

República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(21) **PI0609859-2 A2**



(22) Data de Depósito: 18/04/2006
(43) Data da Publicação: 11/05/2010
(RPI 2053)

(51) *Int.Cl.*:
B60T 8/17 (2010.01)
B60T 8/172 (2010.01)

(54) Título: **PROTEÇÃO ADAPTATIVA CONTRA DESLIZAMENTO PARA VEÍCULOS DE TRILHOS COM REGULADOR DE ESCORREGAMENTO**

(30) Prioridade Unionista: 28/04/2005 AT A 733/2005

(73) Titular(es): Siemens Transportation Systems Gmbh & Co. KG

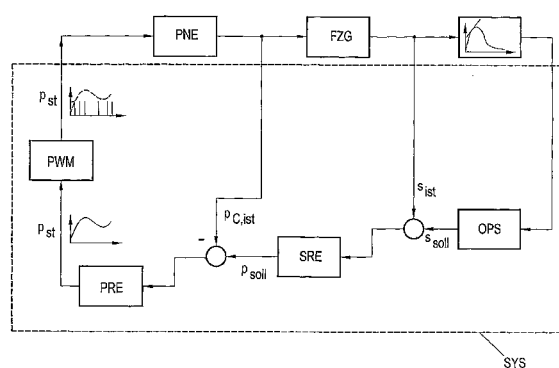
(72) Inventor(es): ANTON STRIBERSKY, THORSTEN STÜTZLE,
UWE VIERECK, WOLFGANG RULKA, WOLFRAM LANG

(74) Procurador(es): Dannemann, Siemsen, Bigler &
Ipanema Moreira

(86) Pedido Internacional: PCT AT2006000155 de 18/04/2006

(87) Publicação Internacional: WO 2006/113954 de 02/11/2006

(57) **Resumo:** PROTEÇÃO ADAPTATIVA CONTRA DESLIZAMENTO PARA VEÍCULOS DE TRILHOS COM REGULADOR DE ESCORREGAMENTO. A presente invenção refere-se a um processo para a adaptação da pressão do cilindro do freio ($p_{c,ist}$; p_{c1} , p_{c2} , p_{c3} , p_{c4}) de um freio pneumático de um veículo de trilhos (FZG), sendo que, durante um processo de frenagem o escorregamento real (s_{ist}) momentâneo é determinado entre, pelo menos, uma roda (2) do veículo de trilhos (FZG) e um trilho (3), além disso, é especificado um escorregamento teórico (s_{soil}) entre a, pelo menos uma, roda (2) e o trilho (3) e, correspondendo ao desvio do escorregamento real (s_{ist}) do escorregamento teórico (s_{soil}) especificado, a pressão do cilindro do freio ($p_{c,ist}$; p_{c1} , p_{c2} , p_{c3} , p_{c4}) é variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimizado. Neste caso, o escorregamento teórico pode se situar opcionalmente na faixa do micro ou do macroescorregamento. No caso de um processo de frenagem estável é determinado um fator de estado do freio e na verdade a partir de medições de velocidades do eixo e de pressões do cilindro do freio.



Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**PROTEÇÃO ADAPTATIVA CONTRA DESLIZAMENTO PARA VEÍCULOS DE TRILHOS COM REGULADOR DE ESCORREGAMENTO**".

5 A invenção presente refere-se a um processo para a adaptação da pressão do cilindro do freio de um freio pneumático de um veículo de trilhos.

Além disso, a invenção refere-se a um regulador de escorregamento para um veículo de trilhos, para a adaptação do escorregamento atual a um escorregamento teórico especificado.

10 A invenção refere-se ainda a um sistema a regulagem que compreende um regulador de escorregamento.

A necessidade de uma proteção contra deslizamento em veículos de trilhos resulta do perigo da parada do eixo repentina e indesejada durante a frenagem de um veículo de trilhos. A fim de iniciar o processo de frenagem, em sistemas de freio pneumático os cilindros de freio pneumáticos
15 são admitidos com uma pressão de controle do freio em cada eixo da roda. O momento de frenagem T_B introduzido dessa forma causa uma aceleração angular negativa das rodas. Com isso, nas superfícies de contato da roda surge uma velocidade relativa Δv entre a roda e o trilho e, com isso, uma
20 força de atrito dependente da velocidade relativa Δv , que retarda o veículo. As relações entre força e momento de torção em um processo de frenagem estão representadas esquematicamente na figura 3. Neste caso, as relações estão representadas com a velocidade relativa normalizada para a velocidade de movimento v , com o denominado escorregamento $s = \Delta v/v$.

25 A força de atrito é o produto entre a solicitação com fecho devido à força f_x , dependendo do escorregamento não linear, e a força de contato da roda, como representado na figura 4. Com escorregamento s crescente a solicitação com fecho devido à força f_x aumenta rapidamente e se reduz lentamente depois de alcançar seu máximo. O valor máximo μ da solicitação
30 com fecho devido à força é maior no caso de trilho seco, e reduz-se nitidamente quando dominam condições meteorológicas ruins. Se o processo de frenagem ocorrer no ramo ascendente de uma curva de escorregamento f_x ,

então ele é estável. No caso da ultrapassagem do máximo por um valor de escorregamento alto demais, o trecho de regulagem torna-se instável - a roda retarda de forma muito rápida e fica parada. Neste caso, surge um trajeto de frenagem prolongado e um ponto plano indesejado na roda.

- 5 A faixa à esquerda do máximo na figura 2 também é designada como "microescorregamento", a faixa à direita do máximo, como "macroescorregamento".

 Sistemas modernos de proteção contra deslizamento em condições meteorológicas diferentes devem evitar, por um lado, a parada do eixo, 10 por outro lado, devem obter uma alta utilização do fecho devido à forma do contato entre a roda e o trilho (e, com isso, um trajeto de frenagem o mais curto possível).

 Sistemas de proteção contra deslizamento de uso comercial de acordo com o estado da técnica utilizam reguladores baseados em conhecimento, que avaliam o estado atual com auxílio de uma avaliação apropriada 15 de grandezas de medição, deduzem a reação adequada de uma tabela decisiva e transformam como sequência de pulsos para as válvulas de proteção contra deslizamento. Para cada série de veículo de trilhos é necessária uma adaptação individual dos muitos parâmetros do regulador, que pode ser 20 realizada somente por especialistas de proteção contra deslocamento com conhecimento técnico e experiência. As viagens de teste necessárias são muito demoradas e dispendiosas.

 É uma tarefa da invenção desenvolver uma proteção contra deslizamento em freios pneumáticos para veículos de trilhos, que possa ser 25 montada e ajustada de forma substancialmente mais simples que a proteção contra deslizamento conhecida do estado da técnica, pelo que os custos e o tempo durante o ajuste podem ser reduzidos. Os trajetos de frenagem obtidos, neste caso, devem ser tão pequenos como os trajetos de frenagem obtidos com os sistemas "convencionais". Pelo menos, os valores especificados 30 pelas regras devem ser mantidos para os trajetos de frenagem.

 Essa tarefa é solucionada com um processo mencionado no início pelo fato de que, de acordo com a invenção, durante um processo de

frenagem o escorregamento real momentâneo é especificado entre, pelo menos, uma roda do veículo de trilhos e um trilho e, além disso, é especificado um escorregamento teórico entre a, pelo menos uma, roda e o trilho, e correspondendo ao desvio do escorregamento real do escorregamento teórico especificado, a pressão do cilindro do freio é variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimizado.

Dessa forma, a pressão do cilindro do freio para um processo de frenagem pode ser variada de modo essencialmente mais simples que a pressão conhecida do estado da técnica, e não são necessários quaisquer outros, ou são necessários somente pequenos ajustes adicionais no sistema de regulação.

Em princípio, o processo de acordo com a invenção funciona bem, quando um valor ajustado de modo fixo é especificado para o escorregamento teórico. Porém, o processo ainda pode ser aperfeiçoado substancialmente se, o valor para o escorregamento teórico puder ser especificado de modo variado, e assim, é possível uma adaptação constante do escorregamento teórico às condições atuais. O processo funciona de forma otimizada se, o escorregamento teórico for determinado no contexto de uma busca de escorregamento otimizado.

O escorregamento teórico pode ser escolhido na faixa do micro-escorregamento, mas também na faixa do macroescorregamento, como ainda será discutido de forma aprofundada mais tarde.

É apropriado se, o escorregamento real for medido permanentemente durante o processo de frenagem todo. Em geral, porém, para a regulação de escorregamento é necessária uma medição permanente do escorregamento real durante o processo de frenagem todo.

Como, da mesma forma, ainda será discutido mais abaixo, de forma aprofundada, mais tarde, no caso de uma forma de execução concreta da invenção é vantajoso se, adicionalmente a pressão do cilindro do freio real for medida, além disso, com auxílio do desvio do escorregamento real pelo escorregamento teórico especificado, for determinada uma pressão do

cilindro do freio teórica, e a pressão do cilindro do freio real for variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimizado.

Além disso, a fim de possibilitar, de modo simples, uma adaptação da regulação da pressão do cilindro do freio de acordo com a invenção aos diversos tipos de veículo e espécies de veículo, a invenção se refere ainda a um processo para a adaptação do fator de transmissão K_R de um regulador de escorregamento, em função de, pelo menos, um parâmetro específico do veículo. Para isso, no caso de um processo de frenagem estável é feita a medição sobre um trilho, em essência, plano e reto de modo contínuo da velocidade do eixo ω e a pressão do cilindro do freio p_c de um jogo de roda com o raio de rolamento R , e disso é determinado o parâmetro específico do veículo, denominado fator de estado do freio ξ correspondente à seguinte relação:

$$\xi = - R \omega_i / p_{c,i}$$

Com um outro processo descrito no contexto dessa invenção, como a seguir, para a adaptação do fator de transmissão K_R de um regulador de proteção contra deslizamento, a adaptação do fator de transmissão do regulador deve ser realizada de modo muito simples. Um processo estável de frenagem de teste é suficiente para determinar o fator de estado do freio. Isto significa uma vantagem substancial em relação à adaptação de reguladores baseados no conhecimento, na qual precisam ser definidas novamente muitas entradas diferentes de uma grande tabela por uma infinidade de viagens experimentais.

A fim de obter uma adaptação otimizada está previsto empregar exclusivamente os valores de medição de um processo de frenagem estável.

Além disso, é vantajoso se, durante a medição das velocidades do eixo ocorrer em q eixos e a medição das pressões do cilindro do freio ocorrer em l eixos, com o que pode ser usada a seguinte relação, para a determinação do fator de estado do freio (ξ):

$$\xi = -R \frac{\frac{1}{q} \sum_{i=1}^q \dot{\omega}_i}{\frac{1}{l} \sum_{i=1}^l p_{C,i}} .$$

Dessa forma, as distorções do cálculo da rotação da roda sobre a velocidade de viagem podem ser minimizadas, pelo fato de que, na equação de identificação implementada for empregado o valor médio sobre todos os eixos do veículo de trilhos.

- 5 Em uma forma de execução concreta, para m instantes diferentes são registrados valores de medição, que são determinados para os fatores de estado do freio $\xi(k)$ pertencentes aos instantes, e uma formação de valor médio dos fatores de estado do freio $\xi(k)$ é realizada:

$$\bar{\xi} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \xi(k) .$$

- 10 Uma adaptação do fator de transmissão ($K_{R,i}$) de um regulador de escorregamento (SRE) ocorre de um veículo de referência para um outro veículo com emprego do fator de estado de frenagem, correspondente à relação é calculado

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \xi' / \xi$$

- 15 sendo que, $K'_{R,i}$ é o fator de transmissão do regulador conhecido de um veículo de referência, e ξ' é o fator de estado do freio do veículo de referência.

Um refinamento da adaptação do fator de estado do freio ainda pode ser obtido se, no caso da existência de um valor de medição atual para a massa do veículo total for empregada a seguinte relação:

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \xi' M / \xi M_0$$

- 20 sendo que, M é a massa do veículo de trilhos atual e M_0 é a massa, que o veículo de trilhos apresenta durante a determinação do fator de estado do freio ξ .

A seguir, a invenção será esclarecida em detalhes, com auxílio do desenho. Nesse desenho são mostradas:

- 25 figura 1 uma representação esquemática de um sistema

- de regulagem de acordo com a invenção,
- figura 2 o decurso esquemático da velocidade de um veículo de trilhos e de outras grandezas relevantes durante um processo de frenagem,
- 5 figura 3 uma representação esquemática das relações de força e do momento de torção em um modelo de veículo de ordem n ,
- figura 4 o traçado não linear de uma curva de escorregamento de solicitação com fecho devido à força típica, esquemática durante o início da frenagem e durante a frenagem, provocada por efeitos de condicionamento,
- 10 Figuras 5a e 5b planos de atuação para o esclarecimento da estrutura do sistema de regulagem,
- Figuras 6a e 6b planos de atuação para o esclarecimento da adaptação do fator de transmissão do regulador por meio do fator de estado do freio,
- 15 figura 7 valores de medição das velocidades da roda e pressões do cilindro do freio de um veículo de trilhos real e os fatores de estado do freio calculados disso, e
- 20 figura 8 um exemplo de execução da realização do processo para a adaptação do fator de transmissão de um regulador de proteção contra deslizamento.

Para as outras discussões serão empregadas as seguintes denominações:

- 25 A_K superfície do êmbolo do cilindro do freio
- f_x solicitação com fecho devido à força
- g aceleração de gravidade
- I_ω momento de inércia do jogo da roda
- K grandeza numérica para instantes de medição
- 30 K_R fator de transmissão do regulador
- l número de jogos da roda com medição da pressão do cilindro de freio

	m	número de instantes de medição
	M	massa total do veículo de trilhos
	M_0	massa total do veículo de trilhos no instante do processo de frenagem
5	n	número de jogos da roda
	n_z	número de cilindros do freio por eixo
	p_c	pressão do cilindro do freio
	q	número de jogos da roda com medição da velocidade do eixo
	r_m	raio de atrito médio
10	R	raio da roda
	s	escorregamento
	T_B	momento de frenagem
	u	grandeza de entrada do sistema "dinâmico entre trilho e roda"
	$\ddot{u}_G$	transmissão do sistema de alavancas total
15	v	velocidade do veículo
	V_G	velocidade de deslizamento
	y	grandeza de ajuste do regulador
	η_G	grau de atuação do sistema de alavancas
	λ	fator de rotação
20	μ	máxima solicitação com fecho devido à força
	μ_B	valor médio de atrito da pastilha do freio
	ξ	fator de estado do freio
	π	relação entre grandeza de ajuste do regulador e pressão do cilindro do freio
25	ρ	algoritmo de regulação sem fator de transmissão do regulador
	ω	velocidade do eixo

Índices como "i" designam a grandeza numérica para os jogos da roda ou está indicado "soll/ teórica" para a grandeza de guia. O sinal " ' "colocado acima designa o regulador de referência.

30 A figura 1 mostra esquematicamente um sistema de regulação SYS de acordo com a invenção, para a regulação de acordo com a invenção da pressão do cilindro do freio $p_{c,ist}$ de um freio pneumático PNE (ver

também figura 8 com as pressões do cilindro do freio $p_{c,1}$, $p_{c,2}$, $p_{c,3}$, $p_{c,4}$).

Durante um processo de frenagem, é determinado no veículo de trilhos FZG o escorregamento real s_{ist} momentâneo entre, pelo menos, uma roda 2 do veículo de trilhos e um trilho 3 (ver também figura 3) e está disponível como sinal contínuo no tempo. Além disso, é especificado um escorregamento teórico s_{soll} entre a roda 2 e o trilho 3.

Correspondendo ao desvio do escorregamento real s_{ist} do escorregamento teórico s_{soll} especificado, a pressão do cilindro do freio $p_{c,ist}$ é variada e, com isso, o momento de frenagem, de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimizado levando em consideração as interferências do sistema real.

Um regulador em cascata contínuo representa o núcleo do sistema de regulação SYS de acordo com a invenção. Central é a regulação de escorregamento SRE descrita acima, que trabalha de acordo com um processo de PIDT (regulador linear), e correspondendo ao escorregamento teórico s_{soll} especificado, e ao escorregamento real s_{ist} atual, determina uma pressão teórica do cilindro do freio p_{soll} . No regulador de pressão do sistema de regulação SYS colocado embaixo, a partir da diferença dessa pressão teórica do cilindro do freio p_{soll} e da pressão do cilindro $p_{c,ist}$ medida é determinado o sinal da pressão de controle do freio p_{st} que corresponde, por exemplo, à alteração necessária da pressão do cilindro. Caso necessário, um módulo de gerador em seqüência de ligação PWM ligado posteriormente transforma o sinal contínuo de controle da pressão p_{st} em um sinal discreto modulado do eixo de pulso, para o controle das válvulas de proteção contra deslizamento. O sinal pulsado pode assumir somente os valores "0" ou "1", o qual é interpretado pelas válvulas pneumáticas como "abrir" ou "fechar".

O escorregamento teórico s_{soll} pode ser especificado fixamente - de preferência, porém, durante o processo de frenagem diversos valores são ajustados para o escorregamento teórico s_{soll} . É particularmente vantajoso se, o escorregamento teórico s_{soll} for determinado por um dispositivo de busca de escorregamento otimizado OPS correspondente, que está sobreposto ao regulador de escorregamento propriamente dito e, do mesmo modo, pos-

sui a velocidade de rotação ω_i do jogo da roda i como entrada, ver figura 1. Uma forma de procedimento para a determinação do escorregamento otimizado é conhecida, por exemplo, de U. Kiencke, Realtime Estimation of Adhesion Characteristic between Tyres and Road, Proceedings of the IFAC World Congress, vol. 1, páginas de 15 – 18, Sydney, July 1993.

Por conseguinte, o sistema de regulação SYS de acordo com a invenção é constituído, em essência, de um regulador em cascata contínuo com o regulador de escorregamento SRE linear central, um circuito de regulação de pressão PRE que pode ser ligado opcionalmente, bem como, com uma especificação de valor teórico sobreposta, e um dispositivo de busca de escorregamento otimizado OPS sobreposto opcionalmente (escorregamento otimizado é aquele escorregamento, no qual ocorre a utilização com fecho devido à força melhor possível) e um gerador de seqüência de ligação ligado posteriormente. As grandezas de entrada desse sistema de regulação SYS são o número de rotações atual do eixo ω e a velocidade do veículo v para a determinação do escorregamento s_{ist} . A grandeza de partida é o sinal de pressão de controle do freio p_{ist} . Em geral, o sinal de pressão de controle do freio p_{st} é gerado como modelo pulsado, condicionado pelas válvulas pneumáticas já existentes.

Como também pode ser depreendido da figura 8, em geral um sistema de regulação desse tipo está previsto para o(s) freio(s) de cada eixo de um veículo de trilhos. Em princípio, porém, também seria possível que, um sistema de regulação estivesse especificado para vários eixos ou freio(s) de vários eixos.

Através da regulação de pressão colocada embaixo, a pressão do cilindro do freio pode ser mantida mais exata na pressão teórica, o que minimiza o número de retirada do freio da roda e, com isso, conduz a um gasto de ar pequeno e pode levar a curtos trajetos de frenagem - todavia, são necessárias válvulas pneumáticas com sensores de pressão do cilindro.

A figura 2 mostra, a título de exemplo, um processo de frenagem de um veículo de trilhos, mediante o emprego de um regulador de escorregamento SRE ou de um sistema de regulação SYS de acordo com a inven-

ção. Estão representadas a velocidade v do veículo, a velocidade periférica ωR da roda e o trajeto de frenagem BWE. Como pode ser bem reconhecido, no início a velocidade periférica ωR da roda diminui de modo mais intenso que a velocidade do veículo v . A fim de evitar que, a roda seja freada em uma velocidade de zero (deslizamento indesejado), a pressão do freio é reduzida de modo correspondente, de tal modo que a velocidade periférica da roda pode aumentar novamente. Em seguida, a pressão do freio pode ser aumentada novamente etc.

Como pode ser bem reconhecido, em particular, no caso de velocidades baixas, portanto, próximas à parada do veículo, é particularmente importante que, uma regulação muito exata da pressão do freio ocorra, a fim de evitar um deslizamento das rodas. De modo correspondente, nessa faixa a velocidade periférica das rodas é mantida próxima à velocidade do veículo.

A figura 4 mostra o traçado não linear da curva de escorregamento de solicitação com fecho devido à força. A força de atrito é o produto entre a solicitação não linear com fecho devido à força f_x dependente do escorregamento, como representado na figura 4, e a força de levantamento da roda. Com aumento do escorregamento s , a solicitação com fecho devido à força f_x sobe rapidamente e diminui lentamente após o alcance de seu máximo. O valor máximo μ da solicitação com fecho devido à força é maior com trilho seco, e se reduz nitidamente, se predominarem condições meteorológicas ruins. Se o processo de frenagem ocorrer em um ramo ascendente de uma curva de escorregamento f_x , então ele é estável. No caso da ultrapassagem do máximo por um valor de escorregamento alto demais, o trecho de regulação é instável a roda retarda muito rápido e fica parada.

Se o processo de frenagem ocorrer à esquerda do máximo ("microescorregamento", $s < s_{\max}$) então a roda permanece estável. Em processos de frenagem à direita do máximo, ("macroescorregamento", $s > s_{\max}$) a roda é, em princípio, estável, isto é, ela retarda muito rápido e fica finalmente parada, enquanto que, ao mesmo tempo, a massa inerte do veículo de trilhos continua a se movimentar com uma velocidade maior que zero. A con-

seqüência é uma formação de pontos planos.

5 Durante um processo de frenagem, através da velocidade relativa Δv e das forças de atrito ou do calor provocados por ela surge uma alteração do comportamento do material. Além disso, as rodas que correm à frente limpam o trilho para os eixos que correm atrás. Esse comportamento é designado como efeito de condicionamento e causa que, a curva com fecho devido à força se levante em seu nível durante um processo de frenagem, como representado na figura 4 (linha cheia em um instante t_1 "antes" do surgimento e linha tracejada para f_x em um instante t_2 "após" o surgimento de efeitos de condicionamento).

10 O sistema de regulagem SYS de acordo com a invenção trabalha na faixa de macroescorregamento e na faixa de microescorregamento estável, sem que o processo de frenagem seja instável e que a roda fique parada.

15 Certamente a operação na faixa do microescorregamento oferece algumas vantagens, como um processo de frenagem que poupa bastante o desgaste ligado com alto conforto (menos atividades da válvula). Devido à curva que sobe bem íngreme nessa área, certamente são necessárias medidas extremamente exatas das grandezas de entrada.

20 Uma tal medição exata das grandezas de entrada não é necessária para a regulagem no macroescorregamento, em particular, na parte plana das curvas características. Além disso, devido aos altos valores de escorregamento, são ativados os efeitos de condicionamento mencionados acima, que durante uma frenagem elevam de forma significativa os valores para a solicitação com fecho devido à força f_x . Com isso, podem ser transmitidas forças de frenagem substancialmente mais altas e, com isso, os trajetos de frenagem são encurtados.

25 Na comparação com um sistema de proteção contra deslizamento convencional, em experiências de viagem com a regulagem de acordo com a invenção na faixa de macroescorregamento pode ser constatado um consumo de ar menor dos freios pneumáticos, e pode ser alcançada uma potência de freio nitidamente melhor.

A seguir, ainda será aprofundado, em detalhes, nos princípios básicos que servem de base à invenção, e ainda devem ser examinados em detalhes outros aspectos vantajosos da invenção.

5 Como já foi mencionado, ao invés de um regulador de campo característico, como conhecido do estado da técnica, é empregado um regulador SRE convencional com o escorregamento s ou com a velocidade relativa Δv (diferença das velocidades absolutas de veículo e roda) como grandeza de regulação.

10 A tarefa de manter pequeno o dispêndio de ajuste em diversos tipos de veículo é obtida por meio de duas estratégias. Por um lado, através de um projeto de regulação robusto são definidas as constantes de tempo do dispositivo de regulação e da filtragem de sinal, de tal modo que, a proteção contra deslizamento trabalha de forma estável para uma extensa gama de tipos de veículos desde uma locomotiva até o metrô. Alguns desses
15 parâmetros como, por exemplo, massa do veículo, a constante de tempo do sistema pneumático e o fator de transmissão K'_R do regulador são *adaptativos*, isto é, são parâmetros do algoritmo de regulação específicos do veículo. Esses parâmetros são definidos durante a entrada em operação ou a partir de grandezas de medição de manobras do freio de teste objetivas.

20 A manobra do freio de teste é realizada com o veículo de trilhos em uma seção da plataforma plana e reta, sendo que, durante o processo de frenagem nenhum dos eixos pode ser instável em virtude das relações meteorológicas predominantes. Para a duração do processo de frenagem os retardamentos do eixo ω , bem como, as pressões do cilindro do freio (pressões de C) $p_{c,i}$ são medidas continuamente. Dos valores de medição pode
25 ser determinado o fator de transmissão ξ entre pressão do cilindro do freio e retardamento do veículo com raio da roda R conhecido. O fator de transmissão ξ que, a seguir, será chamado fator de estado do freio, compõe-se de todos os parâmetros relevantes do sistema do freio e do veículo. Se para um
30 veículo de trilhos com o fator de estado do freio ξ' existir um regulador convencional com o fator de transmissão K'_R , então para um outro veículo de trilhos com o fator de estado do freio ξ pode ser adaptado o fator de trans-

missão do mesmo regulador por meio da relação

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \xi'/\xi \quad (1).$$

Com um processo para a adaptação do fator de transmissão de um regulador de proteção contra deslizamento, descrito com mais detalhes no contexto dessa invenção, como a seguir, a adaptação do fator de transmissão do regulador pode ser realizada de modo muito simples, pois é suficiente um processo de frenagem estável para definir o fator de estado do freio. Isto significa uma vantagem substancial em relação à adaptação dos reguladores baseados em conhecimento, na qual muitas entradas diferentes de uma grande tabela precisam ser definidas novamente por uma infinidade de viagens experimentais.

A figura 3 mostra as relações de força e do momento de torção em um modelo de veículo de ordem n . A parte de ordem n do corpo do veículo de trilhos 1 está ligada com a roda 2 freada do eixo i , que se movimenta sobre o trilho 3. Aplicando-se o jogo de impulso e de torção sobre o modelo mostrado, então obtém-se as equações (2) e (3).

A composição das equações de movimento para o modelo de veículo de ordem n de um veículo com n eixos fornece:

$$\dot{v} = \frac{n}{M} \left[- \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f_{x,i}(s_i) \right) \frac{M}{n} g \right] = -g \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f_{x,i}(s_i) \quad (2)$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{\omega}} \left[R f_{x,i}(s_i) \frac{M}{n} g - T_{B,i} \right] \quad i = 1, \dots, n \quad (3)$$

A velocidade do veículo v e a velocidade do eixo, do eixo ω_i de ordem i estão acopladas entre si através da relação de escorregamento não linear:

$$s_i = \frac{\frac{v}{R} - \omega_i}{\frac{v}{R}} \quad (4)$$

A derivada da equação (4) em relação ao tempo resulta

$$\dot{s}_i = \frac{1}{v} [\dot{v}(1 - s_i) - R \dot{\omega}_i] \quad (5)$$

A substituição das equações (2) e (3) em (5) fornece

$$\dot{s}_i = \frac{1}{v} \left[g \left((s_i - 1) \left(\frac{1}{n} \sum_{l=1}^n f_{x,l}(s_i) \right) - \frac{R^2 M}{I_\omega n} f_{x,i}(s_i) \right) + \frac{R}{I_\omega} \dot{T}_{B,i} \right] . \quad (6)$$

Com isto é encontrada uma equação diferencial não linear para o comportamento dinâmico do escorregamento. Com o fator de rotação λ usual na técnica para veículo de trilhos, para o qual no modelo de veículo de ordem n vale

$$\lambda = 1 + \frac{I_\omega n}{MR^2} \quad (7)$$

5 da equação (6) resulta

$$\dot{s}_i = \frac{1}{v} \left[g \left((s_i - 1) \left(\frac{1}{n} \sum_{l=1}^n f_{x,l}(s_i) \right) - \frac{1}{\lambda - 1} f_{x,i}(s_i) \right) + \frac{\lambda}{\lambda - 1} u_i \right] . \quad (8)$$

A grandeza u_i introduzida nova na equação (8), é a grandeza de entrada de um sistema descrito através das equações (2) e (8), que representa o sistema dinâmico entre trilho e roda. Da comparação da equação (8) com a (6) obtém-se

$$u_i = \frac{n}{\lambda MR} T_{B,i} . \quad (9)$$

10 Em um sistema de freio pneumático, com referência ao ponto de trabalho, o momento de frenagem do eixo de ordem i resulta tipicamente para

$$T_{B,i} = r_m \mu_B \eta_G \ddot{u}_G n_Z A_K p_{C,i} . \quad (10)$$

O emprego da equação (10) na equação (9) fornece uma relação entre u_i e a pressão do cilindro do freio $p_{C,i}$

$$15 \quad u_i = \frac{n}{\lambda MR} r_m \mu_B \eta_G \ddot{u}_G n_Z A_K p_{C,i} . \quad (11)$$

Os parâmetros específicos do veículo que ocorrem na equação (11) são reunidos no denominador fator de estado do freio ξ .

$$\xi = \frac{n}{\lambda MR} r_m \mu_B \eta_G \ddot{u}_G n_Z A_K . \quad (12)$$

Mais abaixo é mostrado que, o fator de estado do freio ξ pode ser determinado de valores de medição das velocidades de roda e das pressões do cilindro do freio durante um processo de frenagem.

20 O sistema deve ser regulado por meio de um regulador de escorregamento. Uma vez que a grandeza de ajuste γ do regulador exerce

influência sobre o sistema de freio do veículo de trilhos, a pressão do cilindro do freio $p_{c,i}$ é uma função $\pi(\gamma)$ da grandeza de ajuste do regulador γ .

$$p_{c,i} = 1 \cdot \pi_i(\gamma_i) \quad (13)$$

É suposto que, o sistema de freio, com o dispositivo de proteção
5 contra deslizamento apresenta um fator de transmissão de 1 entre a grandeza de ajuste γ e a pressão do cilindro do freio $p_{c,i}$.

Para um fator de estado de frenagem ξ' escolhido, isto é, para um certo tipo de veículo de trilhos ou em geral

$$\xi' = 1 \frac{m}{s^2 \text{ Pa}},$$

deve ser projetado um regulador de referência, de preferência, com métodos
10 do projeto de regulador robusto, a fim de, por exemplo, obter robusteza da regulagem em relação às relações com fecho devido à força variáveis no contato entre a roda e o trilho, e em relação às alterações no comportamento no tempo do aumento da pressão nos cilindros do freio. Com relação ao seu ponto de trabalho, o algoritmo de regulagem obtido deste modo irá possuir a
15 forma

$$y_i = K'_{R,i} \cdot \rho_i(s_{\text{sol},i} - s_i) \quad \text{für } \xi' \quad (14)$$

nela $K'_{R,i}$ significa o fator de transmissão do regulador do eixo de ordem i , e ρ_i uma função escolhida de modo apropriado com respeito à meta de regulagem, cuja função é dependente do desvio de regulagem $s_{\text{sol},i} - s_i$.

20 A adaptação do fator de transmissão do regulador para uma outra série de veículo de trilhos com um fator de estado de frenagem ξ diferente de ξ' , mas com as mesmas ou maiores frequências próprias do sistema dinâmico do veículo ocorre de acordo com a equação (1) através da multiplicação do fator de transmissão do regulador $K'_{R,i}$ com o quociente dos fatores
25 de estado do freio ξ'/ξ . Neste caso, o algoritmo de regulagem adaptado é

$$y_i = K_{R,i} \cdot \rho_i(s_{\text{sol},i} - s_i) \quad \text{mit } K_{R,i} = K'_{R,i} \frac{\xi'}{\xi} \quad (15)$$

Se ao invés de uma regulagem de escorregamento for considerada uma regulagem de velocidade de deslizamento, então, para a adaptação do fator de transmissão do regulador vale a mesma relação. A velocidade de deslizamento é definida como

$$v_{G,i} = v - R \omega_i \quad (16)$$

Se for usada esta relação ao invés da equação (4), então para o sistema dinâmico da velocidade de deslizamento vale

$$\dot{v}_{G,i} = -g \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f_{x,i}(v_{G,i}) + \frac{1}{\lambda-1} f_{x,i}(v_{G,i}) \right) + \frac{\lambda}{\lambda-1} u_i \quad (17)$$

5 e o algoritmo de regulação a ser usado como referência tem, em relação ao seu ponto de trabalho, a forma

$$y_i = K'_{R,i} \cdot \rho_i(v_{G,soll,i} - v_{G,i}) \quad \text{für } \xi' \quad (18)$$

De modo correspondente, o algoritmo de regulação adaptado à série de veículo é

$$y_i = K_{R,i} \cdot \rho_i(v_{G,soll,i} - v_{G,i}) \quad \text{mit } K_{R,i} = K'_{R,i} \frac{\xi'}{\xi} \quad (19)$$

A seguir será explicado como o fator de estado de frenagem ξ pode ser obtido através de um processo de frenagem. Deve ser assegurado que, o processo de frenagem ocorra em um trilho o mais plano e reto possível, e que durante a frenagem nenhum dos n eixos fiquem instáveis. Se estas exigências forem preenchidas, além disso, será suposto que, em todos os n eixos existe aproximadamente o mesmo fecho devido à força f_x e está aplicado aproximadamente o mesmo momento de frenagem $T_{B,i}$ (equipagem de freio pneumática igual ou muito parecida em todos os n eixos). As equações de movimento (2) e (3) do modelo de veículo de ordem n ficam simplificadas para

$$\dot{v} = -g f_x \quad (20)$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{\omega}} \left[R f_x \frac{M}{n} g - T_{B,i} \right], \quad i = 1, \dots, n. \quad (21)$$

20 A equação (20) pode ser reorganizada para f_x e com a aproximação $v \approx R \omega_i$ com retardamento lento e escorregamento pequeno obtém-se:

$$f_x = -\frac{R \dot{\omega}_i}{g} \quad (22)$$

A substituição da equação (22) na equação (21) resulta

$$\left(1 + \frac{MR^2}{I_o n}\right) \dot{\omega}_i = -\frac{1}{I_o} T_{B,i} \quad (23)$$

Com o emprego do fator de rotação λ da equação (7) da equação (23) tem-se

$$\dot{\omega}_i = -\frac{1}{R} \frac{n}{\lambda MR} T_{B,i} \quad (24)$$

$$= -\frac{1}{R} \xi p_{C,i} \quad (25)$$

A solução da equação (25) de acordo com o fator de estado de frenagem ξ resulta

$$\xi = -\frac{R \dot{\omega}_i}{p_{C,i}} \quad (26)$$

- 5 Com isto foi encontrada uma regra de cálculo para a determinação do fator de estado de frenagem ξ . Se forem medidas velocidades do eixo em q eixos, e registradas pressões do cilindro do freio em l eixos, então, de preferência, os valores de medição devem ser divididos ao meio pelos dos eixos. Com isto obtém-se uma regra de cálculo ampliada para a determinação do fator de estado de frenagem ξ :
- 10

$$\xi = -R \frac{\frac{1}{q} \sum_{i=1}^q \dot{\omega}_i}{\frac{1}{l} \sum_{i=1}^l p_{C,i}} \quad (27)$$

Se, para diversos instantes k , com $k = 1, \dots, m$, na fase estacionária do processo de frenagem, o fator de estado de frenagem for calculado de acordo com a equação (27), recomenda-se finalmente uma média destes valores $\xi^{(k)}$

$$\bar{\xi} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \xi^{(k)} \quad (28)$$

- 15 De acordo com a equação (12) o fator de estado de frenagem ξ é composto de uma multiplicidade de parâmetros específicos do veículo. Estes parâmetros podem se alterar ao longo do período de operação de um veículo de trilhos. Por exemplo, são desgastadas pastilhas de freio, etc. Portanto, é recomendável realizar, de tempos em tempos, a adaptação do fator

de transmissão do regulador de acordo com a equação (1) para um e o mesmo veículo de trilhos.

Em alguns tipos de veículos de trilhos a massa do veículo é determinada durante a operação. Uma vez que, de acordo com a equação (12), o fator de estado de frenagem ξ depende da massa do veículo de trilhos, a informação da massa momentânea pode ser usada para refinar o regulamento de adaptação (1) através da inclusão da massa:

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \frac{\xi'}{\xi} \frac{M}{M_0} \quad (29)$$

Neste caso, M é a massa momentânea do veículo de trilhos e M_0 é a massa que o veículo de trilhos possuía no instante do processo de frenagem para a determinação de ξ .

A figura 5a mostra agora o plano de atuação do trecho de regulagem "jogo de roda i ". O trecho de regulagem, representado como membro de transmissão entre o momento de frenagem $T_{B,i}$ (grandeza de entrada) e o escorregamento s_i (grandeza de saída), pode ser registrado como ligação em série de um membro de transmissão "sistema dinâmico entre trilho e roda" 4 e de um membro proporcional 5. O membro de transmissão "sistema dinâmico entre trilho e roda" 4 descreve o comportamento de transmissão entre a grandeza de entrada u_i e o escorregamento s_i e, no modelo de veículo de ordem n é descrito através das duas equações diferenciais (2) e (8). A equação (9) representa o membro proporcional 5.

A figura 5b mostra o plano de atuação do trecho de regulagem "jogo de roda i com sistema de freio". A grandeza de entrada trecho de regulagem é a pressão do cilindro do freio $p_{C,i}$. Neste caso, o membro proporcional ligado antes do membro de transmissão "sistema dinâmico entre trilho e roda" 4 possui o fator de transmissão ξ de acordo com as equações (11) e (12). O fator de transmissão ξ também é denominado fator de estado de frenagem.

A figura 6a mostra o trecho de regulagem "jogo de roda i com sistema de freio" de um veículo de trilhos de referência 7, agora acomodado em um circuito de regulagem fechado para a regulagem do escorregamento

s_i em relação à grandeza de guia $s_{soll,i}$. Para o sistema dinâmico entre trilho e roda 7 do veículo de trilhos de referência com o fator de estado de frenagem ξ (número de referência 8) foi projetado um regulador de referência 10 com o fator de transmissão $K'_{R,i}$. A relação entre a grandeza de ajuste y_i e a pressão do cilindro do freio $p_{C,i}$ está representada através do bloco de transmissão 9 (cilindro do freio com válvulas de proteção contra deslizamento do veículo de referência).

A figura 6b mostra o circuito de regulagem com o trecho de regulagem "jogo de roda i com sistema de freio" de um veículo de trilhos com o fator de estado de frenagem ξ (número de referência 6) para o qual o regulador deve ser adaptado. O regulador 12 adaptado possui o fator de transmissão de acordo com a equação (15). O cilindro do freio, com válvulas de proteção contra deslizamento está provido do número de referência 11, 4 designa o sistema dinâmico entre trilho e roda do veículo.

A figura 7 mostra um diagrama com valores de medição das quatro velocidades periféricas da roda Rw_1 , Rw_2 , Rw_3 e Rw_4 , bem como, das duas pressões do cilindro do freio por armação de rotação $p_{C,1\&2}$ e $p_{C,3\&4}$. Os valores foram medidos em um veículo de trilhos real. O diagrama inferior mostra o valor do fator de estado de frenagem ξ , calculado a partir dos valores de medição na faixa de tempo do processo de frenagem estacionário de acordo com a equação (27) ou (28). Para o valor médio resulta

$$\bar{\xi} = 0,46 \frac{\text{m}}{\text{s}^2 \text{ bar}}.$$

Com auxílio de um exemplo de execução, a figura 8 mostra como o processo de acordo com a invenção pode ser empregado em um veículo de trilhos de quatro eixos. O cilindro do freio 15 produz uma força de frenagem que atua sobre o freio do disco 14 através do sistema de alavanca do freio com pastilhas do freio 16. Deste modo, surge um momento de frenagem que atua sobre o jogo de roda 13. A pressão do cilindro do freio resulta da pressão de controle do freio, que existe no cilindro do freio 15 através do condutor do freio 17 e das válvulas de proteção contra deslizamento 18. Um sensor de pressão 19 coloca à disposição do regulador de proteção

- contra deslizamento 21 (corresponde ao sistema de regulação SYS da figura 1) valores de medição da pressão do cilindro do freio. Além disso, o regulador de proteção contra deslizamento 21 recebe valores de medição da velocidade do eixo através do transmissor de impulso 20. O regulador de proteção contra deslizamento 21 ajusta as válvulas de proteção contra deslizamento 18. No caso do regulador de proteção contra deslizamento 21, trata-se de um regulador convencional com o fator de transmissão 22. Por meio da unidade para o cálculo do fator de estado de frenagem 23 o valor ξ é determinado de acordo com a equação (28) e usado para a atualização do fator de transmissão do regulador 22 com relação ao tipo de veículo de trilhos especificado. A unidade 23 para o cálculo do fator de estado de frenagem necessita valores de medição das velocidades do eixo e pressões do cilindro do freio de todos os quatro eixos, que foram registrados durante a fase estacionária de um processo de frenagem estável.

REIVINDICAÇÕES

1. Processo para a adaptação da pressão do cilindro do freio ($p_{c,ist}$; p_{c1} , p_{c2} , p_{c3} , p_{c4}) de um freio pneumático de um veículo de trilhos (FZG), sendo que, durante um processo de frenagem

5 - o escorregamento real (s_{ist}) momentâneo é determinado entre, pelo menos, uma roda (2) do veículo de trilhos (FZG) e um trilho (3),

 - além disso, é predeterminado um escorregamento teórico (s_{soll}) entre a, pelo menos uma, roda (2) e o trilho (3), e

 - correspondendo ao desvio do escorregamento real (s_{ist}) do escorregamento teórico (s_{soll}) especificado, a pressão do cilindro do freio ($p_{c,ist}$; p_{c1} , p_{c2} , p_{c3} , p_{c4}) é variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimizado.

10

2. Processo de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que, é especificado um valor ajustado fixamente para o escorregamento teórico (s_{soll}).

15

3. Processo de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que, o valor pode ser especificado de modo variável para o escorregamento teórico (s_{soll}).

4. Processo de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que, o valor teórico (s_{soll}) é determinado no contexto de uma busca de escorregamento otimizado.

20

5. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 4, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento teórico (s_{soll}) é escolhido na faixa do microescorregamento.

25 6. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 4, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento teórico (s_{soll}) é escolhido na faixa do macroescorregamento.

7. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 6, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento real (s_{ist}) é medido permanentemente durante o processo de frenagem todo.

30

8. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 7, caracterizado pelo fato de que, a pressão do cilindro do freio real ($p_{c,ist}$) é

medida, além disso, com auxílio do desvio do escorregamento real (s_{ist}) do escorregamento teórico (s_{soll}) especificado, é determinada uma pressão do cilindro do freio teórica (p_{soll}) e a pressão do cilindro do freio real ($p_{c,ist}$) é variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e real tende para zero ou é minimizado.

9. Regulador de escorregamento (SRE) para um veículo de trilhos (FZG) para a adaptação do escorregamento atual (s_{ist}) a um escorregamento teórico (s_{soll}) especificado correspondente a um processo como definido em uma das reivindicações de 1 a 7.

10. Regulador de escorregamento (SRE) de acordo com a reivindicação 9, caracterizado pelo fato de que, para a adaptação do escorregamento atual (s_{ist}) a um escorregamento teórico (s_{soll}) especificado é determinada uma pressão do cilindro de freio teórica (p_{soll}).

11. Sistema de regulação (SYS) compreendendo um regulador de escorregamento (SRE) como definido na reivindicação 10, bem como, um regulador de pressão do cilindro de freio (PRE), que é equipado para adaptar a pressão do cilindro do freio atual ($p_{c,ist}$) à pressão do cilindro do freio teórica (p_{soll}) determinada.

12. Sistema de regulação (SYS) de acordo com a reivindicação 11, compreendendo, além disso, uma unidade (OPS) para a determinação de um valor otimizado para o escorregamento teórico (s_{soll}).

13. Processo para a adaptação do fator de transmissão de um regulador de escorregamento (SRE) como definido na reivindicação 9 ou 10, em função de um parâmetro específico do veículo, caracterizado pelo fato de que,

- no caso de um processo de frenagem estável é medido sobre trilho, em essência, plano e reto de modo contínuo a velocidade do eixo (ω) e a pressão do cilindro do freio ($p_{c,i}$) de um jogo de roda (i), e

- disso é determinado o parâmetro específico do veículo, denominado fator de estado do freio (ξ) correspondente à seguinte relação:

$$\xi = -\frac{R \dot{\omega}_i}{p_{c,i}}$$

14. Processo de acordo com a reivindicação 13, caracterizado pelo fato de que, são empregados exclusivamente valores de medição (ω_i , $p_{c,i}$) que foram medidos durante um processo de frenagem estável.

5 15. Processo de acordo com a reivindicação 13 ou 14, sendo que, durante a medição de velocidades do eixo em q eixos e pressões do cilindro do freio em l eixos é usada a seguinte relação, para a determinação do fator de estado do freio (ξ):

$$\xi = -R \frac{\frac{1}{q} \sum_{i=1}^q \dot{\omega}_i}{\frac{1}{l} \sum_{i=1}^l p_{c,i}} .$$

10 16. Processo de acordo com uma das reivindicações de 13 a 15, caracterizado pelo fato de que, para m instantes diferentes são registrados valores de medição, que são determinados para os fatores de estado do freio $\xi(k)$ pertencentes aos instantes, e uma formação de valor médio dos fatores de estado do freio $\bar{\xi}(k)$ é realizada:

$$\bar{\xi} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \xi(k) .$$

15 17. Processo para a adaptação do fator de transmissão ($K_{R,i}$) de um regulador de escorregamento (SRE) como definido em uma das reivindicações 9 ou 10, de um veículo de referência para um outro veículo, com o emprego do fator do estado do freio, sendo que, após a determinação do fator de estado do freio (ξ) de acordo com um processo como definido em uma das reivindicações de 13 a 16, o fator de transmissão ($K_{R,i}$) é calculado correspondente à relação

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \frac{\xi'}{\xi}$$

20 sendo que, $K'_{R,i}$ é o fator de transmissão do regulador conhecido de um veículo de referência, e ξ' é o fator de estado do freio do veículo de referência, sendo que, o fator de estado do freio ξ' é conhecido ou é determinado de acordo com o processo como definido em uma das reivindicações de 13 a

16.

18. Processo de acordo com a reivindicação 17, caracterizado pelo fato de que, no caso da existência de um valor de medição atual para a massa do veículo toda (M) é empregada a seguinte relação

$$K_{R,i} = K'_{R,i} \frac{\xi'}{\xi} \frac{M}{M_0} ,$$

- 5 sendo que, M é a massa do veículo de trilhos atual e M_0 é a massa, que o veículo de trilhos (FZG) apresenta durante a determinação do fator de estado do freio ξ .

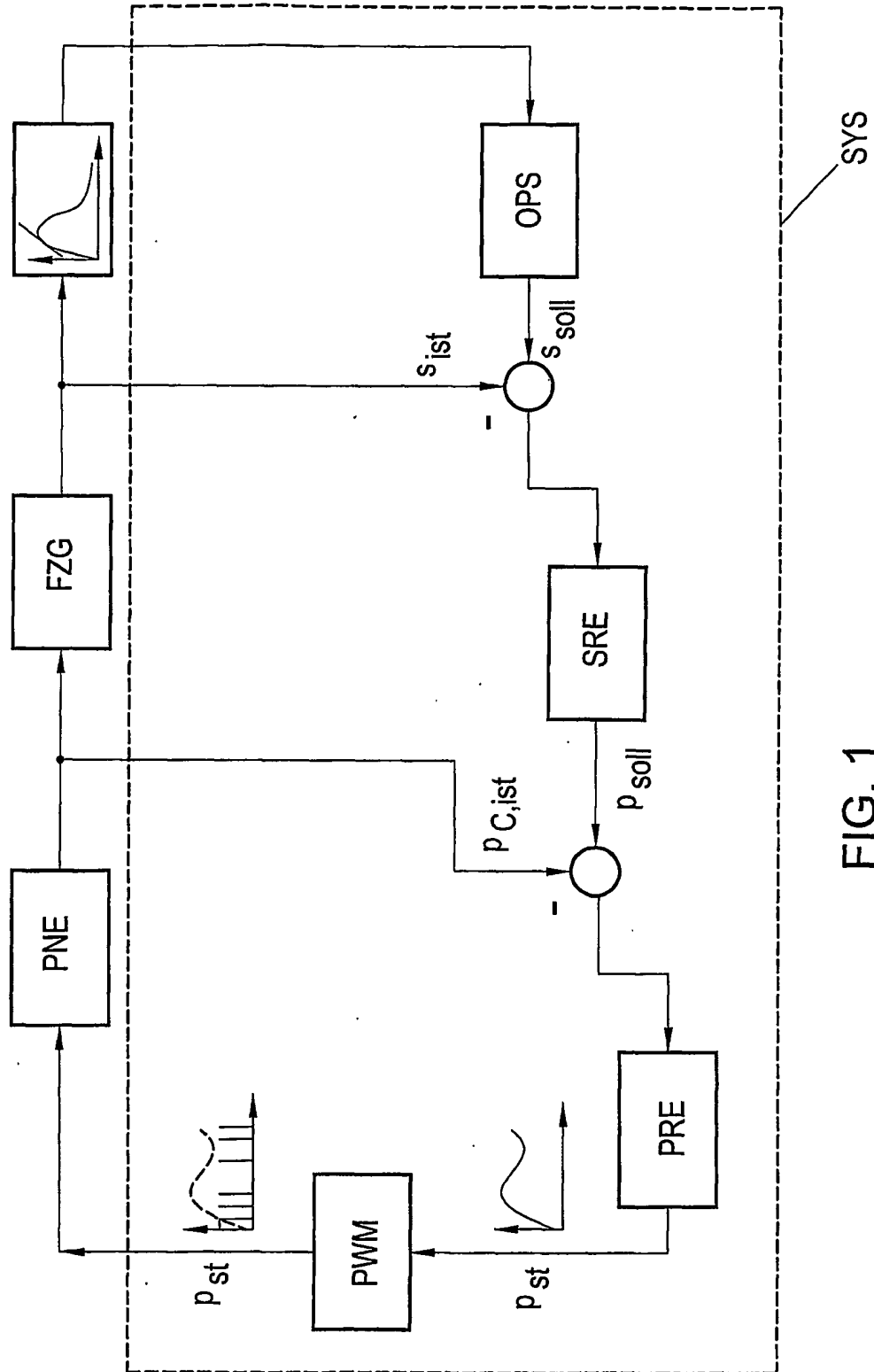


FIG. 1

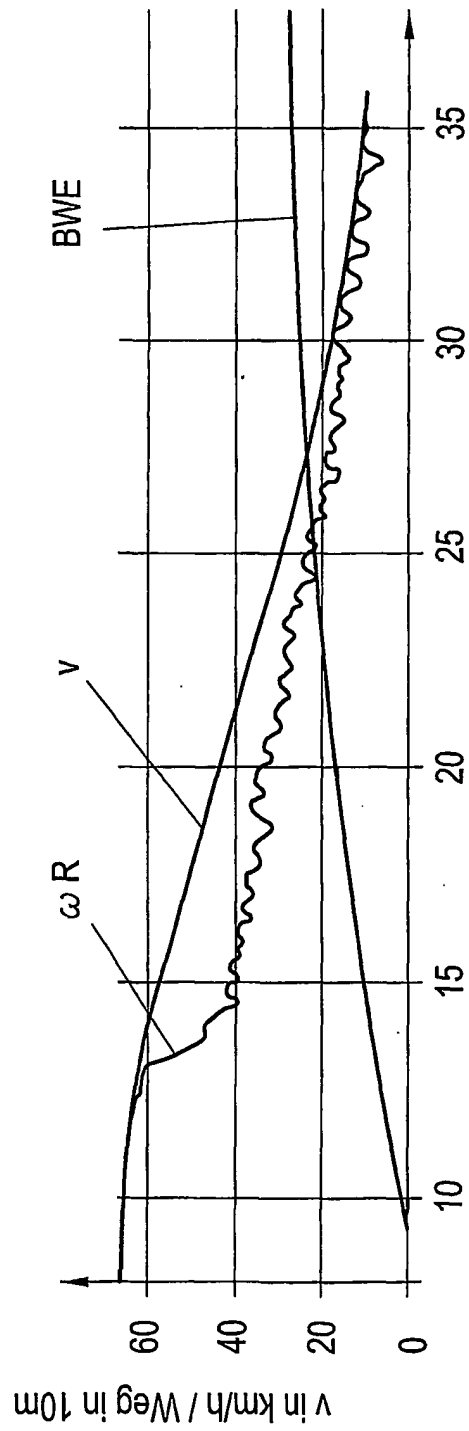


FIG. 2

Fig. 3

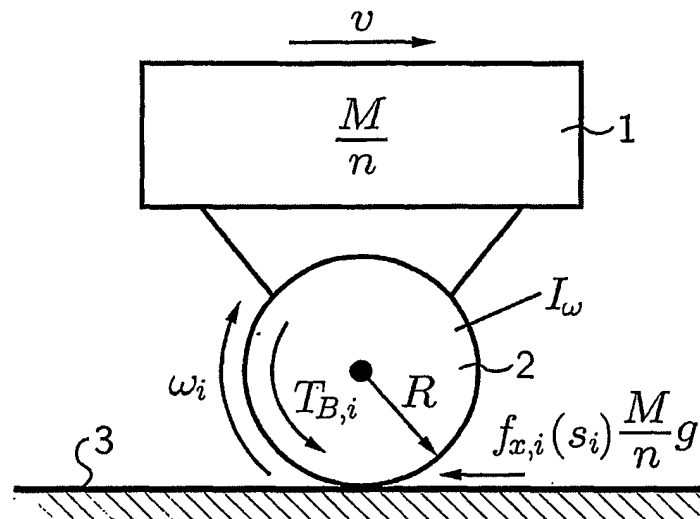


Fig. 4

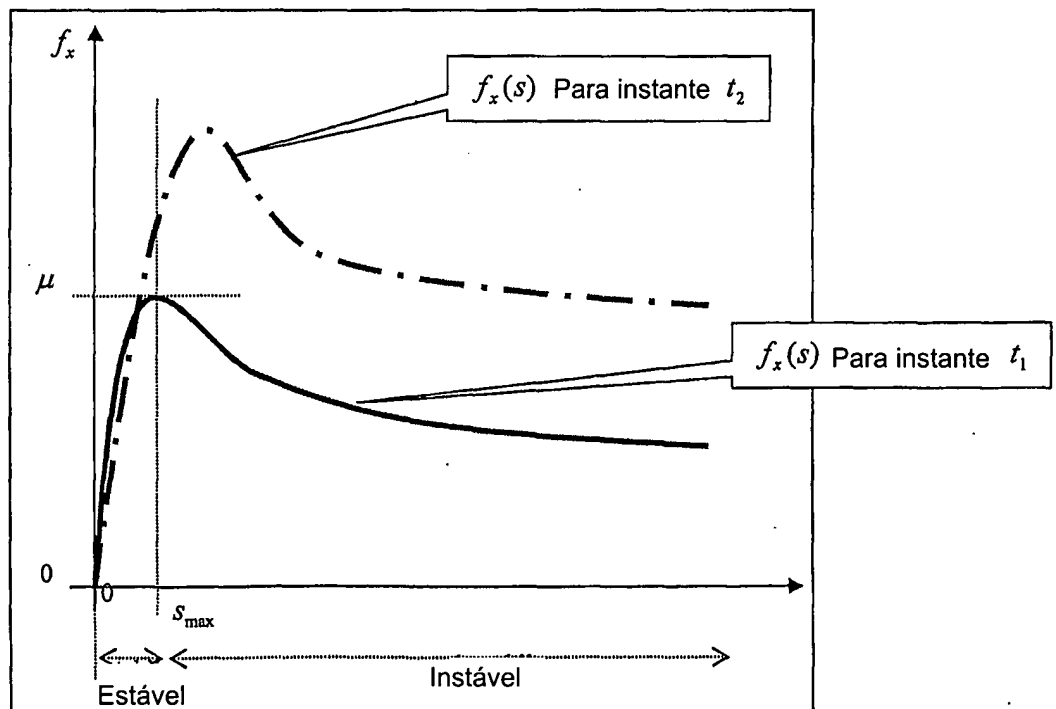


Fig. 5a

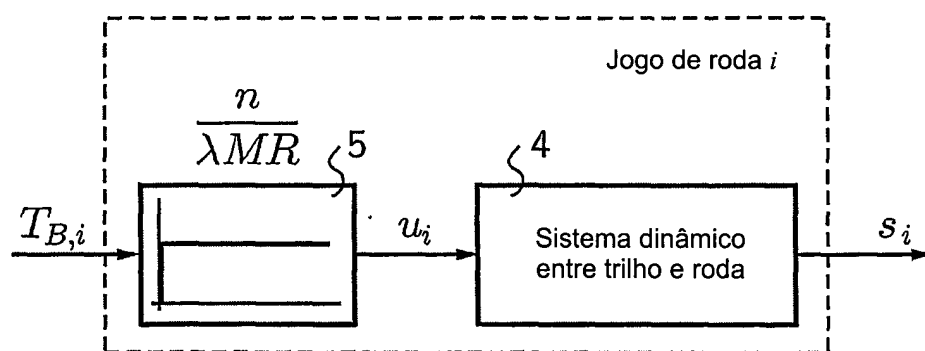


Fig. 5b

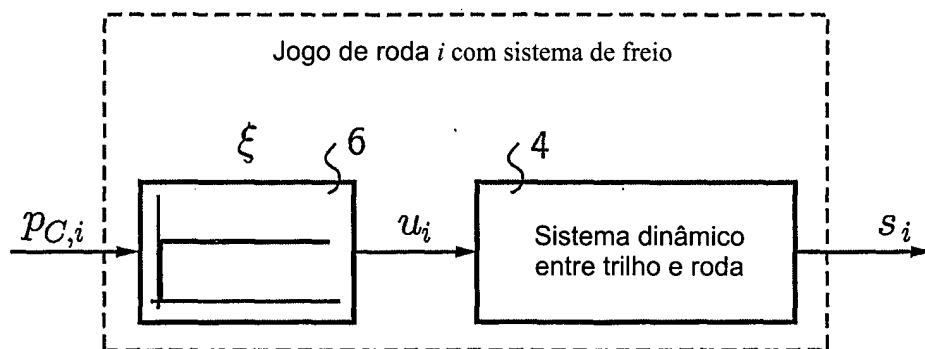


Fig. 6a

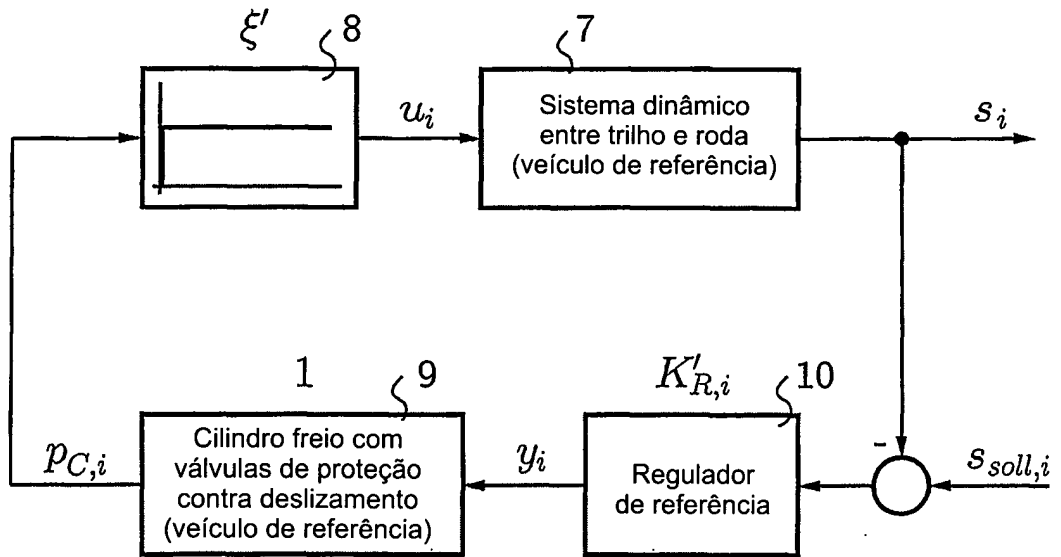


Fig. 6b

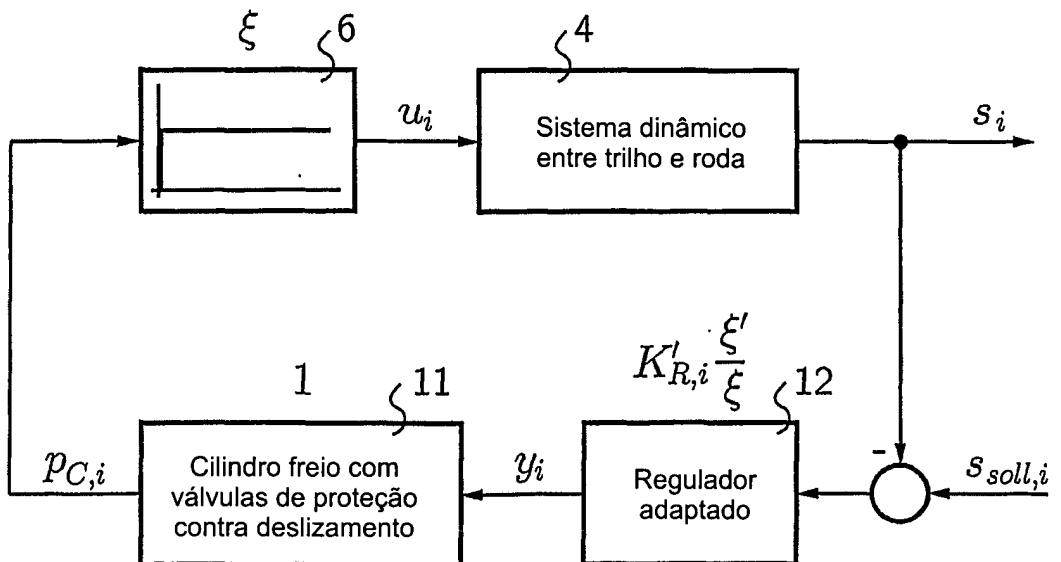


Fig. 7

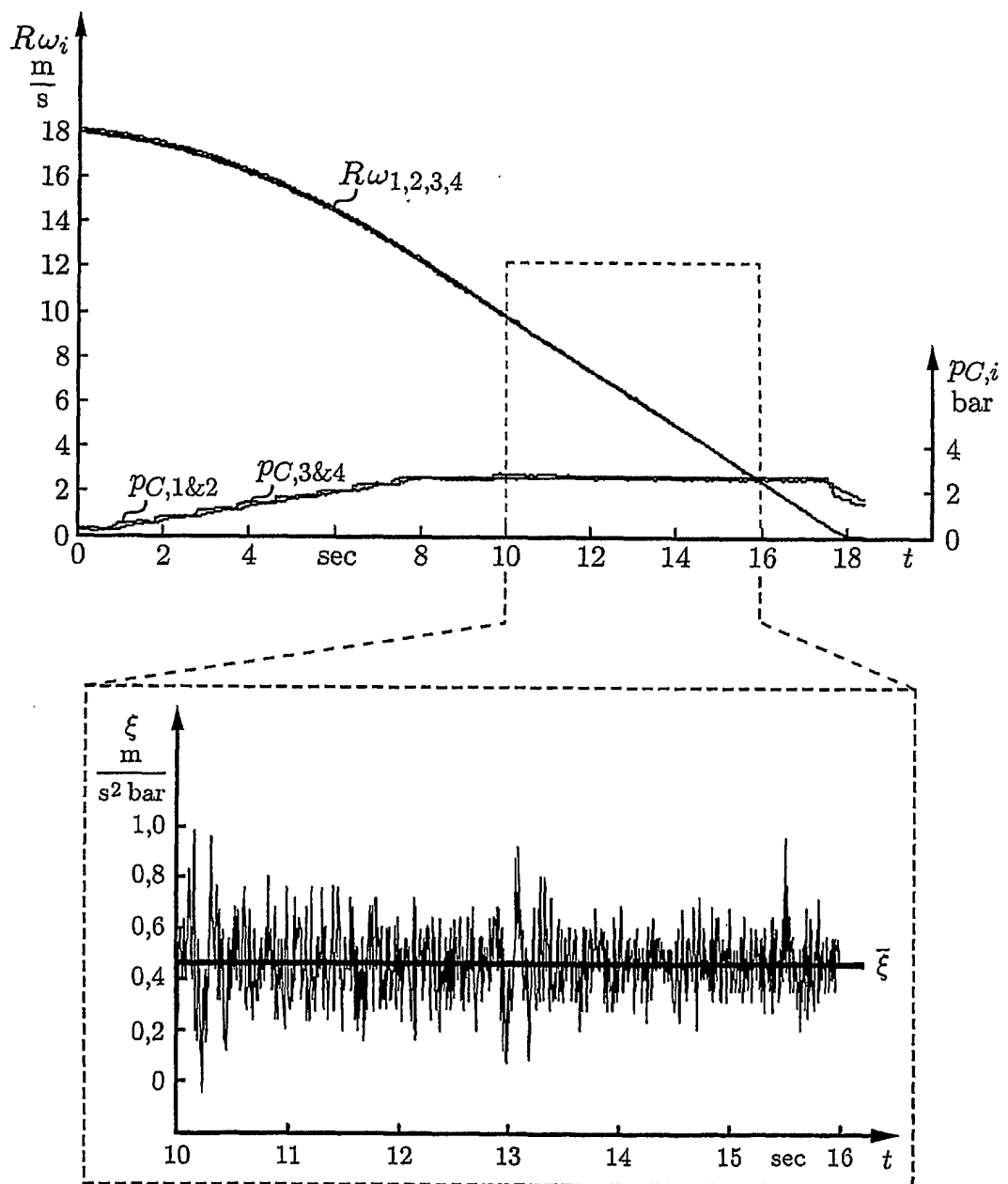
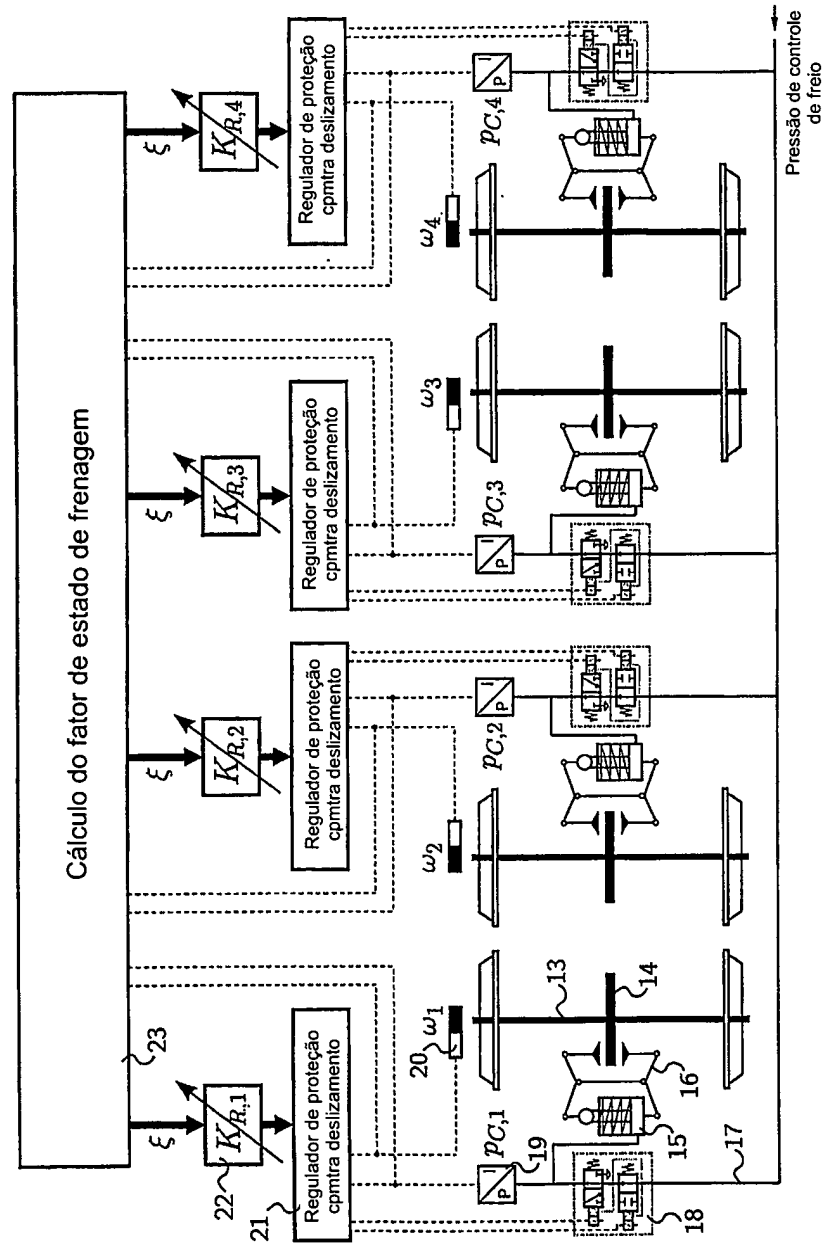


Fig. 8



RESUMO

Patente de invenção: "PROTEÇÃO ADAPTATIVA CONTRA DESLIZAMENTO PARA VEÍCULOS DE TRILHOS COM REGULADOR DE ESCORREGAMENTO".

5 A presente invenção refere-se a um processo para a adaptação da pressão do cilindro do freio ($p_{c_{ist}}$; p_{c_1} , p_{c_2} , p_{c_3} , p_{c_4}) de um freio pneumático de um veículo de trilhos (FZG), sendo que, durante um processo de frenagem o escorregamento real (s_{ist}) momentâneo é determinado entre, pelo menos, uma roda (2) do veículo de trilhos (FZG) e um trilho (3), além disso,
10 é especificado um escorregamento teórico (s_{soll}) entre a, pelo menos uma, roda (2) e o trilho (3) e, correspondendo ao desvio do escorregamento real (s_{ist}) do escorregamento teórico (s_{soll}) especificado, a pressão do cilindro do freio ($p_{c_{ist}}$; p_{c_1} , p_{c_2} , p_{c_3} , p_{c_4}) é variada de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real tende para zero ou é minimi-
15 zado. Neste caso, o escorregamento teórico pode se situar opcionalmente na faixa do micro ou do macroescorregamento. No caso de um processo de frenagem estável é determinado um fator de estado do freio e na verdade a partir de medições de velocidades do eixo e de pressões do cilindro do freio.

Novo quadro reivindicatório (total de 15 reivindicações), incorporando as emendas às reivindicações, conforme relatório exame preliminar.

REIVINDICAÇÕES

1. Processo para a adaptação da pressão do cilindro do freio ($p_{c_{ist}}$; p_{c_1} , p_{c_2} , p_{c_3} , p_{c_4}) de um freio pneumático de um veículo de trilhos (FZG), sendo que, durante um processo de frenagem

5 - o escorregamento real (s_{ist}) momentâneo é determinado entre, pelo menos, uma roda (2) do veículo de trilhos (FZG) e um trilho (3),

 - além disso, é predeterminado um escorregamento teórico (s_{soll}) entre a, pelo menos uma, roda (2) e o trilho (3), e

 - correspondendo ao desvio do escorregamento real (s_{ist}) do escorregamento teórico (s_{soll}) especificado, é determinada uma pressão do cilindro do freio teórica (p_{soll}), caracterizado pelo fato de que,

10 - a pressão do cilindro do freio real ($p_{c_{ist}}$; p_{c_1} , p_{c_2} , p_{c_3} , p_{c_4}) atual é medida e é adaptada à pressão do cilindro do freio teórica (p_{soll}) de tal modo que, o desvio entre o escorregamento teórico e o escorregamento real
15 tende para zero ou é minimizado.

2. Processo de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que, é especificado um valor ajustado fixamente para o escorregamento teórico (s_{soll}).

3. Processo de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo
20 fato de que, o valor pode ser especificado de modo variável para o escorregamento teórico (s_{soll}).

4. Processo de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que, o valor teórico (s_{soll}) é determinado no contexto de uma busca de escorregamento otimizado.

25 5. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 4, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento teórico (s_{soll}) é escolhido na faixa do microescorregamento.

6. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 4, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento teórico (s_{soll}) é escolhido
30 na faixa do macroescorregamento.

7. Processo de acordo com uma das reivindicações de 1 a 6, caracterizado pelo fato de que, o escorregamento real (s_{ist}) é medido perma

12. Processo para a determinação do fator de estado da frenagem (ξ) para o emprego em um processo de acordo com a reivindicação 10 ou 11, caracterizado pelo fato de que,

5 - em um processo de frenagem estável são medidas sobre trilho, em essência, plano e reto de modo contínuo a velocidade do eixo (ω) e a pressão do cilindro do freio ($p_{c,i}$) de um jogo de roda (i), e

- disso é determinado o fator de estado do freio (ξ) correspondente à seguinte relação:

$$\xi = -\frac{R \dot{\omega}_i}{p_{c,i}}$$

10 13. Processo de acordo com a reivindicação 12, caracterizado pelo fato de que, são empregados exclusivamente valores de medição (ω , $p_{c,i}$) que foram medidos durante um processo de frenagem estável.

14. Processo de acordo com a reivindicação 12 ou 13, sendo que, durante a medição de velocidades do eixo em q eixos e pressões do cilindro do freio em l eixos é usada a seguinte relação, para a determinação
15 do fator de estado do freio (ξ):

$$\xi = -R \frac{\frac{1}{q} \sum_{i=1}^q \dot{\omega}_i}{\frac{1}{l} \sum_{i=1}^l p_{c,i}}$$

15. Processo de acordo com uma das reivindicações de 12 a 14, caracterizado pelo fato de que, para m instantes diferentes são registrados valores de medição, que são determinados para os fatores de estado do freio $\xi(k)$ pertencentes aos instantes, e é realizada uma formação de valor
20 médio dos fatores de estado do freio $\xi(k)$:

$$\bar{\xi} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \xi(k)$$