

RELATÓRIO REFERENTE AO ESTÁGIO CONCEDIDO PELA PETROBRÁS
(PETRÓLEO BRASILEIRO S/A)

NOME DO ESTAGIÁRIO: Edilberto Reis Cunha Filho

ESPECIALIZAÇÃO: Engenharia Mecânica

ESCOLA DE ORIGEM: Universidade Federal da Paraíba

ORGÃO CONCEDENTE DO ESTÁGIO: DEPRO/RPNE

DIVISÃO E SETOR DO ESTÁGIO: RPNE/DIMAN

DATA DO INICIO DO ESTÁGIO: 02.01.84

DATA DO FIM DO ESTÁGIO: 29.02.84



Biblioteca Setorial do CDSA. Agosto de 2022.

Sumé - PB

SUMÁRIO

	Pág.
I - HISTÓRICO.	3
O Petróleo	4
A Petrobrás.	5
II - INTRODUÇÃO	7
III - SEDE DA PETROBRÁS EM ARACAJU	9
Oficina de Compressores.	10
Oficina de Bombas Hidráulicas.	12
Oficina de Máquinas Operatrizes.	13
Oficina de Pintura	14
Oficina de Válvulas.	14
Oficina de Solda	18
Oficina de Motores	18
Oficina de Maquinaria Pesada	25
IV - TECARMO.	26
V - CARMÓPOLIS	29
VI - CONCLUSÃO.	35
VII - PROJETO ANEXO.	37

I - HISTÓRICO

O PETRÓLEO

O petróleo é formado por restos de vegetais e pequenos animais, principalmente moluscos, como caramujinhos, ostras e mariscos, que se depositaram, em grande quantidade, no fundo dos mares e lagos, há milhões de anos. Com os movimentos da crosta da terra durante seu resfriamento, esses mares e lagos foram sendo soterrados. E, sob a pressão das camadas e rochas, sob ação do calor e, também, do tempo, essa massa de restos orgânicos se transformou num óleo formado pela combinação de moléculas de carbono e de Hidrogênio - num composto de hidrocarbonetos, denominado Petróleo.

Em séculos mais recentes, o petróleo foi também encontrado à flor da terra em várias partes do mundo, como na França e nos Estados Unidos. Na França por exemplo, foi pela primeira vez, minerado em 1742, mediante poços que não ultrapassavam trinta metros de profundidade. Mas é o ano de 1859 que se considera marco da industrialização do petróleo. Naquele ano, o ex-maquinista de trem Edwin Drake descobriu petróleo em Titusville, Pensilvânia, Estados Unidos, a uma profundidade de apenas vinte e um metros, perfurando a terra por meio de percussão, usando algo como uma Bate-estaca. Instalou-se junto ao poço uma rudimentar refinaria, que produzia querosene. Começou, então, o que se poderia chamar de corrida do ouro negro, com perfurações em várias partes do mundo, mas principalmente nos Estados Unidos. E finalmente em 1973 explodia a crise mundial do petróleo. O ano caracterizou-se pela efetiva transferência do controle da política mundial de petróleo, das grandes companhias internacionais para os países exportadores. A nova guerra árabe-israelense, em outubro,

criou a situação dramática no cenário petrolífero mundial, pois os países árabes exportadores utilizaram o petróleo como arma política, por cortes progressivos na produção e suspensão de fornecimento aos países considerados inimigos de sua causa. De 1972 para 1980 o preço do barril de petróleo que custava um pouco mais de US\$ 1,5, passou a custar mais de US\$ 30. Em resumo, o petróleo deixou de ser um produto barato.

A PETROBRÁS

Foi criada pela Lei nº 2.004, de 3 de outubro de 1953 e instalada solenemente no dia 10 de maio de 1954, data em que começaram suas operações, após ter recebido do CNP acervo, (instalações e equipamentos) avaliado em cerca de 165 milhões de dólares e produção de 3.000 barris dia, situação bastante precária, considerando-se que a companhia estatal mexicana, PEMEX, nascera quatorze anos antes com um acervo de 500 milhões de dólares e produção de 100.000 barris dia.

A PETROBRÁS, portanto, ampliou rapidamente seu parque industrial, para reduzir ao mínimo ou estancar a onerosa importação de derivados e financiar a exploração. Promoveu a especialização de dezenas de técnicos no exterior e lançou-se à busca do petróleo em todas as nossas bacias sedimentares. Nas bacias terrestres, além do Recôncavo Baiano e de algumas áreas em Sergipe, Alagoas e Espírito Santo, nada mais expressivo foi encontrado em termos de petróleo. Além disso, os campos baianos denunciavam sinais de progressivo esgotamento. Sem diminuir o esforço de solucionar os intrincados problemas das bacias terrestres, a PETROBRÁS lançou-se à exploração da plataforma continental ainda na década de 60, até que verificou-se em 1968 a

primeira descoberta comercial no mar, com o campo de Guaricema no litoral de Sergipe. Daí por diante, novas descobertas se sucederam, até a identificação do petróleo na bacia de Campos, que dobraria as reservas brasileiras.

II - INTRODUÇÃO

Designados que fomos pela PETROBRAS e a UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA para a apresentação de um relatório em conclusão do estágio, passo a relatar sucintamente os assuntos ligados à minha área que mais me despertaram a atenção:

Inicialmente devo dividir a nossa estadia na PETROBRAS em três setores, para facilitar a confecção deste, como também dar melhores condições de entendimento.

- 1º Setor: Sede da PETROBRAS em Aracaju
- 2º Setor: Tecarmo - Atalaia
- 3º Setor: Região de Produção de Carmópolis.

III - SEDE DA PETROBRÁS EM ARACAJU

Iniciando nossas atividades dentro da empresa, tivemos uma entrevista com os engenheiros José Antônio e Aládio, quando fomos submetidos a uma avaliação dos conhecimentos adquiridos na UFPb. Em seguida o engenheiro Aládio, Chefe da SETOF (Setor de Oficinas) nos fez uma explanação do que era a PETROBRÁS, dando enfoque às atividades por ela absorvidas, destacando seus setores e passando logo a mostrar todas as oficinas por ele chefiadas, bem como nos apresentando a todos os seus chefiados. E por fim nos concedeu uma programação de estágio, que passamos a obedecê-la.

Na primeira etapa do nosso estágio (SEDE), estivemos ligados a todas as oficinas, que fazem a manutenção corretiva desta Região da PETROBRÁS. E, para melhor simplificação passo a descrever nossos feitos dentro da empresa em distintas oficinas.

1. Oficina de Compressores

Aqui tivemos oportunidade de acompanhar e participar de toda a montagem de um compressor Barionkar, que estava na DIMAN (Divisão de Manutenção), apenas para reparos. O Barionkar tem as seguintes especificações técnicas:

Modelo.	BV - 600L
Tipo.	1 estágio, simples efeito
Refrigeração.	Refrigerado a ar
Nº de cilindros lubrificados.	4
Diâmetro do cilindro.	8 3/4 pol (222mm)
Curso do pistão	3 7/8 pol (98,5mm)
Rotação máxima.	1400 rpm.

Máxima pressão de descarga 50Lbs/pol/2(3,5 kg/cm²)
 Capacidade do Reservatório de Óleo
 no Carter 18,2 litros
 Pressão do óleo 25 Lbs/pol/2 (1,75 kg/cm²)

Concluída esta primeira tarefa, desmontamos mais dois compressores de ar Barionkar, que estavam com sérios problemas, a saber:

- Compressor Barionkar, que se encontrava na área de Rubalo e que por ser uma região de praia, houve uma penetração de areia de dunas, danificando assim os pistões e as bielas.

Suas características técnicas:

Modelo BTN 20E
 Alta pressão 450 PSI
 Rotações 960 rpm
 Tipo 2 estágios

- Compressor de ar Barionkar, que estava na DIMAN para reparos, devido a um erro de operação na qual o operador girou o volante (polia) no sentido inverso e por consequência danificou as bielas e pistões. Suas especificações técnicas:

Modelo BTS 50
 Ano 1980
 Nº 09801352
 Rotações 960 rpm
 Baixa pressão 175 PSI
 Tipo 2 estágios

No primeiro compressor, ainda tivemos tempo de participar do início da montagem, e que não foi concluída com a nossa presença, devido a espera de material(peças de reposição).

2. Oficina de Bombas Hidráulicas

Na referente oficina, estivemos ligados, com vários tipos de bombas hidráulicas e as suas diferentes necessidades de manutenção, que vão desde um simples teste de funcionamento em bombas novas, como em mudar o seu processo de lubrificação, quando se torna insatisfatória.

Acompanhamos montagens e desmontagens de bombas de sodoras, que trabalham em regiões de tratamento de petróleo, injetando um produto químico fabricado pela Hoest, para facilitar a separação do petróleo da água. Esta injeção química é realizada em média de 12 litros por hora. Participamos de desmontagem e montagem de bombas verticais de diferentes números de estágios. Bombas centrífugas, bombas de incêndio que funcionam imersas no oceano, junto à plataforma, preparadas para funcionar automaticamente. Tais bombas, devido ao não frequente funcionamento e a sua imersão em água salgada, exigem frequentes manutenções.

Assistimos oportunamente testes de bombas centrífugas novas, que lá se encontravam, apenas para teste. Entre elas podemos citar a bomba KSB.

Tipo CPK 32-160

$Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ (vazão)

$H = 50 \text{ mca}$ (altura manométrica)

3500 rpm (rotações)

Acionada por motor elétrico de 12 CV.

3. Oficina de Máquinas Operatrizes

Encontramos uma oficina bem aparelhada e com um pesoal especializado, portanto, capacitada para atender a manutenção exigida pela empresa.

É nesta oficina que se fabricam as peças de reposição das máquinas, como também outros tipos de trabalho, que passo a exemplificar, alguns dos muitos que tive a sorte de acompanhar sua realização:

- Desbaste e enchimento da haste de um macaco telescópico, que opera na plataforma, realizada por um torneiro. Após o desbaste e o enchimento, temos a terceira etapa que é a retífica, que não nos foi possível acompanhar, pelo fato de que foi feito fora da PETROBRÁS.

- Retífica de bombas de lama, que trabalham juntamente aos poços de petróleo, tirando e colocando lama nos poços a fim de manter a pressão ideal para que as paredes do poço não desmoronem e que serve, também, para lubrificar a broca e deter o gás e o petróleo, no caso de descoberta. Chama-se lama de perfuração, uma mistura de Betonita, Argila, Óleo Diesel Água, etc.

- Confecções de peças que vão de simples parafusos, até complexas peças que exigem grande precisão dimensional. Citamos a construção de uma Fluiden que trabalha com vapor, confecção que se fez necessário, devido termos encontrado problemas no teste hidrostático, com a que se encontrava em operação.

Em paralelo, assistimos junto ao engenheiro Humberto, ao balanceamento de dois rotores de dois motores G.E., que pesavam respectivamente, 72 e 130 quilos. Mais adiante um G.E. de 30 quilos, com o técnico especializado da PETROBRÁS.

4. Oficina de Pintura

Chegando nesta oficina, o encarregado do pessoal nos deu as necessárias informações sobre preparação das peças e máquinas para a pintura, como a pintura em si.

Vimos todo o processo de jateamento de areia ali realizado, que passamos a descrever: primeiro peneira-se a areia, com a finalidade de retirar as pedras. Em seguida coloca-se no desariador, produto para o jateamento. O operador deverá estar totalmente protegido, para a sua própria segurança. A sua respiração se faz através do ar cedido pelo compressor.

Na oportunidade digo que o jateamento por nós assistido, foi do tipo SA 2,5 (o mais comum na PETROBRÁS). Mas existem outros como:

- SA 1 - Escovimento
- SA 2 - Jato comercial
- SA 2,5 - Quase branco
- SA 3 - Branco

5 - Oficina de Válvulas

Tomamos conhecimento junto aos técnicos, com demonstrações inclusive, de todos os tipos de válvulas ali existentes e algumas de suas manutenções. Descrevemos sobre o laboratório de válvulas de segurança e alívio, que mais está a exigir cuidados, dado as suas condições de trabalho, quando em operação.

- Sala de teste de válvulas de segurança e alívio
- O Sr. Manoel e o Sr. Prudente, nos proporcionaram a

oportunidade de assistir ao teste, de uma válvula de segurança, que opera na plataforma marítima e que tem as seguintes especificações:

Fabricante. Teledyne
 Tipo. 26 KA 12-120
 Nº de série 64577-A8
 Unidade P.G.A. - 05
 Equipamento 56 - nº 10
 (Vaso separador)

E com os seguintes dados técnicos:

PEÇAS INTERNAS	MATERIAL	OBSERVAÇÕES
		Tipo 26 KA 12 - 120
		Orifício. 3 Pol, KA pol
		Set 660 PSI G
		Série 64577 - A8
		Capacidade. 24290
		Sobre pressão 10%
		GPM 70 ⁰ F WK
		Contra pressão. . . . 660 PSI G
		Fluido. Gás

A válvula foi regulada para que fornecesse o Pop A 660 PSI, devido a sua pressão de trabalho.

Após concluído o teste, o Sr. Prudente (Inspetor de Instrumentação) nos concedeu explicações minuciosas sobre válvulas; da importância de suas molas e seus respectivos cálculos e minúcias outras. Dentre muitas, passo a dissertar algumas:

A finalidade principal de uma válvula de segurança e alívio, é a proteção de vidas e equipamentos, evitando aumen

tos de pressão além dos limites perigosos. É um dispositivo auto-operado, que usa a energia do próprio fluido que controla, para a sua operação.

Em princípio, deve atender a três funções básicas, de forma confiável e precisa:

- 1.^a - Abrir a uma pressão pré-determinada;
- 2.^a - Descarregar todo volume previsto em seu dimensionamento, na sobrepressão permitida;
- 3.^a - Fechar dentro do diferencial de alívio permitido, com a vedação inicial.

Algumas definições se fazem necessárias, para melhores esclarecimentos sobre as válvulas de segurança e alívio:

- Válvula de Segurança - É um dispositivo automático de alívio de pressão, atuada pela pressão estática na entrada e caracterizada pela abertura instantânea (Pop Action). Isso ocorre, quando o fluido é vapor ou gás.

- Válvula de Alívio - É um dispositivo automático de alívio de pressão, atuada pela pressão estática na entrada, e que se abre, à medida que a pressão aumenta, acima da pressão de ajuste, o que ocorre no trabalho com líquidos.

- Válvula de Alívio e Segurança - É a válvula que opera com vapor, gás e líquido, simultaneamente.

- Pressão de Ajuste - É a pressão de entrada, na qual a válvula foi calibrada para abrir, no processo.

- Pressão de Operação - É a pressão de "trabalho" do processo (vaso, linha, caldeira, etc.), em condições normais.

- Sobrepressão - É a porcentagem da pressão de ajuste, na qual a válvula terá atingido sua capacidade total de

descarga.

- Contra-pressão - É a pressão estática existente na saída de uma válvula de alívio, devido à pressão no sistema de descarga.

Principais partes das válvulas e suas funções:

1) Bocal e Disco: Comumente chamadas de "partes internas" ou "partes em contato com o fluido". São as peças que "contêm" a pressão antes da abertura da válvula.

2) Mola e haste: A força estática da mola comprimida é transmitida para o disco através da haste. Para cada válvula, a pressão de ajuste exige uma mola com características de finidas (faixa de pressão ou banda proporcional).

3) Guia e anéis de ajuste: Guia é a peça responsá-vel pelo alinhamento perfeito das partes móveis. Os anéis de ajuste do bocal e da guia, possibilitam o controle da ação da válvula (abertura precisa, curso total e diferencial de alívio apropriado).

Operação da Válvula:

Durante a operação normal, é recomendado que a presção de operação, seja mantida abaixo da pressão de ajuste da válvula, em no mínimo 10%.

A pressão do bocal, abaixo do disco, atua contra a força estática da mola aplicada ao disco. O diferencial resultante tende a abrir a válvula.

Quando a pressão de operação colide com a faixa de diferencial de alívio, a válvula "vaza" e este vazamento causará danos prematuros ao bocal e ao disco.

6 - Oficina de Solda

Apesar de não termos chance de aliarmos a teoria à prática nesta referida oficina, acompanhamos ao enchimento por solda de um redutor da "Microlab" que foi realizada com eletrodo de ferro fundido, em cuja composição existe percentagens de carbono (C), Silício (Si) e Manganês (Mn).

No mais, tivemos explicações sobretudo referente a soldagem do mestre de solda, o Sr. Magalhães, que em oportunidade com o engenheiro Aládio, nos mostraram toda a sua oficina ou seja, as estufas onde são guardados: os eletrodos, a mesa pantográfica e todos os moldes de peças existentes na PETROBRÁS que já necessitaram de cópia, a guilhotina, soldas elétricas e oxacetilênica e suas calandras, as quais, uma delas foi projetada e confeccionada pela PETROBRÁS.

7 - Oficina de Motores

Inicialmente estivemos no laboratório de bomba injetora (parte integrante da oficina), onde junto ao Sr. Wellington, testamos os equipamentos de injeção Diesel e recebemos toda e possível esclarecimentos sobre o assunto do Sr. Valdi:

- Partes do equipamento de injeção Diesel:

- 1) Bomba injetora
- 2) Bomba alimentadora
- 3) Regulador de rotação
- 4) Avanço de injeção
- 5) Porta injetores e bicos injetores
- 6) Filtro de combustível

- Bomba Injetora:

No motor de combustão interna Diesel, o combustível é injetado pela bomba injetora, através do bico injetor, em quantidades dosadas com exatidão. No curso de aspiração, o motor apenas aspira ar e esse ar é tão aquecido durante o curso de compressão, que o combustível injetado, por volta do fim do curso, sofre uma auto-combustão; porém, é preciso que o combustível seja injetado na câmara de combustão, obedecendo as seguintes condições:

- 1 - Em uma quantidade perfeitamente dosada, de acordo com a carga do motor.
- 2 - No momento exato.
- 3 - Durante um intervalo de tempo bem determinado.

- Bomba Alimentadora:

Aspira o combustível do tanque, pressionando-o pelo filtro à câmara de aspiração da bomba injetora, e o pistão da bomba acionado pelo eixo de comando, pressiona o combustível através da válvula de pressão e pelo tubo de pressão ao bico injetor. Depois de concluído o curso de pressão, a válvula de pressão fecha sob a ação da mola o tubo de pressão e o pistão é novamente levado à sua posição inicial pela sua mola.

Cada pistão e seu cilindro, formam o elemento da bomba, que por sua vez são tão ajustados um ao outro com tanta precisão, que mesmo a pressão elevada e baixas rotações, velam perfeitamente, por isto são podem ser substituídos elementos completos.

- Regulador de Rotação

Conforme sua aplicação, exige-se dos motores que in

dependentemente da carga, mantenham constante uma determinada rotação, ou quando trabalhem dentro de um determinado âmbito de rotação, que não ultrapassem tanto acima, como abaixo, de um valor inadmissível.

Para manter a requerida rotação com carga variável, é preciso que as quantidades de combustível, que vão ter ao motor, sejam dosados de acordo com o necessário torque.

Os movimentos dos contrapisos (do regulador centrífugo), são transmitidos para a cremalheira da bomba injetora. A cremalheira então é deslocada em direção ao Stop ou débito máximo, de modo que as rotações do motor são regulados automaticamente nos âmbitos desejados.

Tipos de Reguladores:

1 - Regulador RA - Regula marcha lenta e rotação máxima, para motores veiculares.

2 - Reguladores variáveis tipos RAV e RAR - Para motores regulados automaticamente em todo o âmbito de rotação. (motores de tratores, geradores marítimos e alguns motores veiculares).

- Avanço de Injeção

Já que a melhor combustão, e portanto, a maior potência de um motor se realiza com o pistão em uma determinada posição, convém avançar o início do débito da bomba injetora, à medida que aumenta a rotação. Para isso, há o avanço automático de injeção. O eixo da bomba pode então durante o funcionamento. Ser girado até 8° em relação ao eixo do motor.

O avanço de injeção é recomendável, principalmente em motores com grande âmbito de rotação. E existem dois tipos de avanço: o hidráulico e o centrífugo.

- Bicos Injetores e Porta-Injetores

Um bico injetor consta de corpo e agulha, que são comandados pela alta pressão do combustível. A pressão produzida pela bomba, atua sobre o cone de pressão da agulha, levantando-a de sua sede. Quando a força inferior por mais expressiva, que a contrapressão superior resultante da mola de pressão do porta injetor, então o combustível é injetado através do orifício ou dos orifícios do bico, na câmara de combustão.

O porta-injetor regula através de sua mola de pressão, a pressão de abertura do bico.

Passamos agora aos testes do equipamento de injeção. Mas, antes queremos dizer que testamos duas bombas injetoras, sendo que a primeira apenas testamos e tinha a seguinte referência: bomba injetora Bosch, PES 3A80D 320/3 RS 1264.

A segunda (referência: bomba injetora Bosch PES 6A 80D 320/3 RS 1216), foi por nós desmontada, lavada, montada e testada nos seguintes passos:

1º passo: Testa o curso, ou seja, o levantamento dos tuchos. Início de débito a 2,5 mm do ponto morto inferior (PMI).

2º passo: Testa a injeção. No caso desta bomba, com quantidade de injeção $\text{cm}^3/100$ injeções a 1000 rpm e com o avanço de cremalheira intermediário. Depois dentro dos valores determinados pelo fabricante, testa com o avanço da crema

lheira mínimo e máximo ainda com 1000 rpm e depois a 200 rpm com o avanço de cremalheira mínimo.

Neste caso o avanço de cremalheira é na ordem de:

Mínimo	Intermediário	Máximo
6 mm	9 mm	12 mm

3º Passo: Regulagem do Regulador

a) Regula a rotação de acordo com o avanço da cremalheira, no caso desta bomba:

900 rpm	16mm
930 rpm	11,8 mm
960 rpm	7mm

Sem mola auxiliar (não tem débito de partida)

b) Regulagem do débito máximo com 1000 injeções. Esta regulagem é realizada na bomba junto com o regulador. Tendo para esta, um avanço de cremalheira de 10mm a 800 rpm e temos que obter 54,5 a 58,5 cm³ de óleo.

c) Regulagem do avanço da cremalheira em marcha lenta a 350 rpm, com avanço de 6mm, os seguintes dados têm que ser obtidos, respectivamente:

RPM	MM
100	18-21
250	5,7-6,3
350	5,5-6,0
400	1,8-3,3
500	0 - 1

d) Regulagem de aproximação do curso da cremalheira. Com os seguintes dados (lembrando que eles variam de acordo com a bomba).

RPM	MM
880	0
700	0,3-0,5
500	0,0-0,2
300	0,9-1,8

4º Passo: Esta é a fase de verificação dos testes. Com 1000 injeções, temos que obter no mínimo 8cm^3 de óleo injetado.

TESTE DOS BICOS INJETORES

Testamos os bicos injetores de um motor Scania DS14 com o bico injetor KBL 1125 164/13 de 6 elementos, obedecendo ao seguinte roteiro:

1º Passo: Teste preliminar - Exame visual.

a) A agulha do bico deve apresentar assento liso e sem desgaste.

b) O pino de pulverização, não deve apresentar danos ou desgaste.

c) O corpo do bico, deve estar com o assento da agulha sem marcas ou carvão.

d) Furos de pulverização não devem estar ovalados (DN) nem entupidos.

2º Passo: Teste de deslizamento

Banhada em óleo de teste, a agulha, retirada 1/3 de

seu comprimento fora do corpo, quando solta na vertical, deve deslizar livre até o seu assento.

3º Passo: Pressão de abertura.

O valor da pressão de abertura está gravado no corpo do porta-injetor e no manual de instruções do motor. Com o registro do manômetro aberto, movimentamos lentamente a alavanca até que o bico emita o jato, com um leve som característico, e ler a pressão de abertura, verificando se está de acordo com a do fabricante.

4º Passo: Estanqueidade

Com 20 Bar. abaixo da pressão de abertura, durante 10 segundos, o bico injetor não deve gotejar.

No decorrer do nosso teste, encontramos problemas com o teste da pressão de abertura, pois os bicos injetores em sua maioria, estavam com a pressão abaixo da determinada pelo fabricante (205 kg/cm^2).

Para regular, bastamos pressionar a mola e apertamos o parafuso na parte superior do porta-injetor.

Em relação aos motores, estivemos ligados à manutenção de três motores M.W.M.:

1º - Motor MWM D2293, utilizado para acionamento de um gerador e que necessitava de reparos de cabeçote e válvulas. Foi preciso um esmerilhamento.

2º - Motor MWM D2293 com problemas de bomba alimentadora e batimento de válvulas.

3º - Manutenção do Motor MWM, 12 cilindros, da sonda de produção terrestre de número 39 (SPT 39).

8 - Oficina de Maquinaria Pesada

Intercalamos nosso estágio na oficina referida, com a elaboração de um projeto de uma lança, para levantamento de carga por determinação do engenheiro Aládio.

Ajudamos a desmontar um redutor da unidade de bom beio do fabricante "OILWELL" e com a seguinte especificação: D8 T105-23, que estava na DIMAN apenas para reparos gerais preventivos.

Assistimos também a desmontagem da SPT 39, que há muito precisava de uma manutenção e que opera em Carmópolis. Em uma ocasião, vimos todo o seu projeto explicado quando ne cessário pelo engenheiro Aládio, como também o projeto da SPT 67 de autoria dos engenheiros mecânicos da PETROBRÁS, (o Sr. Aládio e o Sr. Roberto Carlos).

Participamos também de uma série de manutenções co mo a de uma bomba de lama; da "Chave Mãe" que trabalha enros cando e desenroscando tubos; unidades de arame que opera des parafinando poços, pescando materiais dentro do poço, etc., e teste da unidade de corte.

IV - TECARMO

O engenheiro Aládio dividiu nossa estadia na PETROBRÁS em três partes distintas de dias úteis, ou seja, 1/3 do nosso tempo em cada Setor, que, no meu caso, seria a sede, TECARMO e CARMÓPOLIS, respectivamente.

Faltando apenas dois dias para concluirmos, eu e o estagiário Airton, nosso tempo na sede, o engenheiro Aládio nos incumbiu de fazermos um projeto de uma lança para elevação de carga. O qual está anexo ao relatório, e o engenheiro Urban nos encarregou de corrigirmos uma já construída e que tinha flambado. Isso tudo contribuiu para que extrapolássemos os dias úteis que deveríamos dedicar à sede, e em consequência, nos deparamos com o impasse de decidirmos entre Tecarmo e Carmópolis, para isto passamos um dia em cada um destes Setores. Contudo, optamos por Carmópolis por acharmos que teria mais serviços para um estagiário executar, como experiência da engenharia de campo.

No nosso primeiro turno no Tecarmo, chegamos acompanhados pelo nosso Coordenador de estágio da Universidade Federal da Paraíba, o Professor e Engenheiro Mecânico José Quirino da Silva, onde na ocasião, fizemos as apresentações dele com o Engenheiro Paulo Cêzar Argentino. Em seguida o Engenheiro Argentino nos fez explicações e amostragem de toda a área por ele chefiada: funcionamento das máquinas, recepção do gás da EPA (Estação de Produção da Atalaia), compressores na ECA (Estação de Compressores da Atalaia) e até a entrada na UPGN (Unidade de Processamento de Gás Natural).

Na EPA é realizado o recebimento dos hidrocarbonetos provenientes dos poços que chegam através de tubulações,

as quais saem das plataformas mestras, que recebem o petróleo das demais.

O fluido ao chegar na EPA,   levado para os separadores, a fim de que haja a separa o do gás dos demais componentes. Em seguida o gás   enviado para a ECA e para a UPGN onde será comprimido e processado. Entretanto, o petróleo fica na EPA, onde passará pelos tratadores para que haja a elimina o da salinidade e também da água ainda existente. Após o tratamento, o petróleo   bombeado para os reservatórios, onde fica   espera de ser transportado para as refinarias.

V - CARMÓPOLIS

Em Carmópolis os engenheiros Roberto Carlos e Socrates, encarregaram-se de fazer uma mostragem de todo o campo de produção: Unidades de Bombeio (UB); Sondas de Produção Terrestre (SPT); Geradores de Vapor; Estações Coletoras e Estações de Tratamento, etc., dissertando sobre as necessidades de manutenção em seus vários aspectos.

Ficamos locados na Substação, a qual distribui energia elétrica para atender a todas as necessidades exigidas pelo campo de Carmópolis, como também para todos os campos adjacentes da Região de Produção do Nordeste (RPNE), que abrange as áreas de Carmópolis, Siririzinho, Riachuelo, São Miguel (Al.), etc., chegando a atingir o sul do Estado de Pernambuco.

Para a conclusão de um poço comercial, exige inicialmente uma prospecção e perfuração, para depois então vir a parte da RPNE, que é a de dar manutenção do poço, o qual é realizada pelas Sondas de Produção Terrestre e por fim, vêm às unidades de bombeio, que trabalham bombeando Petróleo as 24 horas por dia, com excessão de alguns poços que já não estão fornecendo uma boa produção. O recebimento e o tratamento do petróleo bombeado é também obrigação da RPNE. Assim como os técnicos para melhorar o bombeamento (geradores de vapor), dando assim uma melhor produção.

- Sonda de Produção Terrestre (SPT)

Foi fácil entendermos a operação da SPT, tendo em vista que, como já foi dito, assistimos a manutenção geral realizada na SPT 39 na sede da PETROBRÁS em Aracaju.

A finalidade da sonda, consiste, em fazer a manutenção do poço, ou seja, desobstruir o poço e deixá-lo pressor

risado. Esta desobstrução é realizada, utilizando a mesa rotativa, que recebe a potência do motor (MWM em sua maioria) para realizar seu trabalho. Entre o motor e a mesa rotativa encontra-se a caixa de reversão com uma relação de engrenagens.

Acompanhamos a manutenção preventiva realizada por uma equipe que é responsável pelas sondas: SPT 20, SPT 34 e SPT 35 e não encontramos problema algum, salvo uma simples manutenção como a de reabastecimento de combustível, nível de óleo lubrificante, nível da água para arrefecimento, etc.

- Unidade de Bombeio (UB)

Para familiarizarmo-nos rapidamente com as UB, fizemos levantamento onde constam: o tipo de unidade (Microlab, Bardella, National, Oilwell, CBV, etc.); capacidade; existência ou não de protetores das correias de transmissão; funcionamento, que é feito através de um motor elétrico (na maioria das unidades, já que existem unidades operando em lugares desprovidos de eletricidade e por isto usam o próprio gás do poço como energia). A potência é transferida por intermédio de correias, para um redutor. Este por sua vez transmite para o braço equalizador, que é articulado à viga principal da unidade em uma extremidade. Na outra extremidade, situa-se uma haste, também articulada, que faz um movimento alternativo, executando assim, a operação de bombeio, devido a existência de uma bomba no fundo do poço deixada pela SPT.

A manutenção preventiva de uma UB, embora sejam muito parecidas, depende do fabricante e de sua capacidade de carga e são realizadas da seguinte maneira: Para a API-ML-160.200.74D.

1 - Óleo para Redutor

De acordo com a AGMA 252.01, MSO. Se o AGMA LUBRIFICANT número 2EP a 8EP, que é o indicado para a lubrificação do par engrenagem-pinhão, tipo espinha de peixe e dos rolamentos da caixa. Podemos ainda usar, o óleo SAE 90EP do tipo empregado em caixa de marcha de automóveis, e enche até o meio do visor de óleo.

A lubrificação da caixa de redução, engrenagens e rolamentos, se dá automaticamente.

Após as primeiras duas semanas de uso, deve-se trocar o óleo, fazendo a segunda, após um mês. Daí por diante troca-se o óleo normalmente a cada seis meses ou a cada duas mil e quinhentas horas (a que ocorrer primeiro).

2 - Mancais de Sela e Equalizador

Sua lubrificação deve ser feita com graxa tipo EP-2 colocada nos três graxeiros existentes. Nos mancais, devido ao sistema ser aberto, requer recomplementação mensal, em caso da unidade operar as 24 horas.

3 - Mancais do Wrist-Pin

Lubrifica mensalmente nos próprios Wrist-Pin, com as manivelas colocadas na posição inferior, a fim de facilitar o serviço, com a graxa do tipo EP-2.

Geradores de Vapor

Os geradores de vapor usam o gás natural (petróleo

cru) como combustível, e por meio de linhas distribuem o vapor produzido para os poços. A finalidade desta injeção de vapor é diminuir a viscosidade do Petróleo, fazendo com isto, que a capacidade de sucção da bomba de fundo aumente, elevando assim a produção do poço.

Para poços distantes e sem as linhas de transporte do vapor, existem caminhões com caldeiras (KOBÉ) que se encargam de ir ao poço e fazer esta injeção.

A manutenção preventiva que é realizada em Carmópolis, é feita normalmente como é exigida pelas caldeiras.

- Estações Coletoras e Estações de Tratamento

O petróleo, depois de bombeado é canalizado para a estação coletora, onde inicia o seu tratamento. A água contida no petróleo tanto vem diluída como separado. Através de tanques de separação a água é retirada pela diferença de densidade e em seguida conduzida aos fornos, para que a água diluída se separe do óleo. Feito este tratamento, o petróleo é bombeado para o TECARMO, onde é embarcado para refinarias.

A manutenção prestada a estas estações, é realizada normalmente em todo o seu maquinário, como: bombas hidráulicas verticais, bombas desodoras, compressores, etc.. E caso aconteça algo de sério a eles, são automaticamente levados à sede em Aracaju, onde se faz a manutenção corretiva já dita.

Dentre estas manutenções, vale ressaltar a limpeza das tubulações.

Como o nosso petróleo possui substâncias sólidas e é parafínico, se faz necessário uma limpeza periodicamente nas tubulações. Esta limpeza é feita, passando o "porco" de uma extremidade a outra da tubulação.

O "porco" é um equipamento provido de escovas de aço, para a raspagem da tubulação, e o seu recebimento é processado da seguinte maneira:

Desvia a chegada do petróleo para outra linha, e a unidade de recebimento do "porco", indica a sua chegada através do SPI (Indicador de Passagem de Sujeira). O SPI é colocado transversalmente à tubulação e quando o "porco" passa, ele é girado de 90° em direção ao fluxo, indicando assim a sua chegada.

Após a chegada, a linha é bloqueada, o receptor é despressurizado e sô então o "porco" e retirado.

VI - CONCLUSÃO

Queremos registrar a eficiência do nosso estágio, para o que muito concorreu o espírito da empresa, facilitando desde a condução, indumentárias de proteção contra acidentes, até ao acesso às suas ótimas instalações concernentes a nossas atividades estagiárias, destacamos também o excelente ambiente de trabalho com todos os seus funcionários, desde os chefes, funcionários altamente qualificados e despidos de vaidade que se prestaram a nos transmitir conhecimentos que somente a prática nos ensina, até aos subalternos, hierarquicamente menos qualificados, que tivemos a satisfação de manter contatos durante o estágio.

VII - PROJETO ANEXO

SEQÜÊNCIA DE CÁLCULO

- 1 - Cálculo da deflexão máxima da viga ----- P_{gs} 1-4
- 2 - Cálculo do peso próprio da lança ----- P_{gs} 4-6
- 3 - 3 Estudo da flambagem da lança ----- P_{gs} 6-8
- 4 - Estudo das forças atuantes no sistema lança ----- P_{gs} 9-15
- 5 - Cálculo do momento fletor ----- P_{gs} 16-17
- 6 - Estudo da flambagem da coluna ----- P_{gs} 17-22
- 7 - Estudo da flambagem da coluna com os 4 tubos concretados-- P_{gs} 22-24
- 8 - Cálculo do diâmetro da camisa do eixo para não fletir----- P_{gs} 24-25
- 9 - Cálculo dos rolamentos cónicos----- P_{gs} 26-28
- 10 - Considerações finais----- P_{gs} 28-30

Projeto de uma lança para levantamento de carga com a finalidade de conceder maior autonomia a oficina de motores eletricos da diman RPNE, Utilizando o material disponível na área.

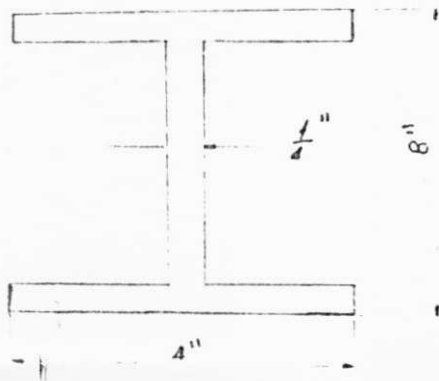
CALCULO DA DEFLEXÃO MÁXIMA DA VIGA

PERFIL DISPONIVEL: Perfil em I de 8" x 4" x $\frac{1}{4}$ "

Pelo Protec pg 4.94 e 4.102, temos que este perfil pesa 27,38 kg/m.

Como temos 3,5m, vamos obter um peso total de:

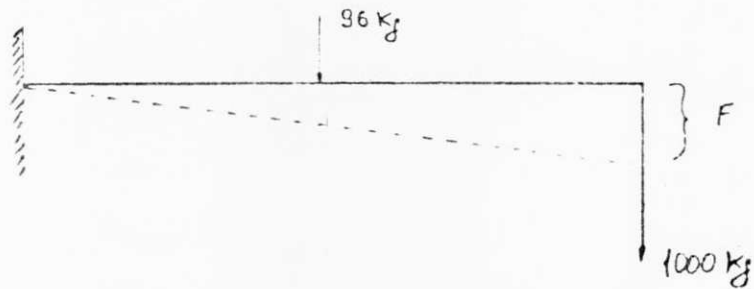
$$P_T = 27,38 \frac{KG}{M} \times 3,5 m \quad P_T = 96 KG$$



Pelo protec pg. 3.22 e 3.23, temos:

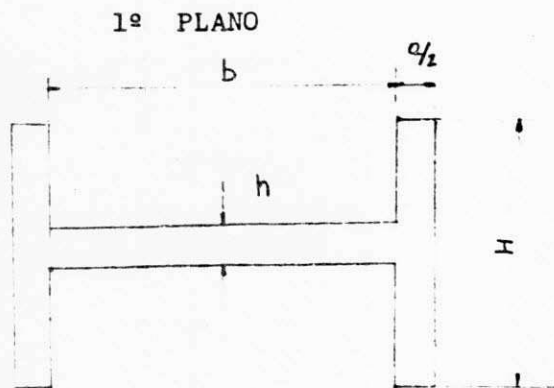
- P = Peso
- E = Modulo de elasticidade do material
- l = Comprimento
- J = Momento de inercia

$F = \frac{P}{E J} \frac{l^3}{3}$



CALCULO DO MOMENTO DE INERCIA

Faremos o calculo do momento de inercia para os dois planos, para percebermos qual o de maior tendência à deflexão.



Pelo Protec Pg 3.22

$$J = \frac{aH^3}{12} + \frac{bh^3}{12}$$

$$a = 2 \times \frac{1''}{4}$$

$$a = 2 \times 6,35 \text{ mm}$$

$$a = 12,7 \text{ mm}$$

$$b = 203,2 \text{ mm} - 12,7 \text{ mm}$$

$$b = 190,5 \text{ mm}$$

$$h = \frac{1''}{4}$$

$$h = 6,35 \text{ mm}$$

$$H = 4''$$

$$H = 101,6 \text{ mm}$$

$$J = \frac{aH^3}{12} + \frac{bh^3}{12}$$

$$J = \frac{12,7 (101,6)^3 + 190,5 \times (6,35)^3}{12}$$

$$J = 1114015,232 \text{ mm}^4 \quad \text{ou}$$

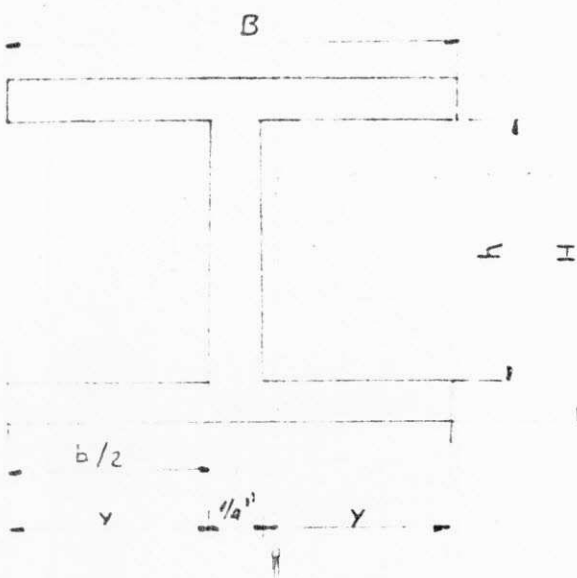
$$J = 111,40 \text{ cm}^4$$

$$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{3}$$

$$E = 2.000.000 \text{ Kg/cm}^2 - \text{Protec Pg 3.15}$$

$$f = \frac{1096 \text{ Kg}}{111,40 \text{ cm}^4} \frac{(350)^3}{3} \text{ cm}^3 \quad f = 70,304 \text{ cm}$$

2° PLANO



$$J = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

$$B = 4''$$

$$B = 101,6 \text{ mm}$$

$$H = 8''$$

$$H = 203,2 \text{ mm}$$

$$h = 8'' - 2 \times \frac{1''}{4}$$

$$h = 190,5 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{2} = y$$

$$y + y + \frac{1''}{4} = 4''$$

$$2y + \frac{1''}{4} = 4''$$

$$2y = 95,25 \text{ mm}$$

$$y = 47,625 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{2} = y \quad b = y \times 2$$

$$b = 95,25 \text{ mm}$$

$$J = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

$$J = \frac{101,6 \times (203,2)^3 - 95,25 (190,5)^3}{12}$$

$$J = 16162569,73 \text{ mm}^4$$

ou

$$J = 1616,26 \text{ cm}^4$$

$$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{3}$$

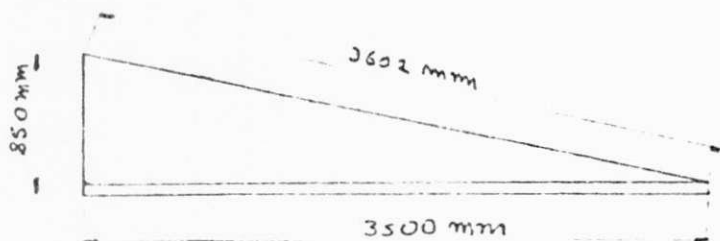
$$f = \frac{1096 \text{ Kg}}{2,000.000 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 1616,26 \text{ cm}^4} \cdot \frac{(350)^3 \text{ cm}^3}{3}$$

$$f = 3,4 \times 10^{-7} \cdot 14291666,66$$

$$f = 4,85 \text{ cm}$$

Consideraremos para efeito de cálculo a deflexão máxima calculada em relação ao momento de inércia equivalente ao 1º plano, já que apresentou maior tendência à deflexão.

Como fator de segurança, aumentaremos de 15cm à deflexão máxima.



$$a^2 = b^2 + c^2$$

$$a = \sqrt{b^2 + c^2}$$

$$a = 3,602 \text{ m}$$

a = Tubo A

b = Tubo B

c = Viga C

CALCULO DO PESO PROPRIO DA LANÇA

1 - Peso proprio do tubo a

Pelo protec Pg 2.45 temos que a area = $\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

S = AREA

D = DIAMETRO EXTERNO

d = DIAMETRO INTERNO

$$d = 25,4 \times 3''$$

$$d = 76,2 \text{ mm}$$

$$D = \frac{1''}{4} \times 2 + 3''$$

$$D = 88,9 \text{ mm}$$

$$S = \frac{\pi}{4} \left((88,9)^2 - (76,2)^2 \right)$$

$$S = 1646,80 \text{ mm}^2$$

ou

$$S = 16,468 \text{ cm}^2$$

VOLUME = AREA X COMPRIMENTO

$$VOL_p = 16,468 \text{ cm}^2 \times 360,2 \text{ cm}$$

$$VOL = 5.932 \text{ cm}^3$$

$P = \gamma \cdot V$

P = PESO

 γ = PESO ESPECIFICO = 7,8 g/cm³ Para o Aço

V = VOLUME

$$P = 7,8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \cdot 5932 \text{ cm}^3$$

$$P = 46269,6 \text{ g} \text{ ou } P = 46,27 \text{ kg}$$

2 - Peso próprio do tubo b

Para tubo de aço de 5"

e de schedule 40

- Protec Pg 4,64

Temos: 9,54 $\frac{\text{Lb}}{\text{fL}}$ de peso

$$9,54 \times 1,48816 = 14,20 \text{ kg/m}$$

$$P = 14,20 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0,85 \text{ m}$$

$$P = 12,10 \text{ Kg}$$

3 - Peso da viga

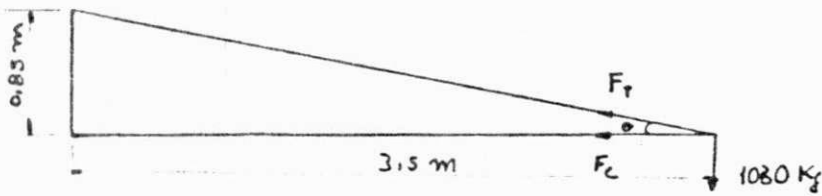
$$P = 96 \text{ Kg}$$

ESTUDO DA FLAMBAGEM NA LANÇA

1 - Calculo das Forças

F_T = Força de Tração

F_c = Força de Compressão



$$Tg = \frac{\text{CATETO OPOSTO}}{\text{CATETO ADJACENTE}}$$

$$Tg = \frac{85}{350} \quad Tg = 0,243$$

$$\text{arc } Tg \ 0,243 = 13,66 = \theta = 13,66$$

$$F_T \text{ sem } \theta = P$$

$$F_T = \frac{P}{\text{sem } \theta}$$

$$F_T = \frac{1030}{\text{sem } 13,66}$$

$$F_T = 4,364,4 \text{ Kg}$$

$$- F_c \cos \theta - F_T = 0$$

$$F_c \cos \theta = L_T$$

$$F_c = - \frac{4364,4}{0,97}$$

$$F_c = - 4500 \text{ Kg}$$

2 - Calculo da esbeltez da viga

Pelo livro estrutura de aço de Walter Pfeil, Temos:

$$l = K \frac{L_{ft}}{I_y}$$

= COEFICIENTE DE ESBELTEZ

I_y = RAI0 DE GIRAÇÃO

K = CONSTANTE

$$I_y = \sqrt{\frac{I}{\text{AREA}}}$$

I = MOMENTO DE INERCIA

TEMOS TABELADO:

7

$$K = 2,1$$

LOGO:

$$I_y = 2,11$$

$$\lambda = K \cdot \frac{L_{f1}}{I_y} \quad \lambda = 2,1 \times \frac{350 \text{ cm}}{2,11 \text{ cm}} \quad \lambda = 350$$

Pela tabela 2.2 Pg 358 do livro estrutura de aço, temos a tensão admissível à flambagem com compressão.

Para $\lambda > 105 \Rightarrow$

$$T_{f1 \text{ odm}} = \frac{1034300}{2}$$

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{10363000}{(350)^2}$$

$$T_{f1 \text{ odm}} = 84,59 \text{ Kg} + / \text{cm}^2$$

3 - CALCULO DA TENSÃO REAL

$$T_{f1 \text{ real}} = \frac{F_c}{\text{area}}$$

$$T_{f1 \text{ real}} = \frac{4.500 \text{ Kg}}{34,45 \text{ cm}^2}$$

$$\bar{\sigma}_{real} = 130,62 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

4 - VERIFICAÇÃO DAS TENSÕES (REAL E ADMISSIVEL)

$$T_{f1 \text{ real}} = 130,62 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Rightarrow T_{odm} < T_{real}$$

$$T_{f1 \text{ odm}} = 84,59 \text{ Kg} + / \text{cm}^2$$

\Rightarrow Que vai Flambar

Porem quando colocarmos as treliças esta flambagem não irá ocorrer, isto porque reduziremos no mínimo o comprimento da flambagem à metade, e consequentemente o coeficiente de esbeltez cairá também para a metade do seu valor encontrado.

DEMONSTRAÇÃO:

$$= \frac{350}{2} = 175$$

$$T_{fl\ adm} = \frac{10.363.000}{2}$$

$$T_{fl\ odm} = \frac{10363000}{175^2}$$

$$T_{fl\ odm} = 338,38 \text{ kg} + /\text{cm}^2$$

TEMOS: $T_{fl\ reol} = 130,62 \text{ Kg/cm}^2$

$T_{fl\ adm} = 338,38 \text{ Kg/cm}^2$

$$T_{fl\ odm} > T_{fl\ reol} \Rightarrow \text{Não vai Flambar}$$

Para iniciarmos o estudo da flambagem da coluna, precisaremos calcular o momento fletor que esta sujeita a coluna.

Antes porém, faremos um estudo das forças atuantes no sistema (lança)

ESTUDO DAS FORÇAS ATUANTE NO SISTEMA (LANÇA)

OBS: Este estudo foi realizado, baseando-se no livro elementos organicos de máquinas de virgil M. Faires

1 - DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO θ

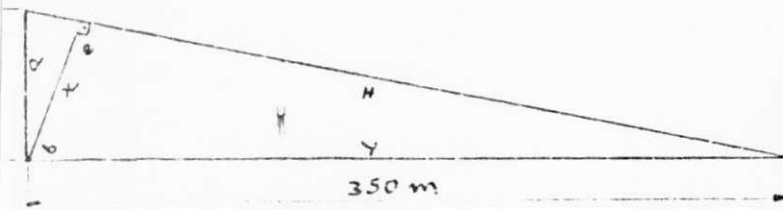
Como já foi calculado anteriormente

TEMOS: $\theta = 13,60$

2 - DETERMINAÇÃO DO COMPRIMENTO "be"

Chamando be de X

TEMOS:



$$\frac{x}{a} = \frac{y}{H}$$

$$X = \frac{y \times a}{H}$$

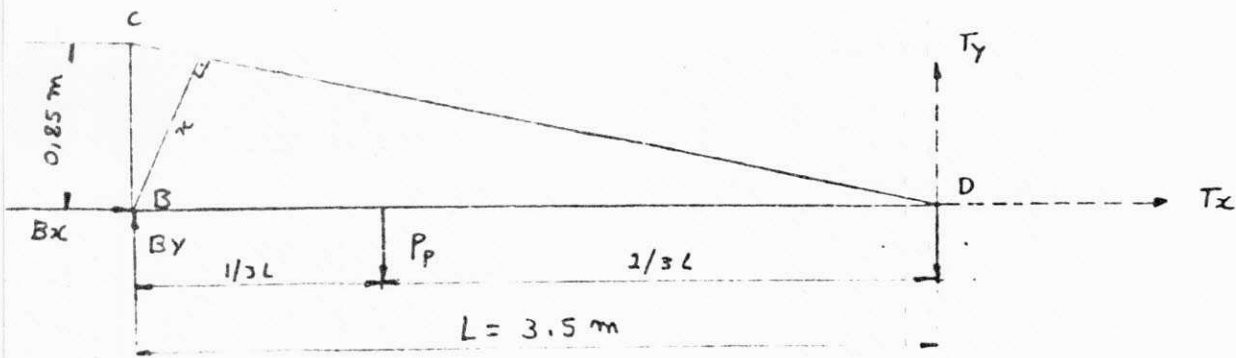
$$X = \frac{350 \cdot 85}{360,17}$$

$$X = 82,60 \text{ cm}$$

$$H = 85^2 + 350^2$$

$$H = 360,17 \text{ cm}$$

EQUAÇÕES DO MOMENTO



$$\frac{1}{3} L = \frac{1}{3} \times 350 = 116,67 \text{ cm}$$

$$\frac{2}{3} L = \frac{2}{3} \times 350 = 233,33 \text{ cm}$$

$$\overset{+}{\curvearrowleft} M_B = 0$$

$$P_x \cdot 116,67 + W \cdot 350 - T \cdot 82,60$$

$$300 \times 116,67 + 1030 \cdot 350 = 82,60 T$$

$$T = \frac{300 \times 116,67 + 1030 \times 350}{82,60}$$

$$T = 4.788,15 \text{ Kg}$$

$$\overset{+}{\curvearrowleft} M_C = 0$$

$$- B_x \cdot 85 + P_x \cdot 116,67 + W \cdot 350 = 0$$

$$85 B_x = (350 \times 1030 + 116,67 \times 300)$$

$$B_x = \frac{360500 + 35001}{85}$$

$$B_x = 4652,95 \text{ Kg}$$

$$\overset{+}{\curvearrowleft} M_D = 0$$

$$B_y \cdot 350 - P_x \cdot 233,33 = 0$$

$$B_y = \frac{233,33 \times 300}{350}$$

$$B_y = 200 \text{ Kg}$$

VERIFICAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE MOMENTO

$$F_v = 0 \quad (\text{Forças Verticais})$$

$$T \operatorname{sen} 0 + B_y - P - W = 0$$

$$4.788,15 \times \operatorname{sen} 13,66 + 200 - 300 - 1030 = 0$$

$$1.130 + 200 - 300 - 1030 = 0$$

$$1330 - 1330 = 0$$

$$F_h = 0 \quad (\text{Forças Horizontais})$$

$$T \cos 0 - B_x = 0$$

$$4.788,15 \times \cos 13,66 - 4657,95 = 0$$

$$4652,92 - 4652,92 = 0$$

CALCULO DA TENSÃO REAL

$$T_1 = \frac{F}{A \left[1 - \frac{T_e (l/k)^2}{4 e^{-E}} \right]}$$

F = Bx = Tx = Força

A = Area

T_e = Tensão de escoamento do aço 1020

L = Comprimento da viga em I

K = Raio mínimo de giração

C = Constante

E = Modulo de elasticidade do aço 1020

CALCULO DA ÁREA E DO RAI O DE GIRAÇÃO

$$H = 203,20 \text{ mm}$$

$$h = 190,5 \text{ mm}$$

$$B = 101,6 \text{ mm}$$

$$b = 95,25 \text{ mm}$$

CALCULO DA AREA

$$S = HB - hb$$

$$S = 203,2 \times 101,6 - 190,5 \cdot 95,25$$

$$S = 2528,57 \text{ mm}^2$$

$$S = 25,3 \text{ cm}^2$$

CALCULO DO RAI O DE GIRAÇÃO

$$K = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{BH^3 - bh^3}{BH - bh} \right]}$$

$$K = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{101,6 (203,2)^3 - 95,25 (190,5)^3}{101,6 \times 203,2 - 95,25 (190,5)} \right]}$$

$$K = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{197056922,1}{2528,57} \right]}$$

$$K = \sqrt{6494,35}$$

$$K = 80,59 \text{ mm}$$

$$T_1 = \frac{F}{\left[1 - \frac{T_e (l/K)^2}{4 c \pi^2 E} \right]}$$

$$E = 2.000.000 \text{ kg/cm}^2 = 2.000.000 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}^2$$

$$F = 4.653 \text{ kg}$$

$$\text{TEMOS: } T_e = 31,8 \text{ kg/mm}^2$$

$$K = 80,59 \text{ mm}$$

$$L = 350 \text{ cm} = 3500 \text{ mm}$$

$$C = 1/4$$

$$A = 25,3 \text{ cm} = 2528,57 \text{ mm}$$

$$T_1 = \frac{4.653}{2528,57 \left[1 - \frac{31,8 (3500/80,59)^2}{4 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,1416^2 \cdot 2.000.000 \times 10^{-2}} \right]}$$

$$T_1 = \frac{4653 \text{ Kg}}{1760,25 \text{ mm}^2} \quad \bullet \quad T_1 = 2,64 \text{ Kg/mm}^2$$

CALCULO DE T_2 (TENSÃO DE FLEXÃO MÁXIMA)

$$T_2 = \frac{By_1}{z_x}$$

By_1 = Soma dos momentos das forças

z_x = Modulo de resistência à flexão

CACULO DE zx

$$zx = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$$

$$B = 101,6 \text{ mm}$$

$$H = 203,2 \text{ mm}$$

$$b = 95,25 \text{ mm}$$

$$h = 190,5 \text{ mm}$$

$$zx = \frac{101,6 (203,2)^3 - 95,25 (190,5)^3}{6 \times 203,2} \quad \frac{\text{mm} \cdot \text{mm}^3}{\text{mm}}$$

$$zx = 159080,4107 \text{ mm}^3$$

CALCULO DE By1

$$By1 = w \cdot 3,5 + P_p \times \frac{1}{3} \cdot 3,5$$

$$By1 = 1030 \times 3,5 + 300 \times 110,67$$

$$By1 = 3955 \text{ kg m ou}$$

$$By1 = 3955000 \text{ Kg mm}$$

$$T_2 = \frac{By1}{zx} \quad T_2 = \frac{3955000 \text{ Kg mm}}{159080,41 \text{ mm}^3}$$

$$T_2 = 24,86 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\boxed{Tr = T_1 + T_1}$$

Tr = Tensão Resultante de Flexão

$$Tr = 2,64 \text{ kg/mm}^2 + 24,86 \text{ kg/mm}^2$$

$$Tr = 27,50 \text{ Kg/mm}^2$$

A tensão admissível a ruptura para aço AISI 1018 laminado pela tabela 7
Pg 9 do livro de elemento organico de máquina de virgil M.Faires, Temos:

$$T_{adm} = 42,7 \text{ Kg/mm}^2$$

Colocando 30% de segurança, Temos:

$$T_{adm} = 29,89 \text{ Kg/mm}^2$$

$$T_{red1} = 27,50 \text{ Kg/mm}^2$$

$$T_{ord} = 29,89 \text{ Kg/mm}^2$$

C A L C U L O D O M O M E N T O F L E T O R

1 - DETERMINAÇÃO DO PESO PRÓPRIO DA LANÇA

PESO DO TUBO A = 46,27 Kg

PESO DO TUBO B = 12,60 Kg

PESO DA VIGA C = 95,83 Kg

PESO TOTAL DA LANÇA = 154,2 Kg

Multiplicando por um coeficiente de segurança de aproximadamente igual a 2, devido ao peso dos rolamentos e das treliças, Teremos:

$$154,2 \times 2 = 300 \text{ Kg} \quad \text{Peso Total da Lança} = 300 \text{ Kg}$$

2 - DETERMINAÇÃO DA CARGA MÁXIMA A SUPORTAR PELA LANÇA

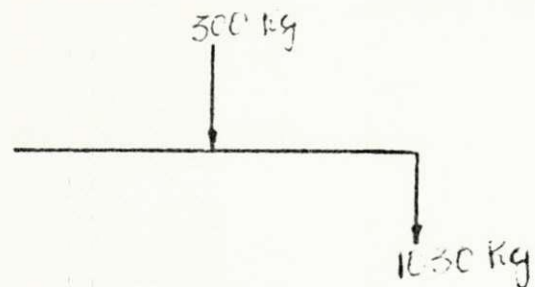
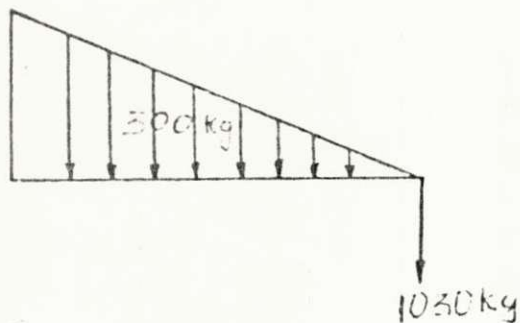
Peso da: Talha = 12 Kg

Correntes = Estimamos para 18 Kg

Carga Máxima = 1.000 Kg

PESO TOTAL = 1030 Kg

3 - DETERMINAÇÃO DO MOMENTO



Colocando $P = 300 \text{ Kg}$ A

$\frac{1}{2} L$, Por Segurança

Temos:

$$M_A = 300 \text{ Kg} \times \frac{1}{2} \times 350 \text{ cm} + 1030 \text{ Kg} \times 350 \text{ cm}$$

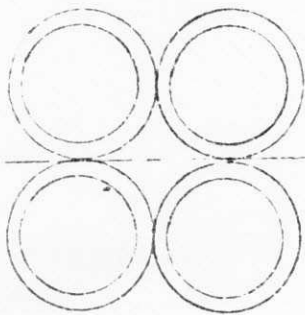
$$M_A = 413000 \text{ Kg cm} \quad \text{ou} \quad M_A = 4130 \text{ Kg m}$$

$$R_V = 300 \text{ Kg} + 1030 \text{ Kg} \quad R_V = 1330 \text{ Kg}$$

ESTUDO DA FLAMBAGEM DA COLUNA

1 - CALCULO DO MOMENTO DE INERCIA PARA O EIXO X - X E O EIXO Z - Z

a) Eixo x - x



Diâmetro interno do tubo

$$d = 4'' \text{ ou } a = 101,6 \text{ mm} \text{ ou}$$

$$d = 10,16 \text{ cm}$$

$$r = 5,08 \text{ cm}$$

Diâmetro externo do tubo == $D = d + 2 \times \text{espessura}$

$$D = d + \frac{1''}{4} \times 2 \quad D = 114,3 \text{ mm} \text{ ou } D = 11,43 \text{ cm}$$

$$R = 5,715 \text{ cm}$$

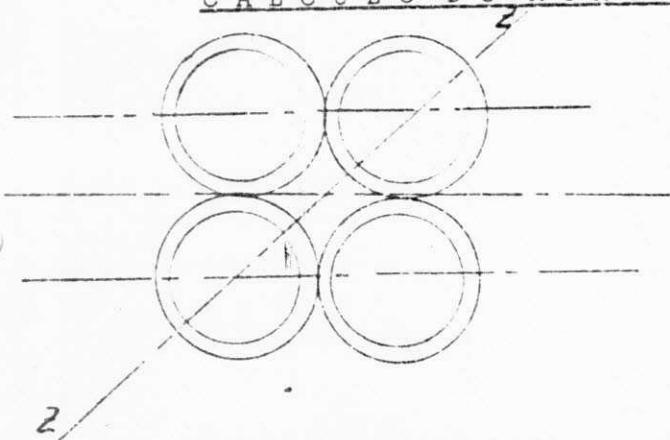
$$I_T = 4 \left[0,7854 (R^4 - r^4) + \frac{\pi}{4} \left(\frac{R^2}{4} - \frac{r^2}{4} \right) d_i^2 \right]$$

$$I_T = 4 \left[0,7854 (5,715^4 - 5,08^4) + \frac{\pi}{4} (5,715^2 - 5,08^2) (5,715) \right]$$

$$I_T = 4 \left[314,78 \text{ cm}^4 + 43,97 \text{ cm}^4 \right] \quad I_T = 1434,99 \text{ cm}^4$$

$$I_T = 1435 \text{ cm}^4$$

CALCULO DO MOMENTO DE INERCIA PARA O EIXO Z - Z



$$R = 5,715 \text{ cm}$$

$$r = 5,08 \text{ cm}$$

$$I_T = 2 \left[0,7854 (R^4 - r^4) + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) 2R^2 \right] +$$

$$+ 2 \left[0,7854 (R^4 - r^4) \right]$$

$$I_T = 2 \left[0,7854 (5,715^4 - 5,08^4) + \frac{\pi}{4} (11,43^2 - 10,16^2) 2 \times 5,715^2 \right] +$$

$$+ 2 \left[0,7854 (5,715^4 - 5,08^4) \right]$$

$$I_T = 2 \left[314,78 \text{ cm}^4 + 1406,73 \right] + 2 \left[314,78 \right]$$

$$I_T = 4.072,58 \text{ cm}^4$$

Calcularemos o coeficiente de esbeltez para o momento de inercia encontrado no eixo x - x ,já que foi o de menor valor absoluto e por isto o mais ten-
decioso à flambagem.

3 - CALCULO DO COEFICIENTE DE ESBELTEZ

$$= K \frac{L + 1}{I_y}$$

$$I = 1435 \text{ cm}^4$$

$$K = 2 L$$

$$I_y = \sqrt{\frac{I}{\text{AREA}}}$$

$$\text{AREA} = S = \left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right]$$

$$S = \frac{\pi}{4} (11,43^2 - 10,16^2) \cdot 4$$

$$S = \frac{\pi}{4} \times 4 \cdot 27,42$$

$$S = 86,16 \text{ cm}^2$$

$i_y =$ CALCULO DO RAI0 DE GIRAÇÃO (I_y)

$$I_y = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$I_y = \sqrt{\frac{1435 \text{ cm}^4}{86,16 \text{ cm}^2}}$$

$$I_y = \sqrt{16,66}$$

$$I_y = 4,082$$

Calculo do coeficiente de esbeltez

$$= \frac{K L + 1}{I_y}$$

$$= 2 \times \frac{420}{4,082}$$

$$= 206$$

4 - CALCULO DA TENSÃO DE FLAMBAGEM (ADMISSIVEL)

Com $\lambda = 206$ entramos na TAB 23 Pg 359 do livro estrutura de aço de Walter Pfeil , e Temos:

Para $\lambda > 86$

$$T_{f1} \text{ adm} = \frac{10.363.000}{\lambda^2}$$

$$T_{f1} \text{ adm} = \frac{10.363.000}{(206)^2}$$

$$T_{f1} \text{ adm} = 244,20 \text{ Kgf/cm}^2$$

5 - CALCULO DA TENSÃO REAL DE FLAMBAGEM

$$T_{f1} \text{ real} = \frac{wP}{F} + \frac{M_f}{W_f}$$

M_f = Momento Fletor

W_f = Modulo de resistencia a flambagem

w = Fator Relativo a Flambagem

P = Carga de Flambagem

F = Força de Flambagem

$w = 2,86 \rightarrow$ Tab 9.5 Pg 153 do livro elementos de máquinas de Nieman VOL.I

$$F = 1330 \text{ Kg}$$

$$P = \frac{Pk}{Sk}$$

$S_k \rightarrow$ Varia de 3 a 6

$$M_f = 4130 \text{ Kg m}$$

$$P = \frac{1330}{6}$$

$$P = 221 \text{ Kg}$$

$$W_f = \frac{I}{R}$$

$$W_f = \frac{1435 \text{ cm}^4}{8,1 \text{ cm}}$$

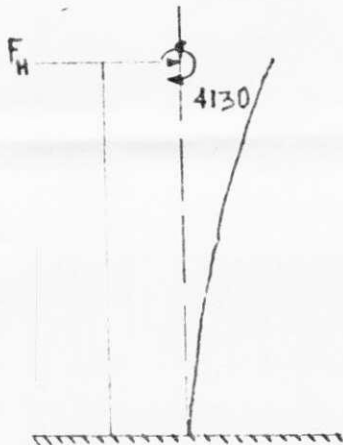
$$W_f = 177,56 \text{ cm}^3$$

$$T_{f1} \text{ real} = \frac{WP}{F} + \frac{M_f}{W_f}$$

$$T \text{ real} = \frac{2,86 \times 221}{1330} + \frac{413000 \text{ Kg cm}}{1177,55 \text{ cm}^3}$$

$$T_{f1} \text{ real} = 2.326,47 \text{ Kg/cm}^2$$

Como $T_{f1} \text{ real} > T_{f1} \text{ Adm} \Rightarrow$ que a coluna vai flambar e a sua deflexão máxima será:



$$M_1 = 1330 \times 0,03 \quad M_1 = 40 \text{ Kg m}$$

$$F_H = \frac{4130 + 40 \text{ Kgm}}{4,20 \text{ m}} \quad F_H = 1000 \text{ Kg}$$

$$F_H = \frac{M + M_1}{L_{f1}}$$

F_H = Força Hipotética

L_{f1} = Comprimento de Flambagem

E = Modulo de Elasticidade

I = Momento de Inercia

$$F_{max} = \frac{F_H L^3}{3 E I}$$

$$f_{\text{mox}} = \frac{1000 (420)^3}{3 \times 2.000.000 \times 1435}$$

$$f_{\text{mox}} = 8,6 \text{ cm}$$

Como houve a flambagem dos tubos da coluna, tornou-se necessário diminuir o comprimento de flambagem (que neste caso não é possível) ou aumentar o momento de inercia para que isto acarretasse uma diminuição do coeficiente de esbeltez e por consequência um aumento da tensão admissível a flambagem, e por outro lado ocasionaria também um aumento do módulo de resistência a flambagem e pois consequência diminuiria a tensão real de flambagem.

CALCULO DA FLAMBAGEM DOS TUBOS DA COLUNA CONCRETADO PARA QUE HAJA UM AUMENTO DO MOMENTO DE INERCIA

1 - Calculo no momento de inercia

$$I_T = 4 \left[0,7854 \times 5,715^4 + \frac{\pi}{4} \cdot \frac{5,715^4}{4} \right]$$

$$I_r = 4 \left[837,83 + 209,46 \right] \quad I_T = 4 \times 1047,29$$

$$I_T = 4189 \text{ cm}^4$$

2 - CALCULO DO RAI0 DE GIRAÇÃO

$$I_y = \sqrt{\frac{I}{\text{AREA}}} \quad I_y = \sqrt{\frac{4189 \text{ cm}^4}{410,61 \text{ cm}^2}}$$

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

$$S = \pi D^2$$

$$S = 410,61 \text{ cm}^2$$

$$I_y = 3,2 \text{ cm}$$

3 - CALCULO DO COEFICIENTE DE ESBELTEZ

$$= K \frac{L_{fl}}{I_y} = 2 \frac{420 \text{ cm}}{3,2 \text{ cm}} \therefore \lambda = 263$$

4 - CALCULO DA TENSÃO ADMISSIVEL

$$T_{fl} \text{ adm} = \frac{10.363.000}{2}$$

$$T \text{ adm} = \frac{10.363.000}{263^2}$$

$$T_{fl} \text{ adm} = 150 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$$

5 - CALCULO DA TENSÃO REAL DE FLAMBAGEM

$$T_{fl} \text{ real} = \frac{W P}{F} + \frac{M_f}{W_f}$$

$$W = 15 \text{ TAB.9.5 Pg 153}$$

livro de NIEMANN

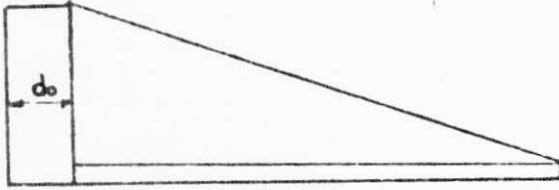
$$T_{fl} \text{ real} = \frac{15 \times 221}{1330} + \frac{4130}{518}$$

$$T_{fl} \text{ real} = 2,5 + 13,81$$

$$T_{fl} \text{ real} = 16,31 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

COMO $T_{fl\ oadm} > T_{fl\ reol} \Rightarrow$ NÃO FLAMBA

CALCULO DO DIÂMETRO "do", PARA NÃO FLETIR



Faremos três calculo do diâmetro "do"

1º - Para o Aço 1020

2º - Aço Aisi 4140

3º - Aço Aisi 4340

1º - CALCULO DO DIÂMETRO "do" PARA O AÇO 1020

$$do = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_f}{T_f}}$$

M_f = Momento Fletor = 4130Kgm = 4130Kgm

T_f = Tensão Admissivel à Flexão Characteristic de cada Aço

Aço 1020 = $T_f = 15\text{Kg/mm}^2$
teremos que $T_f = 12\text{Kg/mm}^2$

• Com um coeficiente de segurança de 20%,

$$do = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{4130000 \text{ Kgmm}}{12 \text{ Kg/mm}^2}}$$

$$do = 151,91 \text{ mm}$$

$$do = \sqrt[3]{\frac{132160000}{37,6992} \text{ cm}^3}$$

$$do = 6''$$

2º - CALCULO DO DIAMETRO "do" PARA O AÇO AISI 4140

$$T_f \text{ para aço aisi 4140} = 44 \text{ Kg/mm}^2$$

Com o coeficiente de segurança = 20% Temos:

$$T_f = 35 \text{ Kg/mm}^2$$

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{T_f}}$$

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 413000 \text{ Kg/mm}}{35 \text{ Kg/mm}^2}}$$

$$d_o = 106,32 \text{ mm ou}$$

$$d_o = 4 \cdot \frac{13''}{64}$$

3º - CALCULO DO DIAMETRO "do" PARA O AÇO AISI 4340

$$T_f = 48 \text{ Kg/mm}^2 \quad \text{Para aço aisi 4340}$$

com um coeficiente de segurança = 20% Temos: $T_f = 38 \text{ Kg/mm}^2$

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{N \cdot T_f}}$$

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4130000 \text{ Kgmm}^2}{N \cdot 38 \text{ Kg/mm}^2}}$$

$$d_o = 103,45 \text{ mm} \quad \text{ou} \quad d_o = 4 \frac{5''}{64}$$

CALCULO DOS ROLAMENTOS CONICOS

$$P = xP_r + yP_a$$

P_r = Força Radial

x = Fator Radial

P_a = Força Axial

y = Fator Axial

Temos pelo protec P_g 4.201 Que:

$$\frac{c}{P} < b \quad === \quad \text{Cargas Altas}$$

$$\frac{c}{P} \text{ de } 7 \text{ a } 15 \quad === \quad \text{Cargas Médias}$$

$$\frac{c}{P} > 15 \quad === \quad \text{Cargas Baixas}$$

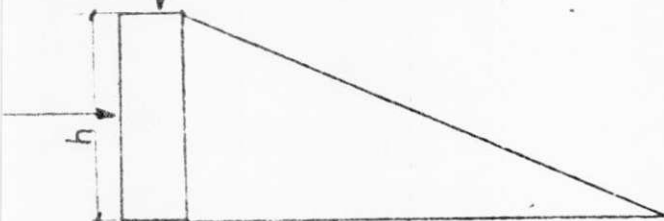
C → Capacidade Básica de Carga Dinâmica em Kg

P → Carga Equivalente no Rolamento

OBS: Este fator C/P , e mais usado quando o rolamento está sujeito a rotação, para o cálculo de vida útil

$$P_a = 1330 \text{ Kg}$$

$$P_a = 1330 \text{ Kg}$$



$$P_r = \frac{MF}{h}$$

$$P_r = \frac{4130 \text{ Kg m}}{0,85 \text{ m}}$$

$$P_r = 4860 \text{ Kg}$$

Pelo Protec P_g 4.205 Temos: $x = 1,4$

$$y = 1,8$$

$$P = xP_r + yP_a \quad P = 1,4 \cdot 4860 + 1,8 \times 1330$$

$$P = 6.804 \text{ Kg} + 2394 \text{ Kg} == \text{Força Radial} = 6.804 \text{ Kg}$$

$$\text{Força Axial Equivalente} = 2394 \text{ Kg}$$

$$P = 9,198 \text{ Kg} \quad \text{Aproximando} \quad P = 9,200 \text{ Kg}$$

Fazendo $C/P = 3$ por questão de segurança, Temos:

$$c = 27,600 \text{ Kg}$$

PARA AISI 4140 TEMOS:

Com $c > 27.600 \text{ Kg}$ entramos na tabela P_g 154 do catálogo de rolamento da NSK para $d = 106,43 \text{ mm}$ e temos os seguintes rolamentos.

Nº DE ROLAMENTOS	d (mm)	D (mm)	T (mm)	C (Kg)
32221	105	190	53	29500
32222	110	200	56	32500

PARA AISI 4340

Com $c > 24500$ E $d = 103,45$ mm

Temos pela tabela

Pg 154 do catálogo da NSK.

$C/P = 2,6$

Nº DO ROLAMEN- TO	d (mm)	D (mm)	T (mm)	C (Kgf)	c_0 (Kgf)
32220	100	180	49	25.000	24.500
32221	105	190	53	29.500	29.400

c — Capacidade de carga básica dinâmica

c_0 — Capacidade de carga básica estática

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Por motivos econômico e de não haver o rolamento de rolos cônicos calculad em estoque, fomos obrigado a substituílos por bucha de bronze na parte superior do eixo e na parte inferior o rolamento, de número 51120, Axial de esfera de escôra simples. Viabilizando assim o andamento do projeto.

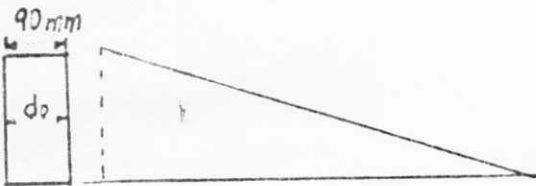
CALCULO ADICIONAL PARA VERIFICAÇÃO DO
EIXO DA LANÇA

OBS:

Devido a necessidade de diminuirmos o diametro superior do eixo da lança para 90mm, que como consequencia nos dará uma lubrificação mais satisfatória da Bucha. Tornou-se necessario fazermos os calculos levando em consideração a camisa da lança, a fim de verificar se o eixo iria fletir, já que sem a camisa ele fleteria.

90 mm

$$d_o = 90\text{mm}$$



$$T_f = \frac{32 M_f}{\pi d_o^3}$$

$$T_f = \frac{M_f}{W_f}$$

$$T_f = \frac{M_f}{W_{f1} + W_{f2}}$$

$$T_f = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32} + \frac{\pi (d_a^4 - d_i^4)}{32 d}}$$

$d =$ Diametro do eixo = 90mm

$d_i =$ Diametro do camisa = 150 mm

$d_a =$ Diametro da bucha = 110 mm

$$T_f = \frac{413000}{\frac{\pi (90)^3}{32} + \frac{\pi (150^4 - 110^4)}{32 \times 150}}$$

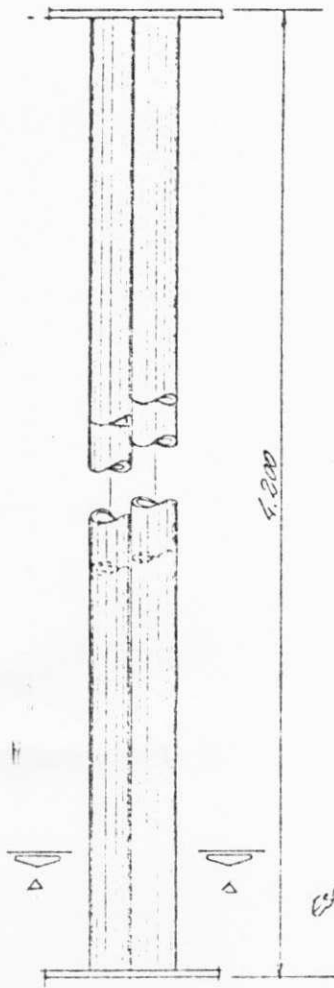
$$T_f = \frac{4130000}{71569,575 + 235515,28}$$

$$T_f = \frac{4130000}{307084,855}$$

$$T_f = 13,45 \text{ Kg/mm}^2$$

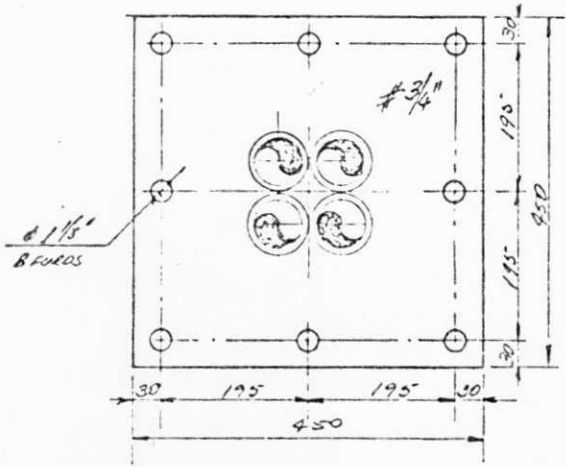
Como o $T_f \text{ adm} = 38 \text{ Kg/mm}^2$ com um coeficiente de segurança igual a 20%.

Temos que não há perigo de fletir.

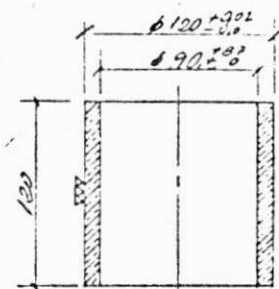
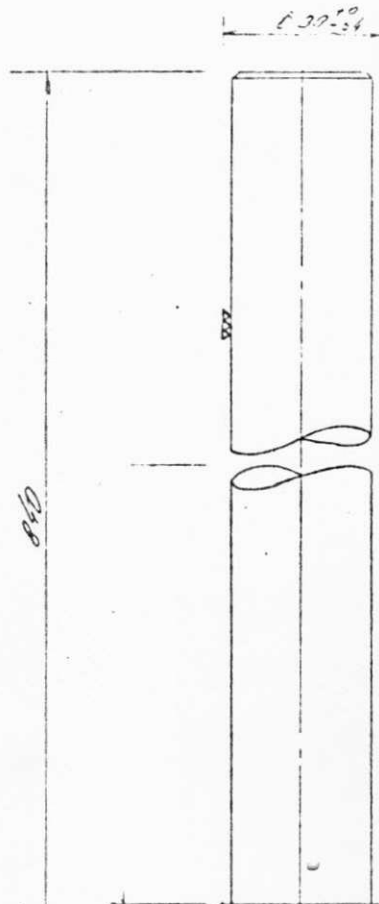
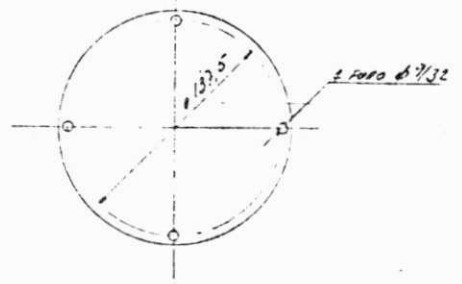
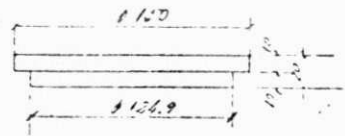


ESCALA 1:10

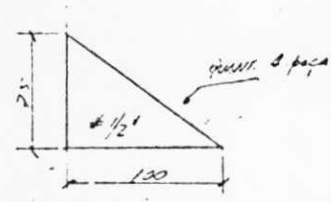
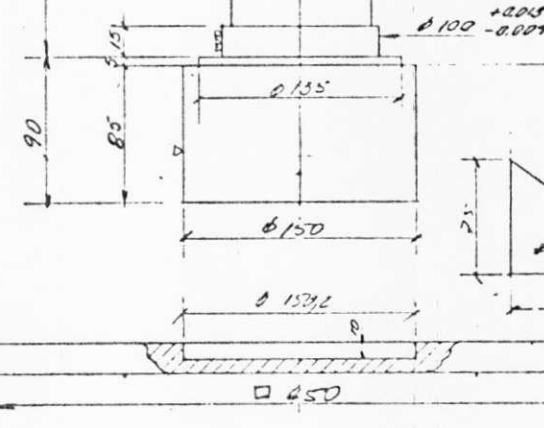
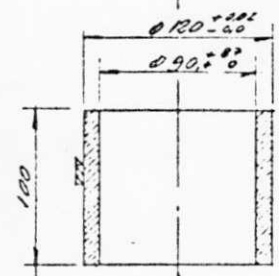
CORTE A-A
2 partes



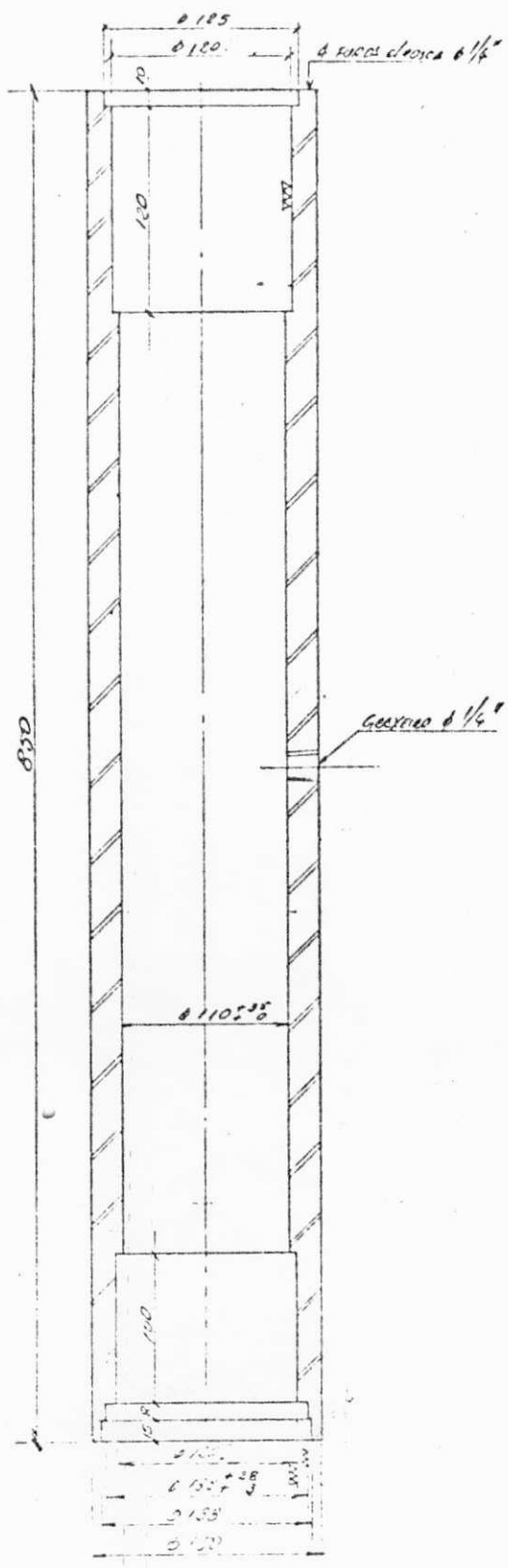
ESCALA 1:50



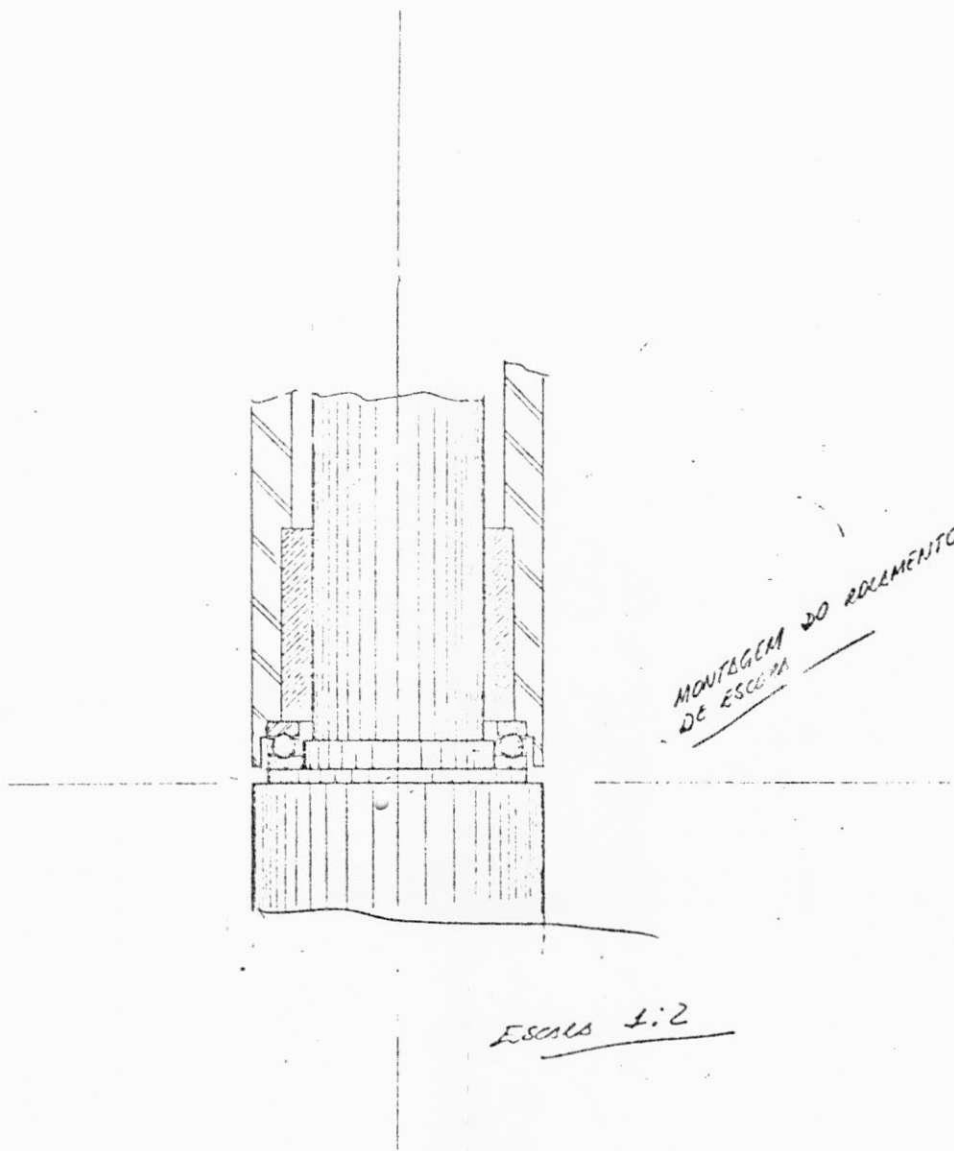
USAR COMPLETA INT. PARA LUBRIFICADO NOT. BOMBAJE



TRANS. 3 POCAS



Geometric 1/4"



MONTAGEM DO RODAMENTO
DE ESCOZA

ESCALA 1:2



PETROBRAS
PETROLEO BRASILEIRO S.A.

Certificado de

"FREQÜÊNCIA"

conferido a

EDILBERTO REIS CUNHA

por sua participação NO ESTÁGIO DE ESTUDANTE DE NÍVEL SUPERIOR, DE
ACORDO COM A LEI 6.494, DE 07/12/77, DO DECRETO Nº 87.497, DE 18/08/82.

PETROBRAS