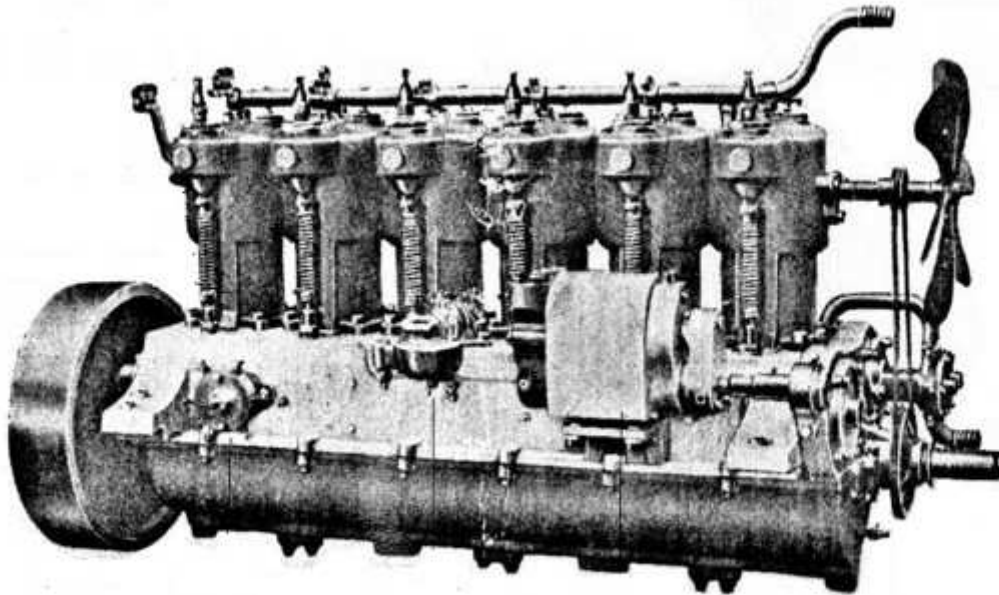
- Propor modificações em motor Otto com vistas à melhoria do desempenho do motor, sem aumento no consumo de combustível.

### **Objetivos específicos:**

- Entender e estudar a metodologia de cálculo do software Diesel-RK.
- Reproduzir, via simulação computacional, um ensaio experimental de um motor Otto.
- Traçar e comparar as curvas de desempenho da simulação com o ensaio experimental.
- Variar a taxa de compressão do motor Volkswagen UP.
- Traçar as curvas de desempenho do motor com a taxa de compressão alterada

### 3. REVISÃO TEÓRICA

Motores são máquinas que tem como finalidade a conversão de energia elétrica, térmica, química e outras em energia mecânica. Os motores de combustão realizam, inicialmente, a transformação da energia química do combustível em energia térmica, para, posteriormente, transformar em energia mecânica, sempre respeitando os conceitos e princípios da termodinâmica [9]. Os motores de combustão os quais a combustão ocorre no interior de uma câmara onde há a combinação ar-combustível são denominados como motores de combustão interna. A **Figura 3** traz um tipo deste motor.



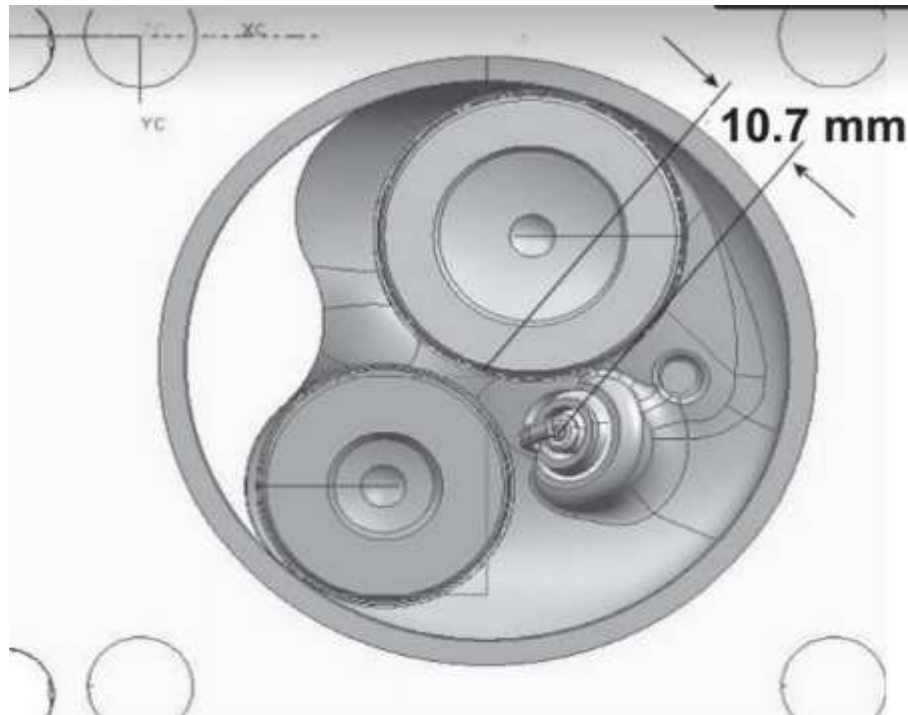
**Figura 3 - Vista panorâmica de um motor Otto 4 tempos [11]**

#### 3.1. ESTADO DA ARTE

Com a grande quantidade de veículos automotores nos dias atuais, é crescente o número de pesquisas em tais máquinas, principalmente no que diz respeito a eficiência dos seus motores. A tendência hoje é de se utilizar do downsizing, que nada mais é do que reduzir o tamanho dos motores, porém torná-los mais eficientes para não perder no desempenho.



Foi nessa linha que Baêta et al (2015) propuseram um motor Otto de 1400 cilindradas, turbo aspirado e com injeção direta. Este motor teria algumas modificações como a posição da vela de ignição, como pode ser visto na **Figura 4**.



**Figura 4 – Nova posição da vela de ignição [4]**

Para demonstrar que o proposto motor tem bons resultados, ele foi comparado com outros motores Otto de maiores cilindradas, naturalmente aspirado, PFI. Os resultados foram surpreendentes e podem ser vistos na **Tabela 1**.

**Tabela 1 – Performance dos diversos motores Otto – Adaptado de [4]**

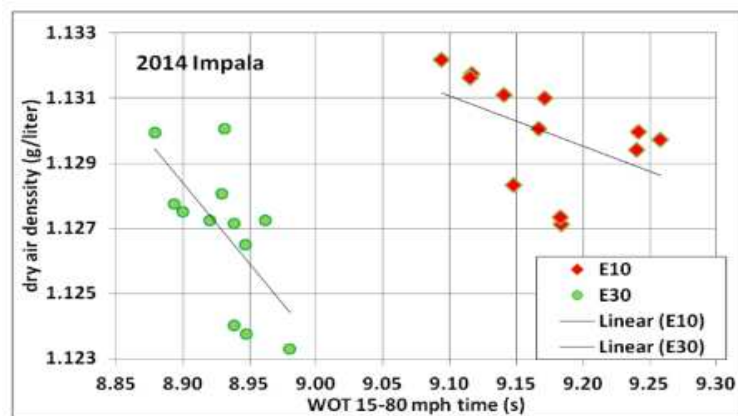
<b>Tipo de motor</b>	<b>Máxima Potência (kW)</b>	<b>Rotação (rpm)</b>
Padrão E22 - PFI 3.0l 24v Naturalmente Aspirado	195	6200
Padrão E22 - PFI 2.4l 16v Naturalmente Aspirado	141	5800
Básico E22 - PFI 1.4l 16v Turbo Simples	106	5750
Protótipo E100 - PFI 1.4l 8v Turbo Simples	118	3750
Protótipo E100 - DI 1.4l 8v Turbo Simples	141	3750
Protótipo E100 - DI 1.4l 8v Turbo com dois estágios	208	5500

Baêta et al (2015) concluíram que com o motor proposto é possível entregar o mesmo valor, ou até mais, de torque e potência, com 12-28% de redução de combustível quando comparado aos demais motores. Em adição aos ganhos anteriormente citados, como o

motor de 1400 cilindradas terá menor consumo, terá também menor emissão, além de ser menor e mais leve, melhorando ainda mais o desempenho do automóvel [4].

Outra linha de estudo está relacionada ao combustível, já que estes têm influência direta no desempenho dos motores, além de ser um dos limitadores na evolução do downsizing. Thomas et al (2015) ensaiaram vários motores Otto de 4 tempos utilizando combustíveis com menor (E10 – 10% de etanol na composição) e maior octanagem (E30 – 30% de etanol na composição). Em seus resultados foram comparados os motores com eles mesmos, e em todos os motores o uso do E30 como combustível gerou melhor desempenho.

Como exemplo, a **Figura 5** traz o tempo que o automóvel Impala 2014 gastou para variar sua velocidade de 15 para 80 milhas por hora, para cada um dos combustíveis de acordo com a densidade do ar.



**Figura 5 – Tempo para variação de velocidade 15-80mph pela densidade do ar [14]**

Podemos ver que usando o E30 o Impala 14 demorou, aproximadamente, 0,25 segundos menos para variar sua velocidade de 15-80 milhas por hora do que quando usando o E10, isso porque a potência gerada do E30 foi maior [14]. Embora existam muitas pesquisas comprovando os benefícios do uso de um combustível com alta octanagem, não foi encontrada nenhuma novidade quanto a diferentes combustíveis, ficando as pesquisas muito limitadas aos combustíveis tradicionais como a gasolina, etanol, diesel e gás natural.

### 3.2. CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES

Existem várias formas de classificar os motores à combustão interna (MCI), são algumas delas:

### 3.2.1. Motor Alternativo

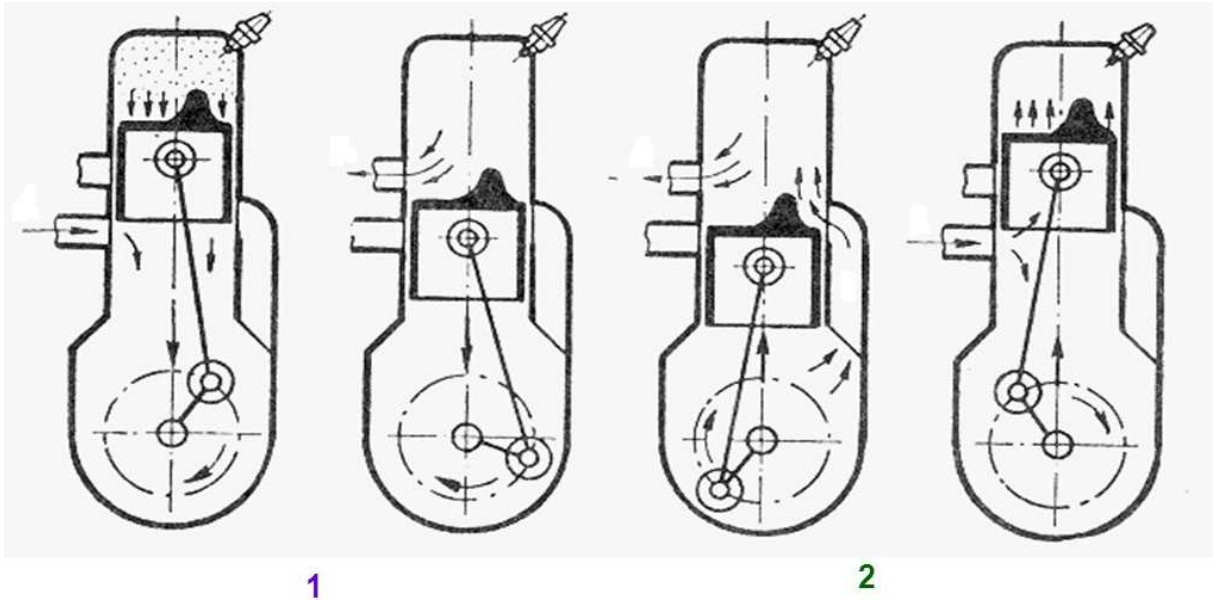
A base dos motores alternativos é a existência de um ou mais cilindros, onde por meio de pistão, tem seu volume alterado em dois processos fundamentais, a compressão e a expansão dos gases. O movimento do pistão pode ser responsável por comprimir os gases no interior do cilindro, e esses gases podem movimentar o pistão por meio da expansão. Existe um eixo, o virabrequim, que transforma as forças dos pistões em momento, que por sua vez é utilizado pra diversas funções.

A distribuição dos cilindros nos motores alternativos é feita por linhas, sendo possível uma, duas ou três linhas. Os motores de uma linha são conhecidos como Motor em Linha, por sua vez, os de duas linhas são denominados Motor em V, já os de três linhas são os Motores em W. Todos estes motores alternativos operam em dois ou quatro tempos.

#### 3.2.1.1. Motor Dois Tempos

Os motores dois tempos são aqueles que o pistão percorre o cilindro do PMI ao PMS duas vezes, ou seja, uma volta do eixo. Nos pequenos motores de dois tempos não existem válvulas, sendo o pistão responsável por controlar a entrada e saída do cilindro. Já nos grandes motores esta opção não é viável, portanto é adicionada uma válvula ao cabeçote. O ciclo deste motor é dividido em dois momentos como podemos ver na **Figura 6**. No primeiro momento, o pistão sobe admitindo a mistura de ar-combustível na câmara de pré-admissão e fecha as janelas de admissão e exaustão, fato que cria um vácuo no cárter, forçando a admissão do ar atmosférico no mesmo.

No segundo momento ocorre a ignição da mistura que ocasiona sua explosão. Os gases expandem forçando o pistão a descer produzindo assim trabalho. Com o movimento de descida do pistão é liberado a janela de escape dos gases, que são exalados enquanto empurrados pela nova mistura que está sendo admitida.



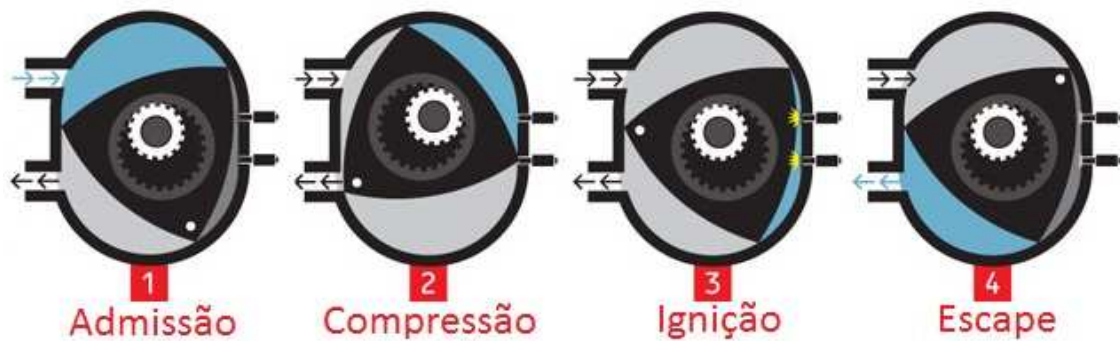
**Figura 6 – Ciclo de operação de motor dois tempos –Adaptado de [9]**

### 3.2.1.2. Motor Quatro Tempos

Os motores quatro tempos são aqueles que o pistão percorre o cilindro do PMI ao PMS quatro vezes, ou seja, duas voltas do eixo. No primeiro percurso ocorre a admissão, no segundo a compressão, no terceiro expansão e no quarto a exaustão. Veremos mais adiante que existem dois ciclos padrões que operam em quadro tempos, o ciclo de Carnot e o ciclo Diesel. Devido à esta complexidade, se faz necessário a utilização de válvulas para controle de entrada e saída de fluídos do cilindro.

### 3.2.2. Motor Rotativo

Os motores rotativos realizam os mesmos quatro processos de um motor alternativo, porém esses processos acontecem de forma simultânea. A rotação de um pistão especial em uma câmara adequada, gera diferentes processos em diferentes regiões da câmara. Os principais motores rotativos são o Wankel e Quasiturbine. O funcionamento de um motor Wankel pode ser visto na **Figura 7**.



**Figura 7 – Ciclo de operação do motor Wankel [5]**

### 3.2.3. Motor de Ignição por Centelha

O motor de ignição por centelha pode operar tanto com dois tempos como com quatro tempos. A característica que o difere dos demais motores é que o processo de ignição é provocado por uma centelha proveniente de uma vela. Esta centelha gera a energia inicial necessária para o processo de combustão. Um limitador deste motor é a resistência à autoignição do combustível, fato que restringe a razão de compressão deste motor. Os motores em estudo neste trabalho operam nesta característica.

### 3.2.4. Motor de Ignição por Compressão

Os motores que não tem seu processo de ignição provocado por uma centelha, tem por autoignição, sendo eles chamados de motores de ignição por compressão. Estes motores utilizam de uma maior razão de compressão para elevar a temperatura e pressão da mistura ar-combustível, características que causam a autoignição do combustível.

## 3.3. CICLOS TERMODINÂMICOS

O funcionamento dos motores de combustão interna se baseia em ciclos denominados ciclos termodinâmicos, no qual existem quatro processos fundamentais: admissão, compressão, expansão e escape.

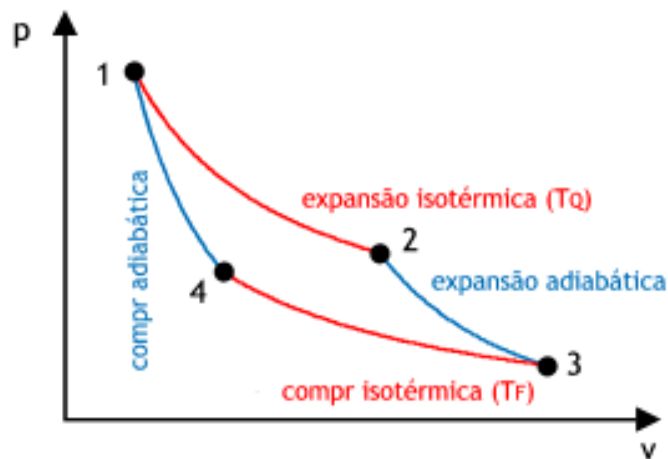
Por conceito, ciclo é uma série de processos que ocorrem quando um determinado sistema se desloca de um estado inicial para retornar ao estado original. Nesses processos, os elementos fundamentais que caracterizam um ciclo termodinâmico de uma máquina térmica são: substância de trabalho, fonte de calor, fonte fria e máquina térmica [15].

Originalmente, o ciclo termodinâmico de um motor de combustão seria classificado como aberto, com o fluido de trabalho composto por uma mistura de gases. Porém, uma boa aproximação prática do ponto de vista da engenharia é considerá-lo um ciclo fechado, com fluido de trabalho padrão (ar).

### 3.3.1. Ciclo Padrão de Carnot

O ciclo padrão de Carnot é um ciclo termodinâmico reversível, portanto teórico, que possui a maior eficiência operando entre dois reservatórios térmicos, independentemente do fluido de trabalho.

Este ciclo consiste na alternância entre processos isotérmicos e adiabáticos, que garantem menor perda de calor para o meio externo como podemos ver na **Figura 8**.



**Figura 8 – Diagrama P x v do ciclo de Carnot – Adaptado de [16]**

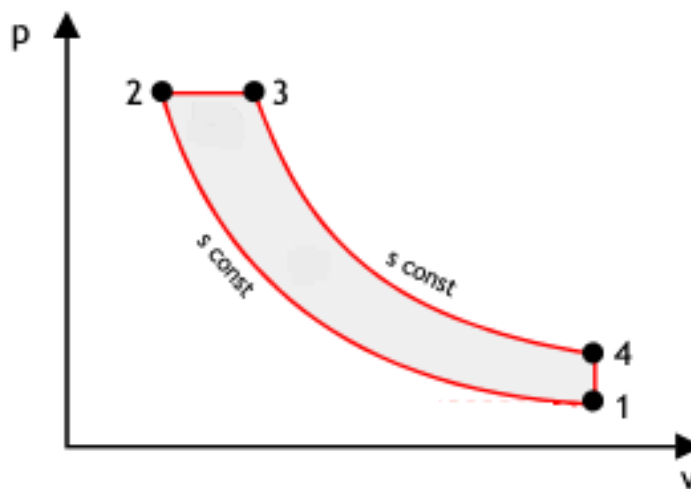
Os quatro processos do ciclo são:

1. Em contato com o reservatório de alta temperatura, o gás permite que o sistema realize uma expansão isotérmica de 1 para 2, mantendo a temperatura constante. É neste processo que o gás realiza trabalho no pistão.
2. No processo de 2 para 3, o sistema continua sua expansão, mas dessa vez adiabaticamente, reduzindo sua temperatura.
3. No ponto 3, o gás entra em contato com fonte de baixa temperatura, neste momento o gás começa a ser comprimido isotermicamente, rejeitando calor para a fonte de baixa temperatura até o estado do gás atingir o ponto 4.

- Por fim, no ponto 4, o gás deixa de ter contato com o reservatório de baixa temperatura e a compressão continua de forma adiabática, até que o estado do gás retorne ao ponto 1.

### 3.3.2. Ciclo Padrão de Diesel

O princípio de funcionamento de um motor Diesel se baseia no ciclo padrão de mesmo nome, se diferenciando pouco do modelo teórico. O ciclo padrão Diesel consiste de quatro fases como podemos ver na **Figura 9**.



**Figura 9 – Diagrama P x v do ciclo padrão Diesel – Adaptado de [20]**

Os quatro processos são:

- Admissão: Corresponde ao processo 1-2 no diagrama, onde o movimento do pistão do PMS até o PMI causa uma diferença de pressão na câmara de combustão. Devido a esta diferença de pressão o ar entra na câmara de combustão através da válvula de admissão que se encontra aberta.
- Compressão: Corresponde ao processo 2-3 no diagrama, onde o movimento do pistão do PMI até o PMS, juntamente com as válvulas fechadas, comprimi o ar dentro da câmara de combustão. No final deste processo é pulverizado o combustível na câmara de combustão, que ao entrar em contato com uma elevada pressão e temperatura se incendeia, começando assim sua combustão.

3. Expansão: Corresponde ao processo 3-4 no diagrama, onde a expansão da mistura ar-combustível provocada pela combustão movimentou o pistão do PMS até o PMI. É neste processo que se obtém a energia mecânica para o motor.
4. Exaustão: Corresponde ao processo 4-1 no diagrama, onde o movimento do pistão até o PMS expulsa os gases queimados através da válvula de escape. Neste momento inicia-se um novo ciclo.

### 3.4. PARÂMETROS DO MOTOR

Existem parâmetros para caracterizar o modo de operação do motor, a seguir serão desenvolvidos alguns deles [9].

#### 3.4.1. Razão de Compressão

A razão de compressão é dada pela relação entre o volume da câmara de combustão com o pistão no PMI e o volume da mesma quando o pistão está no PMS, ou seja [9]:

$$r_c = \frac{\text{volume máximo da câmara}}{\text{volume mínimo da câmara}} = \frac{V_c + V_D}{V_c} \quad (1)$$

Sendo  $V_c$  o volume geométrico da câmara quando o pistão está no PMS, e  $V_D$  o volume deslocado pelo pistão entre o PMS e o PMI.

#### 3.4.2. Volume do Cilindro

Para determinar o volume do cilindro em qualquer posição da manivela pode-se usar a seguinte fórmula [9]:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2)$$



Sendo  $B$  o diâmetro do pistão,  $a$  o raio da manivela,  $l$  o comprimento da manivela e  $s$  a distância entre o pino do pistão e o eixo da manivela.

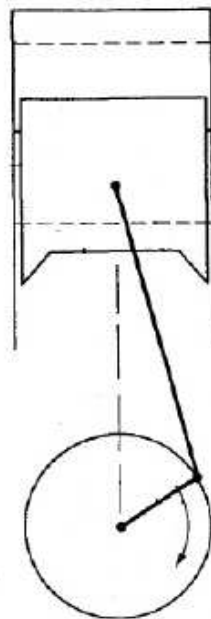
O valor de  $s$  também pode ser escrito como:

$$s = a \cos \theta + \sqrt{(l^2 - a^2 \sin^2 \theta)} \quad (3)$$

Onde  $\theta$  é o ângulo da manivela. Com isso a equação para o volume pode ser reescrita em função de  $\theta$ .

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a + a \cos \theta - \sqrt{(l^2 - a^2 \sin^2 \theta)}) \quad (4)$$

Na **Figura 10** está representado um esquema do conjunto cilindro, pistão, biela e manivela onde é possível verificar suas características.



**Figura 10 – Esquema com características de cilindro, pistão, biela e manivela [9]**

### 3.4.3. Torque

Torque é uma grandeza vetorial definida através da componente perpendicular ao eixo de rotação da força aplicada sobre um objeto, que é efetivamente utilizada para fazê-lo

girar. Nos motores o torque é normalmente medido através de um dinamômetro conectado ao seu volante, e seu valor é dado pela fórmula [9]:

$$T = F * b \quad (5)$$

Onde  $F$  é a força e  $b$  é a distância entre o volante do motor e o eixo do rotor do dinamômetro.

#### 3.4.4. Potência Efetiva

A potência efetiva de um motor é a potência que efetivamente é disponível para ser utilizada, ou seja, a potência depois de todas as perdas do motor. O valor de potência efetiva pode ser dado pela fórmula:

$$P = 2\pi NT \quad (6)$$

Onde  $N$  é a rotação do motor e  $T$  é o torque.

#### 3.4.5. Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva (mean effective pressure ou mep) é a relação entre o trabalho gerado por um ciclo pelo volume deslocado. O valor do trabalho gerado por ciclo é dado pela fórmula [9]:

$$\text{Trabalho por ciclo} = \frac{P.n_R}{N} \quad (7)$$

Onde  $n_R$  é o número de revoluções da manivela que gera potência para cada ciclo completo, ou seja, no ciclo 4 tempos  $n_R = 2$  e no ciclo 2 tempos  $n_R = 1$ . Com isso, basta dividir este valor pelo volume deslocado que encontramos a mep:

$$mep = \frac{P.n_R}{V_D N} \quad (8)$$

A pressão média efetiva é o parâmetro de comparação de desempenho de dois motores distintos, uma vez que ao dividir o trabalho pelo volume deslocado, você tem o desempenho por unidade de volume, que ao contrário de antes, era um valor absoluto, onde os motores maiores tendiam a caracterizar por melhor desempenho.

### 3.5. PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL

Combustível é qualquer corpo cuja combinação química com outro seja exotérmica, em geral é qualquer substância que reage com o oxigênio produzindo calor. No caso dos motores a combustão interna, os principais combustíveis são a gasolina, o etanol e o óleo diesel, veremos a seguir algumas das principais propriedades desses combustíveis [10].

#### 3.5.1. Poder Calorífico

Poder calorífico do combustível está relacionada à quantidade de calor liberada pelo combustível em sua combustão. Existem dois tipos de poder calorífico, o Poder Calorífico Inferior (PCI) e o Poder Calorífico Superior (PCS). A diferença entre os dois tipos de poder calorífico é que no PCI é quantificado somente a quantidade de calor liberada disponível para gerar trabalho, já no PCS é quantificado todo o calor liberado do combustível, ou seja [10]:

$$PCS = PCI + C_{v_{H_2O}} \quad (9)$$

Onde  $C_{v_{H_2O}}$  é o calor de vaporização da água formada. Então, para combustíveis que não possuem hidrogênio em sua composição o valor de PCS é igual ao valor de PCI, já que sem hidrogênio não há formação de água.

Como o propósito do combustível para os motores é gerar trabalho, o termo PCI é mais utilizado. Na **Tabela 2** é possível ver o PCI de alguns dos principais combustíveis para motor Otto.

**Tabela 2 – Poder Calorífico Inferior dos combustíveis para motor Otto [3]**

<b>Propriedade</b>	<b>Etanol anidro</b>	<b>Etanol hidratado (EH)</b>	<b>Gasolina média</b>	<b>Gasolina C (E25)</b>
Poder calorífico inferior				
em massa (MJ/kg)	28,2	26,5	44,3	40,2
em volume (MJ/l)	22,3	21,3	31,0	28,9

### 3.5.2. Composição Química

Os combustíveis são compostos, principalmente, por hidrocarbonetos, que podem ser hidrocarbonetos aromáticos, olefinas e saturados. Para a obtenção desses compostos são utilizados diversos processos controlados como a fermentação, destilação, entre outros.

A composição química do combustível tem influência direta no seu processo de combustão, fator que influencia diretamente o desempenho de um motor a combustão interna. Para este trabalho, é desejável que, ao fazer as alterações propostas no motor, não ocorra o fenômeno conhecido como “batida de pino”. O fenômeno “batida de pino” é a ocorrência da autoignição do combustível seguido da ignição proveniente da vela de ignição, fato que gera duas frentes de chama que quando se encontram geram um ruído semelhante a batida de dois objetos de metal. A ocorrência deste fenômeno é altamente prejudicial ao motor, uma vez que a temperatura e a pressão na câmara de combustão ultrapassam o limite do projeto, danificando fisicamente seus componentes.

A **Tabela 3** traz algumas características estruturais dos combustíveis que afetam a “batida de pino”.

**Tabela 3 – Fatores que afetam a “batida de pino” [10]**

<b>MUDANÇA NA ESTRUTURA</b>	<b>TENDÊNCIA A DETONAÇÃO</b>
Parafina de cadeias longas	+
Isômeros de parafinas normais	-
Parafinas aromáticas normais	-
Aromáticos alquilantes	-
Anéis aromáticos saturados	+

### 3.5.3. Octanagem

Octanagem, ou índice de octano, é a propriedade do combustível para motor Otto que indica qual o limite máximo ele pode ser comprimido sem que ocorra a combustão espontânea, ou autoignição. Atualmente, existem dois métodos de calcular a octanagem do combustível:

- Método Motor (MON – Motor Octane Number) – Regulamentado pela Norma ASTM D 2699, este método avalia a resistência do combustível a detonação em condições severas de operação do motor, ou seja, em alta rotação e plena carga.
- Método Pesquisa (RON – Research Octane Number) – Regulamentado pela Norma ASTM D 2700, este método avalia a resistência do combustível a detonação em condições mais suaves de operação do motor, ou seja, em baixa rotação e pouca carga.

Como no RON as condições são mais suaves, o RON indicará sempre um valor maior do que o MON. Entretanto, não há certo e errado nestes métodos, o que acontece é que, dependendo do projeto do motor e das condições em que ele opera, o valor de octanagem do combustível é melhor representado, em alguns casos pela octanagem MON, em outros pela octanagem RON.

Em alguns países, entre eles o Brasil e os EUA, é adotado o índice antidetonante (IAD) ao invés do número de octanagem RON e MON. O IAD é obtido pela média aritmética entre os dois métodos. O valor do IAD para alguns combustíveis usados no Brasil pode ser visto na **Tabela 4**.

$$IAD = \frac{MON+RON}{2} \quad (10)$$

**Tabela 4 – Octanagem de alguns combustíveis no Brasil**

	Gasolina Comum	Gasolina Premium	Gasolina Podium	E100
Octanagem (IAD)	87	91	95	105

Como a proposta deste trabalho é aumentar a razão de compressão do motor, precisaremos de um combustível de alta octanagem, portanto será usado o etanol que possui um IAD de 105.

#### 3.5.4. Cetanagem

Assim como a octanagem está relacionada a ignição dos combustíveis de motores ciclo Otto, a cetanagem está relacionada a ignição dos ciclos Diesel. A cetanagem, ou número de cetano, é a propriedade que indica o tempo de atraso na ignição para motores ciclo Diesel, logo, reflete a qualidade de ignição do combustível. Quanto maior o número de cetano, mais curto será o tempo de ignição.

A cetanagem aumenta com o comprimento da cadeia carbônica não ramificada, ou seja, quanto maior a cadeia, maior a cetanagem. Porém, deve-se ressaltar que para um bom funcionamento do motor, esta propriedade não deve possuir nem um valor muito baixo, nem um valor muito elevado. O valor adequado de cetanagem implicará num tempo de ignição favorável ao desempenho do motor.

## 4. METODOLOGIA

### 4.1. SOFTWARE DIESEL-RK

#### 4.1.1. Histórico

O software Diesel RK foi uma ferramenta criada inicialmente para a otimização do desempenho de motores entre os anos de 1981 e 1982 na Bauman Moscow State Technical University. Devido à sua grande aceitação no âmbito acadêmico, o programa foi aprimorado com novos procedimentos computacionais, e então começou a atender também a demanda industrial.

Existem duas versões atualizadas para o Diesel RK, uma gratuita e a outra por meio de licença. A gratuita utiliza o servidor remoto dos desenvolvedores para a execução dos cálculos do programa, sendo este método voltado para estudo e desenvolvimento de motores em universidades. Como é necessário acessar um servidor remoto, uma conexão de internet é necessária para obter resultados nessa versão. Por fim, apesar de ser gratuita, essa versão é muito aceita mundo a fora, garantindo boa precisão nos resultados.

Já a versão por meio de licença conta com um servidor local que é acessado pelo usuário através de um código-chave. Esta opção garante aos usuários que nenhum de seus dados serão acessados por terceiros, além de ser mais estável e de não ser necessária uma conexão de internet. Como, na maioria dos casos, é necessário pagar para adquirir a licença, essa versão do software é voltada a simulações que visam algum lucro financeiro.

O software trabalha com diversos artifícios que garantem uma alta precisão nos resultados, como por exemplo, sistemas de equações diferenciais bem complexos. As equações utilizadas pelo Diesel RK são, em sua maioria, empíricas, já que é possível alterar seus parâmetros. O desenvolvedor garante que, devido a esses fatores, os resultados obtidos têm até 20% mais de precisão quando comparados à métodos convencionais [7].

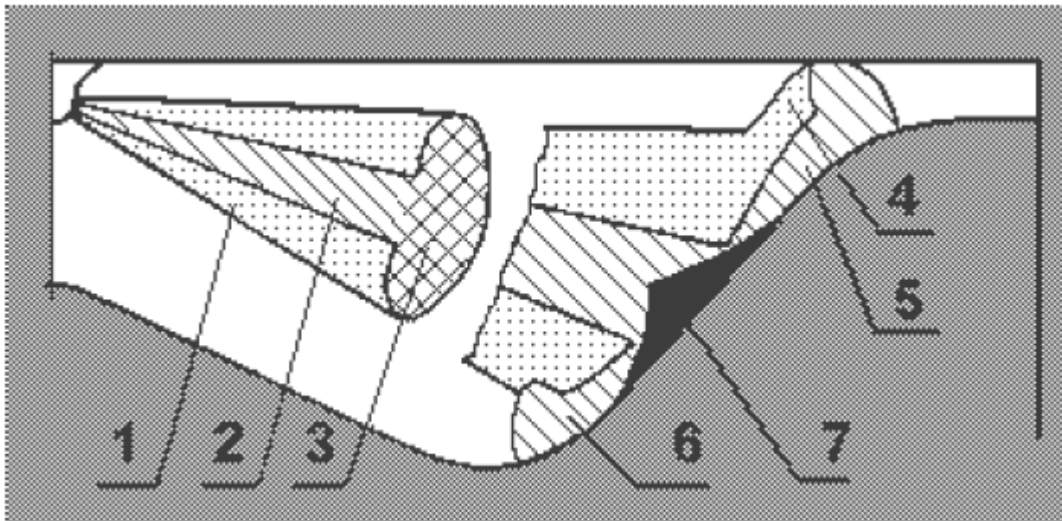
#### 4.1.2. Modelo RK

É um método de modelagem criado no início da década de 90, sendo modificado posteriormente por um de seus criadores, Andrey Kuleshov. O modelo RK trata de modelar a injeção de combustível e a combustão no interior da câmara de combustão, para isso leva em

conta alguns fatores como: forma do perfil de injeção, direção do spray, dinâmica do swirl, entre outros.

Nesse método é assumido que o processo de liberação de calor acontece em fases distintas. Na primeira fase tem-se a ativação da mistura para que haja a queima, essa fase é conhecida como fase de indução. A fase seguinte é quando se inicia a combustão, nessa fase leva-se em conta o contato da mistura com as paredes da câmara. Por último, a fase final da combustão, onde a mistura já possui um percurso de expansão definido.

Na **Figura 11** é possível ver o diagrama do spray de combustível vindo do bico injetor.



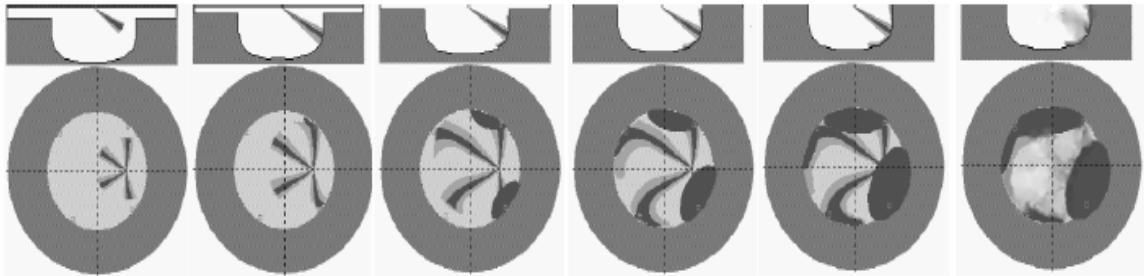
**Figura 11 – Diagrama da entrada de combustível na câmara de combustão [7]**

Sendo representadas na figura as seguintes características [7]:

1. Região delimitadora do spray;
2. Região densa axial do spray;
3. Frente do spray com elevada quantidade de combustível;
4. Em contato com a superfície (near wall flow, ou NWF), é formada uma região delimitadora mais diluída;
5. Região densa na superfície do pistão;
6. Região frontal do NWF;
7. Região do NWF onde apresenta a região mais diluída da figura.



Já na **Figura 12** é possível ver a representação gráfica do avanço do spray de combustível apresentada pelo Diesel RK. Ao encontrar a superfície do pistão, o combustível é acumulado nessa região, gerando uma turbulência.



**Figura 12 – Progresso do spray de combustível em função da posição do pistão [7]**

#### 4.1.3. Modelo de Wiebe

O modelo de Wiebe consiste na divisão do jato de combustível em diversos volumes distintos, conhecido como zonas. Esse método de modelagem analisa cada zona independentemente, desde o momento de sua injeção até após a queima, tendo resultado parâmetros como quantidade de calor e previsão de emissões. A modelagem em si é dividida em duas fases distintas, onde na primeira tem-se uma queima rápida da mistura ar-combustível recém injetada na câmara de combustão, e na segunda a queima mais lenta do restante da mistura. Devido às características antes mencionadas, este método é mais apropriado para simulações, já que na realidade ocorrem vários eventos simultaneamente. A função que rege o modelo de Wiebe pode ser vista pela seguinte fórmula reduzida [19]:

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (11)$$

Onde o fator  $a$  está relacionado com a duração da combustão, e o parâmetro  $m$  está relacionado com o avanço da combustão, ou seja, com as dimensões da câmara de combustão.

Porém, em 1980, Watson propôs alterações no modelo de Wiebe, visando uma maior precisão nos resultados. Watson utilizou de uma função dupla para realizar a modelagem, a função pode ser vista a seguir:

$$x(\theta) = 1 - \left( x_p^* e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m_p + 1}} + x_d^* e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m_d + 1}} \right) \quad 12$$

Sendo:

$x_p$  : fração de combustível queimado na etapa inicial da combustão;

$x_d$  : fração de combustível queimado na etapa final da combustão;

$\Delta\theta_p$  : duração da etapa inicial da combustão;

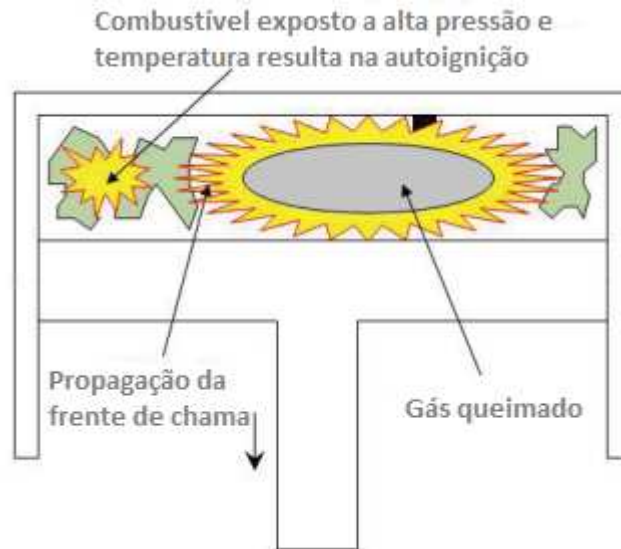
$\Delta\theta_d$  : duração da etapa final da combustão;

$m_p$  : fator de dimensão para a etapa inicial da combustão;

$m_d$  : fator de dimensão para a etapa final da combustão;

#### 4.1.4. Modelo de Dauaud-Eyzat

O modelo de Dauaud- Eyzat é um método computacional utilizado no software Diesel RK para predição da ocorrência do fenômeno de “batida de pino”. A “batida de pino” ocorre quando a propagação da frente de chama provocada pela vela se encontra com a frente de chama causada pela autoignição do combustível, como podemos ver na **Figura 13**. Quando as duas frentes de chama se encontram, provocam um ruído semelhante à duas peças metálicas se chocando, daí o nome “Batida de Pino”. Esse fenômeno é altamente prejudicial ao motor, e neste trabalho será de suma importância que, mesmo aumentando a taxa de compressão, não ocorra a “batida de pino”.



**Figura 13 – Formação de duas frentes de chamas dentro da câmara de combustão – Adaptado de [8]**

A modelagem de Dauaud-Eyzat parte da equação de Arrhenius para obter seus resultados [8]:

$$k = A \cdot \exp\left(\frac{E}{RT}\right) \quad (13)$$

Onde  $k$  é uma taxa constante,  $A$  é um fator exponencial,  $E$  é a energia de ativação,  $R$  é a constante universal dos gases e  $T$  é a temperatura. O próximo passo foi aprimorar essa equação:

$$t_k - t_0 = C_1 p^{-C_2} \cdot \exp\left(\frac{C_3}{T}\right) \quad (14)$$

Sendo  $t_k - t_0$  o tempo de atraso de ignição, já  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  são constantes definidas experimentalmente por Dauaud e Eyzat em 1978. Dauaud e Eyzat viram também que era possível descrever o comportamento da mistura à medida que ela avança através da função  $g$ .

$$g\left(\frac{t_0}{t_k - t_0}\right) = \frac{d}{dt}\left(\frac{x}{x_c}\right) \quad (15)$$

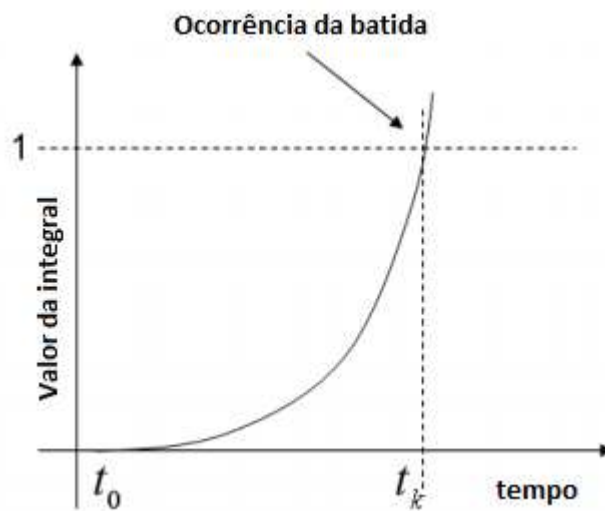
Onde  $x$  é a concentração dos componentes da reação e  $x_c$  é a concentração crítica que leva a autoignição. Integrando essa equação chegamos em:

$$\frac{x}{x_c} = \int_{t_0}^{t_k} \frac{1}{t_k - t_0} dt \quad (16)$$

Para simplificar os cálculos e facilitar o entendimento, é conveniente transformar a integral em função do ângulo ao invés do tempo.

$$1 = \frac{1}{6\omega\theta_0} \int_{\theta_0}^{\theta_k} \frac{1}{t_k - t_0} d\theta \quad (17)$$

Sendo  $\omega$  a rotação do motor em rpm,  $\theta_k$  o ângulo em que ocorre a batida de pino e  $\theta_0$  o ângulo em que se começa a fazer os cálculos, esse ângulo pode ser arbitrário. Na **Figura 14** pode-se ver a representação gráfica dessa integral.



**Figura 14 – Representação gráfica do valor da integral em função do ângulo da manivela – Adaptado de [8]**

Associando a integral com a equação de Arrhenius:

$$1 = \frac{1}{6\omega\theta_0} \int_{\theta_0}^{\theta_k} \frac{1}{p(\theta)^{-c_2} \exp\left(\frac{C_3}{T(\theta)}\right)} d\theta \quad (18)$$

Por fim, resolvemos a integral e encontramos a equação do modelo de Dauaud-Eyzat, sendo os valores para as constantes no Diesel-RK representados na **Tabela 5**.

$$\theta_k = C_1 \omega p^{-c_2} \exp\left(\frac{C_3}{T}\right) + \theta_0 \quad (19)$$

**Tabela 5 – Valores iniciais para as constantes de Dauaud-Eyzat no Diesel-RK [7]**

$C_1$	$C_2$	$C_3$
305.731	1.7914	3188.7424

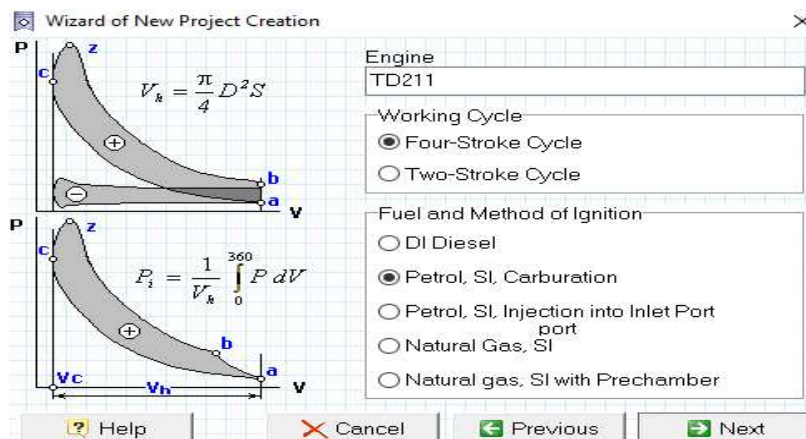
#### 4.2. AJUSTE DO SOFTWARE PARA ESTUDO DE CASO

Como o trabalho se baseia numa simulação computacional de motor ciclo Otto, o software precisa ser ajustado para tal finalidade. Para o ajuste do software Diesel-RK ao motor ciclo Otto foram utilizados os resultados de um ensaio experimental realizado pelo fabricante disponível no manual do motor TD211 [13] com os resultados gerados pela simulação no Diesel-RK. Na simulação foram reproduzidos todos os parâmetros e condições deste ensaio. O resultado do ensaio feito pelo fabricante se encontra na **Tabela 6**.

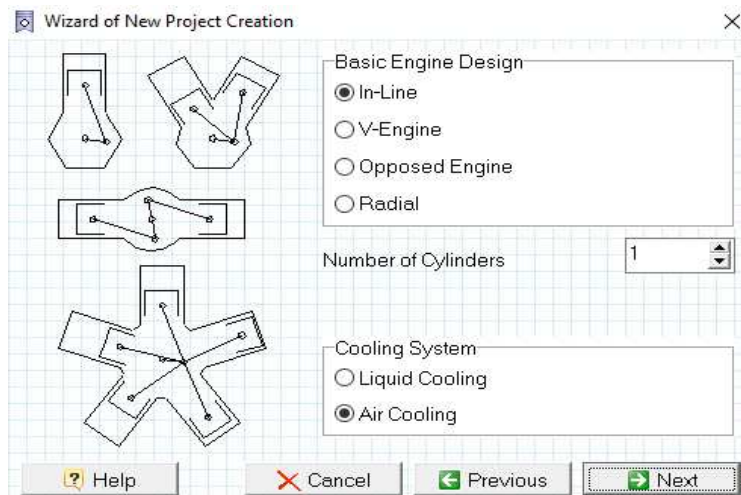
**Tabela 6 – Resultado experimental para o motor TD211**

Motor			Combustível		Ar e exaustão			BMEP (bar)
Velocidade do motor (rpm)	Torque do motor (Nm)	Potência do motor (W)	Volume de combustível (mL)	Tempo de drenagem do combustível (s)	Temperatura do ar ambiente (°C)	Temperatura do gás de exaustão (°C)	Pressão diferencial na caixa de ar (Pa)	
2965	8,7	2715	8	24,2	17,1	603	-227	6,39
2718	10,3	2934	8	22,8	17,1	599	-183	7,53
2484	10,2	2644	8	26,6	17,2	569	-160	7,43
2229	10,1	2364	8	29,3	17,5	510	-135	7,4
2026	9,9	2104	8	31,1	17,6	479	-92	7,25
1732	9,4	1708	8	34,4	17,7	442	-65	6,88

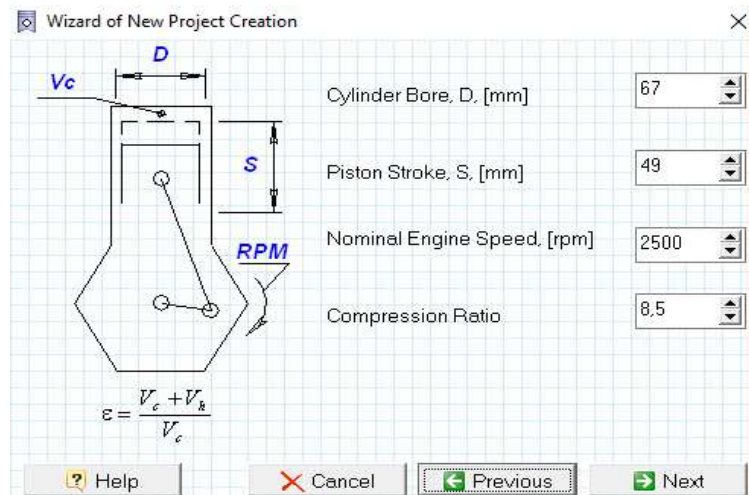
Inicialmente foram informadas as características do motor, onde as informações foram retiradas do manual do fabricante [13]. Começamos pela quantidade de tempos no ciclo, e o tipo de injeção com seu respectivo combustível (**Figura 15**). Na segunda etapa foi selecionado o design do motor, número de cilindros e o tipo de refrigeração (**Figura 16**). Em seguida pediu-se informações básicas do cilindro como diâmetro, curso do pistão, rotação e razão de compressão (**Figura 17**). Por fim, foram informadas quantas válvulas possuem cada cilindro e se o motor é turbo aspirado (**Figura 18**).



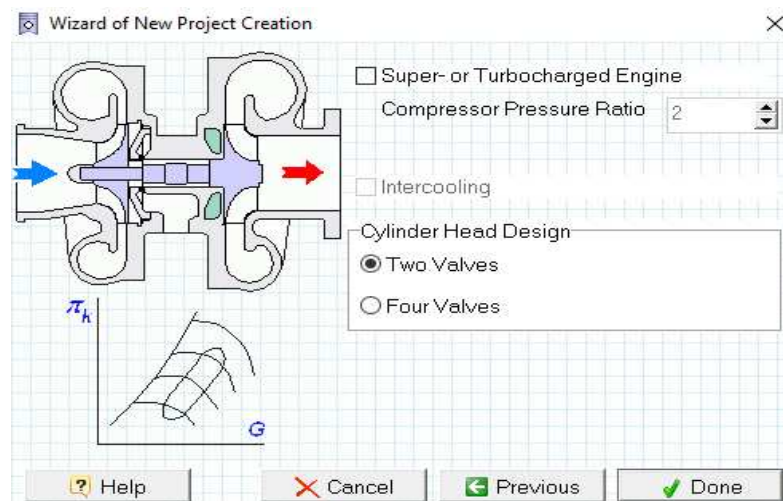
**Figura 15 – Método de injeção e ciclo do TD211**



**Figura 16 – Design, número de cilindros e sistema de refrigeração do TD211**



**Figura 17 – Dimensões básicas do cilindro do TD211**



**Figura 18 – Tipo de aspiração e quantidade de válvulas do TD211**

Após a inserção das características do motor, foram adicionadas as especificações do combustível utilizado [13] como podemos ver na **Figura 19**, e as seis condições de funcionamento do ensaio experimental (**Figura 20**). Na condição de funcionamento é necessário informar, entre outros fatores, a massa de combustível por ciclo, para este dado dividimos o volume de combustível pelo seu tempo de drenagem, multiplicamos pela densidade, e então dividimos pela rotação do motor. Já para o ângulo de avanço de ignição, como a rotação não varia muito, foi utilizado o valor fixo de 15° devido ao uso da gasolina como combustível [6].

Project Fuel Library		System Fuel Library	
Fuel Title	Fuel Group	Fuel Title	
Gasolina TD211	Petrol	Gasolina TD211	
Composition (mass fractions)		Composition	
C	H	O	
0,775	0,145	0,08	
Sulfur fraction in fuel, [%]			0
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]			43,8
Apparent Activation Energy for the fuel Autoignition process, [kJ/mol]			0
Cetane Number			0
Density of fuel at 323 K, [kg/m <sup>3</sup> ]			740
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]			0
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa.s]			0
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]			230
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]			2500
Molecular Mass of fuel			99,5
Diffusion factor at atmospheric conditions Dpo, [s]			0
Fuel temperature, [K]			380
Saturated vapour pressure at low T, bar	0	K	0
Saturated vapour pressure Pv at critical temperature, bar	0	K	0

**Figura 19 – Especificações do combustível utilizado no ensaio experimental**

Mode of Performance (#1 = Full Load)	<input checked="" type="checkbox"/> #1	<input checked="" type="checkbox"/> #2	<input checked="" type="checkbox"/> #3	<input checked="" type="checkbox"/> #4	<input checked="" type="checkbox"/> #5	<input checked="" type="checkbox"/> #6	<input type="checkbox"/> #7	<input type="checkbox"/> #8	<input type="checkbox"/> #9	<input type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	2965	2718	2484	2229	2026	1732	2500	2500	2500	2500
Cycle Fuel Mass, [g] <input type="button" value="CFM Calc"/>	0,0111	0,0113	0,0109	0,0104	0,0096	0,0091	0,0132	0,0132	0,0132	0,0132
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	15	15	15	15	15	15	25	25	25	25
Ambient Pressure, [bar]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ambient Temperature, [K]	280,1	280,1	280,2	280,5	280,6	280,7	288	288	288	288
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04

**Figura 20 – Condições de funcionamento do ensaio experimental**

Por fim, deve-se selecionar um dos três modos de operação do Diesel RK, “ICE Simulation”, “Scanning” ou “Optimizing”. O modo “ICE Simulation” (Simulação de Motor Combustão Interna) apresenta uma análise termodinâmica do motor. Nesta análise consta curvas de temperatura e pressão, previsão de batida, além de parâmetros de desempenho do motor, como potência e torque.

O modo “Scanning” consiste numa varredura de um parâmetro, dentro de um limite informado pelo usuário, disponibilizando demais resultados em função deste parâmetro. Já no modo “Optimizing” deve-se informar uma característica específica desejada no motor, e com base em funções de múltiplas variáveis, o software busca possíveis soluções para se alcançar esta característica. Como nosso objetivo aqui é comparar os resultados da simulação com o ensaio experimental, usaremos o modo “ICE Simulation”.



Com todas as informações disponíveis, foi só rodar a simulação pelo servidor do Diesel RK acessado através da internet. Para o ajuste usamos apenas os parâmetros de comparação potência, torque e pressão média efetiva.

#### 4.3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O motor escolhido para realização deste trabalho foi o motor do automóvel Volkswagen Up, mais precisamente da serie Take, já que nesta serie o motor é naturalmente aspirado assim como o motor utilizado para validação do software. Este motor é um dos pioneiros do movimento “downsizing” no Brasil, o que já indica um grande avanço tecnológico em seu projeto.

Uma das principais mudanças deste motor em relação aos outros de carros populares é a tecnologia da injeção direta, onde torna possível dosar a quantidade de ar e combustível dentro da câmara de combustão de forma extremamente precisa.

A escolha de um motor moderno para este trabalho foi com o propósito de buscar sempre aprimorar novas tecnologias e não ficar preso ao passado, onde já foram estudados motores reais movidos especialmente a etanol, porém ainda com o uso de carburadores.

Para a comparação do motor real com o motor proposto foram realizadas 6 simulações para cada motor, com as mesmas condições de funcionamento, sendo elas nas rotações 2000, 2400, 2800, 3200, 3600 e 4000 rpm, todas com o mesmo consumo por ciclo.

Para a simulação, os dados do motor foram retirados do manual do fabricante [18] visto na **Tabela 7**, com exceção do ângulo de avanço de ignição. Embora o ângulo de avanço de ignição varie de acordo com a rotação, a variação de 2000 a 4000 rpm é pouco significativa, estando em torno de 20 graus para motores operando com etanol [12], sendo assim foi adotado este valor para todas as simulações.

**Tabela 7 – Dados gerais do motor**

Cilindros	3
Diâmetro dos cilindros	74,5 mm
Curso do pistão	76,4 mm
Comprimento da biela	140 mm
Rotação	3000 rpm
Potência	82 cv (etanol)
Razão de compressão	11,5
Válvulas por cilindro	4

O combustível utilizado foi o E100 devido ao seu elevado IAD (105) e a facilidade de usá-lo no motor, já que não é necessária nenhuma alteração física no mesmo. As especificações do E100 podem ser vistas na **Tabela 8** [3].

**Tabela 8 – Especificações do combustível E100**

Poder Calorífico Inferior (MJ/kg)	26,58
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	808,7
IAD	105
Carbono (%)	50,7
Hidrogênio (%)	13
Oxigênio (%)	36,3
Calor de Vaporização (kJ/kg)	907,11

De posse de todos estes dados, foi encontrada a nova razão de compressão para o motor em questão. Para isso foram feitas diversas simulações do motor VW UP, alterando somente sua taxa de compressão, buscando um valor máximo que não fosse detectado o fenômeno da batida de pino em nenhum possível ponto de operação do motor. Para garantir que não haveria a batida de pino, foram simuladas as rotações do motor de 1000 a 6000 rpm, variando a cada 1000 rpm.

Encontrada a nova razão de compressão, foram feitas as simulações para comparação entre o motor real e o motor proposto. Inicialmente foram comparados os desempenhos com o mesmo consumo por ciclo, para isso usamos a potência, o torque e a BMEP como parâmetro de comparação.

Após as comparações de desempenho, foram comparadas, através da temperatura e pressão, as condições dentro do cilindro. Esta segunda comparação serviu para verificar a necessidade de mudança de material em algum componente do motor.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como resultados deste trabalho temos: o ajuste do software Diesel-RK para simulações em motores Otto; a razão de compressão máxima do motor do automóvel Volkswagen UP para que não ocorra a batida de pino operando com o combustível E100; a melhoria de desempenho do motor proposto em relação ao real; e análises de possíveis alterações adicionais no motor.

A comparação entre a simulação e ensaio do motor TD211 para que fosse ajustado o software numa operação de motor ciclo Otto, pode ser visto para potência na **Tabela 9**, para torque na **Tabela 10** e para BMEP na **Tabela 11**. Os resultados completos dessas simulações podem ser vistos nos **Anexos 1, 2, 3, 4, 5 e 6**.

**Tabela 9 – Comparação da potência entre simulação e experimento**

	Potência (W)					
	2965 rpm	2718 rpm	2484 rpm	2229 rpm	2026 rpm	1732 rpm
Experimental	2715	2934	2644	2364	2104	1708
Simulação	3525	3270	2874	2433	2000	1568

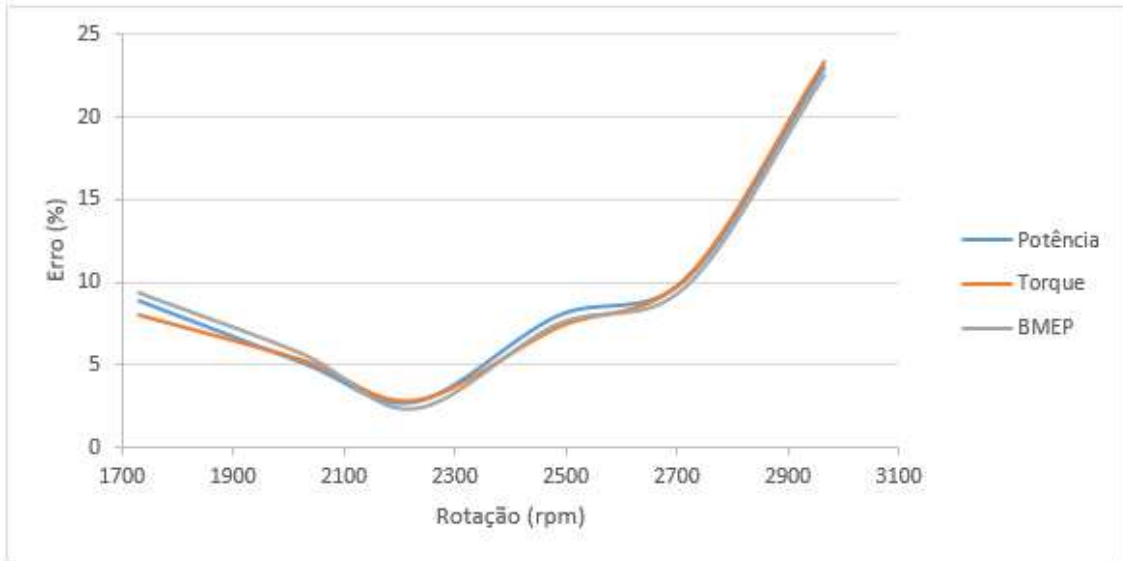
**Tabela 10 – Comparação do torque entre simulação e experimento**

	Torque (Nm)					
	2965 rpm	2718 rpm	2484 rpm	2229 rpm	2026 rpm	1732 rpm
Experimental	8,7	10,3	10,2	10,1	9,9	9,4
Simulação	11,35	11,49	11	10,4	9,4	8,7

**Tabela 11 – Comparação da BMEP entre simulação e experimento**

	BMEP (bar)					
	2965 rpm	2718 rpm	2484 rpm	2229 rpm	2026 rpm	1732 rpm
Experimental	6,39	7,53	7,43	7,4	7,25	6,88
Simulação	8,25	8,35	8,03	7,58	6,86	6,29

Por fim, no gráfico da **Figura 21** é apresentado o erro percentual de cada rotação comparado os resultados experimentais com os da simulação.



**Figura 21 – Erro entre resultados de simulação e experimento**

É possível observar que os resultados obtidos na simulação reproduzem de maneira satisfatória aqueles obtidos em ensaio experimental, principalmente nas rotações intermediárias. O maior erro foi encontrado na maior rotação, em torno de 20%, e não passou de 10% em rotações inferiores a 2700 rpm.

Com o software ajustado e após vários testes foi encontrado o valor máximo para razão de compressão deste motor de 14,1:1 operando com o combustível E100, onde o limitador foi a rotação de 1000 rpm, sendo necessário um IAD do combustível de 104,2 para não ocorrer a batida de pino.

Os resultados do desempenho do motor real (razão de compressão 11,5:1) e do motor proposto (razão de compressão 14,1:1) podem ser visto nas **Tabelas 12, 13 e 14**.

**Tabela 12 – Comparação da potência para motor real e motor proposto**

Razão de compressão	Potência (kW)					
	2000 rpm	2400 rpm	2800 rpm	3200 rpm	3600 rpm	4000 rpm
11,5:1	17,8	22,3	27,0	33,4	42,7	40,5
14,1:1	18,6	23,3	28,4	35,2	44,9	42,6

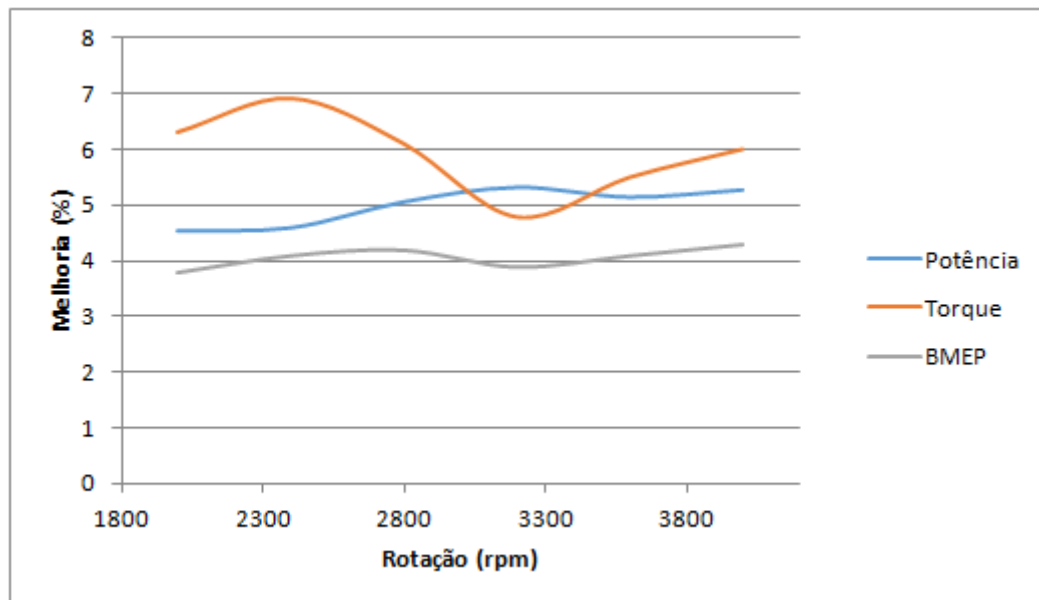
**Tabela 13 – Comparação do torque para motor real e motor proposto**

Razão de compressão	Torque (Nm)					
	2000 rpm	2400 rpm	2800 rpm	3200 rpm	3600 rpm	4000 rpm
11,5:1	88,2	89,5	94,9	101,0	98,6	96,9
14,1:1	93,8	95,7	100,7	105,8	104,0	102,7

**Tabela 14 – Comparação da BMEP para motor real e motor proposto**

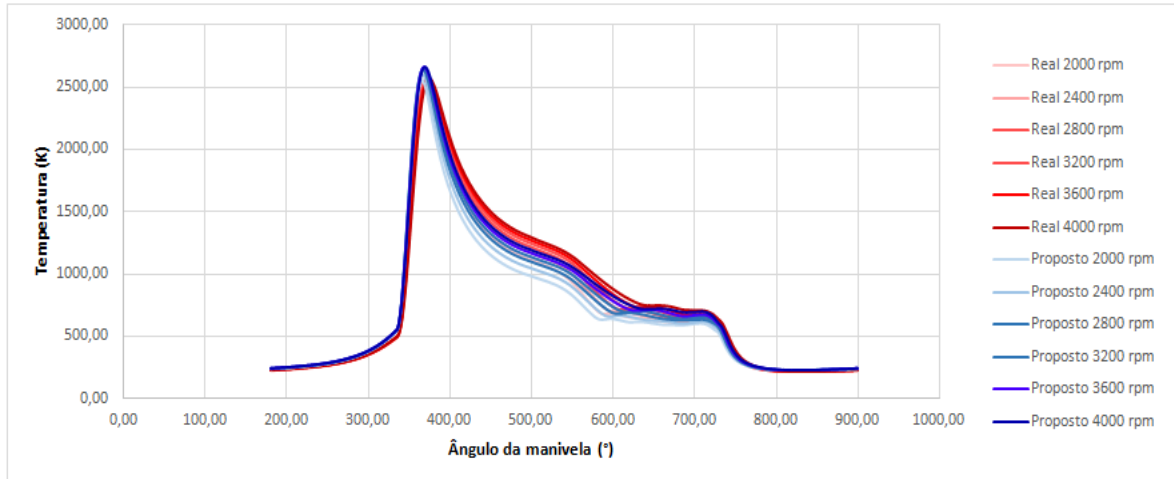
Razão de compressão	BMEP (bar)					
	2000 rpm	2400 rpm	2800 rpm	3200 rpm	3600 rpm	4000 rpm
11,5:1	12,7	13,9	14,7	15,2	15,4	15,0
14,1:1	13,1	14,5	15,3	15,8	16,0	15,7

Podemos ver nas tabelas acima que para todos os dados houve melhores resultados do motor proposto em relação ao motor real. A **Figura 22** traz os ganhos percentuais das 3 características apresentadas.

**Figura 22 – Percentual de melhoria do motor proposto em relação ao real**

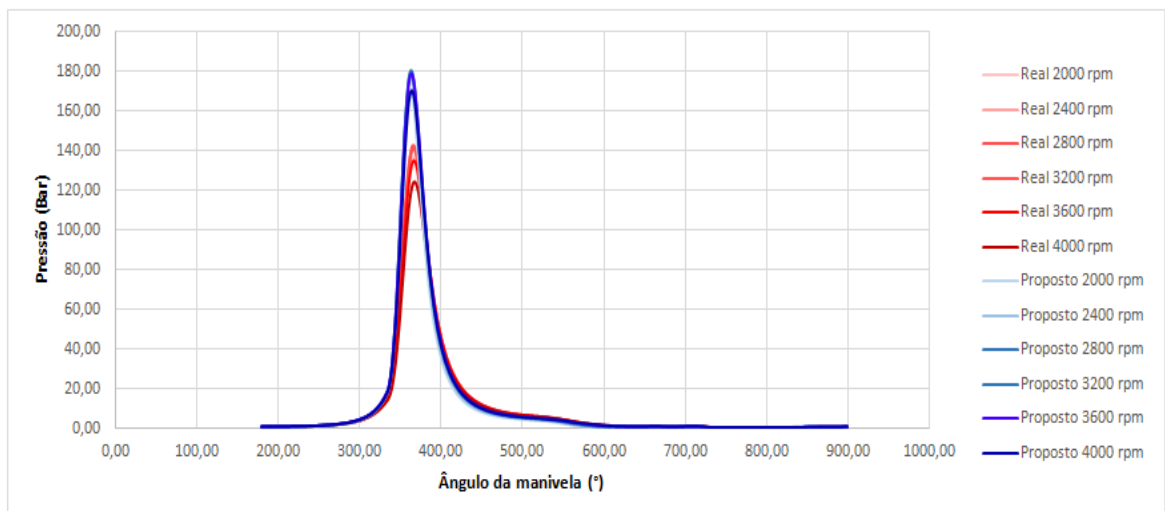
Os três parâmetros apresentaram uma melhoria muito próxima, o que era esperado já que eles se relacionam entre si. Em média, o torque foi o que apresentou uma maior melhoria, seguido pela potência e pela BMEP. Como o consumo em cada rotação foi o igual para os dois motores, pode-se dizer que o motor proposto terá um desempenho em torno de 5% maior do que o motor real. Esta é uma melhoria considerável, uma vez que o motor real já está no movimento “downsizing” e é conhecido atualmente pelo seu bom desempenho.

Os resultados para temperatura se encontra na **Figura 23** e os resultados para pressão na **Figura 24**.



**Figura 23 – Gráfico temperatura x ângulo da manivela para motor real e motor proposto**

A temperatura no interior da câmara de combustão do motor proposto não se diferenciou muito da temperatura do motor real, o pico em ambas foi em torno de 2700 K e a pequena diferença se deu no resfriamento após a combustão, onde o motor proposto resfriou mais rápido. De forma geral, não seria necessário alterar nenhum componente do motor proposto devido ao fator temperatura.



**Figura 24 – Gráfico pressão x ângulo da manivela para motor real e motor proposto**

Por outro lado, a pressão no interior da câmara de combustão do motor proposto apresentou uma diferença significativa, onde o motor proposto apresentou pressão máxima por volta de 180 bar e o motor real por volta de 140 bar, fato que era esperado já que a razão de compressão do motor proposto foi aumentada. Diante desse aumento de pressão, viu-se

necessário verificar se os componentes do motor suportariam essa nova pressão sem nenhuma alteração. Manuais do fabricante, fichas técnicas e especificações do motor foram consultados e em nenhum deles foi encontrada a pressão máxima suportada pelo motor, o que impossibilitou de afirmar ou não a viabilidade do motor proposto neste trabalho.

Uma extrapolação também foi testada, onde a razão de compressão foi aumentada além do limite da ocorrência da “batida de pino”, a fim de verificar qual seria a melhoria do desempenho caso usássemos um combustível com maior resistência a autoignição. Porém, ao se utilizar os combustíveis já conhecidos, o software identificou a “batida de pino” e os resultados foram todos deturpados, tornando incoerente analisar qualquer melhoria.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi proposto um motor baseado no motor encontrado na série Take do automóvel Volkswagen UP, onde o motor proposto possui as mesmas características do motor Volks, divergindo apenas na razão de compressão. Para operar na nova razão de compressão e não ocorrer o fenômeno “batida de pino”, é necessário o uso de um combustível de alta octanagem.

Como todos os resultados do trabalho vieram de simulações, o primeiro passo foi validar o software utilizado, o Diesel-RK. Para validação, inicialmente foi realizado um ensaio experimental para comparar seus resultados com os resultados de simulações no Diesel-RK, porém o ensaio não foi satisfatório e, então, foram comparados os resultados de um ensaio disponibilizado por um fabricante de motor com os das simulações. As simulações reproduziram de forma satisfatória os resultados do ensaio do fabricante.

O próximo passo foi escolher o combustível de alta octanagem o qual o novo motor seria abastecido. O combustível escolhido foi o E100 devido a sua alta octanagem e ao fato do motor também já ser projetado para operar com ele.

Com o software validado e o combustível escolhido, foi encontrado, através de simulações, o valor máximo de 14,1:1 para a razão de compressão, onde não houve a “batida de pino” utilizando o E100 como combustível em diversas condições de funcionamento. Então, o valor de razão de compressão de 14,1:1 foi definido para o motor proposto. Para a predição da “batida de pino”, o software utiliza o modelo de Dauaud-Eyzet.

Por fim, foram realizadas simulações do motor real e do motor proposto nas mesmas condições de funcionamento. Nos resultados foi possível perceber uma melhoria do motor proposto em relação ao motor real em média de 5% na potência efetiva, no torque e na BMEP com o mesmo consumo. O ganho de 5% foi considerável, uma vez que o motor real já é conhecido pelo seu bom desempenho.

A temperatura máxima no interior da câmara de combustão não apresentou diferença significativa entre o motor real e o motor proposto. Por outro lado, a pressão máxima na câmara de combustão para o motor proposto foi, aproximadamente, 40 bar maior do que o motor real, o que pode comprometer algum componente do motor.

Uma sugestão para futuros trabalhos é avaliar se o incremento na pressão no interior da câmara de combustão do motor proposto, em relação ao motor real, compromete algum de seus componentes. Outra sugestão de trabalho é utilizar dos modos de simulação “Scanning” e “Optimizing” do Diesel-RK para avaliar e propor alterações em motores. O



manual do fabricante e o “Help” encontrado no software podem auxiliar na programação quem for seguir nesta linha. Por último, o estudo de novos combustíveis com uma maior resistência à autoignição seria, também, de extrema importância para a evolução do desempenho dos motores.

## REFERÊNCIAS

- [1] ALVES, F. J. (2007). **Produção e fornecimento de vapor de etanol para motor de combustão interna operando com combustível pré-vaporizado**. Dissertação de mestrado. USP, SP.
- [2] ANFAVEA (2014). **Anuário da Indústria Automobilística Brasileira**. Agência Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, São Paulo.
- [3] BAETA, S. G. (2013). **Eficiência energética do etanol na comparação com motores a diesel**. São Paulo, SP.
- [4] BAETA, J. G. C., PONTOPPIDAN, M., SILVA, T. R. V. (2015). **Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines**. Energy Conversion and Management, Vol. 105, Pag. 858-871, Belo Horizonte, MG.
- [5] BARROS, J. E. M. (2003). **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. Tese de doutorado. UFMG, MG.
- [6] CARVALHO, M. A. S. (2011). **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação de mestrado. Salvador, BA.
- [7] DIESEL-RK. **Manual de instruções**. Disponível em: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/>. Acessado pela última vez em 07/04/2017.
- [8] GANESTAM, P. (2010). **Empirical Knock Model for Automatic Engine Calibration**. Master thesis. Lund, Suécia.
- [9] HEYWOOD, J. B. (1988). **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1ª Ed, McGraw-Hill. New York, USA.
- [10] KIRK, R. E., OTHMER, D. F. (1997). **Encyclopedia of Chemical Technology**. Vol.12. 4ª Ed, New Jersey, USA.

- [11] PIGGIN, J. B. **The 4-Cycle Engine**. Disponível em: <http://www.piggin.org/engine/13Engine.htm>. Acesso em 7 de março de 2017.
- [12] SANTOS, R. F. E., PASSARINI, L. C. (2000). **Injeção direta de combustível em motores de ignição por centelha**. ABCM, USP, São Carlos.
- [13] TECQUIPMENT. **Ficha técnica do motor TD211**. Disponível em: <http://www.tecquipment.com/Thermodynamics/Engine-Test-Bed/TD211.aspx>. Acessado pela última vez em 23/04/2017.
- [14] THOMAS, J. F., WEST, B. H., SHEAN, P. H. (2015). **Effects of High-Octane Ethanol Blends on Four Legacy Flex-Fuel Vehicles, and a Turbocharged GDI Vehicle**. Oak Ridge National Laboratory, Tennessee, USA.
- [15] TILLMAN, C. A. C. (2013). **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Notas de aula. Pelotas, RS.
- [16] TIPLER, P. A. (2000). **Física para cientistas e engenheiros**. Vol.1. 4ª Ed, Rio de Janeiro, RJ.
- [17] VARELLA, C. A. A. (2009). **Histórico e desenvolvimento dos motores de combustão interna**. UFRRJ, RJ.
- [18] VOLKSWAGEN. **Ficha técnica do UP serie Take**. Disponível em: <http://www.vw.com.br/pt/carros/up.html>. Acessado pela última vez em 18/05/2017 às 19h14.
- [19] WIEBE, I. I. (1962). **Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotor**. 1ª Ed, Verlag Technik, Berlin.
- [20] WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E. (2010). **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Tradução da 7ªEd, Editora Edgard Bluncher LTDA, São Paulo, SP.
- [21] DA SILVA, J. W. P., DA SILVA, A. A. (2013). **Etanol, benefícios, impactos e tecnologias**. FAZU, MG.

## ANEXO 1 – Resultados da simulação do TD211 para 2965 rpm

2017-04-27 18-23-20 "TD211"

Mode: #1 :: 2965;

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2965.0      - RPM          - Engine Speed, rev/min
3.5254     - P_eng        - Piston Engine Power, kW
8.2590     - BMEP        - Brake Mean Effective Pressure, bar
11.355     - Torque       - Brake Torque, N m
0.01110    - m_f         - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.28007    - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.29347    - Eta_f       - Efficiency of piston engine
9.8764     - IMEP        - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.35094    - Eta_i       - Indicated Efficiency
1.0661     - FMEP        - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.83624    - Eta_m       - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000     - po_amb      - Total Ambient Pressure, bar
280.10     - To_amb      - Total Ambient Temperature, K
1.0000     - p_Te       - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000    - po_afltr   - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000    - p_C         - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.10     - T_C         - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00431    - m_air       - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000     - Eta_TC      - Turbocharger Efficiency
1.0402     - po_T       - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
646.16     - To_T       - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00453    - m_gas      - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.1444     - A/F_eq.t   - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.87380    - F/A_eq.t   - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.55126   - PMEP       - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.85047    - Eta_v       - Volumetric Efficiency
0.06178    - x_r         - Residual Gas Mass Fraction
1.0002     - Phi         - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1.2522     - BF_int     - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.1769     - %Blow-by   - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97884    - p_int       - Average Intake Manifold Pressure, bar
296.32     - T_int       - Average Intake Manifold Temperature, K
346.32     - Tw_int     - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
95.461     - hc_int     - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
135.78     - hc_int.p   - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0402     - p_exh      - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
646.16     - T_exh      - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
3.9812     - v_exh      - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
40.513     - Sh         - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
577.69     - Tw_exh     - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000     - hc_exh     - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```

```

490.10      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.1444      - A/F_eq   - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.87385     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
57.479      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2609.6      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
11.000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
15.000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.5966      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.14944     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
45.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
3.6912      - m_w      - Wiebe's Factor in the Cylinder
79.143      - ON       - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
8954.4      - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
46.875      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2      - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.1097      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
366.22      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.467      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
734.48      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
4.2889      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1352.6      - T_evo    - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1423.7      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
386.59      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
533.77      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
494.23      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
482.20      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head        of Cylinder Head, K
392.18      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1266.8      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1212.9      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
732.87      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR       - Compression Ratio
42.000      - EVO      - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC      - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO      - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC      - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:            Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

## ANEXO 2 – Resultados da simulação do TD211 para 2718 rpm

2017-04-27 18-37-49 "TD211"

Mode: #2 :: 2718;

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2718.0      - RPM          - Engine Speed, rev/min
3.2709     - P_eng       - Piston Engine Power, kW
8.3593     - BMEP       - Brake Mean Effective Pressure, bar
11.493     - Torque      - Brake Torque, N m
0.01130    - m_f        - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.28169    - SFC        - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.29178    - Eta_f      - Efficiency of piston engine
9.8775     - IMEP       - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.34477    - Eta_i      - Indicated Efficiency
1.0294     - FMEP       - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.84630    - Eta_m     - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000     - po_amb     - Total Ambient Pressure, bar
280.10     - To_amb     - Total Ambient Temperature, K
1.0000     - p_Te      - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000    - po_afltr  - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000    - p_C       - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.10     - T_C       - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00392    - m_air     - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000     - Eta_TC    - Turbocharger Efficiency
1.0402     - po_T      - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
674.02     - To_T      - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00413    - m_gas     - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.1177     - A/F_eq.t  - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.89471    - F/A_eq.t  - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.48877   - PMEP      - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.84645    - Eta_v     - Volumetric Efficiency
0.05959    - x_r       - Residual Gas Mass Fraction
1.0002     - Phi       - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1.0118     - BF_int    - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.2752     - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97901    - p_int     - Average Intake Manifold Pressure, bar
297.24     - T_int     - Average Intake Manifold Temperature, K
347.24     - Tw_int    - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
94.879     - hc_int    - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
124.58     - hc_int.p  - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0402     - p_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
674.01     - T_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
3.7956     - v_exh     - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
45.137     - Sh        - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
599.77     - Tw_exh    - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000     - hc_exh    - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```

```

468.60      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.1178      - A/F_eq   - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.89458     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
57.728      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2640.7      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
12.000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
15.000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.6080      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.13699     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
45.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
3.7169      - m_w     - Wiebe's Factor in the Cylinder
81.695      - ON      - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
8547.6      - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
43.938      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2     - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.1108      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
369.21      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.454      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
739.44      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
4.2758      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1358.7      - T_evo    - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1456.0      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
367.88      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
549.12      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
508.47      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
496.79      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head        of Cylinder Head, K
369.29      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1228.9      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1176.2      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
696.03      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR      - Compression Ratio
42.000      - EVO     - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC     - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO     - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC     - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:        Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

### ANEXO 3 – Resultados da simulação do TD211 para 2484 rpm

2017-04-27 18-43-35 "TD211"  
 Mode: #3 :: 2484;  
 Title: "A/F ratio is settled"  
 www.diesel-rk.bmstu.ru  
 Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2484.0    - RPM          - Engine Speed, rev/min
2.8742   - P_eng        - Piston Engine Power, kW
8.0374   - BMEP         - Brake Mean Effective Pressure, bar
11.050   - Torque       - Brake Torque, N m
0.01090  - m_f          - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.28260  - SFC          - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.29084  - Eta_f        - Efficiency of piston engine
9.4382   - IMEP         - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.34153  - Eta_i        - Indicated Efficiency
0.98796  - FMEP         - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.85158  - Eta_m        - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb       - Total Ambient Pressure, bar
280.20   - To_amb       - Total Ambient Temperature, K
1.0000   - p_Te        - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr    - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000  - p_C          - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.20   - T_C          - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00360  - m_air       - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000   - Eta_TC       - Turbocharger Efficiency
1.0400   - po_T        - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
671.55   - To_T        - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00377  - m_gas       - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.1626   - A/F_eq.t    - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.86014  - F/A_eq.t    - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.41287 - PMEP         - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.84808  - Eta_v        - Volumetric Efficiency
0.05913  - x_r          - Residual Gas Mass Fraction
1.0003   - Phi          - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.73761  - BF_int       - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.3838   - %Blow-by    - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97930  - p_int       - Average Intake Manifold Pressure, bar
299.40   - T_int       - Average Intake Manifold Temperature, K
349.55   - Tw_int      - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
94.262   - hc_int       - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
113.88   - hc_int.p    - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0400   - p_exh       - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
671.55   - T_exh       - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
3.4623   - v_exh       - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
49.299   - Sh          - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
597.96   - Tw_exh      - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000   - hc_exh       - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```



```

440.80      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.1622      - A/F_eq   - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.86044     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
57.944      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2601.2      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
11.000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
13.000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.7314      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.12519     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
44.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
3.7841      - m_w      - Wiebe's Factor in the Cylinder
83.145      - ON       - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
9479.2      - NOx,ppm  - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
50.628      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2      - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.1180      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
371.28      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.569      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
743.93      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
4.1124      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1307.7      - T_evo    - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1447.9      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
349.08      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
549.09      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
508.57      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
497.58      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head        of Cylinder Head, K
346.84      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1156.1      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1106.2      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
612.25      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR       - Compression Ratio
42.000      - EVO      - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC      - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO      - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC      - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:        Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

## ANEXO 4 – Resultados da simulação do TD211 para 2229 rpm

2017-04-27 18-45-31 "TD211"

Mode: #4 :: 2229;

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2229.0    - RPM          - Engine Speed, rev/min
2.4337   - P_eng        - Piston Engine Power, kW
7.5842   - BMEP        - Brake Mean Effective Pressure, bar
10.427   - Torque       - Brake Torque, N m
0.01040  - m_f         - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.28575  - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.28763  - Eta_f       - Efficiency of piston engine
8.8501   - IMEP        - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.33564  - Eta_i       - Indicated Efficiency
0.93318  - FMEP       - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.85696  - Eta_m       - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb      - Total Ambient Pressure, bar
280.50   - To_amb      - Total Ambient Temperature, K
1.0000   - p_Te       - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr   - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000  - p_C        - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.50   - T_C        - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00319  - m_air      - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000   - Eta_TC     - Turbocharger Efficiency
1.0397   - po_T      - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
665.88   - To_T      - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00333  - m_gas     - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.2032   - A/F_eq.t  - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.83113  - F/A_eq.t  - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.33274 - PMEP       - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.83718  - Eta_v     - Volumetric Efficiency
0.06007  - x_r       - Residual Gas Mass Fraction
1.0003   - Phi       - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.57957  - BF_int   - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.5355   - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97946  - p_int     - Average Intake Manifold Pressure, bar
303.32   - T_int     - Average Intake Manifold Temperature, K
353.32   - Tw_int    - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
92.332   - hc_int    - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
102.54   - hc_int.p  - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0397   - p_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
665.88   - T_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
3.0290   - v_exh     - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
54.706   - Sh       - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
593.68   - Tw_exh    - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000   - hc_exh    - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```

```

404.82      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.2032      - A/F_eq   - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.83115     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
57.227      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2563.3      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
10.000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
12.000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.8043      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.11234     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
42.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
3.9063      - m_w      - Wiebe's Factor in the Cylinder
82.584      - ON       - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
10067.      - NOx,ppm  - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
56.151      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2      - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.1072      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
372.45      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.394      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
746.35      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
3.8826      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1252.9      - T_evo    - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1436.9      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
324.63      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
545.75      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
505.33      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
495.20      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head       of Cylinder Head, K
321.43      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1066.2      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1020.0      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
522.82      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR       - Compression Ratio
42.000      - EVO      - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC      - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO      - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC      - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:        Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

## ANEXO 5 – Resultados da simulação do TD211 para 2026 rpm

2017-04-27 18-46-13 "TD211"

Mode: #5 :: 2026;

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2026.0    - RPM          - Engine Speed, rev/min
2.0000    - P_eng         - Piston Engine Power, kW
6.8571    - BMEP         - Brake Mean Effective Pressure, bar
9.4276    - Torque        - Brake Torque, N m
0.00960   - m_f          - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.29174   - SFC          - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.28173   - Eta_f        - Efficiency of piston engine
8.0145    - IMEP         - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.32928   - Eta_i        - Indicated Efficiency
0.88218   - FMEP        - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.85559   - Eta_m        - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000    - po_amb       - Total Ambient Pressure, bar
280.60    - To_amb       - Total Ambient Temperature, K
1.0000    - p_Te        - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000   - po_afltr     - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000   - p_C          - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.60    - T_C          - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00289   - m_air        - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000    - Eta_TC       - Turbocharger Efficiency
1.0400    - po_T         - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
635.85    - To_T         - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00300   - m_gas        - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.2995    - A/F_eq.t    - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.76956   - F/A_eq.t    - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.27523  - PMEP        - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.83166   - Eta_v        - Volumetric Efficiency
0.06264   - x_r          - Residual Gas Mass Fraction
1.0002    - Phi          - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.48973   - BF_int       - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.6602    - %Blow-by    - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97955   - p_int        - Average Intake Manifold Pressure, bar
306.66    - T_int        - Average Intake Manifold Temperature, K
356.66    - Tw_int       - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
90.940    - hc_int       - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
93.738    - hc_int.p     - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0400    - p_exh        - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
635.85    - T_exh        - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
2.6091    - v_exh        - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
58.815    - Sh           - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
569.62    - Tw_exh       - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000    - hc_exh       - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```

```

371.51      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.2995      - A/F_eq   - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.76951     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
55.960      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2460.0      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
8.0000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
10.000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.9268      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.10211     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
39.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
4.0451      - m_w      - Wiebe's Factor in the Cylinder
79.264      - ON       - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
10021.      - NOx,ppm  - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
61.348      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2      - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.1036      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
372.81      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.320      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
746.65      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
3.5962      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1167.1      - T_evo    - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1387.2      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
302.93      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
525.86      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
486.91      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
477.78      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head       of Cylinder Head, K
300.41      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
961.45      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
919.85      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
426.56      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR       - Compression Ratio
42.000      - EVO      - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC      - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO      - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC      - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:        Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

## ANEXO 6 – Resultados da simulação do TD211 para 1732 rpm

2017-04-27 18-52-04 "TD211"  
 Mode: #6 :: 1732;  
 Title: "A/F ratio is settled"  
 www.diesel-rk.bmstu.ru  
 Fuel: Gasolina TD211

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1732.0    - RPM          - Engine Speed, rev/min
1.5689    - P_eng        - Piston Engine Power, kW
6.2921    - BMEP        - Brake Mean Effective Pressure, bar
8.6508    - Torque      - Brake Torque, N m
0.00910   - m_f         - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.30138   - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.27272   - Eta_f       - Efficiency of piston engine
7.3223    - IMEP       - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.31737   - Eta_i       - Indicated Efficiency
0.81841   - FMEP       - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.85931   - Eta_m       - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000    - po_amb     - Total Ambient Pressure, bar
280.70    - To_amb     - Total Ambient Temperature, K
1.0000    - p_Te       - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000   - po_afltr   - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000   - p_C        - Pressure before Inlet Manifold, bar
280.70    - T_C        - Temperature before Inlet Manifold, K
0.00242   - m_air      - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000    - Eta_TC     - Turbocharger Efficiency
1.0400    - po_T       - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
612.74    - To_T       - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.00250   - m_gas     - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.3435    - A/F_eq.t   - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.74431   - F/A_eq.t   - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.21173  - PMEP       - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.81386   - Eta_v      - Volumetric Efficiency
0.06545   - x_r        - Residual Gas Mass Fraction
1.0004    - Phi        - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.38886   - BF_int     - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.9356    - %Blow-by  - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97968   - p_int      - Average Intake Manifold Pressure, bar
313.39    - T_int      - Average Intake Manifold Temperature, K
363.39    - Tw_int     - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
87.755    - hc_int     - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,
W/(m2*K)
80.996    - hc_int.p   - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0400    - p_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
612.74    - T_exh     - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
2.0997    - v_exh     - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
67.537    - Sh        - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
551.02    - Tw_exh    - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000    - hc_exh    - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)

```

```

325.59      - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.3435      - A/F_eq   - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
0.74431     - F/A_eq   - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
54.631      - p_max    - Maximum Cylinder Pressure, bar
2414.7      - T_max    - Maximum Cylinder Temperature, K
7.0000      - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
9.0000      - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
3.0038      - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000      - Theta_i  - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.08729     - Phi_id   - Ignition Delay Period, deg.
38.000      - Phi_z    - Combustion duration, deg.
4.2161      - m_w     - Wiebe's Factor in the Cylinder
80.798      - ON      - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
8993.2      - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
58.777      - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000      - SO2     - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.0969      - p_ivc    - Pressure at IVC, bar
377.57      - T_ivc    - Temperature at IVC, K
17.153      - p_tdc    - Compression Pressure (at TDC), bar
754.13      - T_tdc    - Compression Temperature (at TDC), K
3.3427      - p_evo    - Pressure at EVO, bar
1108.1      - T_evo    - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1380.0      - T_eq     - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
273.54      - hc_c     - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
525.88      - Tw_pist  - Average Piston Crown Temperature, K
413.00      - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
486.94      - Tw_head  - Average Head Wall Temperature, K
478.75      - Tw_cool  - Average Temperature of Cooled Surface
head        of Cylinder Head, K
268.56      - hc_cool  - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
861.26      - q_head   - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
823.70      - q_pist   - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
346.89      - q_liner  - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
8.5000      - CR      - Compression Ratio
42.000      - EVO     - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000      - EVC     - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000      - IVO     - Intake Valve Opening, deg. before DC
40.000      - IVC     - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

---

Versions:        Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08