

UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS  
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO  
ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO VIANA BASTOS

**ESTUDO E PROPOSTA DE UM SISTEMA DE PROPULSÃO PNEUMÁTICO PARA  
UM VEÍCULO DE TRÊS RODAS**

**Goiânia**

**2018**

**TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR  
VERSÕES ELETRÔNICAS DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO NO REPOSITÓRIO INSTITUCIONAL DA UFG**

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio do Repositório Institucional (RI/UFG), regulamentado pela Resolução CEPEC nº 1204/2014, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

**1. Identificação do Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação (TCCG):**

Nome completo do autor: Gustavo Viana Bastos

Título do trabalho: Estudo e Proposta de um Sistema de Propulsão Pneumático para um Veículo de Três Rodas

**2. Informações de acesso ao documento:**

Concorda com a liberação total do documento [ X ] SIM [ ] NÃO<sup>1</sup>

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF do TCCG.

Gustavo Viana Bastos

(Nome completo do autor)<sup>2</sup>

Ciente e de acordo:

João Paulo da Silva Fonseca

(Nome completo do orientador)<sup>2</sup>

Data: 19 / 12 / 2018

<sup>1</sup> Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

<sup>2</sup> As assinaturas devem ser originais sendo assinadas no próprio documento, imagens coladas não serão aceitas.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação

Engenharia Mecânica

**ESTUDO E PROPOSTA DE UM SISTEMA DE PROPULSÃO PNEUMÁTICO PARA  
UM VEÍCULO DE TRÊS RODAS**

Gustavo Viana Bastos

Monografia do Projeto Final Curso apresentado  
como requisito para obtenção de título de Bacharel  
em Engenharia Mecânica pela Universidade  
Federal de Goiás.

Orientador: Prof. Dr. João Paulo da Silva Fonseca

Co-orientador: Prof. Dr. Ademyr Gonçalves de  
Oliveira

**Goiânia**

**2018**

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Bastos, Gustavo Viana

Estudo e proposta de sistema de propulsão pneumático para um veículo de três rodas [manuscrito] / Gustavo Viana Bastos. - 2018. 0 37 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. João Paulo da Silva Fonseca; co-orientador Dr. Ademyr Gonçalves de Oliveira.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Engenharia Mecânica, Goiânia, 2018.

Bibliografia.

Inclui lista de figuras, lista de tabelas.

1. Energia alternativa. 2. Ar comprimido. 3. Pneumática. 4. Automobilística. I. Fonseca, João Paulo da Silva, orient. II. Título.

CDU 621

GUSTAVO VIANA BASTOS

**ESTUDO E PROPOSTA DE UM SISTEMA DE PROPULSÃO  
PNEUMÁTICO PARA UM VEÍCULO DE TRÊS RODAS**

Projeto Final de curso, apresentado à  
Universidade Federal de Goiás, como  
parte das exigências para a obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia  
Mecânica

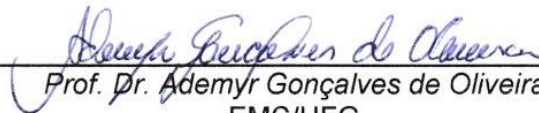
Goiânia, 19 de dezembro de 2018

BANCA EXAMINADORA



---

Prof. Dr. João Paulo da Silva Fonseca  
EMC/UG



---

Prof. Dr. Ademyr Gonçalves de Oliveira  
EMC/UG



---

Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto  
EMC/UG

Goiânia, 19 de dezembro de 2018.

**Dedicatória**

*Dedico este trabalho à minha família, em especial meus pais, José e Sandra Marly, aos meus irmãos Henrique e Milena e à minha namorada Bárbara.*

## **AGRADECIMENTOS**

*Agradeço a meus pais, José e Sandra Marly, por todos os ensinamentos e apoio.*

*Aos meus irmãos, Henrique e Milena, por me motivarem a continuar mesmo em tempos difíceis.*

*À minha melhor amiga e companheira, Bárbara, por estar sempre comigo.*

*A todos meus amigos pelos momentos de aprendizagem e de alegria.*

*Aos professores João Paulo da Fonseca Silva e Ademyr Gonçalves de Oliveira pela contínua ajuda em todas as etapas deste trabalho.*

*A todos os professores e técnicos que me ajudaram a construir meu caminho.*

*Gustavo Viana Bastos.*

## RESUMO

Alterações climáticas nos últimos anos levantaram questionamentos com relação à sustentabilidade das atuais soluções energéticas, principalmente do setor automobilístico. A queima de hidrocarbonetos por motores de combustão interna produz grande quantidade de gases estufa como monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos de nitrogênio, entre outros. A necessidade de alteração da matriz energética é evidente. Com isso, o ar comprimido se apresenta como possível solução para propelar veículos de pequeno porte a curtas distâncias percorridas. O presente trabalho realizou este estudo através de projeto de *powertrain* de um veículo de três rodas. Foram realizadas análises de potência e estabilidade veicular para determinar os componentes necessários. Apesar de o projeto não atingir os requisitos mínimos de desempenho estimados previamente ao estudo, foi possível verificar benefícios em relação a veículos movidos a energia elétrica por bateria e célula de combustível e combustíveis fósseis. O ar-comprimido se mostrou uma opção interessante para o transporte em pequenas distâncias, porém necessita de maior desenvolvimento quanto a componentes disponíveis comercialmente para esta aplicação.

**Palavras-chave:** *energia alternativa, ar-comprimido, pneumática, automobilística.*

## ABSTRACT

Climate changes in recent years has raised questions in regards of the sustainability of current energy solutions, especially in the automotive sector. The combustion of hydro carbonates by internal combustion engines produces large amounts of greenhouse gases such as carbon monoxide, carbon dioxide, oxides of nitrogen, among others. The need to change the energy matrix is evident. With this, compressed air presented itself as a possible solution to propel small vehicles and short distances traveled. The present work carried out this study through powertrain design of a vehicle with three wheels. Power and vehicle stability analyzes were performed to determine the necessary components. Although the project did not meet the minimum performance requirements estimated prior to the study, it was possible to verify benefits in relation to vehicles powered by battery and fuel cell and fossil fuels. Compressed air has shown to be an interesting option for transporting at small distances, but it needs further development as to components commercially available for this application.

***Key words:*** *alternative energy, compressed air, pneumatic, automobilist.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Locomotiva a Ar Comprimido ‘Hardie’ .....	12
Figura 2. Deformação de pneu devido aplicação de carga .....	16
Figura 3. Distribuição de pressão em pneu carregado e condição estática.....	17
Figura 4. Distribuição de pressão de pneu em condição dinâmica.....	17
Figura 5. Forças atuantes sobre um corpo em um plano inclinado .....	20
Figura 6. Coeficiente de arrasto devido ao efeito de forma.....	21
Figura 7. Ilustração das dimensões de um triciclo com duas rodas dianteiras .....	23
Figura 8. Análise de forças para condição de capotamento .....	24
Figura 9. Processos de expansão termodinâmica .....	25
Figura 10. Motor de Pistão .....	27
Figura 11. Seção ilustrativa de Motor de Pistão Axial.....	28
Figura 12. Seção de motor de palhetas .....	29
Figura 13. Mecanismo do Motor de Pistão Rotativo.....	30
Figura 14. Eixo de Saída .....	30
Figura 15. Coletor de Admissão .....	31
Figura 16. Disco Temporizador.....	31
Figura 17. Torque em função da velocidade angular de um motor a ar .....	33
Figura 18. Alteração de desempenho de motores a ar .....	33
Figura 19. Curvas de Torque e Potência em função da velocidade angular.....	34
Figura 20. Ponto de trabalho .....	34
Figura 21. Pesagem do chassi do triciclo .....	36
Figura 22. Diagrama de corpo livre geral.....	38
Figura 23. Catálogo de motores a palheta .....	39
Figura 24. Curva característica de motor pneumático modelo LZL25-L-P .....	40
Figura 25. Catálogo de reservatórios de ar comprimido .....	40
Figura 26. Sistema pneumático proposto .....	41
Figura 27. Características técnicas válvula de controle de vazão.....	42
Figura 28. Modelo virtual do Veículo .....	43
Figura 29. Posição de centro de massa .....	44
Figura 30. Ciclo Urbano Elementar – 195s .....	45

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Coeficientes de resistência à rolagem.....	19
Tabela 2. Massa das peças do triciclo.....	36
Tabela 3. Estimativas de projeto.....	37
Tabela 4. Estimativa de forças de resistência ao movimento .....	38
Tabela 5. Resultados de desempenho .....	45

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1	CONTEXTOS .....	11
1.2	OBJETIVOS .....	12
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>13</b>
2.1	DINÂMICA VEICULAR .....	13
2.1.1	<i>Metodologia de dimensionamento da potência motora .....</i>	<i>13</i>
2.1.2	<i>Estabilidade de um triciclo .....</i>	<i>22</i>
2.2	CAPACIDADE ENERGÉTICA.....	25
2.3	MOTORES PNEUMÁTICOS .....	26
2.3.1	<i>Motor de pistão .....</i>	<i>26</i>
2.3.2	<i>Motor de palhetas .....</i>	<i>28</i>
2.3.3	<i>Motor de pistão rotativo .....</i>	<i>29</i>
2.3.4	<i>Turbinas .....</i>	<i>32</i>
2.4	SELEÇÃO DO MOTOR .....	32
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>35</b>
3.1	REQUISITOS MÍNIMOS .....	35
3.2	PESAGEM DO VEÍCULO .....	35
3.3	SELEÇÃO DE COMPONENTES .....	37
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>43</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>46</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>47</b>

## 1 Introdução

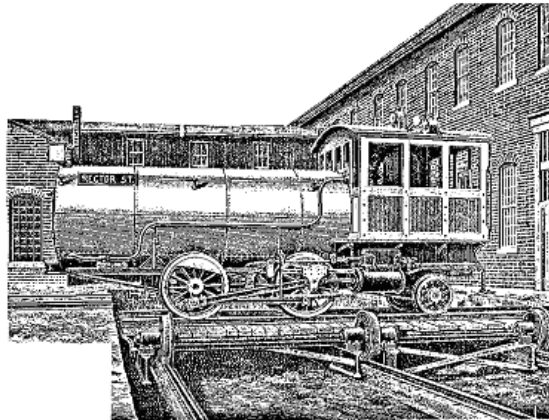
### 1.1 Contexto

Os impactos ambientais gerados pela queima de combustíveis fósseis têm se mostrado cada vez mais severos com a disseminação de motores à combustão interna para o uso de transporte urbano. Esforços para encontrar soluções práticas para este problema, desde a adoção de uso de baterias até o uso de células de combustível, têm sido cada vez maiores. (MARVANIA, 2016)

Este trabalho motivou-se pela necessidade em explorar opções alternativas para a propulsão de veículos urbanos. Atualmente as opções proeminentes de energia alternativa para uso de transporte são a energia elétrica através de baterias, célula de combustível e fotovoltaica, biocombustíveis através de Etanol e Biodiesel e energia pneumática através de ar-comprimido. Dentre estas opções, segundo Verma (2013) o ar comprimido se mostrou a solução com maior flexibilidade de geração devido à disponibilidade e facilidade no processamento do ar. Outras vantagens para a adoção desta solução são a baixa toxicidade, alta potência específica, rápido abastecimento a baixo custo e longa vida de serviço (VERMA, 2013). Outro aspecto vantajoso para o uso do ar comprimido é seu baixo passivo ambiental em relação a outras soluções. A produção do ar comprimido é realizada através de motores elétricos acoplados a compressores. Portanto a produção de ar comprimido gera gases estufa de acordo com a emissão de geração de energia elétrica da matriz energética. Este é um problema que todas as soluções energéticas encaram. No caso de veículos movidos à energia elétrica através de baterias, o passivo ambiental é ainda maior pois a produção de baterias e o descarte é impactante ao meio-ambiente pois utilizam metais pesados e substâncias tóxicas.

Este tópico é estudado desde o início do desenvolvimento dos automóveis e locomotivas e têm relatos de uso comercial desde o século XIX. O motor de Robert Hardie apresentou grandes inovações para a época como o freio regenerativo durante desacelerações e o reaproveitamento do calor gerado pela compressão do ar. Esta inovação permitiu um aumento significativo de autonomia entre abastecimentos. A Figura 1 apresenta uma locomotiva com este motor.

Figura 1. Locomotiva a Ar Comprimido ‘Hardie’



Fonte: *Air Car Access*, 2012.

A locomotiva ‘Hardie’ e outras, como a locomotiva pneumática *Hoadley-Knight*, foram instaladas em Nova York e eram abastecidas por uma estação de compressão de ar com motor a vapor que gerava potência de 1500 HP. (MARVANIA, 2016)

Recentemente, a empresa *Motor Development International* (MDI) desenvolveu um carro de pequeno porte movido a ar comprimido, cuja autonomia declarada é de 200 km com apenas um abastecimento. (MARVANIA, 2016)

## 1.2 Objetivos

Os objetivos deste trabalho foram especificados como a seguir:

- Projetar um sistema pneumático para propulsão de um veículo de três rodas, neste estudo utilizou-se um triciclo desenvolvido por Bruno Fernandes com duas rodas dianteiras;
- Estimar autonomia e velocidade do sistema;
- Realizar comparações com soluções atuais para os problemas ambientais ocasionados pela queima de combustíveis fósseis;
- Promover a conscientização da responsabilidade coletiva na emissão de gases estufa.

## 2 Revisão bibliográfica

### 2.1 Dinâmica veicular

O dimensionamento de componentes foi realizado conforme estudos de dinâmica veicular. Para este projeto foram considerados dois tópicos de fundamental importância para o sucesso de desempenho e segurança. O primeiro tópico diz respeito ao dimensionamento da potência necessária para se atingir os requisitos propostos, e o segundo, à estabilidade do veículo objeto de estudo, definindo, assim, os limites operacionais de tal veículo.

#### 2.1.1 Metodologia de dimensionamento da potência motora

Segundo Jazar (2008) apud Costa (2015), para o dimensionamento da potência motora necessária, utilizaram-se duas premissas: primeiramente a segunda lei de Newton, a qual estabelece que a aceleração de um objeto é proporcional à resultante das forças sobre ele aplicadas e inversamente proporcional à massa do referido objeto; já a segunda premissa adotada considera que o desempenho de um veículo é calculado a partir da tração necessária para mantê-lo a uma velocidade constante.

O somatório de forças que atuam sobre o veículo é dado pela equação (1).

$$\vec{F}_t = \vec{F}_i + \vec{F}_r + \vec{F}_g + \vec{F}_d \quad (1)$$

Sendo,

$\vec{F}_t$  = Força de tração;

$\vec{F}_i$  = Força de inércia;

$\vec{F}_r$  = Força de resistência à rolagem;

$\vec{F}_g$  = Força devido a ação da gravidade;

$\vec{F}_d$  = Força de arrasto aerodinâmico.

“Partindo da segunda lei de Newton, quando em velocidade constante, ou seja, onde não há aceleração a força de tração é, em módulo, igual ao somatório das forças resistentes.” (COSTA, 2015)

### 2.1.1.1 Força de inércia

Segundo a primeira lei de Newton, um corpo permanecerá em seu estado natural, ou seja, em repouso ou movimento retilíneo uniforme enquanto a força resultante que atua sobre ele seja nula. Desta forma, para que um veículo permaneça a uma velocidade constante é necessário que a força resultante sobre ele seja nula.

A força de inércia é constituída de duas componentes. Estas componentes representam os movimentos de translação e rotação de um corpo. A equação (2) define a força de inércia devido ao movimento de translação.

$$\vec{F}_t = m \times \vec{a} \quad (2)$$

Sendo,

$\vec{F}_t$  = Força de inércia translacional;

$m$  = Massa do corpo;

$\vec{a}$  = Aceleração linear.

Utilizando a equação (2) para definir a força de inércia devido ao movimento rotacional é possível utilizar a definição de aceleração para obter uma forma correlacionável com movimentos angulares. A equação (3) demonstra esta forma.

$$\vec{F}_t^r = m \times \vec{a} = m \times \frac{d\vec{v}}{dt} \quad (3)$$

Sendo a velocidade linear igual ao produto entre a velocidade angular e o raio de curva, tem-se:

$$\vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (4)$$

Substituindo a equação (4) na equação (3), tem-se a equação (5).

$$\vec{F}_t^r = m \times \frac{d(\vec{\omega} \times \vec{r})}{dt} \quad (5)$$

Multiplicando ambos os lados da igualdade por  $r$  tem-se:

$$\vec{F}_t^r \times \vec{r} = \vec{m} \times \vec{r}^2 \times \vec{a} \quad (6)$$

Observa-se que a força aplicada a um eixo de raio  $r$  é denominado por torque. O torque é representado pela letra  $\tau$  como demonstrado na equação (7).

$$\vec{\tau} = \vec{F} \times \vec{r} \quad (7)$$

Tendo em mente esta relação, é possível simplificar a equação (6) e rearranjá-la como demonstrado na equação (8).

$$\vec{\tau}_i = m \times \vec{r}^2 \times \vec{\alpha} \quad (8)$$

O momento de inércia,  $J$ , é definido como demonstrado pela equação (9).

$$\vec{J} = \sum_{i=1}^n m_i \times \vec{r}_i^2 \quad (9)$$

A segunda lei de Newton, portanto, pode ser escrita conforme a equação (10).

$$\vec{\tau} = \vec{J} \times \vec{\alpha} \quad (10)$$

Fica evidente que para movimentos rotacionais o torque representa a força, o momento de inércia representa a massa e a aceleração angular,  $\alpha$ , representa a aceleração linear na segunda lei de Newton modificada para movimentos rotacionais. Para que a equação (10) tenha correlação matemática e física com a força de inércia de translação, deve-se isolar a força de inércia rotacional conforme demonstrado na equação (11).

$$\vec{F}_i^r = \frac{\vec{\tau}_i}{r} = \frac{\vec{J} \times \vec{\alpha}}{r} \quad (11)$$

Considerando que a aceleração angular correlaciona com a aceleração linear conforme a equação (12).

$$\vec{\alpha} = \frac{\vec{a}}{r} \quad (12)$$

É possível, portanto, simplificar a equação (11) ao substituir a aceleração angular pela relação previamente mencionada. A equação (13) demonstra esta simplificação.

$$\vec{F}_i^r = \frac{\vec{J} \times \vec{a}}{r^2} \quad (13)$$

Realizando a soma das duas componentes é possível calcular a força de inércia.

$$\vec{F}_i = \vec{F}_i^t + \vec{F}_i^r = m \times \vec{a} \times \left(1 + \frac{\vec{J}}{m \times r^2}\right) \quad (14)$$

### 2.1.1.2 Força de resistência à rolagem

A força de resistência à rolagem acontece devido à deformação do material que está em contato com o solo. Esta força depende de alguns fatores, por exemplo a velocidade, pressão de pneus, carga radial, formato do pneu, material do solo, temperatura do solo e pneu, entre outros.

A deformação dos pneus causada pela aplicação de carga provoca um momento contrário à rotação da roda. Isto causa um consumo de energia para deformar o pneu. A Figura 2 ilustra a deformação devido a carga aplicada  $P$  à roda e braço de alavanca  $d$ .

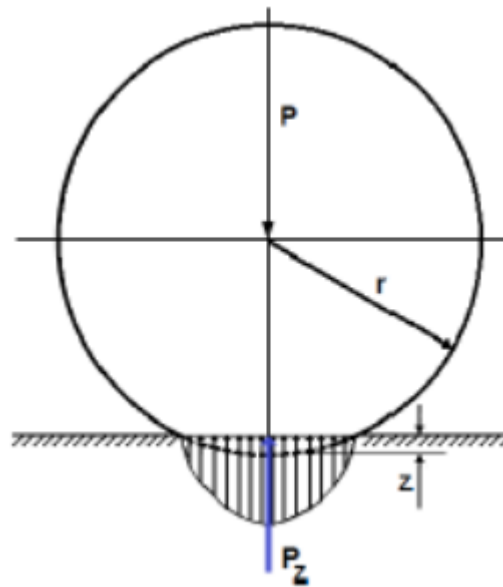
Figura 2. Deformação de pneu devido aplicação de carga



Fonte: Silva apud Costa, 2015.

Em condição de repouso, o pneu com carga aplicada  $P$  apresenta uma deformação simétrica devido a uma distribuição de pressão simétrica  $z$ , conforme mostrado na Figura 3. Desta forma a força resultante  $P_z$  alinha-se com o eixo da roda, ou seja, não há momento resistente à rolagem. O raio do conjunto roda/pneu é representado por  $r$ .

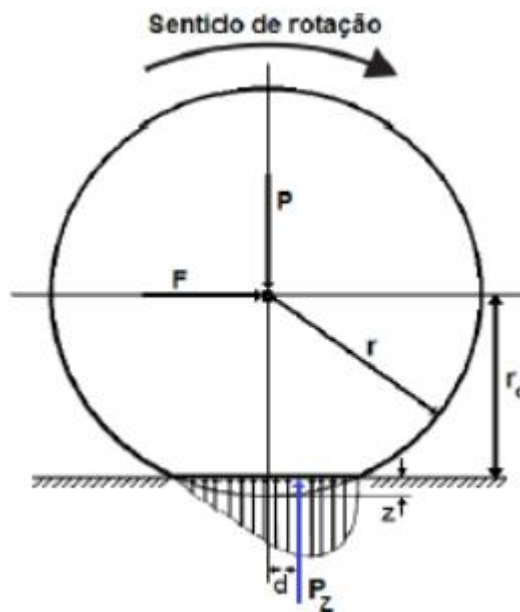
Figura 3. Distribuição de pressão em pneu carregado e condição estática



Fonte: Silva apud Costa, 2015.

Já em condição dinâmica, quando a roda apresenta rotação, a distribuição de pressão é assimétrica conforme Figura 4. Portanto, a força resultante não se encontra alinhada ao eixo da roda, gerando assim um momento resistente à rolagem, o qual aumenta proporcionalmente à velocidade angular da roda.

Figura 4. Distribuição de pressão de pneu em condição dinâmica



Fonte: Silva apud Costa, 2015.

O momento resistente à rolagem é calculado conforme equação (15).

$$\vec{\tau}_r = \vec{P}_z \times \vec{d} \quad (15)$$

Sendo  $\vec{P}_z$  a força resultante da distribuição de pressão em um pneu e  $d$  a distância mínima entre a linha de ação da força resultante e o eixo de rotação da roda, para que a roda mantenha sua velocidade angular é necessário aplicar um torque igual ao torque resistente à rolagem. Assim, é possível definir a força necessária para manter a roda em movimento. A equação (16) possibilita este cálculo.

$$\vec{F}_r = \frac{\vec{\tau}_r}{\vec{r}_d} = \frac{\vec{P}_z \times \vec{d}}{r_d} \quad (16)$$

“A razão  $\frac{d}{r_d}$  é um coeficiente adimensional, dependente de propriedades do conjunto roda/pneu, como a rigidez do conjunto, calibragem do pneu e atrito com o piso entre outros” (COSTA, 2015).

Esta razão é conhecida como coeficiente de resistência à rolagem e é representado pelo símbolo  $\vec{f}_r$ . A equação (17) apresenta esta simplificação.

$$\vec{F}_r = \vec{P}_z \times \vec{f}_r \quad (17)$$

Sendo  $P_z$  a carga aplicada ao pneu em superfície plana, é necessário realizar consideração de situação de aclave. Desta forma é necessário acrescentar o termo de correção de carga por aclave. Onde  $\cos(\theta)$  é este termo de correção conforme demonstrado na equação (18).

$$\vec{F}_r = \vec{P}_z \times \vec{f}_r \cos(\theta) \quad (18)$$

A Tabela 1 contém valores médios para diferentes tipos de pneu e solo.

Tabela 1. Coeficientes de resistência à rolagem.

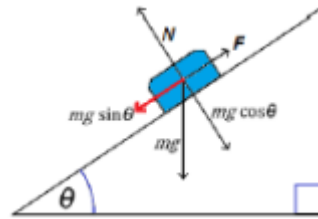
<b>Tipos de rodas/pneus</b>	<b>Tipo de piso</b>	<b>Valor</b>
<b>Roda de metal</b>	Carris de metal	0,0002 a 0,002
<b>Pneus especiais do carro solar da Michelin</b>	Pista de autódromo	0,0025
<b>Pneus de Bicicleta:</b>	Em rolos, a 120 psi e 50km/h	0,0022 a 0,009
<b>-Vittoria pista evo CS tubular</b>		0,0022
<b>-Michelin pro 3light SC</b>		0,00272
<b>-Continental GP 4000S</b>		0,00307
<b>-Vittoria corsa CG squadra prof-tubular</b>		0,00418
<b>-Conti GP 3000</b>		0,00488
<b>-Schwalbe montello 300</b>	Em rolos, a 100 psi e 50km/h	0,0083
<b>Pneus de bicicleta</b>	Piso de madeira	0,001
	Piso de betão	0,002
	Piso de alcatrão	0,004
	Piso de alcatrão áspero	0,008
<b>Pneus de automóvel</b>	Piso de betão	0,01 a 0,015
	Piso de alcatrão	0,03
	Piso de areia sólida	0,04 a 0,08
	Piso de areia solta	0,2 a 0,4

Fonte: (COSTA, 2015)

### 2.1.1.3 Força devido à ação da gravidade

Um corpo em um aclave tem seu peso dividido em duas componentes. A primeira componente é a componente ortogonal ao plano de aclave e a segunda componente é a componente paralela ao plano de aclave. Para que um veículo mantenha sua velocidade em um aclave é necessário que gere uma força de mesmo módulo e direção que a componente paralela ao plano de aclave, porém de sentido oposto. A Figura 5 ilustra as componentes supracitadas.

Figura 5. Forças atuantes sobre um corpo em um plano inclinado



Fonte: Silva apud Costa, 2015.

A equação (19) demonstra a força de resistência ao movimento devido à ação da gravidade em um plano inclinado.

$$\vec{F}_g = m \times \vec{g} \times \text{sen}(\theta) \quad (19)$$

#### 2.1.1.4 Força de arrasto aerodinâmico

Corpos em meios fluidos têm resistência ao movimento devido ao campo de pressão gerado pela velocidade relativa entre corpo-fluido e conforme comportamento da camada limite. A força de arrasto depende da forma do corpo, da área frontal do corpo, propriedades do fluido e da velocidade relativa. (COSTA, 2015)

A equação (20) expõe a relação destas variáveis.

$$\vec{F}_d = \frac{1}{2} [\rho \times A_f \times C_D \times (\vec{v} - \vec{v}_w)^2] \quad (20)$$

A massa específica,  $\rho$ , é função da temperatura e da pressão. A equação (21) expõe tal relação.

$$\rho = \rho_0 \times \left(\frac{T_0}{T}\right) \times \left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (21)$$

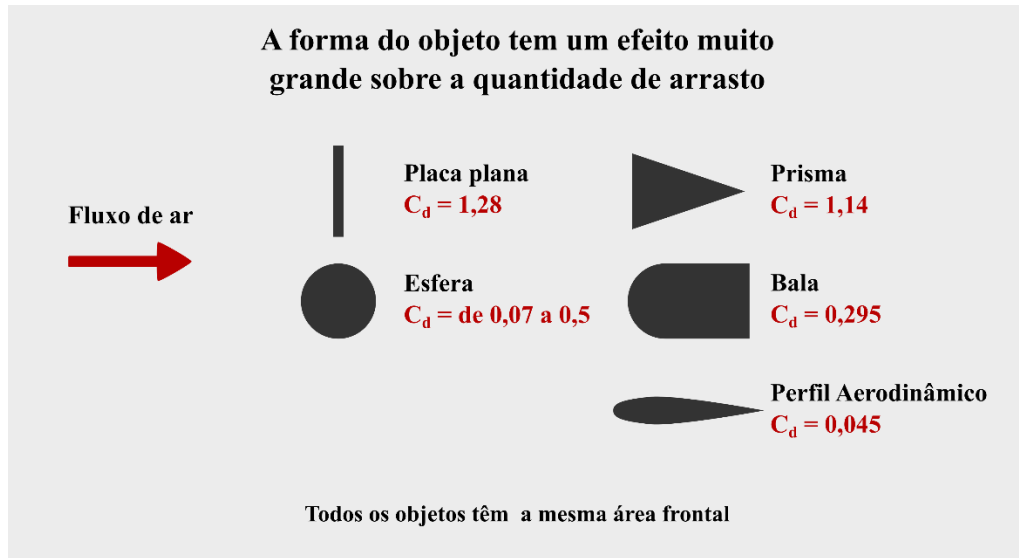
Como o fluido no qual o veículo estará imerso é o ar, utiliza-se os valores expostos na equação (22).

$$\rho = 1,2929 \times \left(\frac{273,15}{273,15+T}\right) \times \left(\frac{P}{1,01325 \times 10^5}\right) \quad (22)$$

A Figura 6 relaciona valores de coeficiente de arrasto para diversas formas. Estas formas são genéricas, porém é possível realizar estimativas sobre o comportamento de um veículo em um fluxo de ar. Porém, a determinação do coeficiente aerodinâmico de forma

necessita de métodos mais complexos como túnel de vento ou utilização de simulação por dinâmica de fluidos computacional.

Figura 6. Coeficiente de arrasto devido ao efeito de forma



Fonte: Modificado de Silva apud Costa (2015).

### 2.1.1.5 Força resistente total

A força resistente total, como definido pela equação (1), é a soma das forças de inércia, resistência ao rolamento, ação da gravidade e arrasto aerodinâmico. A equação (23) apresenta o equacionamento para o cálculo da força resistente total.

$$\vec{F}_t = m \times \vec{a} \times \left(1 + \frac{J}{m \times r^2}\right) + \vec{P}_z \times \vec{f}_r \times \cos(\theta) + m \times \vec{g} \times \sin(\theta) + \frac{1}{2} [\rho \times A_f \times C_D \times (\vec{v} - \vec{v}_w)^2] \quad (23)$$

A potência mecânica necessária para manter um veículo a uma certa velocidade  $v$  é definida pelo produto entre a força e velocidade, como demonstrado pela equação (24).

$$P_m = \vec{F}_t \times \vec{v} \quad (24)$$

Porém, para calcular a potência do motor  $P_e$  é necessário considerar a eficiência de transmissão  $\eta_m$ . A equação (25) mostra esta etapa.

$$P_e = \frac{P_m}{\eta_m} \quad (25)$$

## **2.1.2 Estabilidade de um triciclo**

### **2.1.2.1 Estabilidade lateral**

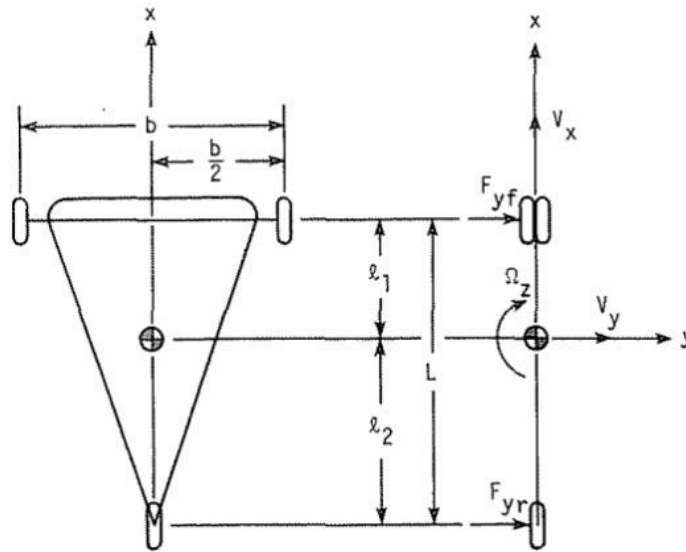
Segundo Fernandes (2017), a estabilidade lateral de um veículo deve-se pela capacidade de manter um atrito estático entre o pneu e o solo em curvas. A distribuição da massa do veículo interfere nesta capacidade, uma vez que a força de atrito é proporcional ao carregamento exercido na área de contato do pneu com o solo. Desta forma é realizada a análise da posição do centro de massa do veículo para garantir que o carregamento em todos os pontos de contato com o solo seja mais igual possível.

Segundo Fernandes (2017), isto tende a evitar comportamentos de sobresterço e substerço do veículo. O sobresterço é um fenômeno da dinâmica veicular que realiza um esterço além daquele planejado pelo operador do veículo. Isto se deve à incapacidade dos pontos de contato traseiro de manter um atrito estático com o solo. Da mesma forma, o substerço é devido à incapacidade dos pontos de contato dianteiro de manter tal atrito estático com o solo. Isto provoca um esterço insuficiente àquele planejado pelo operador do veículo.

A imprevisibilidade de tais condições é uma ameaça à segurança tanto do condutor quanto de transeuntes nas áreas próximas ao veículo. Dada tal importância do assunto, é imprescindível a análise da posição do centro de massa do veículo em todo projeto que há alteração significativa do posicionamento e massa de componentes.

Segundo Fernandes apud Houston et al. (2017), para garantir a estabilidade lateral o centro de massa de um triciclo com duas rodas dianteiras deve estar localizado no terço dianteiro da altura do triângulo formado pelas 3 rodas. A Figura 7 ilustra a posição ideal do centro de gravidade.

Figura 7. Ilustração das dimensões de um triciclo com duas rodas dianteiras



Fonte: Houston et al. apud Fernandes, 2017.

### 2.1.2.2 Estabilidade ao capotamento

Outro aspecto de grande preocupação é a estabilidade ao capotamento. Fernandes apud Houston et al. (2017), afirma que o momento aplicado ao eixo de tombamento TT deve ser menor que zero para atender o critério de estabilidade ao capotamento. A Figura 8 apresenta uma ilustração esquemática que contém o eixo de tombamento TT, definido pelas rodas dianteira e traseira, e outras grandezas importantes para a análise de estabilidade ao capotamento como a bitola  $b$  e a distância entre eixos  $L$ .

A condição para estabilidade ao capotamento é descrita pela equação (26). (Fernandes apud Houston et al., 2017)

$$\Sigma M_{TT} = -Wl_2 \sin(\theta) + \frac{W}{g} ah \cos(\theta) < 0 \quad (26)$$

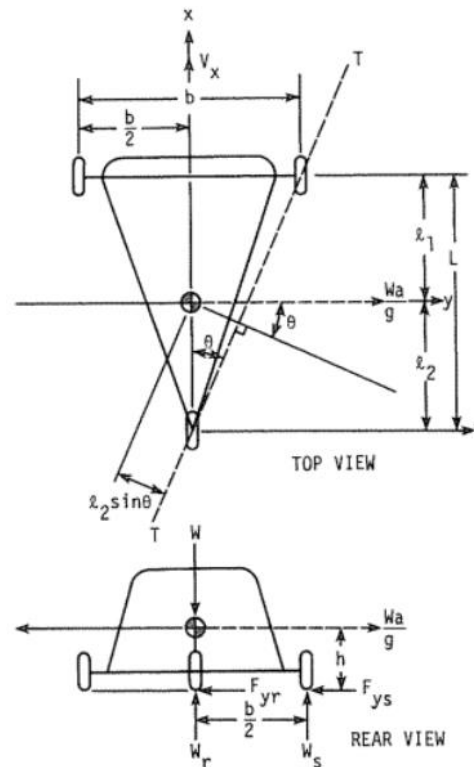
Simplificando:

$$\frac{a}{g} < \frac{l_2}{h} \tan(\theta) \quad (27)$$

Como  $\theta$  é função da geometria do veículo, tem-se que:

$$\tan(\theta) = \frac{b}{2L} \quad (28)$$

Figura 8. Análise de forças para condição de capotamento



Fonte: Fernandes apud Houston, 2017.

Substituindo a equação (28) na equação (27):

$$\frac{a}{g} = \frac{b l_2}{2h L} \quad (29)$$

Considerando a aceleração lateral devido uma trajetória curvilínea, a principal causa para o capotamento de um triciclo, utiliza-se a relação descrita pela equação (30) para descrever a aceleração lateral em função da velocidade do veículo.

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (30)$$

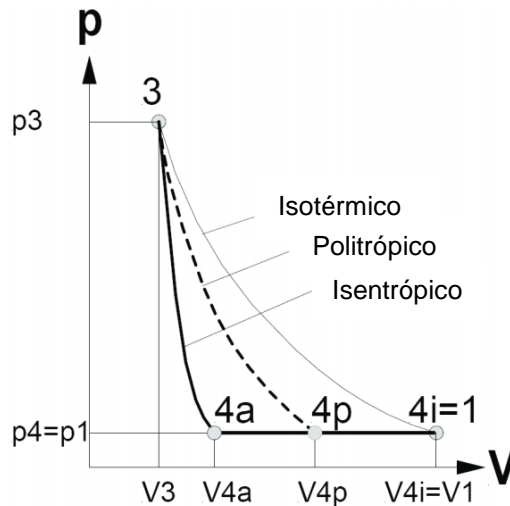
Substituindo a equação (30) na equação (29) e rearranjando para a velocidade, tem-se que a velocidade de capotamento em uma curva de raio R é:

$$V_{RO} = \sqrt{\frac{gRbl_2}{2hL}} \quad (31)$$

## 2.2 Capacidade energética

A capacidade energética do ar comprimido depende da maneira como o processo de expansão é dado. A Figura 9 é um gráfico de comportamento em relação à pressão e ao volume de expansão de gases de maneira isotérmica, politrópica e isentrópica.

Figura 9. Processos de expansão termodinâmica



Fonte: Modificado de Bossel (2005).

A equação (32) calcula o trabalho realizado pela expansão do estado 3 ao estado 4,  $W_{t34}$ . (BOSSEL, 2005)

$$W_{t34} = m \times c_p \times (T_4 - T_3) = p_1 \times V_1 \times \frac{n}{(n-1)} \times \left[ \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n}{(n-1)}} - 1 \right] \quad (32)$$

Sendo,

$W_{t34}$  = trabalho realizado pelo fluido devida expansão;

$m$  = massa do fluido analisado;

$c_p$  = calor específico a pressão constante;

$T_4$  = temperatura do fluido no estado 4;

$T_3$  = temperatura do fluido no estado 3;

$p_1$  = pressão inicial do fluido;

$V_1$  = volume inicial do fluido;

$p_4$  = pressão do fluido no estado 4;

$p_3$  = pressão do fluido no estado 3;

$n$  = coeficiente politrópico.

Portanto, a capacidade energética do ar comprimido depende de suas características físicas e da maneira como se dá tal expansão. É possível através da equação (33) calcular a potência gerada por esta expansão.

$$P = \frac{W_{t34}}{m} \times \frac{m}{t} \quad (33)$$

Sendo,

$P$  = potência gerada;

$\frac{W_{t34}}{m}$  = trabalho específico;

$\frac{m}{t}$  = vazão mássica.

## 2.3 Motores pneumáticos

Segundo Marvania (2016), motores pneumáticos são utilizados em uma diversidade de aplicações industriais. Sua adoção no meio industrial se deve ao alto torque a baixas rotações, utiliza o ar como fluido de trabalho, a geração de ar comprimido pode ser centralizada (reduzindo custos de manutenção), não produz poluição no ambiente de trabalho, entre outros motivos.

Dentre as aplicações de motores pneumáticos, os requisitos determinam o tipo de motor que será aplicado. Cada tipo de motor apresenta características apropriadas para cada aplicação. Algumas características observadas em aplicações mecânicas são o torque sobre o eixo, a velocidade angular do eixo, a potência, a eficiência energética, o consumo de propelente, o nível de vibração, o nível de ruído e a facilidade de manutenção. (MARVANIA, 2016)

### 2.3.1 Motor de pistão

O motor a ar de pistão alternativo é um motor de deslocamento positivo. Este é o mecanismo mais utilizado para retirar energia mecânica de ar comprimido. Seu funcionamento é semelhante ao de motores de combustão interna convencionais. Sua diferença fica na ausência de injeção de combustível, sistema de centelha e nos tempos de válvulas. (MARVANIA, 2016)

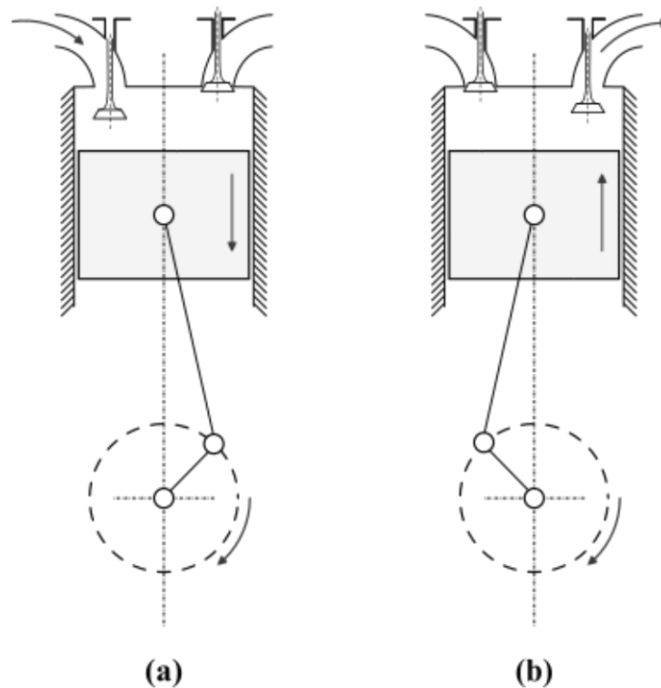
Quando o pistão está na posição de Ponto Morto Superior (PMS) a válvula de injeção de ar comprimido é aberta para que a energia mecânica seja extraída em seu movimento de descida. Após atingir a posição de Ponto Morto Inferior (PMI) a válvula de injeção é fechada e a válvula de escape é aberta para que o ar saia da câmara de expansão e permita que o ciclo recomece. (MARVANIA et al., 2016)

O trabalho realizado em um ciclo é definido pela equação (34). Sendo  $p$  a pressão variável dentro do cilindro e  $v$  o volume do cilindro.

$$W = \int p. dv \quad (34)$$

A Figura 10 é o desenho da seção de um motor de pistão em expansão (Figura 10.a) e compressão (Figura 10.b).

Figura 10. Motor de Pistão



Fonte: Modificado de Marvania (2016).

### 2.3.1.1 Motores de pistão radial

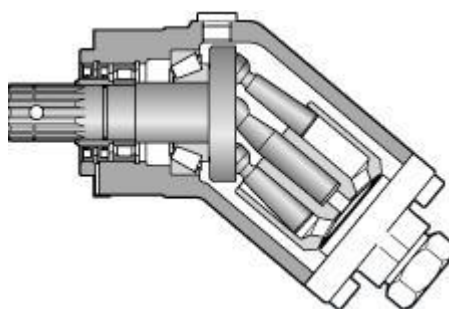
Este tipo de motor é um dos tipos mais comuns e apresenta boas características para uma grande gama de aplicações. Ele apresenta alto torque em baixas rotações, robustez e ampla faixa de velocidade angular. São normalmente lubrificados por óleo. Em alguns modelos tem a capacidade de produzir 35HP a 4500rpm. (COSTA, 2015)

A Figura 10 é um exemplo do mecanismo de um motor de pistão radial. O pistão realiza movimentos transversais ao eixo de saída/manivela.

### 2.3.1.2 Motores de pistão axial

Diferentemente do motor de pistão radial, este tipo apresenta uma configuração onde o pistão realiza o movimento paralelamente ao eixo de saída. A Figura 11 apresenta este mecanismo para  $n$  cilindros. Esta construção é mais compacta que a de pistão radial.

Figura 11. Seção ilustrativa de Motor de Pistão Axial.



Fonte: Blog Mecânica Fácil

<https://mecanicafacil-ra.blogspot.com/2015/08/bomba-de-pistoos-axiais.html>

Segundo Costa (2015, p. 15), quando comparados com motores de palhetas, motores de pistão axial apresentam maior complexidade construtiva e, portanto, maior custo. Porém, têm entrega de potência mais suave e apresentam potência máxima em baixas rotações.

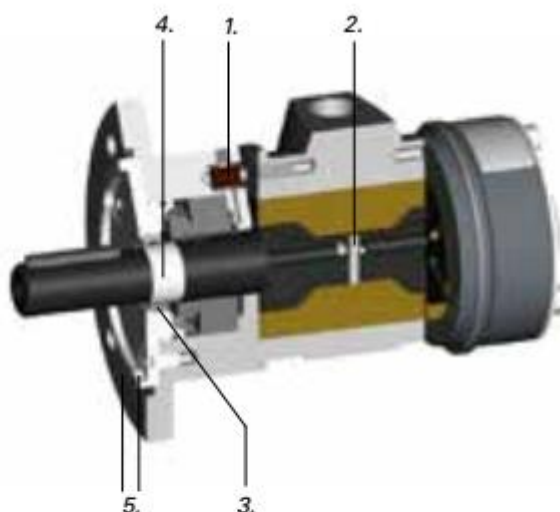
### 2.3.2 Motor de palhetas

Motores de palhetas apresentam simples construção e operação. Ele é constituído de um rotor com espaços que aloca palhetas sobressalentes ao rotor e permanecem em contato com a parte interna da carcaça do motor com auxílio da força centrífuga e da ação de molas, ar pressurizado ou came, dependendo do modelo. Desta forma é necessário a lubrificação para reduzir a fricção das palhetas com a carcaça. O torque gerado no eixo de saída é proporcional à pressão do ar, à área da palheta exposta à pressão do ar e o raio do braço de alavanca entre o eixo de saída e o vetor de força resultante da pressão do ar. (COSTA, 2015)

A quantidade de palhetas pode variar entre três a dez. Quanto maior a quantidade de palhetas mais uniforme é a entrega de potência, menores são os vazamentos internos e mais confiável em baixas velocidades se torna o motor. Porém, há aumento de consumo de ar comprimido e há maior fricção das palhetas com a carcaça. (COSTA, 2015)

Podem operar de 100 rpm a 25.000 rpm, dependendo do diâmetro do alojamento do rotor. Normalmente necessitam de ar lubrificado em decorrência da fricção das palhetas com a carcaça. Porém, devido a aplicações mais restritas e preocupações ambientais, existem cada vez mais motores que não necessitam de ar lubrificado para operação. A Figura 12 ilustra um motor de palhetas.

Figura 12. Seção de motor de palhetas



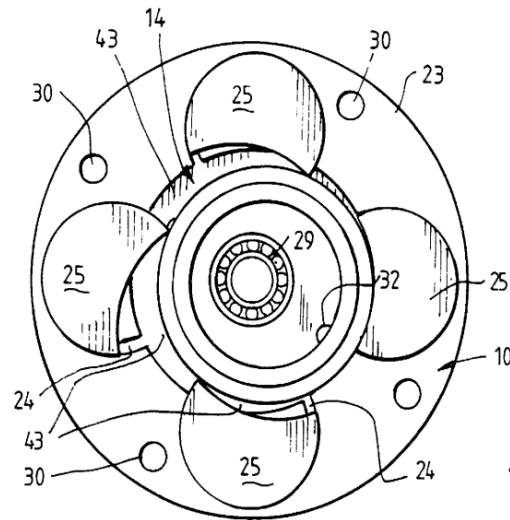
1. Rubber hose valves for venting bearing and seals.
2. Vane pins.
3. Double seals.
4. Stainless steel bushing.
5. Aluminum front with stainless steel screws.

Fonte: Atlas Copco, 2017.

### 2.3.3 Motor de pistão rotativo

Este tipo de motor foi proposto em 2005 por Angelo Di Pietro e apresenta características vantajosas para o uso em transporte urbano. Ele utiliza o princípio de pistão rotativo para realizar a rotação do eixo de saída. Como em um motor de pistão, este motor possui câmaras de expansão para a retirada da energia potencial do ar comprimido, porém, a diferença está na forma do pistão. O pistão rotativo tem formato de anel, diferentemente do pistão cilíndrico convencional. A Figura 13 é uma ilustração do mecanismo do motor de pistão rotativo.

Figura 13. Mecanismo do Motor de Pistão Rotativo

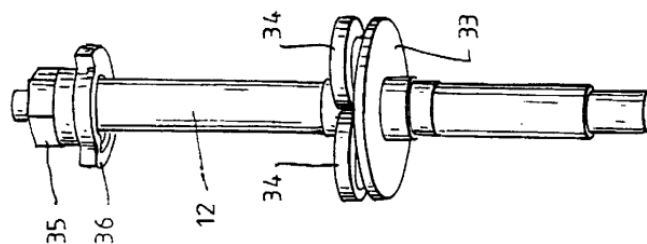


Fonte: Di Pietro, 2005.

Este pistão rotativo realiza um movimento orbital dentro de uma carcaça. As câmaras de expansão são limitadas pela parede interna da carcaça, pela parede externa do pistão rotativo e pelas paredes dos divisores (Peças nº 25 da Figura 13). O movimento orbital do pistão rotativo é, então, transformado em movimento rotacional do eixo de saída através de dois rolamentos excêntricos. A Figura 14 ilustra o eixo de saída e seus componentes (Os rolamentos excêntricos são representados pelo número 34).

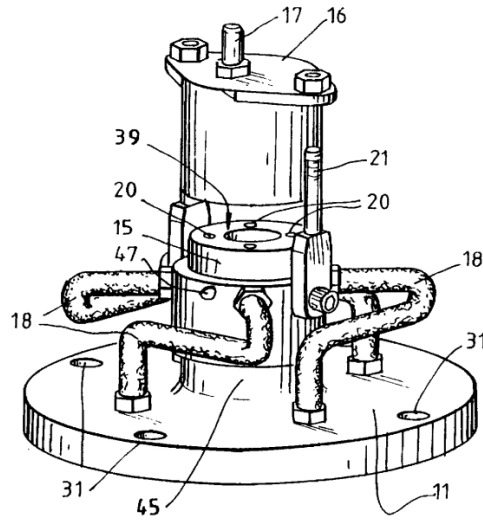
O controle do tempo de injeção e exaustão de ar comprimido dá-se pelo coletor de admissão (Figura 15). Com esta montagem é possível alimentar as câmaras de expansão conforme a posição e velocidade do eixo de saída. A peça responsável pela distribuição da injeção é o disco temporizador (Figura 16).

Figura 14. Eixo de Saída



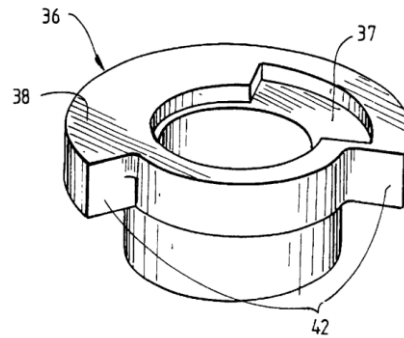
Fonte: Di Pietro, 2005.

Figura 15. Coletor de Admissão



Fonte: Di Pietro, 2005.

Figura 16. Disco Temporizador



Fonte: Di Pietro, 2005.

Segundo o autor, esta invenção é capaz de mover objetos com 600kg. Porém não foram fornecidos maiores detalhes com relação à potência, torque e velocidade (Di Pietro, 2012). Outras vantagens foram mencionadas pelo autor. Entre elas estão:

- Baixo nível de vibração;
- Eficiência de 94%;
- Compacto;
- Poucos componentes;
- Ambientalmente sustentável.

#### **2.3.4 Turbinas**

Turbinas são utilizadas em diversas aplicações e com diversos fluidos de trabalho devido a sua alta eficiência. No caso do ar, essa eficiência está entre 65% a 75%, o que se deve à ausência de perdas por atrito de peças móveis. (HYDRAULICS & PNEUMATICS apud COSTA, 2015)

Devido ao princípio de funcionamento, turbinas operam a altas rotações e são capazes de desenvolver alta potência. Além disto, são compactas quando comparada pela potência específica. Entre as aplicações mais comuns de turbinas a ar comprimido, estão brocas dentárias e motores de partida de jatos. (HYDRAULICS & PNEUMATICS apud COSTA, 2015)

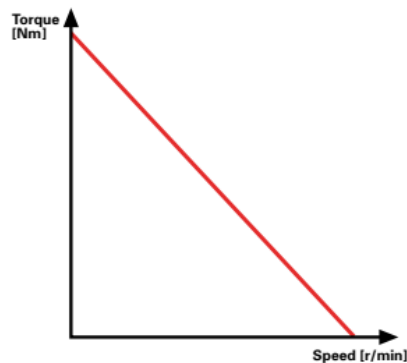
A potência de uma turbina pode ser alterada através do controle da vazão de ar comprimido fornecido ao motor. O fluxo de ar comprimido é direcionado às hélices do rotor através de bocais. Desta forma, a potência é proporcional ao número de bocais direcionadores de fluxo devido ao aumento da vazão do fluido.

#### **2.4 Seleção do motor**

O desempenho de um motor a ar depende da pressão e da vazão de entrada. Para selecionar um motor é necessário que o torque e a velocidade angular sejam condizentes com a aplicação projetada.

O torque de um motor a ar de pressão constante possui relação inversamente proporcional à velocidade angular, conforme ilustrado na Figura 17.

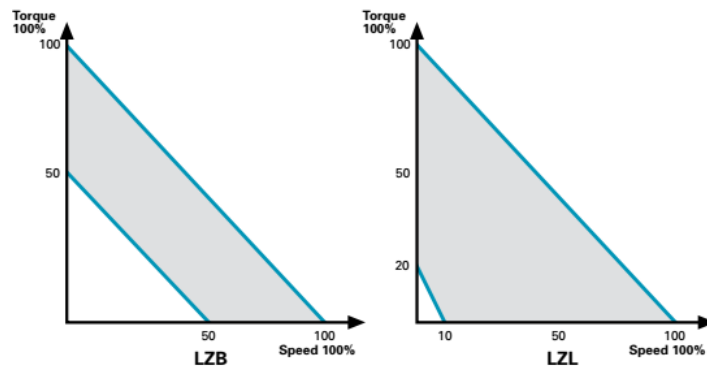
Figura 17. Torque em função da velocidade angular de um motor a ar



Fonte: Atlas Copco, 2017.

É possível alterar as características através das técnicas de estrangulamento – redução da seção da tubulação - e de regulação de pressão, com vasta região de aplicação. Em alguns modelos é possível operar com 20% do torque a 10% da velocidade angular, conforme demonstrado pela Figura 18 em motores dos tipos LZB e LZL da fabricante Atlas Copco. (ATLAS COPCO, 2017)

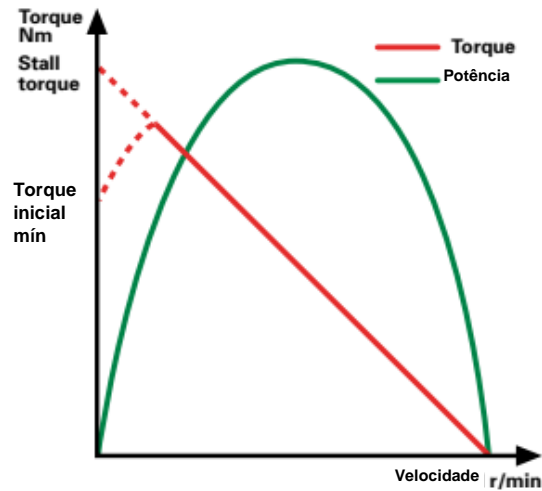
Figura 18. Alteração de desempenho de motores a ar



Fonte: Atlas Copco, 2017.

A potência máxima à pressão constante é produzida à 50% da velocidade livre do motor, conforme ilustrado na Figura 19. Esta característica permite o dimensionamento do sistema de transmissão de potência para que a demanda seja atendida.

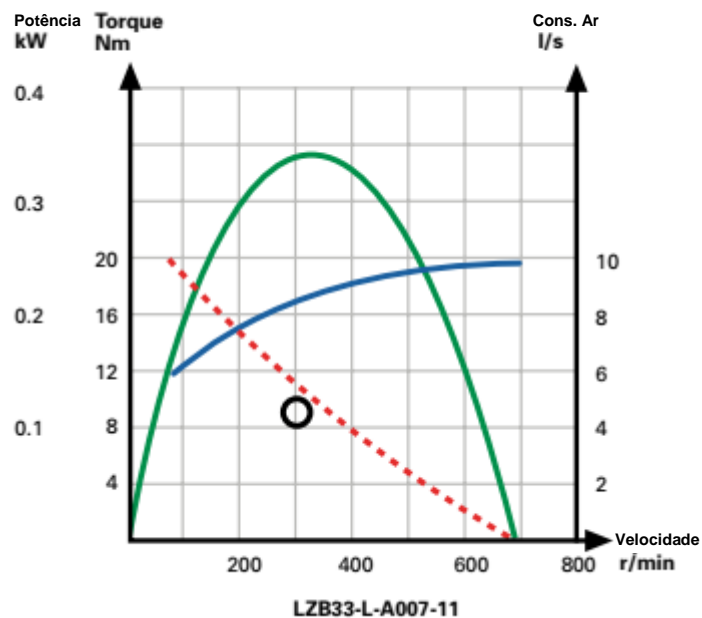
Figura 19. Curvas de Torque e Potência em função da velocidade angular



Fonte: Atlas Copco, 2017.

A demanda é identificada pelo ponto de trabalho. O ponto de trabalho ilustrado pela Figura 20 refere a uma aplicação que necessita um torque de 10N·m a uma velocidade angular de 300 rpm.

Figura 20. Ponto de trabalho



Fonte: Atlas Copco, 2017.

### **3 Desenvolvimento**

O veículo utilizado para realizar este estudo foi um triciclo desenvolvido por Brunno Fernandes. A primeira etapa foi mensurar a massa das peças de modo a estimar a massa total do veículo. Em seguida, foi realizado o cálculo da potência e do torque necessários para a aplicação. Com estes dados foi possível selecionar o motor e o reservatório.

Após a seleção dos componentes, realizou-se um estudo de posicionamento para garantir segurança na condução e eficiência de operação.

#### **3.1 Requisitos mínimos**

Para que um projeto seja bem-sucedido, deve-se estipular objetivos tangíveis que satisfaçam às necessidades do público alvo. Considerando como público alvo entusiastas de transporte e energia alternativa, traçou-se alguns requisitos mínimos:

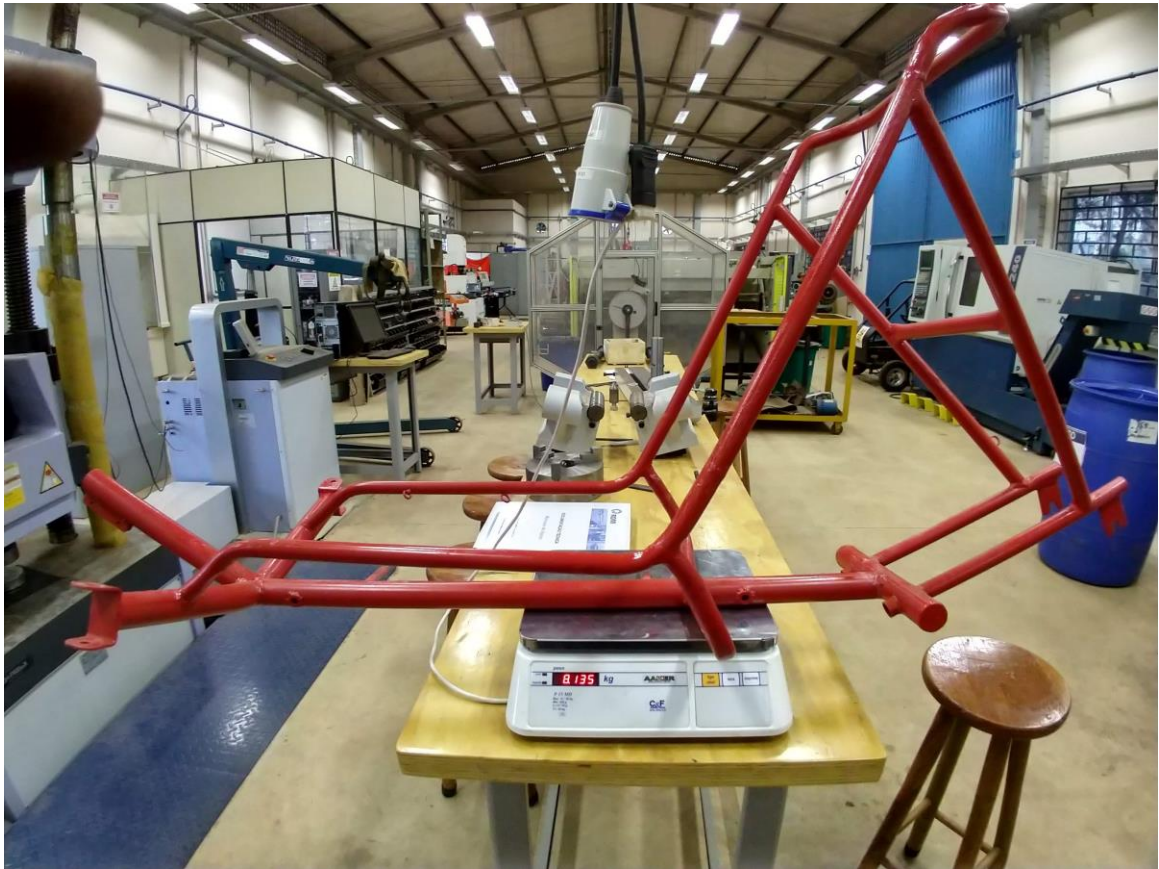
- Autonomia de 20km;
- Velocidade máxima de 25km/h;

Estes requisitos visam a usabilidade urbana com pequenas distâncias percorridas. Esta decisão teve motivação pelo grande número de automóveis com motor a combustão interna utilizados para este fim, contribuindo para a elevação das taxas de emissão de gases poluentes.

#### **3.2 Pesagem do veículo**

A pesagem ocorreu no Laboratório de Materiais e Processos de Fabricação (LAMAF) da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação da Universidade Federal de Goiás. A Figura 21 ilustra uma fotografia de uma parte do procedimento de pesagem.

Figura 21. Pesagem do chassi do triciclo



Fonte: Autor.

A Tabela 2 contém as massas mensuradas para cada peça do veículo. As medições foram realizadas apenas uma vez para cada peça em balança com faixa de indicação de 100g a 30kg. Recomenda-se utilizar em trabalhos futuros tratamento estatístico para eliminar possíveis erros de medição. Não foi possível retirar os pedais do cubo de pedais para realizar a pesagem apenas do cubo. O guidão direito possui maior massa por conter a alavanca de freio acoplada a ela.

Tabela 2. Massa das peças do triciclo

Peça	Massa [kg]
<b>Chassi</b>	8,135
<b>Roda</b>	1,825
<b>Pedais</b>	2,880
<b>Guidão direito</b>	2,035
<b>Guidão esquerdo</b>	1,675
<b>Corrente</b>	0,870
<b>Total</b>	17,420

### 3.3 Seleção de componentes

A Tabela 3 contém as estimativas do projeto necessárias para definição da potência necessária para movimentar o veículo.

Tabela 3. Estimativas de projeto

<b>Estimativas de projeto</b>		
<b>Massa total do veículo</b>	30 kg	Estimativa de 13 kg para conjunto motor
<b>Massa do condutor</b>	80 kg	Estimativa de massa média
<b>Momento de inércia das partes girantes</b>	3,4 N·m <sup>2</sup>	Calculado pela ferramenta “Propriedades de massa” do aplicativo Solidworks® Premium 2018 x64 Edition SP 3.0.
<b>Raio estático da roda</b>	254 mm	Roda de 20”
<b>Gravidade de Goiânia</b>	9,7821882 m/s <sup>2</sup>	Segundo Relatório de Estação Gravimétrica Código 021177 do Observatório Nacional
<b>Coefficiente de resistência a rolagem</b>	0,004	Segundo Tabela 1, pneu de bicicleta em piso de alcatrão.
<b>Aclive máximo</b>	20% (11,5°)	
<b>Área frontal projetada (A<sub>f</sub>)</b>	0,679m <sup>2</sup>	Calculado pelo aplicativo Solidworks® Premium 2018 x64 Edition SP 3.0.
<b>Coefficiente de arrasto (C<sub>d</sub>)</b>	1,14	Considerando o veículo com formato de prisma pela Figura 6. Valor correspondente ao pior cenário.
<b>Velocidade do vento</b>	4m/s	Baseado em Costa, 2015.
<b>Eficiência mecânica</b>	99%	Sistema de transmissão por corrente
<b>Fator de Segurança</b>	1,2	

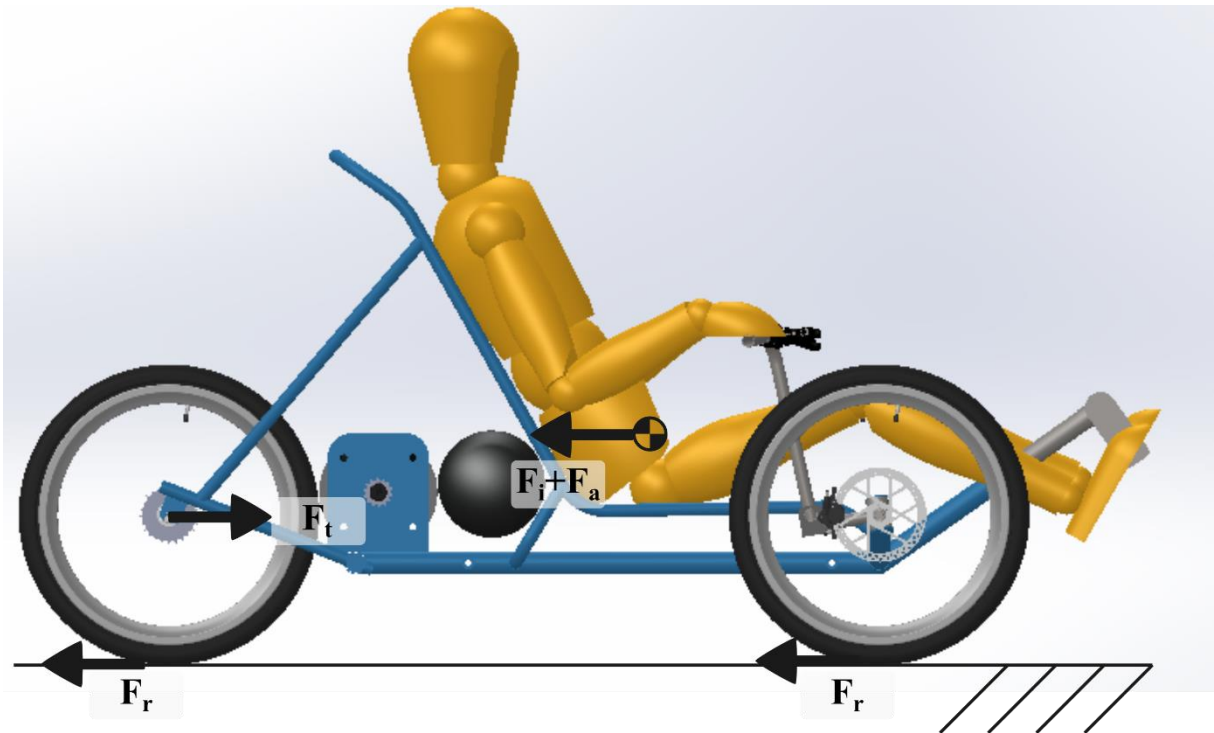
A partir das estimativas de projeto expostas na Tabela 3 foi calculada através da equação (23) que uma força resistente total de 352,75 N e um torque resistente de 89,60 N·m é necessário para manter o veículo a 25 km/h. A Tabela 4 apresenta as componentes da força resistente total calculado a partir das equações (14), (18), (19) e (20). Este torque é calculado

com a força sendo aplicada somente pela roda traseira do triciclo. A Figura 22 ilustra o diagrama de corpo livre geral com as forças atuantes no sentido longitudinal do triciclo com condutor. A força devida ação da gravidade não está ilustrada neste diagrama pois o veículo está na horizontal. Em caso de ative a força devida ação da gravidade se encontra no mesmo ponto de aplicação que a força de inércia e em mesmo sentido. A partir da equação (24) foi calculado uma potência de 3,2 kW ou 4,35 HP.

Tabela 4. Estimativa de forças de resistência ao movimento

Força de inércia [N]	0,00
Força de resistência à rolagem [N]	50,61
Força devido a ação da gravidade [N]	257,43
Força de arrasto aerodinâmico[N]	44,70

Figura 22. Diagrama de corpo livre geral



Fonte: Autor.

O torque necessário para atender os requisitos mínimos foi de 178,10 N·m. Calculou-se a velocidade angular máxima através da equação (35). Com um conjunto roda/pneu com 20 polegadas de diâmetro e uma velocidade linear máxima de 25 km/h, a velocidade angular máxima da roda é de 3830 rpm. De acordo com o catálogo de motores da fabricante Atlas Copco, o motor mais recomendável para esta aplicação é o modelo LZL25-L-P-IEC. Este modelo necessita de lubrificação e o ar comprimido deve ser isento de impurezas e umidade.

Não foi encontrado informações de ruído causado pelo motor. Em caso de ruído excessivo adequa-se a necessidade de dimensionar um silenciador adequado para a norma vigente. A Figura 23 apresenta o portfólio de motores a palheta. A figura apresenta as curvas características de tal motor.

$$\omega_{m\acute{a}x} = \frac{120 \times \pi \times r}{v_{m\acute{a}x}} \quad (35)$$

Figura 23. Catálogo de motores a palheta

Data at air pressure 6.3 bar (91 psi)

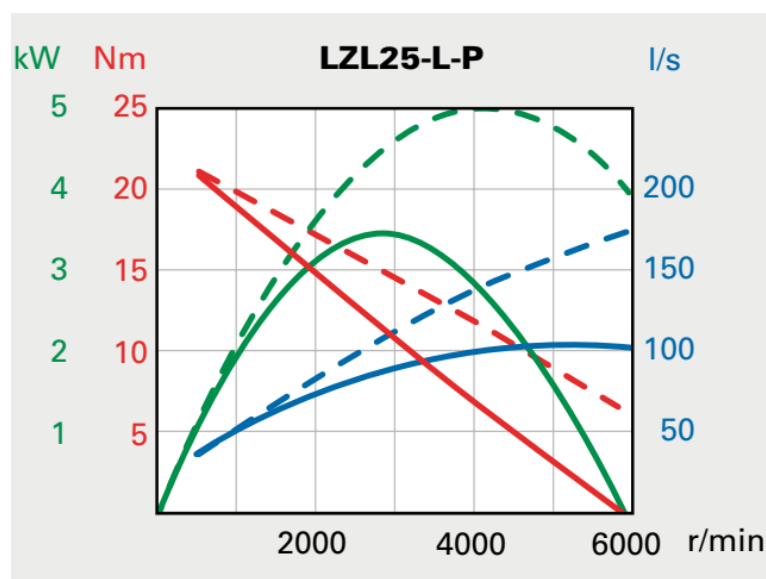
Model	Max output		Speed at max output	Torque at max output		Min starting torque		Stall torque		Free speed	Max allowed speed	Air consumption at max output		Weight		ATEX code**	Ordering No.
	kW	hp	r/min	Nm	lb-ft	Nm	lb-ft	Nm	lb-ft	r/min	r/min	l/s	cfm	kg	lb		
LZL03-L-P-AC	1.05	1.4	5300	1.9	1.4	2.8	2.1	3.8	2.8	11000		29	61	2.9	6.4	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1009 70
LZL03-L-P-IEC	1.05	1.4	5300	1.9	1.4	2.8	2.1	3.8	2.8	11000		29	61	3.9	8.6	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1009 88
LZL03-L-P-NEMA	1.05	1.4	5300	1.9	1.4	2.8	2.1	3.8	2.8	11000		29	61	3.8	8.4	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1009 96
<b>Unrestricted*</b>	1.7	2.5	7500	2.2	1.6	2.8	2.1	3.8	2.8		11000	45	95				
LZL05-L-P-AC	1.3	1.7	4300	2.9	2.1	4.8	3.5	5.8	4.3	9000		37	78	3.9	8.6	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1010 30
LZL05-L-P-IEC	1.3	1.7	4300	2.9	2.1	4.8	3.5	5.8	4.3	9000		37	78	4.8	10.6	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1010 48
LZL05-L-P-NEMA	1.3	1.7	4300	2.9	2.1	4.8	3.5	5.8	4.3	9000		37	78	4.9	10.8	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1010 55
LZL05-L-P-HUB	1.3	1.7	4300	2.9	2.1	4.8	3.5	5.8	4.3	9000		37	78	3.8	8.4	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 50
<b>Unrestricted*</b>	2.1	2.8	6300	3.1	2.3	4.8	3.5	5.8	4.3		9200	50	106				
LZL15-L-P-AC	2.3	3.1	3380	6.5	4.8	10.9	8.0	13	9.6	7000		61	129	7.1	15.7	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 19
LZL15-L-P-IEC	2.3	3.1	3380	6.5	4.8	10.9	8.0	13	9.6	7000		61	129	8.3	18.3	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 68
LZL15-L-P-NEMA	2.4	3.2	3381	6.6	4.9	10.10	8.1	14	9.7	7000		61	129	8.3	18.3	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 92
<b>Unrestricted*</b>	3.2	4.3	4500	6.8	5.0	10.9	8.0	13	9.6		7200	87	184				
LZL25-L-P-AC	3.4	4.6	2800	11.6	8.5	18	13.2	23	17	5800		86	182	11.3	24.9	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 27
<b>LZL25-L-P-IEC</b>	<b>3.4</b>	<b>4.6</b>	<b>2800</b>	<b>11.6</b>	<b>8.5</b>	<b>18</b>	<b>13.2</b>	<b>23</b>	<b>17</b>	<b>5800</b>		<b>86</b>	<b>182</b>	<b>15.2</b>	<b>33.5</b>	<b>Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X</b>	<b>8411 1011 76</b>
<b>Unrestricted*</b>	5.0	6.7	4000	12.0	8.8	18	13.2	23	17		6000	135	286				
LZL35-L-P-AC	5.2	7.0	2500	20	14.7	32	23.6	40	30	5000		130	275	20	44.1	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 35
LZL35-L-P-IEC	5.2	7.0	2500	20	14.7	32	23.6	40	30	5000		13	275	20	44.1	Ex II 2GD c T6 IIC T85oC X	8411 1011 84
<b>Unrestricted*</b>	6.5	8.7	3100	20	14.7	32	23.6	40	30		5000	160	339				

\* Motors without restrictor plates in the air in- and outlet, the motor should not be run above max allowed speed.

\*\* Max allowed speed for the specified ATEX code is 5000 rpm.

Fonte: Atlas Copco, 2017.

Figura 24. Curva característica de motor pneumático modelo LZL25-L-P



Fonte: Atlas Copco, 2017.

O reservatório selecionado foi o de modelo 200976-01, do fabricante Scott Safety, conforme catálogo ilustrado pela Figura 25. Foi escolhido um reservatório para uso de resgate em profundidade devido à sua baixa massa, montagem compacta e alta capacidade de volume e pressão. Este reservatório tem construção em fibra de carbono e possui massa de 10,10kg quando cheio.

Figura 25. Catálogo de reservatórios de ar comprimido

Cilindros ENGATE RÁPIDO NxG fibra carbono									
Descrição		Autonomia	Capacidade (litros)		Dimensões (cm.)			Peso (Kg.)	
Código	Pressão	Minutos (a 40 l/min)	Volume Hidráulico	Volume de Ar Comprimido	Comprimento (sem a válvula)	Comprimento (com a válvula)	Diâmetro	Com válvula (vazio)	Com válvula (cheio)
200131-01	2216 psi/150 bar	30	3,8	1.300	52,3	60,1	17,0	3,69	5,21
200128-01	4500 psi/300 bar	30	4,6	1.400	47,2	55,1	14,0	3,60	5,12
200129-01	4500 psi/300 bar	45	6,8	2.100	51,8	59,7	16,0	4,55	6,84
200129-01A	4500 psi/300 bar	45	6,8	2.100	46,2	54,1	17,3	4,82	7,03
200130-01	4500 psi/300 bar	60	9,0	2.700	55,1	62,9	17,9	5,66	8,71
200967-01	5500 psi/380 bar	30	3,8	1.400	48,5	56,3	12,5	3,23	4,75
200970-01	5500 psi/380 bar	45	5,7	2.100	48,5	56,3	15,2	4,23	6,51
200973-01	5500 psi/380 bar	60	7,6	2.800	54,3	62,2	16,5	5,16	8,21
200976-01	5500 psi/380 bar	75	9,5	3.600	56,9	64,7	18,1	6,29	10,10

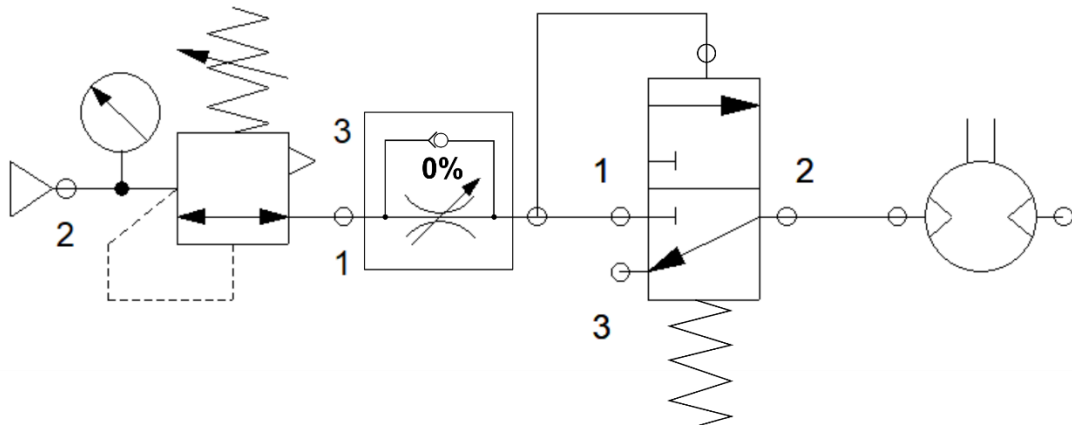


Fonte: Scott Safety apud Costa, 2015.

Para o controle de alimentação do motor, selecionou-se uma válvula de controle direcional 3/2 vias com acionamento por piloto pneumático e retorno por mola. Desta forma, o ar-comprimido disponível no reservatório é consumido apenas em acelerações. Quando em movimento, porém sem alimentação de ar-comprimido, a entrada do motor se torna a atmosfera e possibilitando o motor rodar em vazio. Esta solução visou a possibilidade de aumento de autonomia. Para possibilitar a alimentação do motor da maneira planejada foi necessário incluir

um regulador de pressão, para reduzir a pressão de reservatório de 380 bar para a pressão de trabalho de 6,3 bar, e um controlador de vazão, para realizar o controle da velocidade do motor a partir do princípio de estrangulamento, antes da válvula 3/2 vias previamente mencionada. A Figura 26 ilustra o sistema pneumático proposto.

Figura 26. Sistema pneumático proposto



Fonte: Autor.

Esta configuração permite que a válvula de controle direcional seja acionada sempre que a válvula de controle de vazão esteja suficientemente aberta para garantir o acionamento do piloto pneumático. A válvula de controle de vazão deve ter um manípulo associado ao acelerador do veículo, porém este mecanismo não foi estudado neste trabalho.

A Figura 27 ilustra as características da válvula de controle de vazão selecionada.

Figura 27. Características técnicas válvula de controle de vazão

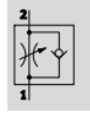
## One-way flow control valves VFOH-LE, standard

**FESTO**

Technical data – Push-in connector QS, nickel-plated metal

One-way flow control function

Exhaust air



- 360° orientable around the screw-in axis after mounting

- - Flow rate  
180 ... 530 l/min
- - Temperature range  
0 ... +150 °C
- - Operating pressure  
0.2 ... 10 bar



General technical data		
Valve function	Exhaust air one-way flow control function	
Pneumatic connection 2	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$
Pneumatic connection 1	QS-4, QS-6, QS-8	QS-8, QS-10
Adjustment element	External hex	
Actuation type	Manual	
Type of mounting	Screw-in	
Mounting position	Any	
Nominal tightening torque [Nm]	3 $\pm$ 10%	5 $\pm$ 10%

Fonte: Festo, 2018.

Os componentes foram posicionados de forma a manter o centro de massa o mais baixo possível e o mais próximo da terça parte dianteira do triciclo de forma a garantir as condições de estabilidade.

#### 4 Resultados

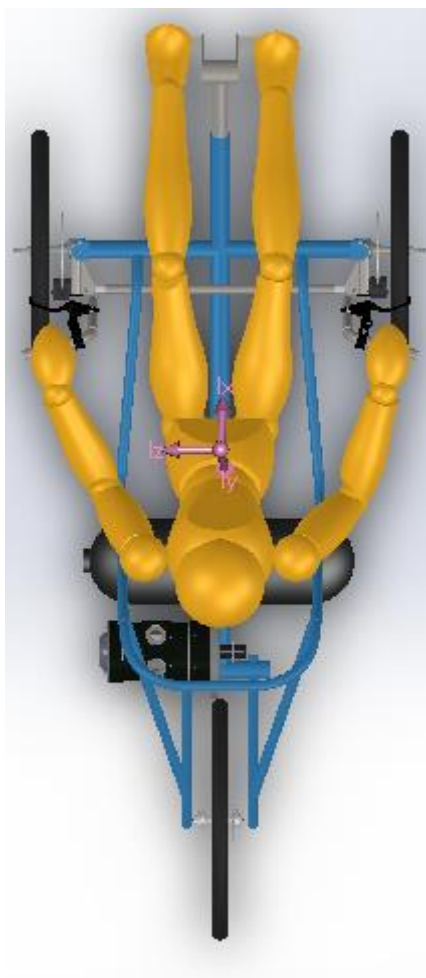
O modelo final, Figura 28, apresentou centro de massa a 20,70 mm atrás do terço de seu entre eixos, 1,78mm à esquerda de seu eixo de simetria longitudinal e a 522,65 mm acima do solo. O entre eixos possui 1200 mm, portanto a diferença de posição longitudinal ideal é de 1,75%. A Figura 29 apresenta a posição do centro de massa em vista superior.

Figura 28. Modelo virtual do Veículo



Fonte: Autor.

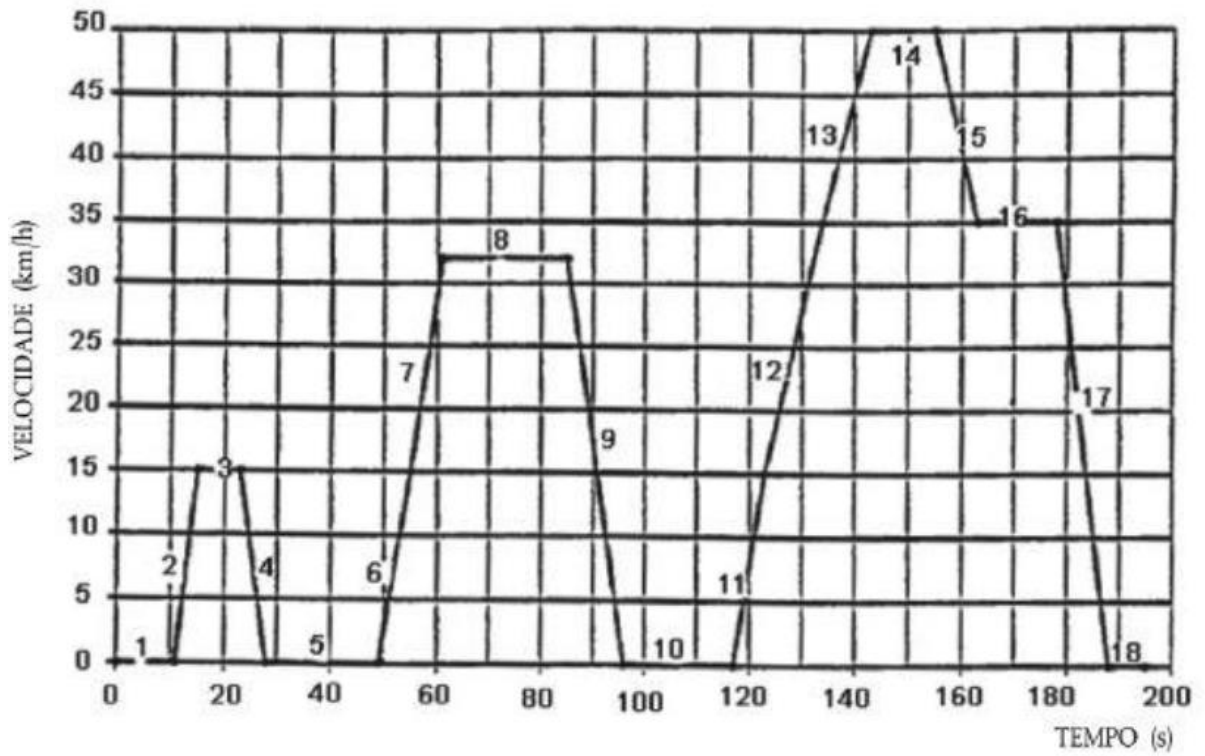
Figura 29. Posição de centro de massa



Fonte: Autor.

A Tabela 5 apresenta os resultados de desempenho. A velocidade máxima teórica foi calculada através da equação (23). Para tal utilizou-se a massa total do veículo e condutor após o projeto. A autonomia teórica foi calculada com base no Ciclo Urbano Elementar 195s ilustrado pela Figura 30.

Figura 30. Ciclo Urbano Elementar – 195s



Fonte: Moraes, 2016.

Tabela 5. Resultados de desempenho

<b>Massa total do veículo e condutor [kg]</b>	122,52
<b>Velocidade máxima teórica [km/h]</b>	24,4
<b>Autonomia teórica [km]</b>	8

## 5 Conclusões

O projeto de potência de um veículo pneumático se mostrou desafiador devido à ausência de componentes otimizados para esta aplicação. O resultado obtido atingiu o requisito mínimo de velocidade, porém atingiu apenas 40% do requisito mínimo de autonomia. Isto se deve em grande parte pela baixa energia específica do ar comprimido. Em caso de máxima vazão o recipiente selecionado teria uma autonomia de apenas 8 km.

Apesar o resultado de autonomia não ter sido favorável, a pesquisa neste campo ainda se mostra interessante e promissora devido a outras tecnologias não exploradas neste trabalho como a regeneração cinética que possibilita maior autonomia.

Os objetivos definidos na seção 1.2 foram alcançados uma vez que o projeto permitiu refletir sobre as dificuldades técnicas para a viabilidade da solução energética e mostrou a importância de se pesquisar o tema para a aplicação de soluções ambientalmente sustentáveis. O requisito mínimo de velocidade máxima foi atendido em 97,6% e o requisito mínimo de autonomia foi atendido em 40%. Este resultado mostrou que é possível utilizar o ar comprimido como propulsão para o transporte urbano, porém a seleção apropriada de um motor capaz de trabalhar eficientemente na faixa de trabalho e a elaboração de um sistema de recuperação de energia cinética se mostrou fundamental para a viabilidade comercial deste tipo de veículo.

Sugere-se que sejam realizados trabalhos futuros para abordar tais aspectos. Para melhorias em desempenho de velocidade e aceleração, análises sobre as alegações presentes na patente de invenção do senhor Angelo DiPietro são indispensáveis pois se mostrou a melhor opção pela alta eficiência de 94% e alta potência específica. Para melhorias em autonomia sugere-se a pesquisa de novas tecnologias de armazenamento, regeneração de energia através de reservatório de baixa pressão e aquecimento do ar comprimido por energia solar.

## Referências

AIR CAR ACCESS. **A brief history of air cars**. 2012. Disponível em: < <http://www.aircaraccess.com/history.htm> > Acesso em: 10 mar. 2017.

ATLAS COPCO. **Air Motor Catalogue**. 2017. Atlas Copco. **Air Motor Catalogue**. 2017.

BOSSEL, Ulf. Thermodynamic analysis of compressed air vehicle propulsion. **Journal of KONES Internal Combustion Engines**. European Fuel Cell Forum: Oberrohrdorf, 2005. Disponível em: < <http://www.kones.eu/ep/2005/vol12/no34/JOURNAL%20OF%20KONES%202005%20NO%203-4%20VOL%2012%20BOSSEL%202.pdf> >. Acesso em: 21 ago. 2017.

COSTA, Fernando A. M. **Proposta de Mecanismo Motor Pneumático para Veículo de Coleta de Recicláveis**. Projeto de Finalização de Curso de Graduação. Universidade de Brasília: Brasília, 2015.

ENGINEAIR PTY LTD. Angelo Di Pietro. **ROTARY PISTON ENGINE**. US 6,868,822 B1, 14 jul. 2000, 22 mar. 2005. Disponível em: < <http://patft.uspto.gov/netacgi/nph-Parser?Sect2=PTO1&Sect2=HITOFF&p=1&u=/netahtml/PTO/search-bool.html&r=1&f=G&l=50&d=PALL&RefSrch=yes&Query=PN/6868822> >. Acesso em 10 mar. 2017.

DI PIETRO, Angelo. **The Di Pietro Engine - An efficient and versatile energy convertor**. 2012. Disponível em: < [https://www.youtube.com/watch?v=ZGiviT-C\\_oY](https://www.youtube.com/watch?v=ZGiviT-C_oY) >. Acesso em: 10 mar. 2017.

FERNANDES, Brunno. **Projeto e fabricação de um triciclo reclinado com duas rodas na frente**. Projeto de Finalização de Curso. Universidade Federal de Goiás: Goiânia, 2017.

MARVANIA, Devang. SUBUDHI, Sudhakar. A comprehensive review on compressed air powered engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. n. 70, p. 1119-1130, 2016. Disponível em: < <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.016> > Acesso em: 10 mar. 2017.

MORAES, Johnny Martinez de; MARTINS, Cristiane Aparecida; GOMES, Susane Ribeiro; "Análise de viabilidade de motores pneumáticos em veículos", p. 279-289. Em: Anais do XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva - SIMEA 2016. São Paulo: Blucher, 2016. Disponível em: < <https://doi.org/10.5151/engpro-simea2016-PAP38> > Acesso em: 14 mar. 2014.

VERMA, S. S. Latest Developments of a Compressed Air Vehicle: A Status Report. **Global Journal of Researches in Engineering**. USA, 2013.