

**PROJETO BÁSICO
DE UM
BATEDOR DE ONDAS**

2302526

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

PROJETO BÁSICO DE UM BATEDOR DE ONDAS

AUTOR: EDILSON HIROSHI TAMAI

ORIENTADOR: ENG^o FRANCISCO E. B. NIGRO

1987

TF-87
T 15P

Aos meus pais

Agradecimentos

- Ao Professor Francisco E. B. Nigro, pela orientação, sem a qual este trabalho não seria possível;
- Ao Engenheiro Antônio Carlos Fernandes da Divisão de Engenharia Naval e Oceânica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A., pela orientação no cálculo de forças hidrodinâmicas;
- Ao Engenheiro Sérgio da Silva da Divisão de Engenharia Naval e Oceânica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A., pelo auxílio ao longo do trabalho;
- Ao colega Rogério Lacourt Rodrigues, que ajudou a rodar o programa HIBRID, e aos colegas Péricles Boa Sorte Santos, Peri Tabejara de Salles e Marcos Ribeiro Julien, que tentaram;
- Aos funcionários da Divisão de Engenharia Naval e Oceânica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A.;
- Aos colegas do curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, e às demais pessoas que, direta ou indiretamente colaboraram conosco.

SUNÁRIO

<u>Assunto</u>	<u>Pág.</u>
1- Introdução	1
2- Estudo de viabilidade	3
2.1- Estabelecimento da necessidade	4
2.2- Formulação do problema	5
2.2.1- Aspectos gerais	5
2.2.2- Requisitos e condicionantes	7
2.2.3- Especificação de acordo com o Tanque de Provas da DINAV-IPT	11
2.3- Síntese de concepções	17
2.3.1- Subdivisão do sistema	17
2.3.2- Alternativas para os subsistemas	18
2.3.2.1- Mecanismos de geração de ondas	18
2.3.2.2- Comentários sobre o subsistema de controle ...	22
2.3.2.3- Sistema de acionamento	23
2.3.3- Estabelecimento de possíveis concepções	24
2.3.4- Análise de viabilidade	25
3- Projeto básico	28
3.1- Escolha da melhor concepção	29
3.1.1- Comentários	29
3.1.2- Critérios de avaliação	29
3.1.3- Matriz de avaliação	30
3.1.4- Conclusão	31
3.2- Detalhamento e elaboração de modelos	32
3.2.1- Descrição geral	32
3.2.2- Subsistema de geração de ondas	32
3.2.2.1- Formulação	32
3.2.2.2- Estudo resumido de ondas	35
3.2.2.3- Modelo para cálculo de forças hidrodinâmicas	38

3.2.2.4-	Modelo da cunha	41
3.2.3-	Subsistema de acionamento	42
3.2.3.1-	Descrição do sistema	42
3.2.3.2-	Modelamento	46
3.2.4-	Subsistema de controle	52
3.2.5-	Subsistema de monitoração	60
3.2.6-	Modelos estruturais	63
3.3-	Análise	69
3.3.1-	Subsistema de geração de onda	69
3.3.2-	Análise do subsistema de acionamento	77
3.3.3-	Análise de desempenho	88
3.3.4-	Análise estrutural	89
4-	Conclusões	106
5-	Bibliografia	109
6-	Anexos	113
6.1-	Dados sobre o Tanque de Provas da DINAV	114
6.2-	Ilustrações sobre tipos de batedores de ondas	116
6.3-	Esboços das concepções propostas	119
6.4-	Esboços do sistema	129
6.5-	Sistema hidráulico	135
6.6-	Cálculos	137
-	Determinação do coeficiente de película h	138
-	Cálculo de características estruturais da cunha	139
-	Notas sobre o programa HIBRID	152
-	Saída do programa HIBRID	156
-	Gráfico frequência de oscilação x frequência natural amortecida	159
-	Curvas típicas	160
-	Cálculo de potências	161
-	Verificação de desempenho	162
-	Curva de desempenho	164

RESUMO

Frequentemente o ensaio de modelos de estruturas navais exige a geração de ondas com características pré-determinadas. O tanque de provas da Divisão de Engenharia Naval e Oceânica, Agrupamento de Hidrodinâmica, do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A. possui um batedor de ondas com desempenho pouco adequado, sendo este trabalho um estudo inicial que servirá de base ao projeto ou de reforma ou de um novo batedor de ondas. Inicialmente se procurou definir o problema e elaborar uma lista contendo uma série de requisitos e condicionantes, vários dos quais não foram definidos por exigirem pesquisas fora do âmbito principal do trabalho e serem úteis apenas ao projeto executivo. Devidamente complementada, esta lista pode servir de orientação ao projeto e para sua verificação. O sistema foi dividido em cinco subsistemas: controle, monitoração, geração de ondas, acionamento e estrutura. Através de uma pesquisa bibliográfica relacionou-se várias alternativas, das quais foram selecionadas algumas para serem combinadas entre si e formarem nove concepções de batedor de ondas. Através de alguns critérios de avaliação foi selecionada uma concepção, semelhante à que serve ao tanque de provas da DINAV. Uma vez definida a concepção, ela foi detalhada e modelada, de acordo com a subdivisão acima citada. A análise que se seguiu permitiu definir alguns critérios de verificação e alguns parâmetros, sendo que os valores numéricos encontrados não podem ser tomados como absolutos, mas apenas como referência para um posterior projeto executivo. Devido à abrangência do projeto e de suas características multidisciplinares, certos aspectos não foram suficientemente desenvolvidos, e a continuidade do trabalho vai requerer uma revisão e complementação deste presente trabalho.

1- INTRODUÇÃO

1- INTRODUÇÃO

O desenvolvimento e projeto de estruturas navais exige estudos experimentais que são realizados em tanques de prova com modelos em escala, e que demandam a geração de ondas.

O tanque de provas da Divisão de Engenharia Naval e Oceânica, Agrupamento de Hidrodinâmica, do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, por suas características apresenta-se dividido em dois, sendo que ambas as partes já dispõem de batedor de ondas. O presente trabalho pretende ser uma referência básica com o propósito de orientar ou a reforma do batedor de ondas do tanque maior ou o desenvolvimento e projeto de seu substituto.

2- ESTUDO DE VIABILIDADE

2- ESTUDO DE VIABILIDADE

2.1- Estabelecimento da necessidade

Apesar de seu desenvolvimento, o estudo analítico ainda não é suficiente para prever de maneira completa e precisa o comportamento dinâmico de uma estrutura (navios, plataformas "off-shore", etc) na água, tornando-se necessários os estudos experimentais. Ensaios em escala natural, além do elevado custo, apresentam outros inconvenientes, como a não possibilidade de controlar as condições de teste, possibilidades de dano em caso de ensaios em condições extremas, e os dados obtidos, normalmente, só podem ser utilizados em navios muito semelhantes ao ensaiado (BHATTACHARYYA, 1978).

Dáí conclui-se a importância dos ensaios em escala, cujos principais objetivos são:

-Verificação e desenvolvimento dos métodos analíticos de predição do movimento da estrutura.

-Otimização da forma do casco, principalmente de concepções não convencionais, cujo tratamento analítico é ainda muito limitado.

-Estudo das cargas impostas pelas ondas, para permitir o projeto estrutural.

As ondas artificialmente geradas são mais convenientes na forma senoidal, que, se não tem correspondência ideal com o comportamento real do mar, facilitam a análise dos dados e o estudo analítico que será comparado aos resultados do ensaio e, além disso, não são difíceis de gerar fisicamente.

Observa-se, portanto, a necessidade de um mecanismo capaz de gerar ondas senoidais num tanque de provas de forma contro

lada, permitindo a obtenção de ondas com diferentes características, ou de diferentes comportamentos do mar, e ainda garantir a reprodutibilidade dessas condições.

2.2- Formulação do problema

2.2.1- Aspectos gerais

Como citado anteriormente, o gerador de ondas deve satisfazer à necessidade de gerar ondas num tanque de provas de maneira controlada. Assim o tanque de provas é um elemento condicionante e as ondas, a saída principal desejada. Além disso deve-se considerar aspectos construtivos e de operação do sistema.

O tanque de provas ao qual se destina o batedor de ondas é de seção retangular e constante, fundo horizontal e com os seguintes objetivos (ver anexo 6.1):

- Ensaios de resistência ao movimento em águas calmas e em ondas.
- Testes de propulsão em águas abertas e em ondas.
- Determinação de movimentos e cargas impostos pelas ondas em navios, estruturas submersas e semisubmersas.

Em certos ensaios o nível de profundidade da água é diferente, sendo que a profundidade pode ser alterada basicamente de duas formas, variando a quantidade de água no tanque ou movendo um fundo falso. Variar a quantidade de água é normalmente demorado e implica em custos pela perda (ou acréscimo) da água, além de exigir o reposicionamento do batedor de ondas e do suporte de modelos; porém mover um fundo falso implica em instalações mais complexas, com custo inicial mais elevado. No caso do tanque de provas da DINAV, o fundo é fixo.

Os principais itens ligados aos aspectos construtivos e operacionais são:

- Inércia

Uma inércia pequena resulta em atuadores de menor porte e menores problemas mecânicos, além de facilitar o controle sobre os movimentos do batedor.

- Manutenção

A manutenção reflete nos custos operacionais, e num sentido mais amplo, no tempo de vida útil do sistema e sua confiabilidade.

- Reflexão

Este é um problema que envolve também a concepção do tanque, e se refere às perturbações nos ensaios devido às ondas resultantes de reflexão nos contornos do tanque e do próprio batedor.

- Aspectos de funcionamento

A geração de ondas, no caso onde se deseja simular um estado irregular da superfície do mar, exige rápidas e amplas variações nos parâmetros dos movimentos do batedor. Uma concepção adequada deve atender à essa exigência, bem como permitir a reprodutibilidade das ondas geradas.

- Interface única ou dupla com a água

Refere-se a ter apenas uma face em contato com a água, o que implica em garantir a estanqueidade; ou ter ambas as faces em contato com a água, interagindo duplamente, o que implica em maior potência de acionamento.

É preciso lembrar também que após serem geradas, as ondas atravessam uma parcela do tanque antes de atingir o modelo. Se por um lado a amplitude da onda diminui, por outro regulariza sua forma.

2.2.2- Requisitos e condicionantes

Para realizar a sua função de forma conveniente, o bate dor de ondas deve satisfazer os seguintes requisitos e obedecer às seguintes condicionantes (a enumeração dos itens é baseada nas referências 4 e 6):

Saída principal

A saída desejada do batedor são ondas com características definidas, tais como amplitude e frequência.

Funções

A função objetiva do sistema é gerar ondas, de onde se conclui sua função principal, que é impor um movimento adequado à massa fluida. Para poder realizar essa função principal, o sistema deve cumprir as seguintes funções secundárias: variar os parâmetros do movimento, enviar sinais que indiquem seu estado, receber e atender a sinais de controle e correção, etc.

Geometria

O sistema deve adequar-se ao tanque de provas e, por extensão, ao laboratório, permitindo sua montagem, operação e manutenção, não obstruindo passagens, e não exigindo reformas de vulto.

Cinemática

Para projetar o mecanismo gerador de onda é necessário conhecer os movimentos que devem ser realizados, sendo que neste caso o movimento é de natureza oscilatória. Entretanto, diversos tipos de movimentos oscilatórios podem gerar o mesmo resultado, e uma definição precisa só é possível após a escolha de uma concepção.

Dinâmica e estática

Ao se projetar um mecanismo deve-se levar em conta a mais adequada combinação de características como a rigidez, resistência, inércia, estabilidade, e ainda evitar que a frequência natural do sistema coincida com as frequências das cargas e movimentos que ocorrem durante sua utilização.

Energia

Uma das condicionantes de um projeto é a fonte de energia disponível, pois o subsistema motor deve ser compatível. Pode-se também exigir limites mínimos de rendimento, que incide diretamente nos custos operacionais.

Condições de trabalho

Aqui definem-se aspectos importantes que irão se refletir nas especificações de material e de tratamentos térmico e superficial (devido a altas ou baixas temperaturas, ambiente corrosivo, etc). No caso deve-se definir o ambiente atmosférico e as condições da água.

Além disso deve-se especificar as condições de operação, como regime de cargas, tempo de funcionamento e frequência de utilização.

As condições de trabalho representam fatores importantes para a determinação de um plano de manutenção preventivo.

Fabricação

Deve-se ter em mente que, se aprovado, o projeto será executado, sendo necessário, portanto, que os meios de fabricação disponíveis tenham condições de construí-lo. A própria concepção de uma peça deve ser selecionada considerando-se o processo de fabricação utilizado.

Não se pode esquecer que os meios de controle e medição existentes também devem ser considerados na determinação de for-

mas, dimensões e tolerâncias.

Montagem e transporte

Desde que se sabe que o sistema deverá ser montado e transportado, deve-se, durante seu projeto, existir a preocupação com as restrições impostas pelos equipamentos de montagem e transporte disponíveis, dimensões de passagens e o espaço disponível no local de montagem. Deve-se considerar ainda as facilidades existentes para se realizar a fundação, alinhamentos e ajustes.

Ergologia e segurança

Mesmo que a operação se faça a partir de uma cabine isolada, ainda assim existirão pessoas presentes ao ambiente de ensaio, de forma que é necessário considerar o nível de ruído emitido, temperaturas extremas, segurança de pessoas próximas.

No projeto deve-se considerar também a adequação ao homem na fabricação, montagem, operação e manutenção. Outras características também importantes são a estética, iluminação, ventilação, etc.

Controle

Como requisitos de controle pode-se citar a adequação dos comandos ao homem, segurança de operação, boa visualização dos parâmetros do sistema e dos comandos do painel, e definição de procedimentos a serem seguidos (automaticamente ou pelo operador) em operação normal e em caso de emergências.

Sobre outro aspecto, o sistema de controle deverá garantir que as ondas geradas correspondam àquelas desejadas.

Manutenção

Tendo em vista os requisitos anteriores, a necessidade de minimizar os custos operacionais e a previsão da vida útil, devem ser elaborados planos de manutenção preventiva, que também tem função de segurança, pois visam evitar falhas e acidentes.

Sob o aspecto do projeto, é importante pensar na facilidade de acesso, verificar pontos críticos de acúmulo de sujeira, lubrificação, desgaste, corrosão e incrustação, e observar uma construção modular, para facilitar eventuais reparos.

Exigências de funcionamento

Como um sistema de laboratório, o projeto deve atender a requisitos de confiabilidade, precisão e reprodutibilidade, para permitir adequado controle das condições de ensaio, e ainda é necessário uma certa flexibilidade para que se possa atender às condições exigidas em diferentes ensaios.

Aspectos econômicos

Este item é de elevada importância pois define a viabilidade financeira do projeto. Assim, definida uma disponibilidade financeira, têm-se limites de custo inicial e custo de operação. Observe-se que, em termos absolutos, o custo operacional não é muito importante, pois um batedor de ondas não possui utilização intensa. E exatamente por não possuir utilização intensa deve-se exigir elevada duração de vida, para permitir a total amortização dos custos de projeto e construção.

Dados gerais

O projeto deve ser feito levando-se em consideração antigos e/ou futuros projetos, ou seja, utilizar-se de experiências anteriores para evitar a repetição de erros e planejar sua utilização de maneira compatível com projetos que vierem a ser implantados. Devido à exigência de vida útil longa é necessário prever a modernização do sistema.

Outro dado importante é a questão de prazos, seja de projeto, seja de implementação. O estudo de sistemas semelhantes utilizados por outras instituições também pode fornecer dados que auxiliam no projeto.

Também são fatores importantes as leis de proteção no trabalho, direitos de patente e normas técnicas.

2.2.3- Especificação de acordo com o Tanque de Provas da DINAV-IPT

Segue uma resumida lista que apresenta uma série de exigências e condicionantes que, mesmo que não possam ser avaliadas neste estágio do projeto, serão citadas, pois deverão ser consideradas durante o processo de projeto:

Saída principal (Ref. 5)

Ondas senoidais, simulando água profunda:

Comprimento de onda (L): $0,4 \leq L \leq 8,0$ m

Altura de onda (H): $4 \leq H \leq 400$ mm

Frequência (ω): $2,5 \leq \omega \leq 12,6$ rd/s

Relação L/H = 20, ou maior, normalmente.

$$\lambda = \frac{g \cdot T^2}{2\pi}$$

$$\omega = 2\pi f$$
$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

Funções

Função objetiva: gerar ondas.

Função principal: impor movimento adequado à interface sistema de geração de ondas-água.

Funções secundárias:

- Variar parâmetros de movimento.
- Enviar sinais indicando o estado do sistema.
- Receber e atender sinais de controle e correção.

Geometria

O projeto deve ser compatível dimensionalmente com o tanque de provas, o laboratório, e ainda deve-se observar que o carro de arraste de modelos passa sobre o batedor de ondas quando se dirige ao local de manutenção, que é utilizado apenas para a

revisão geral ou eventuais reformas, que ocorrem muito raramente.

Cinemática

Vários tipos de movimentos podem gerar ondas, de forma que é necessário se conhecer a concepção do batedor antes de definir as características do movimento. Entretanto, independentemente da concepção, a frequência do movimento é a mesma das ondas, e suas características devem corresponder à de um movimento harmônico simples, quando se tratar de ondas regulares.

Dinâmica e estática

Da mesma forma que no item anterior, não se pode definir as características dinâmicas do sistema. Entretanto, é exigido:

Rigidez- a deformação que ocorrer no sistema não pode prejudicar a geração de ondas.

Inércia- seu valor deve ser tal que não impeça o sistema de responder adequadamente aos sinais de controle.

Estabilidade- o sistema deve ser estável em qualquer regime de operação; as frequências naturais do sistema não podem coincidir com a faixa de frequência do movimento e de quaisquer outras fontes de vibração.

Resistência- em qualquer situação de carga ou de falha prevista a estrutura do sistema não pode falir.

Energia

A fonte disponível é a da rede elétrica, numa ampla faixa de tensões, sendo entretanto, devido ao sistema já instalado, mais conveniente que se use a tensão de 440V, 60Hz, trifásico.

Devido ao fato de que o sistema não possui utilização intensa, não vai se fazer, nesta fase do projeto, uma limitação para o rendimento mínimo.

Condições de trabalho

Ambiente atmosférico

- Pressão ambiente: normal.
- Temperatura ambiente: normal.
- Umidade: normal (geralmente um pouco superior à do ambiente externo ao laboratório).
- Não existe a presença de poluentes acima do normal.
- Ventilação: não há um sistema de ventilação forçada.

Tanque de provas

- Condições da água
 - Temperatura: normal
 - Estado: é utilizada a água da rede de distribuição pública, porém as trocas se fazem muito raramente devido às dimensões do tanque, havendo deterioração de sua qualidade.

Condições de operação

- Regime de cargas
- Tempo de funcionamento: num dia típico, dois períodos de 3 horas separados por uma pausa de 1 a 2 horas; o período de trabalho compõe-se de meia hora onde apenas a bomba hidráulica trabalha, e o restante é composto por ciclos de 6 a 10 minutos, a metade com o batedor sendo efetivamente utilizado.
- Frequência de utilização: pouco frequente (indefinido).

Situações previstas de operação:

- Normais:
 - Parado.
 - Geração de ondas regulares.
 - Geração de simulação de mar aleatório.

-Anormais:

-Falta de energia durante o processo de ensaio.

-Falhas:

-No sistema de controle.

-No sistema de acionamento.

-No mecanismo de movimentação.

-Parada brusca.

-Entrada de sinal errado por parte do operador.

Fabricação

-Limites máximos de dimensões permitidos nas máquinas disponíveis.

-Limites máximos de peso.

-Qualidade e tolerâncias possíveis de obter.

-Processos de fabricação disponíveis.

-Facilidades existentes de controle e medição.

-Racionalização na seleção da matéria-prima, usando o menor número de itens possível.

-Utilização de peças normalizadas.

Montagem e transporte

-Limites de dimensões e peso das máquinas de elevação e transporte disponíveis.

-Ferramental de montagem existente.

-Condições de alinhamento devido aos instrumentos existentes e facilidades de movimentação.

-Condições de execução de fundações para a estrutura.

-Espaço disponível:

-Dimensões de passagens.

-Lay-out do laboratório.

Ergologia e segurança

-Segurança do operador é facilidade de manipulação durante:

- Fabricação.
- Transporte.
- Montagem.
- Operação.
- Manutenção
- Procedimentos em emergências:
 - Plano de procedimentos e treinamento do operador.
 - Procedimentos automáticos.
- Limitação de ruído.
- Limitação de temperatura.
- Iluminação.
- Ventilação.
- Aspecto visual.

Controle

O sistema de controle deverá garantir que, dado um sinal de controle correspondente à onda desejada, o sistema deverá produzir tal onda dentro de tolerâncias especificadas. Além disso deve responder aos procedimentos automáticos no caso de situações anormais.

Manutenção

- Construção modular para facilitar reparos.
- Facilidade de acesso.
- Pontos críticos:
 - de acúmulo de sujeira;
 - lubrificação;
 - desgaste;
 - corrosão;
 - incrustação.
- Minimização da parcela de manutenção nos custos operacionais.

-Vida útil prevista.

-Elaboração de planos de manutenção preventiva.

Exigências de funcionamento

-Precisão: adotaremos uma tolerância de $\pm 2,5\%$ sobre as grandezas que caracterizam a onda.

-Reprodutibilidade.

-Confiabilidade.

-Flexibilidade: deve poder adaptar-se a diferentes níveis de profundidade de água no tanque.

Aspectos econômicos

-Disponibilidade de recursos.

-Recursos médios disponíveis para ensaio.

-Custo inicial:

-Pesquisa.

-Projeto.

-Fabricação e instalação.

-Custo de operação.

-Duração prevista da vida.

Dados gerais

-Considerações sobre antigos ou futuros projetos:

-Não existem previsões de futuros projetos que possam interagir com este.

-O sistema atual servirá para:

-Referência para comparação.

-Fonte de dados.

-Considerações sobre sistemas existentes em outras instituições.

-Possibilidade de modernizações.

-Prazos:

-Término do projeto básico.

-Término do projeto executivo.

- Término da implementação
- Fatores legais:
 - Leis de proteção no trabalho.
 - Direitos de patente.
 - Normas técnicas.

2.3- Síntese de concepções

2.3.1- Subdivisão do sistema

O sistema será dividido em cinco partes principais para facilitar a síntese de concepções e a fase posterior de modelamento e análise. Para cada subsistema serão propostas algumas alternativas, e as concepções serão geradas pela combinação entre as alternativas.

Os subsistemas são

- Controle.
- Monitoração.
- Estrutura.
- Mecanismo de geração de onda.
- Sistema de acionamento.

A relação entre os subsistemas está mostrada abaixo:

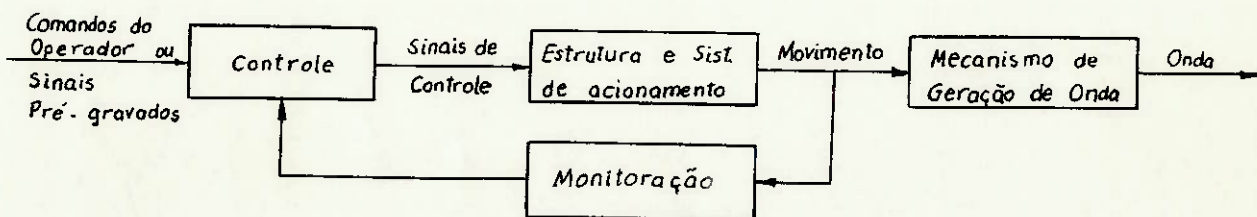


Fig. 2.1

2.3.2- Alternativas para os subsistemas

2.3.2.1- Mecanismos de geração de onda

Faremos uma sucinta análise dos mecanismos de geração de onda encontrados na literatura (BIESEL, 1951; e TWENTY-FIRST AMERICAN TOWING TANK CONFERENCE, 1986), sendo que o anexo 6.2 apresenta ilustrações que permitem melhor compreensão.

Basicamente pode-se classificá-los:

-Quanto ao tipo de onda gerada:

-Geradores de ondas bidimensionais- as ondas se propagam segundo uma única direção.

-Geradores de ondas tridimensionais.

-Quanto à interface posterior:

-Interface posterior seca- o sistema deve ser estanque.

-Interface posterior molhada- ambas as faces interagem com a água.

-Quanto à divisão da interface sistema-água:

-Simples- não há divisão.

-Segmentado.

-Quanto ao mecanismo que gera a onda:

- "Flap".

- Placa flexível.

- "Cunha".

- Pistão.

- Pneumáticos.

- Movimento composto.

- Flap articulado à meia altura.

- Placa com articulação acima da água.

- Placa de superfície.

- Cilindro excêntrico.

- Elíptico.
- Cilindro com pás.
- Roda de pás.
- Flap duplo.

Comentários:

-Ondas tridimensionais e bidimensionais:

Normalmente uma onda bidimensional é mais facilmente gerada, e simplifica a análise dos dados obtidos. Uma onda tridimensional, entretanto, permite um ensaio mais completo e próximo da realidade.

-Simples ou segmentado:

Um gerador de ondas segmentado é usado quando o tanque é muito largo, ou quando se quer a geração de ondas tridimensionais. O gerador de ondas simples é usado em tanques estreitos, normalmente para gerar ondas bidimensionais, embora se possa gerar uma onda tridimensional, desde que se tenha uma interface com forma conveniente (como mostra a referência 19).

-Interface posterior seca ou molhada:

A operação com a interface posterior molhada exige uma potência menor, pois apenas uma das faces encontra a resistência e a inércia da água, o que permite se usar um sistema de aciona-

mento menor e obter um melhor controle sobre o movimento. Entretanto, para garantir que apenas uma face seja solicitada pelo fluido, é necessário um sistema de vedação e um sistema de bombeamento, pois o primeiro nunca é perfeito. O sistema de vedação aumenta a complexidade do projeto e construção, além de ser um ponto crítico devido ao movimento oscilatório que é imprimido ao batedor. Deve-se considerar também o desgaste dos elementos vedantes e o atrito.

A operação com a face posterior molhada exige um batedor menos complexo, porém exige uma potência de acionamento maior, e um sistema de absorção de ondas, devido à reflexão das ondas que se formam atrás do batedor. É preciso notar que um sistema de acionamento com maior potência possui custos inicial e de operação mais elevados, embora, pelo menos no que se refere ao custo de operação, isto não seja muito importante, pois o batedor não tem utilização intensa (MILES & LAURICH, 1986).

-Mecanismos de geração de onda

-"Flap"- neste sistema as ondas são geradas pela oscilação de uma placa que está em contato com a massa de água. É bem sensível ao sinal de controle, mas formam uma onda que não representa adequadamente as que ocorrem em águas profundas. Sua inércia é relativamente pequena e a construção, simples.

-Placa flexível- é o mais adequado para a geração de ondas, pois impõe à água um movimento mais próximo do que realmente ocorre. Entretanto seu acionamento é complexo, implicando em dificuldades de projeto, construção, montagem e manutenção, menor confiabilidade e controle mais difícil de executar. E sua principal

vantagem não chega a ser muito importante porque outros mecanismos mais simples, apesar de produzirem ondas deformadas, estas acabam se ajustando ao final de um percurso de poucos comprimentos de onda, e basta colocar o modelo à uma distância adequada do batedor para obter resultados bastante satisfatórios.

-"Cunha"- este nome não é muito adequado, mas é difundido. A onda é gerada pela imersão, num movimento alternativo, de um corpo na água (às vezes com o formato de cunha, daí o nome), sendo adequado para ensaios onde se quer simular águas profundas (a onda não chega a afetar o fundo). Sua inércia é elevada e a montagem tem um ponto crítico que é o alinhamento das guias do movimento vertical.

-Pistão- a formação de ondas se dá pelo movimento horizontal de uma placa. O movimento horizontal não representa o movimento real das partículas numa onda em águas profundas, sendo portanto inadequado para gerá-la. Tanto a construção como a manutenção são simples. e a inércia é comparável à do flap (ref. 2).

-Pneumáticos- é a concepção mais simples, com poucos problemas mecânicos, estruturais e de inércia. A onda é produzida através da variação alternada da pressão do ar num compartimento semi-submerso na água, provocando o movimento da coluna de água. Existem entretanto, desvantagens importantes: a coluna de água no interior do compartimento não reage com a velocidade necessária devido à compressibilidade do ar, prejudicando a simulação de mar aleatório, principalmente ondas de frequência elevada; as ondas produzidas só atingem a forma adequada após vários comprimentos de onda a partir do batedor; e, finalmente, a pressão atmosférica influi no comportamento do batedor, tornando muito difícil manter condições de ensaio constantes (BHATTACHARYYA, 1978).

-Movimento composto- engloba inúmeros tipos de batedores de ondas, mas consistem basicamente de mecanismos de barras articuladas, que podem dar à interface um movimento composto de rotação e translação, e, no caso da geometria puder ser regulada, são dotados de diversos modos de operação, adequando-se a diferentes situações de ensaio. Sua construção é relativamente complexa.

-Placa articulada à meia profundidade- é uma variante do flap, que permite a geração de ondas em águas profundas, porém limitando a mudança do nível de água no tanque de provas (a menos que seja um tanque de fundo móvel).

-Placa articulada fora da água- sua única vantagem é a posição da articulação, acima da água, mas não apresenta desempenho adequado.

-Cilindro excêntrico, Elíptico, com pás, Roda de pás- são inadequados para gerar ondas que simulem o mar aleatório, pela dificuldade de mudar certos parâmetros que influem no movimento, como a excentricidade ou o tamanho das pás.

-Flap duplo- é uma variante mais versátil do flap, pois permite vários modos de operação (apenas um flap móvel, e ambos os flaps móveis, em fase, ou com defasagem constante, ou ainda, com frequências diferentes), de modo a adequar-se a diferentes necessidades. Sua construção, manutenção e controle são, entretanto, mais complexos.

2.3.2.2- Comentários sobre o subsistema de controle

Em termos gerais o controle pode ser sem realimentação ou com realimentação. Um controle sem realimentação é mais simples, não exige cuidados especiais quanto à estabilidade, entre-

tanto exige construção mais acurada e condições estáveis de operação para garantir uma saída com a necessária precisão.

Um sistema de controle com realimentação é mais complexo e exige análise de estabilidade. Sua vantagem reside em poder manter a saída desejada com a precisão exigida mesmo com condições de ensaio variáveis (dentro de certos limites) e com equipamento de menor precisão construtiva.

2.3.2.3- Sistema de acionamento

Vários podem ser os sistemas de acionamento:

- Cilindro hidráulico.
- Motor hidráulico.
- Cilindro pneumático.
- Motor pneumático.
- Motor elétrico CC.
- Motor elétrico CA.
- Motor de passo.

Comentários:

-Cilindro pneumático- solução de baixo custo, mas não permite precisão de posicionamento (devido à compressibilidade do ar), indispensável neste tipo de equipamento.

-Motor pneumático- também não apresenta boas características de posicionamento, e ainda exige um sistema de transmissão devido às baixas frequências de oscilação e elevado torque exigidos.

-Motor elétrico CA- não possui a necessária flexibilidade e exige um sistema de transmissão, devido aos mesmos motivos apresentados acima.

-Motor de passo- não possui potência suficiente, pelo menos aqueles disponíveis atualmente.

-Motor elétrico CC- este possui a flexibilidade exigida e, se acoplado a um sistema adequado de transmissão (um parafuso de esferas recirculantes, por exemplo) pode ser uma alternativa. Entretanto é preciso notar que o sistema exige dezenas de inversões de rotação por minuto, o que não é conveniente para o motor elétrico, sem contar a alta inércia do rotor.

-Motor hidráulico- considera-se aqui motores hidráulicos de deslocamento positivo. Possui torque suficiente a baixa rotação, permite bom controle de posicionamento, facilidade de inversão de rotação, tornando-se uma possível opção.

-Cilindro hidráulico- prescinde de um mecanismo intermediário para acionar vários dos batedores apresentados anteriormente, permite variar continuamente a velocidade e obter boa precisão de posicionamento. Por utilizar pressões mais elevadas que um cilindro pneumático, por um lado exige construção mais aprimorada, por outro, possui menor tamanho para um mesmo trabalho e maior rendimento.

2.3.3- Estabelecimento de possíveis concepções

Considerando a finalidade básica do batedor de ondas e os comentários anteriores, são propostas as seguintes alternativas (algumas delas não derivam diretamente da combinação dos elementos citados nos itens anteriores):

-Concepção A- flap articulado à meia altura, face posterior molhada, acionado por cilindro hidráulico.

-Concepção B- variante da anterior, operando com a face posterior seca.

-Concepção C- flap duplo, face posterior seca, acionado por cilindros hidráulicos.

-Concepção D- movimento articulado composto, face posterior molhada, acionamento por cilindro hidráulico.

-Concepção E- flap, face posterior seca, acionamento através de motor hidráulico e parafuso de esferas recirculantes.

-Concepção F- cunha, acionada por cilindro hidráulico.

-Concepção G- cunha, acionamento por motor hidráulico e parafuso de esferas recirculantes.

-Concepção H- cunha articulada, acionada por cilindro hidráulico.

-Concepção I- flap, face posterior seca, acionamento por cilindro hidráulico, com movimento vertical de regulagem.

O anexo 6.3 apresenta esquemas representando as concepções acima descritas.

2.3.4- Análise de viabilidade

Por não existirem previsão de recursos, nem condições para uma análise de custos, será apresentado apenas uma análise de viabilidade física.

-Concepção A

Esta solução é, em princípio, viável fisicamente, como se pode observar pela figura 1, anexo 6.3. Entretanto, em termos operacionais, ela não atende a um dos requisitos que é a possibilidade de se adaptar a diferentes níveis de água no tanque. Pelo histórico de ensaios do sistema atual, porém, é muito rara essa necessidade, sendo conveniente uma avaliação conjunta de outros

fatores para verificar se não é melhor restringir ligeiramente a gama de ensaios em troca de melhores condições de operação e construção mais fácil. É preciso considerar entretanto, que existe a necessidade de um sistema para diminuir, a um nível que não prejudique o ensaio, o efeito das ondas geradas atrás do flap.

-Concepção B

Aqui cabem as mesmas considerações anteriores, exceto que não existe a necessidade de uma "praia" para amortecer as ondas. O ponto crítico é o sistema de vedação, devido às características do movimento do flap.

-Concepção C

Sua viabilidade física pode ser constatada pela figura 3 do anexo 6.3, sendo que permite a execução de todos os tipos de ensaios que utilizam ondas previstos para o tanque. Possui o mesmo ponto crítico que B.

-Concepção D

Sua execução física é viável (ver figura 4, anexo 6.3), mas exige um sistema de absorção de ondas, tal qual a concepção A.

-Concepção E

A figura 5 do anexo 6.3 mostra uma das possíveis configurações construtivas dessa concepção. Existem dois pontos críticos: o sistema de vedação e a necessidade de não exercer esforços de flexão sobre o parafuso de esferas recirculantes.

-Concepção F

Uma possível configuração pode ser vista na figura 6, anexo 6.3. A principal dificuldade é o alinhamento das guias com a necessária precisão.

-Concepção G

Os mesmos comentários anteriores se aplicam aqui, acrescentando-se que é necessário evitar esforços de flexão no parafu-

so de esferas recirculantes.

-Concepção H

Esta concepção é viável fisicamente, e a principal dificuldade construtiva que pode ser observada a priori é a parede da extremidade do tanque, que deverá ser desmontável em partes para permitir ensaios em diferentes níveis de água, se bem que um desenho adequado da travessa articulada possa resolver essa dificuldade.

-Concepção I

À primeira vista é uma concepção viável construtivamente, pode-se atuar em diferentes níveis de água no tanque, mas o problema de vedação é bem complexo devido ao sistema de regulação de altura.

3- PROJETO BÁSICO

3- PROJETO BÁSICO

3.1- Escolha da melhor concepção

3.1.1- Comentários

Por não haver disponibilidade de recursos, apenas uma das concepções será desenvolvida. Para tanto é necessário analisar comparativamente as concepções propostas. Devido ao reduzido grau de detalhamento existe a dificuldade de realizar uma avaliação precisa. Assim sendo, para diminuir a influência de quaisquer possíveis distorções devido à subjetividade da análise, serão estabelecidos critérios de avaliação, cada qual com um fator de ponderação, e a cada concepção será atribuída uma nota que a posicionará em relação às demais.

Apesar desses cuidados, ainda existe uma certa possibilidade de erro, porém admite-se que concepções que tenham somatórias de pontos próximas entre si devem ser razoavelmente equivalentes, a ponto de uma poder substituir a outra sem maiores problemas. Evidentemente se corre o risco de não se escolher a concepção que, convenientemente desenvolvida, venha a ser a solução ótima.

3.1.2- Critérios de avaliação

Adotaremos os seguintes critérios de avaliação:

-Exigências de funcionamento

Imaginando-se igual trabalho de desenvolvimento, será avaliada a classificação das concepções segundo maior ou menor

grau de atendimento às exigências de funcionamento (observe-se que todas as concepções devem atender às exigências mínimas).

-Construção e montagem

A concepção será avaliada segundo o grau de facilidade em sua construção e montagem.

-Rendimento

Basicamente trata-se da avaliação do custo operacional do sistema, sendo que, conforme comentários desenvolvidos no capítulo anterior, não se trata de um ponto muito importante.

-Manutenção e duração de vida

Procura-se avaliar, neste item, a concepção segundo suas exigências de manutenção, o desgaste do sistema físico e a obsolescência técnica. Verifica-se também a possibilidade de aumento da vida útil através da incorporação de novas tecnologias, sendo que nesse caso exige-se duração de vida elevada para os elementos estruturais.

-Custo inicial

Esta avaliação é difícil, e refere-se a custos de desenvolvimento, projeto e construção.

3.1.3- Matriz de avaliação

Na elaboração dessa matriz, servindo de referência, a concepção F, a que corresponde ao sistema que atualmente está instalado na DINAV, receberá nota 7 em todos os itens.

A matriz está apresentada na tabela 3.1.

	Exigências de funcionamento	Construção e montagem	Rendimento	Manutenção e duração de vida	Custo inicial	Total	Posição
pesos	10	7	3	7	6	-	-
Concepções							
A	5	7	5	9	7	219	5
B	5	8	9	6	8	223	3
C	8	8	9	6	4	229	2
D	8	5	5	7	5	209	7
E	5	6	9	6	5	191	9
F	7	7	7	7	7	231	1
G	7	6	7	7	5	212	6
H	6	6	7	8	7	221	4
I	7	5	9	6	5	204	8

Tab. 3.1

3.1.4- Conclusão

Pode-se observar que houve praticamente um empate entre as concepções F e C. Porém, uma vez que os dois sistemas de geração de ondas atualmente utilizados na DINAV são do tipo cunha, se

lecionaremos a concepção F, devido à experiência acumulada, e ao fato de que os pesquisadores já estarem acostumados a esse tipo de batedor. Assim sendo, assegurada a validade das hipóteses adotadas e a permanência das condições existentes, a alternativa F apresenta-se como a mais indicada, e o prosseguimento do projeto será feito através do seu detalhamento, modelamento e análise.

3.2- Detalhamento e elaboração de modelos

3.2.1- Descrição geral

O sistema compõe-se basicamente de uma estrutura onde se apóia o atuador e as guias por onde corre a cunha; a cunha propriamente dita; o subsistema de acionamento hidráulico; e os subsistemas de controle e monitoração. O anexo 6.4 apresenta esboços do sistema. Essencialmente o problema consiste na movimentação controlada de um corpo que interage com um sistema hidrodinâmico, com o objetivo de gerar ondas.

Os subsistemas de controle e monitoração sofrerão detalhamento menos acentuado, dando-se ênfase na caracterização de suas funções, uma vez que envolvem outras áreas de especialização.

3.2.2- Subsistema de geração de onda

3.2.2.1- Formulação

Os principais fatores envolvidos na interação entre um corpo e o sistema hidrodinâmico são:

- Inércia do corpo (m).
- Inércia do sistema hidrodinâmico (a).
- Amortecimento potencial (b).
- Coeficiente de restauração hidrostática (c).

Relacionados por:

$$F(t) = (m+a) \cdot \ddot{z}(t) + b \cdot \dot{z}(t) + c \cdot z(t) \quad (3.1)$$

$F(t)$ - força aplicada pelo atuador.

$z(t)$ - movimento exigido para a geração de ondas.

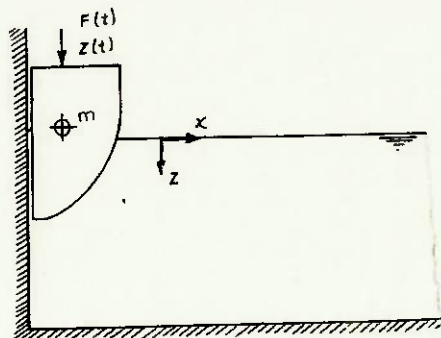


Fig. 3.1

Já foi citado que o movimento exigido é um MHS, assim, podemos admitir:

$$z(t) = z_0 \cos \omega t \quad (3.2)$$

Portanto:

$$\dot{z}(t) = -\omega z_0 \sin \omega t \quad (3.3)$$

$$\ddot{z}(t) = -\omega^2 z_0 \cos \omega t \quad (3.4)$$

Voltando à expressão (3.1):

$$F(t) = -(m+a)\omega^2 z_0 \cos \omega t - b\omega z_0 \sin \omega t + c z_0 \cos \omega t \quad (3.5)$$

Que pode ser escrita na forma:

$$F = z_0 \sqrt{[c - (m+a)\omega^2]^2 + (b.\omega)^2} \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad (3.6)$$

$$\text{Onde } \varphi = \arctg \frac{b.\omega}{c - (m+a)\omega^2} \quad (3.7)$$

Para a geração de ondas temos:

$$T_a = T_s \quad (3.8)$$

$$\frac{A_a}{A_s} = f(\omega) \quad (3.9)$$

onde:

T_a - período da onda (s)

T_s - período do movimento da cunha (s)

A_a - amplitude da onda (m)

A_s - amplitude do movimento da cunha (m)

Adotaremos uma cunha com as mesmas características geométricas daquela do sistema atualmente em uso na DINAV, e desse modo, pela referência 5 :

f (Hz)	A_a/A_s	f (Hz)	A_a/A_s
0,4	0,595	1,3	0,435
0,5	0,795	1,4	0,370
0,6	1,020	1,5	0,335
0,7	1,200	1,6	0,295
0,8	1,280	1,7	0,250
0,9	1,290	1,8	0,200
1,0	1,105	1,9	0,185
1,1	0,810	2,0	0,170
1,2	0,510		

Tab. 3.2

3.2.2.2- Estudo resumido de ondas (BHATTACHARYYA,1978)

A finalidade deste estudo é apenas caracterizar formalmente a onda que o sistema deve gerar.

Quando a superfície plana da água é perturbada, observa-se a formação de uma onda que se afasta da origem da perturbação (processo de propagação da onda). Apesar de adotarmos o tratamento teórico de onda transversal, o movimento das partículas de água não é apenas na direção perpendicular ao sentido de propagação da onda. Quando a partícula se encontra na crista ela se movimenta acompanhando a onda, e quando se localiza no vale, seu movimento é na direção contrária. Finalmente, ela se move para cima ou para baixo quando a superfície sobre a partícula coincide com o nível da água quando esta não está perturbada. Isto resulta num movimento orbital da partícula, decrescente de modo exponencial com a profundidade.

Admitindo-se a onda com a forma de senóide temos:

L - comprimento de onda.	(m)
A _a - amplitude da onda.	(m)
V - velocidade de propagação.	(m/s)
A - elevação da linha isobárica.	(m)
u - velocidade horizontal de uma partícula.	(m/s)
w - velocidade vertical de uma partícula.	(m/s)
T - período.	(s)
ω - velocidade angular.	(rad/s)
z - profundidade em relação à superfície não perturbada.	(m)
h - profundidade total.	(m)
E - energia por unidade de área.	(J/m ²)
p - pressão	(Pa)

ρ - massa específica da água.	(Kg/m ³)
k - número de onda.	-
α - inclinação da onda.	(rad)
α_m - inclinação máxima.	(rad)

Para uma profundidade qualquer:

$$A = A_a \cdot \frac{\sinh k(-z+h)}{\sinh h.k} \cdot \cos k.(x-Vt) \quad (3.10)$$

$$A_o = A_a \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.11)$$

$$u = A_a \cdot V.k \cdot \frac{\cosh k(-z+h)}{\sinh h.k} \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.12)$$

$$w = A_a \cdot V.k \cdot \frac{\sinh k(-z+h)}{\sinh h.k} \cdot \sin k(x-Vt) \quad (3.13)$$

$$V = \left(\frac{g.L}{2.\pi} \cdot \tanh h.k \right)^{1/2} \quad (3.14)$$

$$p = \rho.g.z - A_a \cdot \rho.g. \frac{\cosh k(-z+h)}{\cosh h.k} \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.15)$$

$$k = \frac{2.\pi}{L} = \frac{\omega^2}{g} = \frac{g}{V^2} = \frac{4.\pi^2}{g.T^2} \quad (3.16)$$

$$T = \left(\frac{2.\pi.L}{g} \right)^{1/2} \quad (3.17)$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho.g.A_a^2 \quad (3.18)$$

para $h < \frac{L}{20}$ a velocidade de propagação é

$$V = \sqrt{g.h} \quad (3.19)$$

No caso de ondas em águas profundas (o fundo não chega a ser perturbado pela agitação da superfície), que são caracterizadas pela relação $h > \frac{L}{2}$, temos:

$$A = A_a \cdot e^{-kz} \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.20)$$

$$A = A_a \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.21)$$

$$u = k \cdot A_a \cdot V \cdot e^{-kz} \cdot \cos k(x-Vt) \quad (3.22)$$

$$w = k \cdot A_a \cdot V \cdot e^{-kz} \cdot \text{sen } k(x-Vt) \quad (3.23)$$

$$V = \frac{L}{T} = \frac{g}{\omega} = \left(\frac{g \cdot L}{2 \cdot \pi}\right)^{1/2} \quad (3.24)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot z - A_a \cdot \rho \cdot g \cdot e^{-kz} \cdot \cos(k \cdot x - \omega \cdot t) \quad (3.25)$$

$$\alpha = -k \cdot A_a \cdot \text{sen } k \cdot x \quad (3.26)$$

$$\alpha_M = k \cdot A_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot A_a}{L} \quad (3.27)$$

A figura abaixo mostra algumas das grandezas citadas anteriormente:

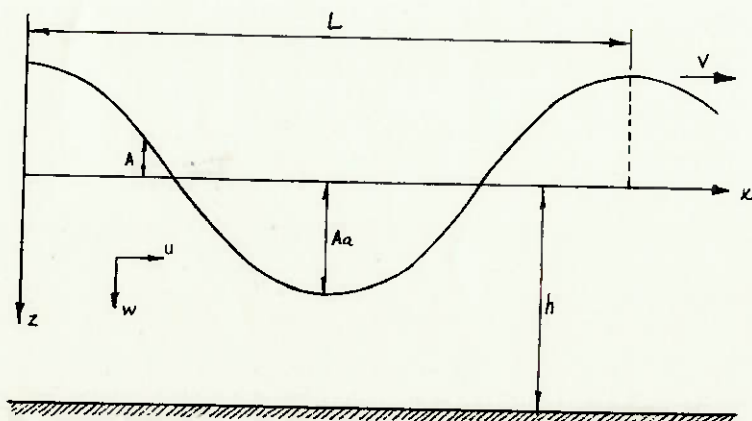


Fig. 3.2- superfície da água:
 $A = A_a \cdot \cos k(x-Vt)$

Como podemos observar, o tratamento teórico é semelhante ao normalmente utilizado em ondas transversais de outra natureza, e assim, por exemplo, a superposição de trens de ondas é obtido pela adição das expressões que os representam.

Como a superfície do mar se apresenta quase sempre de modo irregular, é necessário, nos ensaios, simular esta aleatoriedade. Neste caso é mais adequado um tratamento estatístico, onde se destaca o espectro de energia (uma função que relaciona a energia por unidade de área com a frequência das ondas), como a característica que define o estado do mar. E o estado do mar é função do local e das condições climáticas.

Não apresentaremos aqui o tratamento teórico, que em caso de interesse pode ser encontrado na referência 1.

3.2.2.3- Modelo para cálculo de forças hidrodinâmicas

Como já foi citado no item 3.2.2.1, a interação entre o corpo e o sistema hidrodinâmico compõe-se basicamente de três parcelas, a inércia do sistema hidrodinâmico (a), o amortecimento potencial (b), e o coeficiente de restauração hidrostática (c).

Para o cálculo dessas três parcelas o perfil do corpo será aproximado por segmentos de reta, admitiremos pequenas amplitudes, será imposto que no ponto central do movimento o corpo está em equilíbrio hidrostático e assumiremos que exista apenas movimento vertical.

Considerando o peso do corpo constante:

$$c = \frac{dE}{dz} \quad (3.28)$$

E - empuxo (N)

Como \underline{c} não é constante ao longo de \underline{z} , adotaremos o valor de \underline{c} no ponto central do movimento da cunha.

Para o cálculo de \underline{a} e \underline{b} utilizaremos o programa HIBRID.

Este programa fornece valores adimensionais da inércia e do amortecimento potencial de corpos simétricos, para determinada frequência.

$$A_{33} = \frac{a}{\frac{\pi}{2} \cdot b_c^2 \cdot \rho} \quad (3.29)$$

$$B_{33} = \frac{b}{\frac{\pi}{2} \cdot b_c^2 \cdot \rho \cdot \omega} \quad (3.30)$$

onde A_{33} e B_{33} são os valores adimensionais de \underline{a} e \underline{b} .

b_c - metade da boca (m)

ρ - massa específica da água (Kg/m³)

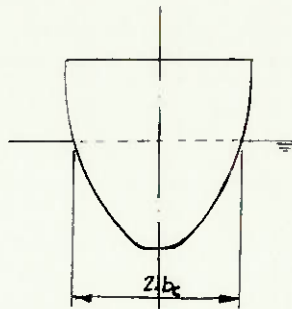


Fig. 3.3

Uma vez obtidos os valores de A_{33} e B_{33} podemos calcular \underline{a} e \underline{b} , que, entretanto ainda não são os valores finais, já que a cunha é, na verdade, metade do corpo admitido no programa. Pela simetria, toma-se a metade dos valores calculados.

Tais valores, mais \underline{c} e a massa da cunha, são suficientes para a análise do sistema de acionamento. Uma análise de esforços exige, porém, a determinação do perfil de pressões.

A parte hidrostática é simples, para cada segmento \underline{j} , que esteja à uma profundidade \underline{z} , a pressão será:

$$p_{ej} = \rho \cdot g \cdot z_j \quad (3.31)$$

Para a parte dinâmica:

$$p_{dj} = A_s \cdot \text{Re} (-i \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot b_c^3 \cdot e^{i\omega t} \cdot \phi_j) \quad (3.32)$$

Esquemáticamente:

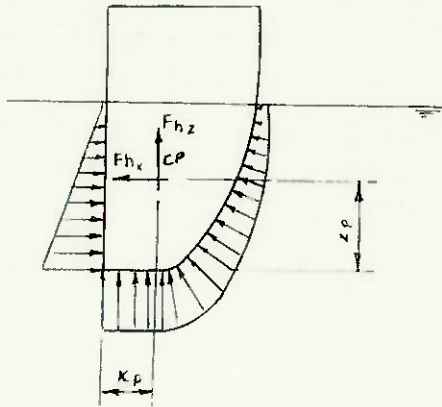


Fig. 3.4

O centro de pressões é dado por:

$$x_p = \frac{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) \cdot ds_j \cdot n_{vj} \cdot x_j}{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) \cdot ds_j \cdot n_{vj}} \quad (3.33)$$

$$z_p = \frac{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) \cdot ds_j \cdot n_{hj} \cdot z_j}{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) \cdot ds_j \cdot n_{hj}} \quad (3.34)$$

ds_j - comprimento de cada segmento j .

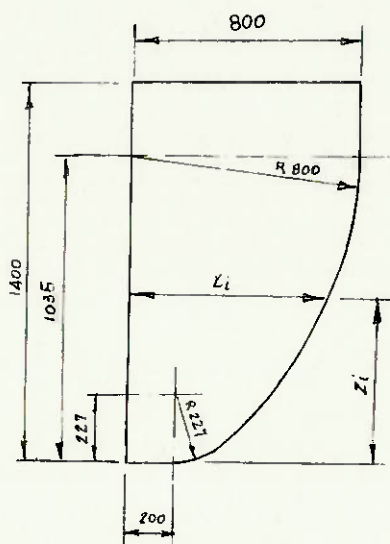
n_{vj} - projeção vertical da normal de cada segmento.

n_{hj} - projeção horizontal da normal de cada segmento.

x_j, z_j - coordenadas do ponto central de cada segmento.

3.2.2.4- Modelo da cunha

O anexo 6.4 contém desenhos da cunha, e aqui definiremos apenas seu perfil, segundo a referência 5:



x (m)	z (m)
0,4000	0,1
0,4820	0,2
0,5465	0,3
0,6000	0,4
0,6472	0,5
0,6893	0,6
0,7292	0,7

Fig. 3.5

medidas em mm

Utilizando o método dos mínimos quadrados encontramos a equação que define a região parabólica (sabia-se que se tratava de um polinômio de segundo grau):

$$z = \frac{(5x-1)^2}{10} \quad (3.35)$$

O perfil pode ser definido, aproximadamente, por:

$$0,000 \leq x \leq 0,200 \quad z=0 \quad (3.36)$$

$$0,200 \leq x \leq 0,3471 \quad (x-0,2)^2 + (z-0,227)^2 = (0,227)^2 \quad (3.37)$$

$$0,3471 \leq x \leq 0,7522 \quad z = \frac{(5x-1)^2}{10} \quad (3.38)$$

$$0,7522 \leq x < 0,800 \quad x^2 + (z-1,035)^2 = (0,8)^2 \quad (3.39)$$

$$1,035 \leq z < 1,400 \quad x = 0,800 \quad (3.40)$$

Como no ponto $(0,200;0,000)$ a tangente à parábola é paralela ao eixo x , simplificaremos o perfil admitindo que o trecho $0,200 \leq x \leq 0,3471$ é ainda definido pela parábola, e não pelo arco de circunferência.

3.2.3- Subsistema de acionamento

3.2.3.1- Descrição do subsistema

A concepção adotada utiliza um sistema de acionamento hidráulico. Pode-se dizer que existem basicamente dois tipos globais de sistemas hidráulicos: bomba controlada e válvula controlada. O primeiro consiste em uma bomba de vazão variável com o deslocamento controlado para regular a pressão. O segundo compõe-se de uma bomba de vazão constante e uma válvula de segurança para limitar a pressão (MERRIT, 1967).

As características do sistema de bomba controlada são:

-Resposta lenta pois as pressões devem ser aumentadas, os volumes sob pressão são grandes e o servo de controle de deslocamento tem comparativamente um tempo de resposta maior.

-Maior eficiência uma vez que a pressão e a vazão são bem próximos daquelas exigidas pela carga.

-O tamanho relativamente grande dos elementos de potência tornam um pouco mais complexa a aplicação se a bomba está próxima do atuador.

-Necessita de bomba auxiliar.

Para o sistema de válvula controlada:

-Respostas mais rápidas porque, normalmente, os volumes sob pressão são pequenos, e a pressão de entrada é constante.

-Menor eficiência pois a pressão é constante, isto é, não acompanha a carga, e os vazamentos são maiores.

-Os elementos de atuação são menores e mais leves, porém, devido à menor eficiência, a fonte de potência é maior.

-A temperatura do óleo tende a ser elevada devido à ine eficiência, exigindo trocadores de calor, normalmente.

-Uma única fonte de potência hidráulica pode alimentar diversos sistemas de válvula controlada.

Voltando ao projeto, existe a necessidade de precisão e respostas relativamente rápidas, e como a utilização não é intensa, a eficiência pode ficar em segundo plano. Assim adotou-se o sistema de válvula controlada, usando, mais especificamente, uma servoválvula.

A servoválvula exige um tratamento adequado do fluido hidráulico (principalmente filtragem). Um acumulador permitirá regularizar a demanda de potência, melhorando o aproveitamento do conjunto motor elétrico-bomba hidráulica. Nos ensaios, a geração de ondas não é contínua, normalmente há intervalos em que se mudam determinadas condições (alteração da frequência e altura da onda, troca dos canais de entrada de dados provenientes dos instrumentos instalados no modelo, etc). Durante esses intervalos, pe lo menos a princípio, para diminuir gastos de energia, adotaremos a vantagem da válvula de segurança.

Uma possível configuração do circuito hidráulico está apresentada na figura 3.6.

Podemos distinguir os seguintes elementos:

-Bombas hidráulicas : B₁ - principal.
B₂ - para o controle da servo
válvula.

-Atuador : A

-Motor elétrico : M

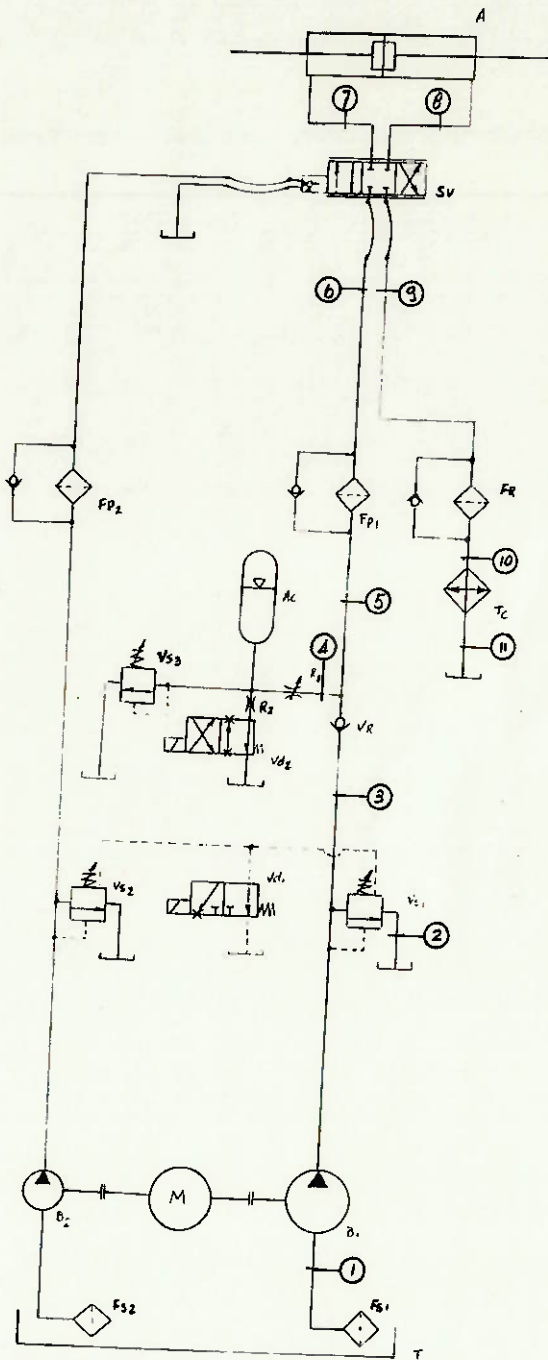


Fig. 3.6

A fig. 3.6 mostra, simplificadamente, o circuito hidráulico do batedor de ondas. O anexo 6.5 apresenta o esquema completo.

3.2.3.2- Modelamento

Circuito hidráulico

Considerando fluido incompressível, tubulação rígida, admitir que os vazamentos são desprezíveis, a perda de carga pode ser expressa por:

$$\Delta P = C_1 Q_1^2 + C_2 Q_3^2 + C_3 Q_7^2 + C_{sv} Q_7^2 + C_4 Q_{10}^2 \quad (3.41)$$

$$\Delta P = P_b - P_L \quad (3.42)$$

C_1 - coeficiente de perda entre a bomba B, e a válvula de segurança V_s .

C_2 - coeficiente de perda entre a válvula de segurança e a servoválvula.

C_3 - coeficiente de perda na região do atuador.

C_{sv} - coeficiente de perda na servoválvula.

C_4 - coeficiente de perda na linha de retorno.

Q_i - vazão na seção i. (m³/s)

ΔP - perda de carga. (Pa)

P_b - pressão logo após a bomba. (Pa)

P_L - pressão devido à carga F . (Pa)

Para o atuador temos as seguintes expressões:

$$S_A = (D^2 - d^2) \pi / 4 \quad (3.43)$$

$$Q = S_A \cdot \dot{z} \quad (3.44)$$

$$P_L = \frac{F}{2S_A} \quad (3.45)$$

$$P_{ec} = P_L + P_{sc} \quad (3.46)$$

$$P_{sc} = \frac{C_{sv} \cdot Q_7^2}{2} + C_4 Q_{10}^2 \quad (3.47)$$

S_A - área de um atuador. (m²)

D - diâmetro do cilindro. (m)

d - diâmetro da haste. (m)

- Q - vazão. (m³/s)
 \dot{z} - velocidade exigida para o atuador. (m/s)
 P_{ec} - pressão na região do atuador que está admitindo fluido. (Pa)
 P_{sc} - pressão na saída do atuador. (Pa)

Com o uso do acumulador a vazão através da bomba pode ser igual à vazão média que passa pelo atuador, a menos dos vazamentos. O volume de óleo que o acumulador deve fornecer em cada ciclo de carga e descarga é V_c :

$$Q_1 = \frac{\bar{Q}}{\eta_v} \quad (3.48)$$

$$\bar{Q} = \frac{\int_0^{T/2} Q dt}{T/2} \quad (3.49)$$

\bar{Q} - vazão média.

η_v - rendimento volumétrico.

$$V_c = \int_{t_1}^{t_2} Q dt - \int_{t_1}^{t_2} Q_1 dt \quad (3.50)$$

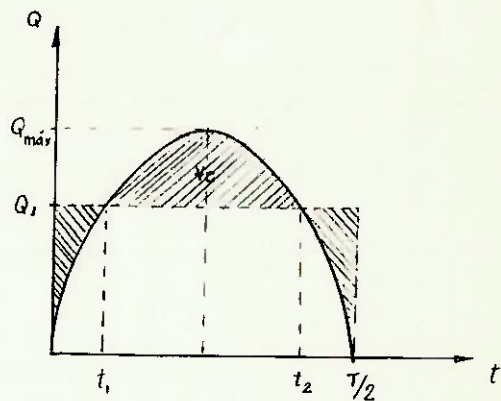


Fig. 3.7

Para o cálculo dos coeficientes de perda temos:

Perda de carga distribuída

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.51)$$

h_f - perda de carga. (Pa)

f - coeficiente de atrito.

L - comprimento da tubulação. (m)

D - diâmetro da tubulação. (m)

V - velocidade média na seção. (m/s)

ρ - massa específica do fluido. (Kg/m³)

Perda de carga singular

$$h_{fs} = \frac{K \cdot V^2 \cdot \rho}{2} \quad (3.52)$$

h_{fs} - perda de carga singular. (Pa)

K - coeficiente de perda de carga singular

Potências

$$Q_B = \frac{\bar{Q}_{\text{máx}}}{\eta_{\psi \text{ sistema}}} \quad (3.53)$$

$$N_H = Q_B \cdot P_B \quad (3.54)$$

$$N_m = \frac{Q_B \cdot P_B}{\eta_{\text{mecânica}}} \quad (3.55)$$

$$N_M = N_m \cdot FS \quad (3.56)$$

Q_B - vazão nominal da bomba. (m³/s)

N_H - potência hidráulica. (W)

N_m - potência mecânica para acionamento da bomba. (W)

N_M - potência nominal do motor elétrico. (W)

FS - fator de serviço.

Geração e dissipação de calor

Sistemas hidráulicos geram calor, que aumenta a temperatura do óleo hidráulico. Esse aumento deve ser controlado, pois a operação em temperaturas excessivamente altas pode decompor o óleo, provocando o surgimento de gomas, vernizes, etc, que podem obstruir orifícios, passagens e prejudicar o desempenho das válvulas. A diminuição da viscosidade e da lubricidade devido ao aumen

to da temperatura pode diminuir muito a vida útil de componentes mecânicos. Retentores, gaxetas, filtros, etc têm um campo admissível de temperaturas para funcionamento adequado. Deformações devido à dilatação térmica em componentes mecânicos, elementos hidráulicos e estruturas próximas pode ser indesejável.

A principal fonte de calor num sistema hidráulico é, normalmente, o estrangulamento do fluxo em restrições, passagens e válvulas, elementos utilizados para controle da vazão. Neste caso específico, a válvula de segurança V_s , e a servoválvula S_v são regiões onde a geração de calor é significativa.

Outras fontes de calor podem ser: atrito viscoso (perda de carga) em condutos, cotovelos, conexões, filtros, etc; vazamentos na bomba e em válvulas; atrito entre componentes mecânicos; compressão do óleo e do eventual ar que penetra na bomba, e aquecimento do gás em acumuladores funcionando em frequências elevada (MERRIT, 1967).

Não se fará um modelo detalhado, elemento por elemento, da geração de calor, mas apenas uma análise global.

O ciclo de trabalho médio, normal, é dois períodos de 3 horas, separados por 1 a 2 horas, sendo que na meia hora inicial apenas a bomba trabalha, e no restante o sistema opera em ciclos com período de 6 a 10 minutos, onde o cilindro opera a metade do tempo.

O calor gerado será calculado pela diferença entre a potência fornecida e a realmente utilizada.

Potência fornecida

$$N_f = P_b \cdot Q_b \quad (3.57)$$

$$N_v = P_v \cdot Q_b \quad (3.58)$$

N_F - potência quando em atuação.

N_V - potência quando a válvula de segurança opera em ventagem.

P_V - pressão quando há a ventagem da válvula de segurança.

A potência utilizada depende da onda que está sendo gerada. Nos períodos em que há a ventagem, a potência útil é nula, e nos semiciclos onde o atuador opera, a potência é:

$$N_{\text{útil}} = F \cdot \dot{z} \quad (3.59)$$

$$N_{\text{útil}} = K \cdot z_0 \cdot \cos(\omega t - \varphi) \cdot (-\omega z_0 \cdot \text{sen} \omega t) \quad (3.60)$$

onde

$$K = \sqrt{[c - (m + a)\omega^2]^2 + (b\omega)^2}$$

e

$$\varphi = \text{arctg} \frac{b\omega}{c - (m+a)\omega^2}$$

assim

$$N_{\text{útil}} = K z_0^2 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t - \varphi) \cdot \text{sen} \omega t \quad (3.61)$$

O calor gerado será:

$$\dot{Q} = N_F - N_{\text{útil}} \quad (3.62)$$

Dissipação de calor

A dissipação de calor ocorre em todo o sistema, sendo, entretanto, difícil de avaliar. Assim admitiremos, inicialmente, perda de calor somente através do reservatório de óleo hidráulico, por convecção natural e radiação, e através do trocador de calor.

Para o reservatório:

$$\dot{Q}_c = h.S.(t_s - t_{or}) \quad (3.63)$$

$$\dot{Q}_R = \sigma.\varepsilon.S.(t_s^A - t_p^A) \quad (3.64)$$

Trocadores de calor:

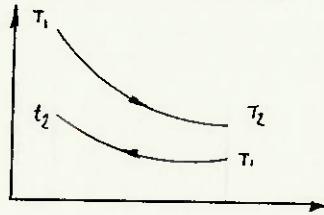


Fig. 3.8

$$\Delta t_{log} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (3.65)$$

$$\dot{Q} = U.A.\Delta tm \quad (3.66)$$

$$\Delta tm = F.\Delta t_{log} \quad (3.67)$$

$$\dot{Q} = U.A.F.\Delta t_{log} \quad (3.68)$$

Para o fluido:

Considerando Cp constante:

$$\dot{Q} = \dot{m}.Cp.(T_2 - T_1) \quad (3.69)$$

\dot{Q} - fluxo de calor. (W)

U- coeficiente global de troca de calor. (W/m²°C)

A- área de troca de calor em relação à qual U é definido. (m²)

F- fator de correção.

\dot{m} - vazão em massa (Kg/s)

Cp- calor específico à pressão constante

T₁ - temperatura de entrada do óleo. (°C)

T₂ - temperatura de saída do óleo (°C)

t_1 - temperatura de entrada do fluido refrigerante
 t_2 - temperatura de saída do fluido refrigerante
 Δt_{log} - diferença média logarítmica

3.2.4- Subsistema de controle

O subsistema de controle tem por finalidades básicas interpretar os comandos do operador e gerar sinais de controle que irão atuar na servoválvula; receber sinais do subsistema de monitoração, verificar o erro e gerar sinais de correção. Além disso ele deve ser responsável por procedimentos operacionais, tais como indicar o estado do sistema, características das ondas geradas e realizar a ventagem das válvulas de segurança quando o cilindro não está atuando. Finalmente o sistema de controle deve realizar procedimentos de segurança se limites pré-estabelecidos (de pressão, temperatura, posição, etc) forem ultrapassados ou por comando do operador.

Basicamente:

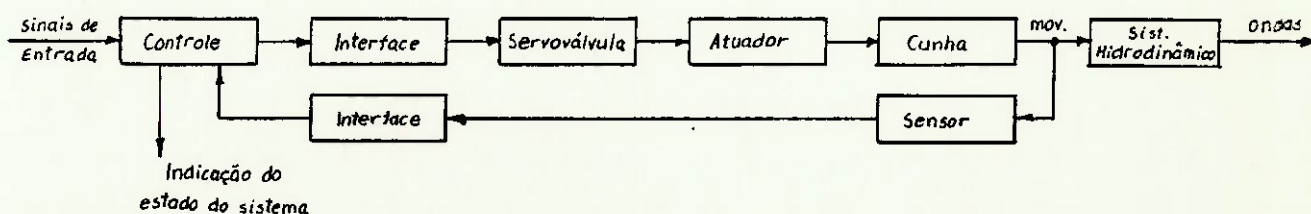


Fig. 3.9

Pela fig. 3.9 o controle recebe sinais de entrada (de um gerador de ondas ou de uma fita pré-gravada e sinais do sensor, faz a comparação e envia um sinal de comando para a servoválvula. A interface pode ser apenas um amplificador ou mesmo uma placa D/A, dependendo do subsistema de controle. A servoválvula controla o fluxo para o atuador que, por sua vez move a cunha. A resposta do sistema hidrodinâmico para o movimento da cunha é a onda.

Na fig. 3.10 vemos as funções de segurança do sistema de controle:

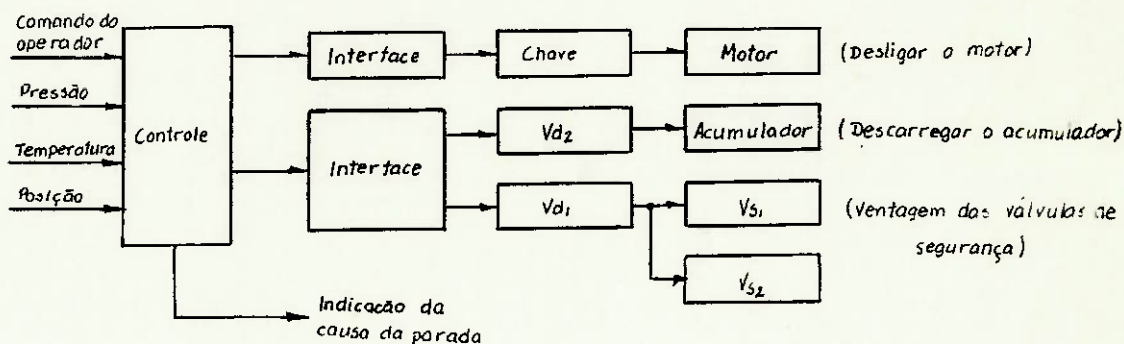


Fig. 3.10

Sincronismo entre os atuadores

O sincronismo entre os atuadores pode ser obtido através de:

- Ligação em série dos atuadores.
- Atuadores controlados por servoválvulas independentes.
- Sistema de "dupla atuação sincronizada" (Ref. 5).

A ligação em série é o meio mais simples, utilizando apenas uma servoválvula (ver fig. 3.11).

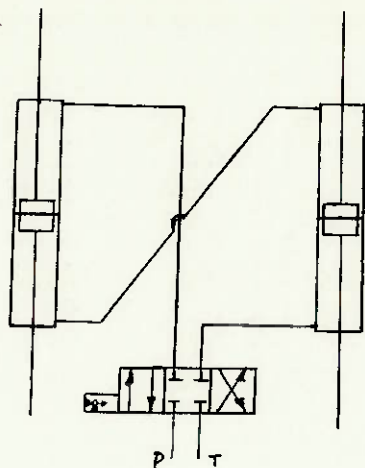


Fig. 3.11

Entretanto apresenta os seguintes inconvenientes: os cilindros devem ser maiores, ou a pressão deve ser maior pois a área de atuação é a área de apenas um dos cilindros; e vazamentos internos podem prejudicar a atuação do sistema.

Atuadores controlados de modo independente é a solução proposta por este trabalho, e seu desempenho depende do transdutor de deslocamento, ausência de ruído que possa perturbar o sinal do transdutor (talvez o principal problema seja a vibração do sistema), do desempenho da servoválvula (que depende da vazão, do diferencial de pressão, da frequência do movimento, do estado do óleo, principalmente quanto a contaminantes) e das folgas do sistema.

O sistema de "dupla atuação sincronizada" é a proposta apresentada na ref. 5, ainda não implementada no sistema atualmente em uso. A fig. 3.12 mostra seu esquema.

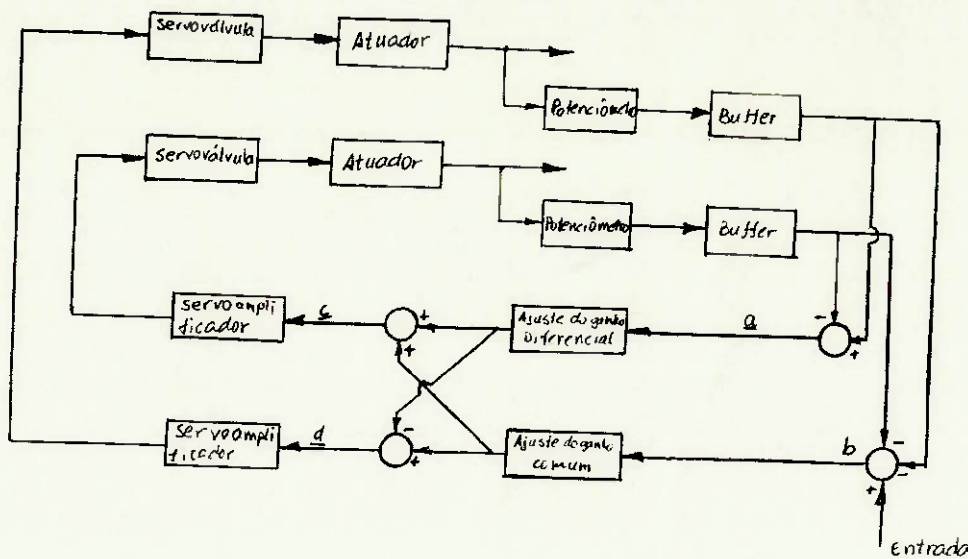


Fig. 3.12

Os dois potenciômetros fornecem a posição dos cilindros, sendo os sinais amplificados pelos buffers. No ramo a os sinais são comparados obtendo-se assim a diferença entre os dois. No ramo b obtém-se a semi-soma entre os dois sinais (posição média) que é comparada com o sinal de entrada. Assim, na saída do ramo a teremos o sinal de erro entre os dois atuadores e na saída do ramo b teremos o erro entre a posição média e a posição desejada. Estes sinais são somados nos ramos c e d e cada uma dessas saídas comandará uma servoválvula após passarem por um servo-amplificador.

Arquitetura do subsistema de controle

Em princípio a arquitetura do subsistema de controle po de ter três níveis.

O primeiro nível é, aproximadamente, o que se verifica no sistema atualmente em uso. É relativamente simples e atende aos requisitos exigidos. A fig. 3.13 apresenta seu esquema.

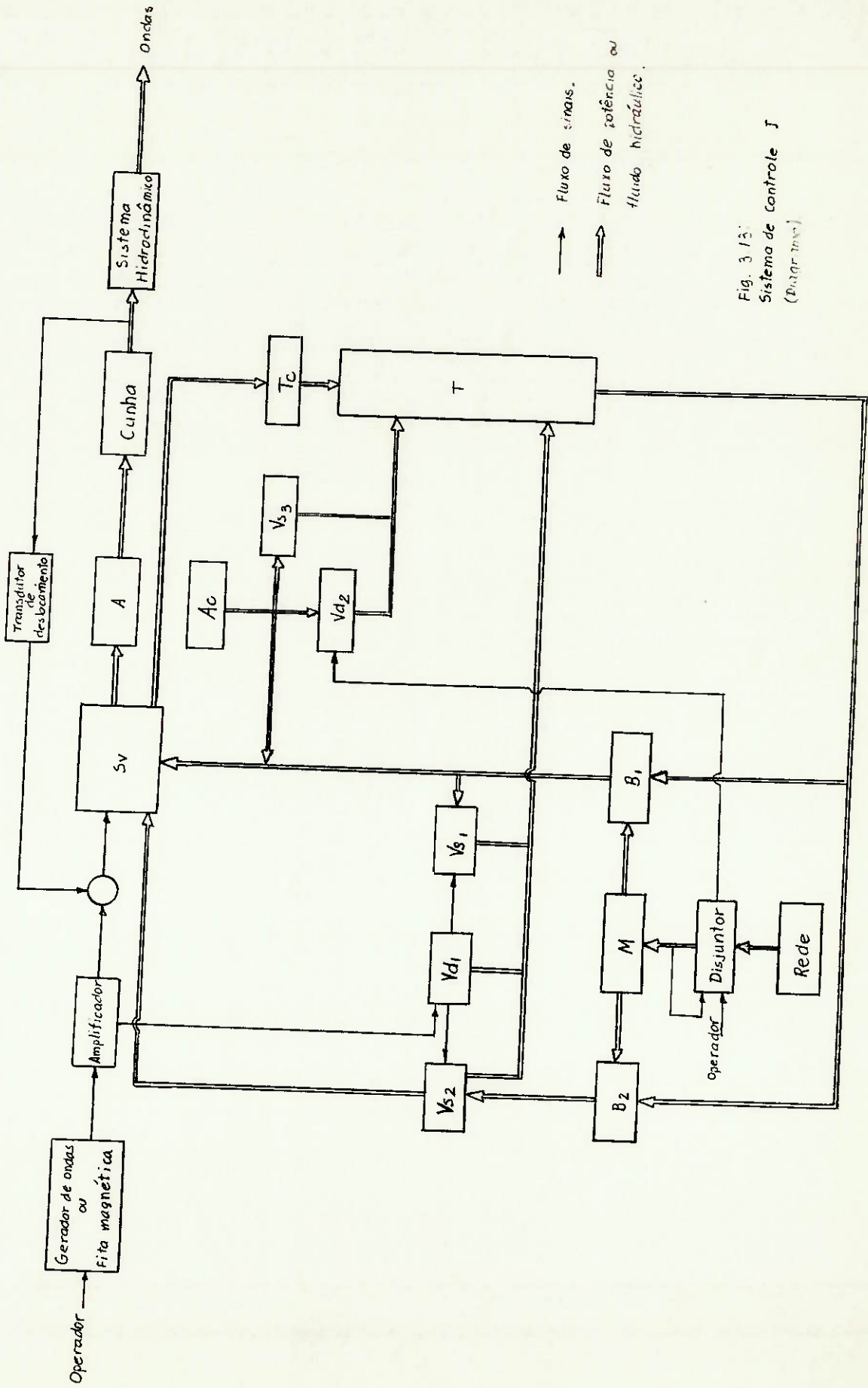


Fig. 3.13:
Sistema de controle J
(Diagrama)

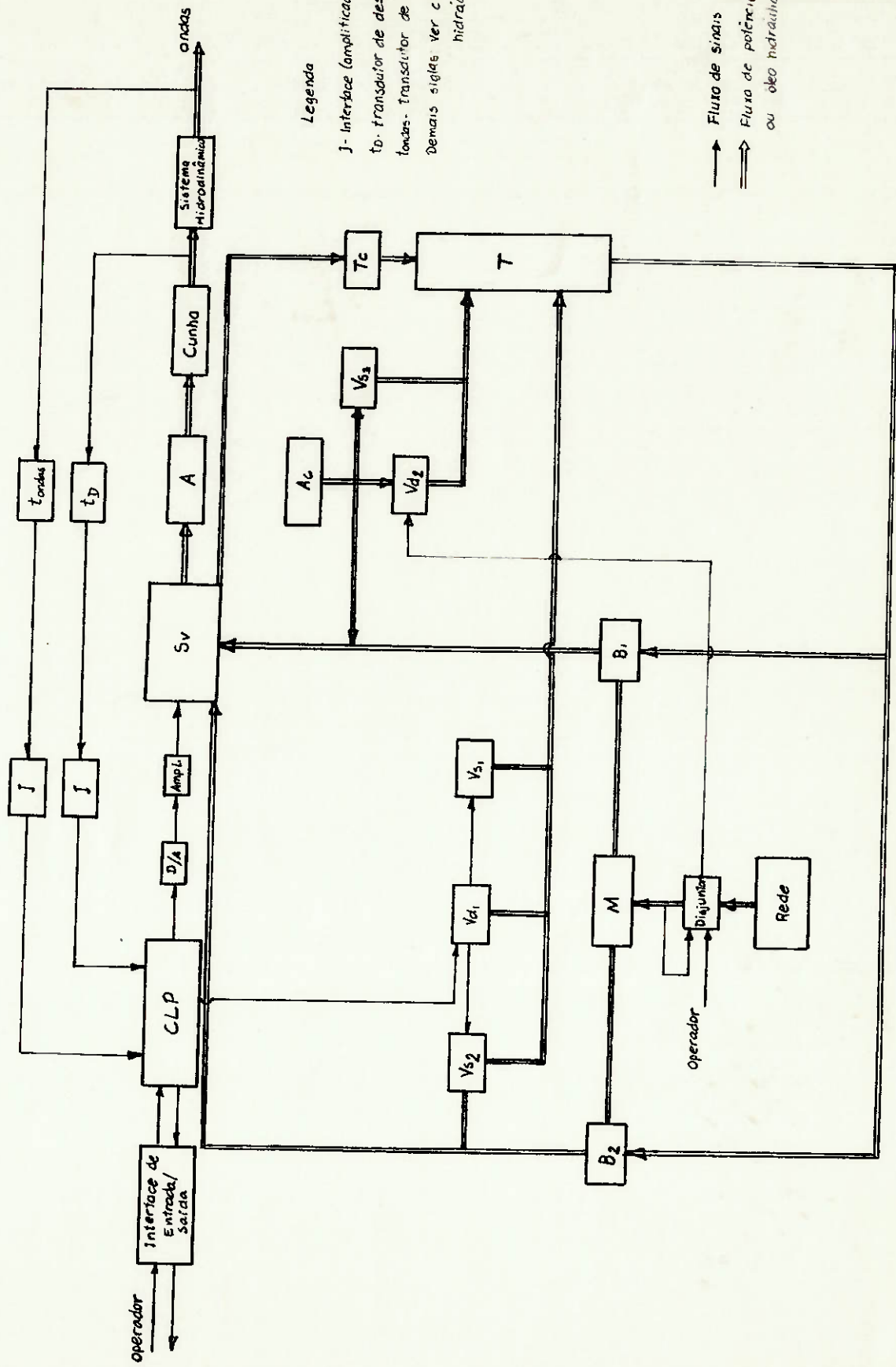
O segundo nível, se convenientemente construído, permite a comunicação com um microcomputador, enviando diretamente sinais, como, por exemplo, informações sobre o movimento da cunha e as características da onda gerada.

O terceiro nível é o mais flexível, pois permite: determinar diversas características da ação de controle (proporcional, integral, proporcional integral, etc), conforme seja mais conveniente; calcular o sinal de entrada para um determinado trem de onda desejado; e mesmo calcular os sinais de comando para simular mares aleatórios, segundo o correspondente espectro de energia. Poderá realizar também a análise de dados e mostrar, com detalhes, o estado de funcionamento. Em suma, seria automatizar quase totalmente sua operação. É desejável considerar sua integração com o restante do sistema do tanque de provas, com o objetivo de automatizar todo o processo de ensaio, coleta e a análise de dados.

Pode-se sugerir ainda um último nível, no qual o sistema, durante sua operação, verifica e armazena suas funções de transferência, com o fim de melhorar seu desempenho. Seria o chamado sistema de controle adaptativo.

O processo mais adequado parece ser projetar e construir o sistema a partir do primeiro nível, tendo em vista os outros, que deverão ser alcançados através de modernizações paulatinas.

A fig. 3.14 apresenta o esquema do controle de segundo nível, e a fig. 3.15, o terceiro nível.



Legenda

J - Interface (amplificador e conversor A/D)
 tD - transdutor de deslocamento.
 tondas - transdutor de nível.
 Demais siglas ver circuito hidráulico.

→ Fluxo de sinais
 ⇨ Fluxo de potência ou óleo hidráulico

Fig. 3.14: Sistema de controle II (diagrama)

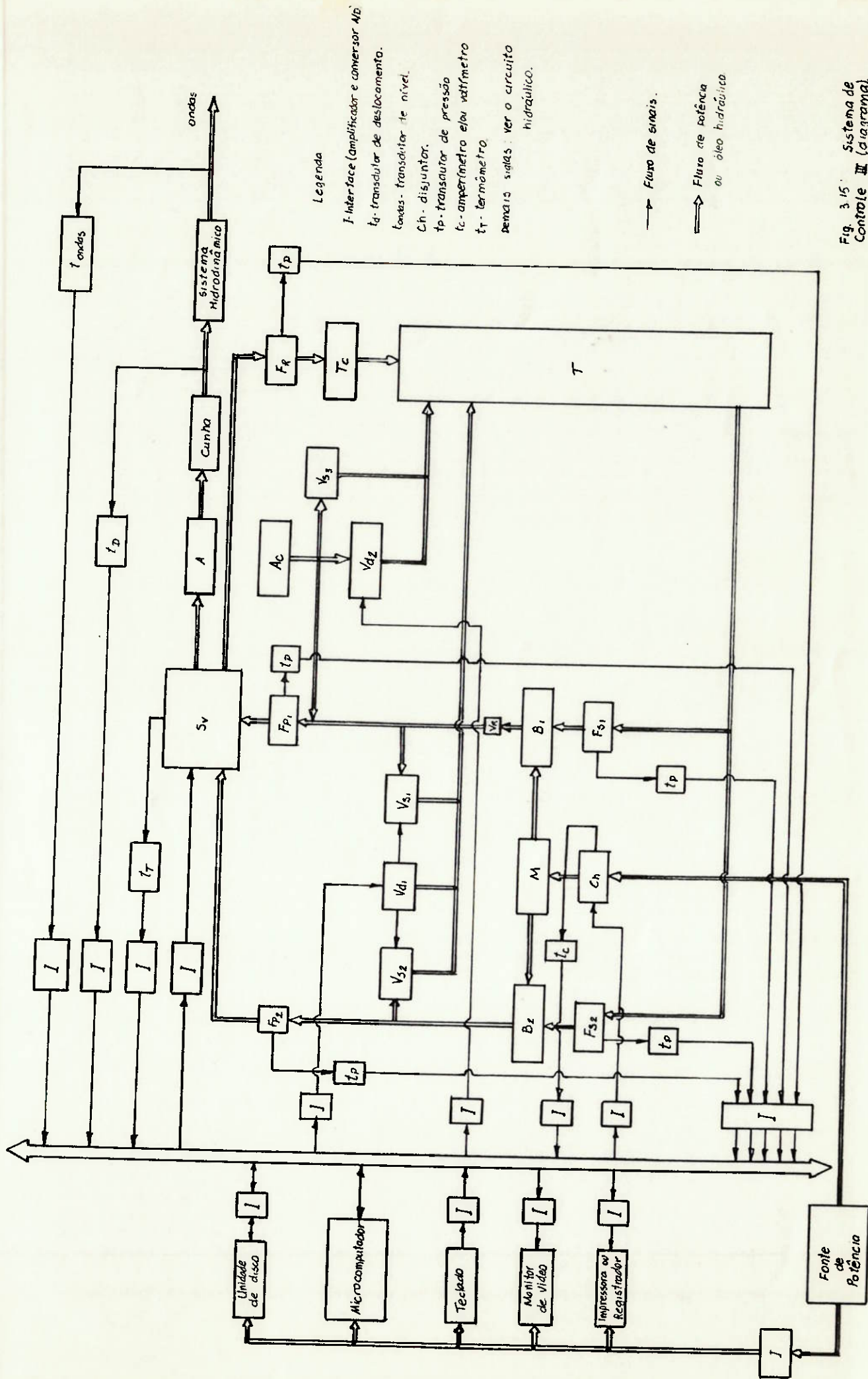


Fig. 3.15: Sistema de Controle III (Diagrama).

3.2.5- Subsistema de monitoração

Uma vez configurado o batedor, tem-se condições de determinar as grandezas a serem monitoradas. Pelos esquemas do subsistema de controle, a grandeza de maior importância é o deslocamento linear da cunha, em termos do sistema em si, embora as características da onda sejam mais importantes, quando se considera a função do batedor. Para efeito de segurança, monitora-se a pressão e a temperatura do óleo.

Secundariamente é preciso monitorar o nível do reservatório, o estado do óleo, o estado dos elementos filtrantes e a parte elétrica.

Para controlar o nível do reservatório é utilizado normalmente um visor transparente, sendo que ele deve ser verificado antes de colocar o subsistema hidráulico em funcionamento. É possível, entretanto, utilizar-se uma bóia associada a um LVDT / (Linear Variable Differential Transformer), tendo-se o nível indicado diretamente no painel.

Para verificar o estado do óleo usa-se, geralmente, de uma inspeção visual, e, desde que associada a um rigoroso plano de trocas regulares de óleo, é um procedimento suficiente para garantir a qualidade do fluido. Obviamente os filtros desempenham um papel importante para manter o fluido em condições durante o funcionamento do sistema. E para monitorar o estado dos elementos filtrantes é comum utilizar-se de alarmes cujo princípio de funcionamento está baseado no aumento da queda de pressão através do elemento, à medida que ele vai acumulando contaminantes sólidos. Aqui também é possível, através de pressostatos, controlar o estado dos elementos filtrantes no próprio painel de controle do sistema, embora uma verificação visual seja plenamente satisfatória, e de custo menor.

No subsistema hidráulico não existe a necessidade de registro permanente da pressão, e dispositivos como válvulas de segurança e pressostatos permitem um adequado nível de controle e segurança.

A variação de temperatura é suportável, dentro de certos limites, sem prejuízo para a qualidade do óleo e o desempenho da bomba, do atuador e das válvulas, e, desde que o sistema esteja bem dimensionado, não deverá haver problemas de superaquecimento. Desse modo, um simples termômetro de líquido (mercúrio, por exemplo) e uma verificação periódica é o bastante para o controle da temperatura. É possível usar um sistema de segurança, utilizando uma lâmina bimetálica que desligue o sistema se a temperatura atingir um certo valor máximo.

Normalmente não se monitora a parte elétrica, e elementos como disjuntores e fusíveis encarregam-se de proteger o sistema.

A monitoração de ondas pode ser feita com bóias associadas a LVDT's ou através de um sistema capacitivo, onde a capacitância de um elemento varie de acordo com o nível de água.

A principal grandeza a ser controlada no subsistema de acionamento é o deslocamento da haste do cilindro. Pode-se utilizar transdutores potenciométricos ou um RVDT associado a um sistema de conversão de movimento linear para rotativo. Outra alternativa é o uso de um sonar, que dispensa uma ligação física com a haste do cilindro. Pode-se ter também como alternativas transdutores geralmente utilizados em máquinas CNC. Tais transdutores são classificados em digitais (ópticos) ou analógicos (magnéticos), segundo a referência 11:

Os transdutores ópticos são classificados segundo:

- Geometria:

- Linear (régua óptica convencional, efeito Moirée).

- Angular (encoder convencional, efeito Moirée).
- Transparência:
 - Transmissivo.
 - Reflexivo.
- Relatividade:
 - Incremental.
 - Absoluto.

Os transdutores analógicos podem ser:

- Trifásicos (Synchro: autosyn, magnesyn, selsyn, micro syn, teletorque, diehlsyn).
- Bifásicos (Resolver: telegon, inductosyn).

Utilizando-se um sistema de controle digital, os transdutores tipo digital são mais convenientes, uma vez que dispensariam um conversor A/D.

Como se quer monitorar um deslocamento linear, se utilizarmos transdutores do tipo angular será necessário um mecanismo de conversão de movimento. Transdutores do tipo reflexivo são, normalmente, menos suscetíveis à sujeira e umidade que os transmissivos, embora não dispensem uma proteção adequada.

Num sistema em que se utiliza transdutores do tipo incremental, sempre que o sistema é desligado se perde a referência, sendo necessário um processo de referenciamento ao religá-lo. No caso, se for possível deixar a cunha livre, teremos um ponto de referência, que é sua posição de equilíbrio hidrostático. Com um transdutor do tipo absoluto, o sistema de controle pode reconhecer a posição da haste do cilindro assim que é ligado.

Se o transdutor de deslocamento for utilizado para se obter indiretamente a velocidade e a aceleração, é importante observar sua resolução.

As principais características a serem observadas num transdutor são: resolução, linearidade, vida útil e acessibilidade. No caso de medição de grandezas dinâmicas, pode-se acrescentar também a constante de tempo (1ª ordem), frequência natural e coeficiente de amortecimento (2ª ordem).

Nos mesmos diagramas que representam o subsistema de controle (figuras 3.13, 3.14, 3.15) pode-se observar a disposição dos transdutores.

3.2.6- Modelos estruturais

Cunha

A cunha é sustentada basicamente pelos cilindros, apoiada em quatro grupos de roletes, de forma a limitar seu movimento a apenas translação no eixo z .

Admitiremos que a cunha se comporta como uma viga bi-apoiada e submetida a uma carga distribuída, nas direções x e z . A deformação e a tensão totais num ponto será a composição dos resultados nas duas direções, supondo comportamento linear.

O anexo 6.4 mostra alguns esboços da cunha e o anexo 6.6 mostra o cálculo de suas características estruturais.

Resumidamente:

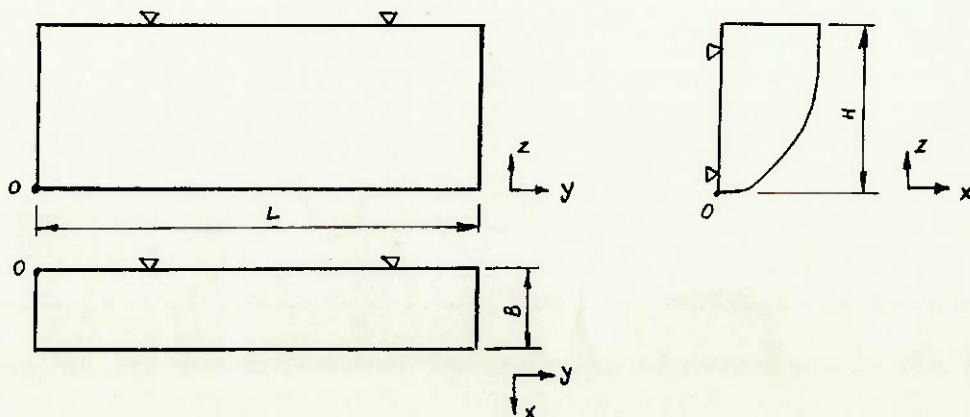


Fig. 3.16

massa da cunha $m \sim 2200 \text{ Kg}$

$$L = 6,59 \text{ m}$$

$$H = 1,40 \text{ m}$$

$$B = 0,80 \text{ m}$$

centro de massa: CG (0,32; 3,295; 0,755) (m)

$$I_x \sim 7,1 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$I_z \sim 3,2 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$J_x \sim 11500 \text{ Kgm}^2$$

$$J_y \sim 536 \text{ Kgm}^2$$

$$J_z \sim 11000 \text{ Kgm}^2$$

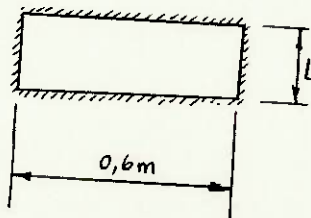
Admitindo aço de baixo carbono (1020):

$$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$G_w = 9,0 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

A chapa que compõe o invólucro da cunha, por suas dimensões, será modelada como viga larga, com vínculos tipo engastamento no perímetro, pois está soldada aos reforços longitudinais e transversais.



$$l_1 = 0,25\text{m}$$

$$l_2 = 0,14\text{m}$$

Fig. 3.17

Vibrações transversais de barras (ref. 13)

Curva de deflexão de uma viga

$$EI \frac{d^2z}{dy^2} = -M \quad (3.70)$$

$$EI \frac{dz}{dy^3} = -Q \quad (3.71)$$

$$EI \frac{d^4z}{dy^4} = q \quad (3.72)$$

E- módulo de elasticidade. (N/m²)

I- momento de inércia da seção. (m⁴)

M- momento fletor atuante na seção. (Nm)

Q- força cortante na seção. (N)

q- intensidade de carga. (N/m)

Para vibração transversal livre, estão atuando apenas forças de inércia, assim:

$$q = - A \rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \quad (3.73)$$

A- área da seção. (m)

ρ - massa específica do material da viga. (Kg/m)

Então:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} = A \rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \quad (3.74)$$

Fazendo $a_c^2 = \frac{EI}{A\rho}$:

$$(3.75)$$

$$\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + a_c^2 \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} = 0 \quad (3.76)$$

Supondo que z seja da forma $Z(y) \cdot T(t)$:

$$Z\ddot{T} + a_c^2 Z''T = 0 \quad (3.77)$$

$$\frac{Z''}{Z} = -\frac{\ddot{T}}{a_c^2 T} \quad (3.78)$$

o que implica:

$$\frac{Z''}{Z} = -\frac{\ddot{T}}{a_c^2 T} = \text{cte}$$

$$\text{fazendo } \text{cte} = \omega^2/a_c^2 \quad (3.79)$$

$$Z'' - \frac{\omega^2}{a_c^2} Z = 0 \quad (3.80)$$

$$\ddot{T} + \omega^2 T = 0 \quad (3.81)$$

Teremos então:

$$T(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (3.82)$$

$$Z(y) = C_1 \cos Ky + C_2 \sin Ky + C_3 \cosh Ky + C_4 \sinh Ky \quad (3.83)$$

$$\text{onde } K = \sqrt{\frac{\omega}{a_c}} \quad (3.84)$$

Estrutura

O anexo 6.4 apresenta esboços da estrutura, mostrada em desenhos de conjunto. Será modelada como uma viga engastada:

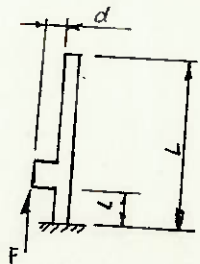


Fig. 3.18

No caso a seção da estrutura não está definida, sendo seu momento de inércia calculado em função de uma deformação limite e problemas de vibração.

Atuador

Conforme desenhos do anexo 6.4, a haste do pistão pode ser modelada como:

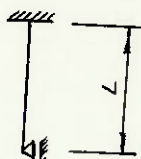


Fig. 3.19

Numa hipótese mais pessimista, pode-se considerar que há uma pequena rotação no acoplamento pistão-cilindro e assim:

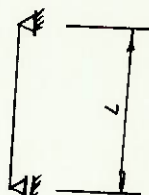


Fig. 3.20

O diâmetro da haste será escolhido em função do diâmetro do pistão, a carga e a pressão de trabalho, fazendo-se uma verificação por flambagem.

Frequência natural do sistema

Para o cálculo da frequência natural do sistema, este será modelado como uma composição massa, mola e amortecedor:

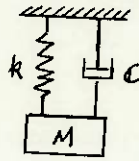


Fig. 3.21

O sistema hidrodinâmico responde por uma parcela da inércia, com o amortecimento potencial e com uma constante de mola:

$$k = c \quad (3.85)$$

$$C = b \quad (3.86)$$

$$M = m+a \quad (3.87)$$

- | | | |
|----|---|--------|
| k- | constante de mola. | (N/m) |
| c- | coeficiente de restauração hidrostático. | (N/m) |
| C- | coeficiente de amortecimento. | (Kg/s) |
| b- | coeficiente de amortecimento potencial. | (Kg/s) |
| M- | massa total. | (Kg) |
| m- | massa da cunha. | (Kg) |
| a- | massa adicional (inércia do sistema hidrodinâmico). | (Kg) |

3.3- Análise

3.3.1- Subsistema de geração de onda

O programa HIBRID fornece valores adimensionais, apresentados no anexo 6.6, a partir dos quais obtemos os valores de a e b, para diversas frequências.

Já o valor de c é obtido através da expressão 3.28:

$$c = \left. \frac{dE}{dz} \right|_{z = \text{ponto central do movimento}}$$

Admitindo que o perfil da cunha seja definido pelas expressões 3.36, 3.38 e 3.40, de tal forma que o volume da cunha possa ser expresso por:

$$V_c = 2,7786z_c^{3/2} + 1,318z_c \quad (\text{m}^3) \quad 0,2 \leq z_c \leq 0,9 \quad (\text{m}) \quad (3.88)$$

$$e \quad V_c = 3,5586 + (z_c - 0,9)5,272 \quad (\text{m}^3) \quad 0,9 < z_c \leq 1,4 \quad (\text{m}) \quad (3.89)$$

As dimensões dos canais onde são instalados os apoios não são conhecidas, mas podemos estimar que:

$$V_{\text{canal}} = 0,1z_c \quad (3.90)$$

Este volume deve ser subtraído das expressões (3.88) e (3.89), e com $g = 9,8 \text{ m/s}^2$, o empuxo E será:

$$E = 27,23 z_c^{1,5} + 11,94z_c \quad (\text{kN}) \quad 0,2 \leq z_c \leq 0,9 \quad (\text{m}) \quad (3.91)$$

$$e \quad E = 50,7 z_c - 10,74 \quad (\text{kN}) \quad 0,9 < z_c \leq 1,4 \quad (\text{m}) \quad (3.92)$$

O ponto central do movimento será o de equilíbrio hidrostático:

$$m_c g = E \quad (3.93)$$

m_c - massa da cunha - pelo anexo 6.6, $m_c = 2200 \text{ kg}$

$$21,56 = 27,23z_c^{1,5} + 11,94z_c$$

$$z_{c,c} = 0,65 \text{ m}$$

$$\text{Assim: } c = \left. \frac{dE}{dz} \right|_{z=0,65} = [40,845z^{0,5} + 11,94]_{z=0,65} = 44,87 \text{ kN/m}$$

Adotaremos $c = 45 \text{ kN/m}$

A tabela 3.3 fornece um resumo de resultados iniciais, onde se destacam os valores da força F que o atuador deve exercer (desprezando efeitos de atrito), e das velocidades máxima e média do atuador, parâmetros a serem usados no dimensionamento do subsistema de acionamento.

f	ω	L	T	A_r	A_{33}	B_{33}	a	b	γ
-	$2\pi f$	$\frac{2\pi g}{\omega^2}$	$\frac{1}{f}$	$\frac{A_a}{A_s}$	-	-	$\frac{\pi}{4} b^2 \rho A_{33} L$	$\frac{\pi}{4} b^2 \rho B_{33} \omega L$	$\arctg \frac{b\omega}{c-(m+d)\omega^2}$
Hz	s^{-1}	m	s	-	-	-	Kg	Kg/s	rd
0,4	2,5133	9,75	2,50	0,595	0,5800	0,7462	1513	4892	-0,4836
0,6	3,7699	4,33	1,67	1,020	0,5643	0,3215	1472	3161	-0,2247
0,8	5,0265	2,44	1,25	1,280	0,6704	0,1360	1749	1783	-0,0896
1,0	6,2832	1,56	1,00	1,105	0,7238	0,0834	1888	1367	-0,0532
1,2	7,5398	1,08	0,83	0,510	0,7841	0,0325	2045	639	-0,0200
1,4	8,7965	0,80	0,71	0,370	0,7841	0,0205	2045	470	-0,0126
1,6	10,0531	0,61	0,63	0,295	0,8178	0,0240	2133	629	-0,0144
1,8	11,3097	0,48	0,56	0,200	0,8309	0,0007	2166	21	-0,0004
2,0	12,5664	0,39	0,50	0,170	0,8671	0,0000	2262	0	0,0000

f	K	$v_{m\acute{a}x}/A_s$	$v_{m\acute{e}d}/A_s$	$A_a \text{ usual}$	$A_s \text{ usual}$	F	$v_{m\acute{a}x}$	$v_{m\acute{e}d}$
-	$[(c-(m+d)\omega^2)^2 + (b\omega)^2]^{1/2}$	-	-	$\frac{L}{40}$	$\frac{A_{a \text{ usual}}}{A_r}$	$K \cdot A_{s \text{ usual}}$	-	-
Hz	KN/m	s^{-1}	s^{-1}	m	m	KN	m/s	m/s
0,4	24,81	2,5133	1,6	0,244	0,410	10,17	1,031	0,656
0,6	13,92	3,7699	2,4	0,108	0,106	1,48	0,400	0,254
0,8	55,50	5,0265	3,2	0,061	0,048	2,66	0,241	0,154
1,0	116,71	6,2832	4,0	0,039	0,035	4,08	0,220	0,140
1,2	196,38	7,5398	4,8	0,027	0,053	10,41	0,400	0,254
1,4	283,50	8,7965	5,6	0,020	0,054	15,31	0,475	0,302
1,6	392,96	10,0531	6,4	0,015	0,051	20,04	0,513	0,326
1,8	513,45	11,3097	7,2	0,012	0,060	30,81	0,679	0,432
2,0	659,61	12,5664	8,0	0,010	0,059	38,92	0,741	0,472

Tab. 3.3

Pode-se observar que a velocidade máxima ocorre a 0,4 Hz, e a máxima força em 2,0 Hz. É preciso considerar que os resultados obtidos pelo programa são adequados apenas para pequenas amplitudes. Em grandes amplitudes, principalmente em baixas frequências, os valores de \underline{a} e \underline{b} dependem do próprio valor da amplitude.

A tabela 3.4 contém os valores limites de A_a (amplitude da onda) e A_s (correspondente amplitude do movimento da cunha) devido à instabilidade da própria onda.

f	A_{aL}	A_s
-	$A_{aL} = L \cdot 0,0709$	$A_s = \frac{A_{aL}}{Ar}$
Hz	m	m
0,4	0,6913	1,162
0,6	0,3070	0,301
0,8	0,1730	0,135
1,0	0,1106	0,100
1,2	0,0766	0,150
1,4	0,0567	0,153
1,6	0,0432	0,146
1,8	0,0340	0,170
2,0	0,0277	0,163

Tab. 3.4

Para a análise mais detalhada das forças hidrodinâmicas sobre a cunha, escolhemos apenas a frequência de 2,0 Hz, onde os esforços são maiores.

A tabela 3.5 mostra características da cunha utilizadas no programa e nos cálculos.

Seção	x (mm)	z (mm)	x/b_c	z/b_c	\bar{x} (mm)	\bar{z} (mm)
-	0,000	0,000	0,000	0,000	-	-
1	200,000	0,000	0,282	0,000	100,000	0,000
2	289,740	9,948	0,338	0,006	219,870	1,974
3	270,061	15,234	0,392	0,021	258,901	9,591
4	314,085	32,538	0,442	0,046	296,073	23,886
5	347,541	54,421	0,490	0,077	330,813	43,480
6	407,316	107,450	0,574	0,151	377,429	80,936
7	459,352	168,169	0,647	0,237	433,334	137,805
8	505,571	233,434	0,712	0,329	482,462	200,797
9	547,856	301,640	0,771	0,425	526,464	267,537
10	585,674	371,861	0,825	0,524	566,515	336,751
11	621,204	443,532	0,875	0,625	603,439	407,697
12	654,443	516,296	0,922	0,727	637,824	479,914
13	685,761	589,909	0,966	0,831	670,102	553,103
14	709,900	650,000	1,000	0,916	697,831	619,955

Seção	n_x	n_y	d_s (mm)	d_s/b_c
1	0,0000	1,0000	200,0	0,2817
2	0,0989	0,9951	40,0	0,0563
3	0,2825	0,9593	40,0	0,0563
4	0,4330	0,9014	40,0	0,0563
5	0,5474	0,8369	40,0	0,0563
6	0,6636	0,7481	80,0	0,1127
7	0,7593	0,6508	80,0	0,1127
8	0,8161	0,5779	80,0	0,1127
9	0,8527	0,5224	80,0	0,1127
10	0,8778	0,4790	80,0	0,1127
11	0,8959	0,4442	80,0	0,1127
12	0,9096	0,4155	80,0	0,1127
13	0,9202	0,3915	80,0	0,1127
14	0,9279	0,3728	65,0	0,0916

Tab. 3.5

O programa adimensionaliza os valores, e, além disso, o potencial ϕ_j é da forma $(C + Di)_j$, o que implica na necessidade de deduzir a relação entre \underline{C} e \underline{D} e os valores \underline{c} e \underline{d} publicados pelo programa.

Para as forças verticais sabemos que:

$$2 F_{hz} = A_{33} \frac{\pi}{2} b_c \rho \omega^2 L (A_{33} \cos \omega t + B_{33} \sin \omega t) \quad (3.94)$$

Sabemos também que:
$$A_{33} = \sum_j n_{vj} \frac{ds_j}{b_c} \frac{4}{\pi} d_j \quad (3.95)$$

e
$$B_{33} = \sum_j n_{vj} \frac{ds_j}{b_c} \frac{4}{\pi} c_j \quad (3.96)$$

A_{33} - valor adimensional da inércia do sistema hidrodinâmico.

B_{33} - valor adimensional do coeficiente de amortecimento potencial.

n_{vj} - projeção vertical da normal ao segmento .

ds_j - comprimento do segmento .

b_c - largura do perfil da cunha ao nível da água.

c_j, d_j - valores dos potenciais publicados pelo programa.

A expressão dada para a pressão é:

$$p_{dj} = A_s \cdot \text{Re} (-i \omega^2 \rho b_c^3 e^{i\omega t} \phi_j) \quad (3.32)$$

Como $\phi_j = (C + Di)_j$ (3.97)

$$p_{dj} = A_s \omega^2 \rho b_c^3 (D_j \cos \omega t + C_j \sin \omega t) \quad (3.98)$$

de 3.94 obtemos também a pressão:

$$p_{dj} = \frac{A_s b_c \rho \omega^2 L n_{vj} ds_j d_j}{n_{vj} L ds_j} = A_s b_c \rho \omega^2 d_j \quad (3.99)$$

Comparando 3.32 com 3.99 obtemos:

$$D_j = d_j / b_c^2 \quad (3.100)$$

$$C_j = c_j / b_c^2 \quad (3.101)$$

Assim:

$$p_{d_j} = A_s \omega^2 \ell b_c (d_j \cos \omega t + c_j \sin \omega t)$$

$$p_{d_j} = A_s \omega^2 \ell b_c \sqrt{d_j^2 + c_j^2} \cos(\omega t - \varphi) \quad (3.102)$$

$$\varphi = \arctg \frac{c_j}{d_j} \quad (3.103)$$

A pressão estática é:

$$p_{e_j} = \ell g z_j = \ell g (z_{o_j} - A_s \cos \omega t) \quad (3.104)$$

z_{o_j} - profundidade do ponto médio da seção.

$A_s \cos \omega t$ - parcela referente à mudança de profundidade devido ao movimento oscilatório da cunha.

Para $f = 2,0 \text{ Hz}$ $c_j = 0$, qualquer j , o que implica $\varphi_j = 0$

A pressão na seção fica:

$$p_j = p_{d_j} + p_{e_j} = A_s \ell (\omega^2 b_c d_j - g) \cos \omega t + \ell g z_{o_j} \quad (3.105)$$

As forças atuantes na cunha serão:

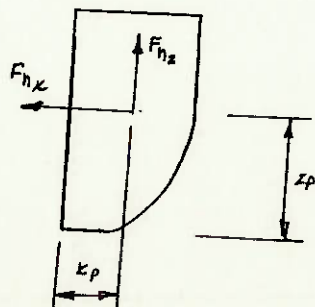


Fig. 3.22

$$F_{hx} = \sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Hj} \cdot L \quad (3.106)$$

$$e \quad F_{hz} = \sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Vj} \cdot L \quad (3.107)$$

O centro de pressões é dado por 3.33 e 3.34 :

$$x_p = \frac{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Vj} \bar{x}_j}{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Vj}}$$

$$z_p = \frac{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Hj} \bar{z}_j}{\sum_j (p_{dj} + p_{ej}) ds_j n_{Hj}}$$

Na direção horizontal vamos considerar que a resultante das forças devido à parcela hidrostática seja nula, e admitiremos que a parcela dinâmica atue apenas na face voltada para o tanque.

Introduzindo a expressão 3.105 em 3.106, 3.107, 3.33 e 3.34, além da consideração acima e a expressão 3.102 temos:

$$F_{hx} = \sum_j (A_s \omega^2 b_c d_j) ds_j n_{Hj} L \cdot \cos \omega t \quad (3.108)$$

$$F_{hz} = \sum_j [A_s \rho (\omega^2 b_c d_j - g) \cos \omega t + \rho g z_{oj}] ds_j n_{Vj} L \quad (3.109)$$

$$x_p = \frac{\sum_j [A_s \rho (\omega^2 b_c d_j - g) \cos \omega t + \rho g z_{oj}] ds_j n_{Vj} \bar{x}_j}{\sum_j [A_s \rho (\omega^2 b_c d_j - g) \cos \omega t + \rho g z_{oj}] ds_j n_{Vj}} \quad (3.110)$$

$$z_p = \frac{\sum_j (A_s \omega^2 b_c d_j) ds_j n_{Hj} \bar{z}_j}{\sum_j (A_s \omega^2 b_c d_j) ds_j n_{Hj}} \quad (3.111)$$

Na saída do programa encontramos, para $f = 2,0$ Hz :

seção	d_j	seção	d_j
1	0,9275	8	0,5964
2	0,8622	9	0,5315
3	0,8306	10	0,4625
4	0,7989	11	0,3878
5	0,7673	12	0,3042
6	0,7216	13	0,2049
7	0,6589	14	0,1159

Tab. 3.6

Pela tabela 3.3, para $f = 2,0 \text{ Hz} \rightarrow A_s = 0,059 \text{ m}$, e sabemos que:

$$b_c = 0,7099 \text{ m}$$

$$L = 6,59 \text{ m}$$

$$\omega = 12,5664 \text{ s}^{-1}$$

$$\rho \cong 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Da tabela 3.5 tiramos os valores de \underline{ds}_j , \underline{n}_{H_j} , \underline{n}_{V_j} , \underline{x}_j e \underline{z}_j .
Calculamos então os valores de \underline{F}_{hx} , \underline{F}_{hz} , \underline{x}_p , \underline{z}_p e das pressões em cada seção.

$$F_{hx} = 13,2 \cos \omega t \quad \text{kN} \quad (3.112)$$

$$F_{hz} = 18,4 \cos \omega t + 22,6 \quad \text{kN} \quad (3.113)$$

$$x_p = \frac{770,8 \cos \omega t + 974,8}{2792,54 \cos \omega t + 3437,47} \quad \text{m} \quad (3.114)$$

$$z_p = \frac{488,5}{2004,5} = 0,2437 \text{ m} \quad (3.115)$$

Pressões (Pa):

Seção	P_{d_j}	$A_s \cdot \rho (\omega^2 b_c d_j - g)$	$\rho g z_{o_j}$	$P_j \text{ máx}$	$P_j \text{ mín}$
1	6134,6	555,64	6370,0	11926,4	813,6
2	5702,7	5124,5	6350,7	11475,2	1226,2
3	5493,7	4915,5	6276,0	11191,5	1360,5
4	5284,0	4705,0	6135,9	10841,7	1430,1
5	5075,0	4496,0	5943,9	10440,7	1447,1
6	4772,7	4194,5	5576,8	9771,3	1382,3
7	4368,0	3779,0	5019,5	8799,3	1239,7
8	3944,7	3366,5	4402,2	7768,7	1035,7
9	3515,4	2937,2	3748,1	6685,3	819,9
10	3059,0	2480,8	3069,0	5560,6	589,0
11	2565,0	1986,7	2374,6	4361,3	387,9
12	2012,0	1433,0	1666,0	3100,6	233,0
13	1355,2	777,0	949,6	1726,6	172,6
14	766,6	188,0	294,4	482,8	106,0

Tab. 3.7

3.3.2- Análise do subsistema de acionamento

A análise terá por objetivo fornecer subsídios para o dimensionamento do sistema hidráulico, de forma que ele possa atender aos requisitos exigidos.

Partindo da expressão da perda de carga (3.41) :

$$\Delta P = C_1 Q_1^2 + C_2 Q_3^2 + C_3 Q_7^2 + C_{3v} Q_7^2 + C_4 Q_{10}^2$$

Se a válvula de segurança é montada bastante próxima da bomba, como é normalmente, podemos considerar $C_1 \approx 0$ (3.116). Os valores de C_2, C_3 e C_4 podem ser considerados constantes.

Pelo esquema do circuito hidráulico (Fig. 3.6), lembrando que são dois atuadores temos:

$$Q_3 = Q \quad (3.117)$$

Q - vazão pelos dois atuadores

$$Q_7 = \frac{Q_3}{2} = \frac{Q}{2} \quad (3.118)$$

$$Q_{10} = Q_3 = Q \quad (3.119)$$

Aplicando 3.116, 3.117, 3.118 e 3.119 em 3.41 :

$$P = \left(C_2 + \frac{C_3}{4} + C_4 + \frac{C_{3v}}{4} \right) Q^2 \quad (3.120)$$

$$\text{Fazendo } C_2 + \frac{C_3}{4} + C_4 = C_5 \quad (3.121)$$

$$P = \left(C_5 + \frac{C_{3v}}{4} \right) Q^2 \quad (3.122)$$

Com a expressão 3.42, 3.122 e considerando C_{3v} constante, podemos encontrar a relação entre P_B e P_L na qual a transmissão de potência é máxima:

$$C_5 + \frac{C_{3v}}{4} = K^{-1} \quad (3.123)$$

$$\Delta P = P_B - P_L \quad (3.42)$$

$$P_B - P_L = K^{-1} Q^2 \quad (3.124)$$

$$Q = K (P_B - P_L)^{1/2} \quad (3.125)$$

A potência N é o produto entre a vazão e a pressão:

$$N = P_B Q$$

$$N = P_B K (P_B - P_L)^{1/2} \quad (3.126)$$

A máxima transmissão de potência ocorrerá para:

$$\frac{dN}{dP_L} = 0 \quad (3.127)$$

$$\frac{dN}{dP_L} = K (P_B - P_L)^{1/2} + K P_L \frac{1}{2} (P_B - P_L)^{-1/2} (-1)$$

$$\frac{dN}{dP_L} = K \left[(P_B - P_L)^{1/2} - \frac{P_L}{2} (P_B - P_L)^{-1/2} \right] \quad (3.128)$$

Aplicando 3.127: $(P_B - P_L)^{1/2} - \frac{P_L}{2} (P_B - P_L)^{-1/2} = 0$

que resulta em: $P_L = \frac{2}{3} P_B \quad (3.129)$

Outras condições que o sistema hidráulico deve respeitar são:

$$C_{sv} \geq C_{sv\text{mín}} \quad (3.130)$$

O coeficiente de perda da servoválvula tem um valor mínimo, que ocorre quando ela está totalmente aberta.

$$Q \leq Q_{\text{máx}} \quad (3.131)$$

A vazão média pelos dois cilindros deve ser compatível com a vazão que a bomba pode fornecer (lembrando que o acumulador fornece óleo nos intervalos de pico).

$$P_{ec} \geq P_v \quad (3.132)$$

A pressão na região de entrada do atuador (que consideramos a crítica) deve ser superior à pressão de vapor do óleo hidráulico.

Da expressão 3.122:

$$C_{sv} = 4 \cdot \left(\frac{\Delta P}{Q^2} - C_s \right) \quad (3.132)$$

Da expressão 3.44, e lembrando que são dois atuadores:

$$Q = 2 \cdot S_A \cdot \dot{z} \quad (3.133)$$

Mas (3.3): $\dot{z} = - \omega \cdot A_s \cdot \text{sen } \omega t$

e $Q = -2 S_A \cdot A_s \cdot \omega \text{sen } \omega t$ (3.134)

Das expressões 3.46 e 3.47:

$$P_{EC} = P_L + \frac{C_{sv} Q^2}{2} + C_A Q^L \quad (3.135)$$

Desenvolvendo as expressões anteriores, e acrescentando

$$F = A_s K(\omega) \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad (\text{de 3.6})$$

$$C_{sv} = 4 \left(\frac{P_B - \frac{A_s K(\omega) \cdot \cos(\omega t - \varphi)}{2 S_A}}{(2 S_A \cdot A_s \omega \text{sen } \omega t)^2} - C_s \right) \quad (3.136)$$

$$P_{EC} = \frac{A_s K(\omega) \cos(\omega t - \varphi)}{2 \cdot S} + \left(\frac{C_{sv}}{8} + C_A \right) (2 \cdot S_A \cdot A_s \omega \text{sen } \omega t) \quad (3.137)$$

Para termos um ponto de partida selecionaremos uma pressão de trabalho. Essa escolha depende dos seguintes fatores:

A potência hidráulica é o produto entre a pressão e a vazão, e uma alta pressão de trabalho implica em uma vazão menor, para uma dada potência. Vazões menores significam bombas, dutos, válvulas, etc menores, tendo o sistema tamanho e peso menores, em bora por volta de 280 atm fatores de resistência mecânica comecem a aumentar o peso do sistema. A resposta do sistema pode ser mais rápida pois o volume de óleo envolvido é menor. Entretanto pressões altas implicam em vazamentos maiores, que ocasionam o aumento da temperatura do óleo. As tolerâncias devem ser mais rigoro-

sas, aumentando o custo do sistema. Pressões mais altas também podem diminuir a vida dos componentes mecânicos, e os ruídos são maiores. Pressões baixas implicam em maior vida dos componentes, menores vazamentos, menor suscetibilidade a contaminantes, etc. Essas considerações justificam a faixa normal de pressões utilizada em sistemas hidráulicos industriais, que é de 35 a 140 atm. No caso de sistemas móveis, em especial aeronáuticos, a faixa apresenta valores mais elevados, devido à redução de peso que isso proporciona (MERRIT, 1967).

Selecionamos então uma pressão de trabalho de 140 atm.

$$P_s = 140 \text{ atm} \approx 1,37 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Pela expressão 3.128:

$$P_L = 9,15 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De 3.45 obtemos a área do atuador:

$$S_A = \frac{F}{2 \cdot P_L} \rightarrow S_A = 2,13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Na referência 17 encontramos um cilindro hidráulico com $S_A = 2,21 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ($D = 63,5 \text{ mm}$, $d = 34,9 \text{ mm}$) de forma que:

$$P_L = 8,8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

A vazão pelos dois atuadores pode ser, simplificada e expressa por:

$$\bar{Q} = 2 \cdot S_A \cdot \bar{z}$$

\bar{z} - velocidade média do pistão.

Sabemos ainda, pela tabela 3.3, que a velocidade média máxima ocorre para $f = 0,4 \text{ Hz}$ e:

$$\bar{z}_{\text{máx}} = 0,656 \text{ m/s}$$

Assim a vazão será:

$$Q = 2,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

As unidades normalmente utilizadas para vazão são l/min e gpm:

$$Q = 2,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \approx 174 \text{ l/min} \approx 46 \text{ gpm}$$

Assim temos dois parâmetros para a seleção dos componentes:

$$P_b = 140 \text{ atm}$$

$$Q = 174 \text{ l/min} = 46 \text{ gpm}$$

Para as servoválvulas temos, em primeira aproximação, uma queda de pressão de $4,9 \times 10^6 \text{ Pa} \approx 50 \text{ atm}$, para uma vazão de $87 \text{ l/min} \approx 23 \text{ gpm}$.

Utilizando valores médios encontrados na literatura, em especial na referência 5, calcularemos os coeficientes de perda:

Dutos

Admitindo velocidade de 3 m/s :

$$Q = V \cdot S$$

$$S = \frac{Q}{V}$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi V}} \quad (3.138)$$

Para $Q = 2,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

$$D_1 = 0,0351 \text{ m}$$

Adotando Schedule 160, diâmetro nominal 1 1/2"

$$D_{ext} = 48,26 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 33,99 \text{ mm} \rightarrow V = 3,2 \text{ m/s (aceitável)}$$

Para os dutos na região dos atuadores a vazão é a metade:

$$D_2 = 0,0248 \text{ m}$$

Adotando $D_2 = 1"$

$$D_{ext} = 33,40 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 20,70 \text{ mm} \rightarrow V = 4,3 \text{ m/s}$$

(aceitável)

Determinação de f (coeficiente de atrito):

Cálculo do número de Reynolds:

Baixas velocidades:

Pela tabela 3.3, $V_{máx/mín} = 0,14$ m/s $\rightarrow Q = 6,2 \times 10^{-4}$ m³/s

$$D = 20,7 \text{ mm}$$

$$D = 34,0 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{Q}{2} \rightarrow V = 0,92 \text{ m/s}$$

$$V = 0,68 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V D}{\nu} = 963 \quad (3.139)$$

$$Re = 1587$$

Altas velocidades:

$$D = 20,7 \text{ mm}$$

$$D = 34,0 \text{ mm}$$

$$V = 4,3 \text{ m/s}$$

$$V = 3,2 \text{ m/s}$$

$$Re = 7418$$

$$Re = 9067$$

Adotando tubo de aço comum, $\epsilon = 0,046$ mm:

$$\frac{\epsilon}{D} = 0,002$$

$$\frac{\epsilon}{D} = 0,0014$$

Baixas velocidades:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.140)$$

$$f_1 = 0,040$$

$$f_2 = 0,066$$

Altas velocidades:

$$f_1 = 0,036$$

$$f_2 = 0,034$$

Para simplificação adotaremos um valor médio de f , para ambos os diâmetros e vários escoamentos: $f = 0,035$

De 3.51:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2}$$

Substituindo V por $\frac{Q}{S}$ temos:

$$hf = \frac{8f \rho}{D^5} \frac{L}{\pi^2} Q^2$$

Assim, para a tubulação: $C = \frac{8f \rho}{D^5 \pi^2} L$

Para $D_1 = 20,7 \text{ mm}$ $C = 7,5 \times 10^3 \text{ L}$

Para $D_2 = 34,0 \text{ mm}$ $C = 6,2 \times 10^6 \text{ L}$

Elementos hidráulicos

-servoválvula (pela ref. 5, e com as adaptações devidas)

$$C_{sv_{min}} = 1,0 \times 10^{12} \quad (\text{escolhemos a } 72-102)$$

-cotovelo- $C \sim 9 \times 10^8$

-conexão Tê - $C \sim 1,8 \times 10^9$

-filtro de pressão - $C \sim 1,3 \times 10^{10}$

-filtro de retorno - $C \sim 1,3 \times 10^{11}$

-válvula de retenção - $C \sim 2,5 \times 10^9$

-válvula de segurança - $C \sim 1,0 \times 10^{10}$

Determinação dos coeficientes C_i :

$$C_1 = 0 \quad (\text{por } 3.116)$$

C_2 - entre V_s e S_v

Consideraremos

$L \sim 6 \text{ m}$ (comprimento da tubulação), D_2

1 válvula de retenção

1 Tê

1 filtro de pressão

2 cotovelos

$$C_2 = 2,3 \times 10^{10}$$

C_3 - região do atuador

$L \sim 2,5 \text{ m}$, D_1

2 cotovelos

1 Tê

$$C_3 = 2,3 \times 10^{10}$$

C_4 - linha de retorno

$L \sim 6,0 \text{ m}$, D_2

1 filtro de retorno

3 cotovelos

$$C_4 = 1,4 \times 10^{11}$$

Substituindo estes valores nas expressões 3.136 e 3.137 temos dois dos critérios de verificação do sistema.

Verificando para a frequência de 2,0 Hz:

ωt	C_{sv}	P_{EC} (10^6 Pa)
0	∞	tende para 6,8544
$\pi/8$	$3,4148 \times 10^{13}$	6,9414
$\pi/4$	$9,5250 \times 10^{12}$	7,1511
$3\pi/8$	$5,3009 \times 10^{12}$	7,3604
$\pi/2$	$4,4268 \times 10^{12}$	7,4460
$5\pi/8$	$5,3038 \times 10^{12}$	7,3571
$3\pi/4$	$9,5343 \times 10^{12}$	7,1449
$7\pi/8$	$3,4189 \times 10^{13}$	6,9332
π	∞	6,8456
$9\pi/8$	$3,4189 \times 10^{13}$	6,9332
$5\pi/4$	$9,5343 \times 10^{12}$	7,1449
$11\pi/8$	$5,3038 \times 10^{12}$	7,3571
$3\pi/2$	$4,4268 \times 10^{12}$	7,4460
$13\pi/8$	$5,3009 \times 10^{12}$	7,3604
$7\pi/4$	$9,5250 \times 10^{12}$	7,1511
$15\pi/8$	$3,4148 \times 10^{13}$	6,9414

Tab. 3.8

Pela tabela 3.8 verificamos que o sistema atende aos requisitos exigidos.

Continuando com a análise, podemos calcular a potência do motor.

Potências

A vazão da bomba a 140 atm é $2,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Supondo um rendimento volumétrico de 80%, a potência mecânica (Nm) será, admitindo $\eta_{mec} = 0,9$:

$$N_m = \frac{\bar{Q}_{má} P_b}{\eta_v \eta_{mec}} \quad (\text{de 3.53 e 3.55})$$

$$N_m = 55,2 \text{ kW}$$

A potência do motor, considerando FS = 1,1, será:

$$N_M = N_m \cdot FS$$

$$N_M = 60,7 \text{ kW}$$

Geração e dissipação de calor

Faremos uma análise simplificada admitindo potências médias e limitando a temperatura do fluido em 50°C .

Potência média fornecida num período de trabalho (expressões 3.57, 3.58 e considerando o ciclo de trabalho médio):

$$\bar{N} = \frac{\bar{P}_v Q_B \left(0,5 + \frac{2,5}{2}\right) + P_b Q_B \left(\frac{2,5}{2}\right)}{3}$$

$$P_v = \Delta P_{vs}$$

$$\Delta P_{vs} = Q^2 \cdot C_{vs}$$

$$C_{vs} = 1,0 \times 10^{10}$$

$$P_v = 84100 \text{ Pa}$$

ΔP_{vs} - queda de pressão na válvula de segurança.

$$\bar{N} = 16,7 \text{ kW}$$

Potência útil média num período ΔT :

$$\bar{N}_{útil} = \frac{\int_0^{\Delta T} N_{útil} dt}{\Delta T} \quad (3.141)$$

Entretanto a condição crítica ocorre quando a potência consumida é muito pequena (como ocorre para pequenas amplitudes de onda em frequências de 0,6 a 0,8 Hz, onde o ganho é maior).

Admitindo então uma potência útil próxima de zero (o cálculo de potências úteis encontra-se no anexo 6.6), a potência responsável pela elevação da temperatura do óleo hidráulico passa a ser a potência fornecida.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \bar{N} - \bar{N}_{\text{útil}} \\ \dot{Q} &= 16,7 \text{ kW}\end{aligned}\quad (3.62)$$

Dissipação de calor

Reservatório

No anexo 6.6 há um procedimento para o cálculo do coeficiente de película h , e seguindo por ele:

1- Condições e características da superfície:

Volume do reservatório: segundo a ref. 17

$$\bar{V}_R = 3 \cdot Q_B \Big|_{l_{\text{min}}} \quad \bar{V}_R = 522 \text{ l}$$

adotando $V_R = 600 \text{ l}$, e uma base de $1,10 \times 0,80$, a altura do líquido será de $68,2 \text{ cm}$, e adotaremos, portanto, um valor maior para a parede:

$$H = 0,75 \text{ m, sendo o perímetro} = 3,8 \text{ m}$$

A temperatura do óleo é $50 \text{ }^\circ\text{C}$, e adotaremos como essa a temperatura da parede do reservatório.

2- Condições do meio:

Ar a $25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$3- \rho = 1,129 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,0233 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1,95 \times 10 \text{ kg/s.m}$$

$$\text{Pr} = 0,7$$

$$4- \beta_0 = 3,43 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$5- Gr = 1,237 \times 10^9$$

$$6- Ra = Gr \cdot Pr = 8,659 \times 10^8 \rightarrow \text{regime turbulento} \rightarrow \text{gráfico da pág. E 3.8 da ref. 15}$$

$$7- Nu = 120$$

$$8- h = 3,7 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Potência dissipada:

$$\dot{Q}_c = 3,7 \cdot 3,8 \cdot 0,75 \cdot (50-25) = 263 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_c = 0,3 \text{ kW}$$

Radiação

Admitindo $\sigma \epsilon = 4,96 \times 10^{-8} \cdot 0,3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$ (superfície pintada) e a temperatura das superfícies ao redor como a temperatura do ar (25 C):

$$\dot{Q}_R = 127 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_R = 0,15 \text{ kW}$$

A potência total dissipada pelo reservatório é

$$\dot{Q}_{\text{des.}} = 0,45 \text{ kW}$$

O trocador de calor deverá dissipar 16,25 kW

$$\dot{Q}_{\text{tc}} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta t_{\text{lm}}$$

Admitindo para o fluido, no aquecimento:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\dot{m} = \dot{Q} \cdot \rho = 0,0029 \cdot 850 = 2,465 \text{ kg/s}$$

$$C_p = 0,46 \text{ kcal/kg} \rightarrow C_p = 1,9 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 50^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = 16,7 \text{ kW}$$

Calculamos então T_2

$$T_2 = 46,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Adotando para o fluido de refrigeração

$$t_1 = 25^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 27^\circ\text{C}$$

Teremos $\Delta t_{log} = 22,2^\circ\text{C}$

Supondo correntes cruzadas, e essa Δt_{log} temos que

$$F = 1$$

Assim $U.A = 0,732 \text{ kW}/^\circ\text{C}$

O trocador de calor a ser adotado deverá atender a, pelo menos $U.A = 0,73 \text{ kW}/^\circ\text{C}$

Os valores aqui determinados não são definitivos, e devem ser usados apenas como referências da ordem de grandeza dos valores envolvidos, servindo de orientação para o projeto executivo.

3.3.3- Análise de desempenho

Usando os critérios definidos anteriormente e os parâmetros do subsistema já definidos, podemos determinar o desempenho do sistema para algumas frequências.

Inicialmente montaremos uma tabela com os critérios de quebra de onda (tab. 3.4), máxima vazão da bomba, curso do atuador (adotaremos 0,45m, ou seja, a haste deverá mover-se 0,9 m) e a limitação de P_L a $0,7 P_B$.

f Hz	limite de curso m	quebra de onda m	vazão m	limite por P_L m	$A_{s\max}$ m	$A_{s\text{ usual}}$ m
0,4	0,45	1,162	0,4100	1,603	0,410	0,410
0,6	0,45	0,301	0,2733	0,792	0,273	0,106
0,8	0,45	0,135	0,2050	0,423	0,135	0,048
1,0	0,45	0,100	0,1640	0,262	0,100	0,035
1,2	0,45	0,150	0,1367	0,175	0,136	0,053
1,4	0,45	0,153	0,1171	0,129	0,117	0,054
1,6	0,45	0,146	0,1025	0,096	0,096	0,051
1,8	0,45	0,170	0,0911	0,075	0,075	0,060
2,0	0,45	0,163	0,0820	0,060	0,060	0,059

Tab. 3.9

Usando os critérios restantes ($C_{5V_{\min}}$ e $P_{EC_{\min}}$) verificamos que o sistema suporta os valores máximos da tabela 3.9 (penúltima coluna), e assim:

f	A
Hz	m
0,4	0,244
0,6	0,278
0,8	0,173
1,0	0,111
1,2	0,069
1,4	0,043
1,6	0,028
1,8	0,015
2,0	0,010

Tab. 3.10

3.3.4- Análise estrutural

Esta análise será efetuada apenas para a frequência de 2,0 Hz, que haja linearidade (para se poder utilizar superposição) e desconsiderando forças de atrito.

Cunha

De acordo com o modelo apresentado no item 3.2.6, e com os resultados obtidos nas análises anteriores, construímos um esquema (figura 3.23) a partir do qual será feita a análise estrutural da cunha.

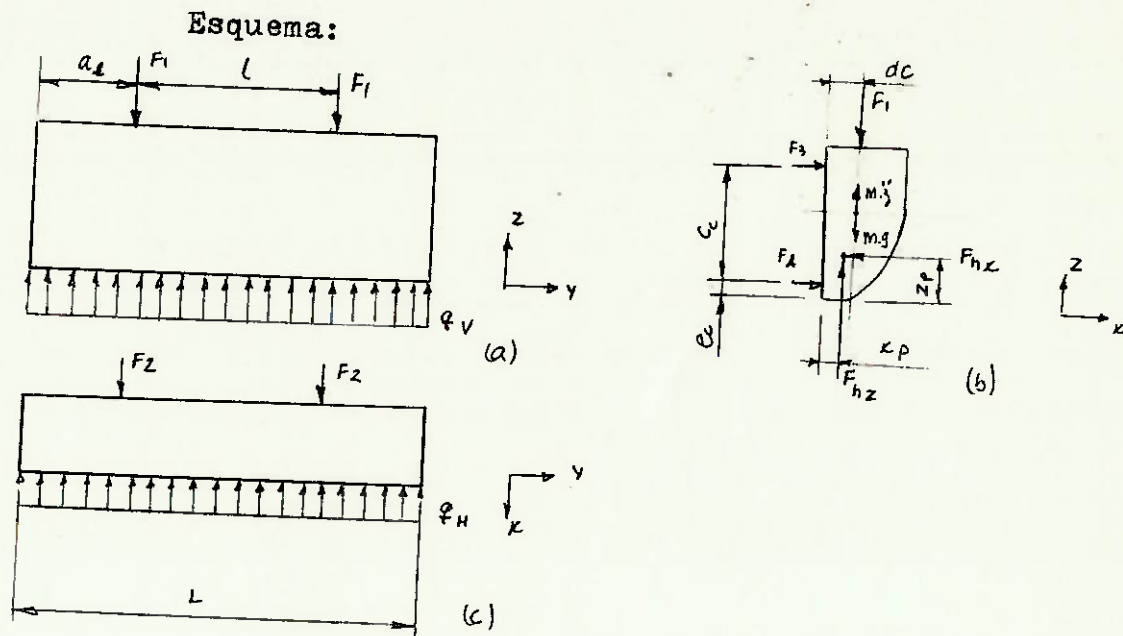


Fig. 3.23

A figura 3.23b mostra o esquema de forças sobre a cunha, e em a e c temos o modelo usado no cálculo de deformações, onde q e \underline{q} são teóricas forças distribuídas que equilibram $2.F_1$ e $2.F_2$, respectivamente.

Para $f = 2,0$ Hz, como $\gamma = 0$, à máxima aceleração também correspondem a máxima F_{hz} e também a máxima F_{h_z} .

Considerando cargas máximas:

$$F_{hz} = 41,0 \text{ kN}$$

$$F_{h_z} = 13,2 \text{ kN}$$

$$\ddot{z} = 9,47 \text{ m/s}^2$$

Outros dados disponíveis são:

$x_p = 0,247 \text{ m}$	$d_c = 0,32 \text{ m}$	$l = 3,28 \text{ m}$
$z_p = 0,244 \text{ m}$	$c_c = 1,03 \text{ m}$	$L = 6,59 \text{ m}$
$m_c = 2200 \text{ kg}$	$e_c = 0,185 \text{ m}$	$a_z = 1,655 \text{ m}$

Impondo o equilíbrio:

$$\sum F_v = 0 \rightarrow 2 F_1 + F_{h_z} + m_c (g - \ddot{z}) = 0$$

Substituindo os valores $F_1 = 20,863 \text{ kN}$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow 2(F_3 + F_4) + F_{hz} = 0$$

$$F_3 + F_4 = 6,6 \text{ kN}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow 2F_3 \cdot c_c + 2 \cdot F_1 + m_c(g - \ddot{z}) \cdot d_c - F_{hz} x_p - F_{hz}(z_p - e_c) = 0$$

$$F = -1,075 \text{ kN} \quad F = 7,675 \text{ kN}$$

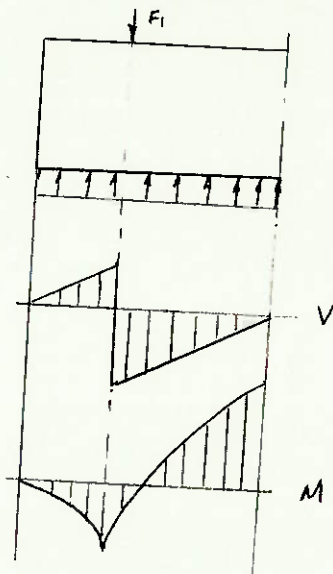
Observando as fig. 3.23a e 3.23c, para haver equilíbrio temos:

$$q_v = \frac{2 \cdot F_1}{L} \rightarrow q_v = 6,33 \text{ kN/m}$$

$$q_H = \frac{2 \cdot F_2}{L} \rightarrow q_H = 2,00 \text{ kN/m}$$

Deformações

Por simetria:



V- força cortante
M- momento fletor

Fig. 3.24

$$0 \leq y \leq a_2 \quad V = q_v \cdot y$$

$$a_2 \leq y \leq L/2 \quad V = q_v \cdot y - F_1$$

v - deslocamento da linha elástica.

E - módulo de elasticidade.

I - momento de inércia da seção.

Função $\langle y - c \rangle$

$$\langle y - c \rangle = \begin{cases} 0 & \text{se } y < c \\ (y - c) & \text{se } y \geq c \end{cases}$$

Dados:

$$E = 2,1 \times 10^8 \text{ kN/m}^2$$

$$I_x = 7,1 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$I_z = 3,2 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$q_{ad} = 9,0 \times 10^4 \text{ kN/m}^2$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$-EI \frac{d^3 v}{dy^3} = V \quad (3.142)$$

$$\frac{d^3 v}{dy^3} = -\frac{V}{EI} = \begin{cases} -\frac{1}{EI} (q_v \cdot y) & 0 \leq y \leq a_c \\ -\frac{1}{EI} (q_v \cdot y - F_1) & a_c < y \leq L/2 \end{cases} \quad (3.143)$$

$$(3.144)$$

$$\frac{d^2 v}{dy^2} = -\frac{1}{EI} \left(\frac{q_v \cdot y^2}{2} - F_1 \langle y - a_c \rangle + A \right) \quad (3.145)$$

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{1}{EI} \left(\frac{q_v \cdot y^3}{6} - \frac{F_1}{2} \langle y - a_c \rangle^2 + Ay + B \right) \quad (3.146)$$

$$v = -\frac{1}{EI} \left(\frac{q_v \cdot y^4}{24} - \frac{F_1}{6} \langle y - a_c \rangle^3 + \frac{Ay^2}{2} + By + C \right) \quad (3.147)$$

Condições de contorno:

$$v(a_c) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d^2 v}{dy^2}(0) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dv}{dy} (L/2) = 0 \quad (3)$$

Aplicando a primeira condição - $A = 0$

$$\text{Aplicando (1)} : \left(\frac{q_v a_e^4}{24} + B \cdot a_e + C \right) = 0$$

$$C = - \frac{q_v a_e^4}{24} - B \cdot a_e$$

$$\text{Aplicando (3)} : \frac{q_v L^3}{48} - \frac{F_1}{2} \left(\frac{L}{2} - a_e \right)^2 + B = 0$$

$$B = \frac{F_1}{2} \left(\frac{L}{2} - a_e \right)^2 - \frac{q_v L^3}{48}$$

$$B = - 9,68$$

$$C = 14,05$$

$$v_z = \frac{1}{EI} \left(0,2638 y^4 - 3,477 \langle y - 1,655 \rangle^3 - 9,68y + 14,05 \right) \quad (3.148)$$

Analogamente, na direção horizontal:

$$v_x = -\frac{1}{EI} \left(0,0833 y^4 - 1,1 \langle y - 1,655 \rangle^3 - 3,05y + 4,42 \right) \quad (3.149)$$

Como F_{hx} e F_{hz} estão em fase ($\gamma = 0$), supondo que o fenômeno seja linear, a deformação total é:

$$v = \sqrt{v_z^2 + v_x^2} \quad (3.150)$$

Deformações máximas:

$$p/ y = 0 \quad v_z = 9,42 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$v_x = 6,6 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$p/ y = L/2 \quad v_z = 2,6 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$v_x = 1,8 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$v_{\text{máx}}$ ocorre para $y = 0 \rightarrow v_{\text{máx}} = 1,15 \times 10^{-5} \text{ m}$

Tensões

Considerando apenas tensões normais:

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} (z - z_{cb}) + \frac{M_z}{I_z} (x_{cb} - x) \quad (3.151)$$

$$M_x = \frac{q_v y^2}{2} - \frac{F_1}{2} \langle y - a \rangle \quad (3.152)$$

$$M_z = \frac{q_h y^2}{2} - \frac{F_2}{2} \langle y - a \rangle \quad (3.153)$$

Os momentos máximos ocorrem na seção central e valem:

$$M_{x,\text{máx}} = 17,26 \text{ kN.m}$$

$$M_{z,\text{máx}} = 5,45 \text{ kN.m}$$

$$\sigma = 2430,26 (z - z_{cb}) + 1703,13 (x_{cb} - x) \quad (3.154)$$

A tensão de tração máxima ocorre para $x = 0,0 \text{ m}$ e para $z = 1,4 \text{ m}$:

$$\sigma_{\text{máx}_T} = 2,11 \times 10^3 \text{ kN/m}^2 < \sigma_{ad}$$

A tensão de compressão máxima deve ocorrer na parte parabólica

$$z = \frac{(5x - 1)^2}{10} \quad (3.35)$$

$$\sigma_{\text{máx}} \rightarrow \frac{d\sigma}{dx} = 0$$

$$\sigma = K_1 (z - z_{cb}) + K_2 (x_{cb} - x)$$

$$\sigma = K_1 \frac{(5x - 1)^2}{10} - K_1 z_{CG} + K_2 x_{CG} - K_2 x \quad (3.155)$$

$$\frac{d\sigma}{dx} = \frac{2K_1}{10} (5x - 1) \cdot 5 - K_2$$

$$\frac{d\sigma}{dx} = 0 \quad K_1(5x - 1) - K_2 = 0$$

$$x = \frac{1}{5} \left(\frac{K_2}{K_1} + 1 \right)$$

$$K_1 = 2430,26$$

$$K_2 = 1703,13 \quad x = 0,3402 \text{ m}$$

$$\sigma_{\max} = 1,75 \times 10^3 \text{ kN/m}^2 < \sigma_{\text{ad}}$$

Vibrações

Usando as expressões 3.83, 3.84 e as condições de contorno adequadas:

$$Z(y) = C_1 \cos Ky + C_2 \sen Ky + C_3 \cosh Ky + C_4 \sinh Ky \quad (3.83)$$

$$K = \sqrt{\frac{\omega}{a_c}} \quad (3.84)$$

Para a cunha as condições de contorno são:

$$p/y = 0 \quad \frac{d^2 Z}{dy^2} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d^3 Z}{dy^3} = 0 \quad (2)$$

$$p/y = a_c \quad Z = 0 \quad (3)$$

$$p/y = L/2 \quad \frac{dZ}{dy} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{dz}{dy} = K (-C_1 \text{ sen } Ky + C_2 \text{ cos } Ky + C_3 \text{ sinh } Ky + C_4 \text{ cosh } Ky)$$

$$\frac{d^2 z}{dy^2} = K^2 (-C_1 \text{ cos } Ky - C_2 \text{ sen } Ky + C_3 \text{ cosh } Ky + C_4 \text{ sinh } Ky)$$

$$\frac{d^3 z}{dy^3} = K^3 (C_1 \text{ sen } Ky - C_2 \text{ cos } Ky + C_3 \text{ sinh } Ky + C_4 \text{ cosh } Ky)$$

Da primeira condição de contorno:

$$-C_1 + C_3 = 0 \rightarrow C_1 = C_3 \quad (5)$$

Da segunda:

$$-C_2 + C_4 = 0 \rightarrow C_2 = C_4 \quad (6)$$

Da terceira e , sabendo (5) e (6) :

$$C_1 (\text{cos } K a_c + \text{cosh } K a_c) + C_2 (\text{sen } K a_c + \text{sinh } K a_c) = 0$$

Da quarta:

$$K [C_1 (-\text{sen } KL/2 + \text{sinh } KL/2) + C_2 (\text{cos } KL/2 + \text{cosh } KL/2)] = 0$$

$$\begin{cases} C_1 (\text{cos } K a_c + \text{cosh } K a_c) + C_2 (\text{sen } K a_c + \text{sinh } K a_c) = 0 \\ C_1 (-\text{sen } KL/2 + \text{sinh } KL/2) + C_2 (\text{cos } KL/2 + \text{cosh } KL/2) = 0 \end{cases}$$

Para que a solução do sistema não seja trivial, ou seja, $C_1 = C_2 = 0$, é necessário que o determinante da matriz dos coeficientes de C_1 e C_2 seja nulo:

$$\begin{aligned} & (\text{cos } K a_c + \text{cosh } K a_c) (\text{cos } KL/2 + \text{cosh } KL/2) + \\ & - (-\text{sen } KL/2 + \text{sinh } KL/2) (\text{sen } K a_c + \text{sinh } K a_c) = 0 \quad (3.156) \end{aligned}$$

p/ $a = 1,655 \text{ m}$

$L = 6,59 \text{ m}$

$K = 0,680293$

De 3.84: $w = K^2 a_c$

$$a_c = \sqrt{\frac{EI}{dl}} \quad (3.75)$$

dl - densidade linear (kg/m)

Para vibração livre:

$$\omega_z = 9,7805 \times 10^2 \text{ s}^{-1} \cong 155,7 \text{ Hz}$$

$$\omega_x = 6,566 \times 10^2 \text{ s}^{-1} \cong 104,5 \text{ Hz}$$

Considerando a carga hidrodinâmica:

$$\omega_n = K^2 \sqrt{\frac{EI}{(m_c + a) \cdot l/L}} \quad (3.157)$$

m_c - massa da cunha.

a - massa adicional (inércia do sistema hidrodinâmico).

L - comprimento da cunha.

$$\varphi = \frac{b}{2(m_c + a) \cdot \omega_n} \quad (3.158)$$

b - coeficiente de amortecimento potencial.

A frequência natural amortecida será:

$$\omega_{na} = \omega_n \sqrt{1 - \varphi^2} \quad (3.159)$$

Calculando na direção vertical:

φ	ω	ω_{na}
0,4	2,5133	752,85
0,6	3,7699	757,05
0,8	5,0265	730,01
1,0	6,2832	717,49
1,2	7,5398	704,10
1,4	8,7965	704,10
1,6	10,0531	696,91
1,8	11,3097	694,28
2,0	12,5664	686,77

Consideramos

$$\sqrt{1 - \varphi^2} \approx 1$$

Tab. 3.11

As frequências naturais amortecidas são muito maiores que as que ocorrem durante a operação do sistema.

Invólucro da cunha

Devido às dimensões, será modelado como viga larga.

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{qb}{\frac{Ebh^3}{12} \frac{1}{(1-\nu^2)}} \quad (3.160)$$

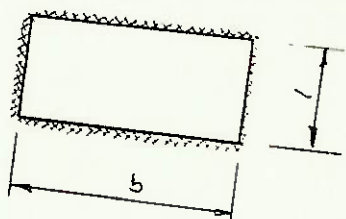


Fig. 3.25

Fazendo $A = \frac{q}{\frac{Eh^3}{12} \frac{1}{(1-\nu^2)}}$ (3.161)

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = A$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = Ax + B$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{Ax^2}{2} + Bx + C$$

$$\frac{dw}{dx} = \frac{Ax^3}{6} + \frac{Bx^2}{2} + Cx + D$$

$$w = \frac{Ax^4}{24} + \frac{Bx^3}{6} + \frac{Cx^2}{2} + Dx + E$$

Condições de contorno:

$$\text{Para } x = 0 \quad w = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dw}{dx} = 0 \quad (2)$$

$$x = 1 \quad w = 0 \quad (3)$$

$$\frac{dw}{dx} = 0 \quad (4)$$

$$x = 1/2 \quad \frac{dw}{dx} = 0 \quad (5)$$

$$\text{De (1)} \quad E = 0$$

$$(2) \quad D = 0$$

$$(3) \quad \frac{A1^4}{24} + \frac{B1^3}{6} + \frac{C1^2}{2} = 0$$

$$(4) \quad \frac{A1^3}{6} + \frac{B1^2}{2} + C1 = 0$$

$$C = \frac{A1^2}{12}$$

$$(5) \quad \frac{A1^3}{48} + \frac{B1^2}{8} + \frac{C1}{2} = 0$$

$$B = -\frac{A1}{2}$$

$$w = \frac{Ax^4}{24} - \frac{A1}{12} x^3 + \frac{A1^2}{24} x^2 \quad (3.162)$$

$$w_{\text{máx}} \text{ ocorre para } x = \frac{1}{2} \rightarrow w_{\text{máx}} = \frac{A1^4}{384}$$

Devido aos reforços longitudinais e transversais da cunha temos:

$$b = 0,6 \text{ m}$$

Para as regiões com maior solicitação

$$l_2 = 0,14 \text{ m} \quad l_1 = 0,25 \text{ m}$$

Espessura da chapa $h = 0,00635$ m

$$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$\nu = 0,3$$

Da tabela 3.7

$$q_{v_1} = 11,48 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$q_{v_2} = 11,93 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Substituindo os valores:

$$w_1 = 0,0237 \text{ mm}$$

$$w_2 = 0,0024 \text{ mm}$$

Vibrações

Usando o mesmo procedimento já aplicado para a cunha, com as seguintes condições de contorno :

$$p/x = 0 \quad X = 0$$

$$\frac{dX}{dx} = 0$$

$$p/x = 1 \quad X = 0$$

$$\frac{dX}{dx} = 0$$

Obtemos:

$$(\cos kl - \cosh kl)^2 + (\sen^2 kl - \sinh^2 kl) = 0 \quad (3.163)$$

$$\text{Para } l_2 = 0,14 \quad k_2 = 33,786$$

$$l_1 = 0,25 \quad k_1 = 18,920$$

A frequência natural amortecida será:

$$\omega_n = k \sqrt{\frac{Ebh^3}{12} \frac{1}{(1-\nu^2)} \frac{m_i + a_i}{L}} \quad (3.164)$$

Para calcular a ; usamos as expressões 3.95 e 3.29, e obtemos:

$$a_{l_2} = 11,1 \text{ kg}$$

$$a_{i_1} = 13,9 \text{ kg}$$

$$p/ f = 2,0 \text{ Hz}$$

Então:

$$\omega_{n_2} = 18774,5 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{n_1} = 6653,5 \text{ s}^{-1}$$

Estrutura

Pelo modelo apresentado no item 3.2.6:

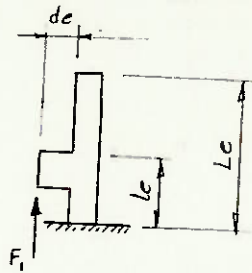


Fig. 3.26

Valores aproximados:

$$L_c \sim 2,2 \text{ m}$$

$$l_c \sim 1,2 \text{ m}$$

$$d_e \sim 0,3 \text{ m}$$

Deformações:

Momentos fletores:

$$0 \leq x \leq l_c \quad M = \text{cte} = F_1 \cdot d_e$$

$$l_c < x \leq L_c \quad M = 0$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = - \frac{M}{EI} = - \frac{F_1 \cdot d_e}{EI}$$

$$\frac{dv}{dx} = - \frac{F_1 \cdot d_e}{EI} x + A$$

$$v = - \frac{F_1 \cdot d_e x^2}{2EI} + Ax + B$$

Condições de contorno:

$$p/ x = 0 \quad v = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dv}{dx} = 0 \quad (2)$$

De (1) $B = 0$

(2) $A = 0$

$$\text{Então} \quad v = - \frac{F_1 \cdot d_e \cdot x^2}{2EI} \quad 0 \leq x \leq l_e \quad (3.165)$$

para $l_e < x \leq L_e$

$$v = v(1) + \left. \frac{dv}{dx} \right|_{v=1} \cdot (x-1) \quad (3.166)$$

$$v_{\text{máx}} = v(L)$$

Tensões:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y$$

$$\sigma = - \frac{F_1 \cdot d_e}{I} y \quad (3.167)$$

Frequência natural de oscilação

Analogamente ao que foi feito para a cunha:

Condições de contorno:

$$p/ x = 0 \quad X = 0$$

$$\frac{dX}{dx} = 0$$

$$p/ x = L \quad \frac{d^2 X}{dx^2} = 0$$

$$\frac{d^3 X}{dx^3} = 0$$

Aplicando as condições de contorno obtemos:

$$(\cos KL + \cosh KL)^2 + (\sen^2 KL - \sinh^2 KL) = 0 \quad (3.169)$$

$$p/L = 2,2 \text{ m} \rightarrow K \sim 0,85232$$

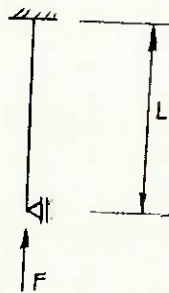
$$\omega_n = K \sqrt{\frac{EI}{A\rho}} \quad (3.170)$$

Ao se dimensionar a estrutura deve-se impor que ω_n seja diferente das freqüências que ocorrem no sistema.

Atuador

Verificando quanto à flambagem:

Pela figura, a força crítica \underline{F} é:



$$F_{crit.1} = 2,05 \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.171)$$

Para seção circular:

$$F_{crit.1} = \frac{\pi^3 E R^4}{1,96 L^2} \quad (3.172)$$

Fig. 3.27

Admitindo que seja possível uma pequena rotação no acoplamento pistão-cilindro:



Fig. 3.28

$$F_{crit_2} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.173)$$

Para seção circular:

$$F_{crit_2} = \frac{\pi^3 ER^4}{4L^2} \quad (3.174)$$

Como limitamos o curso total a 0,9 m, e sendo o diâmetro da haste $d = 34,9$ mm temos:

$$F_{crit_1} = 3,8 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{crit_2} = 1,86 \times 10^5 \text{ N}$$

A máxima força no atuador é $F = 2,05 \times 10^4 \text{ N} < F_{crit_2}$

Frequência natural do sistema

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c}{(m_2 + a)}} \quad (3.175)$$

$$\omega_{n_{mov.}} = \omega_n \sqrt{(1 - f^2)} \quad (3.176)$$

$$f = \frac{b}{2(m_2 + a)\omega_n} \quad (3.177)$$

Como a e b são dependentes da frequência de oscilação, construímos a tabela 3.12

f	ω	a	b	ω_n	ω_{amat}
0,4	2,5133	1513	4892	3,481	3,418
0,6	3,7699	1472	3161	3,501	3,474
0,8	5,0626	1749	1783	3,376	3,368
1,0	6,2832	1888	1367	3,316	3,314
1,2	7,5396	2045	639	3,256	3,255
1,4	8,7965	2045	470	3,256	3,256
1,6	10,0531	2133	629	3,223	3,222
1,8	11,3097	2166	21	3,210	3,210
2,0	12,5664	2262	0	3,176	3,176

Tab. 3.12

A partir desta tabela construímos um gráfico (anexo 6.6) onde verificamos que para, aproximadamente $\omega \approx 3,48$ s , há coincidência entre a frequência de oscilação e a frequência natural do sistema. Nesta frequência a força que o atuador deve exercer será mínima.

4- CONCLUSÕES

4- CONCLUSÕES

O batedor de ondas aqui definido consiste basicamente de uma cunha que interage com o sistema hidrodinâmico, um sistema hidráulico de acionamento, subsistemas de controle e monitoração e uma estrutura que suporta os atuadores e a cunha.

A cunha utilizada tem as mesmas dimensões externas que aquela definida na ref. 5, aliás tratam-se de sistemas com a mesma concepção básica.

Para o sistema hidráulico podemos notar que a eficiência é pequena, de tal forma que sugere a troca da bomba de vazão constante por uma de débito variável, controlada pela pressão. O sistema com este tipo de bomba seria mais adequado para a geração de ondas de pequena amplitude e frequências baixas e médias, onde as solicitações são menores.

Foram apresentadas algumas alternativas para o sistema de controle, com diferentes níveis de complexidade. Acreditamos que o nível mais simples (fig. 3.13) é o mais adequado devido ao seu menor custo, desde que seu projeto admita a incorporação de aperfeiçoamentos.

Este trabalho apresenta algumas lacunas, como, por exemplo, alguns tópicos desenvolvidos superficialmente, como os subsistemas de controle e monitoração, resultado do desenvolvimento por uma só pessoa de um projeto multidisciplinar. Assim sendo, a continuidade do trabalho -o projeto executivo- não pode ser levado adiante sem uma criteriosa e detalhada revisão do projeto básico, e sem uma complementação da análise, incluindo aspectos econômicos e financeiros, desenvolvimento dos subsistemas de controle e monitoração e um aprofundamento no estudo do sistema de acionamento hidráulico, com o objetivo de melhorar sua eficiência.

Entretanto pode-se notar que procuramos ser abrangentes, apontando diversas das múltiplas facetas do projeto, de modo a considerar que o principal objetivo -elaborar um guia para o projeto de um batedor de ondas- foi atingido.

5- BIBLIOGRAFIA

5- BIBLIOGRAFIA

- 1- BHATTACHARYYA, Rameswar. Dynamics of Marine Vehicles. New York, John Wiley & Sons, p. 13-34, 101-120, 315-318.
- 2- BIESEL, F., et alii. Les Appareils Générateurs de Houle en Laboratoire. La Houille Blanche (2):147-65, Mars-Avr 1951; (4):475-96, Juil-Aout 1951; (5):723-37, Sep-Oct 1951.
- 3- DATTA, I. & MURRAY, J. Calibration of Towing Tank Wave Making System at IMD, National Research Council, Canada, In TWENTY-FIRST AMERICAN TOWING TANK CONFERENCE, Papers, Washington D.C., National Academy of Sciences, 5-7 Aug. 1986. n.p.
- 4- ESCOLA SENAI "SUÍÇO-BRASILEIRA". Teoria sobre projetos, [São Paulo], s.d.
- 5- LEONI, Mário Achilles. Gerador de Ondas para o Tanque de Provas da DINAV - Relatório nº 15183. São Paulo, DINAV-IPT, Abr. 1981, 89p.
- 6- MADUREIRA, Omar Moore. Metodologia do Projeto - Notas de Aula. Curso ministrado na EPUSP. [São Paulo], s.d.
- 7- MERRIT, Hebert E. Hydraulic Control Systems. New York, John Wiley & Sons, 1967, 358p.
- 8- MILES, M.D. et alii. A Multi-Mode Segmented Wave Generator

for the NRC Hydraulics Laboratory, National Research Council, Canada, In TWENTY-FIRST AMERICAN TOWING TANK CONFERENCE, Papers, Washington D.C., National Academy of Sciences, 5-7 aug. 1986, n.p.

- 9- OGATA, K. Engenharia de Controle Moderno. Rio de Janeiro, Prentice/Hall do Brasil, 1985, 929p.
- 10- ORTIZ, Luiz E. C. Arquiteturas de Comandos Numéricos CNC - Notas de Aula, curso de Automação de Sistemas Mecânicos II, EPUSP, [São Paulo], s.d., p. irreg.
- 11- _____ Sistemas de Medição em Máquinas-Ferramentas de Comando Numérico - "Quantizadores". Apostila nº 1, curso de Automação de Sistemas Mecânicos I, EPUSP, [São Paulo], 11p. s.d.
- 12- POPOV, E. P. Introdução à Mecânica dos Sólidos, São Paulo, Edgar Blücher Ltda, 1978, 534 p.
- 13- SETO, William W. Vibrações Mecânicas. Rio de Janeiro, Editora Mc Graw-Hill do Brasil Ltda, 1977, p. 207-222.
- 14- SIGHERI, Luciano & NISHINARI, Akiyoshi. Controle Automático de Processos Industriais - Instrumentação. 2. ed. São Paulo, Edgar Blücher Ltda, 1973, p. 8-77.
- 15- SILVA, Remy Benedicto. Manual de Termodinâmica-Transmissão de Calor. 6. ed. São Paulo, Grêmio Politécnico-DLP, 1980, 348 p.

- 16- SIXTEENTH INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE, vol. 3,
Catalogue of Facilities .[1981], s.l.
- 17- SPERRY VICKERS, São Paulo, Manual de Hidráulica Industrial
935100-BR, 5.ed., São Paulo, 1980.
- 18- TIMOSHENKO, S. P. Resistência dos Materiais. Rio de Janeiro,
LTC - Livros Técnicos e Científicos S.A., 1983, vol 1, 451 p.
- 19- TULIN, M. P. & KOLAINI, A. Step Short-Crested Waves Produced
by a Simple Three-Dimensional Wave Maker, University of
California, In TWENTY-FIRST AMERICAN TOWING TANK CONFERENCE,
Papers, Washington D. C., National Academy of Sciences, 5-7
aug. 1986, n. p.

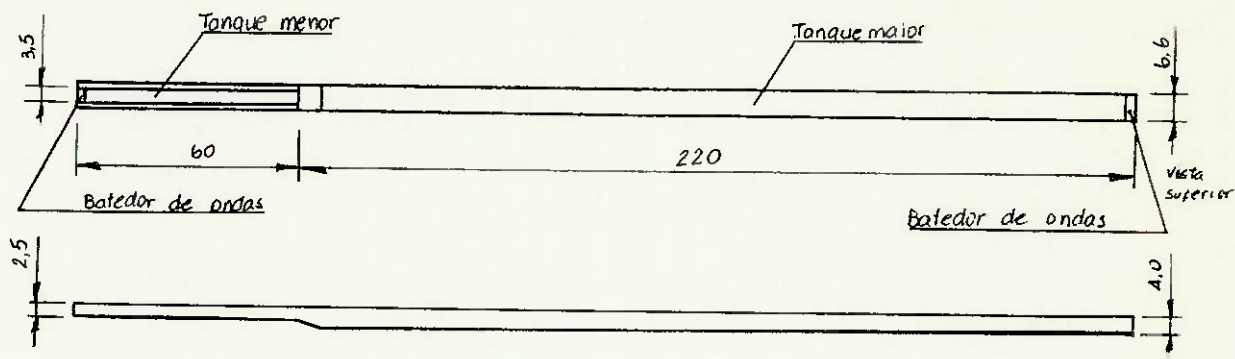
6- ANEXOS

Anexo 6.1

Dados sobre o Tanque de Provas da DINAV

Anexo 6.1

Dados do Tanque de Provas da DINAV-IPT



Objetivos:

- Ensaaios de resistência ao movimento e auto-propulsão em águas calmas e em ondas.
- Testes de propulsão em águas abertas e em ondas.
- Determinação de movimentos e cargas impostos por ondas em navios, estruturas semi-submersas e submersas.

Praia: arco parabólico, 6m de comprimento.

Geração de ondas: Comprimento- 0,4 a 8 m.

Altura- 0,4 a 40 cm.

Modelos: comprimentos de 2 a 6 m.

Medição de ondas: ultra-som, sondas de resistência.

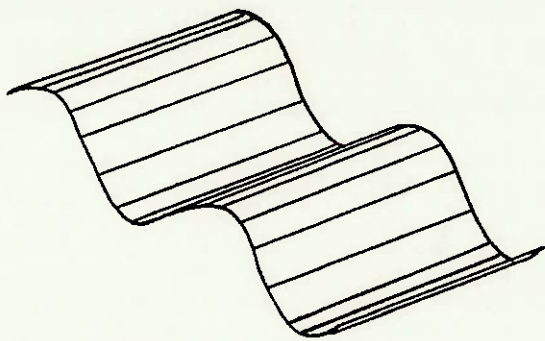
Carros (2): sobre trilhos, acionamento por motor elétrico, controle digital e analógico de aceleração, sistema de comando Ward Leonard (3,5kW;4x18kW), velocidades máximas 5m/s e 9m/s.

Instrumentação: instrumentos de resistência e auto-propulsão; mecanismo de posicionamento do modelo.

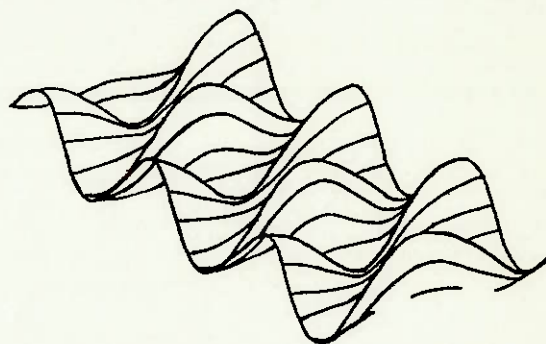
Operação do modelo: posição relativa do modelo - potenciômetro, ultra-som, mecanismo com LVDT; ajuste manual da rotação da hélice.

Anexo 6.2

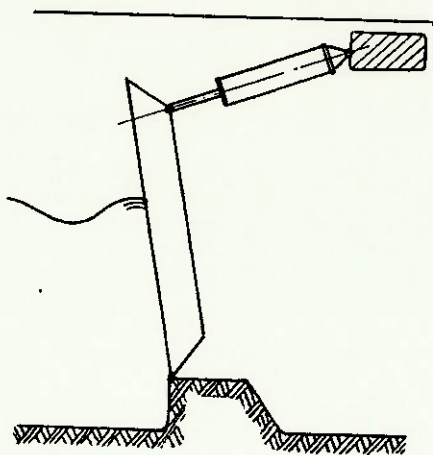
Ilustrações sobre tipos de batedores de ondas.



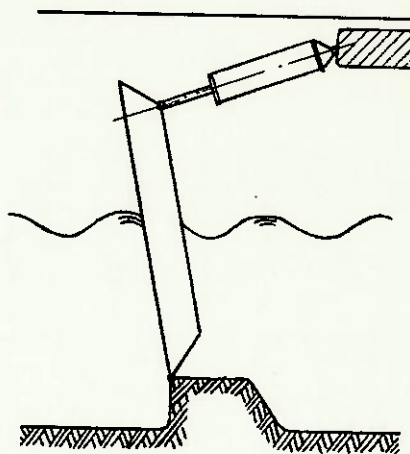
Onda bidimensional



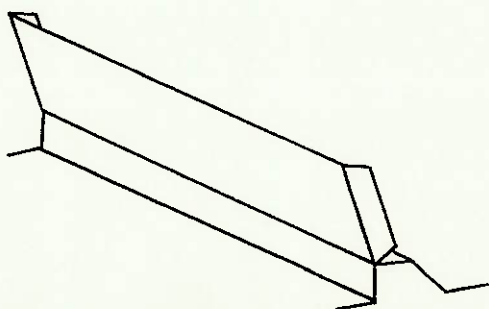
Onda tridimensional



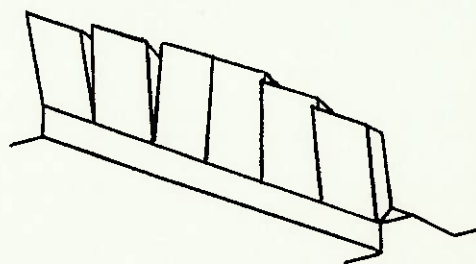
Face posterior sêca



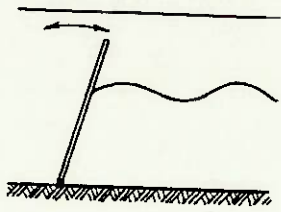
Face posterior molhada



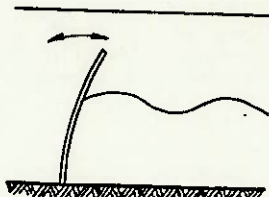
Simple



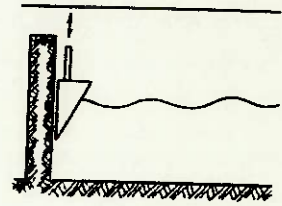
Segmentado



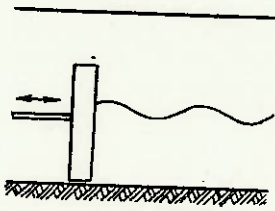
Flap



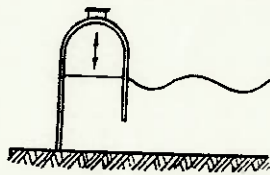
Placa flexível



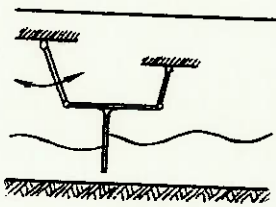
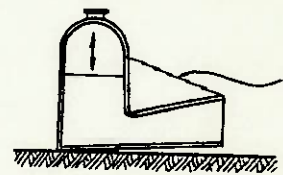
Cunha



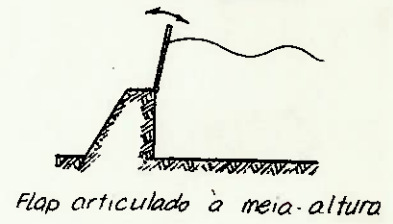
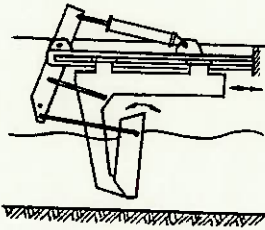
Pistão



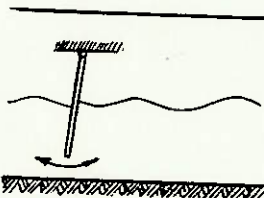
Pneumáticos



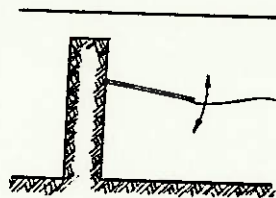
Movimento composto



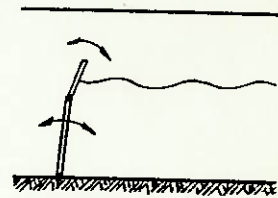
Flap articulado à meia-altura



Placa com articulação acima da água



Placa de superfície



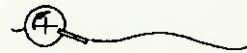
Flap duplo



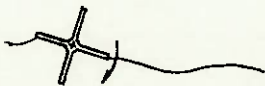
Cilindro excêntrico



Elíptico



Cilindro com pás



Roda de pás

Anexo 6.3

Esboços das concepções propostas.

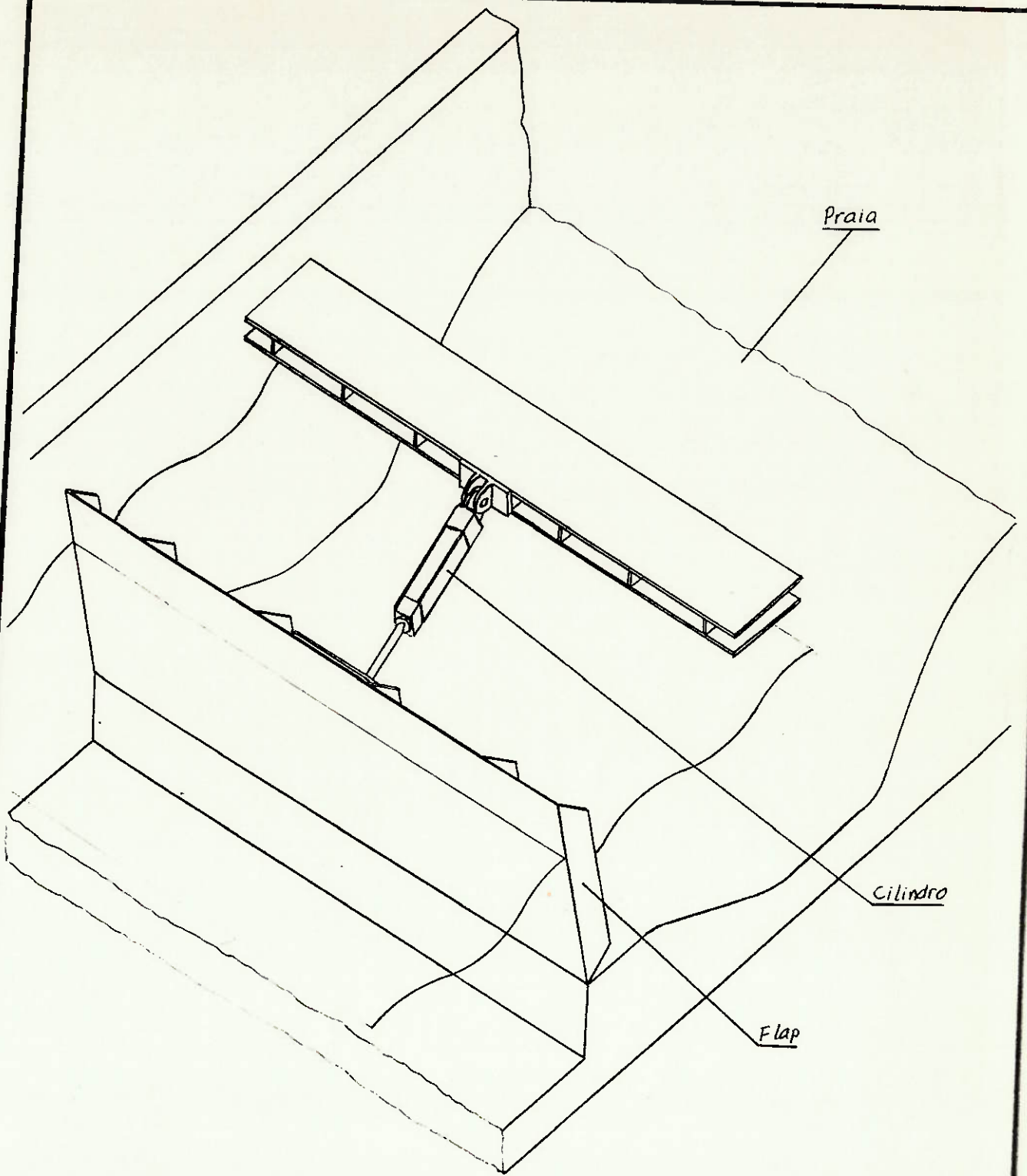


Fig.1 : Concepção A

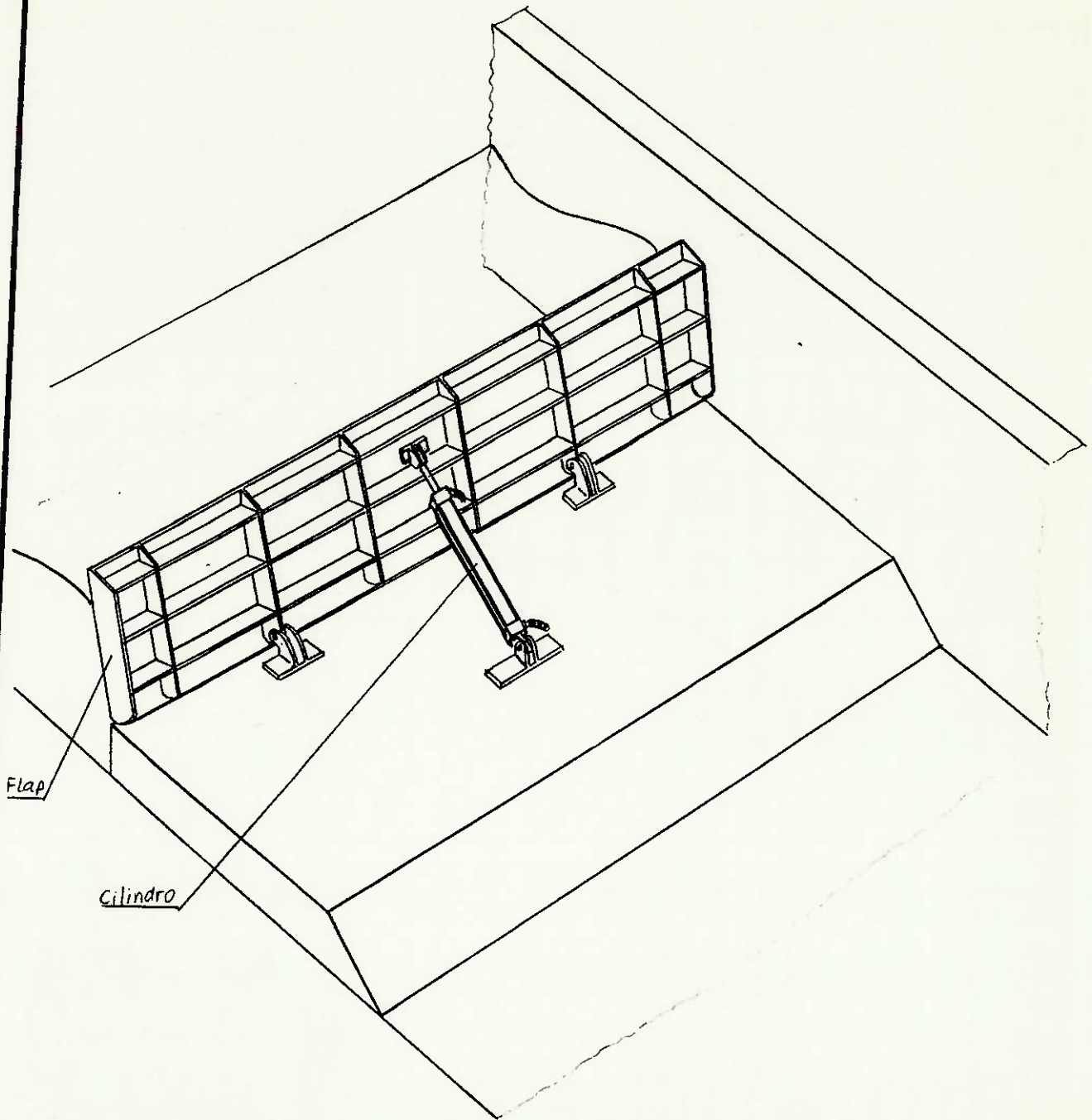


Fig.2 : concepção B

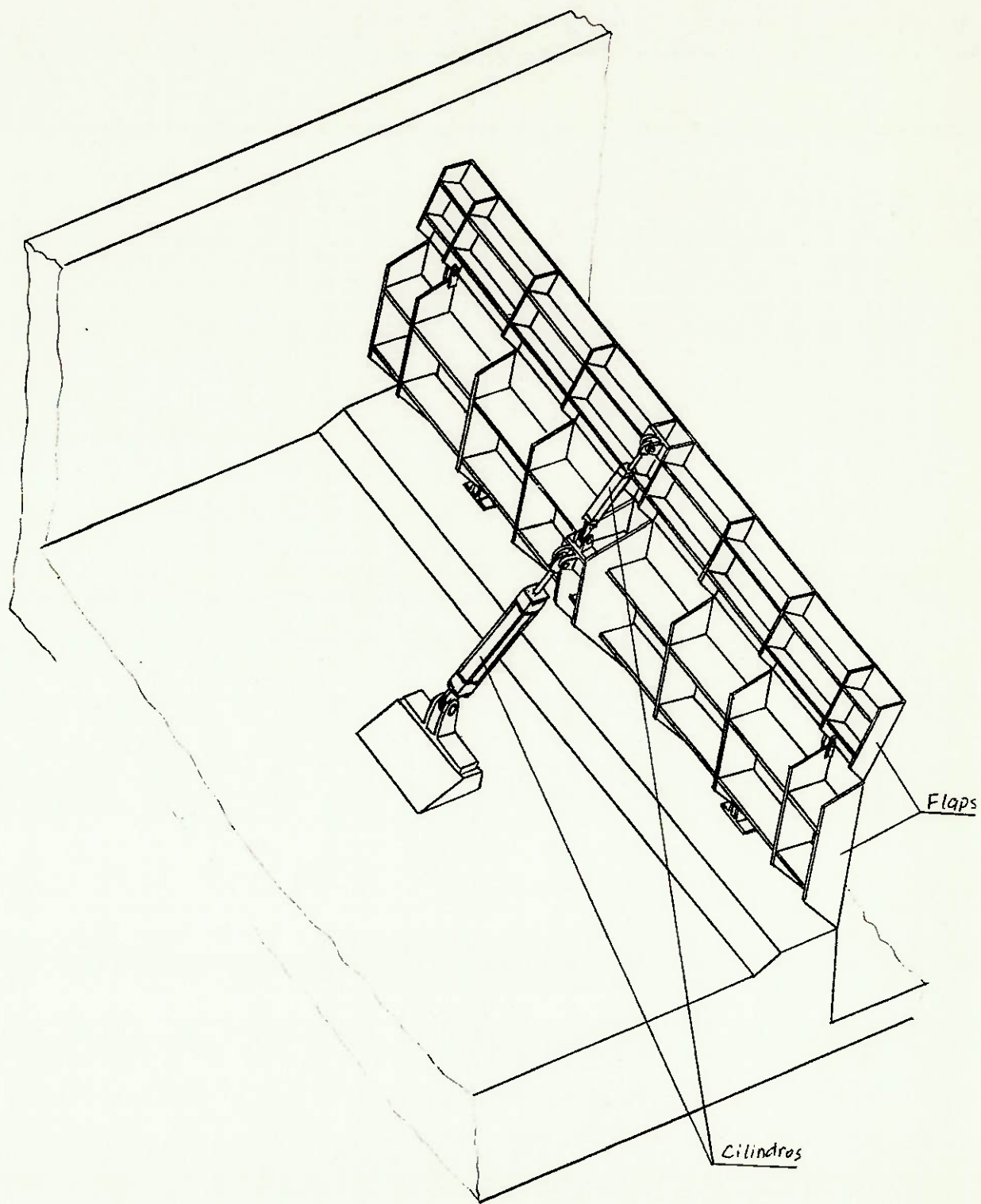
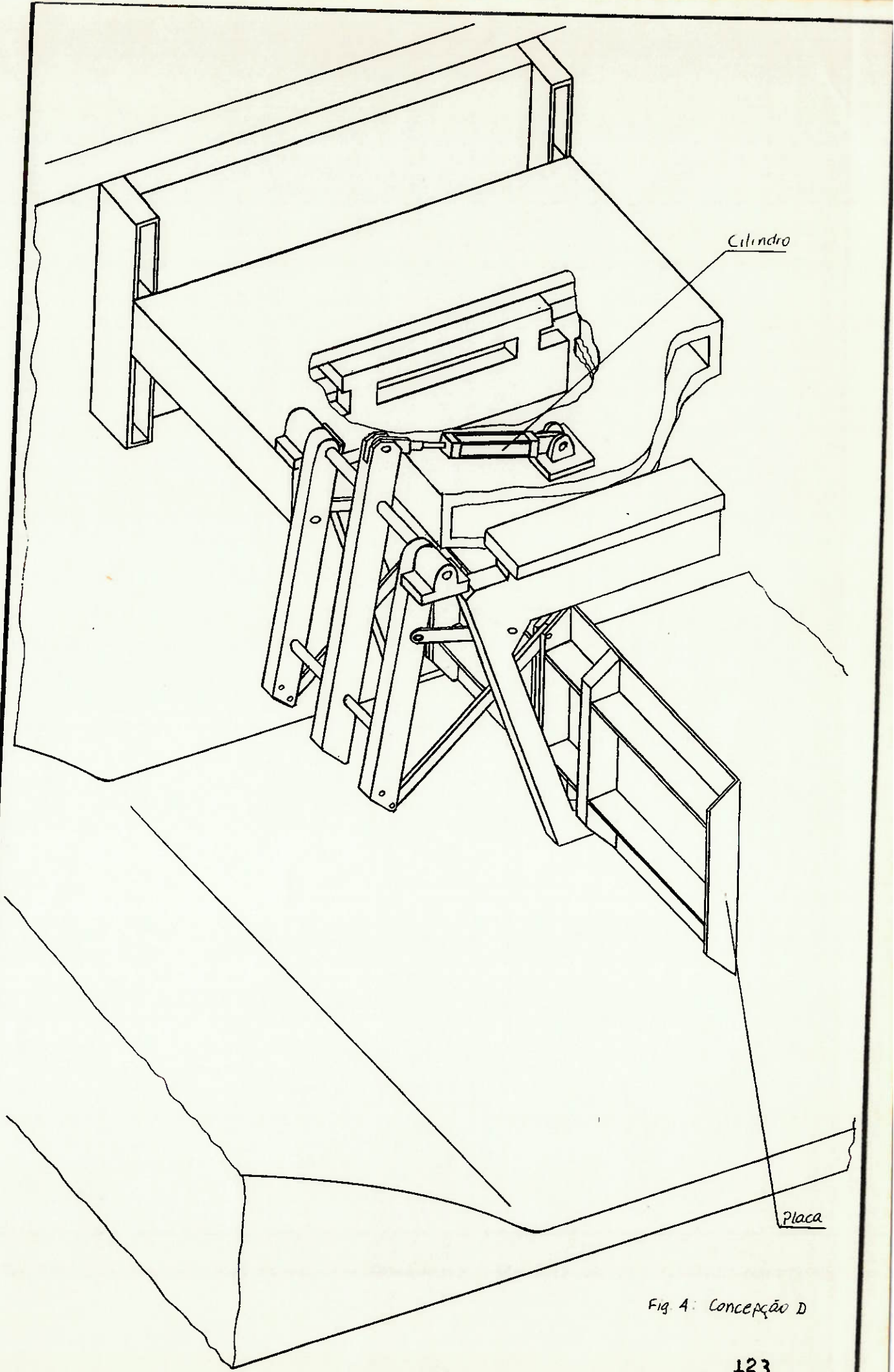


FIG. 3. Conceção C



Cilindro

Placa

Fig 4: Concepção D

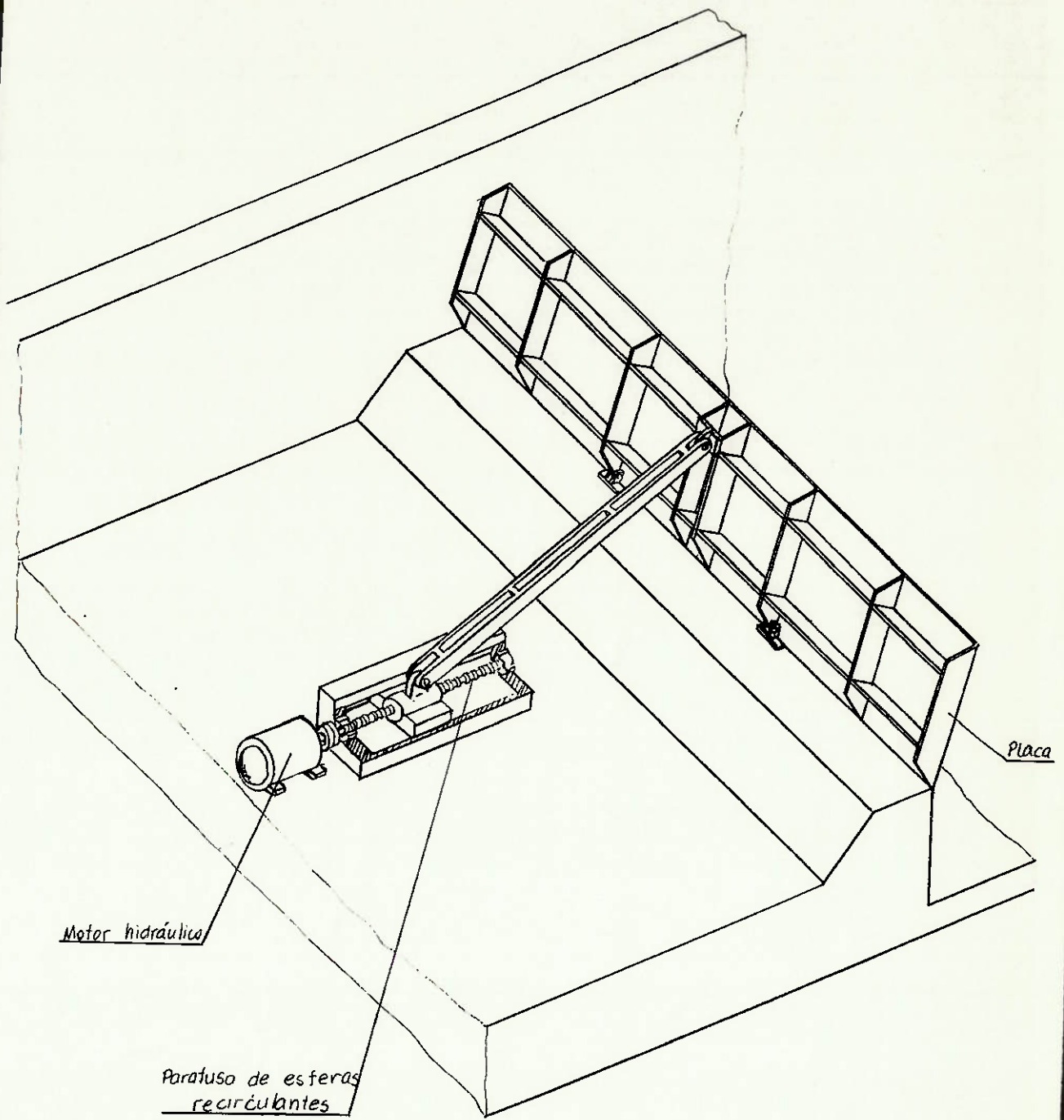


Fig. 5: Concepção e

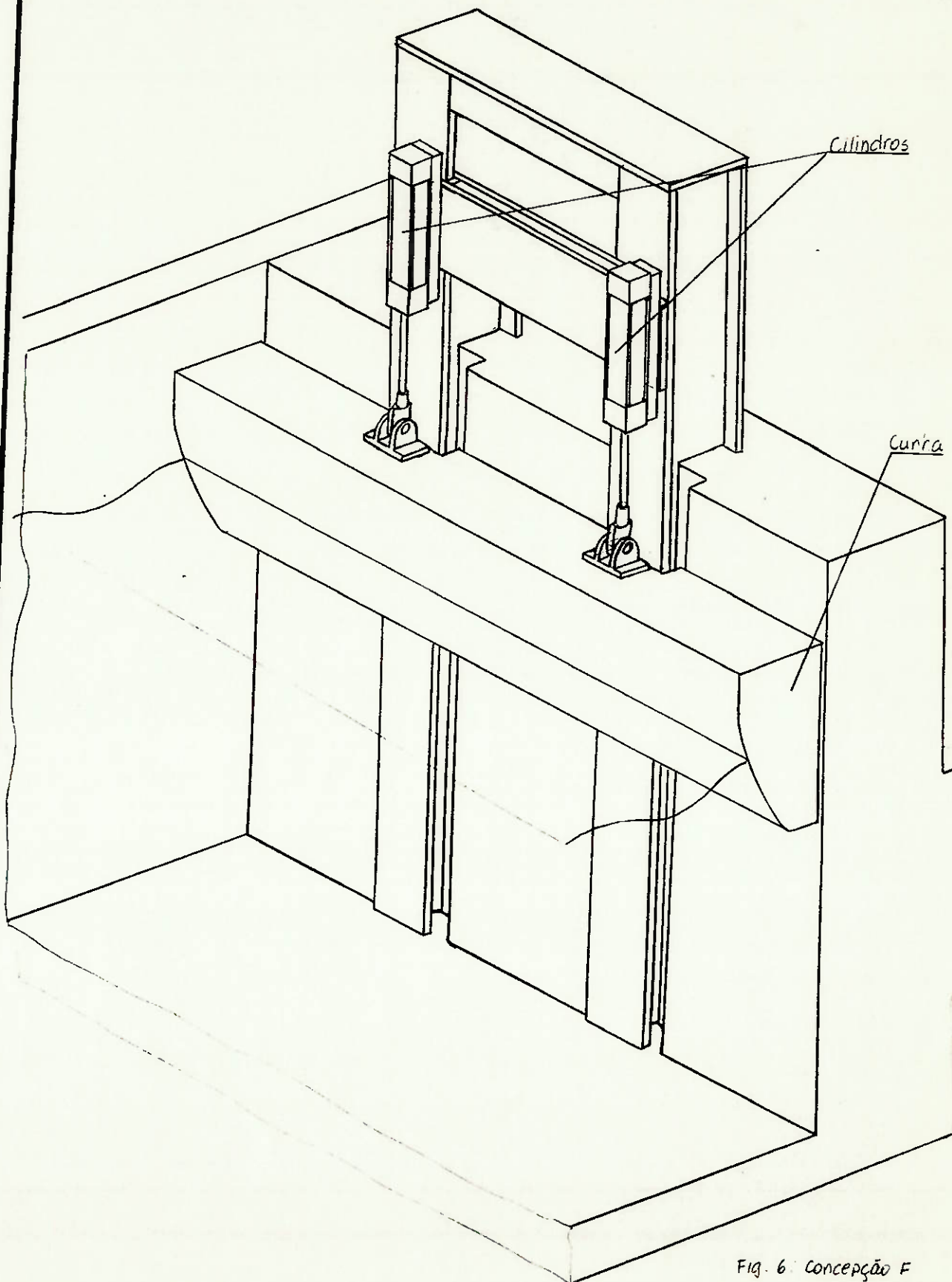


Fig. 6. Concepção F

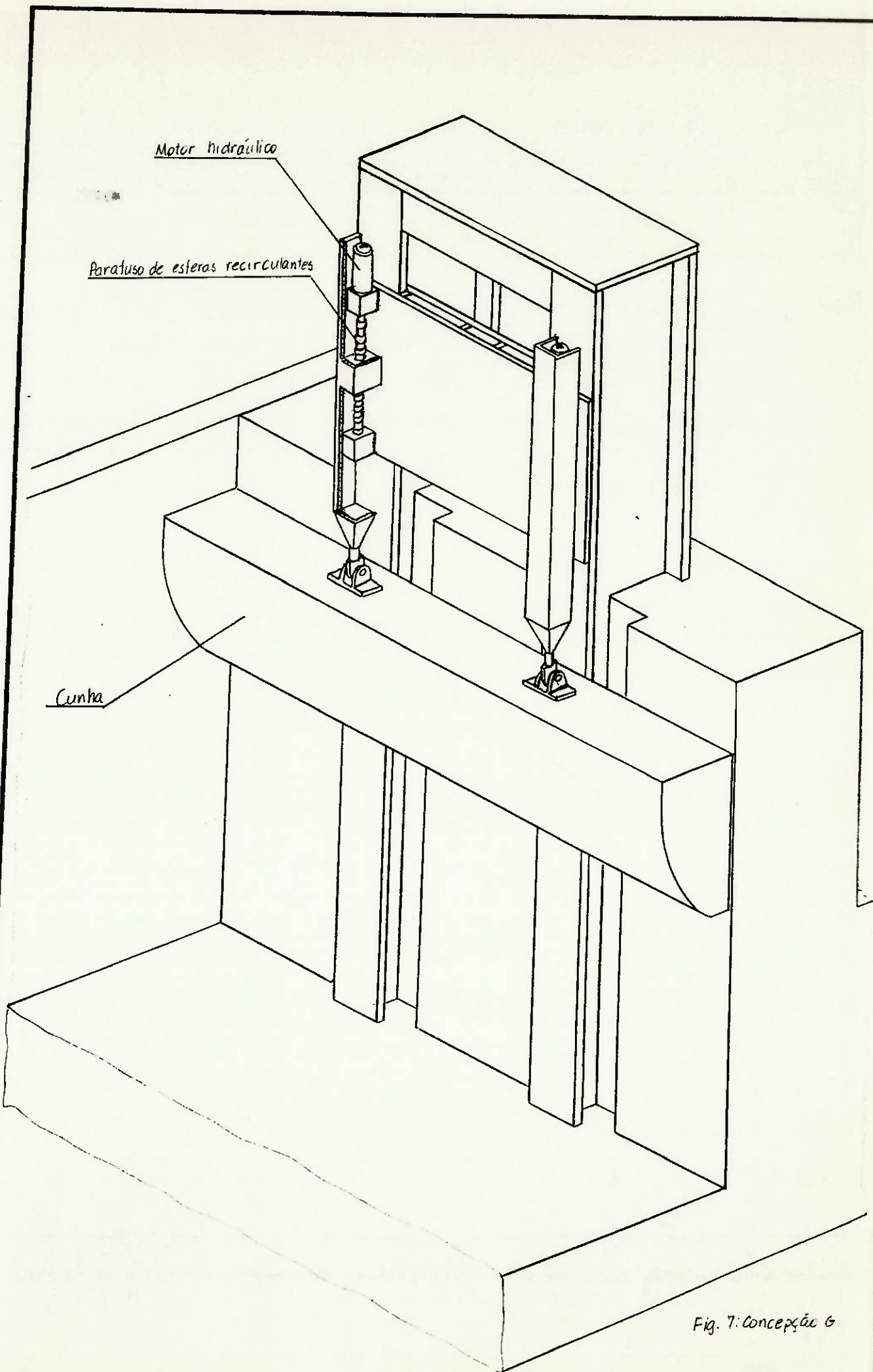


Fig. 7. Concepção G

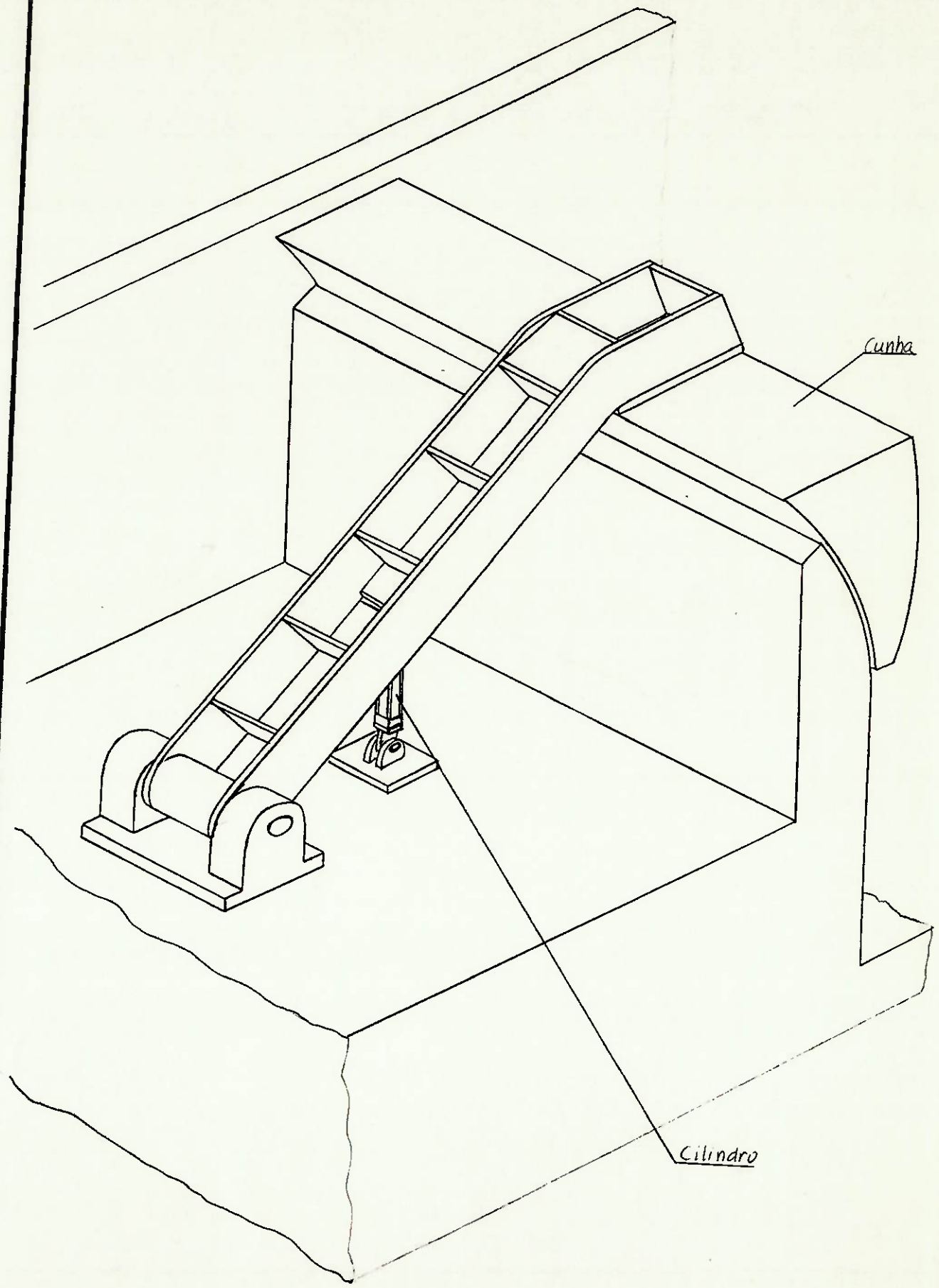


Fig. 8. Conceção H

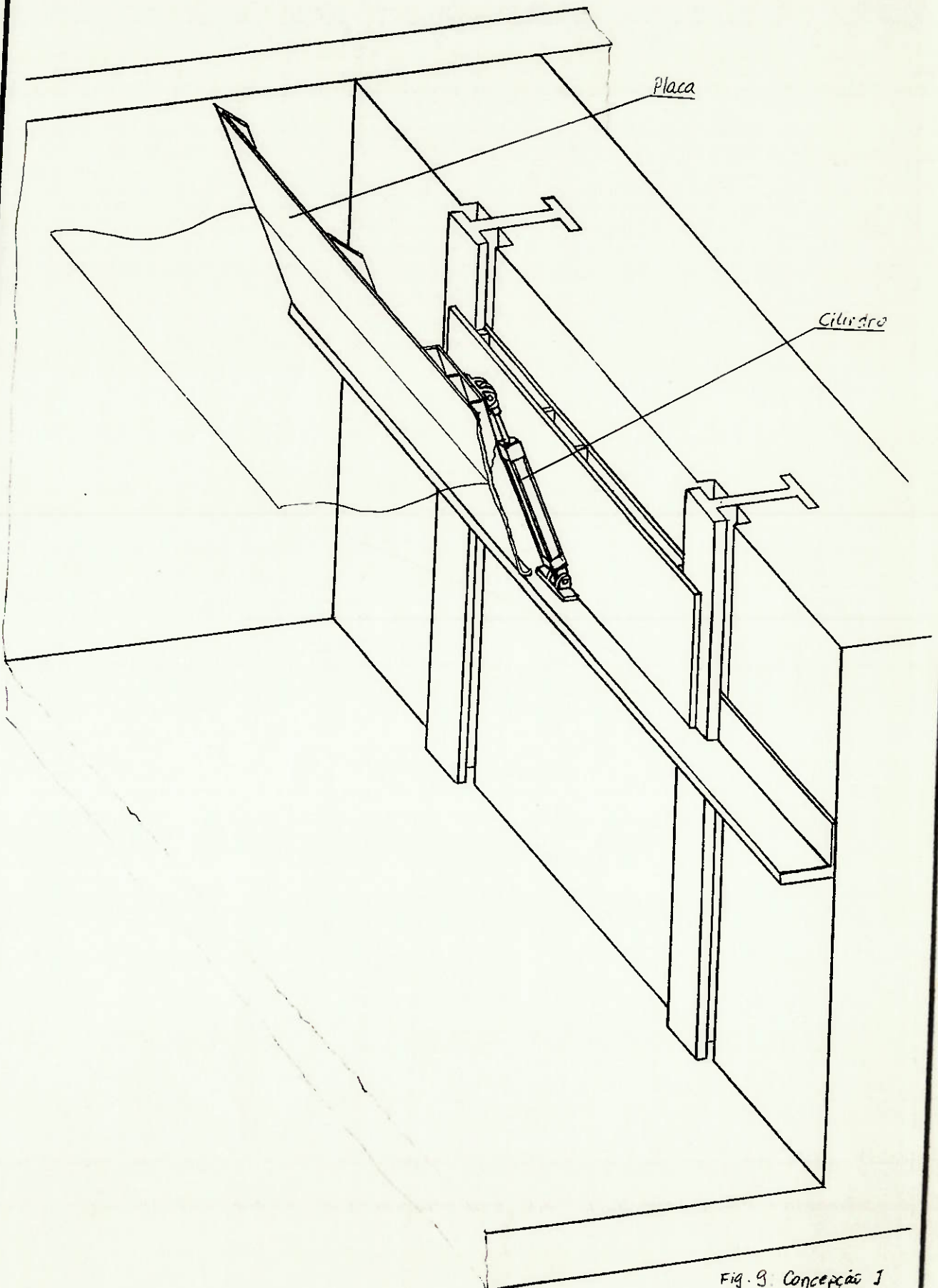


Fig. 9. Concepção 1

Anexo 6.4

Esboços do sistema.

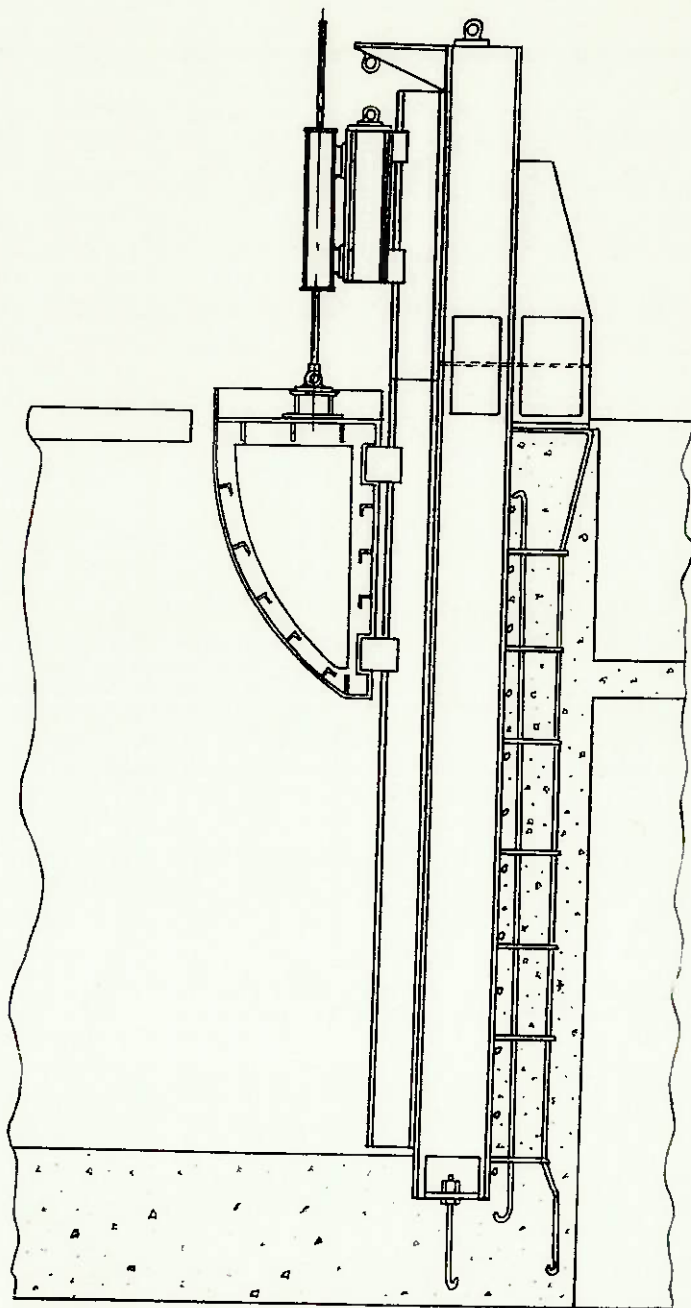


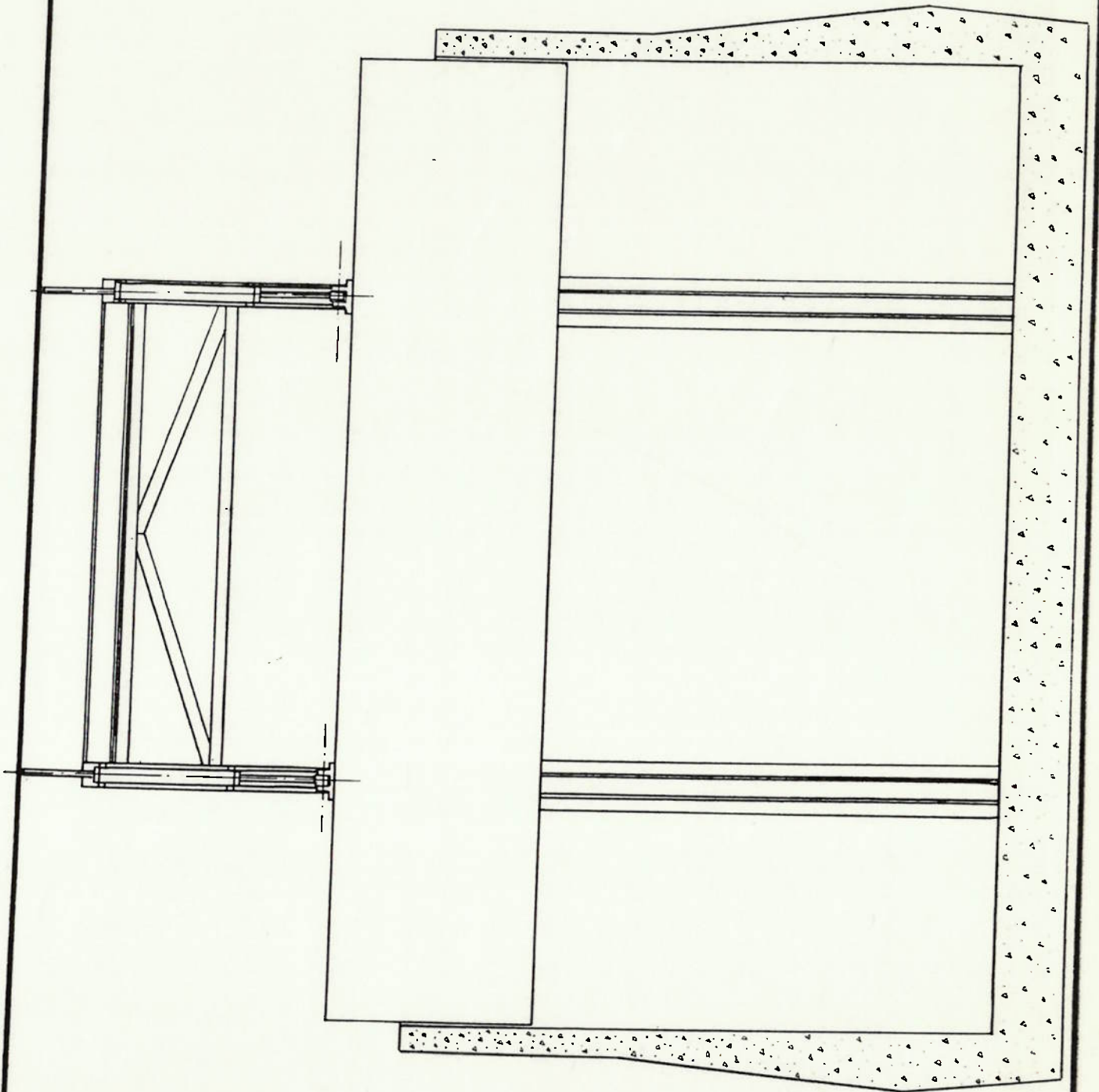
Fig. 1

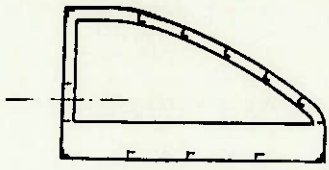
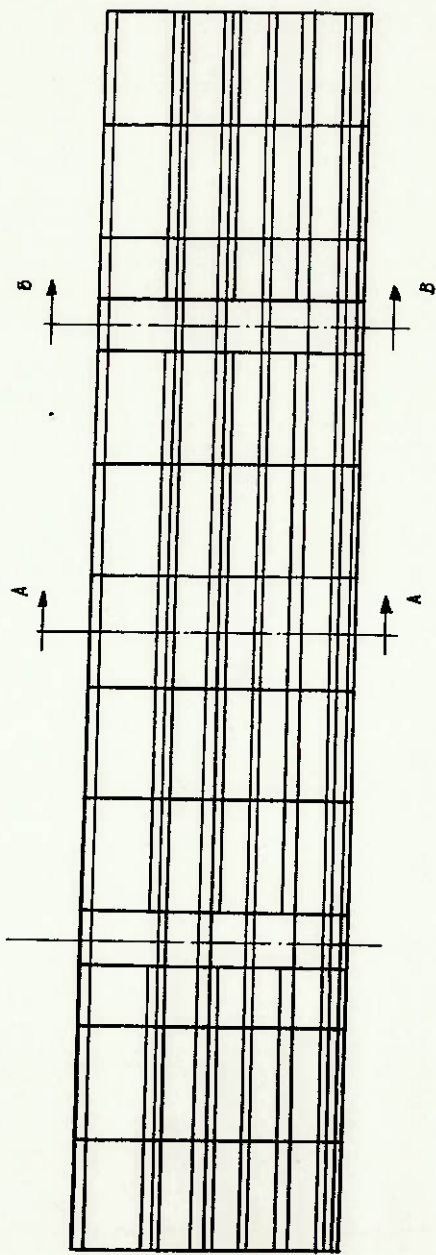
sem escala

Fig. 2

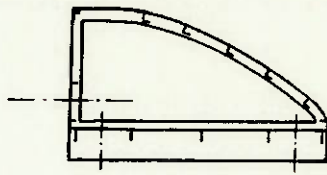
Estudo de distribuição

Esc. 1:40





Corte A-A



Corte B-B

Fig. 3
Representação esquemática

Cunha

Ecc. 1:40

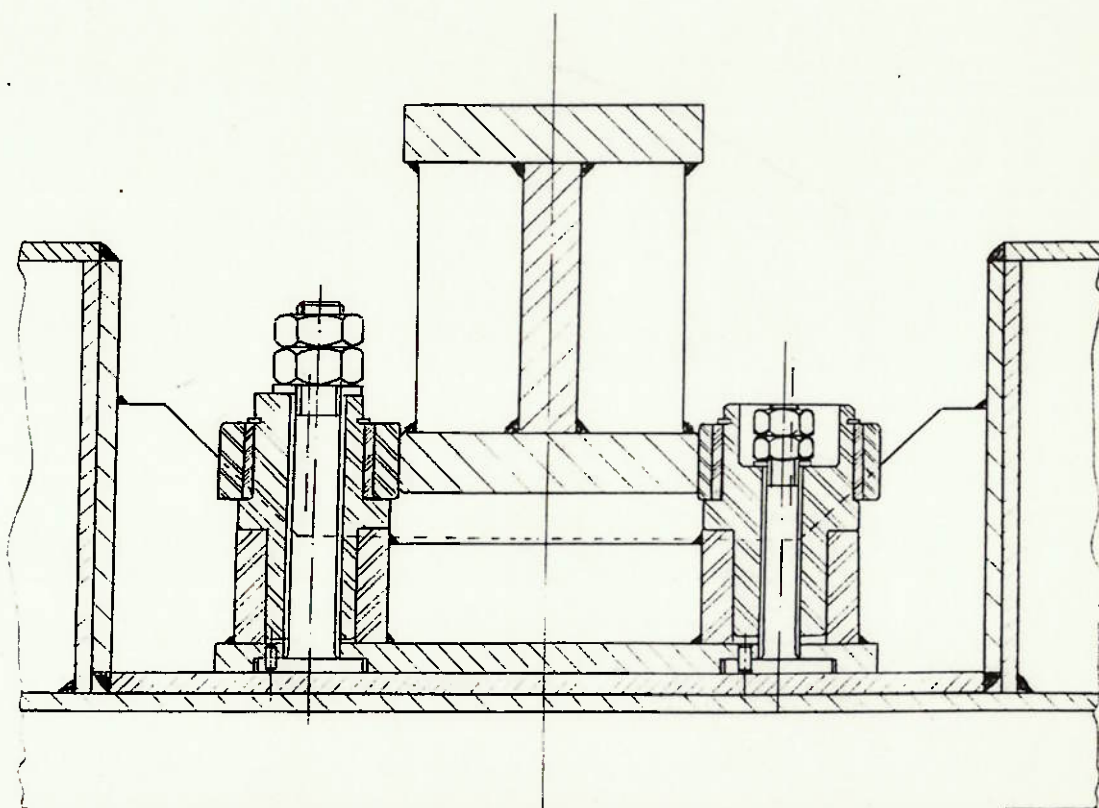
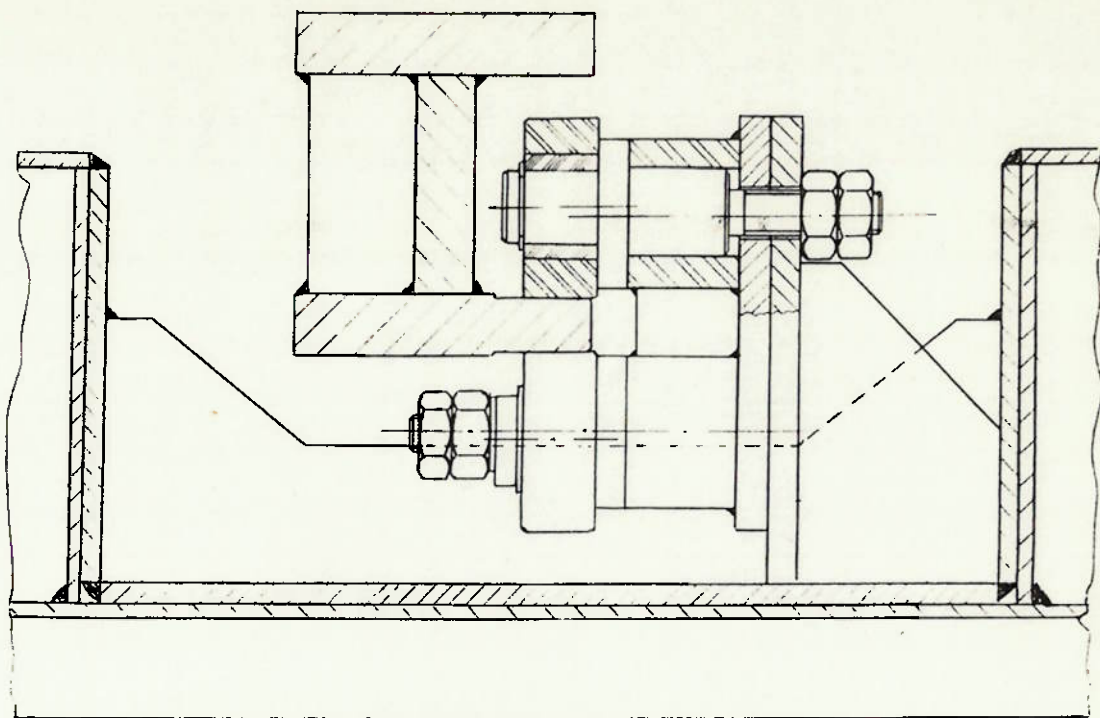
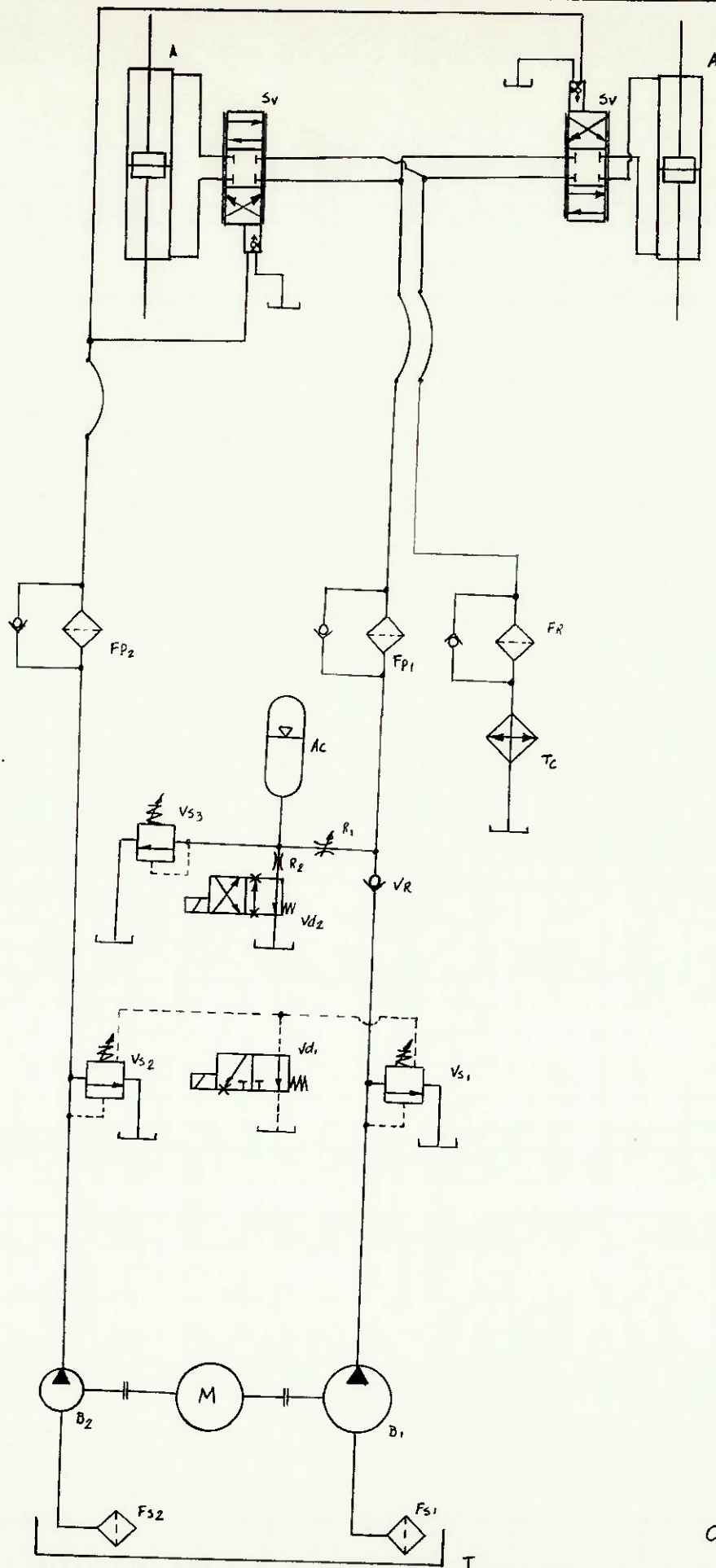


Fig. 4
Estudo de disposição física - apoios

Escala 1:2.5

Anexo 6.5

Sistema hidráulico.



Circuito hidráulico

Anexo 6.6

Cálculos.

Anexo 6.6

Determinação do coeficiente de película h

1- Condições e características da superfície:

Altura (m)

Largura (m)

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

2- Condições do meio:

Ar, à uma temperatura T_{ar} .

3- Determinar as propriedades do ar à temperatura da su
perfície.

Peso específico γ (Kgf/m^3)

Condutibilidade térmica k ($\text{Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$)

Viscosidade dinâmica μ (Kgfs/m^2)

Número de Prandtl Pr

4- Determinar o coeficiente de expansão térmica à T_{ar} :

β_0 ($^{\circ}\text{C}^{-1}$).

5- Calcular o número de Grashof Gr :

$$Gr = \frac{H^3 \cdot \beta \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta t}{\mu^2}$$

H - altura da placa

6- Calcular o número de Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

7- No diagrama adequado, dispondo de Gr e Pr , encontrar o número de Nusselt Nu .

8- Calcular o coeficiente de película:

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k} \Rightarrow h = \frac{Nu \cdot k}{H}$$

Anexo 6.6

Cálculo de características estruturais da cunha

1- Cálculo do comprimento da parte parabólica do perfil:

$$z = \frac{(5x-1)^2}{10}$$

$$s = \int \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} dx \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} s = \int \sqrt{1 + (5x-1)^2} dx$$
$$\frac{dz}{dx} = \frac{1}{5} (5x-1) \cdot 5 = 5x-1$$

$$\int \sqrt{1 + (5x-1)^2} dx \rightarrow \frac{1}{5} \int \sqrt{1+u^2} du$$

$$u = 5x-1$$

$$du = 5dx$$

$$\int \sqrt{1+u^2} du$$

$$f(u) = (1+u^2)^{1/2} \rightarrow f'(u) = (1+u^2)^{-1/2} u du$$

$$g'(u) = 1 \rightarrow g(u) = u$$

$$\int \sqrt{1+u^2} du = u \sqrt{1+u^2} - \int \frac{u^2}{\sqrt{1+u^2}} du$$

$$\int \frac{u^2}{\sqrt{1+u^2}} du \rightarrow \int \frac{\text{tg}^2 v}{\sqrt{1+\text{tg}^2 v}} \sec^2 v dv = \int \frac{\text{tg}^2 v}{\sec v} \sec^2 v dv =$$

$$u = \text{tg } v$$
$$du = \sec^2 v dv$$

$$\int (\sec^2 v - 1) \sec v dv =$$
$$= \int \sec^3 v dv - \int \sec v dv$$

$$I = \int \sec^3 v dv$$

$$f(v) = \sec v \rightarrow f'(v) = \sec v \cdot \text{tg } v \cdot dv$$

$$g'(v) = \sec^2 v \rightarrow g(v) = \text{tg } v$$

$$I = \sec v \cdot \operatorname{tg} v - \int \sec v \cdot \operatorname{tg}^2 v \, dv$$

$$I = \sec v \cdot \operatorname{tg} v - \int \sec^3 v \, dv + \int \sec v \, dv$$

$$(\operatorname{tg}^2 v = \sec^2 v - 1)$$

$$\int \sec v \, dv = \int \frac{\sec v (\sec v + \operatorname{tg} v)}{\sec v + \operatorname{tg} v} =$$

$$\int \frac{\sec^2 v + \sec v \cdot \operatorname{tg} v}{\sec v + \operatorname{tg} v} \, dv \quad \left(\frac{du}{u} = \ln u. \right)$$

$$u = \sec v + \operatorname{tg} v$$

$$du = (\sec v \cdot \operatorname{tg} v + \sec^2 v) \, dv$$

$$\int \sec v \, dv = \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)$$

$$I = \sec v \cdot \operatorname{tg} v - I + \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)$$

$$I = \int \sec^3 v \, dv = \frac{\sec v \cdot \operatorname{tg} v + \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)}{2}$$

$$\int \frac{u^2}{\sqrt{1+u^2}} \, du \rightarrow \frac{\sec v \cdot \operatorname{tg} v}{2} + \frac{\ln (\sec v + \operatorname{tg} v)}{2} +$$

$$- \ln (\sec v + \operatorname{tg} v) =$$

$$= \frac{1}{2} \sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)$$

$$\int \sqrt{1+(5x-1)^2} \, dx \rightarrow \frac{1}{5} \left\{ u \sqrt{1+u^2} - \frac{1}{2} [\sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)] \right\}$$

$$\operatorname{tg} v = u$$

$$\sec v = \sqrt{1+u^2}$$

$$s = \frac{1}{10} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln (\sqrt{1+u^2} + u) \right]$$

$$u = 5x - 1$$

área da seção $A = s \cdot e$, e - espessura da chapa.

2- Cálculo do momento estático da parte parabólica

$$\frac{M_{sx}}{e} = \int x \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{25} \int (u+1) \sqrt{1+u^2} du = \\ u = 5x-1 \quad x = \frac{u+1}{5} \\ du = 5 dx \end{array} \right. = \frac{1}{25} \left[\int u \sqrt{1+u^2} du + \int \sqrt{1+u^2} du \right]$$

$$\int \sqrt{1+u^2} du = \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln (u + \sqrt{1+u^2}) \right] \quad (\text{ver item anterior})$$

$$\begin{aligned} \int u \sqrt{1+u^2} du &\rightarrow \int \operatorname{tg} v \cdot \sqrt{1+\operatorname{tg}^2 v} \cdot \sec^2 v dv = \\ u = \operatorname{tg} v & \qquad \qquad \qquad = \int \operatorname{tg} v \cdot \sec v \cdot \sec^2 v dv \\ du = \sec^2 v dv & \qquad \qquad \qquad U = \sec v \\ \sec v = \sqrt{1+\operatorname{tg}^2 v} & \qquad \qquad \qquad dU = \sec v \cdot \operatorname{tg} v dv \end{aligned}$$

$$\int U^2 dU = \frac{U}{3} + \frac{\sec^3 v}{3}$$

$$\int \operatorname{tg} v \sqrt{1+\operatorname{tg}^2 v} \sec^2 v dv = \frac{(1+\operatorname{tg}^2 v)^{3/2}}{3} \rightarrow \int u \sqrt{1+u^2} du = \frac{(1+u^2)^{3/2}}{3}$$

$$\frac{M_{sx}}{e} = \frac{1}{25} \int (u+1) \sqrt{1+u^2} du = \frac{1}{25} \left[\frac{(1+u^2)^{3/2}}{3} + \frac{1}{2} (u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2})) \right]$$

$$\frac{M_{sx}}{e} = \frac{1}{150} \left\{ 2(1+u^2)^{3/2} + 3 \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln (u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\}$$

$$\frac{M_{sz}}{e} = \int z \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \qquad \frac{M_{sz}}{e} = \int \frac{(5x-1)^2}{10} \sqrt{1+(5x-1)^2} dx$$

$$u = 5x-1$$

$$du = 5 \cdot dx$$

$$\int \frac{u^2}{10} \sqrt{1+u^2} \frac{du}{5} = \frac{1}{50} \int u^2 \sqrt{1+u^2} du$$

$$\begin{aligned} \int u^2 \sqrt{1+u^2} du &\rightarrow \int \operatorname{tg}^2 v \sqrt{1+\operatorname{tg}^2 v} \cdot \sec^2 v dv \\ u = \operatorname{tg} v & \quad du = \sec^2 v dv \end{aligned}$$

$$\operatorname{tg}^2 v = \sec^2 v - 1 \rightarrow \sec^2 v = \operatorname{tg}^2 v + 1$$

$$\int \operatorname{tg}^2 v \sec v (\operatorname{tg}^2 v + 1) dv$$

$$\int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec^3 v dv = \int \operatorname{tg}^4 v \cdot \sec v dv + \int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec v dv$$

$$g' = \operatorname{tg} v \cdot \sec v dv \rightarrow g = \sec v$$

$$f = \operatorname{tg}^3 v \rightarrow f' = 3 \operatorname{tg}^2 v \sec^2 v dv$$

$$= \operatorname{tg} v \sec v - 3 \operatorname{tg} v \sec v dv$$

$$\operatorname{tg} v \sec v dv$$

$$4 \int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec^3 v dv = \sec v \cdot \operatorname{tg}^3 v + \frac{1}{2} \left[\sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln(\sec v + \operatorname{tg} v) \right]$$

$$\int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec^3 v = \frac{1}{4} (\sec v \cdot \operatorname{tg}^3 v) + \frac{1}{2} \left[\sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln(\sec v + \operatorname{tg} v) \right]$$

$$\frac{M_{sz}}{e} = \frac{1}{200} \left\{ u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(\sqrt{1+u^2} + u) \right] \right\}$$

3- Cálculo de momentos de inércia da parte parabólica

$$\begin{aligned} \frac{I_x}{e} &= \int (x - x_{cg})^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \\ &= \int x^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx - 2x_{cg} \int x \sqrt{1+(5x-1)^2} dx + x_{cg}^2 \int \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} &\int x^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \\ &u=5x-1 \quad x = \frac{u+1}{5} \\ &du=5 dx \end{aligned} \right\} \frac{1}{125} \int (u+1)^2 \sqrt{1+u^2} du =$$

$$= \frac{1}{125} \left[\int u^2 \sqrt{1+u^2} du + 2 \int u \sqrt{1+u^2} du + \int \sqrt{1+u^2} du = \right.$$

$$\left. = \frac{1}{125} \left\{ \frac{1}{4} \left[u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right] + \frac{2}{3} (1+u^2)^{3/2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\} \right.$$

$$\frac{I_x}{e} = \frac{1}{125} \left\{ \frac{1}{4} \left[u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right] + \frac{2}{3} (1+u^2)^{3/2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\} - \frac{2x_{cc}}{150} \left\{ 2(1+u^2)^{3/2} + 3 \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\} + \frac{x_{cc}^2}{10} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right]$$

$$\frac{I_z}{e} = \left(z - z_{cc} \right)^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \quad \left\{ \begin{array}{l} I_z \\ e \end{array} \right. = \int \left[\left(\frac{5x-1}{10} \right)^2 - z_{cc} \right]^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx$$

$$z = \frac{(5x-1)^2}{10}$$

$$\frac{I_z}{e} = \frac{1}{100} \int (5x-1)^4 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx - \frac{z_{cc}}{5} \int (5x-1)^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx + z_{cc}^2 \int \sqrt{1+(5x-1)^2} dx$$

$$\rightarrow \int \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \rightarrow \frac{1}{10} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \quad u = 5x-1$$

$$\rightarrow \int (5x-1)^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \rightarrow \frac{1}{5} \int u^2 \sqrt{1+u^2} du$$

$$\int u^2 \sqrt{1+u^2} du = \frac{1}{4} \left\{ u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\}$$

$$\int (5x-1)^2 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx \Rightarrow \frac{1}{20} \left\{ u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\}$$

$$\int (5x-1)^4 \sqrt{1+(5x-1)^2} dx = \frac{1}{5} \int u^4 \sqrt{1+u^2} du$$

$$\left. \begin{array}{l} \int u^4 \sqrt{1+u^2} du \\ u = \operatorname{tg} v \\ du = \sec^2 v dv \end{array} \right\} \int \operatorname{tg}^4 v \sec v \cdot \sec^2 v dv = \int \operatorname{tg}^4 v \sec v \cdot (\operatorname{tg}^2 v + 1) dv =$$

$$= \int \operatorname{tg}^5 v \cdot \sec v dv + \int \operatorname{tg}^4 v \cdot \sec v dv$$

$$\int \operatorname{tg}^4 v \cdot \sec v dv = \int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec^3 v dv - \int \operatorname{tg}^2 v \cdot \sec v dv$$

$$= \frac{1}{4} \sec v \cdot \operatorname{tg}^3 v + \frac{1}{8} \left[\sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln(\sec v + \operatorname{tg} v) \right] - \frac{1}{2} \left[\sec v \cdot \operatorname{tg} v + \right.$$

$$\left. - \ln(\sec v + \operatorname{tg} v) \right]$$

$$= \frac{1}{4} \left\{ \sec v \cdot \operatorname{tg}^3 v - \frac{3}{2} [\sec v \cdot \operatorname{tg} v - \ln (\sec v + \operatorname{tg} v)] \right\}$$

$$\int \operatorname{tg}^4 v \cdot \sec v \, dv \rightarrow \frac{1}{4} \left\{ u^3 \sqrt{1+u^2} - \frac{3}{2} \left[\sqrt{1+u^2} u - \ln (u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\}$$

$$\int \operatorname{tg}^5 v \cdot \sec v \, dv = \int (\sec^2 v - 1) \cdot \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec v \, dv = \int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec^3 v \, dv + \int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec v \, dv$$

$$\int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec v \, dv$$

$$g' = \operatorname{tg} v \cdot \sec v \, dv \rightarrow g = \sec v$$

$$f = \operatorname{tg}^2 v \rightarrow f' = 2 \cdot \operatorname{tg} v \cdot \sec^2 v \, dv$$

$$\int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec v \, dv = \sec v \cdot \operatorname{tg}^2 v - \int 2 \operatorname{tg} v \cdot \sec^3 v \, dv$$

$$\int \operatorname{tg} v \cdot \sec^3 v \, dv$$

$$U = \sec v$$

$$dU = \sec v \cdot \operatorname{tg} v \, dv$$

$$\left. \begin{array}{l} U = \sec v \\ dU = \sec v \cdot \operatorname{tg} v \, dv \end{array} \right\} \int U^2 \, dU = \frac{U^3}{3} = \frac{\sec^3 v}{3}$$

$$\int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec v \, dv \rightarrow \sec v \cdot \operatorname{tg}^2 v - \frac{2 \sec^3 v}{3} = u^2 \sqrt{1+u^2} - \frac{2 \sqrt{1+u^2}}{3}$$

$$\int \operatorname{tg}^3 v \cdot \sec^3 v \, dv = \int (\sec^2 v - 1) \sec^3 v \cdot \operatorname{tg} v \, dv = \int \sec^4 v \cdot \sec v \cdot \operatorname{tg} v \, dv - \int \sec^2 v \cdot \sec v \cdot \operatorname{tg} v \, dv$$

$$U = \sec v$$

$$dU = \sec v \cdot \operatorname{tg} v \, dv$$

$$\frac{\sec^5 v}{5} - \frac{\sec^3 v}{3} = \int U^4 \, dU - \int U^2 \, dU = \frac{\sqrt{1+u^2}^5}{5} - \frac{\sqrt{1+u^2}^3}{3}$$

$$\int \operatorname{tg}^5 v \cdot \sec v \, dv = \frac{\sqrt{1+u^2}^5}{5} - \frac{\sqrt{1+u^2}^3}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{1+u^2}^3 - u^2 \sqrt{1+u^2}$$

$$\int \operatorname{tg}^5 v \cdot \sec v \, dv \rightarrow \frac{1}{15} \left[3 \sqrt{1+u^2}^5 + 5 \sqrt{1+u^2}^3 - 15 u^2 \sqrt{1+u^2} \right]$$

$$\frac{I_z}{e} = \frac{1}{500} \left\{ \frac{1}{15} \left[3 \sqrt{1+u^2}^5 + 5 \sqrt{1+u^2} - 15 u^2 \sqrt{1+u^2} \right] + \frac{1}{4} \left[u \sqrt{1+u^2} \left(u^2 - \frac{3}{2} \right) + \frac{3}{2} \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\} - \frac{z_{ce}}{100} \left\{ u^3 \sqrt{1+u^2} + \frac{1}{2} \left[u \sqrt{1+u^2} - \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right] \right\} + \frac{z_{ce}^2}{10} \left[u + \sqrt{1+u^2} + \ln(u + \sqrt{1+u^2}) \right]$$

4- Cálculo do centro de massa

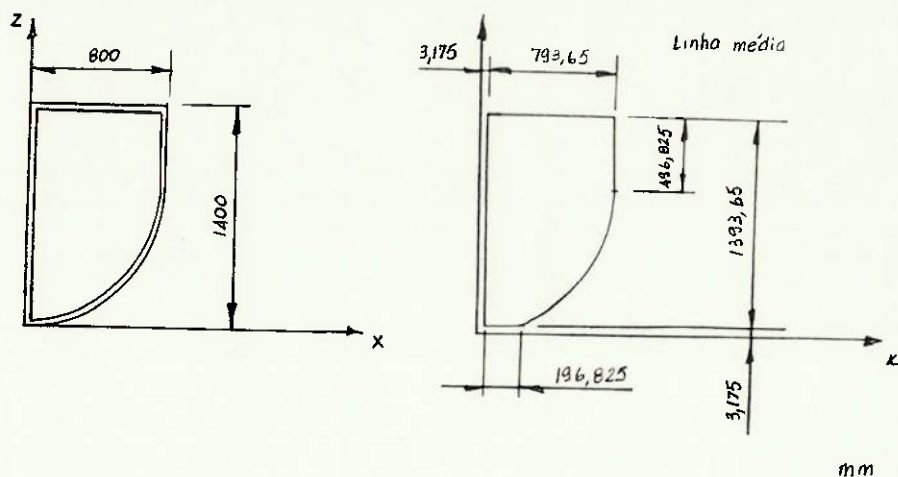


Fig. 1

$$x_{cg} = \frac{\sum M_{sx_i}}{\sum S}$$

$$\sum S_i = 25\,453 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} \sum M_{s_x} &= (1393,65 \cdot 6,35 \cdot 3,175) + (496,825 \cdot 6,35 \cdot 796,825) + (793,65 \cdot \\ &\quad \cdot 6,35 \cdot 400) + (196,825 \cdot 6,35 \cdot 101,5875) + 4028500 = \\ &= 8\,713\,352 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$x = 342 \text{ mm}$$

$$z = \frac{\sum M_{sz}}{\sum S}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{s_z} &= (196,825 \cdot 6,35 \cdot 3,175) + (793,65 \cdot 6,35 \cdot 1396,825) + (1393,65 \cdot \\ &\quad \cdot 6,35 \cdot 700) + (496,825 \cdot 6,35 \cdot 1148,4125) + 2832600 = \\ &= 19\,693\,600 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$z_{CG} = 774 \text{ mm}$$

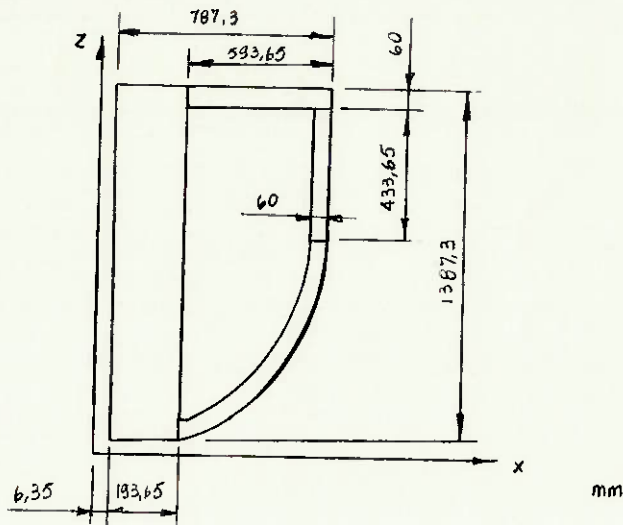


Fig. 2

A linha média pode ser aproximada por:

$$z = 2,5x^2 - 0,9x + 0,11 \quad 0,2 < x < 0,77$$

$$\frac{dz}{dx} = 5x - 0,9$$

$$s = \frac{1}{10} \left[u \sqrt{1+u^2} + \ln (u + \sqrt{1+u^2}) \right]$$

$$u = 5x - 0,9$$

$$s \Big|_{0,2}^{0,77} = 1,0991 - 0,02 = 1,0791 \sim 1080 \text{ mm}$$

largura $b = 60 \text{ mm} \rightarrow \frac{s}{b} = 18$ consideraremos uma aproximação, pois sua influência sobre a localização do centro de massa da cunha é pequena. Assim admitiremos o CG da parte parabólica como o ponto médio da linha central da linha da média.

$$s \Big|_{0,2}^z = 540 \text{ mm} \rightarrow x = 0,565 \text{ m} ; z = 0,333 \text{ m}$$

Admitiremos também que a área será:

$$S = s \cdot b$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$s = 1080 \text{ mm}$$

A área total é:

$$S_z = 395 \ 089 \text{ mm}^2$$

$$M_{sx_2} = \left[193,65 \cdot 1387,3 \cdot \left(\frac{193,65}{2} + 6,35 \right) \right] + \left[433,65 \cdot 60 \cdot \left(787,3 + 6,35 - \frac{60}{2} \right) \right] +$$

$$+ \left[593,65 \cdot 60 \cdot \left(787,3 + 6,35 - \frac{593,65}{2} \right) \right] + (1080 \cdot 60 \cdot 565) =$$

$$= 101\,895\,849 \text{ mm}^3$$

$$x_{cb} = \frac{M_{sx}}{S} = \frac{101\,895\,849}{395089} = 258 \text{ mm}$$

$$M_{sz_2} = \left[193,65 \cdot 1387,3 \cdot \left(\frac{1387,3}{2} + 6,35 \right) \right] + \left[593,65 \cdot 60 \cdot \left(1387,3 + 6,35 - \frac{60}{2} \right) \right] +$$

$$+ \left[433,65 \cdot 60 \cdot \left(1387,3 + 6,35 - 60 - \frac{493,65}{2} \right) \right] + (1080 \cdot 60 \cdot 333) =$$

$$= 286\,483\,801 \text{ mm}^3$$

$$z_{cb} = \frac{M_{sz}}{S} = 725 \text{ mm}$$

Reforços longitudinais

Pela fig. 5 (anexo 6.4) e desprezando o momento de inércia de cada seção temos:

$$S_3 = \frac{6541,5}{\text{cantoneira}} + \frac{952,5}{\text{barra}} = 7494 \text{ mm}$$

$$M_{sx_3} = (3 \cdot 594,68 \cdot 41,55) + (2 \cdot 594,68 \cdot 21,15) + (2 \cdot 317,5 \cdot 196,83) + 317,5 \cdot$$

$$403,18 + 594,68 \cdot 375 + 594,68 \cdot 515 + 594,68 \cdot 625 + 594,68 \cdot 715 + 594,68 \cdot$$

$$758,45 + 594,68 \cdot 778,85 = 2\,592\,521 \text{ mm}^3$$

$$x_{cb} = 346 \text{ mm}$$

$$M_{sz_3} = (2 \cdot 594,68 \cdot 1378,85) + (2 \cdot 317,5 \cdot 1368,65) + (317,5 \cdot 56,35) + (1038,37 +$$

$$+ 698,37 + 358,37 + 21,15 + 133 + 330 + 549 + 778 + 1005,2) \cdot 594,68 =$$

$$= 5\,447\,678 \text{ mm}^3$$

$$z_{cb} = 727 \text{ mm}$$

Centro de massa da seção transversal:

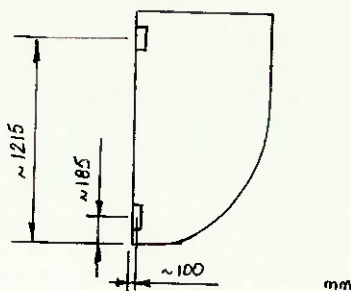
$$x_{C_G} = \frac{M_{S_1} \cdot l_1 + M_{S_2} \cdot l_2 + M_{S_3} \cdot l_3}{S_1 \cdot l_1 + S_2 \cdot l_2 + S_3 \cdot l_3}$$

$$x_{C_G} = 333 \text{ mm}$$

$$z_{C_G} = \frac{M_{S_1} \cdot l_1 + M_{S_2} \cdot l_2 + M_{S_3} \cdot l_3}{S_1 \cdot l_1 + S_2 \cdot l_2 + S_3 \cdot l_3}$$

$$z_{C_G} = 758 \text{ mm}$$

Acrescentando as parcelas referentes aos mancais, admitindo que o peso de cada grupo de mancais seja 25 kg



$$x_{C_{G_T}} = 320 \text{ mm}$$

$$z_{C_{G_T}} = 755 \text{ mm}$$

Fig. 3

5- Cálculo dos momentos de inércia da seção:

Seção delgada fechada:

Parte parabólica:

$$I_z = 614\ 159\ 920 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 612\ 407\ 648 \text{ mm}^4$$

Demais parcelas:

$$I_{x_i} = I_{x_{C_{G_i}}} + (x_{C_{G_i}} - x_{C_{G_T}})^2 \cdot S$$

$$I_{z_i} = I_{z_{C_{G_i}}} + (z_{C_{G_i}} - z_{C_{G_T}})^2 \cdot S$$

Assim:

$$I_{z_1} = 2\ 580\ 319\ 666 \text{ mm}^4$$

$$I_{x_1} = 5\ 384\ 582\ 196 \text{ mm}^4$$

Reforços longitudinais

Desprezaremos o momento de inércia das seções de cada reforço.

$$Iz_2 = \sum_i (x_{cbi} - x_{cb})^2 \cdot S$$

$$Ix_2 = \sum_i (z_{cbi} - z_{cb})^2 \cdot S$$

$$x_{cb} = 0,320 \text{ m}$$

$$z_{cb} = 0,755 \text{ m}$$

$$\text{Cantoneira: } S_L = 594,68 \text{ mm}^2$$

$$CG_L \rightarrow 14,8 \text{ mm}$$

$$\text{Barra: } S_1 = 317,5 \text{ mm}^2$$

$$CG_1 \rightarrow 25 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} Iz_2 &= 594,68 \left[2(21,15-320)^2 + 3(41,55-320)^2 + (375-320)^2 + (515-320)^2 + \right. \\ &\quad \left. + (625-320)^2 + (715-320)^2 + (758,45-320)^2 + (778,85-320)^2 \right] + \\ &\quad + 317,5 \left[2(196,83-320)^2 + (403,18-320)^2 \right] \\ &= 668\,420\,938 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ix_2 &= 594,68 \left[(21,15-755)^2 + (133-755)^2 + (330-755)^2 + (549-755)^2 + (778-775)^2 \right. \\ &\quad \left. + (1005,2-755)^2 + (358,37-755)^2 + (698,37-755)^2 + (1038,37-755)^2 \right. \\ &\quad \left. + 2(1378,85-775)^2 + 317,5 \left[(31,35-755)^2 + 2(1368,65-755)^2 \right] \right] \\ &= 1\,732\,001\,750 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Assim:

$$Iz_T = Iz_1 + Iz_2 = 324\,847 \text{ cm}^4$$

$$Ix_T = Ix_1 + Ix_2 = 711\,658 \text{ cm}^4$$

Reforço transversal

Os resultados aqui obtidos serão utilizados nos cálculos dos momentos de inércia da cunha.

De acordo com a fig. 2 :

$$\begin{aligned} I_z &= 193,65 \cdot 1387,3 \cdot \left(\frac{193,65}{2} + 6,35 - 320 \right) + (193,65)^3 \cdot 1387,3 + \\ &+ 593,65 \cdot 60 \cdot \left(193,65 + \frac{593,65}{2} + 6,35 - 320 \right) + (593,65)^3 \cdot 60 + \\ &+ 433,65 \cdot 60 \cdot (787,3 + 6,35 - 30 - 320) + 60^3 \cdot 433,65 + 1,6 \times 10^{10} \\ &= 4\,500\,000 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_x &= 193,65 \cdot 1387,3 \cdot \left(\frac{1387,3}{2} + 6,35 - 755 \right) + (1387,3)^3 \cdot 193,65 + \\ &+ 593,65 \cdot 60 \cdot (1387,3 + 6,35 - 30 - 755) + 60^3 \cdot 593,65 + \\ &+ 433,65 \cdot 60 \cdot \left(1387,3 + 6,35 - 60 - 755 - \frac{433,65}{2} \right) + (433,65)^3 \cdot 60 + \\ &+ 5,4 \times 10^{10} \\ &= 59\,000\,000 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

$$S = 395\,089 \text{ mm}^2$$

$$l = 6,35 \text{ mm}$$

6- Momentos de inércia

$$J_y = \int_m \left[(x_i - x_{cv})^2 + (z_i - z_{cv})^2 \right] dm$$

$$J_y = \int_m (x_i - x_{cv})^2 dm + \int_m (z_i - z_{cv})^2 dm = \rho \cdot l [I_z + I_x]$$

$$J_y = 536 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_z = \int_l I_z \cdot \rho \, dy + \int_l y^2 \cdot \rho \cdot S \, dy + \sum (I_z \cdot \rho \cdot l_i + y^2 \cdot \rho \cdot S_i \cdot l_i)$$

(reforços transversais)

$$J_z = 11000 \text{ kg m}^2$$

$$J_x = \int I_x \rho dy + \int y^2 \rho S dy + \sum (I_x \rho l + y^2 \rho S l)$$

$$J_x = 11500 \text{ kg m}^2$$

7- Massa da cunha

$$\left. \begin{array}{l} \text{Chapa: } S_{ch} = 25453 \text{ mm}^2 \\ l_{ch} = 6590 \text{ mm} \end{array} \right\} V_{ch} = 167,74 \text{ dm}^3$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Reforços transversais: } S_{tr} = 395089 \text{ mm}^2 \\ l_{tr} = 106,35 \text{ mm} \end{array} \right\} V_{tr} = 25,09 \text{ dm}^3$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Chapas laterais: } S_l = 940000 \text{ mm}^2 \\ l_l = 26,35 \text{ mm} \end{array} \right\} V_l = 11,95 \text{ dm}^3$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Reforços longitudinais: } S_{lt} = 7494 \text{ mm}^2 \\ l_{lt} = 6590 \text{ mm} \end{array} \right\} V_{lt} = 49,39 \text{ dm}^3$$

$$\text{Solda: } S_s = \frac{5 \times 5}{2} = 12,5 \text{ mm}^2$$

$$l_s = l_{per} \times 22 + l \times 25 = 4008,35 \times 22 + 6590 \times 25 =$$

$$= 252934 \text{ mm}$$

$$V = 3,16 \text{ dm}^3$$

$$V = 257,32 \text{ dm}^3$$

$$\text{Mancais: } M_m = 100 \text{ kg}$$

Pistão+Acoplamento+Reforços na região dos mancais+etc

$$M_e = 70 \text{ kg}$$

$$M_c = 257,32 \times 7,85 + 100 + 70$$

$$M_c \cong 2200 \text{ kg}$$

Resumindo:

$$L = 6,59 \text{ m} \quad m = 2200 \text{ kg}$$

$$H = 1,40 \text{ m} \quad \text{CG} (0,32; 3,295; 0,755)$$

$$B = 0,80 \text{ m}$$

$$I_z = 711658 \text{ cm}^4 \quad J_x = 11500 \text{ kg m}^2$$

$$I_x = 324847 \text{ cm}^4 \quad J_z = 11000 \text{ kg m}^2$$

$$J_y = 536 \text{ kg m}^2$$

Anexo 6.6

Notas sobre o programa HIBRID

Autor: Eng^o. Antonio Carlos Fernandes

ESTRUTURAS HIDRODINÂMICAS NA CUNHA
DO BATETOR DO TANQUE DE PROVAS

REFERÊNCIA: NEWMAN 78
PROGRAMA H1210

PRETENSÃO DA PRESENTE INSTAÇÃO: RESPOSTA AMPLITUDE

MOVIMENTO VERTICAL ADENAS CARACTERÍSTICA

PROBLEMA DE RADIAÇÃO EM HEAD

Seja F_3 força atuante e movimento harmônico de cabeça

então

$$F_3 = \text{Re} \left\{ \xi_3 f_{33} e^{i\omega t} \right\}$$

onde ξ_3 é amplitude da excitação

f_{33} é coeficiente da desforça

$$f_{33} = \omega^2 a_{33} - i\omega b_{33}$$

onde ω é a frequência da excitação

a_{33} é a massa adicional

b_{33} é o damping hidrodinâmico

Assim,

$$F_3 = \xi_3 \text{Re} \left\{ \left[\omega^2 a_{33} - i\omega b_{33} \right] e^{i\omega t} \right\}$$

$$F_3 = \xi_3 \left(\omega^2 a_{33} \cos \omega t + \omega b_{33} \sin \omega t \right)$$

ou

$$F_3 = \xi_3 f_3 \cos(\omega t - \varphi_3)$$

$$f_3 = \sqrt{\omega^2 a_{33}^2 + \omega^2 b_{33}^2}$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{b_{33}}{\omega a_{33}}$$

Obter a amplitude da força em corpo esferico inicialmente em repouso

$$F_{3max} = S_3 \omega \sqrt{\omega^2 a_{33}^2 + b_{33}^2}$$

note que tanto a_{33} quanto S_{33} dependem da frequência

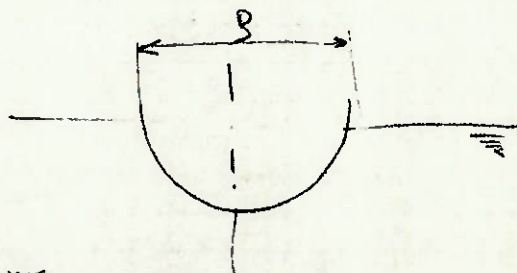
USO DO PROGRAMA HIBRID

O programa pede a valor a dimensão da massa a densidade e o comprimento de corpos simétricos para cada frequência.

$$A_{33} = \frac{a_{33}}{\frac{\pi}{2} b^2 \rho}$$

$$B_{33} = \frac{b_{33}}{\frac{\pi}{2} b^2 \rho \omega}$$

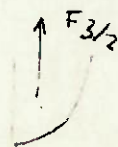
onde $b = \frac{B}{2}$



B: boca

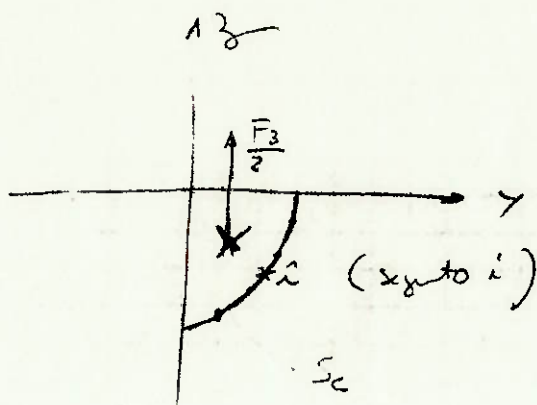
ρ : densidade da água

Depois de calculado F_3 , pelo método das imagens, toma-se a metade do valor para obter a força na cunha



Se tivermos massa de um lábio do centro de massa, a admissão é uma função.

O problema deve ser relacionado à função e valor adimensional do potencial no baricentro de cada segmento

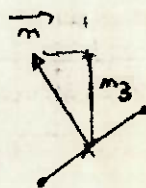


O centro de massa será dado por

$$y_p = \frac{A}{F_{3/2}}$$

$$\text{onde } A = \int_{\Sigma} \text{Re} \left\{ -i \omega^2 \rho \left(\frac{B}{2} \right)^3 e^{i \omega t} \sum_{\Sigma} \phi'_{3i} m_{3i} \gamma'_i ds'_i \right\}$$

onde ϕ'_{3i} é o valor do potencial adimensional
 m_{3i} valor da massa de cada segmento



γ'_i o valor da de cada baricentro de cada segmento

ds'_i comprimento de cada segmento

Anexo 6.6

Saída do programa HIBRID

SECTION NO. 1									
SECTION BEAM/MAX BEAM = 1.0000 NF = 5									
.4744	.4880	.4967	.5074	.5199	.5415	.5744	.6112	.6519	.6960
.7461	.8005	.8618	.9166						
.6609	.5964	.5653	.5347	.5048	.4628	.4079	.3570	.3088	.2630
.2201	.1804	.1444	.1282						
-.0693	-.1664	-.2062	-.2471	-.2878	-.3470	-.4248	-.4986	-.5710	-.6433
-.7160	-.7896	-.8663	-.9297						
-.0693	-.1824	-.2300	-.2950	-.3499	-.4263	-.5123	-.5827	-.6404	-.6879
-.7266	-.7576	-.7869	-.7941						
.0062	.0150	.0185	.0222	.0259	.0310	.0382	.0440	.0513	.0578
.0644	.0710	.0779	.0836						
.0230	.0262	.0176	.0074	-.0014	-.0102	-.0119	-.0029	.0141	.0361
.0609	.0852	.1051	.1237						
.1647	.1727	.1780	.1847	.1927	.2070	.2302	.2580	.2913	.3312
.3790	.4367	.5086	.5794						
.7104	.6395	.6042	.5683	.5320	.4787	.4059	.3341	.2619	.1888
.1154	.0422	-.0306	-.0775						
-.0323	-.0790	-.0990	-.1202	-.1421	-.1764	-.2244	-.2758	-.3321	-.3953
-.4673	-.5505	-.6504	-.7457						
-.0335	-.0952	-.1289	-.1628	-.1939	-.2336	-.2702	-.2897	-.2946	-.2867
-.2677	-.2391	-.2069	-.1659						
.0037	.0090	.0112	.0136	.0161	.0200	.0255	.0313	.0377	.0449
.0531	.0625	.0738	.0847						
.0192	.0169	.0060	-.0065	-.0179	-.0304	-.0371	-.0331	-.0213	-.0044
.0151	.0343	.0494	.0648						
.0541	.0576	.0600	.0630	.0667	.0735	.0852	.1003	.1197	.1452
.1789	.2239	.2869	.3563						
.8069	.7362	.7009	.6649	.6284	.5743	.4993	.4237	.3454	.2634
.1777	.0881	-.0058	-.0729						
-.0116	-.0286	-.0362	-.0444	-.0532	-.0675	-.0890	-.1143	-.1449	-.1831
-.2318	-.2955	-.3830	-.4779						
-.0390	-.1076	-.1437	-.1796	-.2123	-.2533	-.2886	-.3039	-.3006	-.2803
-.2437	-.1917	-.1298	-.0612						
.0016	.0040	.0051	.0062	.0075	.0095	.0125	.0161	.0204	.0257
.0326	.0416	.0539	.0672						
.0193	.0170	.0061	-.0066	-.0181	-.0310	-.0386	-.0357	-.0254	-.0106
.0064	.0225	.0341	.0469						
.0280	.0299	.0312	.0328	.0348	.0366	.0453	.0544	.0669	.0846
.1104	.1490	.2104	.2875						
.8591	.7088	.7538	.7181	.6818	.6280	.5526	.4755	.3939	.3055
.2088	.1011	-.0223	-.1250						
-.0066	-.0164	-.0208	-.0255	-.0306	-.0391	-.0522	-.0683	-.0891	-.1173
-.1571	-.2155	-.3076	-.4220						
-.0432	-.1175	-.1557	-.1937	-.2282	-.2713	-.3080	-.3225	-.3152	-.2862
-.2340	-.1564	-.0528	.0654						
.0011	.0027	.0035	.0043	.0051	.0065	.0087	.0114	.0149	.0196
.0263	.0361	.0514	.0706						
.0195	.0173	.0064	-.0063	-.0178	-.0303	-.0388	-.0368	-.0278	-.0151
-.0013	.0100	.0146	.0195						
.0130	.0134	.0137	.0141	.0146	.0156	.0173	.0197	.0232	.0286
.0372	.0519	.0792	.1187						
.8944	.8252	.7911	.7563	.7210	.6696	.5978	.5249	.4482	.3655
.2751	.1740	.0572	-.0405						
-.0024	-.0058	-.0073	-.0089	-.0106	-.0133	-.0174	-.0224	-.0290	-.0383
-.0524	-.0757	-.1177	-.1776						
-.0473	-.1276	-.1684	-.2091	-.2464	-.2940	-.3369	-.3579	-.3576	-.3359

-.2911	-.2199	-.1207	-.0033						
.0004	.0011	.0014	.0017	.0020	.0025	.0030	.0042	.0055	.0072
.0099	.0143	.0223	.0336						
.0193	.0183	.0076	-.0048	-.0160	-.0287	-.0361	-.0334	-.0238	-.0105
.0038	.0154	.0196	.0236						
.0073	.0074	.0075	.0077	.0079	.0084	.0093	.0107	.0128	.0163
.0223	.0335	.0567	.0944						
.8975	.8290	.7952	.7609	.7263	.6754	.6046	.5327	.4566	.3733
.2798	.1694	.0279	-.1144						
-.0010	-.0025	-.0032	-.0039	-.0048	-.0062	-.0084	-.0114	-.0155	-.0217
-.0319	-.0501	-.0870	-.1462						
-.0480	-.1292	-.1704	-.2115	-.2493	-.2974	-.3410	-.3622	-.3613	-.3370
-.2854	-.1981	-.0596	.1263						
.0002	.0005	.0006	.0008	.0010	.0013	.0017	.0023	.0031	.0044
.0065	.0102	.0177	.0297						
.0198	.0180	.0073	-.0052	-.0165	-.0292	-.0368	-.0344	-.0254	-.0131
-.0007	.0069	.0024	-.0082						
.0026	.0033	.0037	.0043	.0049	.0061	.0081	.0108	.0144	.0199
.0291	.0466	.0863	.1581						
.9192	.8510	.8175	.7835	.7493	.6991	.6295	.5591	.4849	.4042
.3139	.2078	.0705	-.0714						
-.0021	-.0051	-.0065	-.0079	-.0094	-.0119	-.0156	-.0202	-.0263	-.0352
-.0501	-.0785	-.1435	-.2615						
-.0506	-.1356	-.1784	-.2212	-.2606	-.3113	-.3584	-.3834	-.3867	-.3675
-.3221	-.2421	-.1113	.0727						
.0005	.0012	.0015	.0018	.0021	.0027	.0035	.0045	.0059	.0079
.0113	.0177	.0323	.0589						
.0201	.0190	.0085	-.0037	-.0148	-.0271	-.0342	-.0313	-.0217	-.0067
.0045	.0129	.0089	-.0027						
.0003	.0003	.0003	.0003	.0003	.0002	.0002	.0002	.0003	.0004
.0005	.0009	.0020	.0040						
.9234	.8557	.8223	.7886	.7548	.7053	.6368	.5679	.4957	.4177
.3313	.2307	.1009	-.0349						
.0000	.0001	.0001	.0002	.0002	.0002	.0002	.0002	.0001	-.0001
-.0004	-.0010	-.0024	-.0051						
-.0512	-.1371	-.1804	-.2236	-.2636	-.3152	-.3638	-.3907	-.3965	-.3808
-.3403	-.2672	-.1448	.0345						
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0001	.0002	.0005	.0010						
.0202	.0191	.0086	-.0036	-.0146	-.0269	-.0338	-.0307	-.0207	-.0072
.0067	.0162	.0133	.0016						
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000						
.9275	.8622	.8306	.7989	.7673	.7216	.6589	.5964	.5315	.4625
.3878	.3042	.2049	.1159						
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000						
-.0524	-.1406	-.1850	-.2298	-.2715	-.3264	-.3804	-.4141	-.4287	-.4244
-.3998	-.3511	-.2736	-.1645						
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000						
.0207	.0204	.0103	-.0016	-.0122	-.0239	-.0299	-.0256	-.0145	.0008
.0172	.0309	.0362	.0383						

K*B/2	A22	B22	A33	B33	A44	B44	A24	B24
.6446	.7405	.7229	.5000	.7462	.0131	.0059	-.0511	-.0659
1.4502	.2845	.4742	.5643	.3215	.0089	.0062	-.0052	-.0550
2.5782	.2608	.2453	.6704	.1360	.0074	.0050	.0037	-.0957
4.0284	.2410	.1802	.7238	.0834	.0053	.0052	.0136	-.0310
5.8009	.2954	.0664	.7841	.0325	.0056	.0024	.0084	-.0126
7.8957	.2718	.0458	.7841	.0205	.0035	.0021	.0171	-.0102
10.3127	.3085	.0776	.8178	.0240	.0039	.0040	.0129	-.0176
13.0520	.3276	.0010	.8303	.0007	.0043	.0001	.0099	-.0003
*****	.4004	.0000	.8671	.0000	.0068	.0000	-.0042	.0000

CHECKING BY RECIPROACITY

K*B/2	B22	ER22(%)	B33	ER33(%)	B44	ER44(%)	B24	ER24(%)
.6446	.7196	-.452	.7540	1.040	.0059	-.630	-.0651	-1.221
1.4502	.4886	3.031	.3097	-3.650	.0066	5.497	-.0568	3.115
2.5782	.2185	-10.933	.1564	14.998	.0044	-11.560	-.0311	-12.805
4.0284	.1512	-16.089	.0993	19.047	.0044	-15.592	-.0257	-17.040
5.8009	.0408	-38.619	.0430	32.313	.0016	-34.426	-.0080	-37.006
7.8957	.0699	52.699	.0152	-25.859	.0035	67.800	-.0156	53.169
10.3127	.0480	-38.169	.0403	68.258	.0025	-35.701	-.0110	-37.214
13.0520	.0028	183.499	.0092	1185.678	.0002	134.700	-.0007	97.476
*****	.0000	999.999	.0000	999.999	.0000	999.999	.0000	999.999

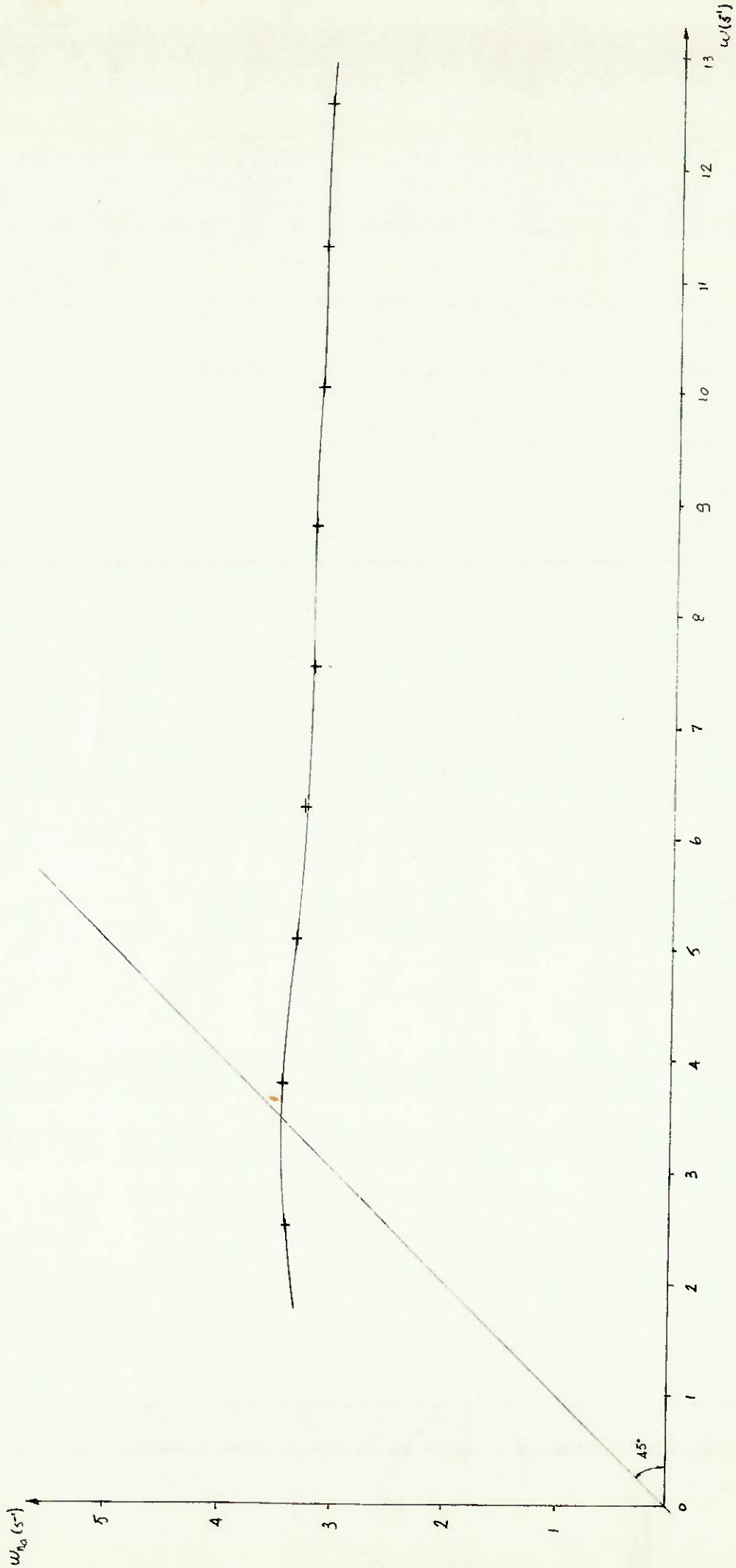
OB5: IF ERROR (I, J=2,3,4) EQUAL TO 999.999 THE DAMPING IS <=E-20

WAVE EXCITING FORCES (X, according to NEWMAN 78)

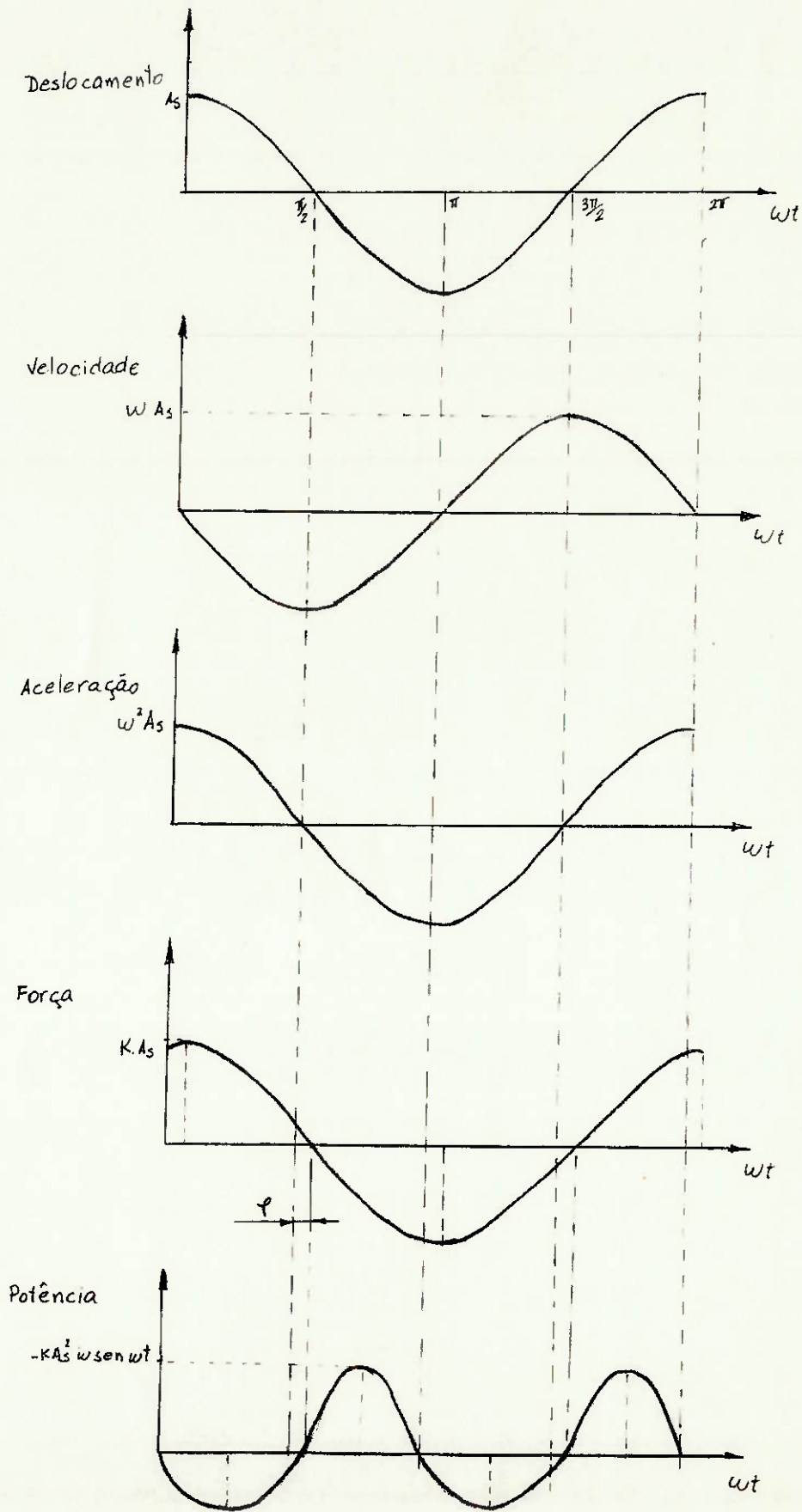
K*B/2	X2	X3	X4
.6446	1.0501	71.4803	1.0748
1.4502	.3846	98.4265	.3062
2.5782	.1447	159.5440	.1224
4.0284	.0770	-124.4095	.0624
5.8009	.0278	-19.7046	.0285
7.8957	.0267	96.7450	.0125
10.3127	.0169	-144.8589	.0155
13.0520	.0032	83.9387	.0059
*****	.0000	90.0000	.0000

K*B/2	SWAY	HEAVE	ROLL
.6446	-.6754	-2.0163	1.5689
1.4502	.2568	-1.7333	1.3947
2.5782	1.0978	-.4095	.3418
4.0284	.5508	.8041	-.6643
5.8009	-.4764	.1706	-.1128
7.8957	.0779	-.6583	.2796
10.3127	.4489	.3160	-.4203
13.0520	-.0140	-.1319	.0070
*****	.0000	.0000	.0000

Gráfico: frequência de oscilação x frequência natural amortecida



Curvas típicas



Anexo 6.6- Cálculo de potências

$$N = F \cdot V$$

N- Potência

F- Força

V- Velocidade

De 3.6 e 3.3 tiramos:

$$F = A_s \cdot K \cdot \cos(\omega t - \varphi)$$

$$V = - A_s \omega \cdot \sin \omega t = - A_s \omega \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{2} \right)$$

$$N = F \cdot V = - K A_s^2 \omega \cos(\omega t - \varphi) \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{2} \right)$$

$$N = -K A_s^2 \omega (\cos \omega t \cos \varphi + \sin \omega t \sin \varphi) \left(\cos \omega t \cos \frac{\pi}{2} + \sin \omega t \sin \frac{\pi}{2} \right)$$

$$N = -K A_s^2 \omega \left[\frac{\sin 2\omega t}{2} \cos \varphi + \sin^2 \omega t \cdot \sin \varphi \right]$$

$$\left[N = \frac{K A_s^2}{4} \left[\cos \varphi \cdot \cos 2\omega t + 2 \cdot \sin \varphi (\sin \omega t \cdot \cos \omega t - \omega t) \right] \right]$$

f	A usual			A máx		
	N máx	N máx	N médio	N máx	N máx	N médio
0,4	-2,8041	7,0768	2,4434	-2,8041	7,0768	2,4434
0,6	-0,2291	0,3531	0,0684	-1,5198	2,3912	0,4500
0,8	-0,2926	0,3501	0,0466	-2,3147	2,7696	0,3686
1,0	-0,4253	0,4730	0,0494	-3,4716	3,8615	0,4030
1,2	-2,0380	2,1212	0,1812	-13,4194	13,9670	1,1928
1,4	-3,5902	3,6818	0,2684	-16,8536	17,2839	1,2598
1,6	-5,0636	5,2116	0,3328	-17,9416	18,4659	1,1790
1,8	-10,4484	10,4567	0,5888	-16,3256	16,3386	0,9200
2,0	-14,4269	14,4269	0,7308	-14,9201	14,9201	0,7558

N máx - máximas potências (positivas e negativas) (KW)

N méd - potência média na região de N positivo. (KW)

Anexo 6.6

Verificação de desempenho

Nesta verificação utilizamos os critérios dados por 3.130 e 3.132, aplicados ao maior A_s para cada frequência, segundo a tabela 3.9.

Para o cálculo de C_{sv} e P_{ec} usamos as expressões 3.136 e 3.137.

Pelos resultados obtidos verificamos que o sistema atende aos critérios definidos no item 3.3.2. Na curva de desempenho podemos observar que, com exceção dos pontos extremos (0,4 e 2,0 Hertz), todos os outros encontram-se acima da curva $A_a = L/40$.

A tabela a seguir mostra os valores de C_{sv} e P_{ec} em alguns pontos de um ciclo do movimento do atuador.

ωt	$f=0,4 \text{ Hz}$ $K=24810 \text{ N/m}$ $A_s=0,41 \text{ m}$ $f=-0,4836 \text{ rad}$		$f=0,6 \text{ Hz}$ $K=139200 \text{ N/m}$ $A_s=0,273 \text{ m}$ $f=-0,2247 \text{ rad}$		$f=0,8 \text{ Hz}$ $K=55500 \text{ N/m}$ $A_s=0,135 \text{ m}$ $f=-0,0836 \text{ rad}$	
	$C_{sv} (10^2)$	$P_{ec} (10^4 \text{ Pa})$	$C_{sv} (10^2)$	$P_{ec} (10^4 \text{ Pa})$	$C_{sv} (10^2)$	$P_{ec} (10^4 \text{ Pa})$
0	∞	$\rightarrow 7,8687$	∞	$\rightarrow 7,2691$	∞	$\rightarrow 7,6942$
$\pi/8$	15,4240	7,7550	16,4820	7,3687	36,3600	7,6740
$\pi/4$	4,3437	7,7677	4,4436	7,6528	10,5410	7,6429
$3\pi/8$	2,4662	7,7282	2,3940	7,9022	6,1971	7,5291
$\pi/2$	2,1721	7,4663	2,0092	7,9027	5,4830	7,2734
$5\pi/8$	2,8185	6,9485	2,5393	7,5814	6,8703	6,8830
$3\pi/4$	5,4549	6,3270	4,9019	7,0602	12,6640	6,4491
$7\pi/8$	20,3810	5,8727	18,5260	6,5944	45,8320	6,1142
π	∞	$\rightarrow 5,8319$	∞	$\rightarrow 6,4909$	∞	$\rightarrow 6,0058$
$9\pi/8$	19,3020	6,2822	18,3320	6,6677	45,4790	6,1722
$5\pi/4$	4,0713	7,0836	4,7971	7,1976	12,4730	6,5564
$11\pi/8$	2,3710	7,9371	2,4591	7,7584	6,7243	7,0232
$3\pi/2$	1,7594	8,5363	1,9352	8,0943	5,3481	7,4251
$13\pi/8$	2,0195	8,7169	2,3138	8,0792	6,0511	7,6693
$7\pi/4$	3,7600	8,5249	4,3389	7,7883	10,3500	7,7502
$15\pi/8$	14,9450	8,1643	16,2880	7,4420	36,0080	7,7321

wt	f: 1,0 Hz K: 116710 N/m		As: 0,100 m f: -0,032 rd		f: 1,2 Hz K: 196380 N/m		As: 0,136 m f: -0,02 rd		f: 1,4 Hz K: 283500 N/m		As: 0,117 m f: -0,026 rd	
	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)
0	∞	→ 8,1664	∞	→ 3,8706	∞	→ 10,6020						
1/8	39,4050	8,1038	10,1800	3,7845	8,3042	10,4660						
1/4	11,7030	7,9466	3,0290	3,5132	2,5949	10,0440						
3/8	7,1140	7,6550	1,9475	3,2232	1,7960	9,2224						
1/2	6,5020	7,2078	2,0152	7,9297	1,9905	7,9512						
5/8	8,3402	6,6460	3,0023	6,6114	3,0966	6,3508						
3/4	15,5710	6,0821	6,3163	5,2414	6,6975	4,7378						
7/8	56,6590	5,6678	25,0230	4,2031	26,6050	3,5330						
π	∞	→ 5,5316	∞	→ 3,8294	∞	→ 3,0981						
9/8	56,2780	5,7215	24,9000	4,2494	26,5100	3,5700						
5/4	15,3650	6,1814	6,2897	5,3269	6,6458	4,5027						
11/8	8,1825	6,7757	2,9513	6,7230	3,0571	6,4382						
3 1/2	6,3564	7,3483	1,9682	8,0505	1,9539	8,0458						
13/8	6,9563	7,7847	1,8965	9,0349	1,7565	9,3098						
7/4	11,4970	8,0459	2,9623	9,5987	2,5432	10,1110						
15/8	39,0240	8,1576	10,0570	9,8308	8,2087	10,5030						

wt	f: 1,6 Hz K: 392960 N/m		As: 0,096 m f: -0,0144 rd		f: 1,8 Hz K: 513450 N/m		As: 0,1075 m f: -0,0004 rd		f: 2,0 Hz K: 699610 N/m		As: 0,0600 m f: 0,0 rd	
	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)	Csv (10 ¹²)	Pec (10 ⁶ Pa)
0	∞	→ 11,1170	∞	→ 11,206	∞	→ 11,9270						
1/8	8,1241	10,9170	10,3070	10,988	12,6720	11,9760						
1/4	2,7323	10,3290	3,6164	10,3190	4,6317	10,3240						
3/8	2,0404	9,2881	2,7810	9,1813	3,6589	9,0894						
1/2	2,3626	7,7985	3,2236	7,6284	4,2582	7,4664						
5/8	3,7226	6,0223	5,0041	5,8472	6,5506	5,6629						
3/4	8,0384	4,2943	10,6790	4,1585	13,7530	3,9925						
7/8	31,7940	3,0322	41,5890	2,9390	53,3610	2,8041						
π	∞	→ 2,5830	∞	→ 2,4336	∞	→ 2,3730						
9/8	31,6530	3,0792	41,5840	2,9403	53,3610	2,8041						
5/4	7,9620	4,3812	10,626	4,1610	13,7530	3,9925						
11/8	3,6641	6,1359	5,0020	5,8504	6,5506	5,6629						
3 1/2	2,3086	7,9214	3,2216	7,6319	4,2582	7,4664						
13/8	1,9820	9,0417	2,7789	9,1845	3,6589	9,0894						
7/4	2,6559	10,4160	3,6136	10,3220	4,6317	10,3240						
15/8	7,9829	10,9640	10,3020	10,9900	12,6720	11,0760						

Curva de desempenho do sistema.

