

**INSTITUTO  
FEDERAL**  
Minas Gerais

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E  
TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS - *CAMPUS ARCOS*  
ENGENHARIA MECÂNICA

Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves

Giovanna Cabral Costa e Silva

Guilherme Bezerra de Faria

João Victor Costa

Joice Paloma Faria

## **Trabalho Acadêmico Integrador IV**

### **Princípios da Resistência em Motores Radiais**

Arcos-MG

Dezembro/2018

Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves

Giovanna Cabral Costa e Silva

Guilherme Bezerra de Faria

João Victor Costa

Joice Paloma Faria

## **Trabalho Acadêmico Integrador IV**

### **Princípios da Resistência em Motores Radiais**

Relatório apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (IFMG), referente ao Trabalho Acadêmico Integrador, como requisito parcial para aprovação em todas as disciplinas ministradas no 4º período do Curso de Engenharia Mecânica.

Instituto Federal de Minas Gerais

*Campus Arcos*

Engenharia Mecânica

Orientador: Flávio Fernandes Barbosa Silva

Arcos-MG

Dezembro/2018

# RESUMO

O motor radial é uma máquina térmica que transforma energia térmica em energia mecânica. A conversão ocorre através de um ciclo termodinâmico envolvendo a expansão e compressão do fluido ativo no interior de seu cilindro e a pressão feita em seu pistão pela expansão dos gases. Devido a essa pressão, seus pistões se movem em torno do raio de giro do virabrequim, gerando muito torque em baixas rotações. Este projeto apresenta um estudo sobre os princípios da resistência mecânica em alguns componentes de um motor radial, sendo eles, o pistão, a biela e o virabrequim. Através de um ciclo Otto ideal foi feita a análise termodinâmica no motor para encontrar a pressão máxima, utilizada para calcular a flexão da biela, a velocidade angular e a carga crítica da biela. Para realizar tais cálculos, adotamos as dimensões retiradas da modelagem feita no *software Inventor*, desenvolvida no TAI III. Os resultados mostram que a velocidade dos componentes são atendidas, entretanto os cálculos de forças atuantes sobre a biela, não foram atendidos, verificado no decorrer do projeto a sua falha. Foi construído um protótipo para ter um melhor funcionamento do motor radial demonstrado na Figura 18.

**Palavras-chave:** Biela. Pressão. Pistão. Combustão. Motor radial. Ciclo ideal.

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Principais Componentes do Motor . . . . .	9
Figura 2 – Superposição de um ciclo Otto padrão de ar com o real. . . . .	11
Figura 3 – Ciclo real e ideal e seus diagramas P-v . . . . .	12
Figura 4 – Biela . . . . .	15
Figura 5 – Concentrador de tensão . . . . .	16
Figura 6 – Pistão . . . . .	17
Figura 7 – Dados Tensão de Flexão Máxima . . . . .	17
Figura 8 – Momento Fletor . . . . .	18
Figura 9 – Sistema P.B.V. . . . .	19
Figura 10 – Biela Mestre, vista frontal. . . . .	22
Figura 11 – Biela Mestre, vista lateral. . . . .	22
Figura 12 – Corpo Biela. . . . .	22
Figura 13 – Biela vista superior. . . . .	24
Figura 14 – Composição química do aço. . . . .	25
Figura 15 – Temperatura média dos componentes principais . . . . .	25
Figura 16 – Pistão danificado . . . . .	26
Figura 17 – Resfriamento do motor . . . . .	26
Figura 18 – Protótipo . . . . .	30
Figura 19 – Modelagem . . . . .	30

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	<b>6</b>
2.1	Objetivo geral	6
2.2	Objetivos específicos	6
<b>3</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b>	<b>7</b>
<b>4</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>8</b>
4.1	<b>Motores de combustão interna</b>	<b>8</b>
4.1.1	Principais componentes do motor	9
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>11</b>
<b>5.1</b>	<b>Ciclo termodinâmico</b>	<b>11</b>
5.1.1	Processos	12
5.1.2	Pressão máxima	13
<b>5.2</b>	<b>Flexão da biela</b>	<b>15</b>
5.2.1	Tensão de flexão máxima	16
5.2.2	Momento fletor	17
5.2.3	Cisalhamento puro	18
<b>5.3</b>	<b>Velocidade Angular máxima Biela e virabrequim</b>	<b>18</b>
5.3.1	Velocidade angular biela	20
5.3.2	Velocidade angular do virabrequim	21
<b>5.4</b>	<b>Carga Crítica</b>	<b>21</b>
5.4.1	Cálculo da carga crítica	24
<b>5.5</b>	<b>Aço SAE-4340</b>	<b>24</b>
5.5.1	Limites de temperatura no interior do motor	25
5.5.1.1	Pistões	25
5.5.1.2	Cilindros	26
5.5.2	Sistema de arrefecimento	26
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>27</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>28</b>
	<b>APÊNDICE A – QUADROS</b>	<b>29</b>
	<b>APÊNDICE B – PROTÓTIPO E MODELAGEM 3D</b>	<b>30</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Os motores radiais foram utilizados na aeronáutica em meados da Primeira e Segunda Guerra Mundial. São motores de simetria radial e de combustão interna com ciclo mecânico Otto. Seus pistões se movem em torno do raio de giro do virabrequim gerando muito torque em baixas rotações, tornando-se eficiente para mover as hélices de aeronaves (TAYLOR, 1971).

Devido sua grande área frontal ser muito propício a vazamentos, fragilidade da biela central e no cilindro mestre, os motores radiais foram substituídos por outros tipos de motores, e atualmente são pouco utilizados na indústria aeronáutica e automobilística (TAYLOR, 1971).

Segundo (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005) a resistência requerida de um elemento em um sistema é um fator importante na determinação da geometria e das dimensões do mesmo. A resistência mecânica é considerada uma característica que influencia o projeto do elemento ou, talvez, do sistema inteiro, na sua fabricação, montagem e funcionamento.

## 2 OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GERAL

O trabalho tem como objetivo apresentar um breve estudo dos princípios da resistência mecânica nos componentes pistão, biela e virabrequim de um motor radial, levando em consideração as dimensões da modelagem desenvolvida no TAI III, acompanhando o cronograma presente no apêndice A.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Cálculo da pressão e temperatura máximas no ciclo termodinâmico;
- Cálculo da carga crítica sobre a biela;
- Cálculo da velocidade angular;
- Cálculo da força e aceleração dos componentes pistão, biela e virabrequim;
- Análise do comportamento do aço utilizado.

### 3 JUSTIFICATIVA

O estudo da resistência mecânica aborda conceitos estáticos, dinâmicos e termo-dinâmicos, tornando possível analisar soluções ou identificar problemas de um sistema mecânico, acrescentando conhecimento sobre Motores Radiais.

É de suma importância estudar a resistência do material que pretende-se utilizar no projeto, para diminuir o risco de falhas mecânicas que possam ocorrer. O exemplo a seguir mostra um fato que ocorreu durante a Segunda Guerra Mundial, por falta de estudos mais aprofundados em relação a resistência do material utilizado na construção do navio, o mesmo sofreu avarias significativas.

Durante a Segunda Guerra Mundial, uma classe de navio mercante de casco soldado sofreu grandes perdas, não por ataque inimigo, mas porque se partiu ao meio no mar, a tenacidade à fratura do aço e, em particular, das soldas era muito baixa. Mais recentemente, três aeronaves Comet foram perdidas antes de se perceber que o projeto exigia uma resistência à fadiga que dado o projeto das molduras das janelas, era maior do que a que possuía o material utilizado. ASHBY, M. F.; JONES, D. R. H. *Engenharia de materiais*. [S.l.]: Elsevier/Campus, 2007.

Baseando-se no fato ocorrido, o projeto pretende estudar a resistência mecânica de alguns componentes de um motor radial, que talvez por falhas de estudos anteriores, a sua utilização em aeronaves sofreu uma decadência significativa. Com os sistemas bielas, pistão e virabrequim em funcionamento, decorrendo de uma velocidade angular muito alta, acarretará em um desbalanceamento dos mesmos, trazendo assim, falhas no motor em pleno uso. Posteriormente são desenvolvidos cálculos para assegurar o seu funcionamento.



## 4 REFERENCIAL TEÓRICO

Há tempos o ser humano utiliza a ciência para buscar ideias que tornem sua vida mais prática, mas poucas coisas foram tão revolucionárias quanto o motor. Foi devido a necessidade de transformar diferentes formas de energia em energia mecânica que surgiu a ideia de um motor. Podemos dizer que motores são máquinas que convertem energia em trabalho com a intenção de gerar movimento em um outro dispositivo (SILVA et al., 2018). Atualmente, existem inúmeros modelos de motores, com diferentes classificações e modos de funcionamento, por isso, o grupo optou o estudo de um motor simples com sete cilindros, enfatizando o estudo em alguns componentes.

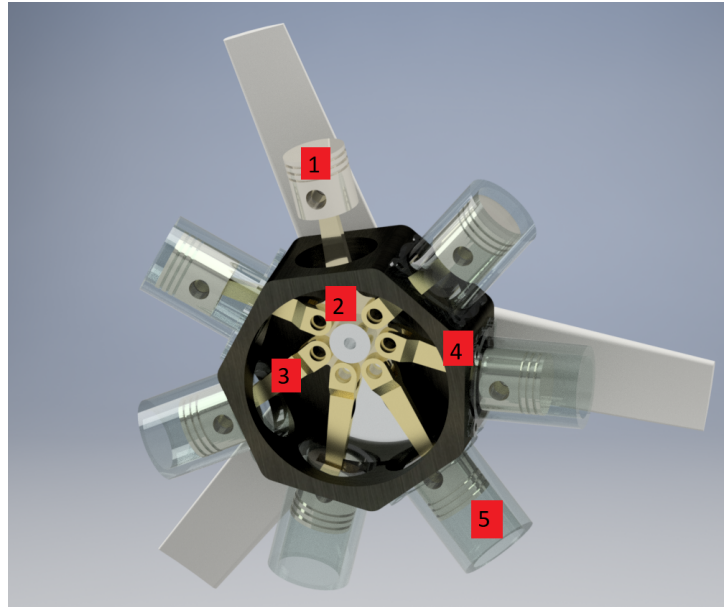
### 4.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Um motor de combustão interna (MCI) transforma energia térmica em energia mecânica, convertendo parte do calor em trabalho na forma de um eixo rotativo, sendo que o motor radial tem como princípio de construção uma disposição de cilindros em torno de um cárter, que fica no centro (BRUNETTI, 2012a). Por isso, são considerados como máquinas térmicas, onde a combustão do fluido de trabalho é convertida em energia mecânica. O fluido de trabalho são os gases de combustão, aquele que o calor é transferido na realização do ciclo (BOLES; ÇENGEL, 2013).

A combustão é considerada um processo químico exotérmico da oxidação de um combustível, onde ocorre a liberação de calor, sendo o combustível, também chamado de fluido ativo, composto por ar atmosférico e gasolina. No motor de ignição por faísca (MIF), para que a combustão da mistura ocorra, o fluido ativo é inflamado por uma faísca que ocorre a partir da vela provocando o início da reação que faz com que o combustível reaja com o oxigênio presente no ar (BRUNETTI, 2012a).

### 4.1.1 PRINCIPAIS COMPONENTES DO MOTOR

Figura 1 – Principais Componentes do Motor



Fonte: (GRABCAD(ADAPTADO), 2018)

- **Pistão**

Destacado na cor cinza (item 1 Figura 1), é o componente que recebe a força exercida pela explosão dentro do cilindro, tendo como função transmitir essa força para a biela, feitos geralmente de materiais rígidos e com baixos coeficientes de dilatação térmica.

- **Biela Mestra**

Componente na cor prata (item 2 Figura 1), é onde se encontra interligada todas as bielas comuns, transmitindo movimento para o virabrequim.

- **Biela Comum**

Braço que liga o pistão e o virabrequim, demonstrado na cor dourada (item 3 Figura 1), tendo como principal função transformar o movimento linear do pistão em rotativo para o virabrequim.

- **Cárter**

Na cor preta (item 4 Figura 1), é o recipiente de estoque do óleo que trata de lubrificar os componentes do motor contidos no mesmo, no momento em que ele se encontra em funcionamento.

- **Cilindro**

Segundo (REIS, 2009), A parte do motor na qual a potência é desenvolvida é chamada de cilindro. O cilindro provê a câmara de combustão onde ocorrem a queima e a expansão dos gases e aloja o pistão e a biela, demonstrado na cor cinza claro (item 5 Figura 1).

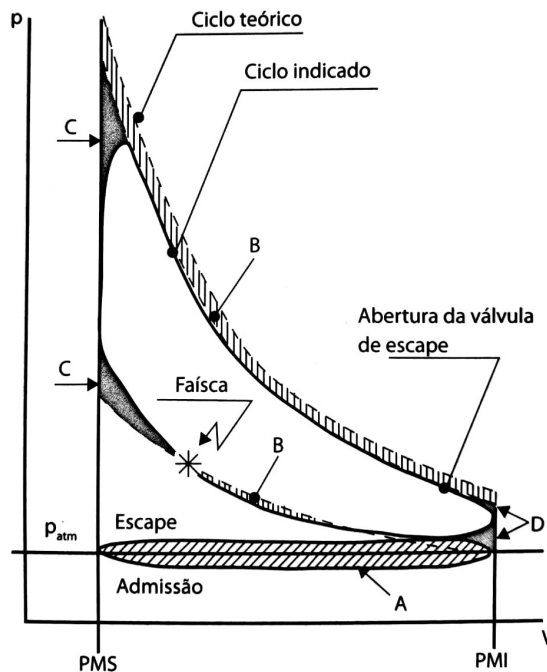
## 5 METODOLOGIA

### 5.1 CICLO TERMODINÂMICO

Para encontrar a pressão e temperatura máximas que serão necessárias para efetuar outros cálculos posteriormente, foi realizado uma análise termodinâmica no processo de combustão que ocorre no interior do motor. Tal análise foi feita considerando o ciclo ideal Otto como o ciclo do motor (BRUNETTI, 2012a).

O uso do ciclo ideal deve-se à complexidade da composição dos combustíveis que variam durante os processos, assim como a própria complexidade dos processos de um ciclo real. Devido as diferenças de um ciclo real para um ciclo ideal haverá uma certa discrepância nos resultados encontrados, sendo que na Figura 2 tal diferença é observada através de uma sobreposição dos ciclos em um gráfico P-V (BRUNETTI, 2012a).

Figura 2 – Superposição de um ciclo Otto padrão de ar com o real.



Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

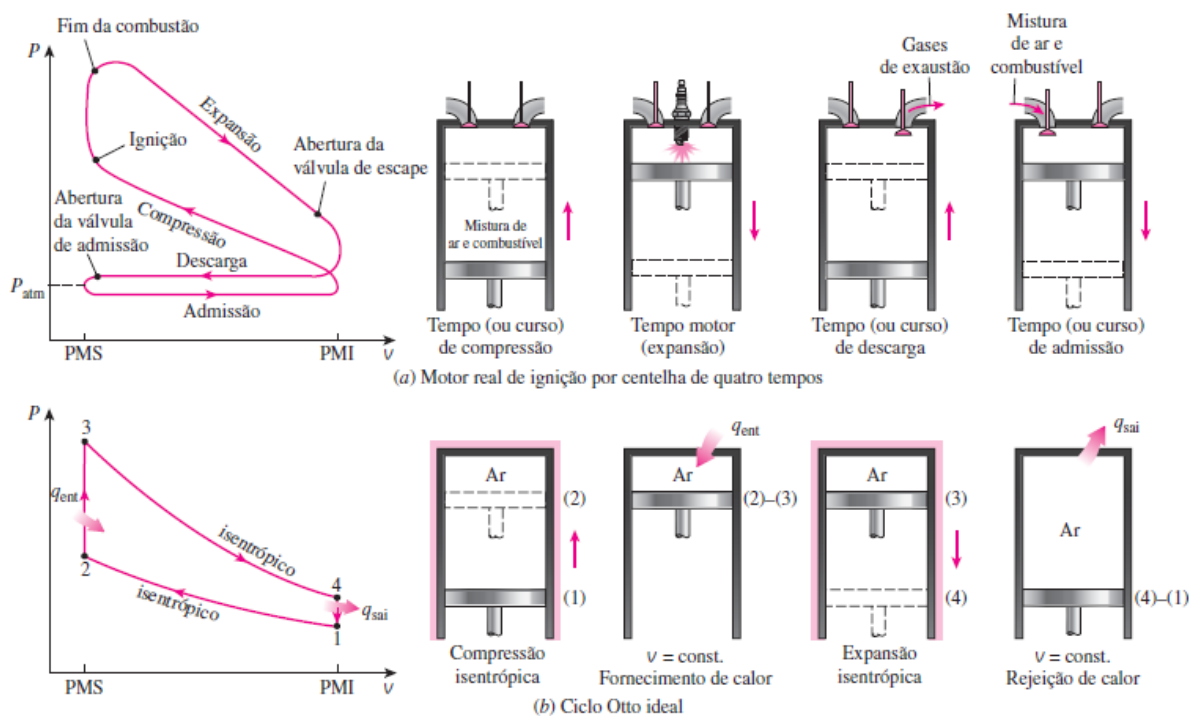
No gráfico da Figura 2, temos o ponto morto inferior (PMI), ponto mais baixo do pistão em que o cilindro está com seu volume máximo, e o ponto morto superior (PMS), ponto mais alto alcançado pelo pistão em que o cilindro está com seu volume mínimo. Também é possível identificar o momento em que ocorre a ignição por faísca fazendo com que o fluido ative entre em combustão e o momento em que é aberta a válvula de escape

para liberar o produto da combustão. Por essa figura percebemos que o ciclo é composto de vários processos, e para analisarmos a pressão, temperatura e volume, é importante compreender o que ocorre em cada um deles.

### 5.1.1 PROCESSOS

O ciclo real realiza quatro processos, devido a sequência de quatro movimentos realizados pelo pistão, começando com o processo de admissão do fluido ativo, onde o pistão desce até o PMI admitindo o fluido ativo no interior do cilindro, e termina com o processo de exaustão, onde é aberta a válvula de escape liberando o produto da combustão para o ar atmosférico, enquanto o pistão volta para o PMS expulsando qualquer resquício remanescente, como é possível ver nos dois últimos pistões da parte (a) da Figura 3 (BRUNETTI, 2012a).

Figura 3 – Ciclo real e ideal e seus diagramas P-v



Fonte: (BOLES; ÇENGEL, 2013)

Mas para um ciclo ideal não é considerado o fluxo de massa, por isso, ao desconsiderar esses dois processos o ciclo começa com o processo de compressão 1-2, em que o pistão se move para a posição de PMS comprimindo o fluido de trabalho, aumentando tanto a pressão quanto a temperatura, mas é um processo adiabático por não haver transferência de calor (BRUNETTI, 2012a). Já o processo de combustão 2-3, que ocorre logo após a

máxima compressão, é quando uma centelha é gerada por uma vela de ignição, sendo que para um ciclo ideal consideramos que ocorre uma transferência de calor para o fluido ativo elevando sua temperatura para um valor entre 2000°C e 2800°C e a pressão para um valor entre 5 MPa e 12 MPa. Sendo que esse valor alto da temperatura se deve ao fato de se localizar na chama e ser um ciclo ideal (MAZURENKO; LORA, 2013).

Devido a combustão, é iniciado o processo de expansão 3-4, onde ocorre o rompimento de ligações químicas das moléculas do combustível originando novos gases. Os gases resultantes dessa combustão aumentam a pressão no interior do cilindro por causa do aumento do seu volume, sendo essa pressão que empurra o pistão para o PMI e mantém um movimento contínuo de todo o sistema (BRUNETTI, 2012a).

Por ser um ciclo ideal, e por tanto reversível, consideramos que ocorre um processo 4-1, onde é liberado calor para que o ciclo volte ao seu estado inicial e recomesse, sendo que esse processo é o substituto dos dois processos do ciclo real citados anteriormente (BRUNETTI, 2012a).

A partir disso, é possível compreender melhor o comportamento da pressão em relação ao volume que compõem a parte (b) da Figura 3.

### 5.1.2 PRESSÃO MÁXIMA

Ao analisarmos o ciclo ideal é necessário que seja considerado que o fluido ativo é ar, sendo assim um gás perfeito; não há fluxo de massa durante o ciclo; o processo de compressão e expansão são adiabáticos; a combustão é substituída por um fornecimento de calor para o fluido de trabalho; e todos os processos são considerados reversíveis (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Para os cálculos será considerando também como parâmetros de entrada a temperatura de 300 K e a pressão ambiente de 0,10 MPa, assim como o calor de entrada de 1400 kJ/kg. Lembrando que para o ciclo Otto a razão entre os calores específicos ( $k$ ) é de 1,4 e o calor específico a volume constante ( $c_v$ ) é de 0,717. Sendo que  $V_2 = V_3$  e  $V_4 = V_1$ , a razão de compressão ( $r$ ) do motor é igual a 8 e é feita uma relação com o volume que é apresentada na equação 1 (BOLES; ÇENGEL, 2013).

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (1)$$

$V \rightarrow$  Volume [ $m^3$ ].

$v \rightarrow$  Volume específico [ $m^3/kg$ ].

$r \rightarrow$  Razão de compressão.

Sabendo que os processos de compressão (1-2) e expansão (3-4) são isentrópicos, é

utilizado as equações 2 e 3 para definir os valores da temperatura e da pressão no ponto 2 que aparece no gráfico do ciclo ideal da Figura 3 (MORAN; SHAPIRO, 2006).

$$\frac{P_2}{P_1} = (r)^k \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = (r)^{k-1} \quad (3)$$

$P \rightarrow$  Pressão [Pa].

$T \rightarrow$  Temperatura [K].

$k \rightarrow$  Razão dos calores específicos [ $c_p/c_v$ ].

Ao rearranjar as equações 2 e 3 chegamos nas equações 4 e 5, em que encontramos os valores desejados que serão usados posteriormente.

$$P_2 = P_1 \cdot (r)^k = 1,84MPa \quad (4)$$

$$T_2 = T_1 \cdot (r)^{k-1} = 689,22K \quad (5)$$

Por ser um ciclo fechado e desprezar as variações de energia cinética e potencial, mas sabendo que no processo de transferência de calor (2-3) não envolve trabalho e ocorrer a volume constante, podemos expressar a transferência de calor para o fluido de trabalho através da equação 6 (BOLES; ÇENGEL, 2013).

$$q_{ent} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (6)$$

$q_{ent} \rightarrow$  Entrada de calor por unidade de massa [J/kg].

$c_v \rightarrow$  Calor específico a volume constante [kJ/kg·K].

Foi utilizado a equação 6 para encontrar  $T_3$  por termos o calor de entrada, o calor específico a volume constante e a temperatura do ponto 2 encontrada na equação 5. Assim, ao rearranjarmos a equação 6 teremos a equação 7 para encontrar a temperatura máxima.

$$T_3 = \frac{q_{ent}}{c_v} + T_2 = 2.641,80K \quad (7)$$

Pelo fato do processo de transferência de calor (2-3) ser a volume constante utilizamos a equação 8 para encontrar a  $P_3$ , pressão no ponto 3 do gráfico na Figura 3, sendo esta pressão a pressão máxima (MORAN; SHAPIRO, 2006).

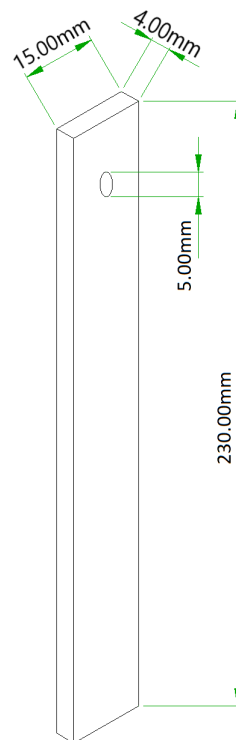
$$P_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot P_2 = 7,04MPa \quad (8)$$

Assim foi encontrado os resultados de temperatura máxima sendo 2.641,80K e pressão máxima de 7,04MPa. Valores corretos se comparados com os intervalos anteriormente, lembrando que esses valores podem ter uma certa discrepância com valores reais devido ao ciclo considerado para efetuar os cálculos ter sido o ciclo ideal (MAZURENKO; LORA, 2013).

## 5.2 FLEXÃO DA BIELA

A biela é uma das partes mais importante do motor, na qual a força do pistão age diretamente na mesma, fazendo com que ela sofra tensões que fazem o material flexionar. A biela foi considerada uma barra homogênea e prismática, para cálculos conforme mostrado na 4.

Figura 4 – Biela



Fonte: Próprios Autores.

O material utilizado é o SAE - 4340 que possui uma tensão de escoamento de 470 MPa, utilizando 2 como fator segurança, nos possibilitará encontrar a tensão admissível do nosso material, qualquer tensão acima da admissível significa que o material irá romper. A fórmula para o cálculo da tensão admissível foi retirada do livro (HIBBELER, 2010).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{F_s} \quad (9)$$



$$\sigma_{adm} = 234MPa \quad (10)$$

$\sigma_{amd}$  → Tensão admissível [Pa].

$\sigma_{esc}$  → Tensão de escoamento [Pa].

$Fs$  → Fator de segurança.

### 5.2.1 TENSÃO DE FLEXÃO MÁXIMA

Pode-se obter a tensão de flexão máxima segundo (HIBBELER, 2010).

$$\sigma_{max} = K \cdot \frac{M \cdot c}{I} \quad (11)$$

$\sigma_{max}$  → Tensão de flexão máxima [Pa].

$c$  → Raio [m].

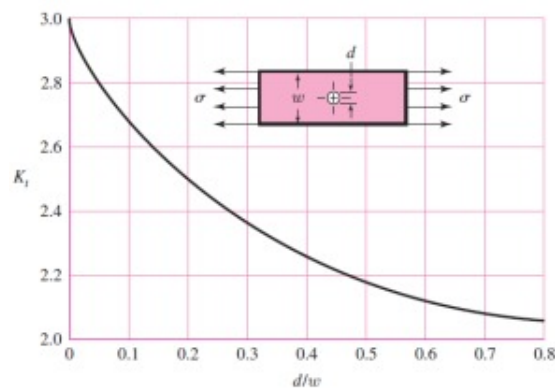
$M$  → Momento [ $N \cdot m$ ].

$I$  → Momento de inercia [ $m^4$ ].

$K$  → Fator de concentração de tensão.

Para encontrar o fator de concentração de tensão é necessário utilizar o gráfico a seguir.

Figura 5 – Concentrador de tensão



Fonte: <https://eaiconvergiu.wordpress.com/>/(2018).

$$M = F \cdot s \quad (12)$$

$F$  → Força [N]

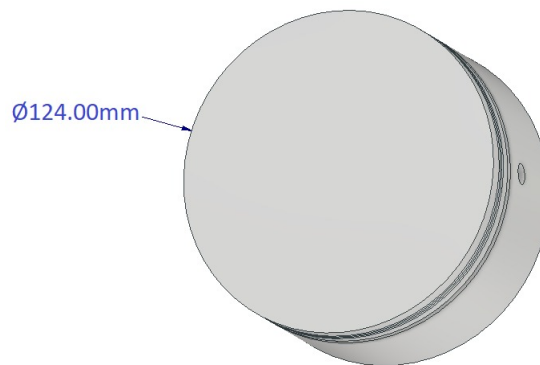
$s \rightarrow$  Distância [m].

$$F = P \cdot A \quad (13)$$

$P \rightarrow$  Pressão [Pa]

$A \rightarrow$  Área [ $m^2$ ].

Figura 6 – Pistão



Fonte: Próprios Autores.

Figura 7 – Dados Tensão de Flexão Máxima

$k$	2,35
$I$	$1,125 \times 10^{-9} m^4$
$M$	13,837KN · m

Fonte: Próprios Autores.

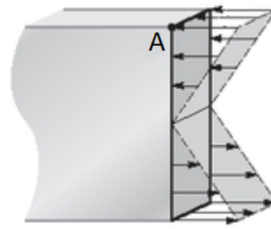
De acordo com a Figura 6 e com dados da pressão máxima descritas na Equação 8 a força atuante sobre a biela é de 85,08 KN.

$$\sigma_{max} = 2,17 \times 10^{11} Pa \quad (14)$$

### 5.2.2 MOMENTO FLETOR

O momento fletor nos auxilia para saber se as tensões que o material está sofrendo são de tração ou compressão.

Figura 8 – Momento Fletor



Fonte: (HIBBELER, 2010), adaptado pelos próprios autores (2018).

$$\sigma_{fletor} = -\frac{M \cdot c}{I} \quad (15)$$

$$\sigma_{fletor} = -9,22 \times 10^{11} Pa \quad (16)$$

O momento fletor é negativo porque no ponto A ocorre compressão na biela.

### 5.2.3 CISALHAMENTO PURO

Segundo (NORTON, 2013), o cisalhamento puro ocorre na seção que não sofre flexão, ou seja, a seção cisalhante e pode ser descrita através da equação 17.

$$\delta = \frac{P}{A_{cis}} \quad (17)$$

$A_{cis}$  → Área da seção cisalhante [ $m^2$ ].

$P$  → Força [N].

$$\delta = 1418 MPa \quad (18)$$

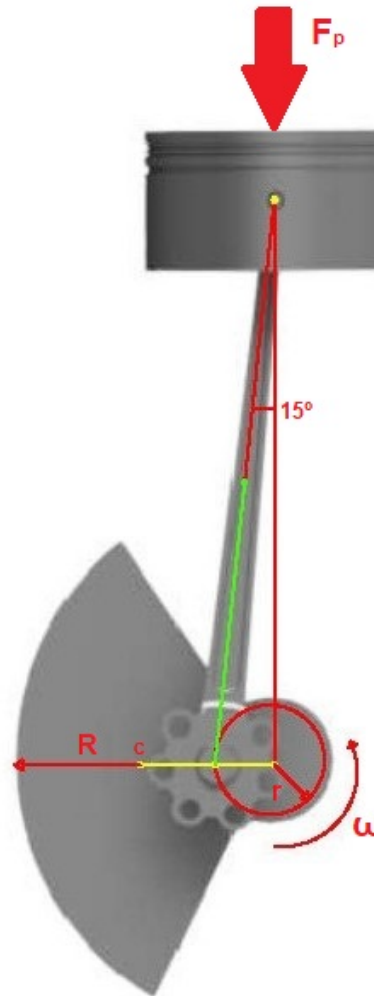
## 5.3 VELOCIDADE ANGULAR MÁXIMA BIELA E VIRABREQUIM

Quando o pistão é submetido a uma pressão máxima da combustão e gerado uma força  $F_p$  (equação 13) que inicia o movimento do sistema.

Para encontrar a velocidade máxima da biela e do virabrequim é utilizado os conceitos de trabalho e energia de um corpo rígido de acordo com (HIBBELER, 2011).

$$T_1 + U_{1-2} = T_2 \quad (19)$$

Figura 9 – Sistema P.B.V.



Fonte: Próprios Autores.

$T_1 \rightarrow$  Energia inicial [Joule].

$U_{1-2} \rightarrow$  Trabalho [Joule].

$T_2 \rightarrow$  Energia Final [Joule].

Como o sistema parte do repouso atingindo um ângulo máximo de  $\frac{\pi}{12}$ , então;

$$T_1 = 0 \quad (20)$$

O trabalho é a integral do momento variando com o ângulo de  $\theta_1$  á  $\theta_2$ .

$$U_{1-2} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} M \cdot d\theta \quad (21)$$

O sistema parte de um ângulo de 0 para  $\frac{\pi}{12}$  e o momento corresponde ao raio r

vezes força  $F_p$  vezes o cosseno do ângulo.

$$U_{1-2} = \int_0^{\frac{\pi}{12}} r \cdot F_p \cdot \cos\theta \cdot d\theta \quad (22)$$

Desenvolvendo a integral temos;

$$U_{1-2} = r \cdot F_p \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{12}\right) \quad (23)$$

A energia final é;

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot I_o \cdot \omega^2 \quad (24)$$

Onde;

$I_o \rightarrow$  Momento de inércia de massa [Kg  $\cdot m^2$ ].

$\omega \rightarrow$  Velocidade angular [rad/s].

### 5.3.1 VELOCIDADE ANGULAR BIELA

A biela que se movimenta em um plano geral e parte do repouso  $T_1 = 0$ , atingindo uma velocidade angular máxima  $\omega_B$ . Considerando a biela como uma placa fina homogênea.

Então substituindo na equação 23 temos:

$$U_{1-2} = 770,89J \quad (25)$$

Para a energia final da biela temos;

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \cdot m \cdot d^2 \right] \omega^2 \quad (26)$$

Substituindo na equação 26 temos que a energia final é:

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot 8,826 \times 10^{-3} \cdot \omega^2 \quad (27)$$

Então definindo a velocidade angular da biela na equação 19 temos que;

$$\omega_B = 418rad/s \quad (28)$$

As massas utilizadas para os cálculos foram:

$$m_{biela} = 0.50kg$$

$$m_{virabrequim} = 0,65kg$$

### 5.3.2 VELOCIDADE ANGULAR DO VIRABREQUIM

O virabrequim que se rotaciona em torno de um eixo fixo e parte do repouso  $T_1 = 0$  atingindo uma velocidade angular máxima  $\omega_V$ . Considerando o virabrequim como um semi-cilindro homogêneo.

A energia final do virabrequim é expressa com:

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{m \cdot r^2}{2} + m \cdot d^2 \right] \omega^2 \quad (29)$$

Substituindo na equação 29 temos;

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot 7,473076 \times 10^{-3} \cdot \omega^2 \quad (30)$$

A biela e o virabrequim tem o mesmo trabalho;

$$U_{1-2} = 770,89J \quad (31)$$

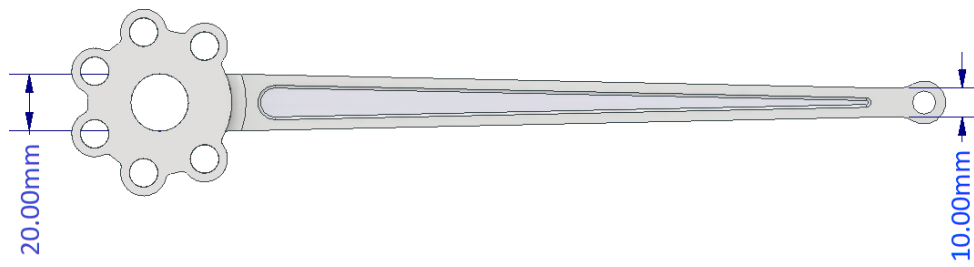
Então definindo a velocidade angular do virabrequim substituindo na equação 19 temos que:

$$\omega_V = 454,2rad/s \quad (32)$$

## 5.4 CARGA CRÍTICA

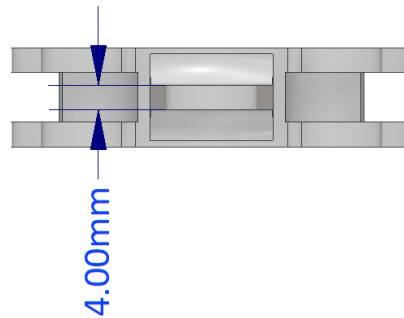
Sempre que é desenvolvido um projeto é necessário que o mesmo atenda à alguns requisitos, nesse tópico é destacado a carga crítica ou mais conhecida como carga de Euler. Um defeito nos Motores Radiais de muita ênfase para o estudo, é a deformação que vinha a acontecer muitas das vezes na biela mestra, por se tratar da principal biela onde se encontra interligadas todas as outras. Consideremos novamente a biela como uma barra prismática e homogênea. As medidas a serem adotadas será somente do corpo da biela, como ela sofre um afunilamento na sua medida de vinte milímetros para dez milímetros, para não se tratar com cálculos muitos complexos adotaremos a medida de seu corpo somente de com quinze milímetros.

Figura 10 – Biela Mestra, vista frontal.



Fonte: Próprios Autores.

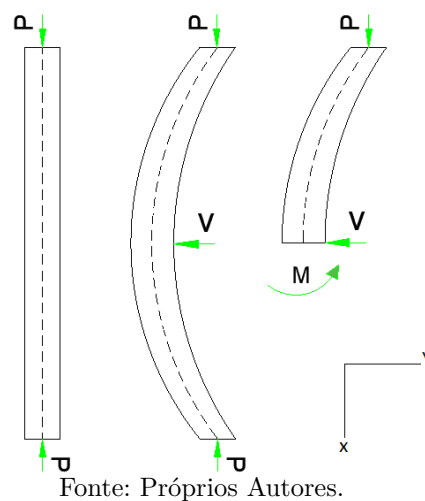
Figura 11 – Biela Mestra, vista lateral.



Fonte: Próprios Autores.

Com as considerações adotadas, foi feito um desenho no *software AutoCAD* do corpo da biela para melhor compreensão dos cálculos.

Figura 12 – Corpo Biela.



Fonte: Próprios Autores.

Fazendo um corte no centro da barra pelo método das seções, determina-se o momento fletor interno, adotando-se o sentido anti-horário positivo.

$$\sum M = 0 \quad (33)$$

$$M = -P \cdot v \quad (34)$$

Onde  $P$  é a carga aplicada e  $v$  é a deflexão máxima sobre a biela, com um material homogêneo e dentro do seu regime elástico, aplicando-se a lei de Hooke juntamente com a fórmula da flexão, tem-se a seguinte fórmula do momento, de acordo com (HIBBELER, 2011):

$$M = E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (35)$$

$E$  → Módulo de Young do material (200GPa).

$I$  → Menor momento de inércia para a área da seção transversal da coluna.

$v$  → Deflexão máxima.

Combinando as equações 34 em 35, obtém-se a equação 40, que é uma E.D.O de segunda Ordem.

$$-P \cdot v = E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (36)$$

Nota-se pela equação 37 que temos uma equação diferencial de segunda ordem, com coeficientes constantes, linear e homogênea. Aplicando um método analítico adequado para resolver essa equação, obtemos como solução geral a função dada a seguir:

$$E \cdot I \cdot v'' + P \cdot v = 0 \quad (37)$$

E pode ser reescrita da seguinte forma:

$$v(x) = C1 \cdot \text{COS}\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) \cdot X + C2 \cdot \text{SEN}\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) \cdot X \quad (38)$$

De acordo com (HIBBELER, 2011) temos as seguintes condições de contorno que:  $v = 0$  em  $x = 0$ , onde não aconteceria a flambagem, então  $C1 = 0$ . E considerando  $v = 0$  em  $x = L$ :

$$C2 \cdot \text{SEN}\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) \cdot L \quad (39)$$

Considerado  $C2=0$  seria uma solução, porém trivial e a coluna não viria a sofrer a flambagem, outra solução seria:

$$\text{SEN}\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) \cdot L = 0 \quad (40)$$



Que é satisfeita se:

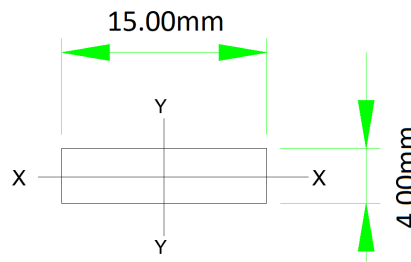
$$\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}} \cdot L = n \cdot \pi \quad (41)$$

Onde  $n$  é o número de flambagens que aconteceria na viga e  $L$  é o comprimento total da biela, considerando  $n=1$  tem-se o menor valor de  $P_{cr}$ , que seria a carga crítica da viga, rearranjando a fórmula obtém-se:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (42)$$

### 5.4.1 CÁLCULO DA CARGA CRÍTICA

Figura 13 – Biela vista superior.



Fonte: Próprios Autores.

Realizando os cálculos de inércia em relação a cada eixo, obtemos:

$$I_x = 80 \times 10^{-12} m^4 \quad (43)$$

$$I_y = 1,12 \times 10^{-9} m^4 \quad (44)$$

Temos de acordo com a equação 42:

$$(P_{cr})_x = 2,98 KN \quad (45)$$

$$(P_{cr})_y = 41,97 KN \quad (46)$$

## 5.5 AÇO SAE-4340

O aço SAE-4340 é o mais utilizado na fabricação de eixos, bielas, virabrequins e peças com alta resistência mecânica pelas indústrias aeroespaciais e automobilísticas. A

combinação cromo-níquel-molibdênio, mostrado na Figura 14, gera elevada temperabilidade e elevada resistência à fadiga, fornecido com dureza máxima de 260 HB. O aço SAE-4340 é aplicado em componentes para sistemas mecânicos, principalmente estruturais, onde é necessário uma homogeneidade de dureza ao longo da seção transversal em pequenas ou grandes seções (ACOSPORTES, 2018).

Figura 14 – Composição química do aço.

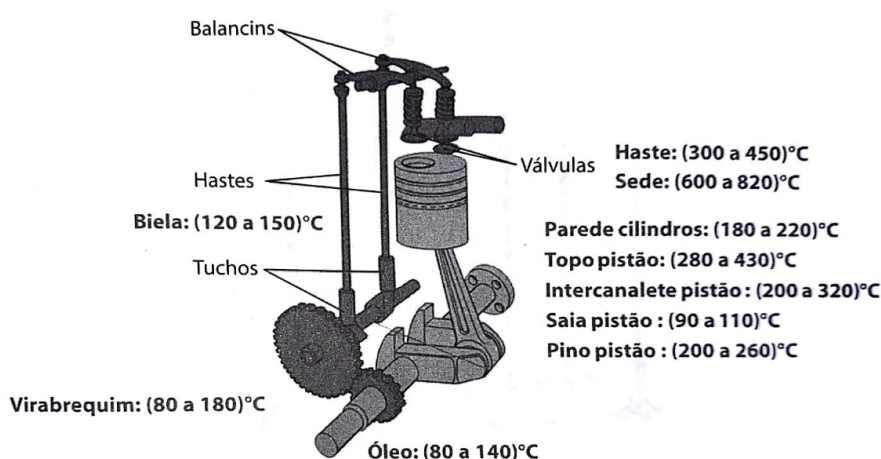
Composição química								
ABNT/SAE	C	Mn	P máx.	S máx.	Si	Ni	Cr	Mo
4340	0,38 - 0,43	0,60 - 0,80	0,030	0,040	0,15 - 0,35	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30

Fonte: (FAVORIT, 2018)

### 5.5.1 LIMITES DE TEMPERATURA NO INTERIOR DO MOTOR

Devido a combustão que ocorre dentro do motor, seus componentes são submetidos a temperaturas diferentes. A máxima temperatura que ocorre no interior do motor é de 2200 °C, quando a vela de ignição é acionada, mas o sistema de resfriamento age rapidamente, dividindo-a para os outros componentes. Assim, as propriedades mecânicas do aço presente no interior do cilindro não sofrem alterações. A Figura 15 mostra o intervalo das temperaturas dos principais componentes do motor.

Figura 15 – Temperatura média dos componentes principais



Fonte: (BRUNETTI, 2012b)

#### 5.5.1.1 PISTÕES

Os pistões, por estarem também em contato direto com a combustão, são solicitados de forma extrema. Nos motores de grande diâmetro, a temperatura média da cabeça do

pistão tende a ser bastante alta, em razão do grande percurso para o calor escoar através das paredes frias. Para evitar temperaturas e tensões térmicas excessivamente altas, o projeto do pistão é alterado de acordo com o tamanho do motor (BRUNETTI, 2012b).

A Figura 16 mostra um pistão danificado por um superaquecimento e detonação.

Figura 16 – Pistão danificado



Fonte: [www.skatena.com.br/](http://www.skatena.com.br/)(2018).

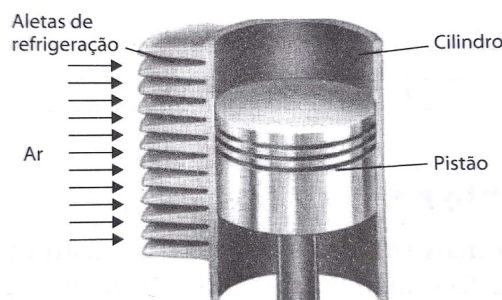
#### 5.5.1.2 CILINDROS

As camisas ou cilindros também são solicitadas de forma extrema. A temperatura de pico do gás queimado pode atingir até  $2220^{\circ}\text{C}$ , enquanto a temperatura máxima do material da parede do cilindro, quando fabricado com ferro fundido, atingem  $400^{\circ}\text{C}$  e as de alumínio,  $300^{\circ}\text{C}$  (BRUNETTI, 2012b).

#### 5.5.2 SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Arrefecimento é o processo de resfriamento do motor, no radial, a retirada de calor é por meio de circulação de ar, o calor é transferido para o ar atmosférico.

Figura 17 – Resfriamento do motor



Fonte: (BRUNETTI, 2012b)

## 6 CONCLUSÃO

Os componentes do motor radial devem ser resistentes devido a elevada sollicitação mecânica dos mesmos. Por este motivo, o aço SAE-4340 é o mais indicado para a fabricação das peças do motor.

Os cálculos realizados foram baseados na análise termodinâmica de um ciclo Otto ideal com as dimensões da modelagem feita no *software Inventor*, desenvolvida no TAI III pelos próprios autores do trabalho, em decorrência da falta de informações sobre o motor radial original.

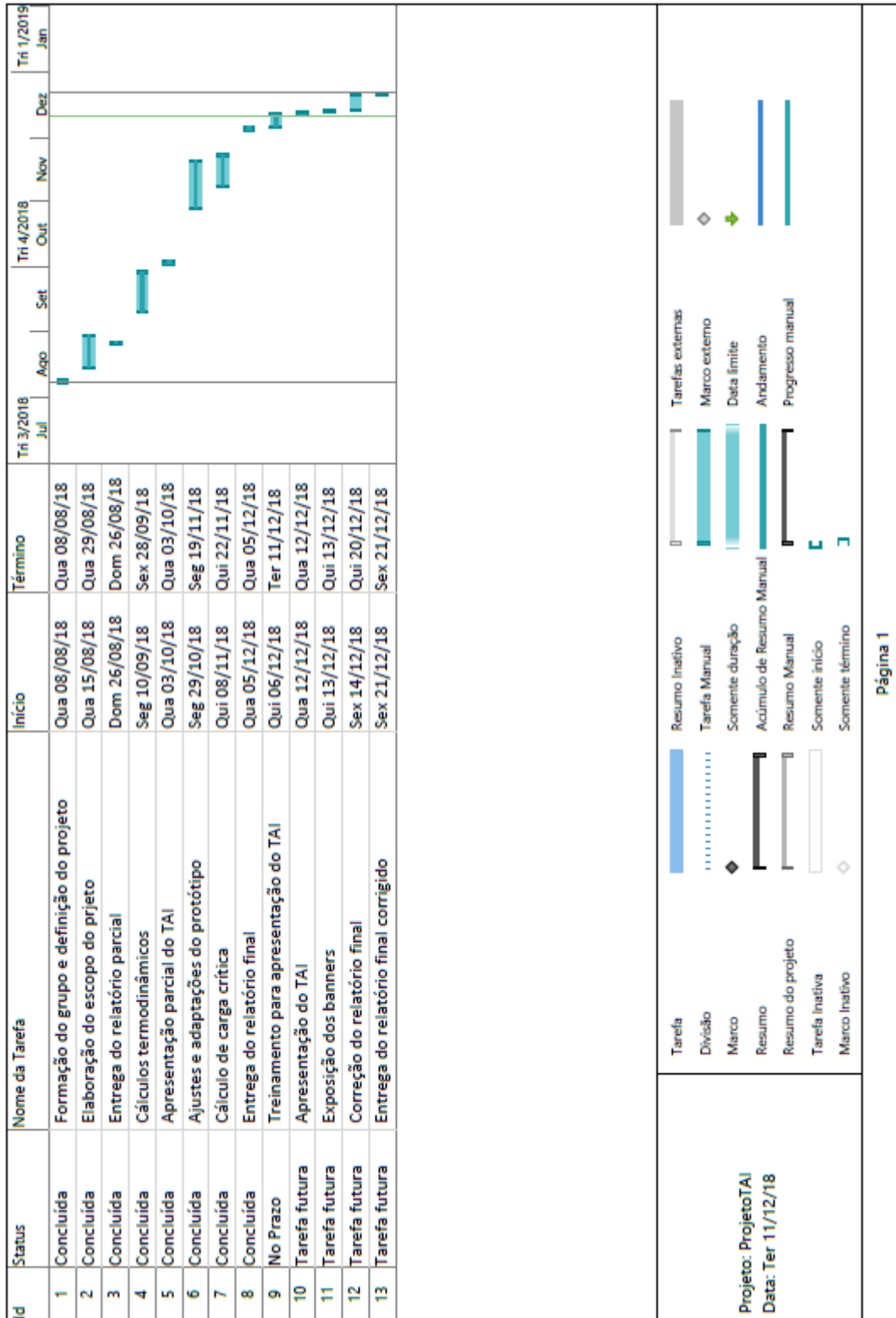
Os valores das velocidades angulares máximas da biela e do virabrequim foram satisfatórios comparando com a média de motores radiais já existente no mercado. Para o motor completo esses valores podem variar devido ao ciclo termodinâmico.

De acordo com os resultados encontrados nas equações 14 e 16, pode-se constatar que a biela não suportaria a força que o pistão exerce sobre ela e como já se era esperado temos uma carga menor em relação ao eixo x, nas equações 45 e 46 decorrido pelo fato da inércia ser menor. De qualquer modo, a carga encontrada na equação 13 é maior que a carga crítica encontrada, demonstrando que o projeto da biela irá falhar. Para que isso não ocorra, uma das soluções é o aumento da área transversal da biela, conseqüentemente aumentando sua inércia, o erro pode ocorrer devido a suposições feitas anteriormente sobre a biela. Caso tais suposições não ocorram, é necessário que os cálculos sejam mais aprofundados nos estudos dos motores radiais na parte que diz respeito a biela.

# REFERÊNCIAS

- ACOSPORTES. *Aço sae 4340 e suas características*. 2018. Disponível em: <<http://www.acosporte.com.br/aco-sae-4340>>. Citado na página 25.
- ASHBY, M. F.; JONES, D. R. H. *Engenharia de materiais*. [S.l.]: Elsevier/Campus, 2007. Citado na página 7.
- BOLES, M.; ÇENGEL, Y. *Termodinâmica*. 7ª edição. São Paulo: AMGH Editora, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 8, 12, 13 e 14.
- BRUNETTI, F. *Motores de combustão interna*. São Paulo: Blucher, v. 2013, n. 1, 2012. Citado 4 vezes nas páginas 8, 11, 12 e 13.
- BRUNETTI, F. *Motores de combustão interna*. 2ª edição São Paulo, v. 2013, n. 2, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 26.
- FAVORIT. *Aços construção mecânica*. 2018. Disponível em: <<http://www.favorit.com.br/produtos/acos-construcao-mecanica/aco-sae-4340>>. Citado na página 25.
- GRABCAD(ADAPTADO). *Motor Radial 3D*. 2018. Disponível em: <<https://grabcad.com/library/tractor-72>>. Citado na página 9.
- HIBBELER, R. *Mecânica para Engenharia-Dinâmica*. [S.l.]: Editora Pearson, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 23.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos materiais*. [S.l.]: Pearson Educación, 2010. Citado 3 vezes nas páginas 15, 16 e 18.
- MAZURENKO, Z. d. S. stanislavovich; LORA, E. E. S. *Maquinas Térmicas de fluxos: cálculos termodinâmicos e estruturais*. [S.l.]: Rio de Janeiro: Editora Interciencia, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 15.
- MORAN, M.; SHAPIRO, H. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. England: Wiley Editorial, 2006. Citado na página 14.
- NORTON, R. L. *Projeto de máquinas*. [S.l.]: bookman editora, 2013. Citado na página 18.
- REIS, V. dos. *Teoria e construção de motores de aeronaves*. [S.l.: s.n.], 2009. Citado na página 10.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. *Projeto de Engenharia Mecânica*. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar.- [S.l.]: Porto Alegre: Bookman, 2005. Citado na página 5.
- SILVA, E. M. M. da et al. *Motores de combustão interna*. 2018. Citado na página 8.
- TAYLOR, C. F. *Aircraft propulsion*. *Smithsonian Annals of Flight*, Citeseer, v. 1, n. 4, 1971. Citado na página 5.

# APÊNDICE A – QUADROS



# APÊNDICE B – PROTÓTIPO E MODELAGEM 3D

Figura 18 – Protótipo



Fonte: Próprios Autores.

Figura 19 – Modelagem



Fonte: Próprios Autores.