

EDISON TSUTOMU MIYAUCHI
RICARDO YUKIO TECHIMA IWASAKI
SANDRO UTIYAMA

SISTEMA ABS PARA MOTOCICLETAS

Trabalho de Formatura apresentada à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção da graduação
no curso de Eng. Mecânica.

Área de Especialização:
Projeto e Fabricação

Orientador:
Nicola Getschko

SÃO PAULO
1994

AGRADECIMENTOS

Ao professor orientador Nicola Getschko pelas diretrizes seguras e incentivo.

Aos professores Fernando Nery e Tarcísio pelo estímulo e pelas orientações valiosas.

Ao assessor gerencial Sr. Gerhard Jaekel e ao engenheiro Emílio C. A. Hummel da ROBERT BOSCH LIMITADA, pelas orientações e material técnico cedido.

Ao engenheiro Wilson de Andrade, da Mitsubishi Motors , pelo material técnico gentilmente cedido.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	1
HISTÓRICO.....	3
SISTEMAS DE FREIO.....	3
COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO.....	4
HISTÓRICO DO FREIO ABS.....	8
O SISTEMA ABS.....	9
O SENSOR DE VELOCIDADE.....	12
MODULADOR DE FREIO.....	14
ECU.....	15
AUMENTANDO A EXIGÊNCIA NAS MPU's.....	16
ESTUDO DA NECESSIDADE.....	19
FORMULAÇÃO DO PROJETO.....	21
ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.....	22
SÍNTESE DE SOLUÇÕES	27
SISTEMA ABS PROPOSTO.....	38
FUNCIONAMENTO	39
LÓGICA DE CONTROLE.....	42
VIABILIZAÇÃO DO PROJETO.....	44
ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA BANCADA.....	48
SÍNTESE DE SOLUÇÕES DA BANCADA.....	50
ESCOLHA DA SOLUÇÃO.....	57

O SISTEMA ABS DA BOSCH.....	64
ECU.....	67
MODULADOR HIDRÁULICO.....	73
PROJETO E DIMENSIONAMENTO.....	80
MESA.....	81
MANCAIS.....	87
TAMBOR.....	90
RODA DE INÉRCIA.....	93
EIXO.....	96
GARFO.....	100
ADAPTAÇÃO DO ANEL DE IMPULSO	
E SENSORES.....	103
BUCHA DE FIXAÇÃO DA RODA DE INÉRCIA.....	104
MOLA DE TRAÇÃO.....	107
GAIOLA DE VISUALIZAÇÃO.....	108
CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.....	111
ANEXOS	
PARTE I.....	112
PARTE II.....	115
PARTE III.....	118
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	131

INTRODUÇÃO

O presente trabalho foi desenvolvido com o intuito de estudar e desenvolver um sistema de freio ABS (Anti-Lock Braking System) destinado ao uso em motocicletas. Este dispositivo tem como finalidade melhorar a dirigibilidade da moto em condições de frenagem, na medida em que este impede o travamento das rodas. O fenômeno de travamento das rodas se dá devido ao excesso de pressão advinda do acionamento repentino do sistema de freio. Este excesso faz com que o momento causado pelo elemento frenante (pastilha, lona), no disco ou tambor, seja maior que o momento causado pelo atrito entre a roda e a superfície do solo, causando assim o travamento das rodas e a perda de controle do automóvel.

A prevenção do travamento é dado pela modulação da pressão do freio, através de um mecanismo incorporado ao sistema hidráulico do freio, de maneira a manter sempre uma máxima força de frenagem sem que haja o travamento das rodas.

A idéia original básica é que este dispositivo, quando incorporado à motocicleta, melhore as condições de dirigibilidade e a segurança do motociclista. Atualmente encontramos sistemas ABS em vários carros e caminhões leves, porém, nota-se uma falta na implementação deste sistema em motocicletas. Esta falta deve provavelmente ser devido ao alto custo no emprego de tal sistema e um certo desinteresse do setor motociclístico.

Temos portanto por objetivo o desenvolvimento de um sistema eficiente e economicamente viável, à medida do possível, que torne acessível e compensante a incorporação dos sistemas ABS também às motocicletas.

De início, o trabalho foi basicamente baseado nos sistemas já existentes em carros, tanto que a maioria do material conseguido era referente a sistemas ABS incorporado aos carros. Isto se deve, como já ressaltado acima, por causa do pouco aproveitamento do sistema em motocicletas. Mas o que se tentou no projeto foi a incorporação do sistema às motocicletas tentando-se aproveitar ao máximo os conhecimentos já adquiridos até agora, e de alguma forma, otimizar o sistema, tornando compensador o objetivo de incorporação às motocicletas.

HISTÓRICO

SISTEMAS DE FREIO

O freio é um dispositivo destinado a deter ou retardar o movimento de rodas, motores ou veículos. Os freios de estacionamento dos automóveis são bons exemplos de freios mecânicos. Alguns automóveis têm freios de estacionamento em que a pressão é aplicada ao eixo motor ou à roda volante do motor. Na maioria dos carros, empregam-se freios de estacionamento em que a pressão é aplicada a um tambor dentro da roda traseira. Estes são os chamados freios a tambor. Às vezes a pressão é aplicada a discos de freio no interior das rodas. Os freios a disco passaram a ser usados na década de 50.

Freios hidráulicos são usados como freios de pedal em automóveis e empregam a pressão de um líquido para forçar as sapatas de encontro aos tambores internos das quatro rodas do carro, fazendo com que deixem de girar. O fluido de freio, geralmente um composto de glicerina, é contido em câmaras chamadas cilindros da roda. Esses cilindros da roda, preenchidos pelo fluido de freio, estão ligados por tubos a um recipiente de fluido chamado cilindro mestre.

O acionamento do pedal do freio impele um êmbolo no cilindro mestre. O êmbolo pressiona o fluido ao longo dos tubos e de encontro aos êmbolos dos cilindros das rodas. Esses êmbolos comprimem as sapatas contra o tambor de freio, e retardam ou detém o movimento da roda.

Distâncias percorridas durante a frenagem não são determinadas simplesmente pela velocidade do veículo. Outros fatores devem ser considerados, tais como: pneus e sua condição de aderência à superfície, peso do veículo, tipo de piso e magnitude da pressão aplicada ao freio. Quanto maior for a pressão aplicada ao freio, menor será a distância percorrida durante a sua frenagem - até que as rodas travem. Ocorrendo o travamento das rodas, haverá diminuição do atrito e conseqüente escorregamento entre pneu e solo, provocando aumento na distância percorrida durante a frenagem. A máxima capacidade de frenagem pode ser obtida quando as rodas estão na iminência de travamento.

O travamento ocorre quando uma roda começa a derrapar . Quando as rodas traseiras travam , o veículo "sai" de traseira . Quando as rodas dianteiras travam, perde-se a dirigibilidade do veículo. O motorista pode, eventualmente, evitar o travamento acionando repetidamente o pedal de freio, o que reduz a pressão de freio, permitindo que as rodas recuperem a tração.

COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO

Cilindro mestre e Reservatório de fluido

A pressão de freio é controlada pelo cilindro mestre. O reservatório de fluido é montado sobre o cilindro a fim de fornecer quantidade de fluido adequado durante a frenagem .

Linhas e fluido de freio

O fluido de freio é transmitido pelo cilindro mestre através das linhas de freio. O fluido é forçado através das linhas de freio com destino aos pistões que operam os freios. Não deve haver ar no sistema ou a pressão será insuficiente para acionar os pistões.

Válvula dosadora

Durante a frenagem de emergência, as rodas traseiras irão travar antes das rodas dianteiras. Tal fenômeno ocorre devido a transferência de peso do veículo as rodas dianteiras durante a frenagem. Esta válvula fornece maior pressão hidráulica para as rodas dianteiras a fim de se evitar o travamento das rodas traseiras.

'Calipers'/Discos de freio

Os 'calipers' de freio são os elementos que comportam os pistões e as pastilhas de freio. Eles podem ser fixos ou móveis. A pressão provinda do cilindro mestre faz com que os pistões do calíper forcem os pistões contra o disco. Nos 'calipers' fixos, existem dois pistões colocados opostamente em relação ao disco. A pressão do freio é distribuída igualmente dos dois lados, fazendo com que as pastilhas de freio pressionam as superfícies do disco a fim de parar o veículo (fig. 1). Nos 'calipers' móveis existe apenas um pistão que

força as pastilhas contra os discos. A força de reação desloca o 'caliper' móvel, fazendo com que a pastilha oposta seja forçada, pelo outro lado, contra o disco de freio (fig. 2). Os discos são fixados firmemente às rodas. O esforço exercido pelo motorista é multiplicado mecanicamente através de alavancas (manopla ou pedal) e posteriormente, hidraulicamente pelo cilindro do sistema de freio.

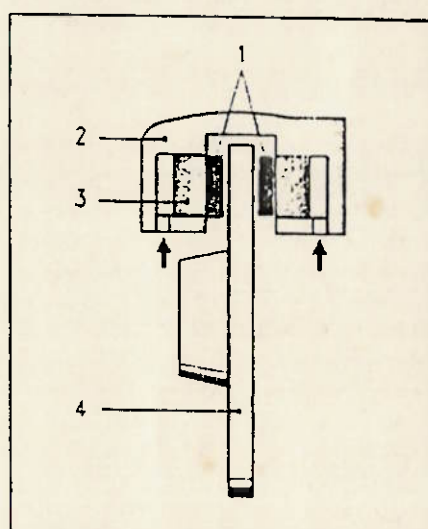


fig. 1 - 'Caliper' fixo

1- Pastilha, 2- Caliper fixo, 3- Pistão
4- Disco

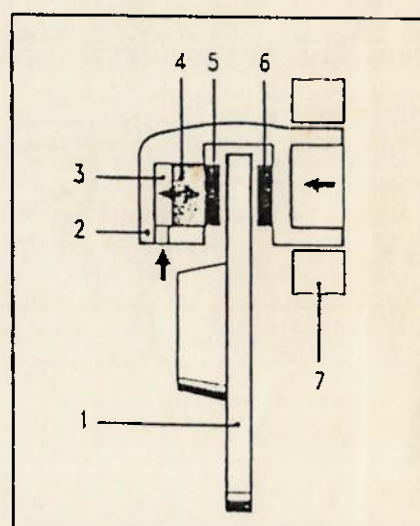


fig. 2 - 'Caliper' móvel

1- Disco, 2- Caliper móvel, 3- Câmara de pressão , 4- Pistão , 5- Pastilha interior ,
6- Pastilha exterior, 7- Suporte

Fluido de freio

O fluido de freio é praticamente incompressível. Esta incompressibilidade faz com que a pressão do fluido possa ser transmitida integralmente. Caso haja bolhas de ar dentro do sistema ou o fluido atinja uma temperatura tal que o fluido mude para o estado gasoso, a presença de gás pode comprometer a transmissão da pressão, pois este é compressível e pode tornar o ato de frenagem ineficiente.

Com poucas exceções, o fluido de freio que deve ser usado nos sistemas hidráulicos tem que ser:

- O ponto de ebulição deve ser no mínimo de aproximadamente 260°C;
- As partes hidráulicas devem funcionar perfeitamente em temperaturas muito baixas;
- Deve-se ter um comportamento neutro em relação às partes de borracha e metal do circuito de freio;
- As características químicas e físicas não devem mudar com o tempo, resfriamento e aquecimento do fluido;
- Para garantir a miscibilidade com todos os outros fluidos de freio, o fluido deve estar de acordo com a especificação SAE J170.

HISTÓRICO DO FREIO ABS

Apesar do conceito do sistema de freio ABS não ser novo nas indústrias de transporte a implementação do sistema em carros de passeio e caminhões leves ainda é recente. Devido a exigência de consumidores, fabricantes, governo, por uma melhoria nas condições de segurança do veículo, o sistema de freio ABS tem sido implementado, em 1990, em mais de 300 diferentes modelos de automóveis nos EUA.

Originalmente concebido para trens no início do século XX, e desenvolvido para o uso em aviões a jato depois da Segunda Grande Guerra, este sistema de freio ABS oferecia funcionalidade e performance em níveis limitados pela tecnologia mecânica e eletrônica analógica daquela época. Este sistema de freio ABS só foi adaptado em automóveis de luxo ou como acessório opcional em outros modelos no anos 60 e 70. Este primeiro sistema de freio adaptado ao automóvel usou como base delicados e caros módulos eletrônicos que exigiam numerosos componentes, o que limitou a difusão do freio ABS em carros de passeio até o final de 1980. Hoje há uma necessidade de instalar esse sistema em carros de pequeno e médio porte. Por isso, tornou-se necessário desenvolver-se um sistema ABS que supla as necessidades de fabricantes e usuários, com relação à performance, conforto e , especialmente, custo. Avanços tecnológicos, particularmente na eletrônica, propiciaram o desenvolvimento de projetos viáveis deste sistema que pode ser economicamente adaptável a uma variedade de veículos.

O sistema ABS

O projeto de sistemas ABS geralmente são classificados pelo número de rodas a serem monitoradas ou pelo número de canais de controle dos moduladores de freios, que determina o controle de freio direcionado para cada roda independente. Hoje a maioria dos veículos de passeio com o sistema são equipados com ABS nas quatro rodas; sistemas em duas rodas foram usadas inicialmente em caminhões leves. A partir de meados desta década, entretanto, todos os sistemas são equipados nas quatro rodas. O nível de performance e capacidade do sistema será a chave diferencial entre os vários sistemas ABS existentes.

A maioria dos fornecedores de ABS e seus engenheiros acreditam que todos os projetos irão convergir finalmente em termos de tecnologia custo e performance. Mas, para esta década o nível de penetração mercadológica do sistema ABS crescerá em quase 100 % até o ano 2000.

Para os fornecedores de ABS, o desafio está dirigido na área tecnológica. Cada um dos maiores fornecedores de ABS está investindo pesadamente para ganhar vantagens competitivas neste mercado de rápida ascensão, desenvolvendo sistemas mais eficientes e de menor preço que ofereçam altos níveis de performance e funcionalidade.

Outro grande desafio para os fornecedores de ABS se refere ao custo, na medida em que a tendência do mercado é torná-lo um sistema mais difundido em todos os modelos automotivos. A fim de se atingir a redução de custo relativo ao sistema ABS, fornecedores têm como principais ferramentas o

avanço tecnológico da unidade de controle eletrônica (ECU) e a importância das unidades microprocessadoras (MPU) na determinação dos níveis de capacidade e performance do sistema ABS.

O componente mais importante da ECU, e do sistema ABS como um todo, é a MPU. Um *ship* microprocessador ou dispositivo micro controlador, a MPU serve como unidade de processamento central (CPU) para todas as funções de controle e monitoramento do ABS. Projetando funcionalidade expandida nas ECU's do sistema ABS, necessita-se de MPU's de maior performance.

Na implementação de MPU's de maior performance para as mais sofisticadas operações de controle e sensoreamento, os fornecedores podem usar moduladores e sensores mais efetivos que são menos dependentes das restrições de performance em relação aos componentes mecânicos. Os fornecedores irão atingir sistemas de baixo custo e de alto nível de performance, com grande funcionalidade.

Projetando sistemas ABS baseados em mais componentes eletrônicos, e com componentes mecânicos reduzidos, o sistema também atingirá grande versatilidade e adaptabilidade para o uso em uma grande variedade de veículos. Por exemplo: com a adição de poucos componentes eletrônicos sistemas ABS podem ser adaptados para incluir o controle de tração, prevenindo assim, o escorregamento da roda sobre o gelo, neve ou superfícies molhadas durante a aceleração.

Tais adaptações implicará em ECU's mais eficientes, com MPU's de maior performance, podendo assim, ser possível a adição de mais funcionalidades para o sistema ABS. A competição entre os fornecedores de

ABS irá, obviamente, aumentar drasticamente nos próximos anos, particularmente em vista de que cada um dos cinco maiores líderes dos fornecedores de ABS têm a intenção de absorver um terço do mercado total de ABS.

Os fornecedores têm direcionado suas pesquisas no sentido de obter maior qualidade dos produtos e menor custo em parceria com as montadoras de carro. Como recompensa, as montadoras estão oferecendo a segurança de contratos de longo prazo.

Para fechar tais contratos e manter a competitividade, os fornecedores devem desenvolver sistemas que ofereçam grande capacidade, alto nível de performance e custo reduzido. Os fornecedores devem exigir, portanto, níveis de alta qualidade de vendedores dos sensores, moduladores, e controles eletrônicos.

Como discutido anteriormente, tendências emergentes refletem o crescimento das necessidades quanto à: funcionalidade, melhor performance eletrônica, e rápidas reduções de custos dos sistemas ABS para suprir as necessidades dos atuais veículos. Tecnologias e estratégias de projeto variam amplamente, mas todo sistema ABS é projetado para desempenhar as mesmas funções. Indiferente às condições de superfície, eles controlam automaticamente uma condição de frenagem súbita. Prevenindo-se quanto ao travamento das rodas e assegurando controle quanto à dirigibilidade, os sistemas ABS fornecem maior segurança ao veículo.

Atualmente, os sistemas de freio antitravante possuem três componentes primários: sensor de velocidade da roda, modulador de frenagem, e uma unidade de controle eletrônico (ECU).

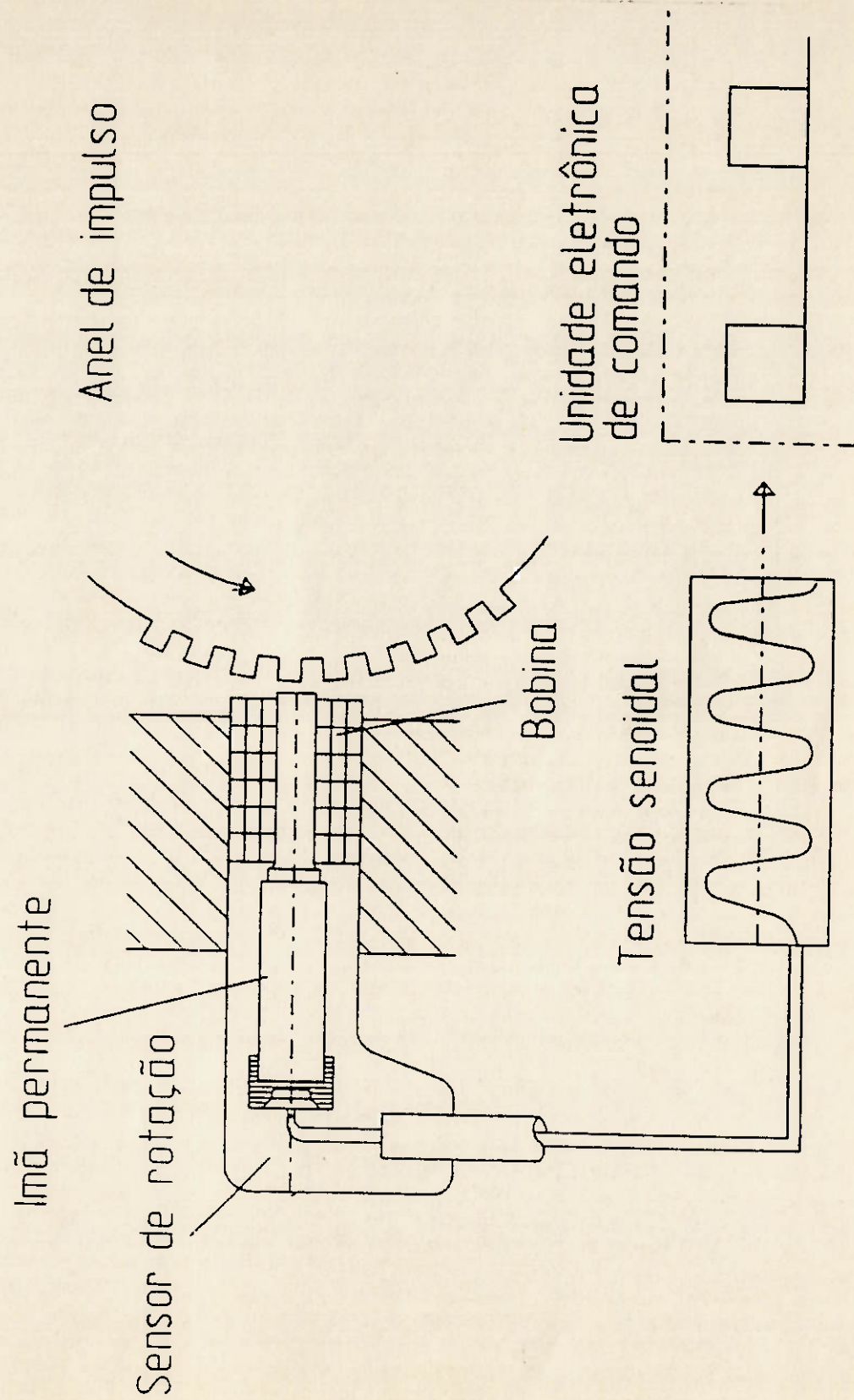
Sensor de velocidade da roda

Um sensor de velocidade da roda é composto por uma roda dentada e um captador indutivo que transforma a rotação da roda em uma onda senoidal proporcional a velocidade da roda. Esta onda abrange frequências de 0 a 4000 Hz e fornece informações a ECU que calcula a velocidade da roda do veículo.

Com a finalidade de detectar e impedir o travamento das rodas rapidamente, a ECU deve, de maneira rápida e precisa, processar informações quanto a velocidade da roda. Os sistemas atuais utilizam circuitos de interfaces incorporados a ECU a fim de transformar os sinais analógicos em ondas digitais quadradas que podem ser utilizados pela MPU.

Pesquisas e desenvolvimento estão sendo feitos, contudo, para se desenvolver um sensor de velocidade confiável e acessível que forneça para o ECU um sinal limpo e preciso. Pesquisas adicionais continuam desenvolvendo um sensor que possa ser interfaceado diretamente com MPU. Também estão em desenvolvimento montagens cubo/sensor/mancal na qual o sensor está encapsulado. Pelo encapsulamento de sensor, materiais estranhos não podem entrar entre o espaço existente entre o sensor indutivo e a roda dentada. Isto elimina as causas primárias de distúrbio de sinal e contribui para uma maior precisão e confiabilidade do sensor.

Estes projetos de desenvolvimento e pesquisas de sensores de velocidades estão encarregando-se em diminuir o número de componentes do sistema, por outro lado estão aumentando sobretudo a confiabilidade e diminuindo o custo.



Modulador de freio

O modulador de freio típico contém de 1 a 4 válvulas solenóides que recebem sinais da ECU para regular a pressão de frenagem para as rodas selecionadas. O número de válvulas solenóides contidas no modulador depende de como os circuitos hidráulicos de freio necessitam ser regulados. Tipicamente, os moduladores atuais podem fornecer respostas em tempos da ordem de 10 ms.

Os moduladores estão agora recebendo uma grande atenção. Ao invés de incorporar solenóides alguns construtores estão usando pistões acionados por motor para regular a pressão de frenagem. Esta tecnologia especificamente objetiva a redução de custo.

Para aumentar a performance, outros construtores estão desenvolvendo moduladores que não apenas recebem sinais da ECU, mas atualmente fornecem uma realimentação para a ECU para atenuar o 'feedback' do pedal do freio, uma característica indesejável do sistema ABS, em que o motorista sente a realimentação do fluido. Outra tecnologia nova está sendo aplicada para reduzir tempos de resposta, uma vez que quanto mais rápido o modulador possa regular a pressão de frenagem em resposta ao sinal da vindo da ECU, maior será a performance do sistema.

Unidade de Controle Eletrônica (ECU)

A ECU é o cérebro eletrônico de um sistema ABS, contendo o circuito de interface para monitorar o sensor de velocidade e fornecer sinais para o modulador. Toda a inteligência da ECU é fornecida pela MPU.

A MPU encontrada na ECU do sistema ABS monitora continuamente as informações quanto a velocidade da roda provinda dos sensores, calculando e comparando a velocidade das rodas com a finalidade de detectar condições anormais ou adversas de rotação. Se tais condições são detectadas, a MPU determina qual válvula solenóide será manipulada, enviando uma mensagem para o solenóide no modulador de frenagem, para regular pressão de frenagem para a roda apropriada, de forma a se evitar o travamento das rodas e descontrole do carro.

O processo computacional automático e contínuo de monitoramento e comparação de velocidade ocorre aproximadamente 200 vezes por segundo. A ECU típica armazena um MPU mestre e um MPU secundário para segurança contra falhas, que é um processador de segurança adicional para o ABS.

Geralmente, há apenas uma ECU, mas o número de sensores de velocidade e válvulas solenóides incorporadas ao modulador hidráulico de freio varia com o projeto específico do ABS. Por exemplo, um sistema ABS de duas rodas deve usar apenas dois sensores de velocidade e uma válvula solenóide única no modulador para regular a pressão de frenagem traseira, mas um sistema de quatro rodas deve usar quatro sensores de velocidade e quatro válvulas solenóides no modulador para regular todas as quatro rodas.

Aumentando a exigência nas MPU's

Acompanhando a evolução tecnológica de sensores/moduladores, projetos de ABS requerem maior funcionalidade da ECU, enquanto ainda estão obtendo redução de custos e tamanho, uma meta atingível apenas com a redução de dispositivos eletrônicos. As expectativas são de que pelo meio da década, as atuais ECU's com 15-20 dispositivos eletrônicos principais serão reduzidos a um com somente 8-12 dispositivos, uma redução de 60%.

Os esforços da indústria para integrar mais e mais funcionalidade aos sistemas ABS requer uma incrível exigência à MPU dentro da ECU. O mais alto nível de integração e redução requer que a MPU execute uma maior quantidade de funções. A MPU deve ter a habilidade de tratar mais sinais de entrada e de saída (I/O), executar cálculos rapidamente com maior resolução, sem implicação de incremento de custos. A velocidade de processamento é o fator primário de influência à performance do ABS. O período de tempo no qual a MPU deve receber os sinais de entrada dos sensores de velocidade, executar cálculos, e responder ao modulador com sinais de saída apropriados é referido como tempo de "loop". O menor tempo de "loop" significa que o ABS é mais rápido e mais sensível. A MPU deve processar todas as informações em um tempo de "loop" médio de 5 ms. Como uma maior integração tende a continuar, a MPU deve ser capaz de processar mais dados no mesmo intervalo de tempo. Um "loop" time de 5 ms ou menos deve ser mantido indiferente ao aumento de processamento requerido.

A habilidade para manipular maiores faixas de velocidade da roda também requer maior demanda do poder de processamento da MPU. Até agora, tem sido aceitável que o sistema ABS opere para velocidades abaixo de 160 Km/h. Entretanto, por questões de segurança e performance, sistemas ABS hoje em dia requerem operação de velocidades acima de 240 Km/h.

O processamento nestas velocidades requer que a MPU tenha uma maior capacidade de tratamento de dados, muito mais rápidos do que até então era requerida. Simultaneamente, novos projetos de ABS devem ser capazes de resolver condições de velocidades muito baixas, exigindo uma MPU de maior resolução em relação à faixa de velocidade monitoradas.

As exigências do governo na questão da segurança requerem mais sistemas contra falha do sistema ABS. Hoje em dia, estão sendo adicionadas mais capacidades de diagnóstico nos sistemas ABS. Estas importantes funções requerem mais capacidade de memória requerida nas MPU's.

As normas de freio ABS podem ser voluntárias ou obrigatório. Por exemplo, as normas de freio pan-européias permitem aos fabricantes de veículos a escolha de colocar o sistema antitravante em qualquer veículo, e também como um equipamento opcional ou standard.

Por outro lado, há propostas na Europa, que obrigariam a implementação do sistema de freio antitravante em todos os veículos novos de certas categorias, como ônibus, carros, caminhões pesados e trailers, veículos articulados e veículos de transporte de produtos perigosos.

Estas normas aplicadas apenas na Europa e, não na América, estabelecem certas características para o freio antitravante que devem ser aceitas genericamente. A eventual compatibilização das normas de freios

européia e americana para carros de passeios deve implicar na adoção de, pelo menos, algumas destas normas europeias na US Federal Standards. Há, no mundo inteiro, uma tendência de se aplicar o sistema de freio antitravante em todos os veículos, e novos tipos de sistemas de freio ABS têm sido desenvolvidos no sentido de possibilitar uma maior penetração no mercado.

Por todos estes motivos, o conhecimento das últimas normas de freio anti-travante europeias devem ser de interesse de todos os engenheiros automotivos na América e no mundo inteiro.

ESTUDO DA NECESSIDADE

Desde o lançamento dos primeiros automóveis, suas fábricas vêm se esforçando para melhorar a qualidade de seus produtos. Esta evolução se dá principalmente visando enriquecer aspectos vitais que levarão o comprador ao seu modelo. Podemos dizer então que, pelo menos até a metade do século, esses aspectos seriam o desempenho, conforto, e a segurança dos veículos automotivos. Durante décadas o item desempenho significava praticamente velocidade: construiu-se automóveis com enormes motores, boas velocidades em retas, mas devido à precária estabilidade, estes automóveis não se comportavam bem em situações de emergência. Com o lançamento de automóveis essencialmente esportivos, destinados a uma faixa distinta de público, percebeu-se que o conforto e a segurança eram de vital importância para o usuário. Surgiram então, para melhorar a segurança, vários sistemas de freios ABS (Anti-Lock Braking System) que ajudou em muito na prevenção de acidentes. Especialistas estimam que 10 % dos acidentes de trânsito ocorrem pelo travamento de rodas que impossibilita manter o controle do automóvel. Com um sistema ABS dispõe-se estabilidade de condução durante a frenagem (nenhuma derrapagem), maior dirigibilidade durante a frenagem (controle do veículo) e otimização da distância de frenagem.

Verifica-se no mercado de motocicletas uma tendência ao surgimento de modelos cada vez mais potentes, que implica em velocidades muito maiores. Portanto surge-se uma necessidade crescente no que se refere ao desempenho dos freios utilizados nestas motocicletas.

Durante o muito demorado desenvolvimento deste dispositivo, revela-se rapidamente que as exigências em relação a um ABS para moto são muito maiores do que no caso de um carro. Isto se explica pela auto-estabilidade bem menor de um veículo de duas rodas, assim como pelos fenômenos dinâmicos registrados durante uma frenagem, totalmente diferente do que acontece com um veículo de quatro rodas. Enquanto um carro com as duas rodas dianteiras bloqueadas não tem mais dirigibilidade porém não capota, a roda dianteira bloqueada numa moto significa quase sistematicamente um tombo.

Dotado de um sistema ABS, o motociclista tem a possibilidade - desde que esteja com a moto em linha reta - de freiar tudo que tem direito, usando tanto o freio dianteiro quanto o traseiro, sem se arriscar em bloquear uma ou outra roda e evitando a certeza de levar um tombo. Ele pode portanto, mesmo sem muita experiência, alcançar os limites de frenagem, mesmo se o piso estiver molhado, com areia ou pedregulhos. O ABS reage suficientemente rápido para evitar o bloqueio de uma ou outra roda.

FORMULAÇÃO DO PROJETO

- O sistema ABS deve ser sobreposto no sistema de freio convencional. Enquanto as rodas não tenderem a bloquear o ABS deve permanecer passivo, ou seja a pressão de frenagem no cilindro da roda deve corresponder a pressão exercida pelo motorista no cilindro mestre.

- Quando uma roda tender a bloquear, o ABS deve impedir o acréscimo de pressão nesta roda.

- Se a roda possuir uma forte tendência a bloquear, o ABS deve realizar a redução de pressão. A redução de pressão deve ser feita pelo armazenamento parcial do fluido de freio, na câmara acumuladora. Em seguida o fluido de freio deve ser bombeado para o cilindro mestre.

- Durante toda frenagem onde houver a atuação do ABS, a regulação deve ser feita no espaço de tempo de milisegundos.

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

ESPECIFICAÇÕES FUNCIONAIS

A) DESEMPENHO

Estabilidade: O sistema deve atuar em situações de frenagem, de modo a impedir o travamento da roda traseira, o que provocaria a perda de estabilidade de marcha, ou seja, a moto derraparia.

Dirigibilidade: O travamento da roda dianteira é uma situação mais crítica, pois provoca perda de dirigibilidade da moto. O sistema antitravante deve atuar de modo a evitar este efeito proporcionando controle da moto durante a frenagem.

Uma roda sob o efeito da frenagem tem dois momentos principais (torque) agindo sobre ela. São elas: o momento causado pela pressão do freio sobre os discos e o momento causado pelo atrito entre a roda e o piso. A estabilidade do veículo depende da manutenção de uma força lateral significativa nas rodas traseiras (fig. 3). Esta é uma parte importante da função de controle do bloqueio das rodas. A fig. 4 mostra uma curva típica entre a taxa de escorregamento e o coeficiente de atrito, com uma curva de força lateral sobreposta. Através da figura nota-se que não é possível obtermos uma máxima força de retardamento e uma máxima estabilidade lateral simultaneamente, uma

vez que a máxima estabilidade lateral ocorre a 0 % de escorregamento e a força de frenagem máxima ocorre na faixa de 10 - 100 % de escorregamento. A frenagem ótima será um compromisso entre a estabilidade lateral máxima e a máxima força de frenagem. Geralmente isto ocorre na faixa de 0 - 25 % de escorregamento (fig.5).

A fig. 6 refere-se alguns tipos de curvas coeficiente de atrito versus escorregamento de vários tipos de pisos. A curva 1 é típica das auto-estradas de altas velocidades. A curva 2 é típica de auto-estradas de baixas velocidades (abaixo de 80 Km/h). A curva 3 é típica de pisos molhados. A curva 4 representa as condições em regiões onde se tem neve. A curva 5 é para pisos de pedregulhos, cascalhos, etc.

Nota-se em algumas destas curvas que existem picos definidos ou pontos extremos. Os sistemas de controle de travamento geralmente trabalham atuando nessas regiões particulares.

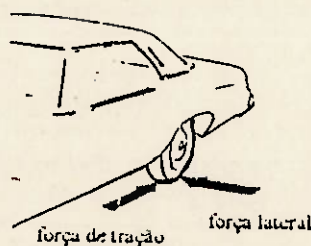


fig.3 - Forças atuantes na roda

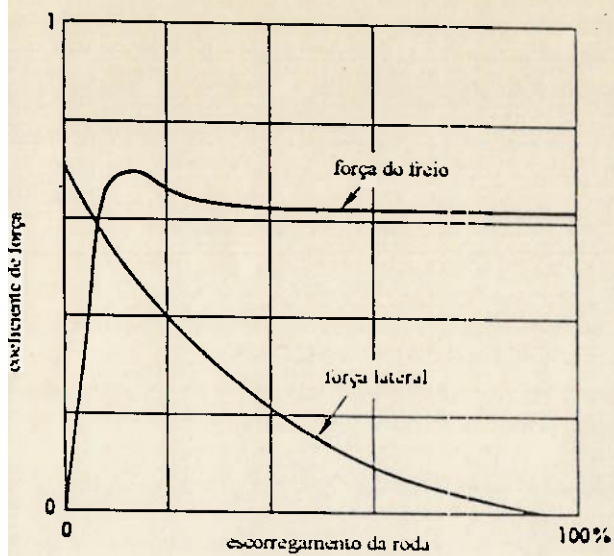


fig. 4 - Características Típicas da força Pneu-Piso.

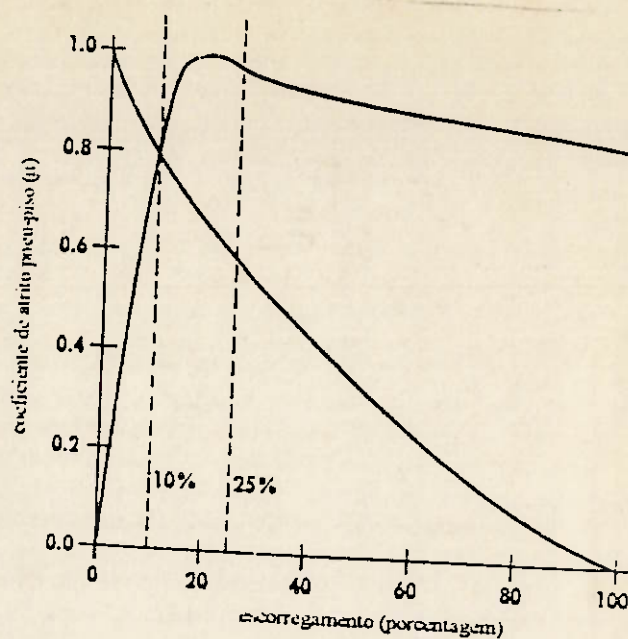


fig. 5 - Faixa ótima de deslizamento.

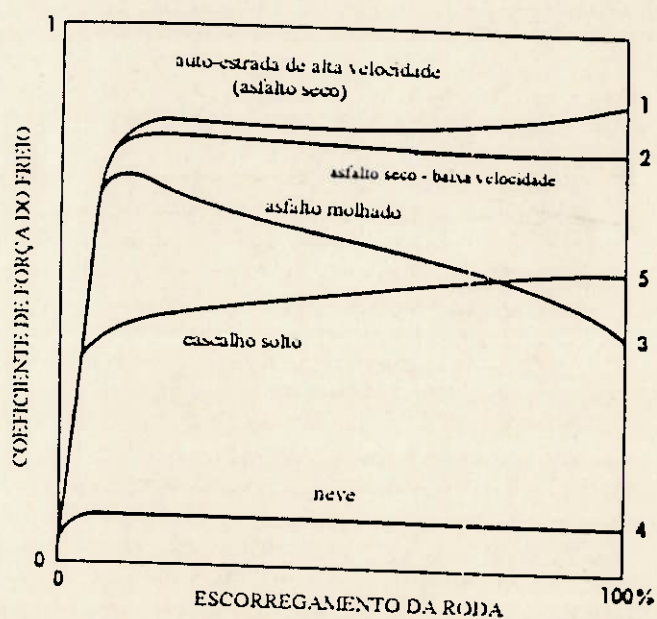


fig. 6 - Características típicas da força de freio

Distância de frenagem: O sistema deve otimizar a distância de frenagem na medida em que impede o travamento das rodas mantendo as condições de aderência dos pneus.

B) SEGURANÇA

Em situações de falha de monitoramento ou controle de velocidade da roda o sistema ABS não deve atuar, sendo que o freio deve atuar como um sistema convencional. O motorista deverá ser alertado através de uma luz de advertência no painel.

C) ACIONAMENTO

O acionamento do sistema se faz de forma automática, no ato de frenagem , sendo que ele deve estar pronto para atuar a partir do momento em que o veículo é ligado. Deve se dispor de uma luz sinalizadora, no painel, do funcionamento do sistema.

ESPECIFICAÇÕES OPERACIONAIS

Durabilidade: O sistema anti-travante deve ter durabilidade compatível com a vida útil da moto, de aproximadamente 75.000 Km.

Confiabilidade: O sistema não deve apresentar falhas durante o intervalo das revisões.

Manutenção: Os componentes do sistema devem estar localizados em posições de fácil acesso, possibilitando uma avaliação periódica e eventual manutenção.

ESPECIFICAÇÕES CONSTRUTIVAS

Peso: A massa do sistema não deve interferir nas condições de dirigibilidade e estabilidade da moto.

Dimensões: Numa moto o espaço disponível é reduzido, motivo pelo qual os componentes do sistema devem estar agrupados de forma compacta.

SÍNTESE DE SOLUÇÕES

Para o controle da modulação da pressão no freio, evitando assim o travamento, tem-se como opções dois tipos de concepções.

- Sistema de freio baseado no controle e monitorização da velocidade das rodas.

Este sistema tem como princípio básico a monitorização da velocidade da roda. Como vistos anteriormente, este tipo de sistema é o mais utilizado atualmente em carros e caminhões que têm o ABS. A lógica de controle é fazer com que diminua a pressão da linha de fluido do freio quando se verifica a iminência de travamento das rodas. O alívio de pressão é feito através de válvulas adequadas que desviam o fluido de freio em tais circunstâncias. Após o alívio, a mesma válvula seria encarregado de restituir a pressão novamente quando não mais a roda estiver em perigo de travamento. Dependendo da necessidade, este alívio e restituição de pressão pode ocorrer várias vezes até que o automóvel chegue a parar. Para que todo o sistema possa ser operado, é necessário um central eletrônico que cuide dos procedimentos operacionais das válvulas, de acordo com os sinais que vêm dos sensores de velocidade das rodas.

Basicamente então, este sistema requer os seguintes componentes:

- Rodas dentadas: é o componente que gera o sinal a ser lido pelo sensor de rotação.

- Sensor de rotação: capta sinais de cada uma das rodas e os transmite para a ECU (Unidade eletrônica de comando).

- Unidade eletrônica de comando: recebe e analisa os sinais enviados pelos sensores de rotação; e comanda as válvulas solenóides da unidade hidráulica.

- Unidade hidráulica: são os componentes que cuidam da pressão do fluido, assim como do retorno ou acumulação do mesmo. São as válvulas solenóides, bombas e acumuladores. (fig. 7)

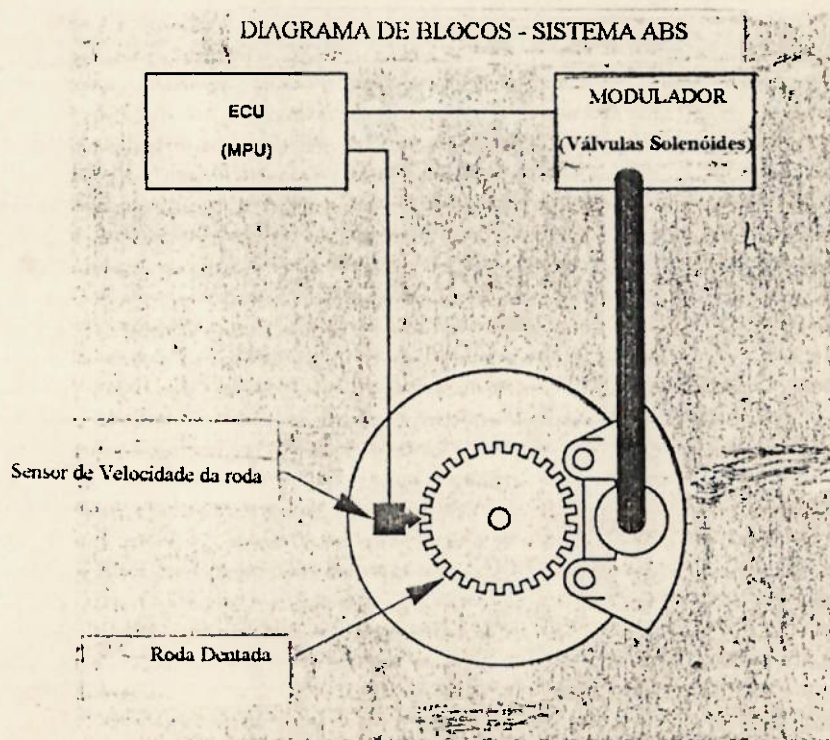


fig. 7 - Diagrama de blocos do sistema ABS

- Sistema baseado no coeficiente de atrito entre a roda e a superfície do piso.

Neste sistema, ao invés de sensores de rodas, tem-se detectores de coeficiente de atrito. Ele controla então a pressão de fluido de freio de maneira que o freio será sempre atuado na região de máximo coeficiente de atrito. Os componentes necessários são quase os mesmos - um central de controle, válvulas solenóides e o sistema hidráulico convencional de um freio. O elemento descrito como detector de coeficiente de atrito nada mais é do que *strain gages* que poderão ser colocados no garfo da moto (fig.8).

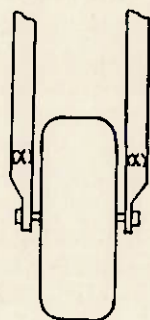


fig. 8 - *Strain gages colocados no garfo da moto.*

Estes sensores são resistências elétricas que quando são deformadas, mudam o valor da sua resistência. A deformação é causada devido ao momento causado pelo atrito da roda com o piso. Será então possível relacionar a deformação causada pelo momento e o coeficiente de atrito μ . O jogo de *strain gages* são colocados então na configuração de ponte mostrado na figura. (fig.9)

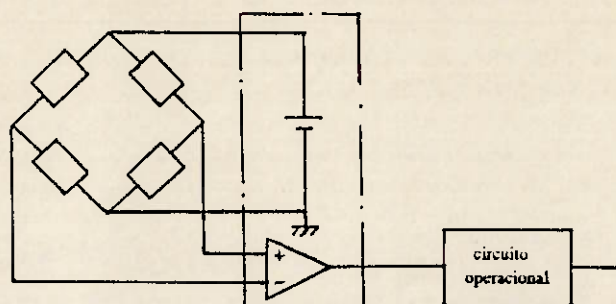


fig. 9 - Strain gages configurados em ponte de Wheatstone.

Com isso é possível obter um sinal de voltagem proporcional ao coeficiente de atrito obtido.

Numa frenagem brusca acontece então a seguinte situação (fig.10):

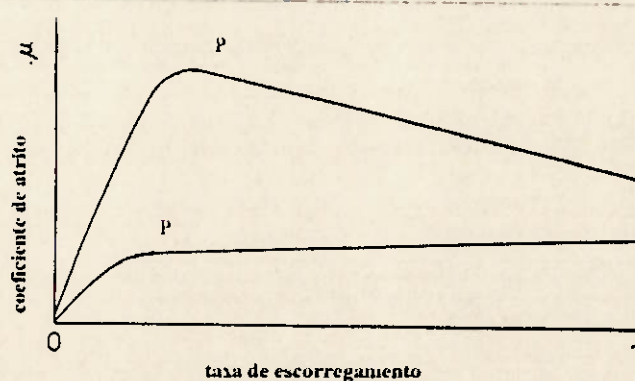


fig. 10 - Relação entre o coeficiente de atrito e taxa de escorregamento.

Numa frenagem, o coeficiente μ do piso aumenta com a elevação do fluido de freio. Quando a taxa desse aumento começa a diminuir tendendo ao ponto P, o sistema então diminui a pressão de freio no intuito de diminuir μ , e quando μ decresce até o valor exatamente onde a sua taxa de aumento começava a decair, a pressão do freio é aumentado novamente. Segue-se um ciclo de aumento e decréscimo de pressão, na região um pouco anterior ao ponto P da reta, até que o automóvel pára.

O diagrama de controle básico seria (fig.11):

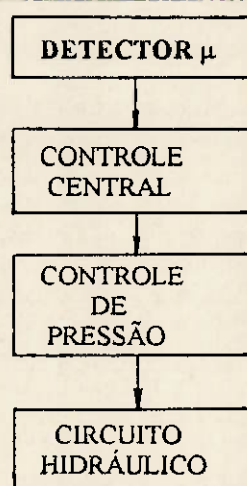


fig. 11 - Diagrama de controle básico.

Comparação das duas concepções de sistema

Foram vistos acima duas das concepções que são possíveis para a modulação da pressão do fluido de freio. As duas apresentam vantagens e desvantagens quanto ao desempenho, construtividade e custos. O sistema de monitoramento do coeficiente de atrito da roda com o piso possibilita um sistema construtivo mais simples, o que em muito auxilia no caso do espaço restrito nas motos. Em termos de custo, esta opção também leva vantagem pois o jogos de *strain gages* são de custo baixo se comparados ao sistema de monitoramento da velocidade das rodas, não necessitando de sensores magnéticos específicos e rodas dentadas adicionais. O grande problema está na dependência do tipo de piso. Dependendo do tipo de piso em que o móvel está, o coeficiente de atrito μ muda e cada μ tem um ponto de referência P diferente para o controle da pressão do fluido. As irregularidades do piso podem causar interferências nos *strain gages* alterando assim as condições de controle. Estas interferências podem causar acionamentos do modulador da pressão do fluido em momentos em que estas não necessitam realmente.

Nota-se portanto que o sistema dos *strain gages* fica limitado quanto ao tipo de piso, e considerando que a motocicleta é um automóvel de porte pequeno, normalmente ela transita em vários tipos de terreno. A opção do sistema com o monitoramento da velocidade das rodas, então, é a que mostra mais adequada. Esta concepção necessita de sensores magnéticos e rodas dentadas incorporadas às rodas para o monitoramento das velocidades destas. Isto pode significar um pequeno acréscimo no custo e na dificuldade de

montagem em relação ao outro sistema, mas este não depende do tipo do piso e das eventuais irregularidades pois a monitorização está diretamente nas velocidades das rodas. Em termos de desempenho então é mais confiável e flexível, e baseado nestas conclusões a concepção do sistema de monitoramento da pressão do fluido escolhida será aquela que se baseia no monitoramento da velocidade das rodas.

Sistemas com monitoramento de velocidade

Sistemas com monitoramento de velocidade apresentam a vantagem de não serem sensíveis à irregularidades de piso ou posição da roda, pois adotam como princípio básico o controle de aceleração da roda. Tal aceleração já se apresenta como resultado de fatores como os citados acima, portanto o sistema faz um controle direto sobre o resultado esperado.

Pode-se encontrar uma grande variação de configurações que adotam este mesmo princípio, proporcionando resultados bem aproximados. Deve-se salientar porém que configurações diferentes apresentam componentes e especificações técnicas diferentes. Cabe ao projeto portanto, a adequação da melhor configuração aos parâmetros existentes em uma moto.

Na escolha de um sensor deve-se levar em conta 4 fatores: natureza da variável medida, custo do sensor, requisitos de precisão e requisitos de desempenho. Precisão deve ser entendida como a concordância entre o valor real da variável e a medida na saída do sensor, podendo ser expressa em % do valor da variável. O outro requisito de desempenho, a resolução, é a capacidade de acompanhar a mudança do valor da variável medida, respondendo com a mesma mudança. Outro fator importante é a faixa de variação, que determina os limites máximo e mínimo do valor possível de ser medido.

Pode-se observar que o mercado nacional dispõe basicamente de sensores magnéticos e ópticos de velocidades. Os sensores ópticos (encoders) têm como princípio de funcionamento a captação de raios luminosos por fotocélulas. Estes raios são lidos quando atravessados através de orifícios

formados nas periferias de um disco. Tais sensores têm a vantagem de serem menores, rápidos e mais baratos, porém se mostram inviáveis à nossa aplicação pelo motivo de que seu desempenho pode ser em muito afetado por impurezas que eventualmente interfiram na leitura dos sinais, e no caso dos veículos automotivos, a presença de sujeiras é sempre constante. Os sensores magnéticos trabalham baseando-se no princípio da indução, onde é produzido uma corrente auto-induzida através do campo magnético criado por imãs permanentes. Quando a roda de dentes gira, a ponta magnética do sensor é faceada alternativamente entre os dentes e os vãos entre eles. Com isso, o campo magnético muda repetidamente e induz uma voltagem alternada. A frequência desta voltagem serve como uma exata medição da velocidade da roda. Existem diferentes tipos de pontas para diferentes tipos de instalações, como exemplo as instalações radiais e axiais (fig. 12).

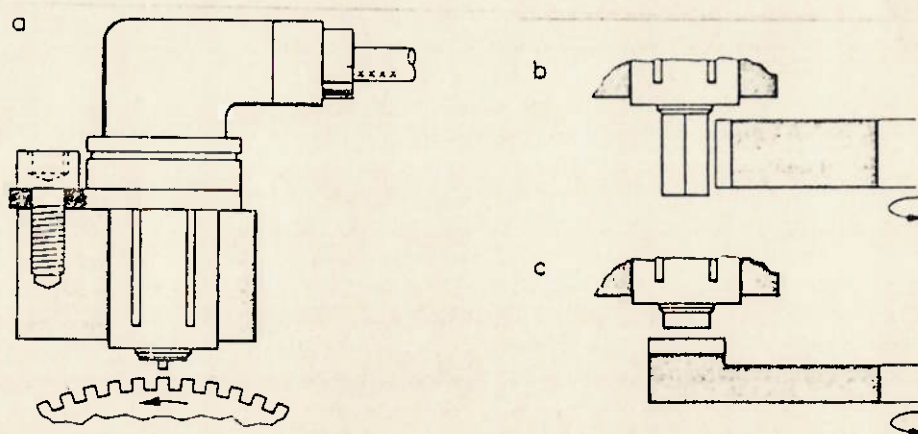


fig. 12 - Tipos de instalações de sensores.

Os acumuladores podem ser divididos basicamente em três tipos:

- Por gravidade ou peso;
- Por mola;
- A gás.

Os acumuladores por gravidade ou peso são do tipo de pressão constante. Compõem-se basicamente de um cilindro onde corre internamente um pistão com vedações apropriadas entre pistão e camisa, sendo que existe um peso que é aplicado sobre o pistão.

Os acumuladores por mola é semelhante, em construção, ao acumulador por gravidade. Os componentes internos do acumulador por mola são iguais ao acumulador por gravidade, diferindo somente que neste existe uma mola no lugar do peso.

Apesar de possuir a vantagem de se regular a pressão a ser acumulada, a partir do ajuste da tensão da mola, este acumulador não é de pressão constante pois, a medida que o fluido vai sendo descarregado, vai diminuindo a força atuante da mola sobre o pistão, resultando, portanto, um decréscimo da pressão acumulada.

Os acumuladores a gás tem a diferença que o elemento que causa a pressão no acumulador, ao invés de mola ou peso, é o próprio gás como o nome indica. Este gás pode estar em contato com o fluido ou estar separado por uma superfície (diafragma). A pressão do fluido acumulado será aquela registrada no lado do gás. A exemplo do acumulador por mola, este tipo de acumulador é de pressão variável pois, a medida que o fluido vai sendo

descarregado, vai diminuindo a pressão no gás, ocorrendo o mesmo no lado do fluido.

Os acumuladores basicamente são equipamentos que acumulam energia sob a forma de pressão, para mantê-la ou liberá-la rápida ou vagarosamente, conforme a necessidade. Ela é geralmente usada como uma fonte de potência auxiliar, como compensador de vazamentos internos e/ou externos de um circuito, como compensador da expansão térmica, como absorvedor de choques hidráulicos ou pulsações ou como mantenedor de pressão. Na nossa utilização, a função do acumulador está nas duas últimas aplicações.

Quanto às válvulas, existem as de acionamento mecânico e as de acionamento elétrico (especificamente, as solenóides). Devido ao sinais de monitoramento e comando serem essencialmente elétricos, a utilização de válvulas solenóides é mais adequado.

Não há uma variação quanto a escolha do tipo de bomba hidráulica e motor, utilizando-se sempre bombas de vazão fixa e motor com um sentido de rotação fixo. Cabe mais adiante especificarmos os valores da vazão e a potência do motor de acordo com a configuração do sistema por nós escolhido.

SISTEMA ABS PROPOSTO

A configuração inicial proposta, levando-se em consideração o espaço reduzido em uma moto, está apresentada a seguir (fig. 13):

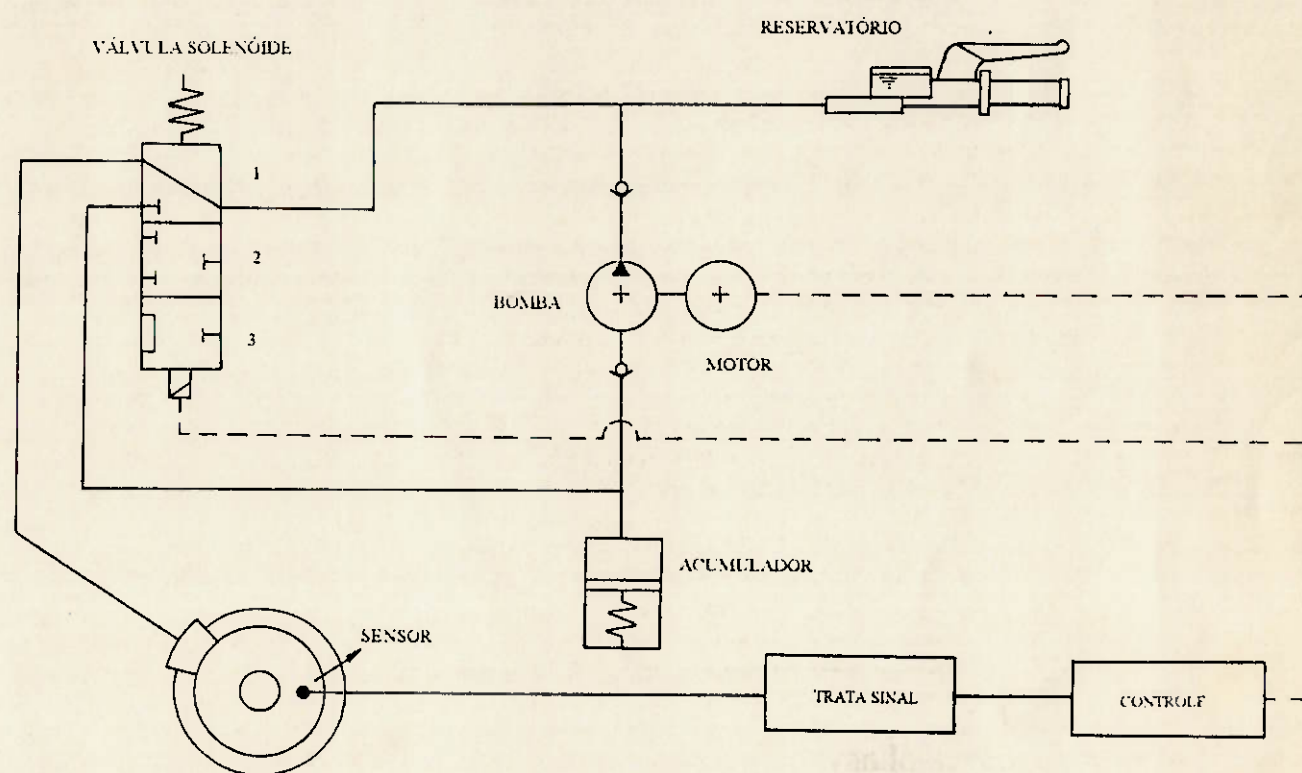


fig. 13 - Esquema do circuito do sistema ABS adotado.

FUNCIONAMENTO DO SISTEMA PROPOSTO

A válvula da figura é uma válvula solenóide de três vias e três posições sendo que a posição 1 é a posição normalmente aberta. Este sistema tem como princípio de funcionamento divididos em três situações diferentes: acréscimo, manutenção e redução de pressão, que correspondem respectivamente às posições 1, 2 e 3 da válvula. Na posição 1, o sistema de freio comporta-se como os sistemas convencionais. Quando o sensor magnético detecta a iminência de travamento da roda, o controle central encarrega-se de posicionar a válvula na posição 3, em que o fluido de freio é desviado para o acumulador e no mesmo instante é bombeado de volta para o cilindro mestre. Esta situação perdura até que a roda comece a retomar a sua velocidade quando, então, a posição 2 da válvula é acionada. Nesta posição tem-se a manutenção da pressão do fluido nas rodas até que a velocidade desta aumente até chegar a um valor correspondente à suposta velocidade do veículo. Retoma-se então a posição 1 da válvula e o processo acima descrito se repete até que ocorra a parada da motocicleta. Estas situações são demonstradas nos gráficos abaixo (fig.14).

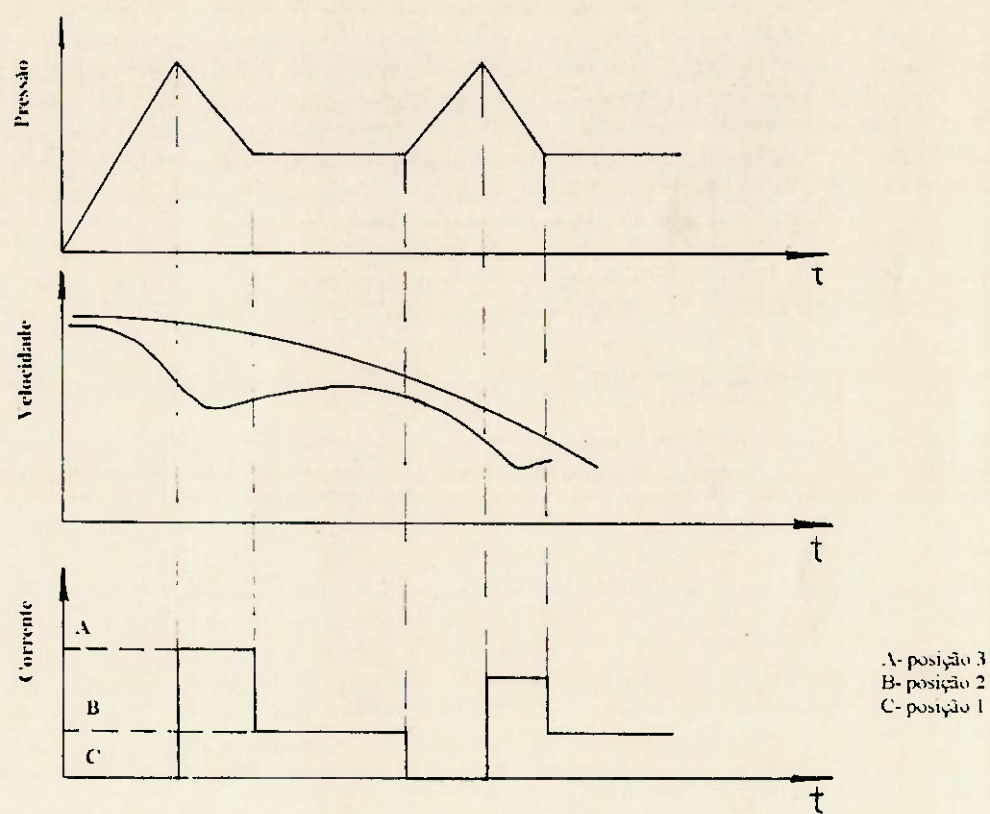


fig. 14-a - Controle da pressão de acordo com a velocidade.

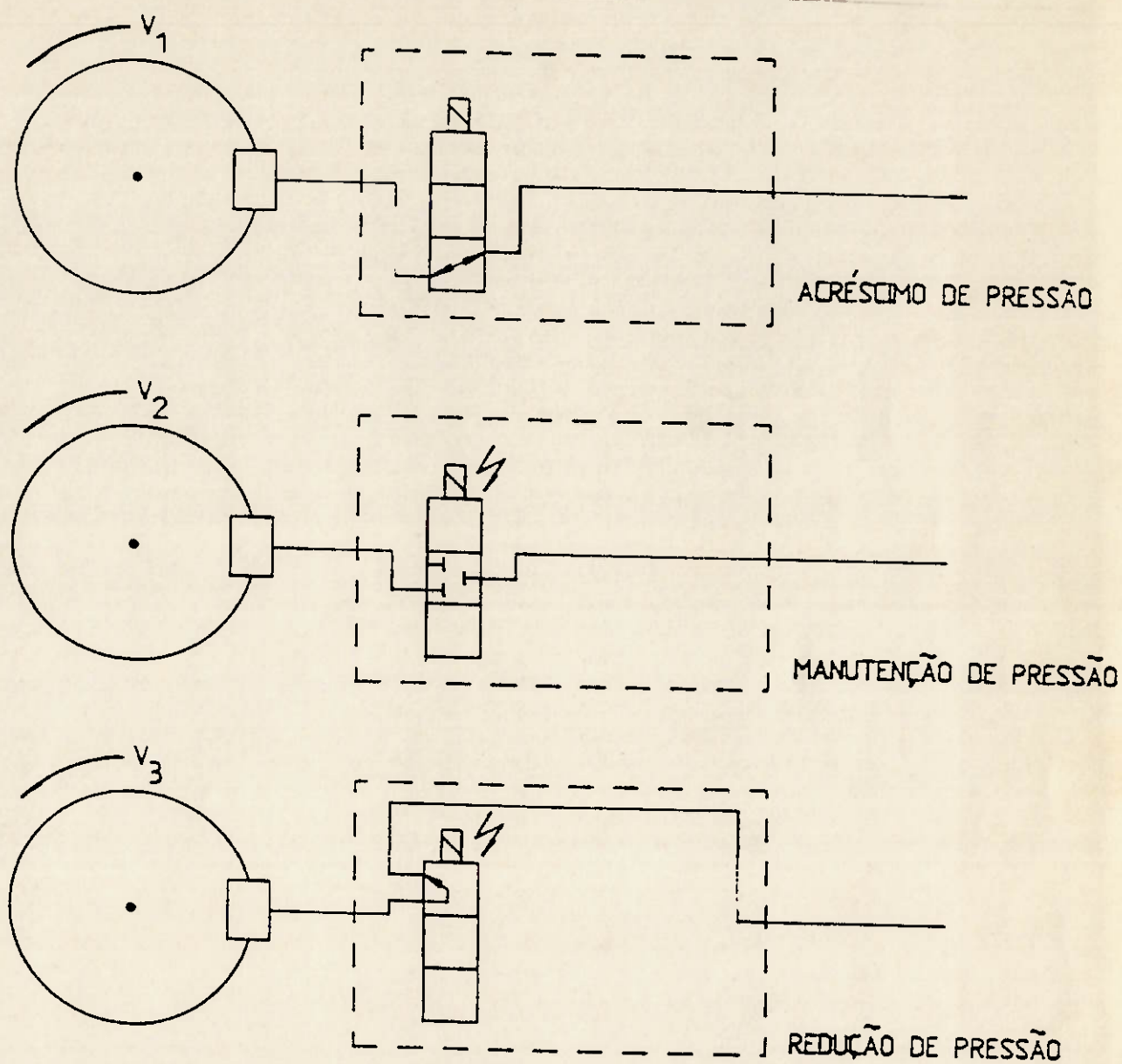


fig. 14-b - Estados da válvula solenóide.

LÓGICA DE CONTROLE

A lógica de controle do sistema está representado pelo fluxograma abaixo (fig. 15).

Basicamente, a lógica de controle baseia-se em comparações sucessivas das velocidades monitoradas através do sensor. Com estas comparações é possível detectar a desaceleração que causaria travamento das rodas, e assim, iniciar-se a rotina de modulação da pressão do fluido de freio. Os valores α e β dependem de parâmetros ainda desconhecidos, que mais adiante, na montagem do sistema, chegar-se-á num valor preciso.

A 'Amostra V' representa uma leitura do sinal senoidal captado pelo sensor magnético. Este sinal será tratado adequadamente para se obter pulsos, que com a base de tempo adotada, obtem-se o valor da velocidade instantânea da roda.

Habilita e desabilita manopla significa liberar ou não a passagem do fluido que v em do cilindro mestre, acionando-se adequadamente a válvula solenóide nas suas várias posições.

O objetivo é de obter este controle através de um software o qual fará o papel das ECU's utilizadas nos sistemas já existentes. Os sinais de entrada e saída serão interfaceados através do microcomputador.

ROTINA DESVIA FLUIDO

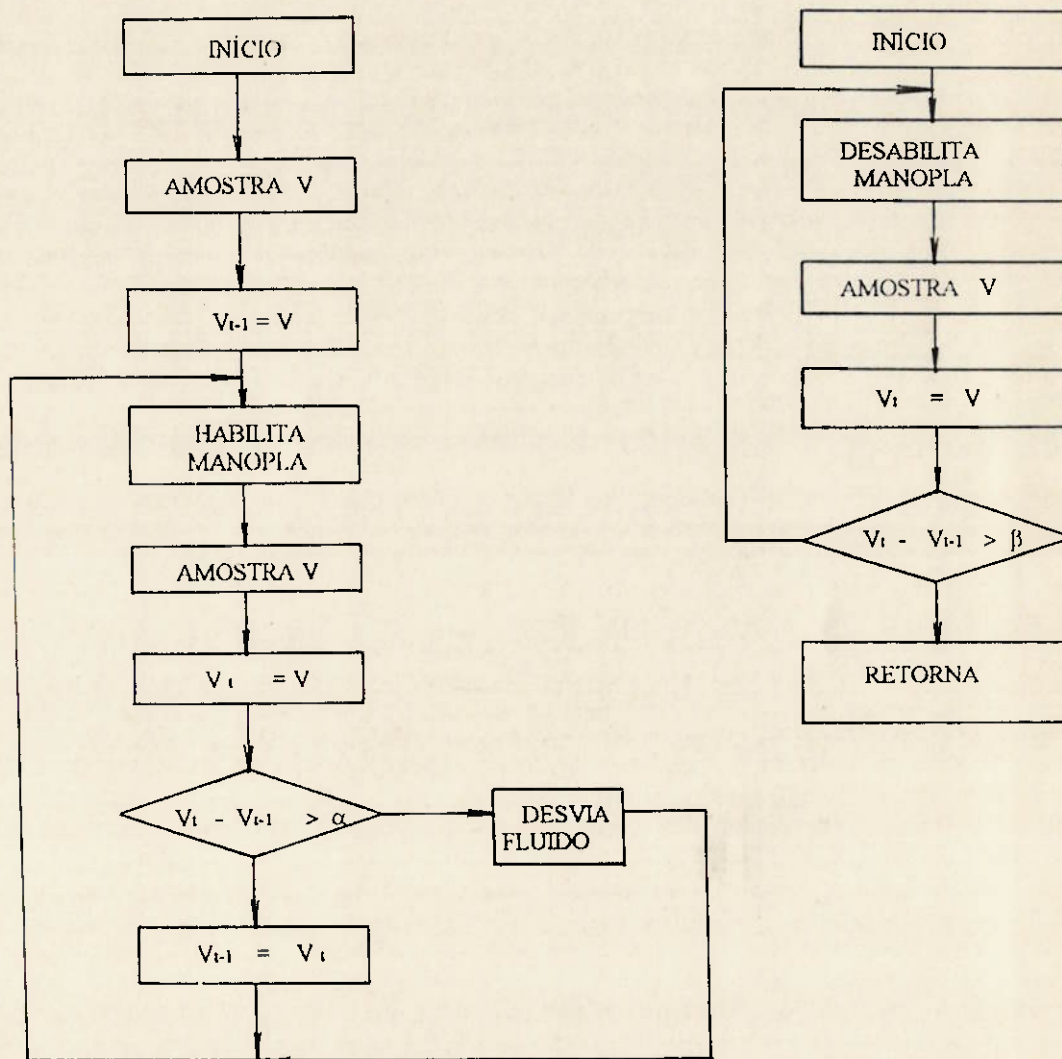


fig. 15 - Fluxograma da lógica de controle.

VIABILIZAÇÃO DO PROJETO

A princípio, o presente trabalho deveria se referir ao desenvolvimento construtivo de um sistema de freio ABS destinado ao uso em motocicletas, projetado em uma primeira fase deste trabalho.

Durante o processo da viabilização e desenvolvimento do sistema de freio ABS, buscou-se o apoio de algumas empresas dos setores de freios e fabricantes de motocicletas (HONDA E YAMAHA), no sentido de se obter, respectivamente, informações referentes a aspectos funcionais e técnicos da lógica do sistema ABS bem como a informações técnicas pertinentes ao circuito de freio hidráulico. Houve, porém, uma considerável dificuldade para se obter tais informações, pelo fato delas serem segredos normativos das empresas.

A dificuldade em se obter informações dirigidas ao sistema de freio ABS entre as empresas do setor se deve, além do sigilo da empresa, ao fato da tecnologia utilizada ser importada. No caso de empresas fabricantes de motocicletas, observou-se uma preocupação evidente por parte dessas empresas no sentido de se preservar informações quanto a pesquisas e trabalhos já realizados sobre os sistemas de freios. Observou-se também uma falta de interesse por parte das mesmas no sentido de se apoiar o estudo e elaboração de tal projeto.

Contamos, ainda neste processo de busca de materiais, com o apoio da Associação de Engenharia Automotiva (AEA), que se prontificou a intermediar um contato com alguma empresa de interesse ao trabalho. Conseguiu-se, assim, através da AEA, um contato com a empresa ROBERT BOSCH DO BRASIL, a qual forneceu informações básicas referentes aos

sistemas ABS que eles fabricam. A empresa também permitiu que se fizesse uma visita às suas dependências para que se pudesse ter mais informações a respeito de seus produtos.

Este contato com a BOSCH teve várias etapas. No primeiro contato foram obtidas as informações técnicas que auxiliaram em muito a realização da primeira etapa do trabalho. Os contatos posteriores foram no sentido de se obter dados para a construção do sistema de freio ABS proposto. Entretanto, através de consultas aos engenheiros da empresa, os quais são possuidores de grande experiência no ramo deste tipo de freios anti-antitravantes, constatou-se que ocorreriam grandes problemas para a continuação do projeto. Segundo opiniões dos engenheiros e análise da exequibilidade do sistema, chegou-se à conclusão de que a construção do mesmo seria inviável. A inviabilidade deve-se aos seguintes motivos:

- Como o projeto previa construção de um sistema discreto, ou seja, circuito com componentes separados (bomba, acumulador, válvulas solenóides, unidade de controle, etc.), haveria dificuldades em se conseguir as características necessárias para estes operarem em conjunto e com isso, fazer a integração final destes.

- O fato de que todos os componentes utilizados nos sistemas ABS existentes no mercado são importados e estes já vêm em módulos integrados.

- As particularidades técnicas de alguns componentes. O conjunto motor e bomba, por exemplo, necessita de um alto tempo de resposta, devido à rapidez da ação de modulação da pressão, e grande potência para vencer a pressão da linha de freio (em torno de 100 atm). A válvula solenóide precisa igualmente ter alto tempo de resposta e capacidade para altas pressões. Há uma dificuldade de obter estes componentes no mercado nacional.

- A dificuldade de obtenção de informações de parâmetros para o dimensionamento dos componentes. O sigilo de informações técnicas da empresa BOSCH - como a lógica de controle do sistema, tempos de desaceleração máxima da roda para início da atuação, os nomes dos fornecedores das bombas, acumuladores e válvulas solenóides - não nos possibilitou ao menos o pré-projeto do sistema.

- A grande complexidade de todo o sistema.
- O tempo disponível para a finalização do projeto.
- A indisponibilidade de recursos para aquisição dos recursos necessários.

Quanto ao tempo disponível, chegou-se a conclusão deste ser insuficiente para a execução de um cronograma para o projeto completo do sistema de freio ABS para motos, visto que, devido à complexidade de tal sistema, necessitaria-se de muito mais tempo. Por todos esses motivos, decidiu-se dar um novo direcionamento ao projeto.

Uma das possibilidades seria uma exploração teórica mais aprofundada dos princípios de funcionamento dos sistemas ABS existentes em carros e caminhões, estudando-se os tipos existentes no mercado nacional e internacional e analisando-se cada um deles com comparações dos resultados chegados por estes sistemas.

Uma outra alternativa seria o pedido de doação do sistema ABS fabricado pela BOSCH. Caso se conseguisse a doação do sistema, poderia-se tentar adaptá-lo a um circuito hidráulico de uma motocicleta para fazerem-se ensaios e testes resultantes desta adaptação. Para isto dependeria-se novamente da disponibilidade da empresa BOSCH em fazer a doação de um de seus sistemas. Novos contatos foram feitos então com a empresa para o pedido desta doação. Este processo se estendeu por aproximadamente um mês, devido

a demora de processos burocráticos para a autorização da doação. Mas a resposta final da empresa foi positiva, e a empresa se prontificou a doar todo o sistema ABS de um dos modelo que é utilizado em carros nacionais.

Considerando-se os fatores acima citados, aliados à disponibilidade de um módulo de freio ABS, chegou-se a conclusão de ser viável e mais produtivo, o projeto de um modelo de bancada de um sistema de freio ABS para carros, adaptado a um circuito hidráulico de freio de uma motocicleta.

O objetivo do trabalho, agora, consiste em se fazer o projeto de uma bancada de testes para o sistema de freio ABS, para posteriormente analisar-se a sua eficiência e funcionalidade.

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA BANCADA

O projeto da bancada deverá atender aos seguintes requisitos básicos :

- Simulação, o mais próximo possível, da situação real de frenagem de uma motocicleta em condições adversas (por exemplo, asfalto molhado).
- Deve haver simulação, também, das seguintes condições existentes em uma situação real:
 - Inércia devido às massas do piloto mais moto;
 - Transferência de peso para as rodas dianteiras da moto no ato de frenagem;
 - Tipo de piso na qual a moto anda (coeficiente de atrito).
- Facilidade de observação: O lay out da bancada deve facilitar ao máximo a observação e análise do ato de frenagem.

- A bancada deve ter um dispositivo de proteção para o caso de simulação de pista molhada, a fim de evitar que respingos de água atinjam os observadores. Esse dispositivo deve servir, também, para evitar que peças eventualmente desprendidas no momento de um teste, possam atingir quem esteja por perto.

- O acionamento dos componentes da bancada deve ser feito através de um motor elétrico e o acionamento do sistema hidráulico de freio através da manopla que determinará o ato de frenagem do sistema.

- O peso da bancada deve ser o mais reduzido possível, a fim de poder-se deslocá-la com facilidade.

- A dimensão da bancada deve, também, ser o mais reduzida possível, de modo que o seu transporte fique facilitado.

SÍNTESE DE SOLUÇÕES

A seguir tem-se um quadro comparativo indicando as alternativas obtidas para os componentes principais da bancada, de acordo com as funções pré-estabelecidas na formulação do projeto.

FUNÇÕES	ALTERNATIVAS	
	A	B
simular inércia devido à massa do piloto + moto	aumento de pressão entre a roda da moto e a esteira	roda de inércia
simular transferência de peso para as rodas dianteiras	atuador hidráulico aciona alavanca ligada à roda	contato entre tambor e roda da moto no ato de frenagem
simular pista de rodagem	esteira com uma camada de material que simula coeficiente de atrito do asfalto	tambor concretado
simular pista molhada	jato d'água direcionado à roda	jato d'água direcionado à roda
gaiola de proteção	estrutura em tela de aço com cobertura de plástico transparente	estrutura em acrílico transparente
acionamento do conjunto	motor elétrico	motor elétrico

De posse das alternativas possíveis para cada função e combinando-as, chegou-se a duas soluções para a bancada de testes. O próximo passo será elaborar um lay-out da bancada contendo suas partes componentes, pensando-se sempre na situação real de uma moto em movimento.

A bancada de testes terá que simular as condições de marcha e de frenagem de uma moto em condições de piso seco (asfalto seco) e molhado (asfalto molhado), sendo que a atenção maior será dada na ação de frenagem, fazendo-se inclusive, o monitoramento da rotação da roda e da pressão de óleo do sistema hidráulico.

Solução I

Este sistema é constituído basicamente por (*fig.16*):

- Mesa para fixação: A mesa serve de estrutura para fixação de todos os componentes da bancada e , também, para alocar os instrumentos de medição;
- Roda mais disco de freio de motocicleta;
- Esteira rolante: A esteira rolante tem a função de simular o piso de rodagem da moto.
- Atuador hidráulico mais alavanca: O atuador hidráulico aciona uma alavanca ligada a roda da moto;

- Circuito hidráulico de freio: Este circuito hidráulico é utilizado em conjunto com o sistema ABS.
- Sistema de freio ABS composto por:
 - Unidade hidráulica: Composta por válvulas solenóides, bomba e motor. As válvulas solenóides controlam a pressão do fluido de freio na roda ;
 - ECU (unidade eletrônica de comando): Recebe e analisa os sinais enviados pelo sensor de rotação e comanda as válvulas solenóides da unidade hidráulica;
 - Anel de impulso: É fixado a roda e gera o sinal a ser lido pelo sensor de rotação;
 - Sensor de rotação: Capta os sinais da roda e os transmite a ECU.
- Equipamentos de medição (osciloscópio, transdutor de pressão): Utilizados para monitorar a rotação da roda e a pressão do fluido de freio;
- Motor elétrico.

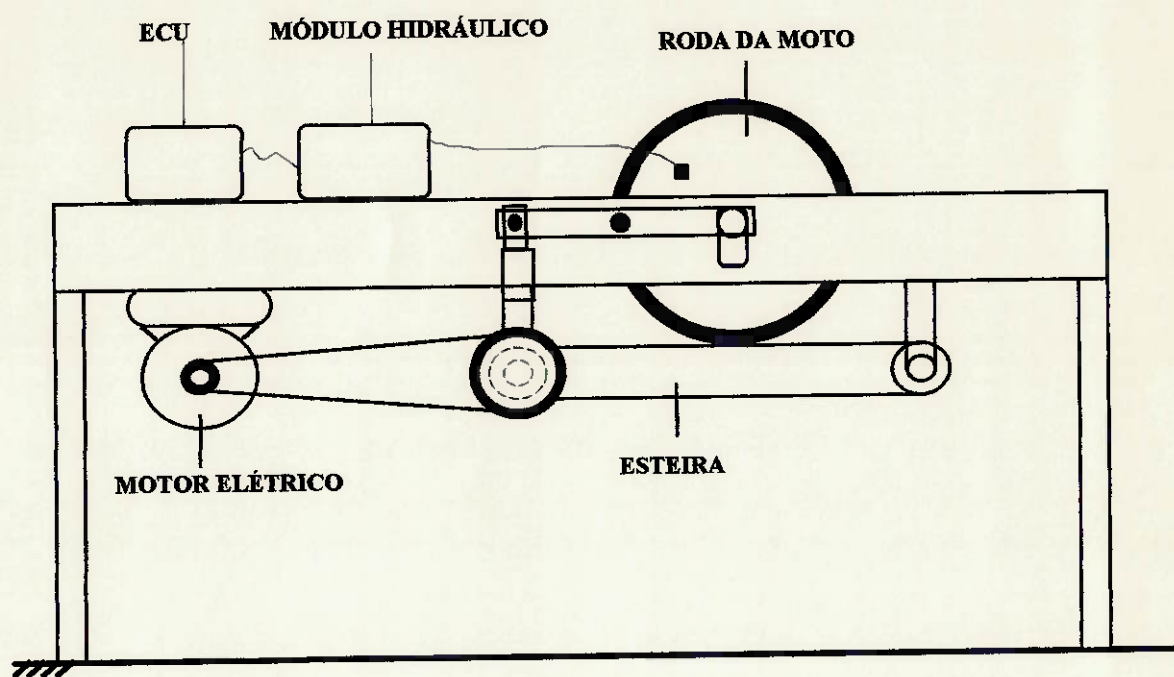


fig. 16 - solução 1

Funcionamento da bancada

Um motor elétrico aciona uma esteira rolante através de um conjunto par de polia correia. A esteira é confeccionada com material cujo o coeficiente de atrito seja próximo do coeficiente de atrito do asfalto. A roda da moto é fixada a mesa, sendo que o furos da mesa onde se fixa o eixo da roda permitem um pequeno curso vertical do mesmo. Esse curso permite que uma alavanca acionada por um atuador acresça um valor de pressão ao contato roda-esteira, a fim de simular a transferência de peso à roda dianteira da moto no ato de frenagem. O anel de impulso e os sensores são adaptados à roda e ao disco de freio e devidamente ligados ao comando hidráulico e a ECU.

A dificuldade que se tem na montagem desta bancada é a construção da esteira rolante. É um tanto complicado encontrar um material com coeficiente de atrito próximo do asfalto, aderente ao material da esteira e que não se solte no momento de uma frenagem brusca, principalmente no trecho em que ocorre mudança de direção da esteira (nos roletes das extremidades).

Independente da esteira, a construção da estrutura exigiria a utilização de roletes e demais componentes os quais teriam que ser comprados ou exigiriam grande quantidade de material bruto e tempo dos técnicos da oficina para serem construídos.

Solução 2

Basicamente, esta bancada (*fig.17*) é composta pelos seguintes componentes:

- Mesa para fixação das partes componentes;
- Conjunto roda + disco de freio;
- Bengalas mais mesa;
- Sistema hidráulico de freio da moto;
- Sistema ABS (módulo hidráulico + ECU + sensor + anel dentado);
- Roda de inércia;
- Tambor ;
- Mola de tração.

Em um eixo previamente calculado e apoiado em mancais de rolamento, são fixados o tambor e a roda de inércia. A roda da moto é apoiada ao tambor concretado e as bengalas são fixadas à mesa .

Um motor elétrico aciona o eixo por meio de um conjunto par de polia e correia. Dessa forma, ocorre rotação da roda de inércia e do tambor concretado. A roda de inércia tem por função simular o peso da moto mais o peso do motorista. O tambor tem a função de simular o piso de rodagem. Poderia-se, para a análise da eficiência do sistema de freio ABS, utilizar um material no tambor com coeficiente de atrito menor que o do asfalto, o que seria até melhor, pois a tendência de derrapagem é maior .

A roda da moto é apoiada no tambor e as bengalas são fixadas à mesa formando um ângulo α com a mesma. Com esse ângulo α o ponto de

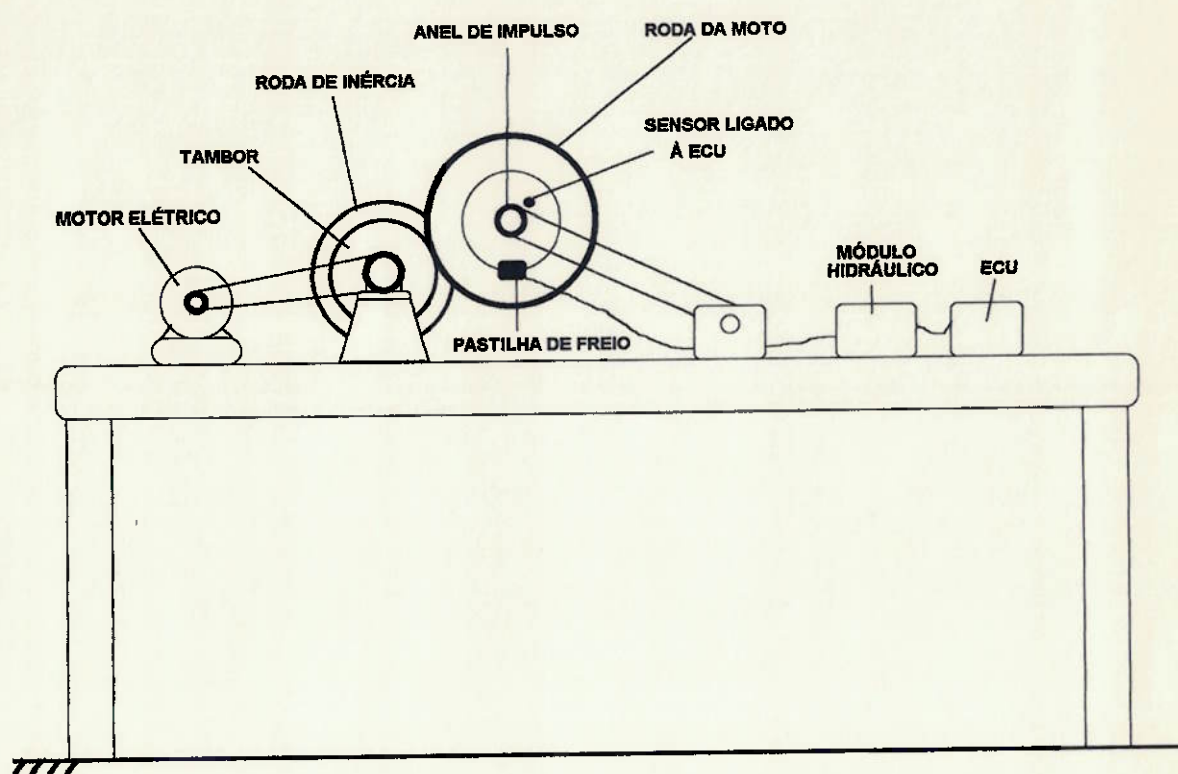


fig. 17 - solução 2

contato entre a roda e o tambor deve estar no primeiro quadrante deste, de maneira a evitar que a roda perca contato com o tambor (evitar que a roda caia).

Uma mola de tração é fixada aos garfos e regulada de maneira que simule o peso das massas da motocicleta e do motociclista nas rodas dianteiras.

A utilização de um tambor não é a melhor opção para se simular o piso de rodagem pois a superfície de contato é menor. Por este motivo, o tambor deve possuir o maior diâmetro possível, a fim de se aumentar a área de contato.

Além dos itens referentes à motocicleta propriamente dita, a bancada deve possuir equipamentos de medição como osciloscópio e transdutores de pressão, para efetuar-se a medição da rotação da roda e o valor da pressão na linha do circuito hidráulico de freio.

ESCOLHA DA SOLUÇÃO

As duas soluções serão analisadas com base em propriedades que são consideradas importantes e suficientes para a determinação da melhor solução:

- Facilidade de fabricação : facilidade de fabricação e montagem das peças componentes da bancada.
- Espaço ocupado.
- Movimentação da roda : efetividade da bancada em movimentar e simular o piso.

- Simulação do peso moto + motociclista.
- Simulação da transferência de peso no ato da frenagem.
- Simulação da inércia de movimento.
- Visibilidade do ensaio: capacidade de facilitar a visibilidade e acompanhamento do ensaio.
- Adaptação do circuito: facilidade de adaptação do circuito de hidráulico de freio e dos componentes do sistema BOSCH ABS.

Foi-se atribuído pesos a cada propriedade, estabelecendo-se peso 1 (um) à qualidade de menor importância. Este peso serviu como padrão para avaliação dos pesos das demais propriedades. Segundo o mesmo critério atribuí-se notas de zero (0) a dez (10) às soluções, para cada uma das propriedades.

Propriedades	Nota Sol.1	Nota Sol.2	Peso	Sol.1 x P	Sol.2 x P
Facilidade de fabricação	6,0	7,5	3	18,0	22,5
Espaço Ocupado	7,0	6,0	1	7,0	6,0
Mov. da roda	8,0	7,0	3	24,0	21,0
Sim. do peso	6,0	8,0	4	24,0	32,0
Sim. da transferência do peso	8,0	6,0	4	32,0	24,0
Sim. da inércia	5,0	8,0	4	20,0	32,0
Visibilidade	5,0	7,0	2	10,0	14,0
Adaptação do circuito	6,0	7,0	3	18,0	21,0
Resultados Σ	-	-	24	153,0	172,5

Tomaremos como a solução escolhida a solução 2.

O arranjo físico da bancada seria da seguinte maneira :

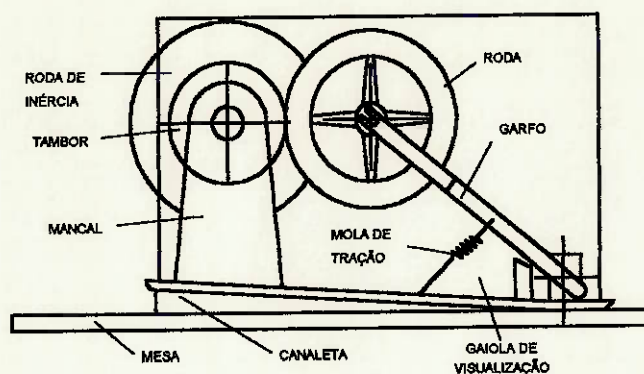


fig.18 - Esquema da bancada

Será feito o uso de um motor elétrico para movimentar o tambor que está solidária ao eixo. O tambor servirá para dar movimento à roda da moto e posteriormente simular o solo em contato com a roda no ato da frenagem. O garfo será articulado na mesa de maneira com que a roda fique em contato com o tambor de acordo com a figura. A força de contato da roda com o tambor será feita através de uma mola de tração que atuará no garfo da roda. Será instalado no circuito hidráulico de freio da moto um módulo ABS, adquirido através da Bosch, na posição intermediária entre o burrinho e a pinça do disco. Esta adaptação será feita no flexível (via de fluido) da moto:

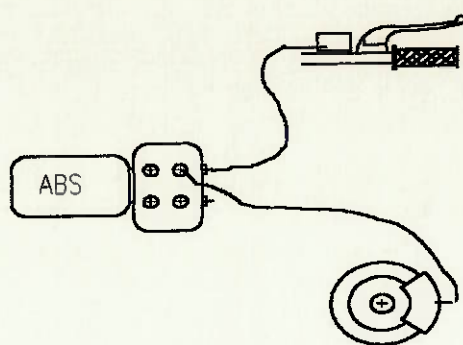


fig.19 - Esquema do circuito hidráulico de freio

A idéia do funcionamento da bancada é de fazer primeiramente o tambor entrar em rotação, através do motor, até uma certa velocidade que será especificada mais adiante. Quando a roda atingir a velocidade esperada, desliga-se o motor e acionamos o freio da moto. O tambor neste instante funcionará como uma simulação do solo no pneu da moto. A análise do funcionamento do sistema anti-travante será feito justamente nesta região de contato entre o tambor e o pneu. Para que seja verificada a eficácia do sistema, não poderá ocorrer o travamento da roda, enquanto o tambor ainda estiver rodando, durante todo intervalo de frenagem. A variação de alguns parâmetros como a velocidade inicial de frenagem, força de contato entre o tambor e a roda, e a condição de contato (seco ou molhado) podem ser mudados e os resultados comparados entre si. Propõe-se a aplicar jatos de água no contato entre o tambor e a roda para simular a condição de pista molhada, que é onde um freio ABS mostra a sua maior eficácia e utilidade. A proteção (gaiola) e as canaletas servem para a proteção contra eventuais respingos de água durante a observação da frenagem na condição molhada.

Para o acompanhamento do ensaio serão instalados ao longo do circuito de freio transdutores de pressão para medir a variação da pressão na

linha nos momentos anteriores e posteriores do início da frenagem. Com a adição de um sensor magnético extra no anel de impulso adaptado na roda da moto, será possível fazer também um acompanhamento paralelo da velocidade da roda ao longo do ato de frenagem.

Basicamente os componentes da bancada são:

- Mesa;
- Roda de inércia;
- Tambor;
- Roda e garfo da moto ;
- Mola de tração;
- Mancais;
- Conjunto Motor e Polias;
- Gaiola de visualização;
- Canaletas de retenção de água;
- Circuito hidráulico de freio;
- Módulo ABS da Bosch.

MESA

A mesa é a estrutura que suportará todos os componentes da bancada. Para isto é necessário que ela seja bem rígida. O material dela pode ser de madeira ou de metal. A escolha do material e do tipo de mesa, que será fabricada ou não, de acordo com as possibilidades, serão discutidas mais adiante.

RODA DE INÉRCIA

A roda de inércia serve para simular a inércia linear que se tem quando se freia uma motocicleta. Esta inércia rotativa deve ser equivalente à inércia linear de translação da moto que dependerá basicamente da massa da motocicleta e do motociclista e da velocidade destes no momento da frenagem. A escolha da roda, já que é inviável fabricar uma dentro das possibilidades da oficina, e o cálculo das inércias envolvidas serão discutidas mais adiante.

TAMBOR

O tambor servirá para dar o movimento inicial à roda que está em contato direto com ele. Em seguida, no ato de frenagem, ele fará o papel de simular o solo, como comentado anteriormente. Este está situado bem no centro da bancada fixado ao eixo, entre os mancais que o apoiam. A largura deve ser o suficiente para abranger a largura total da roda.

RODA E CIRCUITO HIDRÁULICO DE FREIO

A roda e o circuito hidráulico de freio serão os próprios originais de alguma motocicleta disponível no mercado. Além da roda serão necessários logicamente o disco e as pinças. Tentativas de aquisição destes materiais foram feitas através de doações das empresas fabricantes do ramo (Honda, Yamaha) ou pela compra em lojas de reposição de motos usados. Contatos com tais empresas foram feitas através de Fax e Telefone, e os seus detalhes estão no - Anexo, Parte II, CONTATO COM AS EMPRESAS NO 2º SEMESTRE.

GARFO

O garfo tem apenas a função de suportar a roda e o sistema de freio. Ela também será usada para fazer atuar a força de contato entre o tambor e a roda. Para a fácil construção do garfo foi-se primeiramente idealizada a montagem através de tubos e vigas de perfil T.

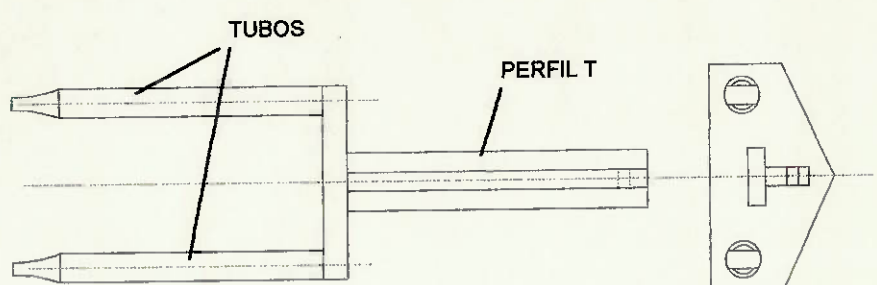


fig.20 - Garfo da moto

MOLA DE TRAÇÃO

A mola de tração será afixada no garfo da roda e a sua outra extremidade na mesa da bancada. A força exercida pela mola será utilizada para poder-se ter uma força de contato entre o tambor e a roda que simule o peso da motocicleta e do motociclista.

MOTOR E POLIAS

O conjunto de motor e polias é a fonte de movimento do tambor e da roda e é essencial para se realizar o ensaio. Através do sistema de polias será possível obter a velocidade de rotação requerida pelo tambor para a simulação de uma certa velocidade linear da roda da motocicleta.

ESTRUTURA DE PROTEÇÃO E CANALETAS

Como já brevemente discutido, a gaiola de visualização e as canaletas servem de proteção no caso de uma simulação com a injeção de jatos de água na região de contato tambor-pneu no momento da frenagem.

O SISTEMA ABS DA BOSCH

Através de visitas e contatos telefônicos com a empresa BOSCH, situada na cidade de Campinas-S.P., foi possível adquirir a doação do sistema de freios ABS. O sistema adquirido é o ABS 2S de quatro canais, que é composto de: - um módulo com a unidade hidráulica, motor, bomba, e acumulador; - uma ECU (Unidade de controle) que é o responsável pelo controle, coordenação e ordenação de todos os passos de um ciclo de frenagem; - sensores magnéticos, que tem a função de captar os sinais de cada

roda e os transmitir para a ECU; - e anéis de impulso, que é o componente que gera o sinal a ser lido pelo sensor de rotação. Este sistema equipa Atualmente os automóveis Santana/Quantum presentes no mercado brasileiro.

O sistema tem como características:

- Requer nenhuma ou pequena alteração no sistema básico de freio;
- Independência funcional, em caso de falha, entre o ABS e o servofreio;
- Alta flexibilidade de montagem;
- Carcaça de peça forjada ou fundição em superfície cromatizada;
- Potência do motor: 420 W;
- Tensão de trabalho: 12 V DC;
- Sistema de conexão de 12 pinos;
- Temperatura de trabalho: -40° C até 120° C;
- Válvula solenóide com apoio em rolamento de rolos ou mancal liso (3 ou 4);
- Conexão para tubo de freio : FL M10 x 1 (DIN 74235)
- Dois relés, sendo 1 para as válvulas solenóides e 1 para motor da bomba;
- Fixação da unidade hidráulica com 3 parafusos de cabeça sextavada com coxins;
- ECU c/ conexão de 35 pinos e peso de Aprox. 0,65 Kg;
- Sensor magnético c/ peso aproximado de 130 g.

A seguir temos algumas figuras dos componentes do sistema adquirido através da BOSCH:

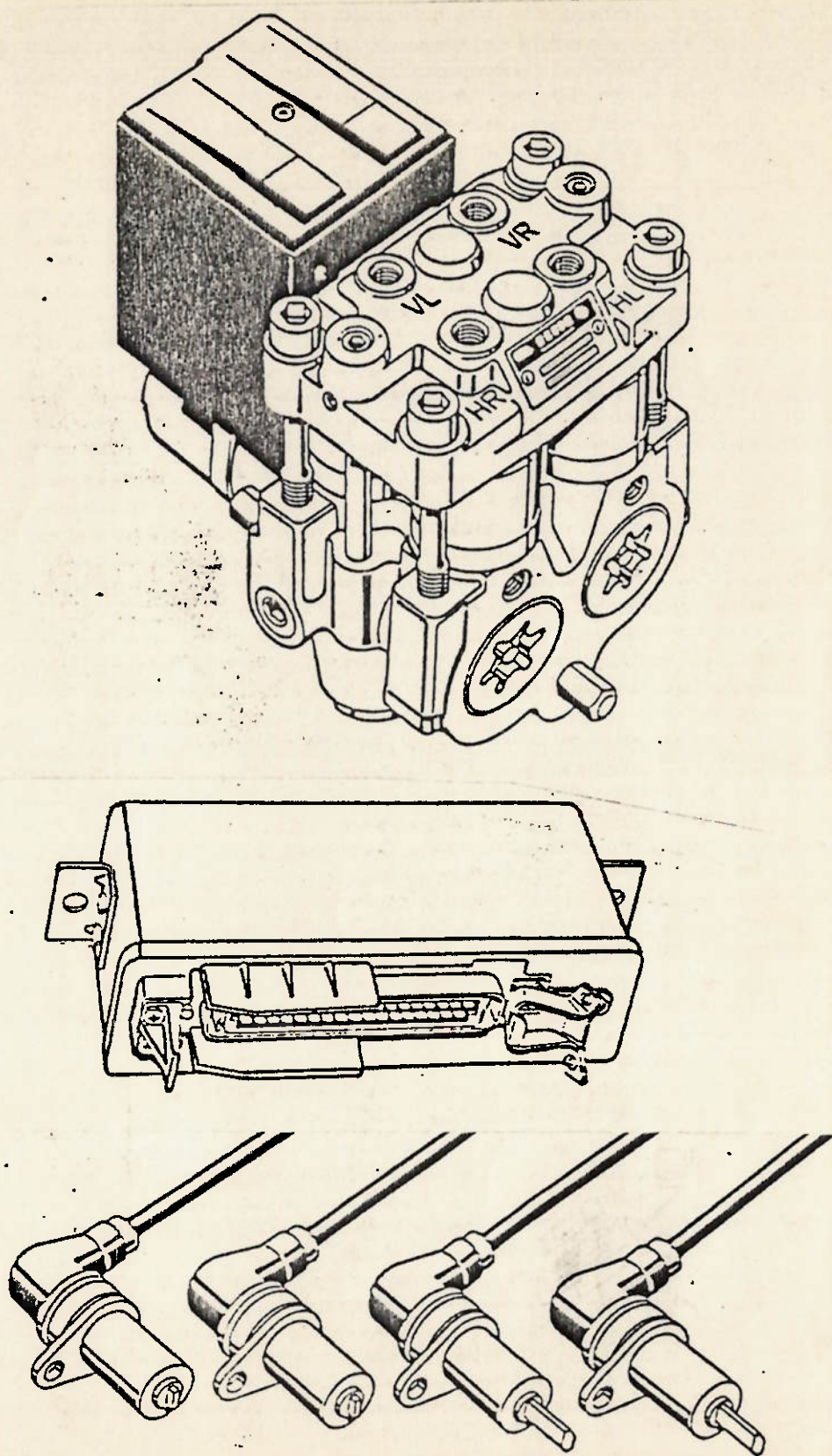


fig. 21 - Componentes do sistema ABS 2S

ABS VERSÃO 2S - BOSCH

Em 1978, a versão 2S foi o primeiro (fig.21) sistema de freio antitravante a ser produzido em série. Desenvolvimentos no campo da eletrônica digital tornaram possível monitorar seguramente os processos complexos que ocorrem durante a frenagem e reagir em frações de segundo. Este é um sistema de quatro canais, ou seja, as rodas são controladas independentemente e, também, é um sistema muito flexível, que permite integração sem modificações no sistema básico de freio. É constituído pelas seguintes partes:

UNIDADE DE CONTROLE ELETRÔNICO

A ECU recebe, amplifica e filtra os sinais que vêm dos sensores. Com estes sinais, ele calcula o escorregamento e a aceleração e desaceleração periférica da roda na frenagem.

Unidade de controle do ABS 2S

A ECU é extremamente compacta. Uma placa de PC de aproximadamente 140 mm² montada com apenas 60 componentes. Os blocos funcionais individuais com tecnologia híbrida são altamente integrados e estão otimizados para as necessidades do tipo de veículo respectivo. O controlador digital, consistindo de dois circuitos integrados do tipo LSI, combina 16000

transistores em um chip de área de aproximadamente 37mm^2 . Componentes semicondutores discretos para filtragem, geração de clock e supressão de interferências e transistores de potência para controle das válvulas solenóides completam o circuito eletrônico (fig. 22). A ECU fica melhor instalada no compartimento do passageiro, pois esta imune a altas temperaturas e à água. ECUs que são instaladas no compartimento devem ser protegidas contra estas adversidades. A (fig.23) mostra o diagrama de bloco básico da ECU.

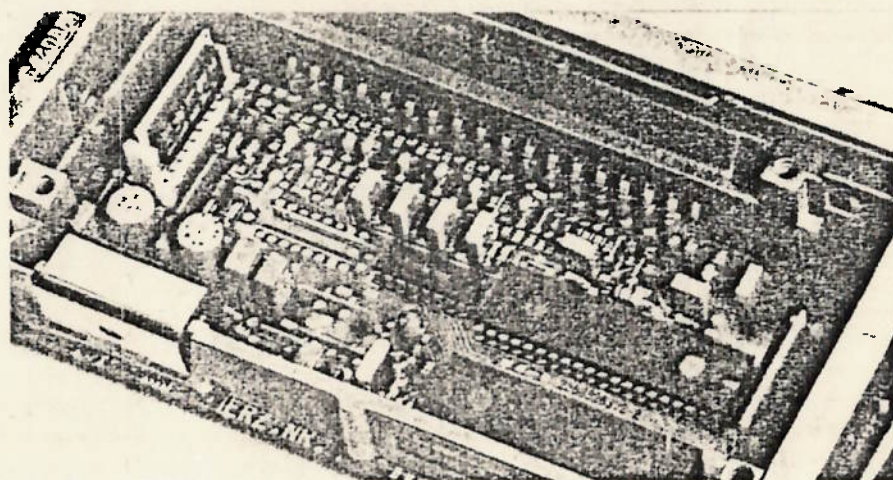


fig. 22 - Circuito eletrônico da ECU

circuito de entrada

O circuito de entrada (3) consiste de um filtro passa baixa e um amplificador de entrada para supressão de interferências e amplificação de todos os sinais provenientes dos sensores (canais 1 a 4). Ele converte os sinais senoidais de voltagem que vêm dos sensores das rodas e os converte em sinais de onda quadrada. Ele usa estes sinais para controlar os dois circuitos LSI do controlador digital.

controlador digital

O controlador digital (4) consiste de dois circuitos LSI (5 e 6) mutuamente independentes, sendo que cada um deles processa a informação de duas rodas (canais 1+2 e 3+4) em paralelo e executa os processos lógicos. A isolação de canais é conseguida desta maneira, desta forma excluindo falhas centrais nesta parte do circuito. Em adição a isso, "tempos mortos" no processamento dos sinais pode ser reduzido ao mínimo e isto tem um efeito positivo na qualidade do controle. Os sinais de onda quadrada são convertidos em palavras digitais de 10 bits nos estágios de entrada dos dois circuitos LSI. Falhas causadas por vibrações nos eixos ou impacto nas rodas são filtradas aqui.

Uma unidade lógica-aritmética serial posterior calcula as variáveis controladas "escorregamento da roda" e "aceleração e desaceleração periférica da roda". Um controlador lógico complexo que se adapta às condições de

mudança do sistema controlado converte estes sinais de controle em sinais que fazem os dois LSI se comunicarem.

Um bloco funcional de função é o circuito de monitoramento de detecção de falha e avaliação de falha. Uma vez que o sistema ABS interfere no sistema de freio de serviço, este circuito de monitoramento deve satisfazer altas demandas em segurança e deve ter uma faixa de detecção de falha alta. Se uma falha ocorrer no controlador digital, o circuito de monitoramento dispara um sinal e desliga a tensão estabilizada via relé de segurança, e também, desligando o sistema. Este sinal também é detectado pela memória de falha. Uma lâmpada de segurança informa o motorista que a ECU, e também o sistema ABS, foi desligado. Contudo, o sistema de freio de serviço continua atuando normalmente.

O circuito de monitoramento de cada circuito LSI opera independentemente. Sua operação está baseada basicamente em checagens plausíveis, isto é, ele checa se a ocorrência de sinais e suas combinações é logicamente correta e se os sinais em questão são fisicamente possíveis. Os equipamentos periféricos do sistema, como sensores de velocidade das rodas, relés, e partes elétricas dos componentes hidráulicos estão incluídos neste monitoramento. O circuito de avaliação de falhas decide se um dos canais do sistema ou o sistema completo, tem que ser desligado.

circuito de saída

Os dois circuitos de saída (8 e 9) utilizam transistores de potência. Eles agem como reguladores de corrente dos canais 1 + 2 e 3 + 4, e recebem os comandos de excitação das válvulas solenóides que vêm do controlador digital. A regulação de corrente possibilita a manutenção das forças magnéticas e dos tempos de chaveamentos dentro de estreitas tolerâncias em todas as faixas de voltagem e temperatura.

driver stage

Influenciados pelos reguladores de corrente dos circuitos de saída, o driver stage (10) fornece as correntes necessárias para a excitação das válvulas solenóides.

estabilizador de voltagem, memória de falha

Este bloco funcional (7) é usado para estabilizar a voltagem de alimentação e para monitorá-la em relação aos limites de tolerância; ele também contém um circuito detector de sub-voltagem, com função de corte (cut-out). Se a voltagem do sistema elétrico do veículo está muito baixa, uma memória de erros, envia um sinal através de uma lâmpada de aviso.

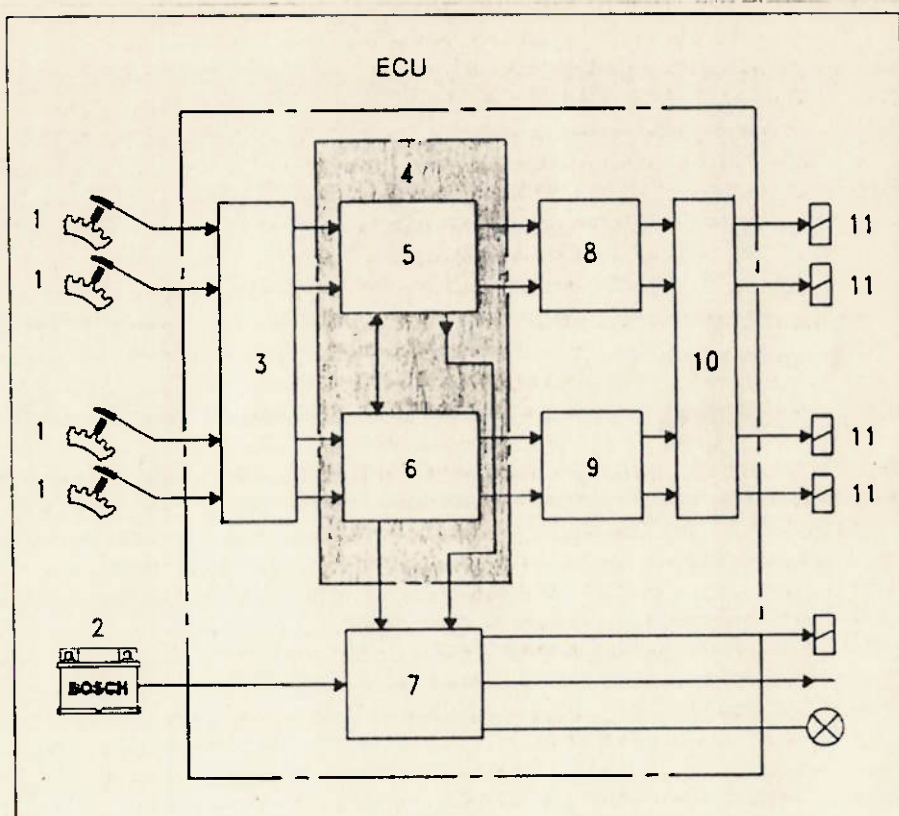


fig. 23 - Diagrama de blocos da ECU

1- sensor de velocidade da roda, 2 - bateria, 3 - circuito de entrada,
 4 - controlador digital, 5,6 - circuitos LSI, 7 - estabilizador de voltagem/memória de falha,
 8,9 - circuitos de saída, 10 - estágio de saída, 11 - válvulas solenóides

MODULADOR HIDRÁULICO

O modulador hidráulico converte os comandos da ECU e, independentemente do driver, usa-os para controlar a pressão nos freios das rodas via válvula solenóide. Ele age como ligação hidráulica entre o cilindro mestre e as pastilhas de freio e está localizado no compartimento do motor de forma que as linhas hidráulicas que ligam o cilindro mestre à roda sejam as menores possíveis.

Modulador hidráulico do ABS 2S

O modulador hidráulico do ABS 2S é composto basicamente, por uma bomba de retorno, uma câmara acumuladora para cada circuito de freio e as válvulas solenóides (fig. 24).

bomba de retorno

O fluido de freio que escoar, vindo das rodas, durante a etapa de redução de pressão, é bombeado pela bomba de retorno de volta para o cilindro mestre, passando pelos acumuladores correspondentes.

acumuladores

Os acumuladores armazenam temporariamente o fluido de freio, o qual é bombeado de volta rapidamente para o cilindro mestre como resultado da redução de pressão.

válvulas solenóides 3 vias/ 3 posições

As válvulas solenóides são responsáveis pela modulação de pressão nas pastilhas de freio das rodas quando o ABS entra em operação. Cada roda está ligada a uma válvula de controle direcional operada por solenóide, e que tem três portas hidráulicas e três posições de chaveamento. É, portanto, possível estabelecer conexões entre o cilindro mestre, o caliper de freio das rodas e a linha de retorno, e então, efetuar as funções de controle necessárias de aumento de pressão, manutenção de pressão e redução de pressão.

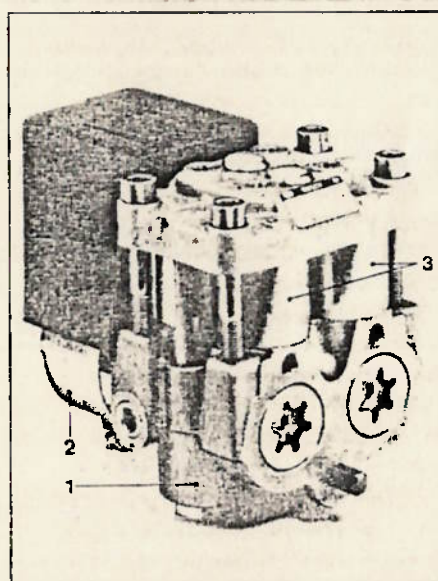


fig.24 - Modulador hidráulico do ABS 2S
1 - acumulador, 2 - bomba de retorno, 3 - válvula solenóide

Modo de operação

1- Aumento de pressão: Quando o solenóide está desenergizado, a passagem de fluido entre a linha que liga o cilindro mestre (15) e os calípers de freio (10) está totalmente livre. Consequentemente, a pressão de freio pode aumentar durante uma frenagem normal, ou sem a intervenção do ABS, ou durante o controle do ABS.

Nesta posição, as duas molas dentro da válvula solenóide, chamadas de mola principal (13) e mola auxiliar (12), agem em oposição uma em relação a outra. Contudo, uma vez que a tensão da mola principal seja maior, a válvula de entrada (5) é aberta pela força de abertura resultante.

2 - Manutenção de pressão: A fim de prevenir contra um maior aumento de pressão, a válvula de abertura (5) deve interromper a conexão entre o cilindro mestre e os calípers de freio das rodas que estão na iminência de travamento. Para isso, metade da corrente máxima (corrente de manutenção) é aplicada à bobina da válvula (7). Como resultado o núcleo move-se até que a válvula de abertura é fechada pela esfera metálica. Nesta posição, a mola auxiliar não age mais em oposição à mola principal. Uma vez que a bobina não é capaz de vencer as forças de pré-tensão de ambas as molas para mover o núcleo, esta permanece na posição do meio.

Todas as três portas estão agora isoladas uma das outras. O sistema garante que a válvula de abertura (5) esteja fechada antes que a válvula de descarga (4) possa abrir.

3- Redução de pressão: se a pressão do freio é muito alto, esta deve ser reduzida. Para isso, é necessário estabelecer uma conexão entre o cáliper de freio em questão e a linha de retorno (1) ou o acumulador. Isto é feito aplicando-se máxima corrente à bobina (7). O núcleo (6) agora é capaz de vencer a força de ambas as molas (12 e 13) e abrir a válvula de descarga (4). Dependendo das necessidades, assim que a pressão de freio for aliviada na roda, a válvula solenóide é chaveada tanto para a posição de manutenção de pressão ou para a posição desenergizada, ou seja, posição que permite o aumento de pressão.

A seguir tem-se o desenho da válvula solenóide (fig.25):

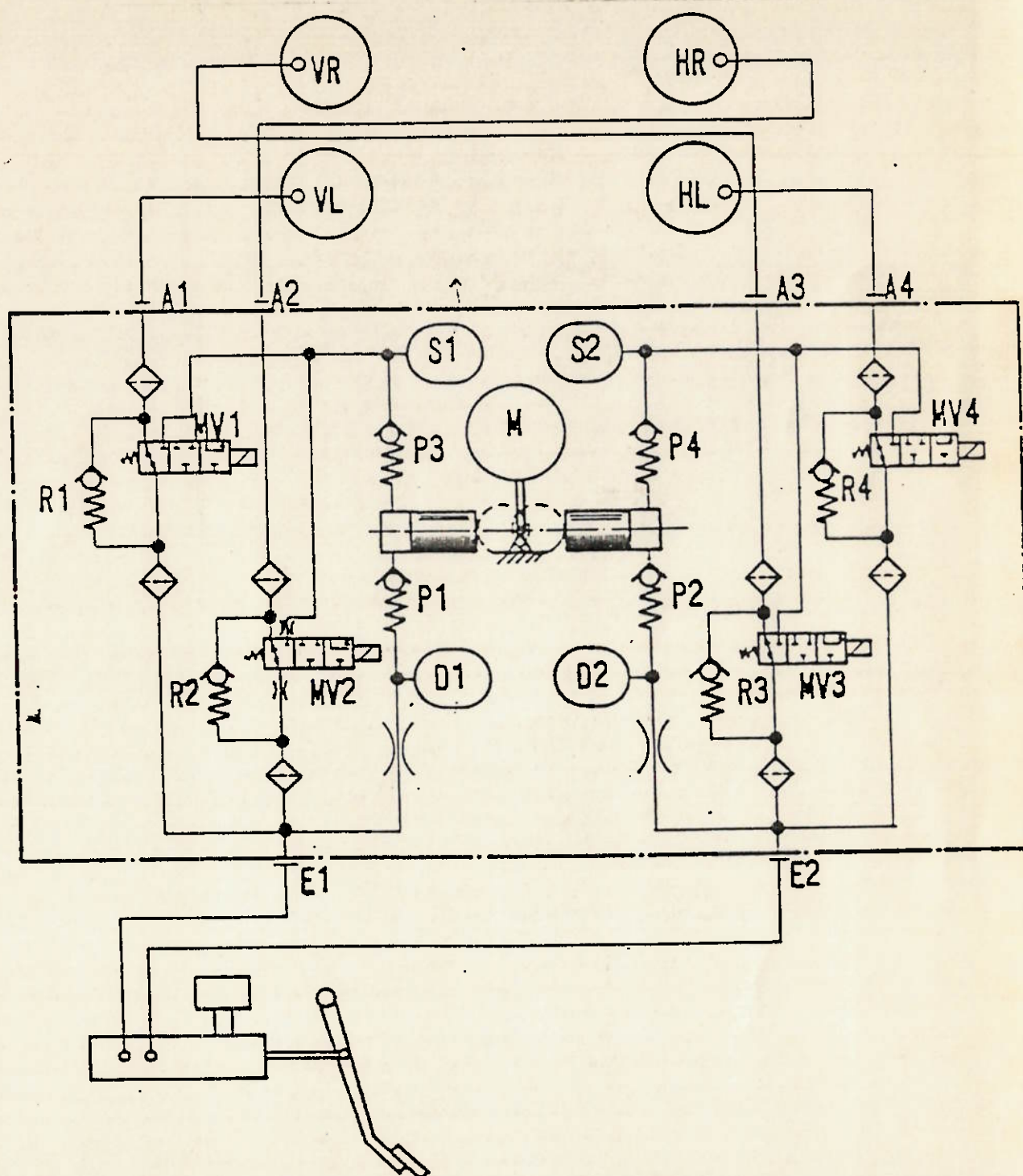


fig. 26 - Esquema hidráulico do modulador hidráulico

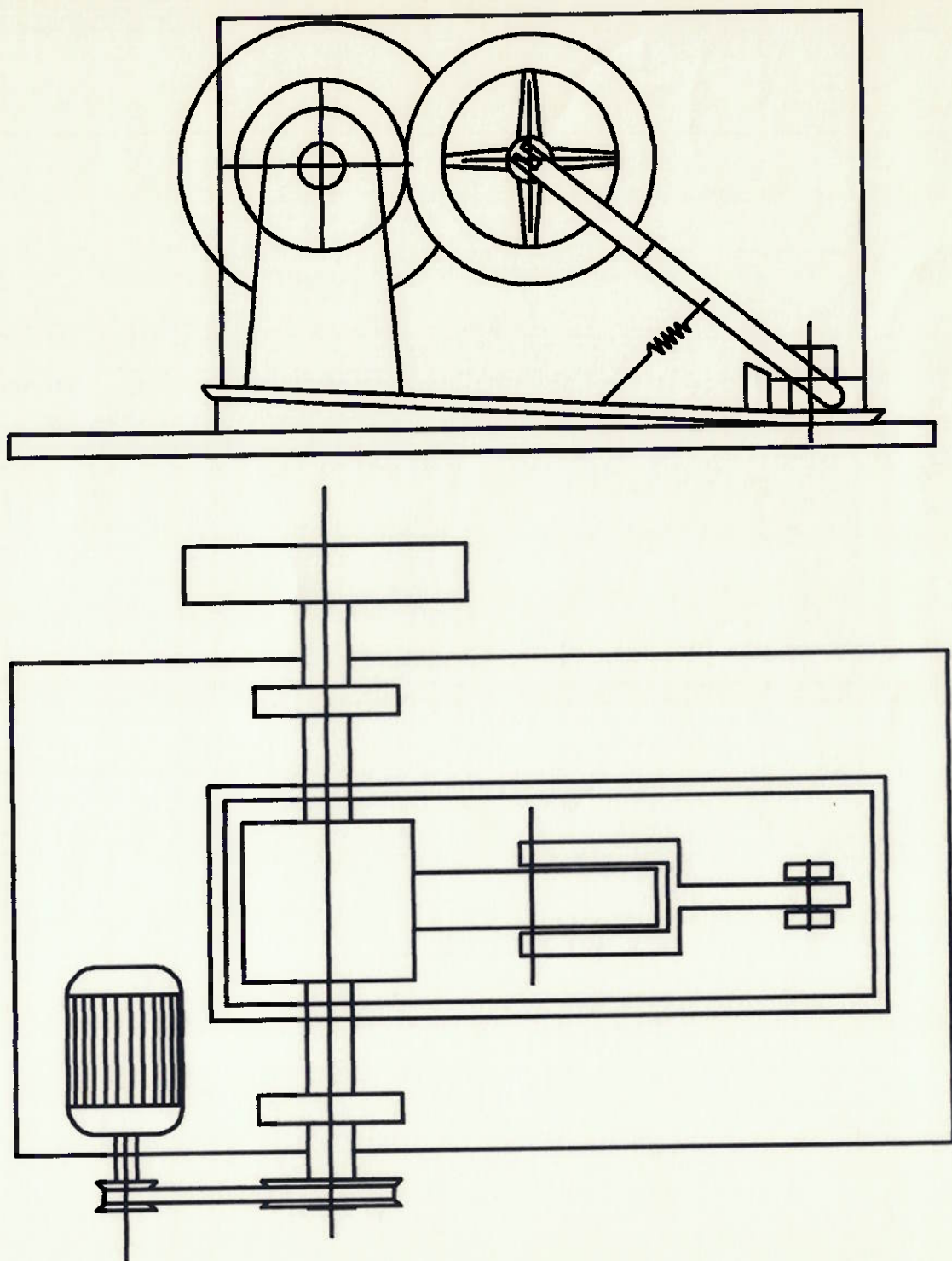


fig.27 - Esquema da Bancada Adotada

PROJETO E DIMENSIONAMENTO

Será feita agora o dimensionamento dos componentes da bancada escolhida. Para o projeto destas partes foram levados grandemente em conta a necessidade de simplificar ao máximo a fabricação destes, pois a sua grande parte teria que ser fabricado pelos próprios integrantes do grupo. Outro importante ponto é a necessidade de adequação dos itens da bancada com os materiais disponíveis na oficina. Estes materiais eram poucos e de difícil liberação devido a já terem destinos (aulas, projetos de professores, etc) . Logo, a configuração final dos componentes foi influenciado pela adequação da fabricação destes com a disponibilidade e a função que estes componentes exerceria na bancada idealizada.

MESA

A mesa deve ser suficientemente rígida para suportar todos os componentes da bancada que, com a estimativa dos seus pesos somados, é de aproximadamente 200 Kgf.

Estimativa do peso na mesa:

- Mancais	20 Kgf
- Tambor	50 Kgf
- Eixo	10 Kgf
- Roda de inércia	70 Kgf
- Conjunto Roda/garfo/circuito	10 Kgf
- Motor	<u>20 Kgf</u>
TOTAL	180 Kgf

A fabricação da mesa, inicialmente sugerida, foi dificultada pela necessidade de requisição de madeira e mão-de-obra que, segundo o responsável da marcenaria da faculdade, poderia demorar aproximadamente 1 mês. Para ganhar tempo, optou-se pela procura de uma mesa nas dependências da escola que esteja disponível para tal trabalho. Foi conseguida uma mesa da oficina em que estavam afixados diversas morsas. Não era uma mesa ideal por ser muito comprida e estreita, mas devido à disponibilidade e sua grande rigidez, a adequação foi garantida. As dimensões da mesa são 3 m de comprimento e 66 cm de largura.

Para o cálculo dos mancais e demais componentes, é necessário uma pré-definição da disposição dos componentes na bancada, para termos valores quantitativos no dimensionamento dos componentes. Na página seguinte estão os esquemas da disposição do tambor em relação à roda, com as cotas dos posicionamentos da articulação do garfo na mesa e da altura do mancal em relação à mesa (fig.28). Nesta configuração, a força normal na roda deve ser o equivalente do peso que a motocicleta + motociclista exerce na roda dianteira. O esquema seguinte mostra a posição do garfo no momento em que este girou, no sentido anti-horário, alinhando-se com o centro do tambor (fig.29). Este giro será causado, no momento da frenagem da roda, pela ação da mola que 'puxa' o garfo para baixo e também pela ação do tambor que, com a frenagem da roda, através da inércia rotativa que o conjunto tambor-roda de inércia possui, força o giro do garfo. Nesta posição teremos uma interferência de 3,18 cm entre a roda e o tambor. Para termos a simulação da transferência do peso durante a frenagem, nesta posição de interferência deveremos ter uma força normal na roda equivalente ao peso transferido.

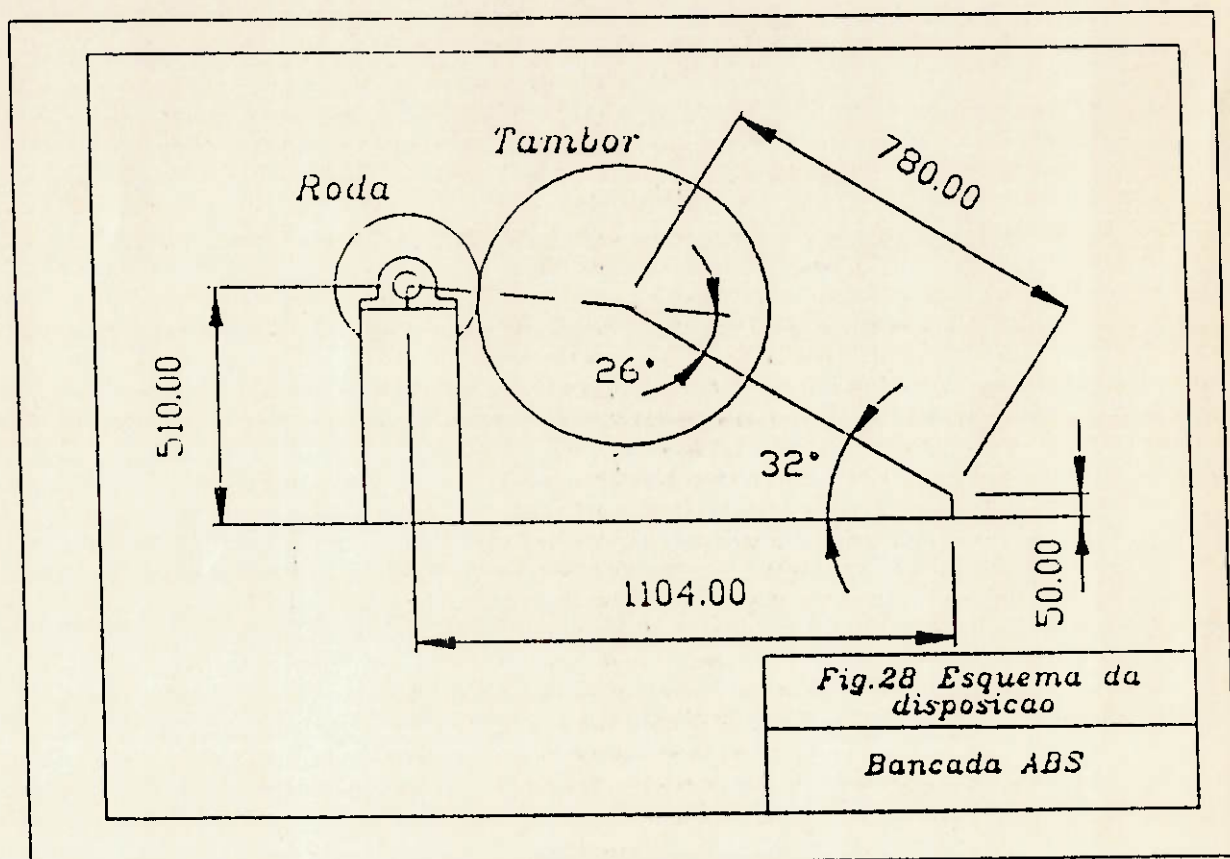
Os referidos pesos são:

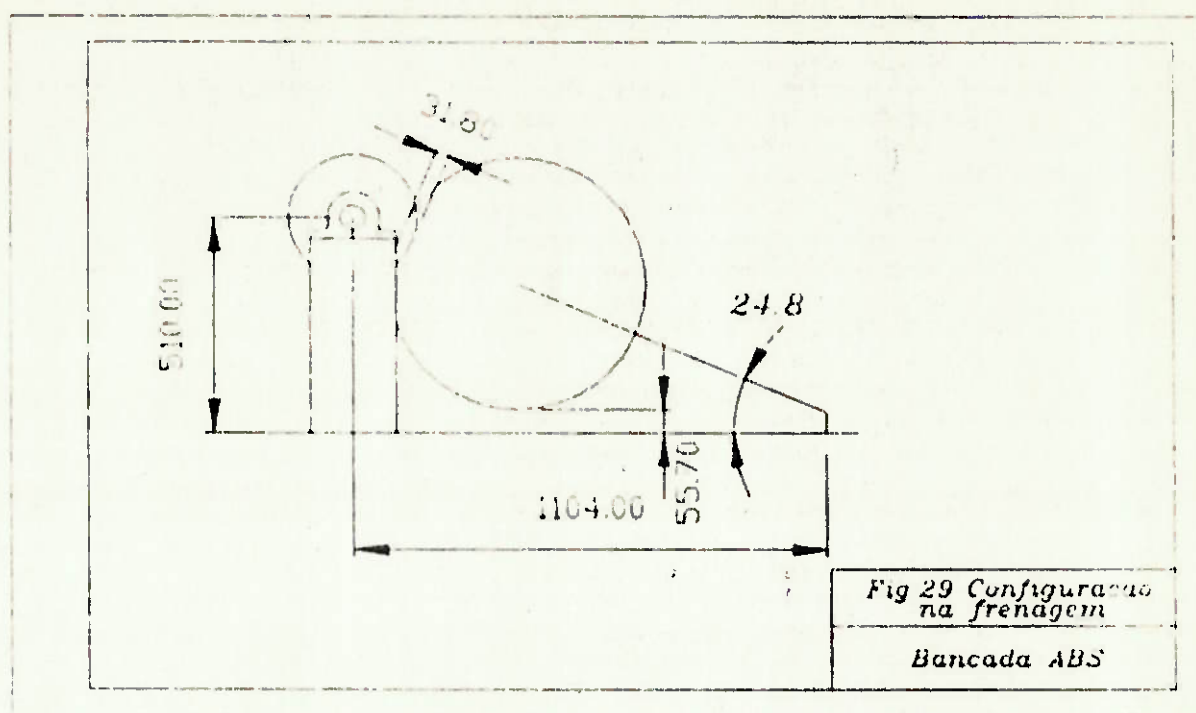
$$P_{mo} = 160 \text{ Kgf (Peso da motocicleta)}$$

$$P_{mt} = 70 \text{ Kgf (Peso do motociclista)}$$

$$P_{tr} = 0,70 (P_{mo} + P_{mt}) = 161 \text{ Kgf (Peso transferido na frenagem)}$$

Foi considerado que o peso transferido no momento da frenagem é de 70% do peso da motocicleta + motociclista.





Para garantir a atuação da força P_{tr} no instante em que o garfo desce, faremos a seguinte metodologia de montagem :

- Primeiramente esvazia-se o pneu da moto.
- Com todos os componentes da bancada já montados, alinha-se o garfo com o centro do tambor. A colocação de um calço próximo à articulação do garfo pode garantir esta posição.
- Põe-se um sensor de força entre o tambor e o pneu da moto.
- Enche-se o pneu.
- Verifica-se a força atuante entre o tambor e o pneu.
- Se ainda não foi obtido a força P_{tr} , pressuriza-se o amortecedor das bengalas (garfo) até que se obtenha a força requerida.

CÁLCULO DA FORÇA NO TAMBOR PELA RODA

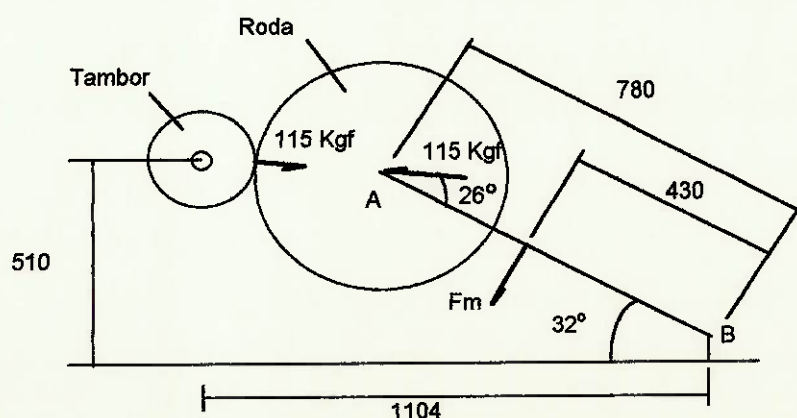


fig.30 - Força de contato Tambor/Roda

Em condições normais de rodagem, considera-se a soma do peso da motocicleta e do motociclista atuando na roda. Este peso é considerado como sendo dividido igualmente entre as duas rodas da motociclista. Portanto a força agindo na roda será de:

$$F_n = (P_{mo} + P_{mt}) / 2 = (160 + 70) / 2 = 115 \text{ Kgf}$$

Assim, deve-se ter uma força $F_n = 115 \text{ Kgf}$ entre o tambor e a roda.

No ponto A do garfo temos:

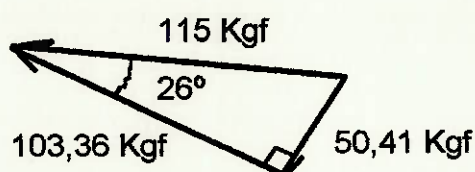


fig.31 - Forças Atuantes em A

A força necessária no ponto A, perpendicular à direção do garfo, é de 50,41 Kgf. A reação na articulação B do garfo resultante, na direção do garfo é de 103,36 Kgf.

Portanto para que se tenha uma força F_n aplicada à roda, deve-se ter na mola:

$$F_n \cdot \sin 26^\circ \cdot 780 = F_m \cdot 430$$

$$\Rightarrow F_m = 91,45 \text{ Kgf}$$

Devido ao arranjo físico da bancada tem-se um espaço para a colocação da mola de 315 mm. Para esticar a mola de tração, pode-se adaptar um esticador de cabos de aço, de 150 mm de comprimento. Tem-se então uma elongação da mola disponível de aproximadamente 50 mm. Assim a constante elástica necessária na mola é de:

$$F_m = k \cdot 50$$

$$\Rightarrow k = 1,8 \text{ Kgf/mm}$$

MANCAIS

Para a concepção dos mancais do eixo do tambor e da roda de inércia, foram concebidos inicialmente algumas opções que seguem:

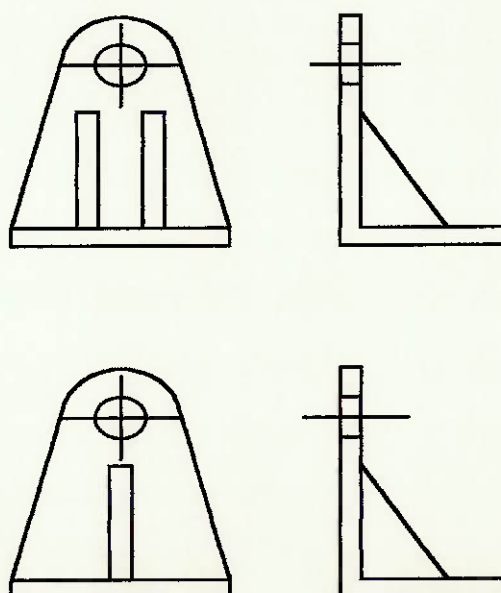


fig.32 - Mancais - Concepção 1

Estes mancais seriam contituídas por chapas de aço dobradas ou soldadas. No furo seriam alojadas os rolamentos que suportarão o eixo. As nervuras dão maior rigidez ao mancal em relação aos momentos causados pelas cargas atuantes.

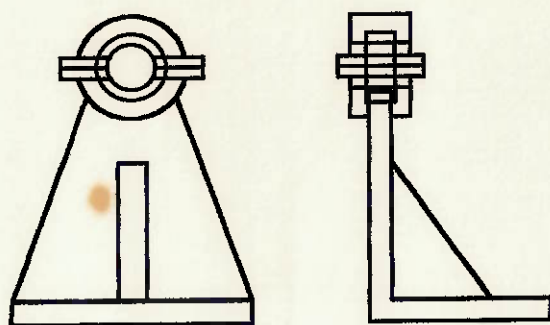


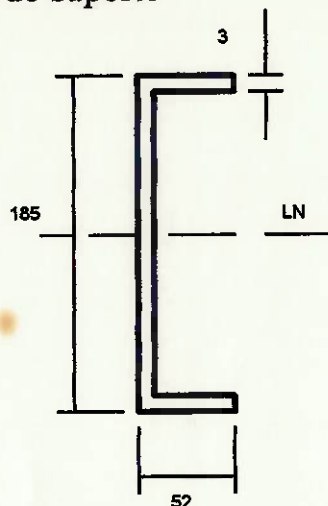
fig.33 - Mancal - Conceção 2

Outra alternativa é a fabricação da caixa para os rolamentos que seriam soldados em suportes parecidos com os do esboço anterior.

Como no mercado existem caixas para rolamentos fabricados em série, e existe um bom contato entre a SKF Rolamentos e o Centro Acadêmico da Mecânica, uma conversa com a diretoria do CAM fez surgir uma grande possibilidade da doação das caixas para rolamentos e dos rolamentos da SKF para o nosso projeto. Como essa possibilidade de doação era muito grande, partimos para o projeto dos suportes destas caixas de rolamentos. O material idealizado para a construção do suporte foi o uso chapa de aço com dobramentos para aumentar o momento de inércia do seu perfil. Tem-se em disponibilidade chapas de aço de 3 mm de espessura no almoxarifado da Oficina.

Cálculo das tensões máximas:

Perfil do suporte



$$\sigma_{esc} = 28 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{cis} = 15,5 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{cis} = \frac{V \cdot M^*}{I \cdot t}$$

$$V = 161/2 = 80,5 \text{ Kgf; (força em cada suporte no caso crítico)}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$M^* = A \cdot y = 52 \cdot 3 \cdot 91 = 14196 \text{ mm}^3$$

$$I = 4166812 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{cis} = 0,091 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{máx} = \frac{M}{I} d = \frac{80,5 \cdot 508 \cdot 92,5}{4166812} = 0,9078 \text{ Kgf/mm}^2$$

Tem-se agindo tensões bem menores que as admissíveis. A força $V = 80,5 \text{ Kgf}$ utilizada vem da maior força atuante no tambor, que é o caso em que o garfo está alinhado com o centro do tambor. Os desenhos dos mancais e os desenhos de fabricação estão no - Anexo, parte III, DESENHOS. As

dimensões do perfil utilizadas na fabricação são maiores que as do cálculo acima. Isto aumenta a rigidez do suporte, não causando problemas em termos de resistência.

TAMBOR

O tambor, sendo o componente que irá simular o piso durante a frenagem, deve ser de um material que tenha o coeficiente de atrito parecido com o do asfalto ou com a própria cobertura de material que compõe o asfalto. O diâmetro deste tambor deve ser o maior possível para termos uma boa simulação da superfície plana do piso.

Para a construção do tambor tem-se como alternativas dois tipos de materiais:

- Tambor de aço ou ferro, construído através de tubos de diâmetro grande que são fixados ao eixo através de duas tampas soldadas.
- Tambor concretado. Neste caso o tambor será maciço de concreto.

O recobrimento do tambor com material de asfalto é impossibilitada pela dificuldade de fixação deste material na superfície do tambor. A alternativa do tambor de aço ou ferro é limitado pelo fator material. Seria muito difícil obtermos um tubo de aço de diâmetro grande, que é o ideal, pois não se tem tal material disponível na oficina, e nas lojas do mercado só se vende em lotes grandes, e no caso da bancada em questão, é suficiente apenas um comprimento de no máximo 50 cm. A alternativa do tambor concretado é o de mais fácil construção. A moldagem do tambor de concreto seria feito através

de um tubo PVC, que é de mais fácil aquisição que o de aço. Com a ajuda de tampas laterais poderia-se despejar o concreto no interior do tubo até que ocorra o seu endurecimento. A fixação ao eixo pode ser feito por vários pinos soldados ao longo deste e com a introdução de telas (malhas de arame) dentro do tambor, durante o endurecimento, para se garantir firmeza do concreto.

O tubo de PVC com diâmetro acima de $\varnothing 6"$ de diâmetro já é raro de ser encontrado nas lojas de construção do mercado. O diâmetro por nós adotado foi o de $\varnothing 12"$ (30 cm). Em lojas especializadas em tubos PVC, o comprimento mínimo de compra deste diâmetro era de 6 metros, como foi constatado nas lojas:

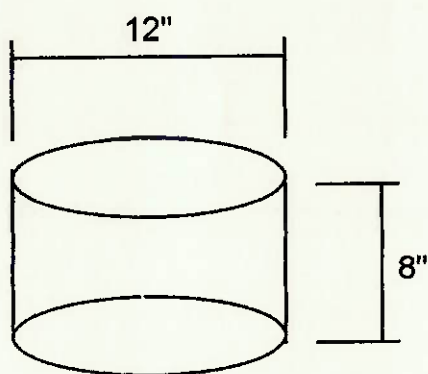
- A. SANTOS Depósito de Materiais de Construção
- Allplast Com de Plásticos
- Costa Lion
- Estilo Fiberglass e PVC Ind e Com
- Plastinobre
- Remar Plásticos Industriais Ltda
- Rotenza Com Ind
- Tecnoplástico Belfano

Na tentativa de se viabilizar a construção do tambor, buscou-se alternativas quanto ao material do tubo junto às lojas citadas acima, verificou-se, porém, que o único material em condições de substituir o PVC seria o Polipropileno, e mesmo este não trazia vantagens financeiras de aquisição, o que implicou na necessidade de procura de retalhos do tubo de PVC em sucatas e depósitos de plástico.

O tubo foi encontrado em uma usina de reciclagem de plástico e foi doado sem custos financeiros.

Cálculo aproximado do peso do tambor concretado

O tubo PVC utilizado para fazer o tambor tem um diâmetro de 12". A largura do tambor será de 8" (20,2 cm).



$$\rho = 2320 \text{ Kg/m}^3 \text{ (concreto)}$$

$$V = \pi \cdot (6.25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8.25 \cdot 10^{-3} = 0,014827 \text{ m}^3$$

$$m = \rho \cdot V = 2320 \cdot 0,014827 = 34,4 \text{ Kg}$$

O esquema de construção do tambor no eixo está ilustrado na figura adiante (fig.34).

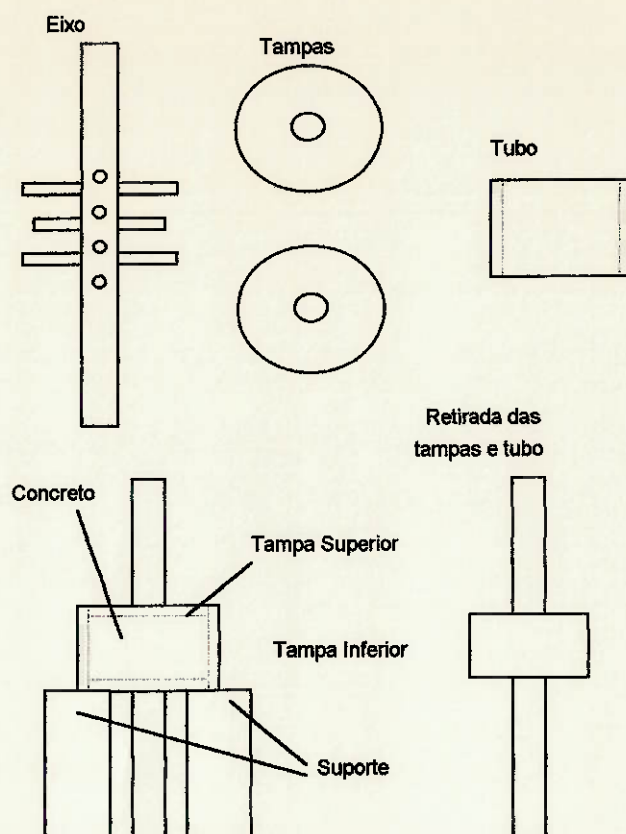


fig.34 - Esquema de montagem do tambor

RODA DE INÉRCIA

A função da roda de inércia é de simular a inércia linear de movimento da massa da motocicleta e do motociclista no momento em que a motocicleta é freada. Esta inércia linear pode ser reproduzida através de uma roda de inércia que tenha uma inércia rotativa equivalente à inércia linear. Para uma massa se movimentando em movimento linear temos:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m(wr)^2 = \frac{1}{2}mr^2w^2 = \frac{1}{2}Iw^2$$

onde: m = massa da moto + motociclista;

v = velocidade de translação da moto;

w = rotação da roda de inércia;

I = momento de inércia da roda.

$$m = 230 \text{ Kg } (P_{mo} + P_{mt})$$

$$v = 40 \text{ Km/h} \quad \Rightarrow \quad w = 74 \text{ rad/s (para } D_{tambor} = 30\text{cm)}$$

Substituindo-se os valores:

$$I = 5,1 \text{ kgm}^2$$

Para um $w = 74 \text{ rad/s}$ temos $n_{eixo} = 706,6 \text{ rpm}$ e portanto a redução nas polias deve ser de:

$$n_{motor} = 1770 \text{ rpm (motor de 4 pólos, 60 Hz)}$$

$$n_{eixo} = 706,6 \text{ rpm}$$

$$i = 1770/706,6 = 2,5$$

Portanto a roda de inércia deve ter um momento de inércia de $5,1 \text{ Kgm}^2$.

Como não é possível fabricar uma roda de inércia nas dependências da Oficina, ficamos limitado a utilização de uma roda de inércia que esteja disponível na oficina da escola. Foi conseguida uma roda de inércia, que é na verdade um volante de uma prensa, com as seguintes características (fotos no Anexo, parte III):

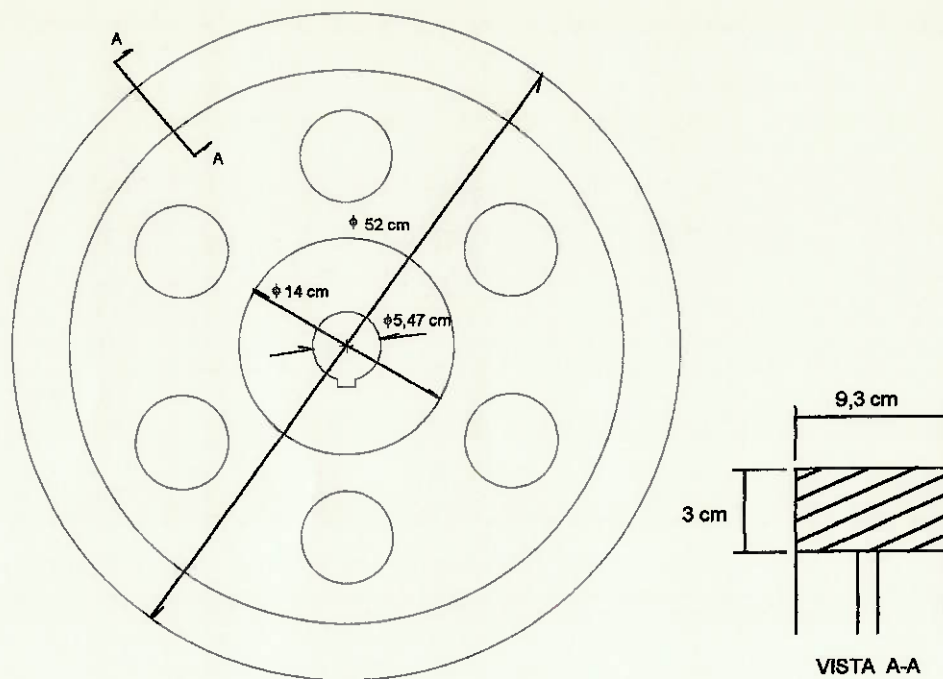


fig.35 - Roda de Inércia.

Cálculo do momento de inércia:

Área útil:

$$A = 9,3 \times 3 = 27,9 \text{ cm}^2 = 27,9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Volume} = 27,9 \times 10^{-4} \times \pi \times 2 \times 0,245 = 0,004 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso} = 7850 \times 0,004 = 33,7 \text{ Kg}$$

$$I = m \cdot r_m^2 = 33,7 \times (0,245)^2 = 2,02 \text{ kgm}^2$$

onde : $r_m = 0,245 \text{ m}$ (raio médio da roda)

Momento de Inércia do Tambor

$$D = 12'' = 0,3048 \text{ m}$$

$$h = 8'' = 0,2032 \text{ m}$$

$$m = 34,4 \text{ kg}$$

$$J = \frac{1}{2} m \left(\frac{D}{2} \right)^2 \Rightarrow J = \frac{1}{2} \cdot 34,4 \cdot 152,4^2$$

$$\Rightarrow J = 0,40 \text{ kg.m}^2$$

O momento de inércia total do tambor e da roda de inércia é $J = 2,02 + 0,40 = 2,42 \text{ kgm}^2$, que é menor que o momento de inércia necessário, que é de $5,10 \text{ kgm}^2$. Para conseguir-se aumentar o momento inércia, a alternativa seria tentar adquirir um outro volante maior ou então aumentar a massa do volante em questão, adicionando-se massa na sua periferia. Este adicionamento de massa pode ser conseguido com soldagens. A massa adicional necessária é de:

$$J_{\text{adic}} = 5,10 - 2,42 = 2,68 \text{ kgm}^2$$

$$J = mr^2$$

$$2,68 = m \cdot (0,245)^2 \Rightarrow m = 44 \text{ Kg}$$

EIXO

Dimensionamento do Eixo

$$\text{Peso da moto : } P_{\text{mo}} = 160 \text{ kgf}$$

Peso médio do motorista : $P_{mt} = 70 \text{ kgf}$

Peso da roda de inércia : $P_r = 50 \text{ kgf}$

Peso do tambor : $P_t = 34,4 \text{ kgf}$

A Situação Crítica é quando o garfo se alinha com o centro do tambor (fig.35) :

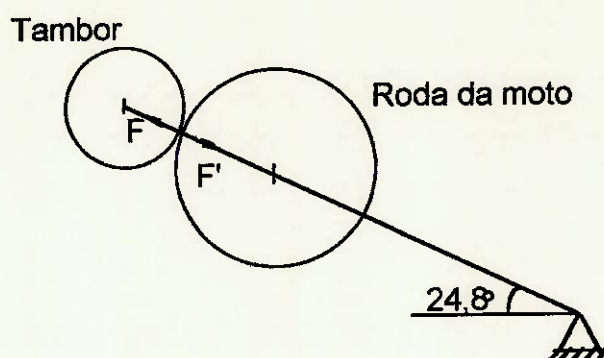


fig.35 - Configuração na Situação Crítica

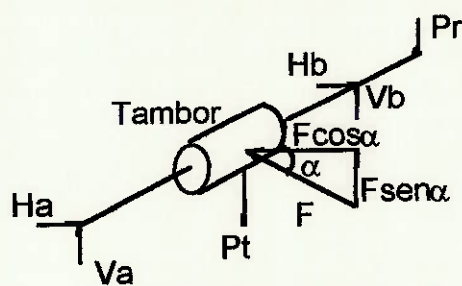


fig. 36 - Forças Atuantes no Eixo

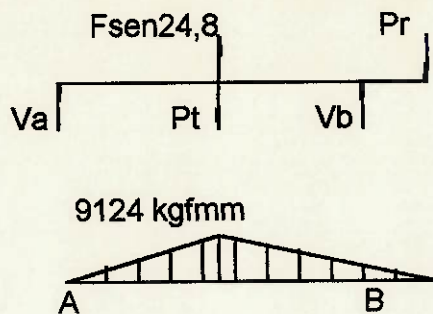
A força F deve corresponder ao peso máximo transferido à roda dianteira no momento de frenagem, ou seja, estimado em 70% da soma do peso da moto e motorista:

$$F = 0,7.(P_{mo} + P_{mt}) = 0,7.(160 + 70)$$

$$F = 161 \text{ kgf}$$

Tem-se, portanto:

Plano V



$$\Sigma F_v = 0$$

$$Va + Vb + F_{\text{sen}24,8} = Pt + Pr$$

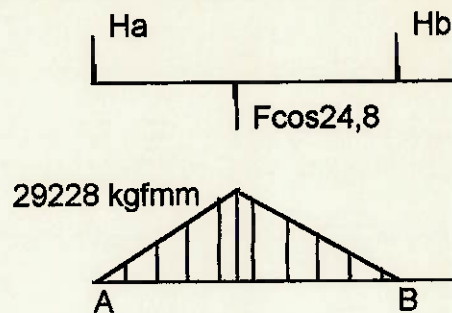
$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_{\text{sen}24,8} \cdot 40 + Vb \cdot 80 = Pt \cdot 40 + Pr \cdot 90$$

$$Va = -22.81 \text{ kgf}$$

$$Vb = 39.68 \text{ kgf}$$

Plano H



$$\Sigma F_H = 0$$

$$Ha + Hb = F_{\text{cos}24,8}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{\text{cos}24,8} \cdot 40 = Hb \cdot 80$$

$$Ha = 73.07 \text{ kgf}$$

$$Hb = 73.07 \text{ kgf}$$

Seção Crítica:

$$M = \sqrt{29228^2 + 9124^2}$$

$$M = 30619.0 \text{ kgf.mm}$$

Limite de resistência à fadiga:

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_n$$

Onde:

S_n = limite de resistência à fadiga;

S'_n = limite de resistência à fadiga do corpo de prova do teste de flexão rotativa;

k_s = fator de superfície;
 k_b = fator de tamanho;
 k_c = fator de confiabilidade;
 k_d = fator de temperatura;
 k_e = fator de concentração de tensões;
 k_f = fator de efeitos diversos.

Valores obtidos por consulta ao livro "Elementos de Máquinas" - Joseph Edward Shigley:

$k_s = 0,83$
 $k_b = 0,85$
 $k_c = 1$
 $k_d = 1$
 $k_e = 0,75$
 $k_f = 1$

$$\begin{aligned}
 S_n &= 45 \text{ kgf/mm}^2 \\
 S'_n &= 0,50.S_n \Rightarrow S'_n = 22,5 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Tem-se, portanto:

$$\begin{aligned}
 S_n &= 0,83.0,85.0,75.22,5 \\
 \Rightarrow S_n &= 1,91 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Tensão devido a momento fletor: $\sigma = \frac{M}{I / c}$

onde:

$$M = 30619,0 \text{ kgf.mm}$$

$$I / c = \frac{\pi.d^3}{32}$$

Deve-se ter:

$$\sigma < S_u$$

$$\frac{30619,0}{\frac{\pi d^3}{32}} < 11,91$$

$$\Rightarrow d > 29,49 \text{ mm}$$

Tem-se disponível na oficina barras trefiladas de Ø 32 mm de diâmetro (SAE 1040), e portanto usinar-se-á o eixo a partir deste material.

GARFO

Devido a possibilidade de aproveitamento do próprio garfo original da CB 450, não será feita a fabricação do garfo como inicialmente idealizado. As peças originais são compostas de duas bengalas e duas mesas (peça que segura as duas bengalas) e tem um comprimento de 78 cm entre a distância do eixo da roda e o ponto de articulação. Será apenas necessário a fabricação de um eixo e de um mancal para a articulação do garfo. O eixo será fixo no garfo através das garras que, na moto, seguravam o guidão. O mancal para apoiar este eixo será feito por uma chapa de 3 mm de espessura que é dobrada em U e furados para a passagem do eixo. Os esquemas e desenhos de fabricação do eixo e do mancal estão no - Anexo, Parte III, DESENHOS. Fotos da montagem da articulação do garfo podem ser vistas no - Anexo, Parte III.

Dimensionamento do Pino de Articulação:

Devido à pequena variação da direção da carga aplicada e solicitação devido à momentos fletores desprezível, considerou-se apenas a solicitação de forças cortantes estáticas:

$$\tau_{\max} = k \frac{V}{A}$$

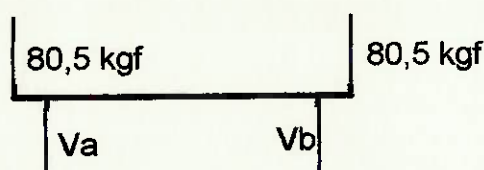
Onde :

V = força cortante atuante na seção crítica;

A = área da seção transversal crítica;

$k = \frac{4}{3}$ para seção transversal circular.

(Conforme "Resistência dos Materiais"- Ferdinand P. Beer e E. Russell Johnston, Jr.)



$$V_a = V_b = 80,5 \text{ kgf}$$

Tem-se que:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$V = 80,5 \text{ kgf}$$

Para Aço 1020 pode-se adotar: $\tau_{\text{adm}} = 4,33 \text{ kgf/mm}^2$ (Conforme "Projetista de Máquinas"- Eng. Francesco Provenza)

$$\tau_{\max} = k \frac{V}{A} < \tau_{\text{adm}}$$

$$\frac{4}{3} \frac{V}{\pi d^2} < \tau_{\text{adm}} \Rightarrow d > \sqrt{\frac{4}{3} \frac{V}{\tau_{\text{adm}} \pi}}$$

$$\Rightarrow d > 5,62 \text{ mm}$$

Eixo adotado $d = 23,00 \text{ mm}$, devido ao fato de que a garra do garfo da moto tem $\varnothing 22,5 \text{ mm}$.

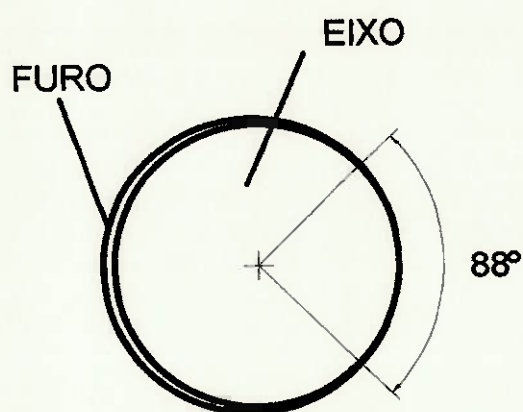
Verificação do mancal da articulação do garfo

Força de reação: $R = 161,00 \text{ Kgf}$ (Na posição crítica)

Em cada furo temos : $R/2 = 80,50 \text{ Kgf}$

Eixo: $\varnothing 24 \text{ mm}$

Furo: $\varnothing 25 \text{ mm}$



O arco de contato é de 88° . Assim:

$$180^\circ \Rightarrow \pi$$

$$88^\circ \Rightarrow 1,54 \text{ rad}$$

O perímetro de contato P é:

$$P = 1,54 \times 12 = 18,48 \text{ mm}$$

Área de contato:

$$A = 18,48 \times 3 = 55,44 \text{ mm}^2 \text{ onde } t = 3 \text{ mm (espessura)}$$

$$\sigma_{comp} = \frac{80,50}{55,44} = 1,45 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{adm}_{comp} \cong 10 \text{ Kgf/mm}^2 (\text{aço})$$

OK !

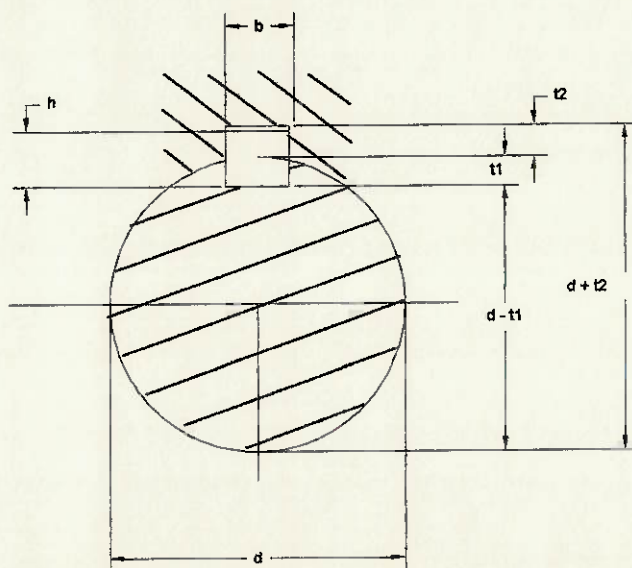
ADAPTAÇÃO DO ANEL DE IMPULSO E SENSORES

O anel de impulso pode ser adaptado na roda através de um disco de madeira usinado convenientemente com o diâmetro igual ao diâmetro interno do anel de impulso. O anel de impulso será encaixado neste disco e este no sulco circular da roda da moto no lado oposto ao disco de freio. Este sulco existe para a colocação de um outro disco de freio, que não será utilizado pois o equipamento adquirido é de apenas um disco de freio. O disco de madeira será então encaixado e colado neste sulco. Os sensores magnéticos podem ser adaptados através de chapas de aço galvanizado de 1 mm de espessura. Esta chapa será fixada no garfo (bengala) através dos furos, existentes neste para a fixação de um outro conjunto de pastilhas que não será usado, por intermédio de parafusos. Os sensores são fixos na chapa também através de parafusos. A referida chapa será convenientemente dobrada de maneira a posicionar o sensor na posição adequada para que gere o sinal utilizado pelo sistema lógico da ECU. Fotos da adaptação feita do anel podem ser vistos no - Anexo, Parte III.

BUCHA DE FIXAÇÃO DA RODA DE INÉRCIA

A roda que foi obtida tem um cubo com furo interno de 54,7 mm de diâmetro. E o eixo que foi possível obter tem um diâmetro de 32 mm bruto. Vê-se um problema então de fixação da roda no eixo. A solução adotada foi a fabricação de uma bucha de fixação. Esta bucha tem o diâmetro externo do furo do cubo da roda e o diâmetro interno do eixo usinado. O desenho de fabricação da bucha pode ser vista no - Anexo, Parte III, DESENHO.

Dimensionamento de chavetas para bucha segundo a norma P-PB-122 da ABNT:



Chaveta de acoplamento eixo-bucha:

Diâmetro do eixo: $d = 30\text{mm}$

$$b = 10_{-0,036}^0 \text{ mm}$$

$$h = 8_{-0,090}^0 \text{ mm}$$

$$l = 22 \text{ a } 110 \text{ mm} \Rightarrow \text{Adotou-se } l = 26 \text{ mm}$$

Tolerância na canaleta para uma largura nominal $b=10$ mm:

$$\text{- ajuste com folga no cubo D10: } \begin{matrix} +0,098 \\ +0,040 \end{matrix}$$

$$\text{- ajuste normal no eixo N9: } \begin{matrix} 0 \\ -0,036 \end{matrix}$$

$$\text{Profundidade no eixo } t_1 = 5,0_{-0}^{+0,2} \text{ mm}$$

$$\text{Profundidade no cubo } t_2 = 3,3_{-0}^{+0,2} \text{ mm}$$

$$\text{Raio máximo } r = 0,40 \text{ mm}$$

$$\text{Raio mínimo } r = 0,25 \text{ mm}$$

Chaveta de acoplamento bucha-roda de inércia:

$$\text{Diâmetro da bucha: } d = 54,7 \text{ mm}$$

$$b = 16_{-0,043}^0 \text{ mm}$$

$$h = 10_{-0,090}^0 \text{ mm}$$

$$l = 45 \text{ a } 180 \text{ mm} \Rightarrow \text{Adotou-se } l = 49 \text{ mm}$$

Tolerância na canaleta para uma largura nominal $b=16$ mm:

$$\text{- ajuste com folga no cubo D10: } \begin{matrix} +0,120 \\ +0,050 \end{matrix}$$

$$\text{- ajuste normal no eixo N9: } \begin{matrix} 0 \\ -0,043 \end{matrix}$$

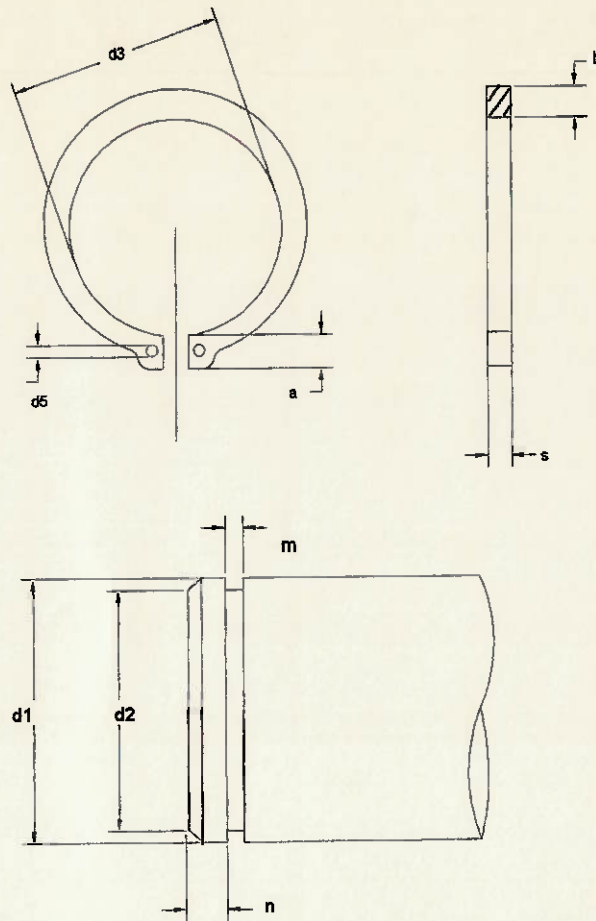
$$\text{Profundidade no eixo } t_1 = 6,0_{-0}^{+0,2} \text{ mm}$$

$$\text{Profundidade no cubo } t_2 = 4,3_{-0}^{+0,2} \text{ mm}$$

$$\text{Raio máximo } r = 0,40 \text{ mm}$$

$$\text{Raio mínimo } r = 0,25 \text{ mm}$$

Seleção de Anéis Elásticos



Seleção conforme "Projetista de Máquinas"-Eng. Francesco

Provenza:

Anel para bucha-roda de inércia:

-Anel Elástico tipo DAe

$$d = 54,7 \Rightarrow d_1 = 55\text{mm}$$

$$s = 2,0$$

$$d_3 = 50,8$$

$$a = 7,0$$

$$b = 5,0$$

$$d_5 = 2,5$$

$$d_2 = 52,0$$

$$m_{\min} = 2,15$$

Anel para eixo-bucha:

-Anel Elástico tipo DAe

$$d = 30 \Rightarrow d_1 = 30\text{mm}$$

$$s = 1,5$$

$$d_3 = 27,9$$

$$a = 4,8$$

$$b = 3,5$$

$$d_5 = 2,0$$

$$d_2 = 28,6$$

$$m_{\min} = 1,60$$

MOLA DE TRAÇÃO

Como pôde ser observado no diagrama de esforços da fig.31, para que haja uma força no contato entre tambor e roda que simule a resultante sobre a roda dianteira do peso da moto somado ao peso do motorista, é necessário a atuação de uma mola de constante $K=1,8 \text{ kgf/mm}$ na direção e ponto de aplicação indicados na figura.

De posse das características da mola exigidas pelo projeto da bancada, realizou-se uma pesquisa de mercado baseada nestes parâmetros. Constatou-se, porém que a mola em questão não se encontra disponível em mercado como um produto de produção regular, sendo necessário, portanto, a solicitação de uma fabricação específica atendendo às necessidades do projeto.

A pesquisa de mercado teve como procedimento contatos via telefone à empresas especializadas na fabricação e comercialização de molas, dentre estas pode-se citar:

- Aramol Arames e Molas
- Impar Ind de Molas Espirais Ltda
- Molas Rossi
- Molas Santana
- Tec-Mol Molas Técnicas Ind e Com

GAIOLA DE VISUALIZAÇÃO

Considerando-se as características dinâmicas do modelo de bancada e o fato de se simular frenagens em condições de piso molhado chegou-se à necessidade de se cobrir o modelo com uma gaiola protetora que também permitisse a visualização do ensaio em desenvolvimento.

Para que tal visualização fosse possível o material da gaiola em questão deveria apresentar boas características de transparência.

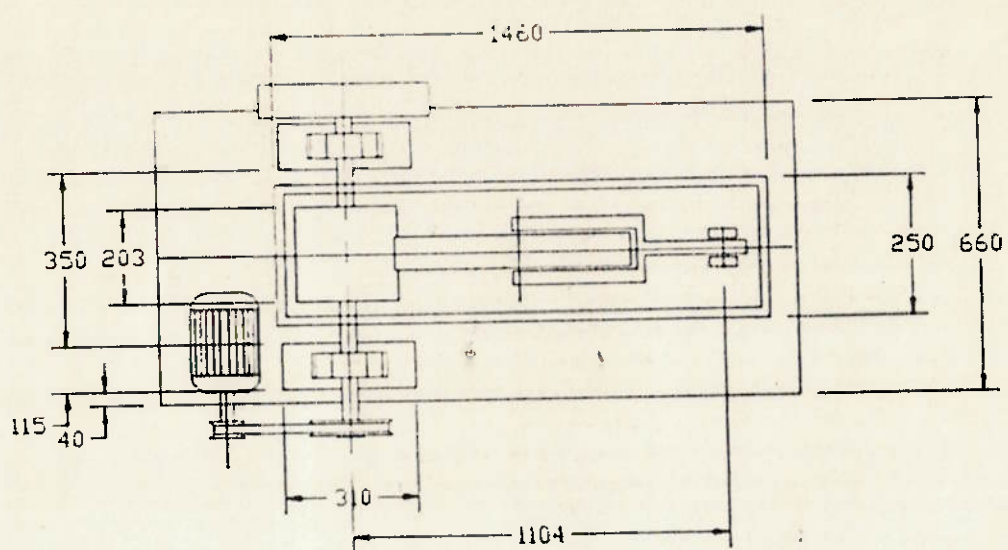
O Acrílico foi o material selecionado para a fabricação da gaiola. Para se viabilizar ao máximo a fabricação deste componente foi realizada uma pesquisa de mercado junto a empresas especializadas, dentre estas cita-se:

- Acrílicos Cominas
- Acrílico Diacril
- Acriresinas
- Alternativa Ind e Com de Acrílicos
- Aqu Plas Ind Com de Plásticos

- Formig
- ICA Acrílico
- Macril
- Plastinobre
- Remar Plásticos Industriais Ltda
- Resarbras Ind e Com
- Toplastic

A pesquisa acima forneceu o preço do Acrílico variando entre R\$40.52 e R\$59.96 para uma chapa de 2x1m e 3mm de espessura.

A seguir está a figura da disposição dos componentes na mesa da bancada (fig.37):



*Fig.37 Disposicao dos
componentes*

Bancada ABS

CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

O presente trabalho teve como objetivo inicial o projeto e construção de um sistema de freio ABS para motocicletas, mas acabou sendo redirecionada para o projeto de uma bancada de testes de um módulo ABS de freio fabricada para carros, adaptada à um circuito hidráulico de freio de uma motocicleta.

A dificuldade de obtenção de apoio por parte das empresas do ramo motociclístico, a falta de informações técnicas para prosseguir com o projeto inicial, a doação do módulo ABS por parte da empresa BOSCH e as conversas e sugestões por parte dos engenheiros da empresa especializados no assunto, foram os principais fatores que levou o projeto a ser redirecionado.

Mesmo no prosseguimento da concepção e fabricação da bancada de testes, surgiram dificuldades na disponibilidade de materiais, tempo, e recursos financeiros para concretizá-la. Grande parte dos componentes foram adquiridas ou fabricadas, mas, apesar da bancada estar projetada e dimensionada, não foi possível a finalização total da sua montagem na Oficina Mecânica.

ANEXOS

Parte I

RELATÓRIO DE ATIVIDADES DO 1º SEMESTRE

O trabalho teve início com um processo de estudo e pesquisa de publicações referentes à sistema de freios antiblocantes aplicados em carros, visto que não se dispõe de tal sistema em motos. Tomou-se como ponto de partida o acervo disponível em bibliotecas da Escola Politécnica. Devido à dificuldade no processo de localização de material de interesse ao projeto disponível na Escola, partimos para uma pesquisa através do sistema de CD ROM, disponível em nossas bibliotecas.

De posse de bibliografias fornecidas pelo sistema, deu-se início ao processo de aquisição de materiais. Constatando ser insuficiente o material disponível na Escola, apenas três artigos de profundidade técnica mediana, partimos a consultas a fontes externas à Escola.

O primeiro acervo pesquisado foi o pertencente à SAE BRASIL, onde pôde-se contar com a colaboração pronta e imediata de seus membros no sentido de localizar todo e qualquer material de interesse ao projeto.

Pôde-se contar também com a colaboração do professor Marcílio, que se prontificou a localizar e enviar uma cópia do artigo "Anti-Lock System for Motor-Cycles", disponível apenas na Inglaterra. Porém, devido a dificuldades ocasionadas pela distância, tal material não foi possível de ser encontrado.

Fez-se uso, também, do sistema COMUT através da Biblioteca do Departamento de Eng. Mecânica, com a finalidade de localizar e adquirir os artigos "Simple Methodology for Evaluating and Implementing Vehicle Anti-Lock Brake Systems" e "Development of a powder metallurgy sensor ring for

use in an antilock brake system", disponíveis apenas no IEN/CNEN-Rio de Janeiro e UFMG-Minas Gerais respectivamente.

Durante o processo de pesquisa, fez-se necessário o contato com empresas que eventualmente poderiam colaborar com a evolução e realização do projeto. Pode-se citar as seguintes empresas:

- Mitsubishi Motors : O material conseguido resume-se a um manual de treinamento técnico dos vários sistemas de freios ABS que a empresa emprega nos seus carros.

- Honda Motors da Amazônia : houve um contato telefônico com o Gerente de Assistência Técnica da empresa para uma visita futura e eventual doação de materiais de interesse ao projeto, mas não se obteve nenhuma resposta como retorno.

- Yamaha Motors do Brasil: Houve um contato telefônico com o Gerente de Marketing da empresa para uma entrevista com o pessoal técnico. Esta entrevista visava um maior esclarecimento do sistema de freio hidráulico da moto, porém não houve nenhuma resposta por parte da empresa.

- Robert Bosch Ltda : Através da intermediação do Eng. Mauro Garcia da AEA (Associação Brasileira de Engenharia Automotiva), foi feita uma visita às instalações da empresa sediada em Campinas-SP. Nesta visita foi apresentado o esquema e funcionamento dos sistemas de freios ABS por ela fabricada. Houve um teste em um automóvel equipado com freio ABS, para verificar a eficiência do sistema em relação a um freio convencional. Materiais

técnicos e científicos foram gentilmente cedidos pela empresa no sentido de ilustrar melhor o sistema por eles fabricado.

Estava-se em vias de negociação a possibilidade de uma doação, por parte da empresa, de um sistema completo do freio ABS para que se possa observar detalhes técnicos dos componentes e, de alguma forma, aproveitar estes componentes na montagem de uma possível bancada de testes.

- Editora Três: Contou-se com a colaboração desta editora, cuja redação responsável pela edição da revista MOTO SHOW nos forneceu o artigo pertencente à edição extra: Salão de Paris - 1987, referente à primeira moto disponível com sistema de freios anti-blocantes.

Estes contatos com as empresas foram de uma maneira geral lenta e demorada devido à prioridade dada por parte das empresas a seus clientes e deixando em segundo plano a atenção à estudantes.

Parte II

CONTATO COM AS EMPRESAS NO 2º SEMESTRE

Foram feitos contatos com algumas empresas no sentido de poder adquirir materiais de informações ou mesmo de equipamentos para ter-se a possibilidade de concluir a bancada de testes em questão. Para o prosseguimento do trabalho precisava-se da obtenção do sistema de freios ABS da BOSCH, bem como os materiais e componentes que possibilitasse a construção da bancada, como o circuito hidráulico de freio, rodas, garfo, disco e pneu de uma motocicleta. Abaixo estão a lista das empresas e os tipos de contatos feitos:

- ROBERT BOSCH DO BRASIL : A BOSCH teve uma grande e importante papel no redirecionamento do projeto. A empresa se mostrou sempre bastante prestativa em relação aos contatos através de telefones ou nas visitas efetuadas. Dentro do possível a empresa concedeu materiais e informações pertinentes ao assunto ABS. Apesar da grande demora na resposta final em relação à doação do sistema completo, foi concedido a doação que possibilitou a idealização da bancada de testes. Uma das grandes dificuldades dos contatos foi o fato de a empresa estar situada em Campinas-S.P. Foram feitas apenas duas visitas na empresa e o resto do contato apenas por telefonemas e por FAX, o que pode ter causado também a demora na doação do sistema.

- MOTOS HONDA DA AMAZÔNIA: O contato com a HONDA foi no sentido de adquirir um circuito hidráulico de freio. O preço de mercado pesquisado de um circuito estava em torno de CR\$ 450,00, o que é um preço

além das nossas possibilidades de aquisição. Foi mandado um FAX explicativo das intenções do projeto bem como o pedido da doação do circuito. Porém não houve uma manifestação receptiva por parte da empresa, não havendo uma resposta por parte desta, nem mesmo manifestando a posição da empresa.

- YAMAHA MOTORS DO BRASIL: Foi mandado também um FAX para a empresa explicando a nossa intenção e pedindo a possibilidade de doação de um circuito hidráulico de freio. Entretanto também não se obteve uma resposta da empresa.

Com a verba liberada pelo Departamento de Engenharia Mecânica, no valor de R\$ 150,00, houve uma procura nas várias lojas de reposição de motos usadas da cidade.

Alguns dos locais pesquisados foram:

- Prefeitura Universitária / Oficina mecânica.
- Desmanche Kawalo.
- Escudero Motos e Peças Ltda.
- Concessionária Honda SP Motos.
- Center Motos Comércio Peças Motos Ltda.
- Corremotor.
- G J Motos Ltda.
- General Comércio Motopeças Ltda.
- Gênio Motos Ltda.
- Palácio da Água Branca / Comissão de Leilão.

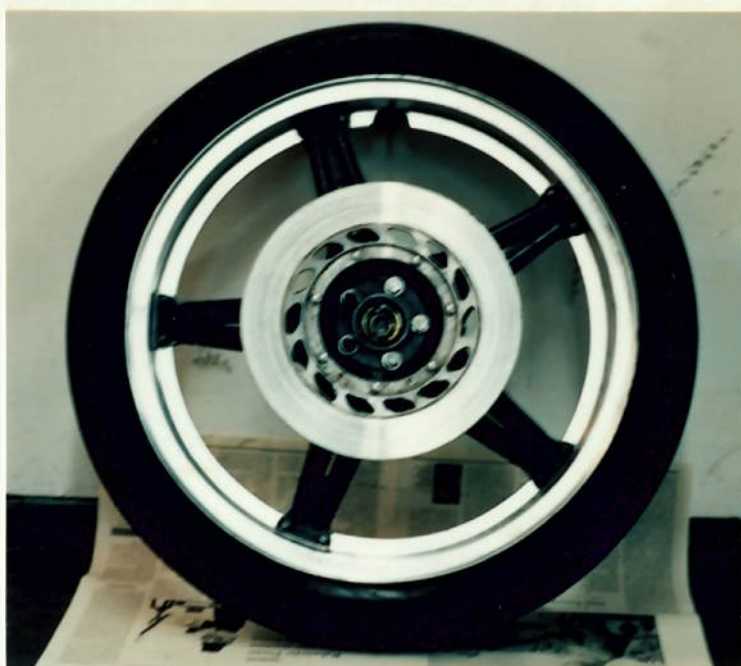
Os materiais procurados eram o circuito completo de freio, pastilhas, roda, pneu, disco e garfo. Após a pesquisa resolveu-se comprar o conjunto na loja GÊNIO MOTOS LTDA. , localizada no centro da cidade. Nesta loja encontrou-se o melhor preço e ainda era o único que incluía na relação o garfo (2 bengalas) da moto. O material é da moto marca HONDA - CB 450, que apesar de ser usado, estava em boas condições.

Parte III

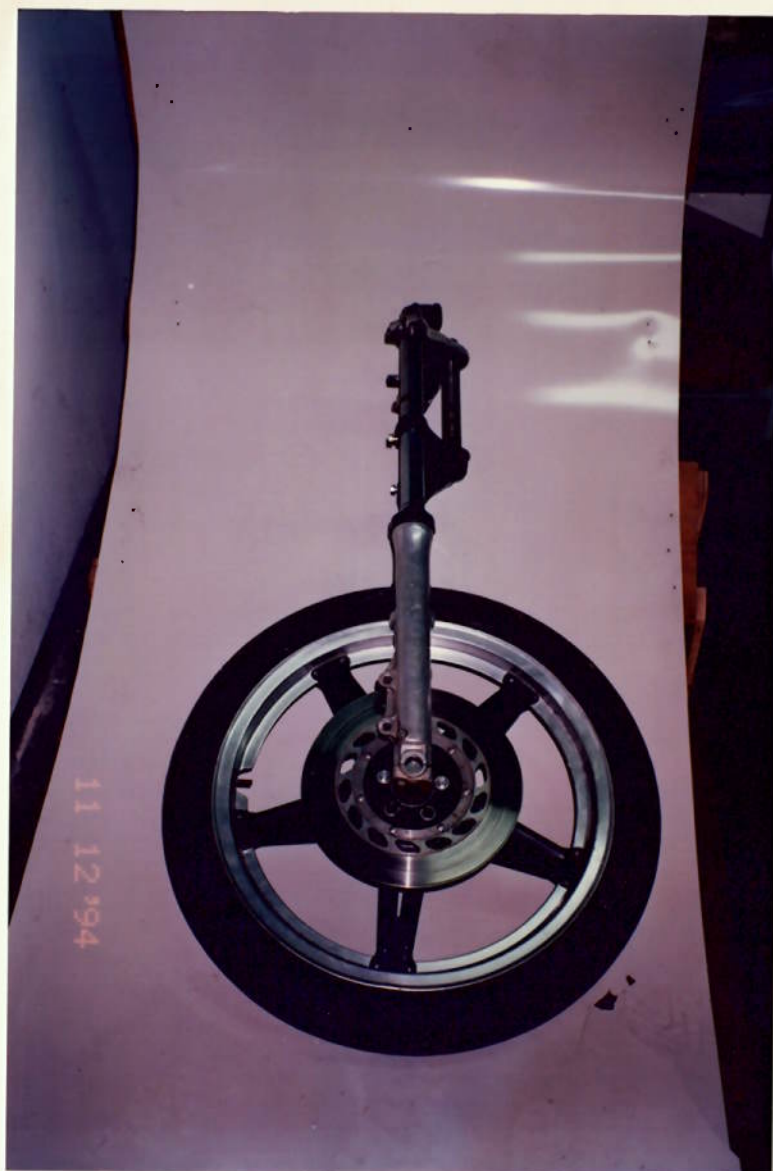
FOTOS

E

DESENHOS



Conjunto dianteiro da moto



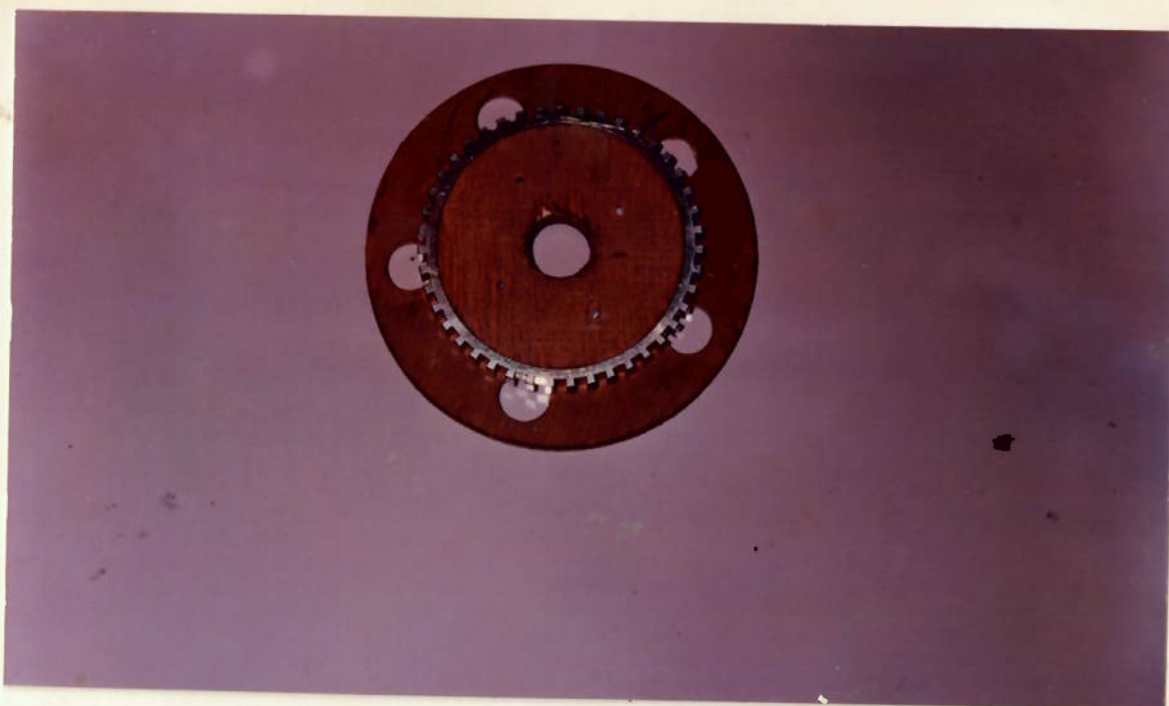
Conjunto montado



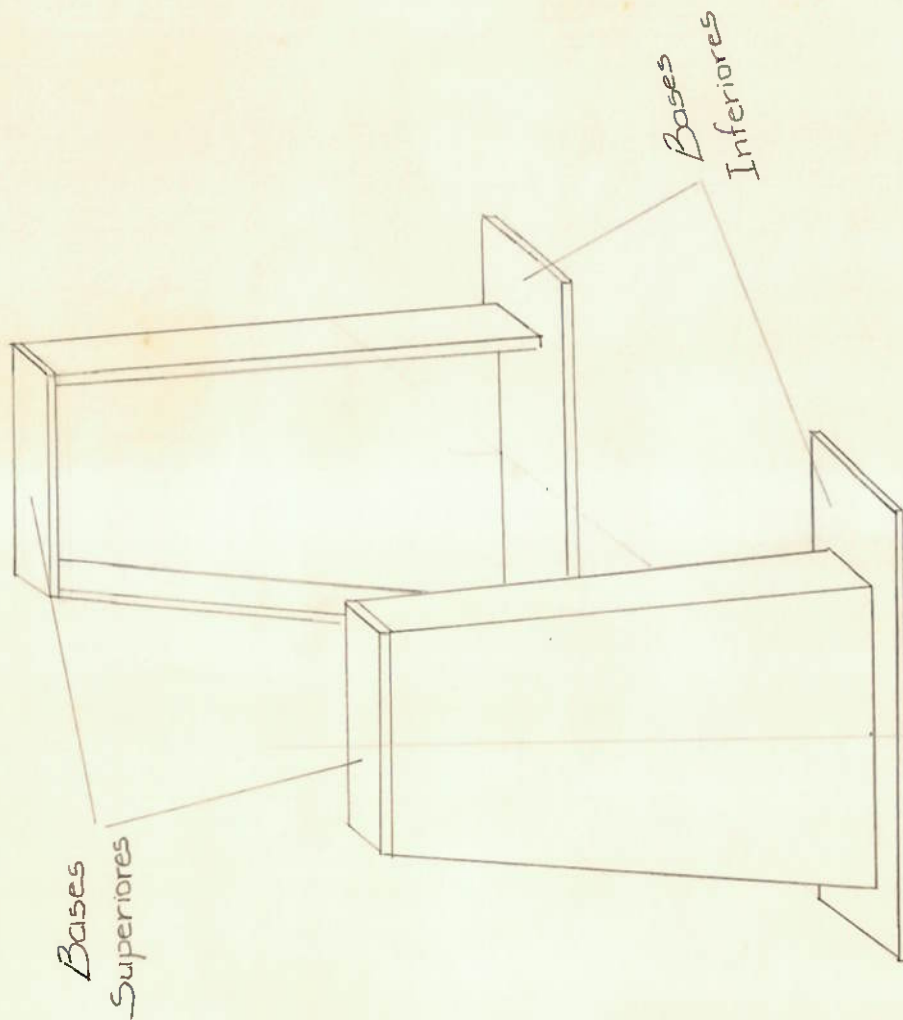
Roda de inércia



Articulação do garfo



Adaptação do Anel de Impulso à Roda



Projeto

Bancada ABS para moto

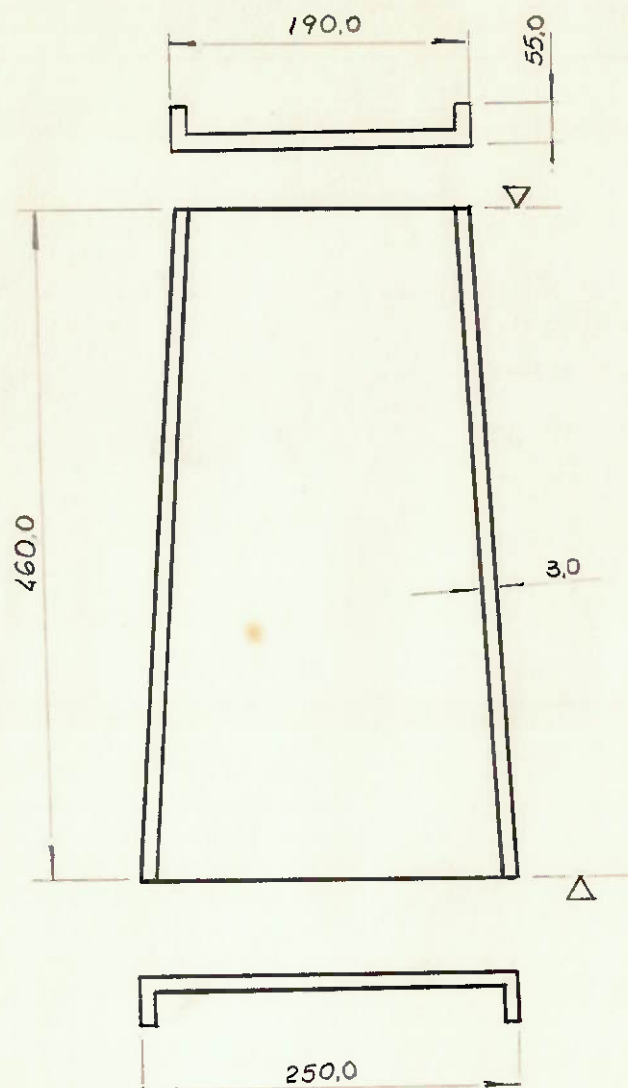
Denominação

Esquema dos suportes
para as caixas de rolamento

PMC 580/581

1994

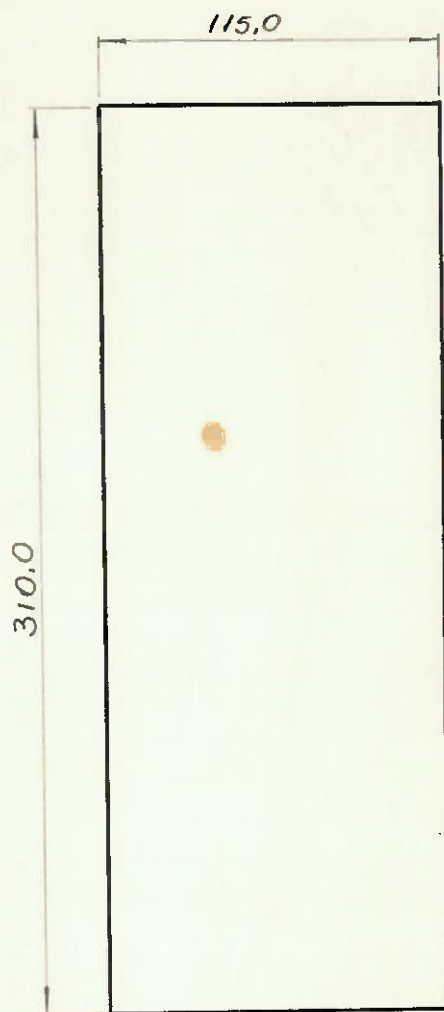
~ (▽)



Tolerâncias Gerais: $\pm 0,5$
Material : SAE 1020

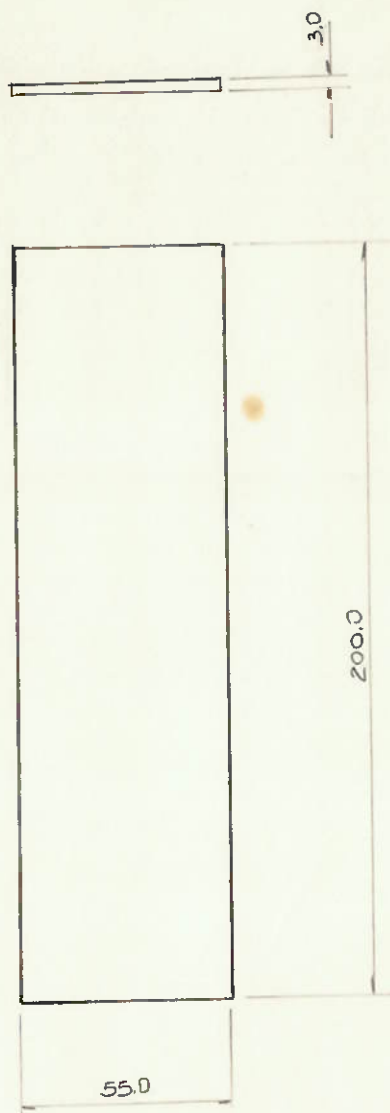
ESC 1:5	Denominação Suporte para caixa de rolamento		
	Projeto Bancada ABS para moto	PMC 580/581	1994

2



Tolerâncias gerais: ± 0.50
 Material: SAE 1020

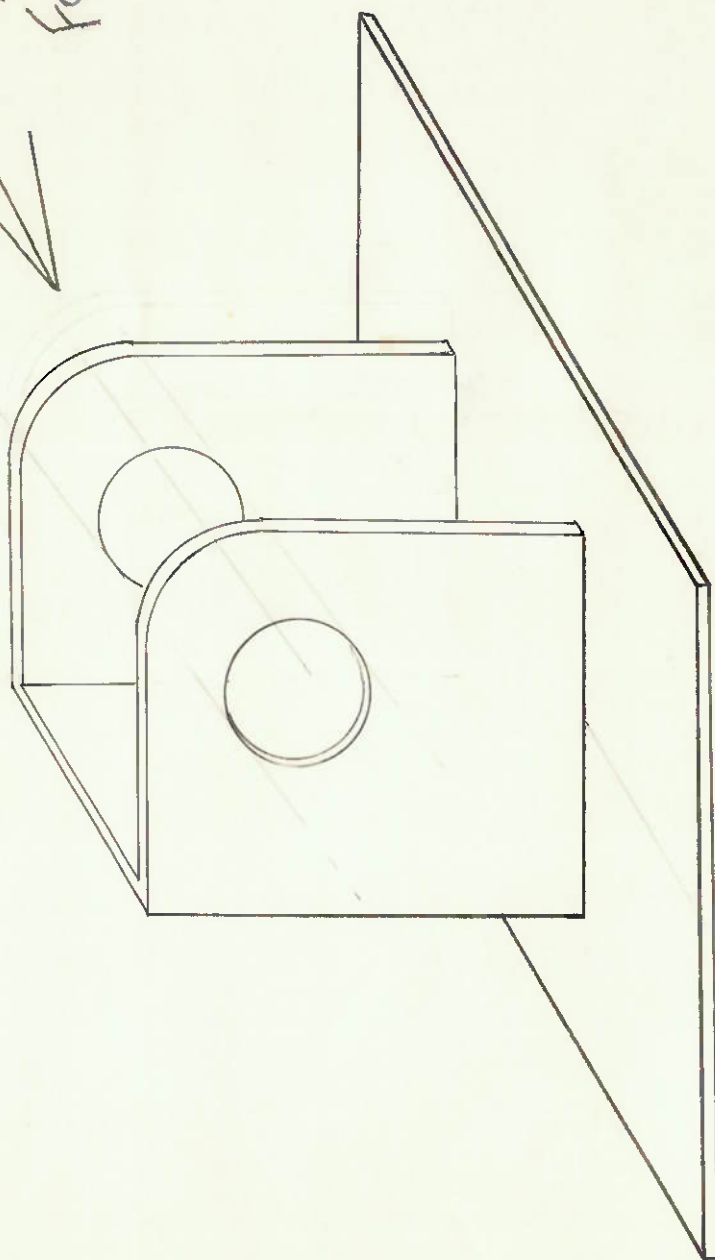
ESC	Denominação Base inferior		
1:2	Projeto Bancada ABS para moto	PMC 580/581	1994



Tolerâncias gerais: ± 0.5
Material : SAE 1020

Esc	Denominação		
1:2	Base superior		
	Projeto	PMC 580 / 581	1994
	Bancada ABS para moto		

Força do garfo
Direção da



Projeto
Bancada ABS para moto

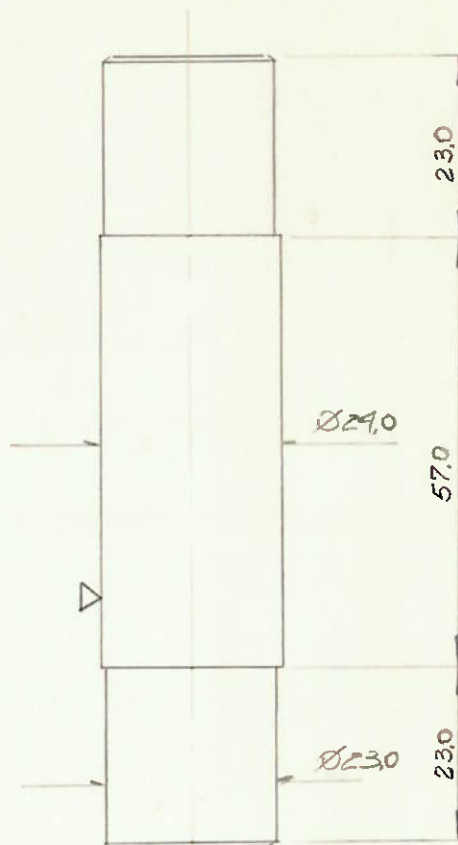
Denominação

Esquema do
Mancal de Articulação

PMC 580/581

1994

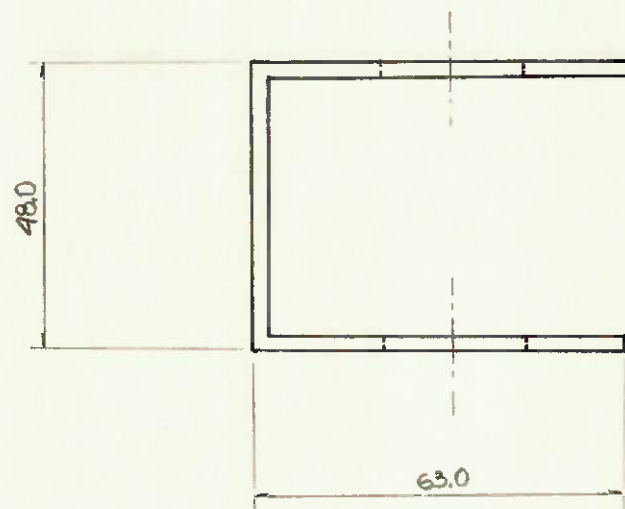
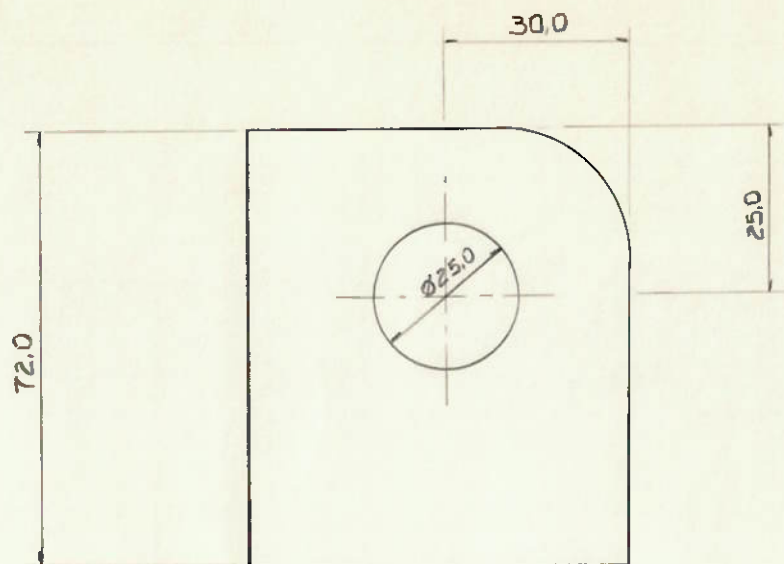
~ (▽)



Tolerâncias Gerais: $\pm 0,5$
Material : SAE 1020

ESC 1:1	Denominação Eixo de Articulação		
	Projeto Bancada ABS para moto	PMC 580/581	1994

2

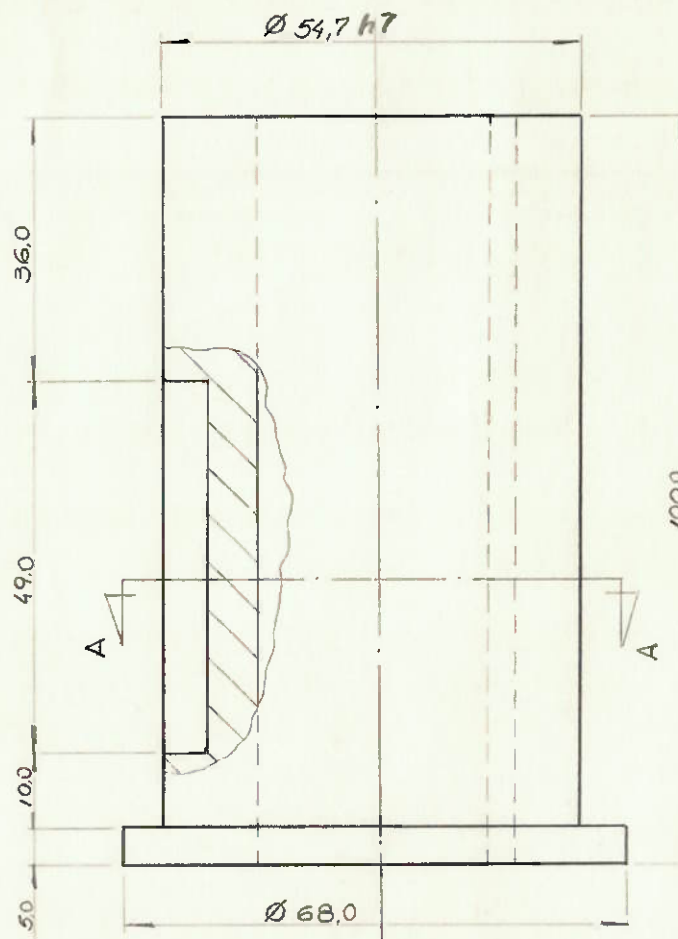
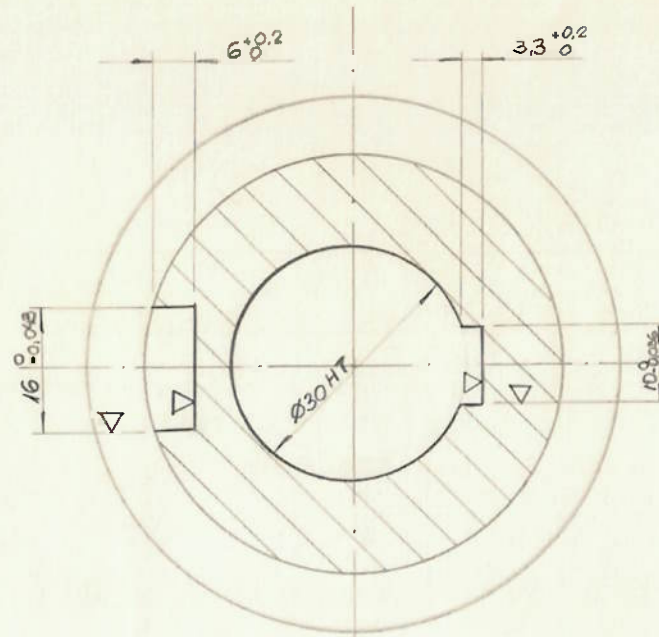


Tolerâncias Gerais: ± 0.5

Material : SAE-J020

ESC	Denominação		
	Mancal de Articulação		
1:1,25	Projeto		1994
	Bancada - ABS para moto		
		PMC 580/581	

~ (▽)



Tolerância Geral: ±0.5
Material: Aço SAE 1020

Esc	Denominação		
1:1	BUCHA		
	Projeto	PMC 580/581	1994
	Bancada - ABS para moto		

Referências Bibliográficas

- BEER, F.P. ; JOHNSTON, E.R. **Resistência dos materiais.** 2.ed.
São Paulo, McGraw-Hill, 1989, 1982.
- BOSCH, R. **Braking systems for passenger cars.** Germany,
September, 1989.
- DOBROVOLSKI, V. **Elementos de maquinas.** 3.ed. URSS, Editorial
Mir, 1980.
- HATTWIG, P. **Synthesis of ABS Hydraulic Systems.** S.N.T.
- JUVINALL, R.C. **Fundamentals of machine component design.**
Singapore, John Wiley, 1983.
- KLEIN, H.C. ; FINK, W. **Introduction of Antilock Braking Sistem for
Cars.** International Automobile Engineering and Manufacturing Meeting,
Canada, 1974.
- KOLBE, A. ; NEITZEL, B. ; OCVIRK N. ; SEIERMANN, M.
Teves MK Anti-Lock and Traction Control System. S.N.T.
- MITSUBISHI. **Technical Training Manual: ABS Anti-lock Braking
Systems.** S.N.T.
- MIYASAKI, N. ; FUKUMOTO, M. ; SOGO, Y. ; TSUKINOSHI, H.
**Antilock Brake System (M-ABS) Based on the Friction Coefficient
Between the Wheel and the Road Surface.** S.N.T.
- OPPENHEIMER, P. **Antilock Braking Regulations.** International
Congress and Exposition, Detroit, 1986.

PROVENZA, F. **Projetista de máquinas.** 71.ed. São Paulo, Editora F. Provenza, 1990.

ZAMPESE, B. **Manual de elementos de construção de máquinas.** 5.ed. São Paulo, EDUSP, 1973.