

JOÃO FRANCISCO FLECK HECK BRITTO

FREIO REGENERATIVO PNEUMÁTICO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Eduardo Perondi

Porto Alegre
2004



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

FREIO REGENERATIVO PNEUMÁTICO

JOÃO FRANCISCO FLECK HECK BRITTO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Flávio José Lorini
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Flávio José Lorini
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Joyson Luiz Pacheco
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Ney Ferreira
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2004

De modo especial, a todos os professores que tive até o momento, que são representados aqui na pessoa da minha tia Maria Christina Fleck Heck, por sua capacidade de passar o conhecimento, e, principalmente, paciência, possibilitando a formação que tenho hoje.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar ao meu orientador neste trabalho, Professor Eduardo Perondi, que possibilitou a ampliação do meu conhecimento durante a realização deste trabalho, contribuindo decisivamente na condução deste.

aos meus pais, Heloisa Fleck Heck Britto, e José Antônio Bastos Britto, que me deram todas as condições necessárias para que pudesse chegar a esta posição, privilegiada em nossa sociedade.

A Universidade Federal, que através de seus departamentos, forma pessoas que tem a capacidade para mudar a realidade atual. Há a certeza que irei lutar também por esta mudança.

“A imaginação é mais importante que o conhecimento.”
Albert Einstein

BRITTO, J. F. F. H. **Freio Regenerativo Pneumático**. 2004 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

RESUMO

O trabalho apresenta um modelo matemático para o sistema regenerativo de freio, que consiste em uma alternativa para o aumento da eficiência energética de veículos automotivos. Com a utilização deste sistema, seja em veículos ou máquinas, se tem a conservação da energia, que é armazenada em um determinado estado para sua posterior aplicação. Propõe-se um sistema pneumático atuando paralelamente ao freio tradicional, com o intuito de melhorar a eficiência energética do sistema, sem perder as suas características funcionais. O sistema é modelado matematicamente em um programa de computação numérica e dimensionado para a aplicação em um ônibus urbano. Conclui-se, através das respostas fornecidas pelo modelo, que o sistema apresenta vantagem em relação ao modelo tradicional, aumentando sua eficiência energética. São sugeridos estudos para alterações que resultem em maior eficiência na conservação de energia e a construção de um protótipo para a avaliação experimental do modelo proposto.

PALAVRAS – CHAVE: Freios Regenerativos, Eficiência Energética, Pneumática, Compressores, Dinâmica Veicular,

BRITTO, J. F. F. H. **Pneumatic Regenerative Braking**. 2004 27p. Monography (Course Conclusion's Work of Mechanical Engineer) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

ABSTRACT

The work shows a mathematical model for the regenerative brake system, which consists an alternative in the increase of the energetic efficiency in automotive vehicles. With the use of this system, being on vehicles or machines, there has an energy conservation, that is stored in a determinated state, for your after application. It's proposed a pneumatic system, acting paralelly of the traditional brake, with the intention to improve the energetic efficiency of the system without losing its primordials characteristics. The system is mathematically modelated in numerical computed software, and designed for an urban bus application. The conclusion, through its model's responses, is that the system shows advantages from the traditional model, increasing its energy efficiency. It's suggested studies for modification that results in larger energy conservation and the construction of the prototype to experimental evaluation of the proposed model.

KEYWORDS: Regeative Braking, Energy Efficiency, Pneumatic, Compressor, Vehicle Dynamics.

LISTA DE SÍMBOLOS

M = massa do veículo
 C_{ar} = coeficiente de amortecimento do ar
 J_1 = momento de inércia angular das rodas frontais
 J_2 = momento de inércia angular das rodas traseiras e transmissão
 C_{ang} = coeficiente de amortecimento das partes móveis
 r_f = raio do pneu frontal
 r_t = raio do pneu traseiro
 A_f = Área transversal do cilindro do freio
 mif = coeficiente de atrito entre partes móveis do freio
 r_r = raio média de aplicação do freio
 V_t = volume do vaso de pressão
 A_p = área do pistão
 r_p = raio transversal médio formado pela relação biela-manivela.
 v_0 = velocidade inicial
 d_1 = distância do centro de gravidade ao eixo frontal
 d_2 = distância do centro de gravidade ao eixo traseiro
 d_3 = distância do centro de gravidade ao solo
 $desl$ = escorregamento entre solo e pneu
 μ = coeficiente de atrito
 I_{yy} = momento de inércia angular do veículo
 K_f = rigidez da mola frontal
 K_t = rigidez da mola traseira
 C_{vf} = coeficiente de amortecimento frontal
 C_{vt} = coeficiente de amortecimento traseiro
 R = constante para um gás particular
 T = temperatura
 r = relação entre calores específicos
 R_p = comprimento da manivela
 L_p = comprimento da biela
 w_a = velocidade angular do eixo
 v_p = velocidade de translação do pistão
 p_0 = pressão atmosférica
 T_{regen} = Torque gerado pelo sistema regenerativo
 E = Energia

SUMÁRIO

ABSTRACT	7
1. INTRODUÇÃO	10
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1. Freio regenerativo	11
2.2. Programa computacional de simulação numérica	12
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	12
4. ESPECIFICAÇÃO DO MODELO	13
4.1. Determinação das Condições Operacionais	13
4.2. Definição dos Componentes	13
4.3. Modo de Operação	14
4.4. Modelo Matemático	14
5. RESULTADOS E ANÁLISES	19
6. CONCLUSÕES	24
7. REFERÊNCIAS	24
8. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	25
ANEXOS	26

1. INTRODUÇÃO

A melhoria da eficiência energética dos sistemas é uma busca contínua dos pesquisadores e engenheiros. A previsão do fim das reservas de matéria prima dos combustíveis fósseis como meio viável de obtenção de energia dentro dos próximos cem anos tem levado a aplicação de altos investimentos em pesquisas para a sua substituição e a criação de sistemas mais eficientes. A tecnologia de freios regenerativos se encontra dentro desta linha de ação.

Freios regenerativos são aqueles que conservam a energia dinâmica, transformando-a em energia potencial para a sua posterior aplicação. Os freios tradicionais dissipam esta energia na forma de calor, através do atrito, havendo uma perda na eficiência energética do sistema global.

Atualmente, é baixa a aplicação de sistemas regenerativos de forma comercial. Há muitas pesquisas e estudos envolvidos, mas ainda insuficientes para a sua aplicação em larga escala. Outro fator relevante para a sua baixa utilização é a simplicidade construtiva e de aplicação dos freios tradicionais, sendo seu custo muito inferior ao da tecnologia atual dos freios regenerativos. A tecnologia regenerativa mais desenvolvida hoje é a elétrica, com a utilização de geradores e baterias como meio de conservação da energia. Este sistema está presente hoje em veículos híbridos (motor a combustão interna e motor elétrico) e trens elétricos.

No trabalho aqui apresentado é abordado outro tipo de sistema regenerativo, o pneumático. O sistema proposto baseia-se no acionamento de um compressor pneumático a partir de um acoplamento com o sistema de transmissão quando ocorre a ação de frenagem. O ar comprimido é armazenado em um vaso de pressão para uso posterior em outras aplicações.

No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica, onde há a uma breve explicação do estado atual da tecnologia e do programa utilizado para o modelamento matemático. No item 2.1 são apresentados os tipos de tecnologia hoje estudados e são descritos as vantagens e o potencial energético de sua utilização pelas pesquisas realizadas. No item 2.2 é apresentado os recursos e o modo de programação do recurso utilizado para o modelamento e obtenção dos resultados.

No capítulo 3 é apresentado o problema e os objetivos no estudo. São demonstradas as simplificações e restrições do modelo e os motivos das suas adoções. É descrito como são realizados o modelo matemático, os critérios de avaliação e análise do sistema regenerativo.

A especificação do modelo é realizada no capítulo 4. No item 4.1 são determinados as condições operacionais e os motivos para a escolha e aplicação do sistema regenerativo em dado local. No item 4.2 são propostos sistemas regenerativos para a aplicação no veículo e determinado o que é estudado no trabalho. São definidos os componentes principais do sistema regenerativo escolhido. Já no item 4.3 é explicado como são realizados o procedimento de acionamento do sistema e a seqüência de componentes ativados. No item 4.4 é apresentado o modelo matemático de todo o sistema, com as equações que regem o movimento e os diagramas de blocos associados.

Os resultados e as análises são apresentados no capítulo 5. Os parâmetros de cálculo são especificados e são obtidas as respostas. Através de gráficos fornecidos pelo modelo é definido o seu comportamento e demonstrada a sua eficiência.

O capítulo 6 é a conclusão do trabalho. São relatados os objetivos alcançados e as propostas para a evolução do estudo deste projeto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Freio Regenerativo

De maneira geral, os freios utilizados nos veículos automotores convertem energia cinética em calor, que acaba por ser dissipado para o ambiente. O processo de frenagem pode ser dividido em dois processos termodinâmicos. O primeiro é a fricção onde a energia do movimento é convertida em energia térmica pelo aumento de temperatura. Já a segunda é a transferência de calor dos freios para os arredores durante o processo de resfriamento. Desta maneira toda a energia disponível é irreversivelmente dissipada, sem possibilidade de reaproveitamento.

É fácil descrever qualitativamente os benefícios advindos de veículos com freios regenerativos. É difícil, porém, realizar a determinação quantitativa destes fatores. Uma análise neste sentido deve envolver requisitos de potência do veículo como uma função do ciclo de transporte, determinando a potencial porção de energia que pode ser absorvida pelos freios, o que deve resultar na diminuição do uso do sistema motor pela menor necessidade de consumo.

Em seu artigo sobre freios regenerativos, Wicks e Donnelly (2002), determinam o ciclo de trabalho de um ônibus urbano para a análise do potencial de aplicação do freio regenerativo. É calculado que a parcela de 91% de energia total é desperdiçada pelos freios, sendo o restante dissipado pelo atrito do ar e do pneu com o solo. É também verificado que 59% do trabalho produzido pelo motor é consumido pelos freios, sendo, em uma situação ideal, o potencial de economia energética. Está clara aqui a justificativa de linhas de pesquisa nesta área.

Hoje os estudos mais avançados encontram-se na aplicação de sistemas regenerativos elétricos. A diferença de velocidade entre o eixo girante e o estator em um motor elétrico induz o surgimento de corrente elétrica. Anteriormente a corrente induzida durante a frenagem em motores elétricos era dissipada em bancadas de resistores na forma de calor, desperdiçando esta energia. Pelo avanço tecnológico da eletrônica e de sistemas de controle mais acessíveis é possível hoje absorver esta corrente e armazená-la ou utilizá-la normalmente sem comprometer a integridade do sistema. Isto é devido à aplicação de tiristores GTO, que permitem a retificação de alta potência, como dito em seu artigo por Flinders, Mathew e Oghanna. É este o sistema que é estudado pelos autores para a aplicação em linhas férreas alimentadas eletricamente.

A implantação de trens com sistemas regenerativos em linhas férreas localizadas ao norte da Nova Zelândia provocou a economia de 13% de energia. Foi medida também a perda de energia durante a aplicação de freios dinâmicos na linha férrea de Central Queensland. Nesta ferrovia é transportado o carvão das minas ao oeste para portos de beneficiamento a 400km de distância. A energia total desperdiçada durante a frenagem é de 8,7MWh. Traduzindo este dado para o processo inteiro aproximadamente 100GWh são desperdiçados, o que equivale a alguns milhões de dólares por ano.

Além de serem aplicados em trens, sistemas regenerativos são utilizados em veículos híbridos (HEV, sigla em inglês de “*hybrid-electric vehicles*”, ou veículos elétricos híbridos), onde além do motor de combustão, há um motor elétrico como fonte de potência. Este tipo de veículo apresenta outras vantagens, como dimensões e pesos menores e o controle de rotação adequado do motor de combustão, ocasionando a economia de combustível e a redução de emissões. He e Hodgson, Panagiotidis, Delagrammatikas e Assanis (2000) relatam economias de combustível de 15% em certas configurações de veículos HEV. Estes são valores muito mais conservadores que os ideais 59% apresentados anteriormente, mas ainda muito significantes na eficiência energética. Por envolver tão avançada tecnologia os veículos híbridos

ainda se encontram em fase de estudo e prototipagem, sendo poucos os modelos comerciais disponíveis.

A motivação deste trabalho está associada ao grande campo de desenvolvimento e evolução nesta área. A linha adotada neste trabalho é alternativa às encontradas na bibliografia, pois propõe-se a utilização de um sistema fluído-mecânico como freio. É importante ressaltar que não foi encontrada bibliografia relatando a utilização ou o estudo de sistemas pneumáticos com este intuito de regeneração energética. O estudo se baseia nos princípios físicos e a analogia com os sistemas regenerativos elétricos, visando à diminuição dos custos envolvidos e sua mais rápida e fácil aplicação.

2.2. Programa computacional de simulação numérica

Neste trabalho utiliza-se o programa de simulação numérica Matlab®. Este programa possui uma arquitetura interativa de alto desempenho voltado para o cálculo numérico. Ele integra módulos de análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos em ambiente amigável onde problemas e soluções são expressos como eles são escritos matematicamente, ao contrário da programação tradicional. Já o módulo do Matlab denominado Simulink é um programa gráfico de simulação de sistemas dinâmicos. Como o Simulink é uma extensão do Matlab ele preserva as possibilidades antes propostas pelo mesmo e adiciona outras para podermos lidar melhor com sistemas dinâmicos, permitindo visualizar graficamente os diferentes elementos que compõem o sistema em análise. O Simulink tem 2 fases de uso: a definição do modelo e sua simulação. Na definição, se desenha o modelo usando de janelas de diagrama de blocos. Após definido o modelo, pode-se realizar sua análise escolhendo as opções adequadas via menu do Simulink ou de forma tradicional pela entrada de linhas de comando do Matlab, em sua janela de comando. Uma outra vantagem obtida na utilização do Simulink é que os resultados da simulação podem ser monitorados enquanto está sendo executada e ao seu término seus resultados podem ficar disponíveis no espaço de trabalho do Matlab.

Esta é a ferramenta utilizada no trabalho para a obtenção dos resultados do modelo proposto, possibilitando a análise adequada.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O trabalho tem por objetivo a aplicação de um sistema de freio regenerativo pneumático em um veículo comercial. Este sistema é primeiramente aplicado em paralelo ao freio tradicional, com o intuito de melhorar a eficiência energética global. O primeiro passo é a busca de um sistema com maior potencial para aplicação da solução proposta. É realizado o seu modelamento matemático a partir do estudo analítico dos sistemas envolvidos.

É estudado e proposto um modelo físico e realizada a modelagem matemática para a aplicação no modelo dinâmico do veículo. Este modelo desconsidera efeitos de componentes internos do veículo, como o acoplamento da embreagem ligando o sistema de freio a transmissão do veículo e perdas internas do compressor, ou seja, as não-linearidades e perdas térmicas. Isto se deve à dificuldade da determinação destes parâmetros através de cálculos, sendo necessário o levantamento de dados através de experimentos.

A solução das equações visando a determinação do comportamento dinâmico do sistema é realizada através da utilização de um software de integração numérica, o Matlab®. Através do módulo Simulink, é construído o diagrama de blocos e resolvido o conjunto de equações diferenciais associado. São elaborados e analisados gráficos, observando a influência e a eficiência do modelo do sistema regenerativo no comportamento dinâmico.

Os parâmetros do freio dissipativo são determinados por exigência das leis nacionais e devido à aplicação do sistema regenerativo, fazendo com que o conjunto mantenha as mesmas características operacionais e funcionais do sistema anterior. Com os resultados obtidos é feita a comparação com o sistema dissipativo de freio. Consideram-se ganhos energéticos no processo de frenagem e no contexto global, pela análise de um ciclo de transporte particular, fornecendo subsídios para a avaliação do potencial econômico da sua aplicação.

4. ESPECIFICAÇÃO DO MODELO

4.1. Determinação das Condições Operacionais

Os veículos automotivos podem ser utilizados em ambientes diversos, de forma que as necessidades podem também variar muito. A energia consumida em um veículo se deve principalmente a resistência do ar, ao atrito do pneu com o solo e o atrito interno das partes móveis, além da consumida pelos freios. Logo, a utilização de um sistema regenerativo para veículos que percorrem largas distâncias, não acionando o freio frequentemente, não é indicado, já que não haverá um ganho pressuposto substancial por sua utilização. Veículos menores têm a restrição de espaço, que é uma desvantagem para o sistema pneumático proposto neste trabalho. Pelas restrições impostas, os veículos mais adequados para a implantação do sistema são ônibus e caminhões urbanos, que tem um ciclo intenso de acelerações e consideráveis perdas de eficiência pelo acionamento dos freios. Este é o ambiente que normalmente é estudado na bibliografia para a aplicação de freios regenerativos elétricos. O veículo escolhido para o estudo de caso é o ônibus urbano com chassi Volvo B12R 4x2, sendo a cidade de Porto Alegre o seu ambiente de trabalho para determinação dos parâmetros.

4.2. Definição dos Componentes

Foram analisadas duas hipóteses para a construção do sistema. A primeira consiste na utilização de pequenos compressores ligados diretamente às rodas do veículo, separados por embreagens que seriam acionadas durante a frenagem, estando conectados a um vaso de pressão central. A segunda alternativa consiste na implantação de um compressor maior conectado ao eixo de transmissão do veículo, acionado por uma embreagem. A primeira alternativa apresenta uma maior eficiência de frenagem, mas possui uma maior quantidade de componentes. Esta foi abandonada por sua complexidade, dificuldade de controle e acionamento, o que vem a gerar um custo maior para o sistema. Optou-se, portanto, pela segunda alternativa. O conjunto freio regenerativo é composto por um compressor, um tanque, e uma embreagem ligando os eixos de transmissão e do compressor. É escolhido o uso do compressor do tipo alternativo a pistão, de dupla ação. O sistema detalhado instalado no ônibus é apresentado na figura 1.

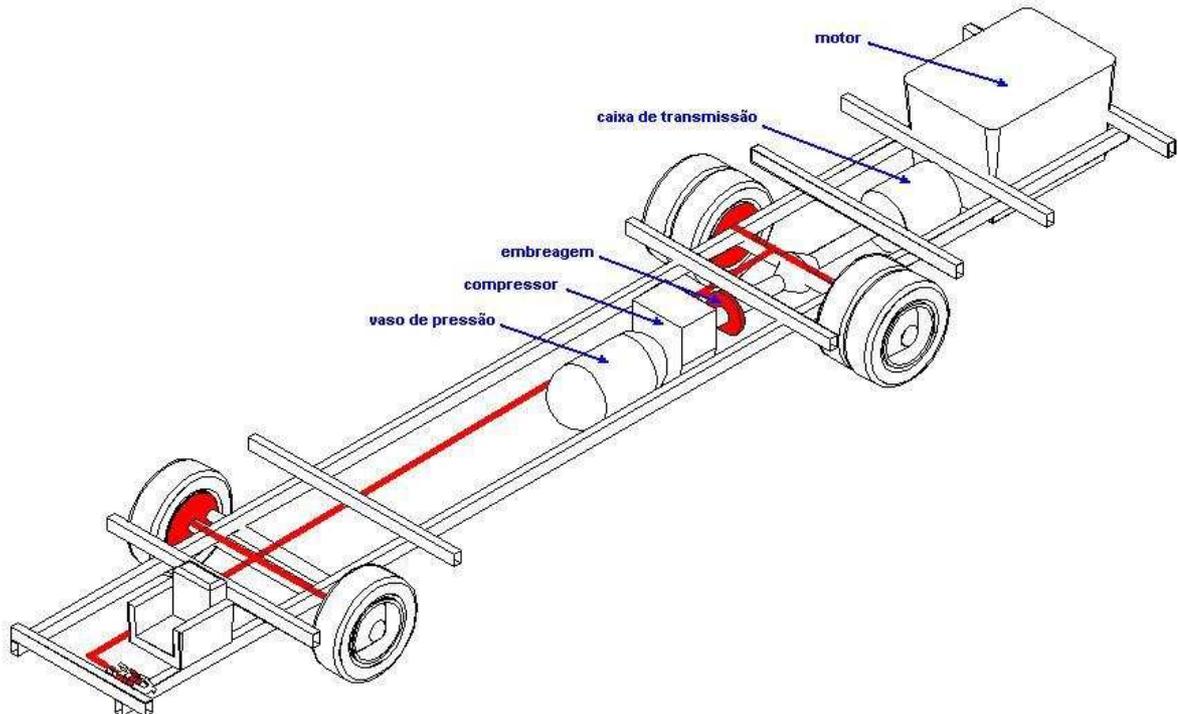


Figura 1 – Desenho esquemático do modelo de estudo de caso, freio regenerativo na estrutura do ônibus.

4.3. Modo de Operação

Durante o processo de frenagem, o motorista aciona primeiramente o pedal do freio. Além do acionamento dos freios tradicionais dissipativos, a caixa de transmissão separa o motor do trem de transmissão e, através de uma embreagem, é unido o compressor ao eixo de transmissão. Desta maneira o freio regenerativo está acionado as rodas traseiras do veículo. O compressor inicia o processo de envio de ar para dentro do vaso, gerando um torque contrário ao eixo. Paralelamente as lonas de freio atritam o tambor e fazem com que os dois processos desacelerem o veículo.

Em analogia, no sistema regenerativo elétrico, o processo é similar. Durante o processo de frenagem o motor elétrico passa a ter a função de gerador, ocasionando o torque negativo ao trem de transmissão, o que ocasiona a parada do veículo. A corrente gerada é armazenada em baterias para a sua aplicação posterior.

4.4. Modelo Matemático

Nesta seção o sistema é modelado matematicamente para a avaliação de seu comportamento dinâmico. Algumas considerações são especificadas para a simplificação do problema. Uma condição é de que o acoplamento entre o compressor e a transmissão esteja acionado e o motor já esteja separado do resto do sistema. Isto determina o instante inicial com aceleração nula e velocidade constante do veículo. O objetivo é estudar a diferença de desempenho esperada entre o sistema convencional e o sistema com o freio regenerativo. O instante anterior, quando ocorre o acoplamento, é importante para o dimensionamento estrutural dos componentes, o que não está no escopo deste primeiro trabalho, que é a avaliação do ganho energético. O diagrama de corpo livre do sistema é apresentado na figura 2 com as forças externas envolvidas.

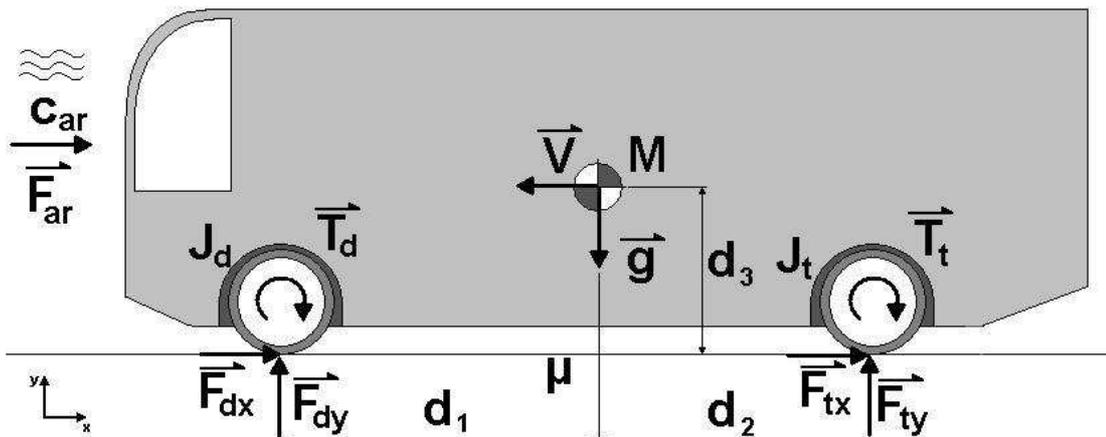


Figura 2- Diagrama de corpo livre do veículo.

A partir do diagrama de corpo livre é possível determinar as equações de equilíbrio. As forças na direção horizontal podem ser expressas através de:

$$-M \frac{d^2 x}{dt^2} + C_{ar} \frac{dx}{dt} + F_{dx} + F_{tx} = 0 \quad (1)$$

Onde M é a massa do veículo C_{ar} é o coeficiente de amortecimento do ar, F_{dx} e F_{dy} são as forças reativas de atrito entre pneu e solo.

E na direção vertical, pode ser expressa por:

$$F_{dy} + F_{ty} - Mg = 0 \quad (2)$$

Onde g é aceleração da gravidade, F_{dy} é a força de reação dianteira na direção vertical e F_{ty} é a força de reação traseira na direção vertical.

Os momentos, ocasionados pelas forças de contato no solo na roda dianteira são descritas por:

$$\left(M \frac{d^2 x}{dt^2} - C_{ar} \frac{dx}{dt}\right) d_3 - Mgd_1 + F_{ty} (d_1 + d_2) = 0 \quad (3)$$

Onde d_1 é a distância do centro de gravidade até o eixo dianteiro e d_2 é a distância do centro de gravidade até o eixo traseiro.

E os momentos na roda traseira por:

$$-J_t \frac{d^2 \theta}{dt^2} - T_f - C_{ang} \frac{d\theta}{dt} + F_{tx} \cdot r_t = 0 \quad (4)$$

Onde T_f é o torque devido à aplicação do freio, J_t é o momento de inércia angular do eixo e conjunto traseiro, C_{ang} é o coeficiente de amortecimento do atrito interno e r_t o raio do pneu traseiro.

As forças horizontais F_{tx} e F_{dx} são proporcionais ao coeficiente de atrito de contato μ e a as forças normais F_{ty} e F_{dy} respectivamente. A força F_{tx} é expressa por:

$$F_{tx} = \mu F_{ty} \quad (5)$$

A partir das equações (1) a (4) são elaborados os diagramas de blocos para a implementação no módulo Simulink do Matlab. Na figura 3 é apresentado o diagrama de blocos principal do sistema.

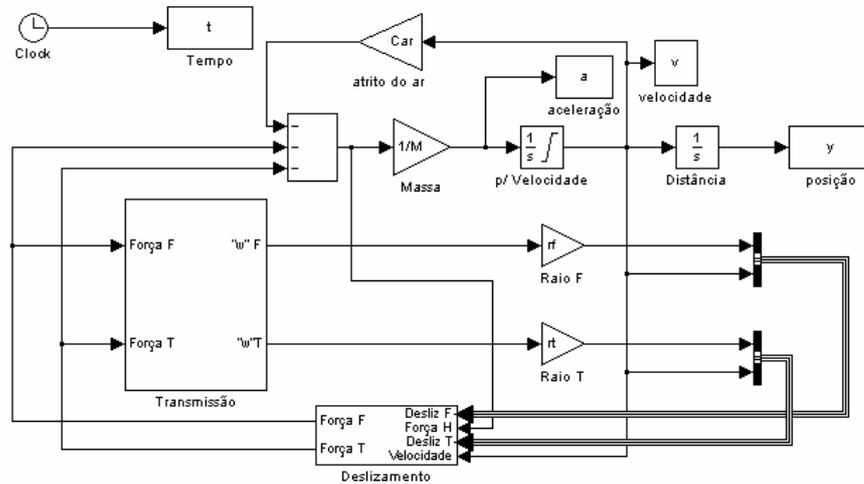


Figura 3 – Diagrama de Blocos Principal do Modelo

O coeficiente de atrito μ é uma função do ambiente (seco, molhado, congelado), da carga vertical, da pressão interna dos pneus, do tipo de superfície e da velocidade. Para fins de analogia entre freios, a única variável será a velocidade inicial, mantendo-se as outras constantes. O ambiente de frenagem simulado é o de asfalto seco. A determinação do coeficiente μ é feito através do gráfico de correlação entre deslizamento relativo *versus* coeficiente de atrito, fornecido por Gillespie (1992) e exibido na figura 4:

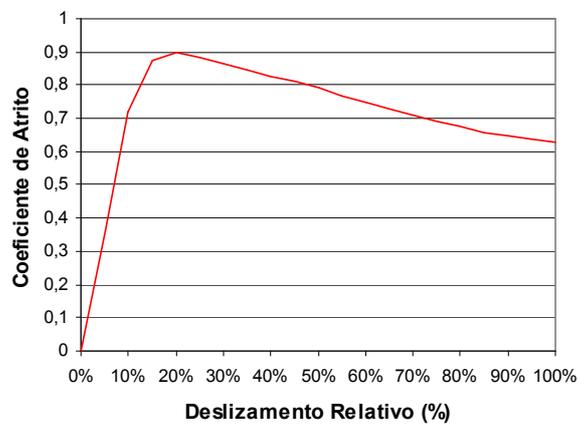


Figura 4 – Deslizamento Relativo versus Coeficiente de Atrito

Onde o deslizamento é definido por Gillespie como:

$$desl = \frac{v - wr}{v} \quad (6)$$

onde v é a velocidade tangencial, w é a velocidade angular da roda e r o raio da roda.

O diagrama de blocos deste subsistema é mostrado na figura 5.

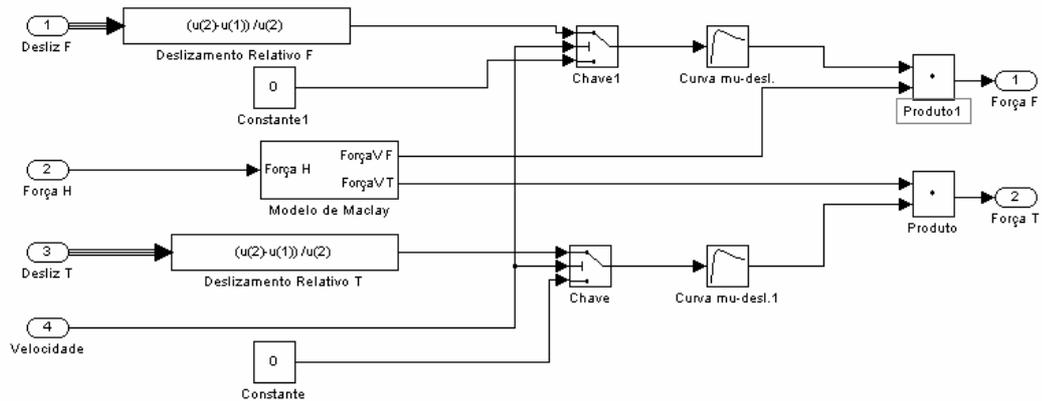


Figura 5 – Subsistema “Deslizamento”, onde se calcula as forças horizontais, frontal e traseira.

Neste bloco entram a velocidade tangencial do veículo e as velocidades tangenciais equivalentes das rodas dianteiras e traseiras através das portas 1 e 3. Já a força horizontal do veículo tem a porta 2 como entrada. No modelo de suspensão de Maclay são calculadas as reações verticais em cada roda, onde são considerados os coeficientes de rigidez, amortecimento da suspensão e a localização do centro de gravidade. O diagrama de Blocos de Maclay encontra-se no anexo A. As reações são multiplicadas pelos coeficientes de atrito e fornecem as forças de atrito frontal e traseira. É imposto o valor 0 ao deslizamento quando a velocidade chega ao valor nulo para não haver a indeterminação matemática devida à divisão por valor 0 na equação (6).

A partir da generalização da equação (4) é elaborado o bloco de transmissão representado na figura 6. O torque devido à ação dos freios, T_f , é calculado no subsistema “Sistema de freios”. No bloco de transmissão entram as forças horizontais traseiras e dianteiras. Saem as velocidades angulares equivalentes em cada roda, devidas a ação dos freios dissipativos, da perda pelo atrito interno nas duas rodas e devida ação do freio regenerativo nas rodas traseiras.

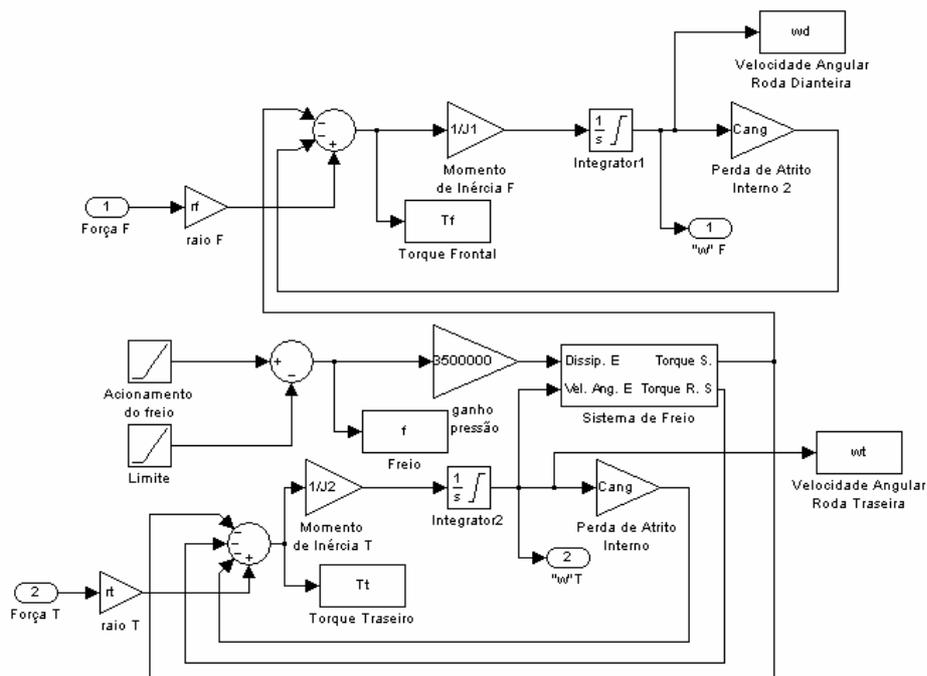


Figura 6 – Diagrama de blocos “Transmissão”

O diagrama de blocos apresentado na figura 7 mostra o modelo do sistema de freio. Este bloco é um subsistema do diagrama de blocos da transmissão.

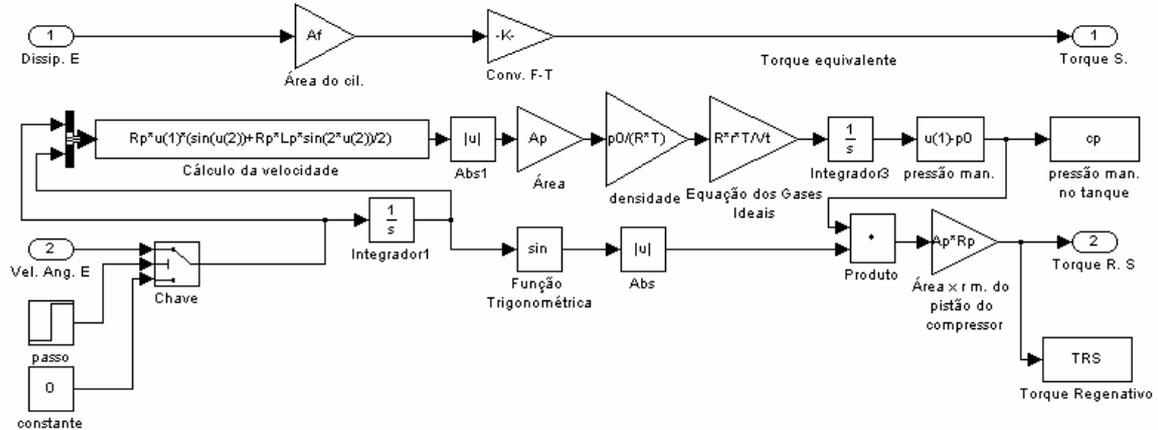


Figura 7 – Diagrama de Blocos do sistema de freio

Na parte superior é apresentado o equacionamento do freio a tambor, normalmente utilizado em veículos pesados. A pressão hidráulica do acionamento do freio é multiplicada pela área do cilindro atuador, resultando na força equivalente. Esta força, através da equação para freio à tambor encontrada em Gillespie, resulta no torque equivalente. A equação encontra-se no anexo B.

Na parte inferior da figura 7 está representado o diagrama de blocos do freio regenerativo. Ele é modelado através da análise do diagrama de corpo livre, apresentado na figura 8.

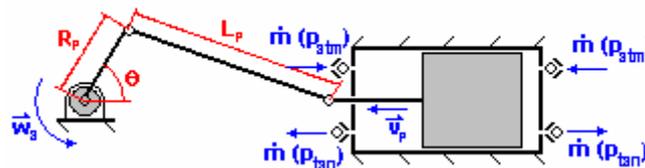


Figura 8 – Diagrama de corpo livre do Sistema de freio Regenerativo

A massa e o momento de inércia do conjunto são desprezadas por serem relativamente pequenas comparada à massa total do veículo. A relação entre a velocidade angular “ w_a ” do eixo e a velocidade de translação do pistão “ v_p ” é apresentada na equação (7), obtida em Ma-bie:

$$v_p = -R_p w_a \left(\text{sen} \theta + \frac{R_p L_p \text{sen} 2\theta}{2} \right) \tag{7}$$

Onde R_p é o raio da “manivela”, L_p é o comprimento da “biela” e θ é o Ângulo formado entre o raio R_p e o vetor normal da área transversal do pistão.

A relação entre a vazão mássica “ dm/dt ” e a velocidade de translação é apresentada na equação (8):

$$\dot{m} = \rho A_p v_p \tag{8}$$

Onde ρ é a massa específica do ar atmosférico e A_p é a área transversal do pistão.

A variação da pressão no tanque pela injeção desta vazão mássica, considerando-se o processo adiabático, isentrópico e com pequena variação de temperatura, é obtida através de Perondi e Guenther. Ela é apresentada na equação (9):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RrT}{V_t} \dot{m} \quad (9)$$

Onde R é a constante do ar, r é a relação entre calores específicos, T é a temperatura e V_t é o volume do vaso de pressão. Esta variação de pressão, integrada ao longo do tempo, representa a pressão reativa contrária ao movimento do pistão. É este efeito que provoca a frenagem do veículo. Desconsidera-se aqui o trabalho realizado para a insuflação de ar para dentro da câmara, sendo este insignificante frente ao trabalho de compressão. O torque reativo equivalente é apresentado na equação (10):

$$T_{regen} = p_{tan} A_p R_p \sin \theta \quad (10)$$

Este torque se soma ao torque provocado pela ação dos freios tradicionais dissipativos, parando o veículo. Este equacionamento é transformado no diagrama de blocos apresentado na fig. 7, onde a presença da chave representa o instante de acionamento do sistema.

A pressão é acumulada no tanque, como demonstra a terceira linha. A energia potencial elástica acumulada no vaso de pressão através da pressão é a energia economizada utilizando-se o sistema regenerativo. Ela é expressa pela equação (11):

$$E = p.V_t \quad (11)$$

5. RESULTADOS E ANÁLISES

É apresentado na tabela 1 o valor dos parâmetros utilizados para a realização da simulação. A lista de símbolos dos termos está no início do trabalho.

Tabela 1 – Lista de Parâmetros

M = 12000 [kg]	n = 0,150 [m]	$K_f = 480000$ [N.m]
$C_{ar} = 40$ [N.s/m]	m = 0,150 [m]	$K_t = 720000$ [N.m]
$J_1 = 25$ [kg.m ²]	$r_f = 0,304$ [m]	$C_{vf} = 40000$ [N.s/m]
$J_2 = 105$ [kg.m ²]	$V_t = 0,1$ [m ³]	$C_{vt} = 45000$ [N.s/m]
$C_{ang} = 20$ [N.m.s]	$A_p = 0,12$ [m ²]	R = 287 [J/kg.K]
$r_f = 0,49$ [m]	$v_0 = 16,66$ [m/s]	T = 298,15 [K]
$r_t = 0,49$ [m]	$d_1 = 2,95$ [m]	R = 1,4
$A_f = 0,005$ [m ²]	$d_2 = 2,5$ [m]	$R_p = 0,07$ [m]
mif = 0,41	$d_3 = 1,5$ [m]	$L_p = 0,20$ [m]
e = 0,300 [m]	$I_{vy} = 88500$ [kg.m ²]	$p_0 = 101325$ [Pa]

O modelo é resolvido numericamente pelo método de integração de Dormand – Prince, com precisão para convergência de 1×10^{-9} . O acionamento do freio é modelado como uma rampa, que atinge seu valor máximo no instante 2s. É proposto, para o primeiro sistema regenerativo, o uso de 8 cilindros com raio do pistão de 70mm e volume do tanque de $0,1 \text{ m}^3$.

É realizada a comparação entre o sistema tradicional e uma primeira proposta de sistema com o freio regenerativo acoplado. Existe a restrição do ajuste do sistema de freio pela portaria nº 30, de 22 de janeiro de 2004 emitida pelo Inmetro que estabelece a máxima distân-

cia de frenagem de 36,7m para um veículo da classe N3 (onde se encontra o ônibus proposto no estudo de caso) com uma velocidade inicial de 60km/h, ou 16,66m/s. O trecho da portaria nº 30 referente à verificação da eficiência da frenagem encontra-se no Anexo C. Nesta primeira proposta há apenas a adição do sistema regenerativo, mantendo-se os demais parâmetros fixos. Os gráficos são apresentados nas próximas figuras. A linha vermelha representa o veículo com freio tradicional e a linha azul o veículo com a adição do sistema regenerativo.

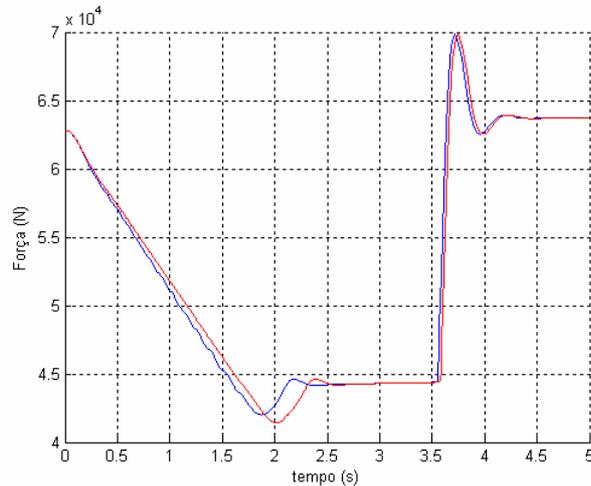


Figura 9 – Gráfico força de reação vertical traseira *versus* tempo.

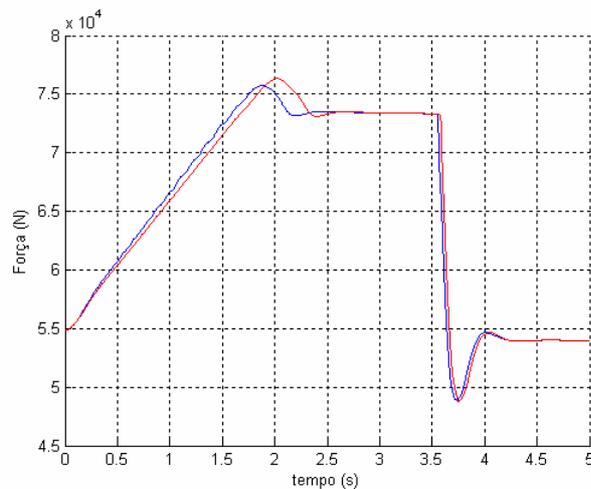


Figura 10 – Gráfico da reação dianteira vertical *versus* tempo.

Nestes dois gráficos o comportamento dos dois sistemas é similar. É através destas reações verticais que são calculadas as reações horizontais de atrito que param o veículo.

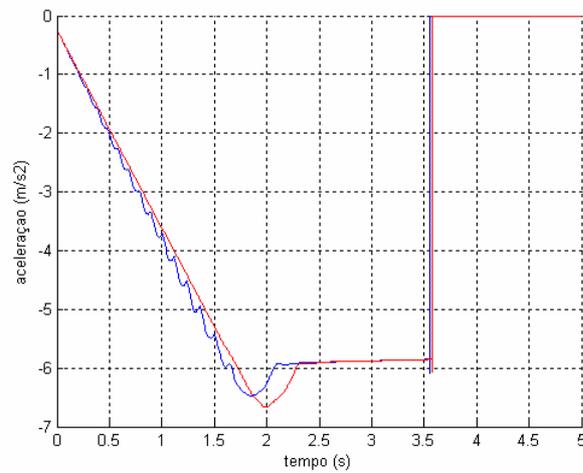


Figura 11 – Gráfico da aceleração *versus* tempo.

No gráfico da aceleração *versus* tempo, figura 11, observa-se a mais rápida ação da aceleração, provocando o travamento das rodas traseiras. Há a presença de oscilações na curva azul, devidas ao carregamento alternativo provocado pelo compressor.

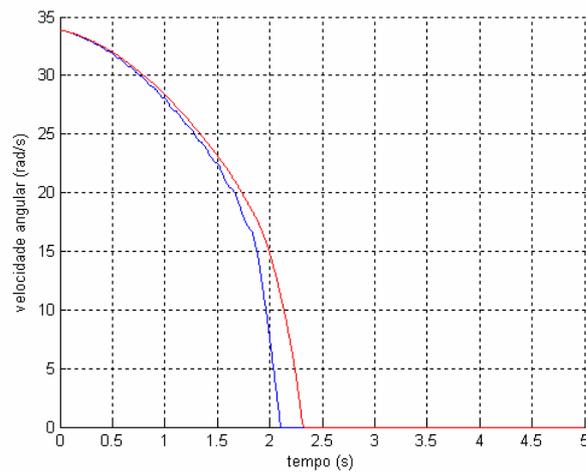


Figura 12 – Gráfico da velocidade angular traseira *versus* tempo.

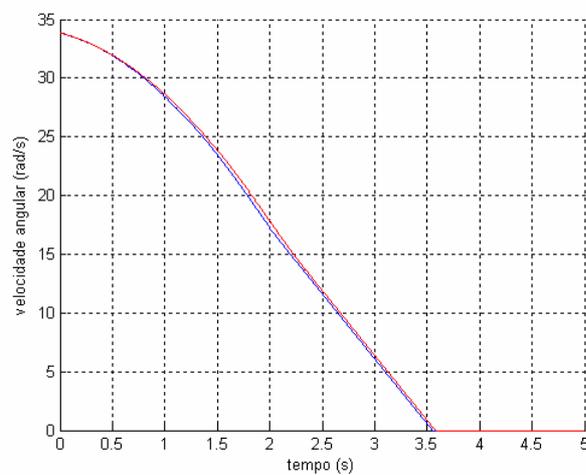


Figura 13 – Gráfico da velocidade angular dianteira *versus* tempo.

O travamento das rodas traseiras é evidenciado no gráfico da figura 12. Isto se deve ao ajuste do freio dissipativo ser igual nos eixos dianteiro e traseiro. A inércia do veículo provoca o aumento da reação vertical dianteira e a redução da reação vertical traseira, e conseqüentemente provocam o mesmo comportamento das forças horizontais de atrito. Na figura 12 é verificada a diminuição mais rápida da velocidade angular da roda traseira do sistema regenerativo em comparação ao sistema com freios tradicionais, devida a ação de mais um torque neste eixo.

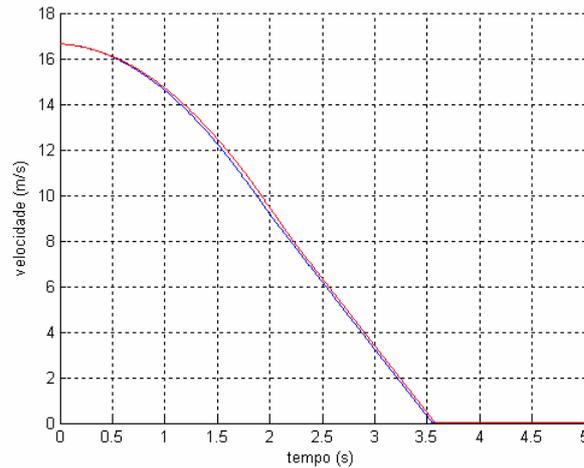


Figura 14 – Gráfico da velocidade *versus* tempo.

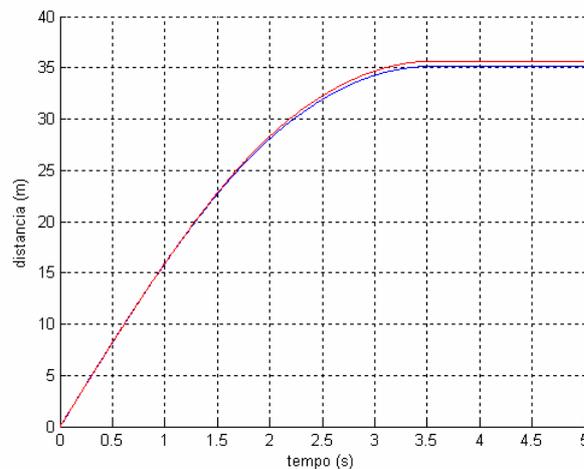


Figura 15 – Gráfico da distância *versus* tempo.

Nas figuras 14 e 15 são apresentados os comportamentos da velocidade e da aceleração do veículo ao longo do tempo. O sistema tradicional foi dimensionado pela restrição imposta de distância de frenagem. A adição do sistema regenerativo faz com que o veículo tenha um comportamento similar, mas pare instantes antes ao sistema tradicional. Isto se deve apenas pela adição de mais um elemento que age como freio no sistema, não representando nenhum ganho em termos operacionais.

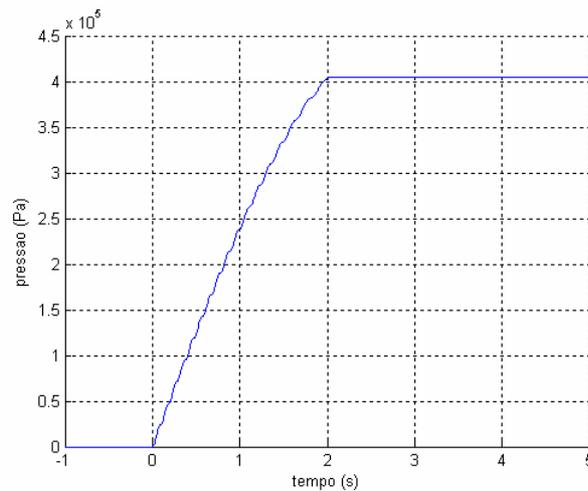


Figura 16 – Gráfico da pressão no tanque *versus* tempo.

Através do gráfico da figura 16 é possível verificar um acúmulo de 0,40MPa no tanque, o equivalente a 4,0 bar. Esta pressão é acumulada no reservatório de 0,1m³. A energia armazenada é calculada através da equação (11), e é igual a 40kJ. A energia cinética total inicial presente no veículo é de 1653kJ, o que representa uma conservação de 2,45% de energia. No próximo ensaio é retirada ação do freio dissipativo nas rodas traseiras e acionado o freio em intervalos de 2s com acionamento durante 1s.

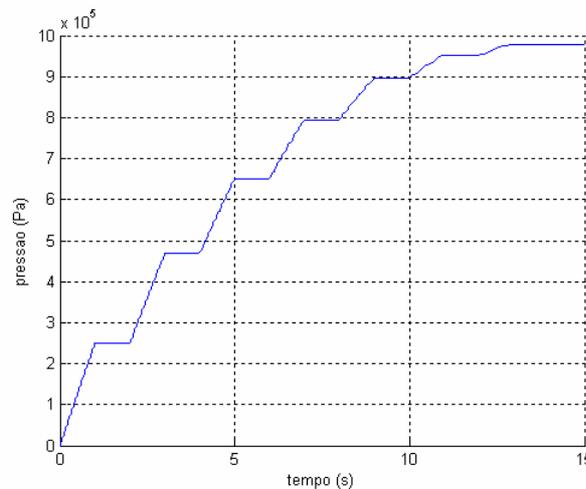


Figura 17 – Gráfico da pressão no tanque *versus* tempo, acionamento “pulsado”.

Como pode ser verificado na figura 17 há o acúmulo de pressão de aproximadamente 0,98 MPa, ou em energia, 98kJ. Isto representa a conservação de 5,92% da energia cinética disponível inicial. A relação correta para o dimensionamento do conjunto compressor – tanque deve ser realizado por uma análise econômica. Vasos de pressão maiores consomem espaço, o que em um ônibus representa desperdício de dinheiro pela diminuição da capacidade de transporte. Já compressores com capacidade de compressão elevada representam um custo elevado. Esta análise não é realizada neste trabalho por envolver fatores extras além dos apresentados. É apresentado o potencial econômico para um determinado ciclo de transporte.

Através do artigo de Freitas, Cardozo e Júnior (2002) é possível determinar o ciclo de transporte para o corredor de ônibus da avenida Assis Brasil, em Porto Alegre. Em média, a distância entre paradas é de 122m. Considerando que o ônibus atinja a velocidade de 40km/h dentro deste percurso ele necessitará de uma distância de aproximadamente 13,18 m, para parar, segundo cálculo do modelo apresentado no trabalho. Este valor representa 10,8% da

distância, e pode ser utilizado como o período utilizado durante a frenagem do veículo. A pressão acumulada calculada é de 0,25 MPa, o que representa 3,37% de energia cinética conservada. Desta maneira, a utilização do sistema regenerativo traz uma economia de 0,36% na redução direta do consumo de combustível do ônibus.

6. CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos utilizando o modelo proposto neste trabalho pode-se concluir que a utilização de um sistema deste tipo reduz em aproximadamente 2,45% o consumo de energia em uma frenagem no caso estudado. Esta energia armazenada pode ser aplicada no acionamento do próprio freio e em acessórios, como o limpador de pára-brisas, o compressor do ar condicionado, no acionamento de portas, etc. Também há o potencial de, até mesmo, melhorar a eficiência do motor do veículo, através da injeção de ar comprimido e aumento da eficiência térmica pela maior taxa de compressão. Uma remodelação no sistema energético veicular é necessária para a utilização desta energia reduzindo a carga aplicada no motor.

É preciso avançar no estudo deste caso. O acionamento do sistema deve ser modificado para o aumento da eficiência através de uma graduação de sua aplicação, que hoje é realizado através de uma embreagem simples. É indicado o estudo para a aplicação do sistema de controle para o não travamento das rodas, possibilitando o aumento da capacidade do compressor. É indispensável a construção de um protótipo e a medição dos desvios apresentados do modelo, realizando novos testes para a otimização do sistema. Alternativas como a utilização de pequenos e múltiplos vasos de pressão espalhados ao longo da estrutura do veículo devem ser consideradas para a garantia da igualdade do funcionamento do freio, independentemente da pressão inicial contida dentro do vaso. No modelo proposto no trabalho o freio tem o seu comportamento em função da pressão presente dentro do vaso de pressão, o que não garante uma padronização do procedimento de frenagem. É necessário também o estudo do sistema veicular global com a nova matriz energética, com ênfase na utilização desta energia pneumática conservada. Deve-se verificar a variação de pressão no vaso devido à vazão de ar utilizada pelos acessórios. Além do cálculo do processo, é necessário verificar a resistência e o dimensionamento dos componentes pelo acréscimo de mais um carregamento para a manutenção dos parâmetros de vida útil.

A eficiência energética consiste em uma das grandes linhas de pesquisa na atualidade, e é necessário para o desenvolvimento sustentável. O avanço no estudo de freios regenerativos é uma imposição e um desafio para pesquisadores e engenheiros, para garantir a sua viabilidade técnica e econômica. Ações neste sentido visam garantir a manutenção de recursos para as gerações posteriores.

7. REFERÊNCIAS

FLINDERS, F., MATHEW, R., OGHANNA, W., **Energy Savings Through Regenerative Braking Using Retrofit Converters**. Central Queensland, Australia: 1995.

FREITAS, S. L. O., CARDOSO, G., JÚNIOR, J. L. F. **Análise das características geométricas de corredores de ônibus: estudo na cidade de Porto Alegre, RS**. Porto Alegre: 2002.

HE, X., HODGSON, J., Modeling and Simulation for Hibrid Electric Vehicles – Part I: Modeling, **IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems**. vol. 3 no. 4. December 2002.

GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL, **Portaria n.º 30**. Brasília: 2004.

MABIE, H. H. LTC **Mecanismos**. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1980.

MACLAY, D., **Two DOF Vehicle Suspension Model**. Cambridge: 1997.

PANAGIOTIDIS, M., DELAGRAMMATIKAS, G., ASSANIS, D., **Development and Use of a Regenerative Braking Model for a Parallel Hybrid Electric Vehicle**. Ann Arbor: 2000.

PERONDI, E. A., GUENTHER, R., **Modelagem de um servoposicionador pneumático com atrito**. Ciência & Engenharia. Uberlândia: , v.12, n.1, p.43 - 52, 2003.

WICKS, F., DONNELLY, K, **Modeling Regenerative Braking and storage for vehicles**. New York: 2002.

8. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BLASKO, V. **Power Conditions and Control of a Regenerative Brake**. Mequon: IEEE, 1998.

CIKANEK, S. R., BAILEY, K. E., **Regenerative Braking System for a Hybrid Electric Vehicle**. Proceedings of the American Control Conference. Anchorage, 2002.

FOX, R. W. MCDONALD, A. T. **Introdução a Mecânica dos Fluidos**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.

GROEHS, A. G., **Mecânica Vibratória**. 2. ed. São Leopoldo: Editora Unisinos, 2001.

HENN, E. L. **Máquinas de Fluido**. Santa Maria: Ed. UFSM, 2001.

HIBBELER, R. C. **Mecânica, Dinâmica**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1999.

PERONDI, E. A., **Introdução à Teoria de Controle Clássico**. Porto Alegre: 2003.

RIBEIRO, S. K., **Emissões e Consumo do Veículo Convencional e VEH: Resultados Medidos**. Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ, 2002.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., **Fundamentos da Termodinâmica**. 5.e.d. São Paulo: Edgard Blücher, 2000.

UERJ, Curso de Matlab 5.1, Introdução à Soluções de Problemas de Engenharia. 2. e.d. Rio de Janeiro: UERJ.

ANEXO A

Diagrama de Blocos de Maclay:

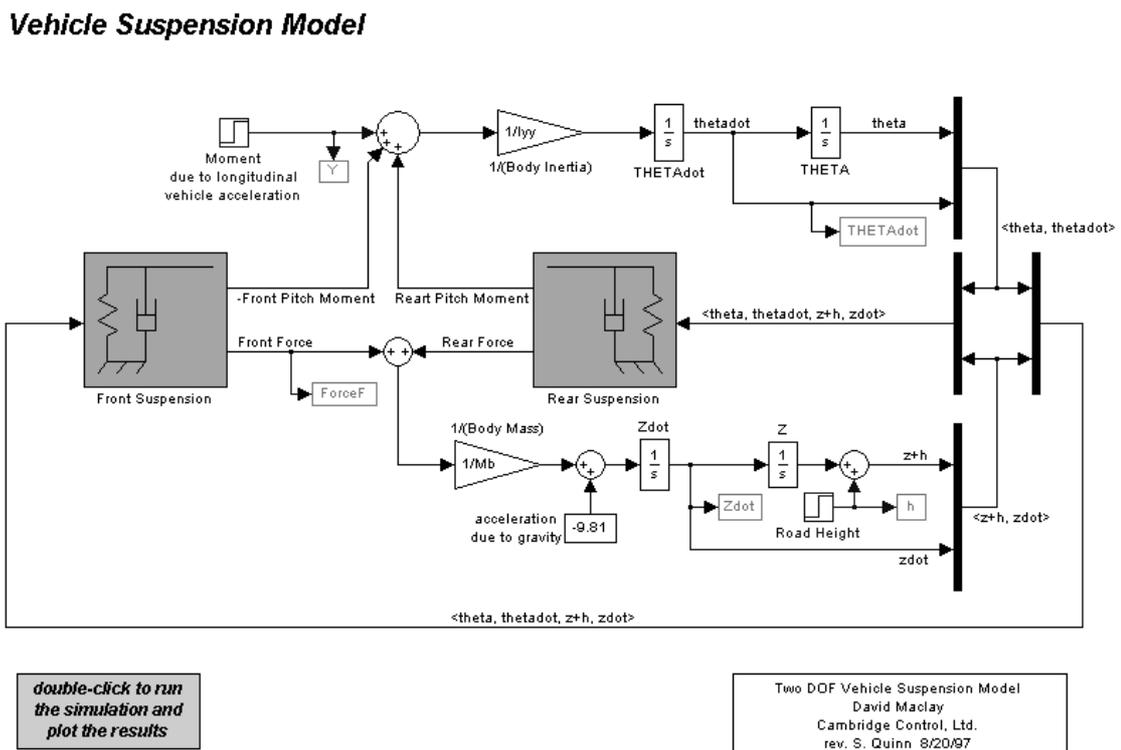


Figura 18 – Diagrama de Blocos da Suspensão de um veículo

ANEXO B

Equação que fornece o torque de frenagem do freio à tambor, segundo Gillespie:

$$T_{ftam} = \left(\frac{\mu e}{m - \mu n} + \frac{\mu e}{m + \mu n} \right) P_a r_r \quad (12)$$

onde “ T_{ftam} ” é o torque devido a ação dos freios à tambor, “ μ ” é o coeficiente de atrito entre o tambor e a lona de freio, “ e ” é a distância perpendicular da força do atuador até o pivô, “ n ” é a distância perpendicular da linha da força de fricção até o pivô, “ m ” é a distância perpendicular da força normal até o pivô, “ P_a ” é a força do atuador e “ r_r ” é o raio do tambor.

ANEXO C

Verificação de conformidade de frenagem.

Texto retirado da Portaria n.º 30 de 22 de janeiro de 2004, emitido pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial – INMETRO.

7.4.3 Eficiência de frenagem

Verificar a distância necessária para frenagem do veículo conforme a Tabela 2 abaixo. Na frenagem, o veículo não deve derivar para nenhum dos lados.

Verificar o empenamento dos discos ou a ovalização dos tambores, pressionando levemente o pedal do freio e, mantendo-se uma baixa velocidade, observar se o pedal oscila.

Verificar o travamento prematuro das rodas traseiras em frenagem.

Tabela 2 - Velocidade x Distância de Frenagem

Categoria	Velocidade (km/h)	Distância de Frenagem (m)
M1	80	50,7
M2	60	36,7
M3	60	36,7
N1	80	61,2
N2	60	36,7
N3	60	36,7

Critério(s) de reprovação: É motivo de reprovação a constatação da(s) seguinte(s) ocorrência(s),

dentre outras previstas em regulamentação específica:

- Distância de frenagem superior à estabelecida na Tabela 2.
- Desequilíbrio de frenagem.