

2302422

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

2246
2
1/2
mundo

FURAÇÃO PROFUNDA

Autor: Fernando Zuliani

Orientador: Marco Stipkovic Filho

1987

TF-87
Z848
V.1

VOLUME I

SUMÁRIO

Este trabalho têm a finalidade de esclarecer o leitor sobre as particularidades do processo de usinagem chamado FURAÇÃO PROFUNDA.

Com esse objetivo dividimos o trabalho em duas partes:

Na Parte I, procuraremos enfocar, com um caráter mais teórico, os tipos de processos, os pormenores de uma forma mais genérica.

Na Parte II, procuraremos relatar nossa experiência na implantação de um processo de Furação profunda na Empresa CHRISTENSEN RODER PRODUTOS E SERVIÇOS DE PETRÓLEO LTDA.

Pretendemos com este trabalho primeiramente apresentar esse processo para aqueles que desconhecem seus detalhes, para finalmente relatar as dificuldades encontradas para sua implantação a partir de uma máquina específica porém obsoleta e inoperante. Logicamente, usamos os conhecimentos de Engenharia Mecânica para solucionarmos os problemas satisfatoriamente.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho:

- A memória de meu pai Oswaldo
- A minha mãe Odilla
- A minha esposa Cristina

ÍNDICEPARTE I

	PAG.
I-1) - OBJETIVOS	1
I-2) - DEFINIÇÃO	2
I-3) - SISTEMAS DE FURAÇÃO PROFUNDA	3
I-3.a.) - Sistema Canhão	3
i) - Definição	3
ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas	3
iii) - Vantagens	4
iv) - Desvantagens	4
I.3.b.) - Sistema Ejector	4
i) - Definição	4
ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas	5
iii) - Vantagens	5
iv) - Desvantagens	6
I.3.c.) - Sistema BTA	6
i) - Definição	6
ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas	7
iii) - Vantagens	7
iv) - Desvantagens	8
I-4) - MÉTODOS DE FURAÇÃO PROFUNDA	9
I.4.a.) - Furação em Cheio	9
i) - Definição	9
ii) - Vantagens	9
iii) - Desvantagens	9
I.4.b.) - Trepanação	10
i) - Definição	10
ii) - Vantagens	10
iii) - Desvantagens	10

	IV
I.4.c.) - Alargamento	11
i) - Definição	11
ii) - Vantagens	11
iii) - Desvantagens	11
I.5.) - PRINCIPAIS FATORES INFLUENTES NO PROCESSO	12
I.5.a.) - Formação do Cavaco	12
i) - Mecanismo da formação do Cavaco	12
ii) - Tipos de Cavaco	14
iii) - Formas de Cavaco	14
I.5.b.) - Retirada dos Cavacos e resfriamento da ferramen <u>ta</u> .	16
i) - Fluído de Corte	17
ii) - Sistema hidráulico de fluído de corte	18
I.5.c.) - Guia das ferramentas	18
I.5.d.) - Potência da máquina	18
I.5.e.) - Desgaste da Ferramenta	18

PARTE II

	PAG.
II-1) - OBJETIVOS	20
II-2) - APRESENTAÇÃO DA EMPRESA	21
II-3) - APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA	23
II.3.a.) - Dados Técnicos	23
II.3.b.) - Descrição	23
i) - Motor	23
ii) - Transmissão	23
iii) - Comando	23
iv) - Acessórios	24
v) - Observações	24
II-4) - ESCOLHA DO PROCESSO	25
II.4.a.) - Escolha do Método	25
II.4.b.) - Escolha do Sistema	27
i) - Sistema Canhão	27
ii) - Sistema Ejector	28
iii) - Sistema BTA	29
II.4.c.) - Conclusão	30
II-5) - ADAPTAÇÃO DA MÁQUINA	31
II.5.a.) - Bombeamento de óleo de corte	31
i) - Problema	31
ii) - Solução	31
iii) - Conclusão	35
II.5.b.) - Cabecote de Injeção de óleo	35
i) - Problema	36
ii) - Solução	36
iii) - Conclusão	36

II.5.c.) - Motor para avanço	37
i) - Problema	38
ii) - Solução	38
iii) - Conclusão	46
II.5.d.) - Escolha do trocador de calor	47
i) - Problema	47
ii) - Solução	47
iii) - Conclusão	55
II-6) - OBJETIVOS A SEREM ALCANÇADOS	56
II.6.a.) - Mudança da velocidade de corte do eixo <u>á</u> rvo re.	57
i) - Problema	57
ii) - Solução	57
iii) - Conclusão	76
II.6.b.) - Instalação do motor de avanço rápido	77
i) - Problema	77
ii) - Solução	77
iii) - Conclusão	78
II.6.c.) - Estudo econômico de corte	79
II.6.d.) - Nacionalização das Ferramentas	80
i) - Problema	80
ii) - Solução	80
iii) - Conclusão	80
II-7) - PARÂMETROS ORIENTATIVOS DE CORTE	81
II-8) - CONCLUSÃO FINAL	83
II-9) - FOTOS	84
II-10) - ANEXOS	85

BIBLIOGRAFIA

- Ferravesi, Dino,
Fundamentos da Usinagem dos Metais, São Paulo, Edgard Blucher
1977
5ª Edição
- ASM Handbook Committee
Metal Handbook, Ohio, American Society for Metals 1976
8ª Edição
- Stipkovic Filho, Marco
Engrenagens, São Paulo, Guanabara Dois, 1983
2ª Edição
- Anderson, J.
Gun Drilling and Trepanning, Ohio, Le Blond Co 1953
- Pearson, H.J.
High Speed Boring, Detroit, American Heller Corporation, 1963
- FAG
Programa Standard FAG, Catálogo, 41500/2SA, FAG 1975
- ORION
Correias em "V", Catálogo ORION, 1972

PARTE I

II.1. OBJETIVOS

Nessa primeira parte procuraremos apresentar, de forma didática os pormenores da furação profunda.

vamos apresentar os métodos, os sistemas, os principais fatores de influência, tais como: formação do cavaco, retirada do cavaco, fluidos de corte, etc.

Nada mais é, portanto, que um enfoque teórico e genérico do processo.

1.2. DEFINIÇÃO

Como próprio nome diz a FURAÇÃO PROFUNDA difere da furação normal pela relação entre o comprimento a ser furado e o diâmetro.

$$R = \frac{\text{Comprimento}}{\text{diâmetro}}$$

Por convenção do fabricante de ferramentas Sandvik se a relação R for maior ou igual a 10 (dez), trata-se de furação Profunda.

Mas, porque esta diferenciação entre furação normal e profunda?

A resposta está nos problemas e dificuldades existentes pela profundidade a ser usinada, pois faz-se necessário:

- Estabilizar a ferramenta para garantir o diâmetro usado, acabamento e direção.
- Remover o cavaco continuamente para não interromper o processo, nem comprometer a Ferramenta.
- Dispor de potência e rigidez necessária para executar o serviço.
- Resfriar e lubrificar a ferramenta para evitar seu aquecimento e perda prematura do fio de corte.

I.3.) - SISTEMAS DE FURAÇÃO PROFUNDA

Os sistemas de furação profunda são qualificados de acordo com a trajetória que o fluido de corte percorre para remover o cavaco e resfriar a ferramenta cortante.

II.3.a.) - Sistema Canhão

i) - Definição

Neste sistema o fluido de corte é injetado pelo diâmetro interno da haste e os cavacos são removidos pelo rasgo externo de passagem.

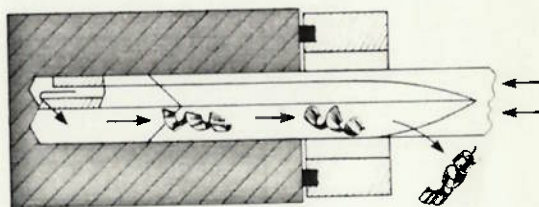


Figura I-1: Esquema do Sistema Canhão

ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas

As cabeças chamadas brocas canhão são dotadas de sapatas cuja finalidade é de auto-guiar a broca no próprio furo, que está sendo executado.

Essas cabeças podem ter uma única ferramenta ou várias, dando cobertura uma a outra, na seção usinada. Neste caso elas tem que ser perfeitamente balanceadas com as sapatas, para que os esforços de corte desequilibrados não desviem o furo.

O fluido que vem pelo diâmetro interno da haste, é estrangulado na descarga da aresta da ferramenta. Desta forma ele é acelerado e pode remover os cavacos rapidamente.

Normalmente estas hastes são bem menores que o furo executado e apresentam rasgos laterais para saída do cavaco.

Suas ferramentas de corte podem ser de aço rápido, como as lâminas espadas ou

brasados.

iii) - Vantagens

Dentre as vantagens deste sistema podemos citar:

- Simplicidade de implantação
- Como cavaco volta pelo externo da haste, é o mais apropriado para furos de pequeno diâmetro.
- Possibilidade de tanto peça como ferramenta girarem.
- Em comparação com os outros sistemas o preço das cabeças e ferramentas são mais baixos.
- Pode-se fazer furação em cheio, trepanação ou alargamento.

iv) - Desvantagens

Dentre as desvantagens desse sistema podemos citar:

- O cavaco retorna em contato com o furo usinado, podendo comprometer seu acabamento.
- Como as hastes são bem menores que o furo executado e apresentam cavas para retorno do cavaco, sua resistência a torção fica comprometida, por isso não é recomendada para furos maiores.
- O cavaco mais óleo de corte precisa ser recolhido na "boca" da peça, portanto com pressão atmosférica. Isso implica na utilização de um coletor, especialmente fabricado para essa finalidade

1.3.b.) - Sistema Ejector

i) - Definição

Este sistema é patenteado pela Sandvik e é constituído de dois tubos: um interno e o outro externo.

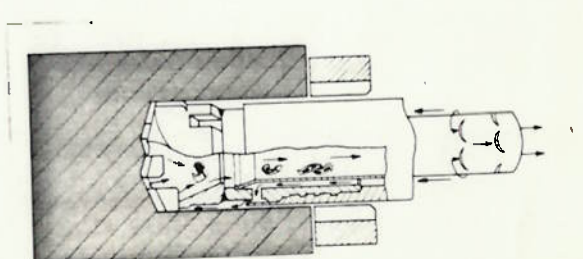


Figura I-2) - Esquema do Sistema Ejector

O fluido de corte entra pelo espaço anelar entre os tubos e retorna com os cavacos por dentro do tubo interno.

ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas

Estas cabeças são normalmente multicor_{tan}tes, ou seja possuem vários cortado_{res} balanceados com as guias, para que os esforços de corte, desequilibrados, não desviem o furo.

O formato e o material usado nas cabeças Ejector devem ser de tal forma, que possibilitem boa resistência a torção e boa área de passagem interna de óleo mais cavacos, para que não haja aprisionamentos.

As guias, normalmente duas, permitem que o óleo passe pelo externo, numa secção bem estrangulada, acelerando o fluido, para remoção dos cavacos da aresta de corte.

A haste externa deve ser quase do tamanho do furo para que não haja escape do fluido.

A haste interna deve possibilitar a passagem do fluido mais cavacos de forma a não entupir. Nesta haste existem venturis que possibilitam a passagem de um terço da vazão total do óleo, diretamente do tubo externo para o interno. Existe portanto uma aceleração do fluido e consequente queda de pressão. Isso resulta na sucção do fluido que vem pelo interno junto com os cavacos, acelerando sua velocidade evitando o entupimento.

Esses venturis são imprescindíveis, visto que o trajeto do fluido, saindo do anelar e passando pela cabeça, se faz com sensível perda de carga.

As ferramentas são de metal duro, dispostas de tal forma a dar cobertura uma as outras na seção circular. No centro existe um cone oposto ao sentido de avanço para dar saída à pastilha do centro e evitar a aresta nociva de corte.

Os insertos podem ser brasados ou intercambiáveis.

iii) - Vantagens

Dentre as vantagens desse sistema podemos citar:

- Bom acabamento da superfície usinada.
- Boa área para saída de cavaco.
- Bom sistema de remoção de cavaco por fluido.
- Boa resistência torcional das hastes possibilitando altas potências de corte.
- Possibilidade de tanto peça como ferramenta girarem.
- Fluido e cavaco podem ir entubados e portanto com pressão até os separadores de cavaco.
- Não é necessário coletor na "boca" da peça.

iv) - Desvantagens

Dentre as desvantagens desse sistema podemos citar:

- O preço alto das cabeças, pastilhas e hastes é a principal desvantagem, assim como prazo de entrega da Sandvik.
- No espaço tomado pelo tubo interno possibilita apenas a furação em cheio, pois o "miolo" deixado pela trepanação estrangulária demasiadamente o retorno dos cavacos. Portanto exige máquinas com potência condizente.
- Como o cavaco retorna por dentro do tubo interno surgem problemas para diâmetros muito pequenos.

I.3.c.) - Sistema BTA

i) - Definição

Este sistema foi desenvolvido pela Boring and Trepanning Association e é constituído de apenas uma haste conectada a cabeça de usinagem.

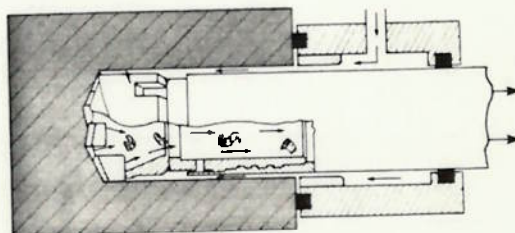


Figura I-3) - Esquema do Sistema BTA

O fluido é injetado pelo espaço anelar formado pelo furo que está sendo executado e o diâmetro externo da haste.' O retorno do fluido mais cavaco é realizado por dentro ' da haste.

ii) - Cabeças, Hastes e Ferramentas

As cabeças BTA podem ser multicortantes ou monocortantes. Em ambos os casos os esforços de corte são balanceados pelas Sapatas-guia, que garantem a direção do furo.

Apresentam as mesmas características ' das cabeças Ejector no que tangem: ao ' formato; material de fabricação; área ' de saída de cavacos; guias; aceleração do fluído para remoção de cavaco; etc. Utiliza-se de uma única haste, dispen_sando o uso de venturis, já que a perda de carga é bem menor que a do sistema ' Ejector. Estas devem ter o diâmetro ex_terno apropriado para injeção do fluído. As ferramentas são de metal duro e quan_do trata-se de cabeça multicortante ' existe cobertura de uma a outra na sec_ção circular. No caso de furos em cheio encontramos o cone oposto.

Para cabeças monocortantes a pastilha' possui diferentes planos, que possbili_tam o corte do cavaco em várias tiras ' na largura.

Os insertos normalmente são intercambiá_veis.

iii) - Vantagens

Dentre as vantagens desse sistema te_mos:

- Bom acabamento da superfície usinada.
- Boa área para saída do cavaco
- Boa remoção do cavaco por fluído
- Boa resistência torcional da haste, ' possibilitando altas potências de cor_te.
- Possibilidade de tanto peça como fer_ramenta girarem.
- Fluido e cavacos vão entubados até os separadores de cavaco.
- Não é necessário construir coletor na "boca" da peça.
- Preço intermediário entre canhão e '

Ejector.

- Possibilita, por possuir uma única haste, a opção entre furar em cheio e trepanar.

iv) - Desvantagens

- A principal desvantagem é a de se fazer necessário a construção de cabeçote para vedar a "boca" da peça e injetar o óleo de corte.
- Como o cavaco retorna por dentro da haste, surgem problemas para furos de pequeno diâmetro.

I.4.) - MÉTODOS DE FURAÇÃO PROFUNDA

Os métodos de furação profunda são qualificados de acordo com a secção efetivamente usinada, ou seja, de acordo com a secção onde ocorre realmente a remoção de cavacos.

I.4.a.) - Furação em Cheio

i) - Definição

Quando a ferramenta de corte remove toda a secção circular do furo executado costuma-se chamar de furação em cheio.

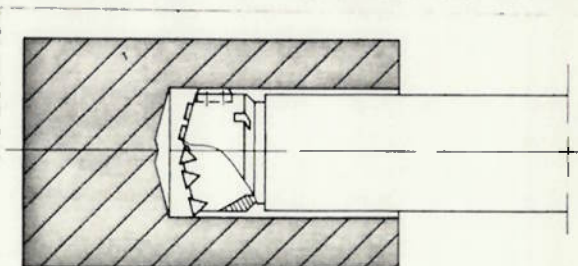


Figura I-4): Esquema do método de furação em cheio.

ii) - Vantagens

- A cabeça pode ser monocortante ou multicortante.
- Aplica-se a todos sistemas de furação.
- As ferramentas podem ser de aço rápido, ou metal duro, brasados ou intercambiáveis.
- Aplica-se a furos pequenos (abaixo de 65 mm).
- Aplica-se nos casos de furos cegos.

iii) - Desvantagens

- Por remover toda secção circular exige uma maior potência da máquina, não se aplicando a furos grandes.
- Por remover maior quantidade de cavacos necessitando de uma saída maior para retirá-los.
- Utiliza maior quantidade de inserts para um mesmo diâmetro.
- Necessita de balanceamento das arestas de corte com as sapatas, que se guiam no próprio furo usinado.
- faz-se necessário evitar a aresta nociva de corte no centro da broca.

I.4.b.) - Trepanação

i) - Definição

Na trepanação a ferramenta remove uma coroa circular externa do furo a ser usinado, deixando no centro um miolo cilíndrico intacto.

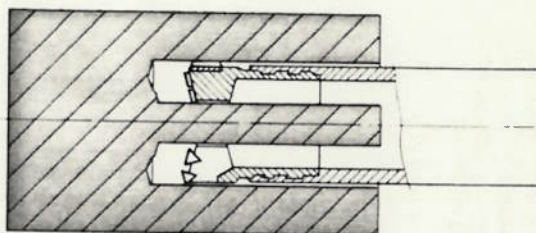


Figura I-5) - Esquema do Método de Trepanação

ii) - Vantagens

- A cabeça pode ser monocortante ou multicortante.
- As ferramentas podem ser de aço rápido ou metal duro, brasados ou intercambiáveis.
- Por remover a coroa circular exige uma potência menor, aplicando-se a furos grandes.
- Remove menor quantidade de cavacos, portanto necessita de saída menor de cavacos.
- Utiliza poucos insertos.
- Pode-se padronizar o mesmo inserto ou ferramenta para diversas cabeças de diâmetros diferentes.
- Pode-se aproveitar o miolo do material, que sai intacto.
- Não existe aresta nociva de corte.

iii) - Desvantagens

- Necessita de balanceamento das arestas de corte com as sapatas, que se guiam no próprio furo usinado.
- Aplica-se somente a furação Canhão e BTA.
- Não se aplica a furos pequenos, pois o diâmetro do miolo pode ficar muito pequeno.
- Não se aplica a furos cegos, pela existência do miolo.

I.4.c.) - Alargamento

i) - Definição

O alargamento é o método pelo qual se obtém o furo desejado através de um furo de diâmetro menor, executado anteriormente.

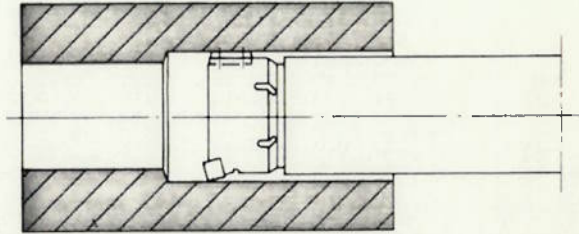


Figura I-6) - Esquema do Método de Alargamento

ii) - Vantagens

- Pode-se furar diâmetro muito grande, onde há limitação de potência da máquina.
- A seção de retorno do cavaco é normalmente bastante grande.
- A cabeça pode ser monocortante ou multicortante.
- As ferramentas podem ser de aço rápido ou metal duro, brasadas ou intercambiáveis.
- Aplica-se a furos cegos.
- Utiliza-se normalmente de poucos insertos para um mesmo diâmetro.
- Pode-se guiar no pré-furo, dispensando o balanceamento das arestas com a sapata.
- O óleo de corte pode ser injetado pelo pré-furo, no sentido oposto do avanço da ferramenta.
- Não existe aresta nociva de corte.
- Aplica-se quando existem tolerâncias apertadas de medida de diâmetro e acabamento superficial.

iii) - Desvantagens

- O fato de necessitar de pré-furo faz com que o tempo de usinagem final seja maior.
- Aplica-se apenas aos Sistemas Canhão e BTA.
- Não se aplica a furos pequenos.

I.5.) - PRINCIPAIS FATORES INFLUENTES NO PROCESSO

Para boa execução deve-se observar os principais fatores que interferem no processo, em ordem decrescente de importância.

- Formação do Cavaco
- Retirada dos Cavacos e Resfriamento da Ferramenta.
- Guia das ferramentas
- Potência da máquina
- desgaste da Ferramenta

I.5.a.) - Formação do Cavaco

Os cavacos devem ser curtos afim de serem facilmente removidos dos gumes de ataque.

Desta forma a ferramenta não se trava pelo acúmulo de cavacos, portanto não se quebra.

i) - Mecanismo da formação do Cavaco

Em geral, a formação de cavaco, nas condições normais de usinagem com ferramentas de metal duro ou de aço rápido, se processa da seguinte forma:

- a) - Durante a usinagem, devido a penetração da ferramenta na peça, uma pequena porção de material (ainda solidária à peça) é recalcada contra a superfície de saída da ferramenta.
- b) - O material recalcado sofre uma deformação plástica, a qual aumenta progressivamente, até que as tensões de cisalhamento se tornem suficientemente grandes, de modo a se iniciar um deslizamento (sem que haja com isto uma perda de coesão) entre a porção de material recalcado e a peça. Este deslizamento se realiza segundo os planos de cisalhamento dos cristais da porção de material recalcada. Durante a usinagem, estes planos instantâneos irão definir uma certa região entre a peça e o cavaco, dita região de cisalhamento. Para facilitar o tratamento matemático dado à formação do cavaco, esta região é assimilada a um plano, dito simplesmente plano de cisalhamento. (Figura I-7). Este plano é tomado quanto possível paralelo aos planos de cisalhamento dos cristais dessa região e é definido pelo ângulo de cisalhamento ϕ .

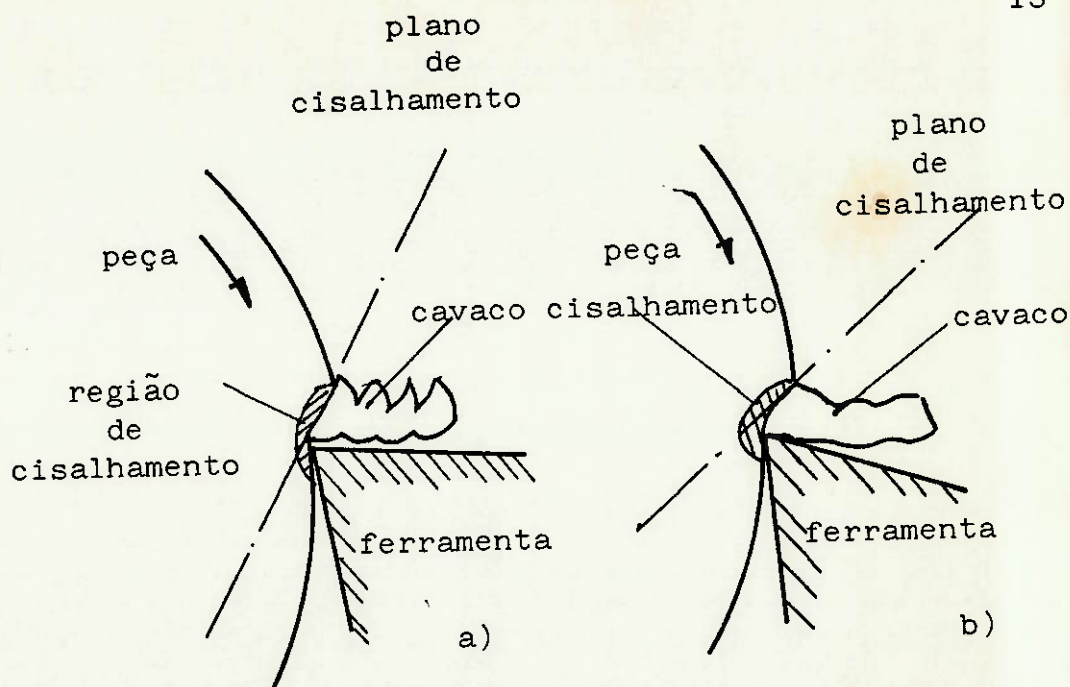


Figura I-7 - Formação do Cavaco: a) - cavaco de cisalhamento b) - cavaco contínuo

- c) - Continuando a penetração da ferramenta em relação à peça, haverá uma ruptura parcial ou completa na região de cisalhamento, dependendo naturalmente da ductilidade do material e das condições de usinagem.

Para os materiais altamente deformáveis, a ruptura se realiza somente nas imediações da aresta cortante (figura I.7.b.), o cavaco originado é denominado cavaco contínuo. Para os materiais frágeis (figura I.7.a.), se origina o cavaco de cisalhamento ou de ruptura. Daí conclui-se que os materiais mais duros possuem cavacos menores.

- d) - Prosseguindo, devido ao movimento relativo entre a ferramenta e a peça, inicia-se um escorregamento da porção de material deformada e cisa-lhada (cavaco) sobre a superfície de saída da ferramenta. Enquanto tal ocorre, uma nova porção de material (imediatamente adjacente à porção anterior) está-se formando e cisalhando. Esta nova porção de material irá também escorregar sobre a superfície de saída da ferramenta, repetindo novamente o fenômeno.

Do exposto conclui-se que o fenômeno da formação do cavaco nas condições normais de trabalho com ferramenta de metal duro ou de aço rápido é um fenômeno periódico, inclusive a formação do cavaco contínuo. Tem-se alternadamente uma fase de recalque e uma fase de escorregamento, para cada pequena porção de material removido.

Esta afirmação da periodicidade do fenômeno foi comprovada experimentalmente por meio de filmagem e por meio de medida

da frequência e da amplitude da variação da intensidade da força de usinagem.

ii) - Tipos de Cavaco

Diversas classificações de cavaco tem sido propostos pelos pesquisadores. Uma das mais comuns, citada tanto na literatura alemã como na americana, consiste na subdivisão em três tipos de cavaco:

a) - Cavaco Contínuo

Apresenta-se constituído de lamelas justapostas numa disposição contínua e agrupadas em grupos lamelares. Aos agrupamentos distintos de lamelas, denomina-se grupos lamelares, elementos de cavaco ou escamas. No cavaco contínuo, a distinção entre estes grupos lamelares não é tão nítida como nos outros tipos de cavacos.

O cavaco contínuo forma-se na usinagem de materiais dúteis e homogêneos, com pequeno e médio avanço, não havendo interferência devido a vibrações externas ou à variação das condições de atrito na superfície de saída da ferramenta. A velocidade de corte é geralmente superior a 60 m/min.

b) - Cavaco de Cisalhamento

Apresenta-se constituído de grupos lamelares bem distintos e justapostos. Estes elementos de cavaco foram cisalhados na região de cisalhamento e parcialmente soldados em seguida.

Forma-se quando houver diminuição da resistência do material no plano de cisalhamento, devido ao aumento da deformação, à heterogeneidade da estrutura metalográfica, ou a vibrações externas que conduzem às variações da espessura de cavaco.

Este tipo de cavaco também se forma empregando-se grandes avanços, velocidades de corte geralmente inferiores a 100 m/min e ângulo de saída pequeno.

c) - Cavaco de Ruptura

Apresenta-se constituído de fragmentos arrancados da peça usinada. Há uma ruptura completa do material em grupos lamelares, os quais permanecem separados.

Forma-se na usinagem de materiais frágeis ou de estrutura heterogênea, como ferro fundido ou latão.

iii) - Formas de Cavaco

Além dos três tipos de cavaco, pode-se diferenciá-lo quanto à sua forma. Certas formas de cavacos dificultam operação de usinagem, prejudicam o acabamento superficial da peça e desgastam mais ou menos a ferramenta.

Temos quatro formas de cavaco:

- a) - Cavaco em fita
- b) - Cavaco helicoidal
- c) - Cavaco espiral
- d) - Cavaco em lascas ou pedaços.

O cavaco em fita pode provocar acidentes, ocupa muito espaço e é difícil de ser transportado. Geralmente a forma de cavaco mais conveniente é a helicoidal; o cavaco em lascas é preferido quando houver pouco espaço disponível, ou quando o cavaco deve ser removido por fluido refrigerante, como no caso da furação profunda. Pode-se provocar a mudança de forma do cavaco sob diferentes maneiras:

- a) - Alterando-se as condições de usinagem.
- b) - Dando-se uma forma especial à superfície de saída da ferramenta.
- c) - Colocando-se elementos adicionais na superfície de saída.

O aumento da capacidade de quebra do cavaco, para materiais não demasiadamente tenazes, pode ser obtido através do aumento da deformação do cavaco no plano de cisalhamento, isto é, através das seguintes alterações:

- Diminuição do ângulo de saída e de inclinação da ferramenta, ou o emprego de ambos com valores negativos.
- Aumento do avanço e diminuição da velocidade de corte.

Este processo de mudança das condições de usinagem, com o fim especial de obter uma forma adequada de cavaco, deve ser quanto possível evitado. A velocidade de corte e avanço devem ser fixados pelas condições econômicas de usinagem. Os ângulos negativos de saída e de inclinação, quando exagerados, aumentam a força de corte, podendo ocasionar vibrações na ferramenta. A execução dos chamados quebra cavacos na superfície de saída da ferramenta permite obter os cavacos helicoidais e em pedaços.

A forma de quebra-cavaco da figura "a" tem o aspecto das crateras de desgaste, que se originam em altas velocidades de corte. Para guiar o cavaco convenientemente, a largura "b" deve ser 3 a 5 vezes a espessura de corte h e a profundidade "t" deve ser pelo menos

0,4 a 0 5 h. esta forma apresenta dois inconvenientes: o aumento exagerado do ângulo de saída e o aumento da fragilidade da ponta da ferramenta.

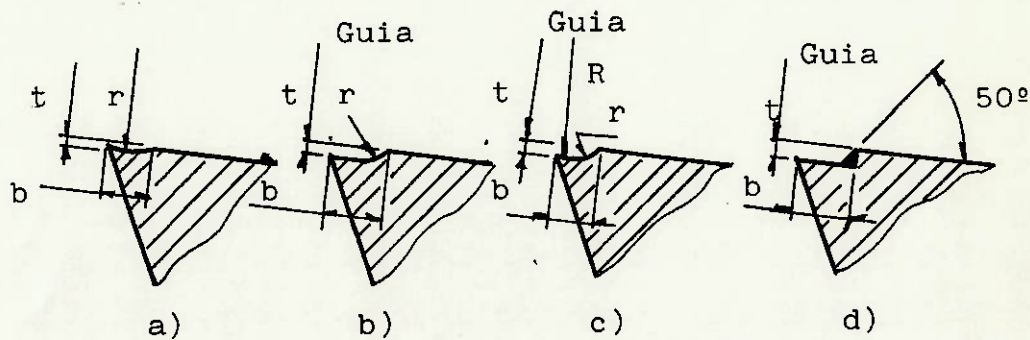


Figura I-8) - Diferentes tipos de quebra cavacos executados na própria cunha cortante

Para ferramentas de metal duro a forma "b" da figura é a mais apropriada. Ela provoca uma deformação de cavaco bem maior que nas formas "c" e "d", porém estas duas últimas formas são de obtenção mais fácil.

As dimensões do quebra-cavaco executado na superfície de saída da ferramenta estão intimamente relacionadas com a espessura de corte "h", com a velocidade de corte e com o material usinado. Esta dependência diminui a versatilidade de emprego da ferramenta. Outra desvantagem deste tipo de quebra-cavaco é o aumento de custo de afiação da ferramenta.

Nos quebra-cavacos postiços, fixados sobre a ferramenta (figura I-8), pode-se variar a distância "b" de acordo com as condições de usinagem e com o material empregado. Existem vários tipos de quebra-cavaco postiço; o mesmo pode ser fixado na ferramenta, ou entre a ferramenta e o suporte; ou fixado diretamente no suporte.

I.5.b.) Retirada dos cavacos e resfriamento da Ferramenta

Os cavacos precisam ser removidos rapidamente para não empastarem a ferramenta e o calor gerado pela operação de corte deve ser trocado satisfatoriamente para não comprometer a vida útil da aresta de corte.

Por isso em todos os sistemas de furação profunda injeta-se fluido de corte em alta pressão (110 a 300 psi) e alta vazão (até 800 l/min)

i) - Fluido de Corte

Normalmente são utilizados óleos de corte e raras vezes óleo solúvel.

Este óleo deve ter algumas características para garantir o bom desempenho do processo de furação:

- O fluido deve ter viscosidade adequada para remover os cavacos da aresta de corte e conduzi-los até a filtragem.
- O fluido deve ter capacidade de retirar o calor da aresta de corte, do cavaco e da peça usinada. Deve portanto ter uma boa condutividade térmica.
- O fluido deve ter características anti-soldante, para evitar o caldeamento de cavacos na aresta de corte.
- O fluido não deve ter tendências a se precipitar, emulsionar, fazer fumaça nem inflamar-se.
- Logicamente o fluido não pode ter componentes que reajam com o material usinado.
- O fluido deve ter características lubrificantes, mesmo em altas pressões.

Logicamente todas estas características não são encontradas em um fluido simples. Ele precisa ser aditivado para consegui-los.

Normalmente óleos minerais ativos ou a base de querosene são usados. Eles garantem bom acabamento superficial e as tolerâncias dos furos, pois evitam o desgaste prematuro da ferramenta.

Como aditivos normalmente são usados óleos minerais sulfurizados ou cloro-sulfurados para impedir o caldeamento do cavaco na ferramenta.

Fósforo e Zinco são elementos que garantem as características de boa lubrificação em alta pressão.

Resumindo o óleo para furação profunda é um óleo especial para esta finalidade.

ii) - Sistema hidráulico de fluido de corte

Toda máquina de furação profunda necessita de um sistema hidráulico, que garanta a alta pressão e alta vazão do fluido de corte, para remover os cavacos e levá-los para fora da peça.

Para isso bombas dutos e válvulas devem ser usados para levar o fluido até a cabeça de corte e retornar com os cavacos.

Para que esse fluido possa ser bombeado novamente faz-se necessário uma filtragem dos cavacos e limalhas para que não danifiquem rotores, válvulas etc. Normalmente usam-se baterias de telas quadriculadas (tipo peneiras), esteiras ou barras magnéticas e até papéis filtro, para garantir uma perfeita filtragem do óleo.

I.5.c.) - Guia das Ferramentas

Para garantir a dimensão do diâmetro furado e a direção do furo, tanto as cabeças de corte como as hastes devem ser guiadas.

Nas cabeças normalmente são utilizadas sapatas que guiam as cabeças no próprio furo executado daí se rem essas cabeças denominadas de auto-guiantes. Estas sapatas devem promover as reações balanceadas dos esforços de corte nas ferramentas.

As hastes normalmente são guiadas externamente à peça em cabeçotes com buchas apropriadas.

I.5.d.) - Potência da Máquina

A máquina deve possuir potência suficiente para que a operação de usinagem se faça satisfatoriamente, respeitando-se os parâmetros ideais do processo. Normalmente as máquinas de furação profunda possuem potência de corte acima de 30 CV.

I.5.e.) - Desgaste da Ferramenta

Normalmente nas operações de furação profunda, os tempos de troca de ferramenta são mais altos que os de outras operações de usinagem.

Portanto o material da ferramenta, os parâmetros de corte (avanço, velocidade etc) devem ser bem determinados para garantirem as características técnicas do bom funcionamento do processo assim com as características econômicas.

Deve-se portanto encontrar parâmetros ideais de corte para que não haja desgaste prematuro da aresta de corte, porém não devem ser lentos demais e gastar muito tempo na operação.

Deve-se encontrar as velocidades de mínimo custo e máxima produção.

PARTE II

II.1. OBJETIVOS

Nesta segunda parte do trabalho procuraremos descrever o procedimento prático de desenvolvimento de um processo de furação profunda vivido por nós no ano de 1986/87.

Procuraremos inicialmente descrever a empresa para a qual trabalhamos e evidenciar a necessidade da furação profunda.

Em seguida procuraremos descrever a máquina que devemos executar o serviço, nas condições que a encontramos.

Para finalmente relatarmos desde a escolha do processo até os problemas e suas soluções ou tentativas de soluções.

Em resumo, tentaremos relatar nossa experiência vivida para implantarmos um sistema de furação profunda, em uma máquina já existente.

II.2. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

Trabalhamos na Christensen Roder Produtos e Serviços de Petróleo Ltda., sediada em Diadema possuindo bases de operação em todo Brasil.

Trata-se de empresa de 49% de capital americano, originário da Christensen-Eastman, subsidiária do grupo Norton e 51% da Roder empresa nacional fabricante de produtos de diamante industrial.

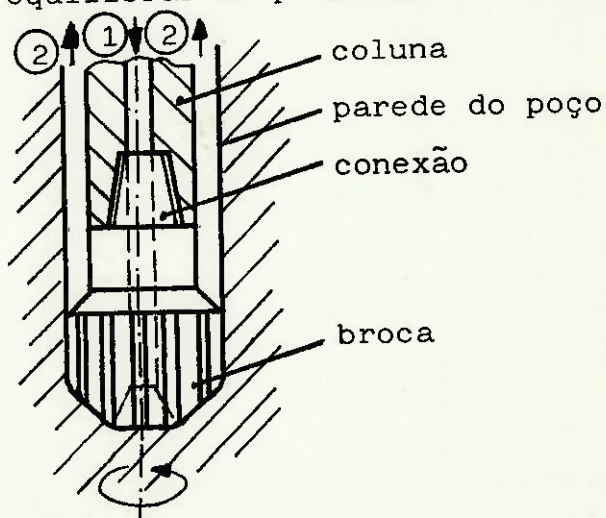
Fabricamos, operamos, reparamos, vendemos e alugamos equipamentos para coluna de perfuração de poços de Petróleo. A tecnologia é da Christensen no que diz respeito a projeto de produto, aproveitando os conhecimentos da Eastman de operação de equipamentos e a vivência da Roder na área de processos de fabricação de diamantados.

Temos em nossa linha de produtos normais:

- Amortecedores de coluna
- Estabilizadores de coluna
- Disparadores de impacto
- Motores de fundo de poço
- Barriletes de Testemunhagem
- Brocas e Coroas de diamante natural e diamante sintético.
- etc.

Como se trata de produtos de perfuração de petróleo estamos falando em diâmetros que vão de 36" até 6" e comprimentos que vão de 9m até 0,5 m. Nossos equipamentos normalmente estão num range de 17.1/2" até 6.3/4" e os comprimentos até 3m no máximo.

Nos processos de perfuração temos a injeção de lama pelo diâmetro interno da coluna e o retorno pelo anelar. Essa lama serve para trocar calor com a broca, remover os cascalhos para superfície e equilibrar as pressões da formação com o furo executado.



- ① lama bombeada para broca
② lama retornando com cascalhos

Figura II-1): esquema de uma coluna de perfuração de petróleo

Fica fácil concluir que todos os equipamentos da coluna de perfuração precisam ter furos passantes para injeção da lama. Como normalmente esses furos variam de 2" a 4", para comprimentos de 2m aproximadamente, fica caracterizada a necessidade de uma máquina de furação profunda, para nossa linha de produtos.

II.3. APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA

Procuraremos, neste item, descrever a máquina tal qual a encontramos, para a partir daí relacionarmos o processo de evolução do trabalho.

Faz-se necessário dizer que a máquina foi adquirida em 1984 da Xaloy Ltda e reformada em 1985 pela P.A.B. (Várzea Paulista) e que quando a encontramos ela nunca havia executado nenhum serviço em nossa empresa.

II.3.a. Dados Técnicos

Marca: Le Blond
 Procedência: Estados Unidos
 Ano Fabricação: 1950
 Potência do Motor principal: 30 HP
 Espaço Ocupado: 15 x 5 = 75 m²
 Capacidade de Ø de furo: até 350 mm
 Capacidade comprimento de furo: até 6 m
 Capacidade de Ø externo: até 700 mm
 Peso da máquina: 36 ton.
 Tensão: 440 volts

II.3.b. Descrição

A máquina nada mais é que um torno com um barramento de 12 m de comprimento, onde a peça a ser usinada gira, fixada a uma placa (3 ou 4 castanhas) e a broca de furação avança no sentido longitudinal, porém sem rotação (Foto II-1).

i) - Motor

Trata-se de um motor de 30 HP com variador eletromagnético de velocidade que vai de 0 a 1300 rpm e freio magnético.

ii) - Transmissão

Através de polias a potência é transmitida para a caixa de mudanças, onde a opção de dois pares de engrenagens, propiciam duas reduções apenas.

Daí temos mais uma transmissão para placa e outra para as engrenagens do avanço.

A caixa de avanço é constituída de quatro engrenagens cuja substituição, propicia as variações de avanço. Da caixa, a potência é transmitida por sem fim e coroa mais coroa e pinhão para o fuso de avanço do carro porta ferramenta (Veja anexo II-1).

iii) - Comando

O comando é executado por painel central, onde controla-se: - Chave geral; emergência;

Acionamento do freio; reostato de variação da rotação da placa; sentido do giro e mais alguns comandos que foram instalados posteriormente tais como: Trocador de calor; bomba de óleo de refrigeração, amperímetro do motor principal, etc. (Foto II-2).

iv) - Acessórios

Temos ainda como acessórios duas lunetas; um carro fixo de apoio da haste porta ferramenta; um carro móvel porta ferramenta acionado pelo fuso; um carro de torneamento com castelo e carro transversal, para eventuais desbastes. Os acessórios são movidos no barramento, manualmente por engrenagem e cremalheira. Apenas o carro porta haste e o carro de torneamento tem também avanço de usinagem por fuso.

v) - Observações

- Pela concepção antiga da máquina ela não possui nenhum mancal de rolamento, são todas de buchas de bronze, lubrificadas por engraxadeiras.
- A máquina veio desprovida do conjunto de bombas e tanque para injeção do óleo de corte.

II.4. ESCOLHA DO PROCESSO

Neste ítem procuraremos descrever o raciocínio que nos levou a escolher o método e o sistema mais apropriado para a confecção de nossas peças.

Se verificarmos o mercado mundial de ferramentas de Furação Profunda, encontraremos uma variedade muito grande, para todos métodos e sistemas. Existem ferramentas que vão de 3 a 250 mm, das mais diversas formas (HSS, Metal Duro, Inter_cambiável, etc).

Porém o mercado no Brasil é restrito e encontramos muito poucos fabricantes desse tipo de ferramenta, que na grande maioria dos casos são apenas revendedores de produtos importados. Isso restringe de forma significativa as nossas opções.

Outro aspecto a ser considerado é a própria máquina. Por se tratar de máquina de mais de 30 anos, sua transmissão potência, ajustes não condizem com as ferramentas modernas de corte.

II.4.a. Escolha do Método

Como vimos na parte I, são três os métodos de furação: Furação em cheio, Trepanação e Alargamento.

Os furos que vamos executar vão de 2" até 3.1/4" de diâmetro, podendo chegar em alguns casos até 6.1/2". Os comprimentos até 3 m. Se verificarmos a relação comprimento/diâmetro temos, na pior hipótese:

$$(3000 \text{ mm} / 165,1 \text{ mm}) = 18$$

portanto todos nossos furos ($18 > 10$) justificam a furação profunda.

Se verificarmos os fabricantes de ferramentas de furação, vamos encontrar, de uma forma geral a seguinte configuração, para ferramentas padrão.

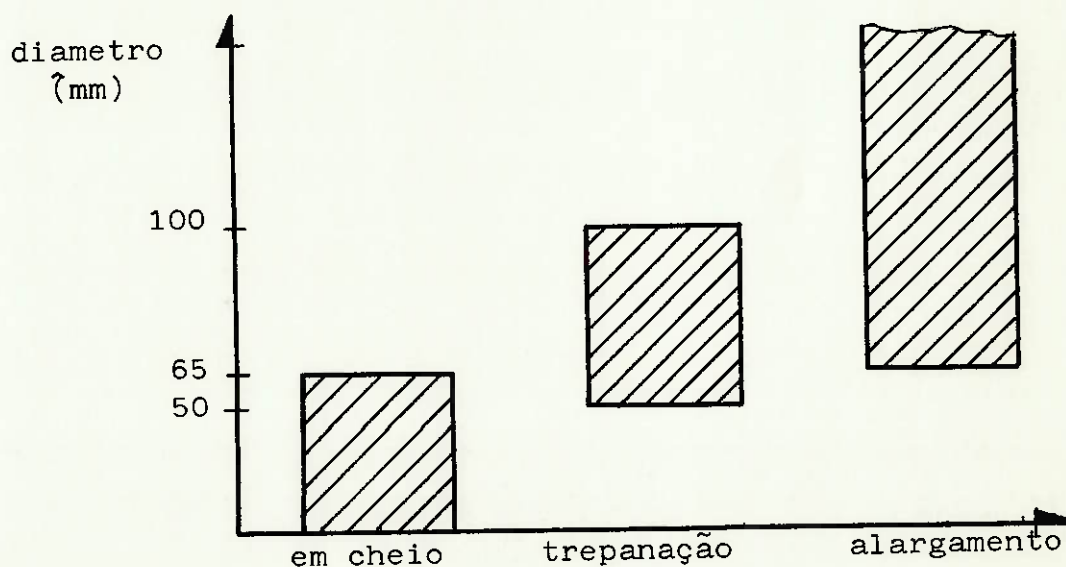


Figura II-2): diagrama das opções de ferramentas de furação profunda

Portanto para os furos que vão de 2" (50,8 mm) até 3.1/4" (82,55 mm) temos as opções de furação em cheio e trepanação. Os furos maiores apenas alargamento.

Vamos tentar e encontrar, através de um cálculo rápido e aproximado, qual seria a priori, a melhor opção entre trepanação e furação em cheio.

Tomaremos o seguinte exemplo numérico:

- Diâmetro do furo (D) = 3.1/4" = 82,5 mm
- Avanço (a) = 0,15 mm/rotação
- Pressão específica de corte (Ks_1) = 250 Kp/mm²
- Coef. de Kienzle (1-Z) = 0,74
- Ferramenta: broca HSS, ângulo de ponta = 118°
portanto $\alpha = 59^\circ$
- Velocidade de corte (V) = 100 m/min
- Material: SAE 4145 temp. rev. 30 HRC

pela fórmula de Kienzle temos:

$$\begin{aligned} \text{Potência de corte (Nc)} &= CV \\ \text{onde Momento torçor (MT)} &= (Kp/mm) \\ \text{rotação (n)} &= (rpm) \end{aligned}$$

$$Mt = Ks_1 \frac{D^2}{4 \sin \alpha} \left(\frac{a^2 \sin \alpha}{2} \right)^{1-Z}$$

$$Mt = 250 \frac{(82,55)^2}{4 \sin 59^\circ} \left(\frac{0,15 \sin 59^\circ}{2} \right)^{0,74}$$

$$Mt = 65202,23 \text{ Kp.mm} = 6520,223 \text{ Kp.cm}$$

$$\text{mas } Nc = \frac{Mt.n}{71620}$$

$$\begin{aligned} \text{onde } V &= \pi D n \rightarrow n = \frac{V}{\pi D} = \frac{100}{\pi \cdot (82,55 \times 10^{-3})} \\ n &= 386 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\text{portanto } Nc = \frac{6520,223 \cdot 386}{71620} = 35 \text{ CV}$$

Se considerarmos rendimentos mecânicos de 80% a potência do motor será:

$$Nm = 44 \text{ CV}$$

Com o exemplo verificamos que precisamos de um motor de pelo menos 45 CV para furarmos em cheio. Como motor de nossa máquina é de 30 CV vamos ter problemas de falta de potência para furação em cheio, obrigando-nos a diminuir o avanço ou velocidade de corte, fugindo dos parâmetros ideais.

Parece-nos que a trepanação seria a melhor solução, pois ela exige menor potência por apenas retirar a coroa circular, mantendo os parâmetros recomendados de corte. Se realmente verificarmos as máquinas modernas de Furação, do porte da nossa, vamos constatar que o motor principal apresenta potência de 50 a 60 CV.

Conclusão: Para furos de 2" a 3.1/4" vamos trepanar, para maiores vamos alargar fazendo pré-furo de 3.1/4".

II.4.b. Escolha do Sistema

Como vimos na parte I são três os sistemas de Furação: sistema canhão, BTA, Ejector. Vamos tentar neste item mostrar a forma pela qual fizemos nossa escolha.

i) - Sistema Canhão

Como já estudamos no sistema canhão o óleo entra pelo diâmetro interno da haste e sai pelo anelar formado pela parede do furo executado e a própria haste. Este sistema em termos de custos de ferramental e equipamento é o mais barato, porém apresenta alguns inconvenientes, que podem, conforme o caso, limitar sua utilização.

Como não tínhamos nenhuma experiência no processo e a máquina trabalhava originalmente com esse sistema, resolvemos optar por um baixo investimento e realizar os primeiros testes com sistema canhão.

Centramos na máquina uma peça de 400 mm de comprimento, diâmetro 6.3/4" (171,45 mm) de aço 4145 temperado e revenido com 34 HRC.

Pretendíamos realizar um furo passante de 2.1/2" (63,5 mm). Para isso fabricamos uma haste de 1.1/2" (57,15 mm) e 2 m de comprimento. Uma extremidade adaptamos ao carro de avanço e plug de entrada de óleo de corte. Na outra extremidade adaptamos um cabeçote porta lâmina espada. Compramos uma lâmina de 2.1/2". O óleo entrava pelo interno dando descarga na lâmina e trazendo o cavaco pelo anelar. Fabricamos uma caixa de recolhimento de óleo e cavacos. (Foto nº II.3.)

Usamos os dados de pressão, velocidade de corte e avanço conforme o livro "Gun Drilling and Trepanning", respectivamente 150 psi, 20 m/min e 0,1 mm/rpm.

Usinamos cerca de 200 mm de furo quando a lâmina quebrou. Sobre essa experiência tecemos os seguintes comentários:

- A aresta de corte desgastou-se rapidamente por ser de HSS e o material temperado.
- O cavaco que voltou pelo anelar marcou o furo.
- A haste, para permitir a passagem do cavaco, era muito fina não estabilizadno a lâmina.
- A velocidade de corte adotada exigia muito da máquina, desarmando por duas vezes o relé térmico do motor principal.
- A pressão do óleo foi insuficiente para transportar os cavacos, grandes demais. Houve aprisionamento dos mesmos e quebra da ferramenta. Isso nos leva a concluir que o quebra cavaco não era adequado.

Resolvemos insistir mais uma vez no sistema só que dessa vez fabricamos uma farremanta "caseira", com pastilhas de metalduro (Classe P20) com 12 mm de espessura. (Veja anexo II-2).

A ferramenta usinou 20 mm e quebrou. Não havia espaço para o cavaco sair e esse era grande demais. As guias não balanceavam as forças da pastilha, desviando o furo.

Esses dois fracassos desviaram nossas forças para outros sistemas.

ii) - Sistema Ejector

O sistema Ejector foi inventado pela Sandvik e depois adotado por outros fabricantes de ferramenta.

Trata-se de broca multicortante com forças de corte balanceadas, para evitar desvios (Foto nº II.4). A ferramenta é conectada a dois tubos um externo e outro interno. O óleo de corte entra sob pressão pelo espaço anelar e volta com os cavacos pelo interno.

O grande segredo desse sistema são os venturis do tubo interno, que fazem com que o óleo de retorno seja sugado e ajude a remover os cavacos.

Podemos reparar que existe uma grande vantagem entre esse sistema e o Canhão: existe um grande espaço para saída dos cavacos, pelo interno da ferramenta, não aprisionando-os junto a pastilha, motivo básico de quebra de ferramenta. Outras vantagens são:

- Ferramenta balanceada
- Os cavacos não tocam o furo executado.

Porém existem algumas desvantagens. Tanto as ferramentas como os tubos são importados, a Sandvik não os fabrica aqui, portanto são caros. As brocas existentes tem no máximo 2.1/2" (65 mm) e precisamos até 3.1/4" (82,55 mm). As brocas não são de pastilhas intercambiáveis, são brasadas.

Apesar disso importamos uma cabeça de 65 mm porém os tubos não conseguimos trazer. Fabricamos-os em nossa fábrica, inclusive improvisamos os venturis.

Fizemos um experimento, furando uma peça de 400 mm, 6.3/4" de diâmetro aço 4145 temperado e revenido até 34 HRC.

Tentamos usar os parâmetros de corte recomendados pelo fabricante, porém esbarramos nas limitações da máquina. Por exemplo:

- Velocidade de corte recomendada 72 a 80 m/min o que implica uma rotação de 400 rpm, aproximadamente. Os mancais de deslizamento da árvore não suportam o aquecimento; há muita vibração, operamos a 150 rpm.
- Avanço 0,15 mm/rpm, foi usado
- Pressão de óleo 100 psi

Furamos alguns milímetros e uma das pastilhas trincou por super aquecimento e houve fratura típica de caldeamento do cavaco. Tiramos as seguintes conclusões.

- Velocidade baixa causou caldeamento do cavaco.
- Os venturis foram insuficientes para sugar óleo mais cavaco, empastando a ferramenta que superaqueceu.

Concluimos finalmente que apesar do sistema Ejector ser muito bom, os tubos com venturi adequado são indispensáveis e a máquina deve corresponder aos parâmetros necessários.

Descartamos, por hora, esse sistema.

iii) - Sistema BTA

No sistema BTA (Boring and Trepanning Association) o fluido de corte é injetado entre a parte externa da haste e o furo que está sendo executado.

O retorno do fluido é feito pelo interno da haste juntamente com os cavacos.

Este sistema tem algumas vantagens:

- Grande área para retorno do cavaco
- O cavaco não toca o furo executado
- Não utiliza dois tubos, nem venturis.

Porém para sua realização se faz necessária a confecção de um cabeçote giratório, para injetar o Fluido de corte, vedando a face da peça.

A construção desse cabeçote será estudada em detalhes no próximo item.

Importamos uma cabeça de trepanar com inserto intercambiável de 2.1/2" (63,5 mm) de diâmetro, da marca Fink. Adaptamos uma haste e fomos para o teste. (Foto nº II.5.)

Era uma peça de 400 mm de comprimento, diâmetro externo de 6.3/4" (171,45 mm) aço 4145 temperado e revenido com 32 HRC. O inserto era da classe P-20.

Por limitações da máquina usamos 150 rpm ($V_c=81$ m/min) de rotação, avanço de 0,1 mm/rpm, 100 psi de óleo.

Com apenas dois insertos executamos o furo. Após várias tentativas finalmente obtivemos sucesso, e os detalhes construtivos desse sucesso vão ser discutidos no próximo item.

II.4c) - Conclusão

Após os testes mencionados, alguns sucessos e alguns fracassos concluímos que o sistema e método mais adequados são respectivamente: Trepanação e BTA. Procuramos direcionar nossos esforços no sentido de diminuirmos custos e aumentar a qualidade do serviço executado.

II.5. ADAPTAÇÃO DA MÁQUINA

Procuraremos neste item tecer comentários sobre a adaptação da máquina de seu sistema original de Furação ' Canhão para o BTA.

Faremos esses comentários de forma didática, apresentando os problemas, as soluções encontradas e as conclusões tiradas.

Não devemos esquecer que estruturalmente as máquinas, tanto canhão como BTA, apresentam a mesma forma, diferenciando apenas em alguns detalhes inerentes ao próprio processo. São esses detalhes que serão discutidos agora.

II.5.a.) - Bombeamento de óleo de corte

i) - Problema

Na furação Profunda a escolha do óleo de corte e seu bombeamento é fundamental.

O óleo de corte precisa ter:

- Viscosidade adequada
- Boa resistência a alta pressão
- Capacidade de trocar rapidamente calor.
- Boa tensão superficial para arrastar o cavaco.
- Boa capacidade de lubrificação.

O óleo de corte precisa ser bombeado para:

- Remover os cavacos da aresta de corte
- Resfriar a ferramenta e peça.
- Estabilizar a haste (no caso de BTA).

Portanto escolher um óleo apropriado e dimensionar corretamente o circuito de bombeamento é importantíssimo.

ii) - Solução

- Escolha

Após consultarmos vários fabricantes de óleo de corte optamos pelo RATAK MS 137, óleo especial para Furação Profunda, cujas características técnicas encontram-se em catálogo anexo (anexo nº II-3).

- Bombeamento

Para dimensionarmos as bombas vamos verificar o seguinte circuito hidráulico:

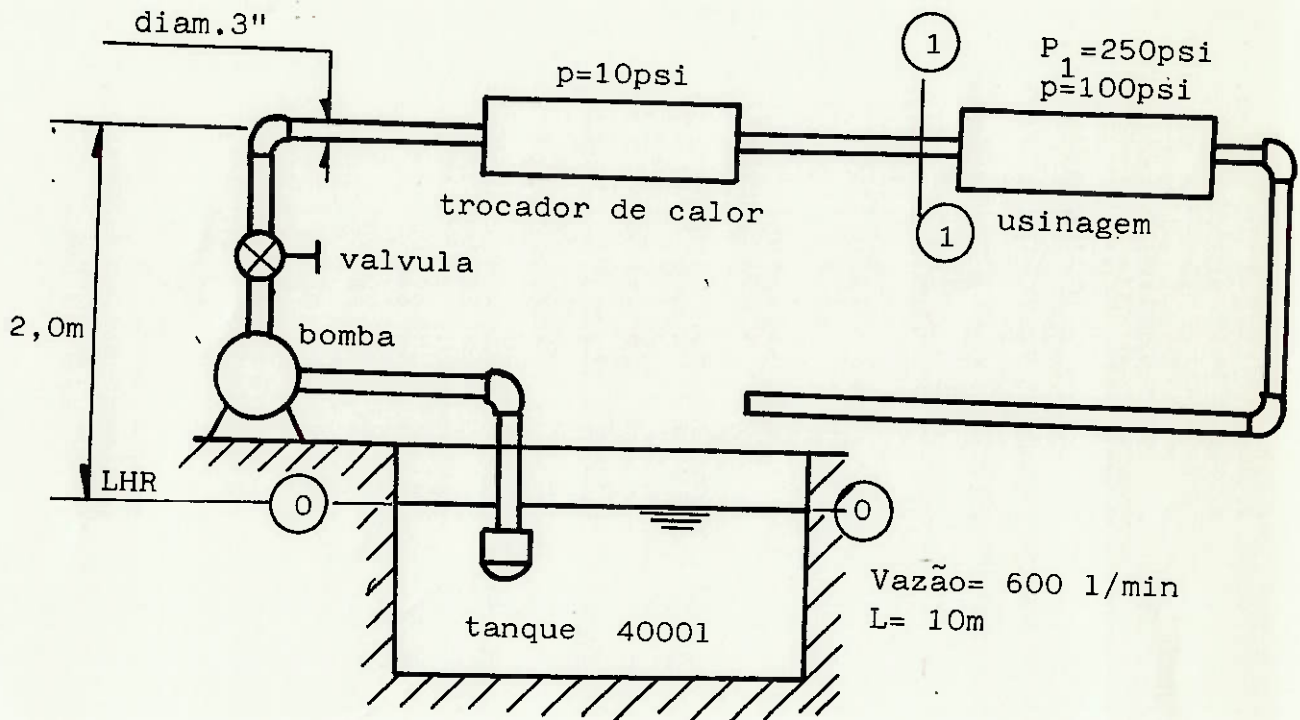


Figura II-3): esquema hidráulico do bombeamento de óleo de corte

A bomba precisa vencer a carga entre as seções 0 e 1 e ainda as perdas de carga localizadas no trocador de calor e usinagem, assim como as perdas nos tubos e cotovelos.

Portanto:

$$H_B = \Delta H_{EST} + \Delta H_{PD} + \Delta H_{PL}$$

$$\text{onde: } \begin{cases} H_B = \text{Carga para bomba (m)} \\ \Delta H_{EST} = \text{Diferença de carga entre as seções 1 e 0} = H_1 - H_0 \text{ (m)} \\ \Delta H_{PD} = \text{Perda de carga distribuída (m)} \\ \Delta H_{PL} = \text{Perda de carga localizada (m)} \end{cases}$$

a) - diferença de carga entre 1 e 0

$$\Delta H_{EST} = H_1 - H_0 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho} + Z_1 - \left(\frac{V_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\rho} + Z_0 \right)$$

onde:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_1 = \text{Velocidade do \u00f3leo em } (1) \text{ (m/s)} \\ V_0 = \text{Velocidade do \u00f3leo em } (0) = \text{parada} = 0 \\ P_1 = \text{Press\u00e3o do \u00f3leo em } (1) \text{ (Kgf/m}^2\text{)} \\ P_0 = \text{Press\u00e3o do \u00f3leo em } (0) = \text{ambiente} = 0 \\ \rho = \text{Peso espec\u00edfico do \u00f3leo} = 930 \text{ Kg/m}^3 \\ Z_1 = \text{Altura em } (1) \\ Z_0 = \text{Altura em } (0) = \text{LHR} = 0 \\ g = \text{Acelera\u00e7\u00e3o da gravidade} = 9,8 \text{ m/s}^2 \end{array} \right.$$

$$V_1 = \frac{Q}{S} \quad \text{onde: } \left\{ \begin{array}{l} S = \text{Sec\u00e7\u00e3o transversal do Duto (m}^2\text{)} \\ Q = \text{Vaz\u00e3o (m}^3\text{/s)} \end{array} \right.$$

$$V_1 = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$V_1 = \frac{4 \times 0,01}{\pi \times (0,0726)^2} =$$

$$V_1 = 2,19 \text{ m/s}$$

portanto:

$$\Delta H_{EST} = \frac{2,19^2}{2 \times 9,8} + \frac{175765}{930} + 2$$

$$\Delta H_{EST} = 191 \text{ m}$$

b) - Perdas distribuidas

$$\Delta H_{PD} = \frac{F \times L \times V_1^2}{D \times 2 \times 9}$$

Onde: $\left\{ \begin{array}{l} L = \text{Comprimento total do circuito} \\ F = \text{Coef. de Moody Rouse} \end{array} \right.$

mas $L = L_{TUB} + 4 L_{COT} + 1 L_{VALV}$

$$\text{onde: } \begin{cases} L_{TUB} = \text{Comprimento da Tubulação} = 10 \text{ m} \\ L_{COT} = \text{Comprimento equivalente da válvula} \\ \quad \text{(conf. Manual PROTEC)} = 2,1 \text{ m} \\ L_{VALV} = \text{Comprimento equivalente da válvula} \\ \quad \text{(conf. Manual PROTEC)} = 0,5 \text{ m} \end{cases}$$

portanto:

$$L = 10 + 4 \times 2,1 + 0,5$$

$$L = 18,9 \text{ m}$$

Para entrarmos no diagrama de Moody-Rouse e obter F precisamos:

$$- \text{n}^\circ \text{ de Reynoulds} = RE = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\text{onde: } \begin{cases} \nu = \text{Coeficiente de viscosidade do óleo} = \\ = 0,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{cases}$$

$$RE = \frac{2,19 \times 0,0762}{0,9 \times 10^{-6}} = 1,85 \times 10^5$$

$$- \text{Relação D/K onde: } \begin{cases} K = \text{Coeficiente de rugosidade do tubo (} \\ \text{conf. PROTEC)} = \text{Para aço galvanizado} \\ = 2,0 \times 10^{-4} \text{ m} \end{cases}$$

$$D/K = \frac{0,0762}{2,0 \times 10^{-4}} = 381$$

No diagrama de Moody Rouse (PORTEC) temos:

$$\left. \begin{array}{l} RE = 1,85 \times 10^5 \\ D/K = 381 \end{array} \right\} \rightarrow F = 0,162$$

$$\text{Portanto } \Delta H_{PD} = \frac{0,162 \times 18,9 \times 2,19^2}{0,0726 \times 2 \times 9,8}$$

$$\Delta H_{PD} = 10 \text{ m}$$

c) - Perdas localizadas

As perdas localizadas seriam do trocador de calor e da usina gem:

$$\Delta H_{PL} = \frac{70.306}{930} + \frac{7030,6}{930}$$

$$\Delta H_{PL} = 83 \text{ m}$$

Portanto:

$$H_B = \Delta H_{EST} + \Delta H_{PD} + \Delta H_{PL}$$

$$H_B = 191 + 10 + 83$$

$$H_B = 284 \text{ m}$$

A potência necessária para a bomba seria:

$$N_B = \dot{Q} H_B = 930 \times 0,01 \times 284 = 2641,2 \frac{\text{Kgf.m}}{\text{s}}$$

A potência para o motor seria, admitindo uma eficiência de 80%.

$$N_m = N_B = \frac{2641,2}{0,8}$$

$$N_m = 3301,5 \frac{\text{Kgf.m}}{\text{s}}$$

$$N_m = 44 \text{ CV}$$

Como trata-se de alta vazão optamos por usar 4 bombas em paralelo. Por tratar-se ainda de alta pressão escolhemos bombas de engrenagens.

Escolhemos o modelo FBE-BP para dutos de 3" da Empresa Fabricadora de Bombas, com as seguintes características.

- 2 bombas com 15 CV, 200 l/min, 250 Psi
- 2 bombas com 7,5 CV, 100 l/min, 250 Psi

O circuito hidráulico encontra-se ilustrado na foto nº II.6

iii) - Conclusão

Escolhemos o óleo de corte e dimensionamos o sistema de bombeamento, além de elaborarmos o sistema filtro dos cavacos. Este equipamento encontra-se implantado e funcionando satisfatoriamente.

II.5.b) - Cabeçote de injeção de óleo

No sistema BTA o óleo de corte entra pelo anelar formado, internamente pela haste e externamente pelo furo executado. Logicamente a haste deve ter diâmetro menor que furo, possibilitando a vazão de óleo até a cabeça da Furação.

Esta por sua vez apresenta guias para estabilizá-la no furo executado, tornando-a auto-guiante. (ver foto nº II-5).

i) - Problema

No sistema Ejector e canhão a injeção de óleo é feita pelo interno da haste que não apresenta rotação, portanto basta um furo com plug na haste para injetar o óleo. Como executar essa injeção pelo anelar?

ii) - Solução

A solução está no projeto e construção de um cabeçote de injeção de óleo de corte.

As principais funções do cabeçote são as de:

- Possibilitar a injeção de óleo de uma parte fixa (haste) para uma em rotação (peça) não impedindo o movimento axial da primeira (avanco de corte da haste).
- Guiar a haste próximo a face da peça.

Digamos que basicamente ele é um cilindro que deve ser conectado ao cabeçote fixo da máquina de tal forma que a haste com a cabeça de furar passe por dentro dele deixando um anelar. Coloca-se um plug dando descarga nesse anelar onde conecta-se a mangueira de óleo.

Através de gaxetas veda-se a saída traseira da haste, possibilitando o movimento axial da mesma.

Porém resta ainda um problema: A peça gira e o cabeçote não e deve-se vedar a interface entre os dois para que o óleo não escape. Faz-se portanto no cabeçote um arrastador giratório com oring's na face para vedá-los. O cabeçote fixo da máquina deve ser travado de tal forma a precionar o arrastador na peça.

Como temos vários diâmetros de brocas, portanto várias hastes, temos que possibilitar a troca das guias e vedações das hastes.

Como temos vários diâmetros de peças a serem furados temos que possibilitar a troca de vários arrastadores.

O cabeçote que construimos encontra-se detalhado no anexo nº II-4 e tem cumprido satisfatoriamente sua função. (Foto nº II-7).

iii) - Conclusão

A grande desvantagem do sistema BTA é a construção desse cabeçote que implica num pequeno investimento em rolamentos, gaxetas, retentores, oring's, aço, mão-de-obra, porém sua relação custo/benefício é baixa.

O cabeçote é o ponto frágil de manutenção, devido as pressões de trabalho. (aprox. 200 PSI).

Normalmente aparecem vazamentos, que devem ser paulatinamente controlados. Daí a necessidade de uma boa escolha de plugs, retentores, gaxetas e oring's, assim como sua verificação periódica.

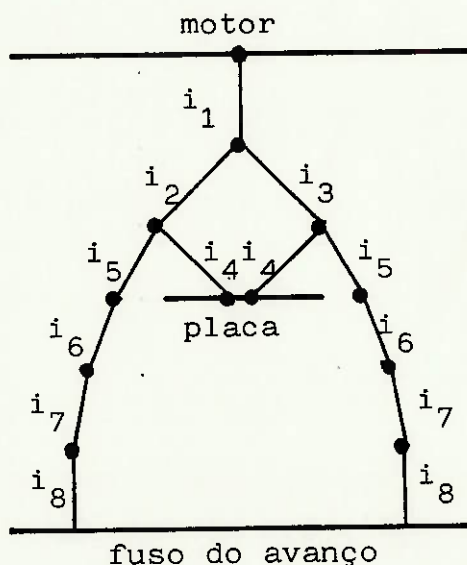
Outro detalhe importante, que deve ser salientado é o fato de precisarmos fazer uma pré-usinagem no tor_ no, antes de furarmos para (anexo nº II-5):

- Facilitar a centragem na placa da máquina
- Usinar a pista da luneta
- Usinar os canais de encaixe do oring de face do cabeçote.
- Fazer furo guia, para iniciação da furação, já que optamos não colocar guia no cabeçote para iniciar furo (Foto nº II-8)
- Padronizar a ponteira das nossas peças para construirmos menor número de arrastadores.

II.5.c) - Motor para Avanço

Se observarmos o anexo nº II-1 da transmissão de nossa máquina de furação verificaremos que do motor principal par_ tem duas transmissões:

- Uma para a placa giratória, transmitindo a potência de corte.
- Outra para o fuso, transmitindo a potência de avanço.



relação de transmissão	valor	tipo
i1	2,09	polias
i2	1,45	engrenagens
i3	2,90	engrenagens
i4	3,00	engrenagens
i5	1,20 - 2,81	engrenagens cambiáveis
i6	1,20 - 2,81	engrenagens cambiáveis
i7	40,0	sem fim e coroa
i8	6,25	pinhão e coroa

Figura nº II-4 - árvore de transmissão da trepanadeira e suas respectivas relações de transmissão.

Notamos portanto uma vinculação entre a rotação da peça e a rotação do fuso:

$$\frac{n_{\text{placa}}}{n_{\text{fuso}}} = \frac{i5.i6.i7.i8}{i4}$$

i) - Problema

Notamos nessa situação alguns problemas:

- Como i7, i8 e i4 são fixos e apenas i5 e i6 são cambiáveis' nossa capacidade de variação de avanço fica limitada a mudança dessas quatro engrenagens.

Como o controle da formação do cavaco é fundamental para a boa operação da máquina, pois somente o cavaco curto é satisfatório, precisamos de uma variação do avanço de forma contínua e rápida, afim de ajustarmos os melhores parâmetros dessa grandeza com a inspeção imediata dos cavacos.

- Parte da potência de corte é desviada para o avanço, diminuindo a capacidade real de corte.

ii) - Solução

A solução que encontramos seria a de independentizar os movimentos de rotação da placa d avanço, instalando um motor individual para o segundo. Esse motor teria potência para imprimir o movimento de avanço e variação contínua de rotação. Desta forma teríamos uma gama de valores possíveis de avanço' e uma variação rápida e prática desses valores.

- Determinação da potência do motor de Avanço

Determinar a potência de um motor para uma máquina operatriz é sempre uma tarefa difícil, pois as infinitas fórmulas de combinação de parâmetros de trabalho, a própria variação de serviços a serem executados são fatores que devem ser analisados.

Vamos tentar estabelecer um exemplo numérico, tomando como base um de nossos serviços e tentar avaliar a potência necessária para o motor de avanço:

dados:

- diâmetro do furo (D) = 3.1/4" = 82,55 mm
- avanço = 0,15 mm/rotação
- velocidade de corte (V) = 100 m/min.
- ferramenta: Broca helicoidal HSS, ang. de ponta 118°
portanto $\alpha = 59^\circ$
- material: Aço 4140 temp.rev. 30 HRC (285 HB)

- Pela fórmula Oxford - Shaw temos:

Fa = força de avanço (Kp)

$$Fa = \left[0,195 \times HB \times 1420 \times \left(\frac{a}{25,4} \right)^{0,8} \times \left(\frac{D}{25,4} \right)^{1,8} + \right.$$

$$\left. + 0,002 \times HB \times 1420 \times \left(\frac{D}{25,4} \right)^2 \times \right] 0,454$$

$$Fa = \left[0,195 \times 285 \times 1420 \times \left(\frac{0,15}{25,4} \right)^{0,8} \times \left(\frac{82,55}{25,4} \right)^{1,8} + \right.$$

$$\left. + 0,002 \times 285 \times 1420 \times \left(\frac{82,55}{25,4} \right)^2 \right] \times 0,454$$

$$Fa = 8731,18 \text{ Kp}$$

Teremos a seguinte rotação para máquina:

n_p = rotação da placa (rpm)

$$n_p = \frac{V}{\pi d} = \frac{100}{\pi \left(\frac{82,55}{1000} \right)} = 385 \text{ rpm}$$

- a velocidade de avanço será:

V_a = velocidade de avanço (m/s)

$$V_a = \frac{a \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{0,15 \times 385}{1000 \times 60} = 0,00096 \text{ m/s}$$

- a potência de avanço será:

N_a = potência de avanço (CV)

$$N_a = \frac{F_a \cdot V_a}{75} = \frac{8731,18 \times 0,00096}{75}$$

$$N_a = 0,1 \text{ CV}$$

Vimos portanto que a potência para avanço é bem pequena, porém para chegarmos a potência nominal dos motores vamos calcular as perdas.

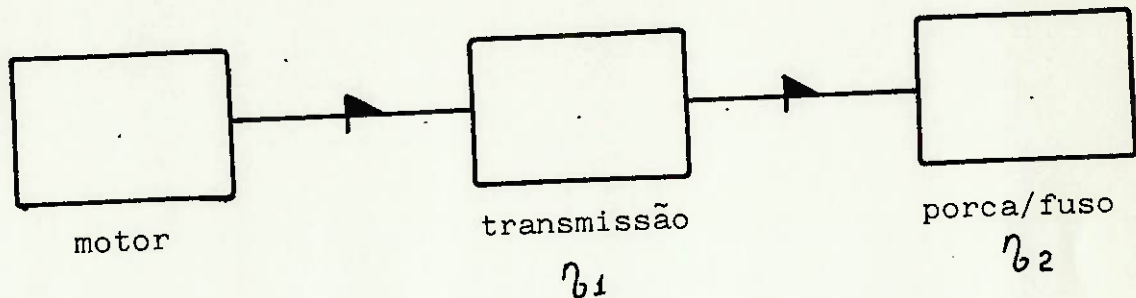


Figura II-5): diagrama da transmissão do motor ao carro de avanço, com as respectivas perdas

- Vamos adotar uma perda na transmissão do motor para o fuso com engrenagens e polias basicamente de 85% portanto $\eta_1 = 0,85$
- Vamos calcular a perda na transmissão do fuso para o carro através da porca:

- passo do fuso (h) = 19,05 mm
- raio médio (r_m) = 38,25 mm
- ângulo de atrito (aço bronze) (ψ) = 9°
- rendimento (η_2)

$$\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \psi)} \quad \text{onde } \operatorname{Tg} \beta = \frac{h}{2 \pi r_m}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{19,05}{38,25} = 0,498 \implies \beta = 26,5^\circ$$

$$\eta_2 = \frac{0,498}{\operatorname{tg}(26,5 + 9)}$$

$$\eta_2 = 0,70$$

- Portanto a potência do motor deverá ser:

N_m = potência do motor (CV)

F_s = fator de segurança = 0,8

$$N_m = \frac{N_a}{\eta_1 \eta_2 F_s} = \frac{0,1}{0,85 \times 0,70 \times 0,8}$$

$$N_m = 0,2 \text{ CV}$$

Como a potência calculada é uma potência relativamente baixa e gostaríamos de garantir torque suficiente mesmo para altas rotações, vamos superdimensionar o motor, visto que não sabemos se no futuro teremos uma tendência a aumentar o tamanho dos furos ou mesmo a velocidade de avanço.

Vamos escolher um motor de 2CV que comparado com os 30 CV do motor principal dá uma taxa de 7% que é uma boa taxa de avanço/vel.de corte.

- Escolha do tipo de motor

No processo de furação profunda a quebra do cavaco é fundamental. O cavaco deve sair curto para não empastar e quebrar a ferramenta além do que não pode entupir a haste que o conduz.

Portanto o que precisavamos era escolher um motor cuja variação de rotação fosse contínua, infinita, para que o operador avaliasse o cavaco removido pudesse chegar, para cada operação, nos valores de avanços ideais.

Dentre os motores de variação contínua de velocidade temos três tipos:

- Motores de corrente contínua
- Variadores eletromagnéticos de velocidade
- Variadores mecânicos de velocidade

Para a potência em questão todos os três tipos são encontrados no mercado.

É conveniente que o motor em questão permita a reversão de rotação para avançarmos e retornarmos, porém como a redução para o furo é muito grande, o retorno rápido por este motor não é adequado já que não será rápido o suficiente. Seria mais conveniente para o retorno rápido colocarmos um motor independente (ver item II-6-b). Na operação de avanço precisamos garantir, que a rotação do motor em questão, quando fixada num valor ideal, varie o menos possível deste valor, para manter a dimensão do cavaco.

O torque deve ser suficiente para promover a força de avanço. Portanto um motor que mantenha as características de rotação e torque equilibradas é o mais conveniente, ou seja, um motor que procure manter potência constante com a velocidade e esta varie muito pouco com as diferenças de carga.

Portanto, já podemos excluir os variadores eletromagnéticos cujas

curvas mantêm o torque constante com a variação da rotação, variando portanto a potência, implicando na falta de manutenção da rotação quando fixada, pois procuram manter o torque.

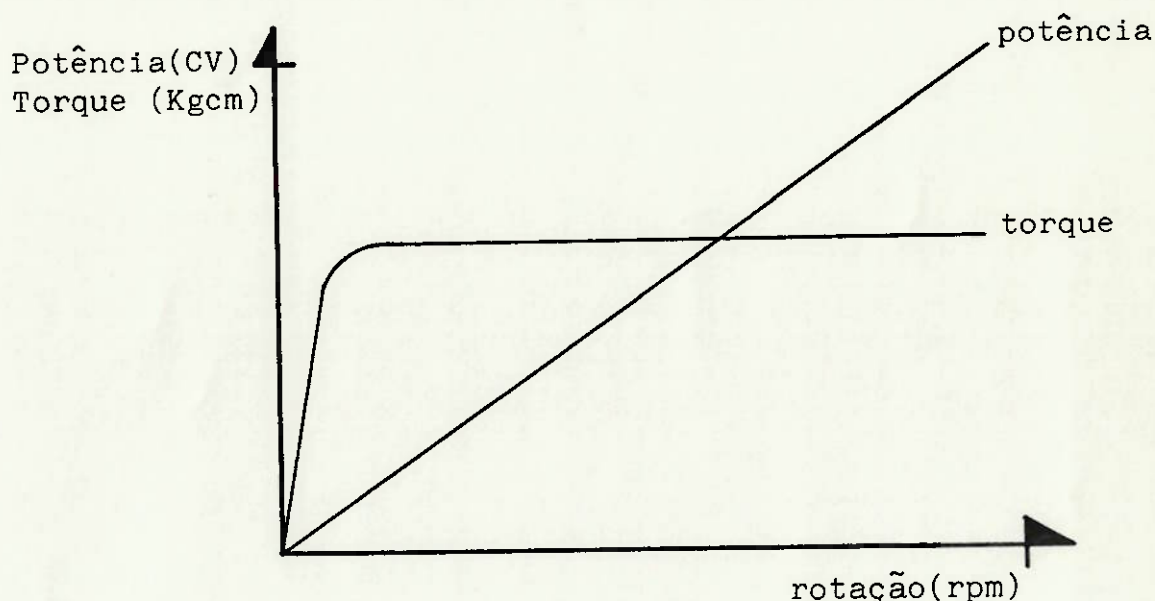


Figura II-6):curvas do variador eletromagnético

Os motores de corrente contínua de potência constante que são usados nas máquinas CNC, se adequariam perfeitamente a Função, pois 'além de tudo permitem a inversão de rotação.

Procuramos mais uma alternativa, os variadores mecânicos. Encontramos os variadores por cones da SHIMPO, cujo funcionamento, modelos e características técnicas estão em catálogo anexo. (anexo II-6).

Comparativamente consultando a SIEMENS e BROW-BOVERI quanto aos motores de corrente contínua, esses tinham preço duas vezes maior que o variador mecânico e prazo de entrega variando de 180 a 360 dias.

Como não tínhamos disponibilidade de tempo optamos pelo variador 'SHIMPO com prazo de entrega de trinta dias.

Este veriador procura manter a potência constante, variando o torque com a rotação, tendo alto torque de partida e possibilidade de inversão de rotação.

Sem o redutor opcional na saída o variador trabalha de 0 a 1000 rpm, porém de 0 a 100 rpm ele não consegue manter satisfatoriamente a rotação. Portanto devemos fugir desta faixa, onde o rendimento é baixo.

A escolha do modelo veremos no próximo item, pois poderíamos ou não usar o redutor opcional.

- Determinação da redução na saída do variador

Se aproveitarmos as reduções i_7 (sem fim-coroa), i_8 (pinhão-coroa) obteremos uma redução de:

$$i_7 \times i_8 = 40 \times 6,25 = 250 \text{ que é uma redução considerável.}$$

Baseado no livro "GUN DRILLING and TREPPANING" temos para o menor furo, onde teremos a maior velocidade de avanço os seguintes dados:

- Para ferramenta de Metal Duro P20
- Aço 4140/45 com 30 HRC
- $\varnothing$ Ferramenta (D) = 2" = 50,8 mm
- Avanço (a) = 0,15 mm/m
- Velocidade de Corte (V) = 100 m/min
- Passo do Fuso (p) = 3/4" = 19,05 mm
- Rotação da placa (np) rpm=

$$= \frac{np}{\pi D} = \frac{100}{\pi 50,8 \times 10^{-3}}$$

$$np = 626 \text{ rpm}$$

- Velocidade de avanço (Va) mm/min

$$Va = a \cdot np = 0,15 \times 626 = 94 \text{ mm/min}$$

- Rotação do Fuso (nf) rpm

$$nf = \frac{Va}{P} = \frac{94}{19,05} = 4,93 \text{ rpm}$$

- Portanto se aproveitarmos as reduções i_7 e i_8 , na entrada de i_7 deveríamos ter:

$$n_e = n_f \times 250 = 4,93 \times 250 = 1.232,5 \text{ rpm}$$

- Como a máxima saída do motor SHIMPO é 1000 rpm precisamos fazer uma multiplicação por polias de 1,3 até a entrada de i_7 (sem fim e coroa.

- teremos portanto:

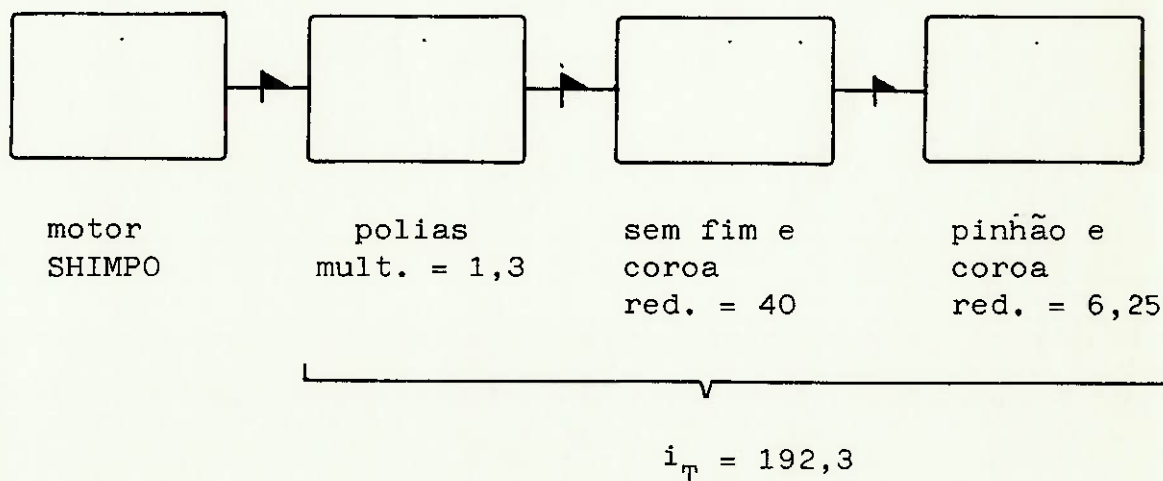


Figura II-7): diagrama das transmissões do motor ao fuso com as respectivas relações de transmissões

- Verifiquemos para os demais furos quais os valores de rotação e torque do motor e fuso.

diâmetro do furo	rot. motor (rpm)	torque (Kgm)	rot. fuso (rpm)	torque (Kgm)
2" / 50,80mm	948	1,2	4,93	230,7
2.1/4" / 57,15mm	858	1,3	4,46	250,0
2.1/2" / 63,50mm	758	1,5	3,94	288,4
2.13/16" / 71,44mm	673	1,8	3,50	346,1
3" / 76,20mm	630	1,9	3,28	365,4
3.1/4" / 82,55mm	584	2,1	3,04	403,8

OBS.: usamos:

- Avanço = 0,15 mm/rotação
- Velocidade de corte = 100 m/min
- Passo do fuso = 19,05 mm
- Dados de torque do catálogo anexo nº 5 para o modelo SHIMPO RXM-1500 de 150 w ~ 2CV

- Figura nº II-8: Tabela de Rotações e torques de motor e fuso.

- Pela tabela, o motor irá trabalhar entre 500 e 1000 rpm, fugindo da faixa de 0 a 100 rpm. Porém se para um outro serviço qualquer precisamos cair na faixa de 0 a 100 rpm (0 a 10 mm/min) de vel. de avanço, aumentaremos a multiplicação das polias para fugirmos desta faixa de rotação do motor.
- Concluindo, portanto, adquirimos o variador SHIMPO RXM-1500 com aproximadamente 2CV de potência sem o redutor opcional, já que precisamos multiplicar, não reduzir.
Para centralizarmos o acionamento desse motor no comando central da máquina, optamos pelo motor piloto para acionar a variação de velocidade, à distância. Para garantirmos a manutenção da rotação adquirimos o Autorator que nada mais é que um controle automático de rotação. Instalamos também tacômetro com a escala já em velocidade de avanço.
Optamos por motor já com freio, por segurança, para que nos casos de quebra de ferramenta a parada seja imediata e não acarrete danos maiores.

A instalação do motor está ilustrada na foto nº II-9 e o esquema da transmissão esta detalhado no anexo nº II-7

- Cálculo das polias e correias da saída do motor

Temos o seguinte esquema:

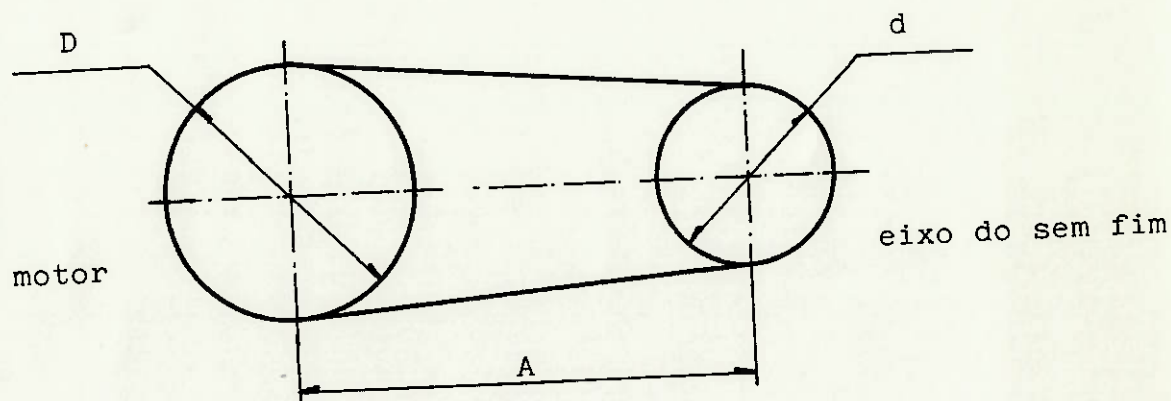


Figura II-9): esquema da transmissão por polias do motor do avanço para o eixo do sem fim

onde

$$\begin{cases} A = \text{distância entre centros} = 440 \text{ mm} \\ D = \text{diâmetro primitivo da polia motora (mm)} \\ d = \text{diâmetro primitivo da polia movida (mm)} \end{cases}$$

temos ainda :

$$\begin{cases} \text{diâmetro do eixo do motor} = 38 \text{ mm} \\ \text{diâmetro do sem fim} = 35 \text{ mm} \end{cases}$$

Portanto por aspecto construtivo vamos assumir $d = 100 \text{ mm}$

Portando $D = i \times d = 1,3 \times 100 = 130 \text{ mm}$

Vamos seleccionar as correias em "V" e determinar quantas vamos precisar.

Para pior situação ou seja, onde teremos maior torque será na menor rotação.

Vamos admitir a menor rotação para o motor a 500 rpm desempenhando seus 2CV.

Então temos:

$$\begin{cases} V_t = \text{Velocidade tang. da correia (m/min)} \\ D = \text{Diâmetro da correia do motor} = 0,130 \text{ m} \\ n = \text{Rotação do motor} = 500 \text{ rpm} \end{cases}$$

$$V_t = \pi D n = 0,130 \cdot 500 = 204 \text{ m/min}$$

Pelo catálogo ORION a correia a 200 m/min e polia menor com 100 mm ' de diâmetro temos 1,5 CV de resistência para o perfil .
Se adotarmos fator de serviço de 1,2 para os 2 CV de potência temos:

- Potência de escolha $2 \times 1,2 = 2,4$ CV

- nº de correias = $\frac{2,4}{1,5} = 1,6$

- Usaremos duas correias perfil C com 1250 mm de comprimento. Por_ tanto usaremos duas correias C-51 em "V".
Para regularmos a tensão da correia faremos furos oblongos na fixa_ ção do motor.

O desenho das polias em questão estão dispostos no anexo nº II-8.

CONCLUSÃO

- Instalamos o variador mecânico RXM-1500 com 2 CV através de polias e correias, aproveitando as transmissões já existentes na máquina' de sem fim-coroa e pinhão-coroa.

Desta forma desvinculamos totalmente o avanço da rotação e ainda ' obtivemos variação continua para o mesmo.

Em média, após instalarmos o motor, obtivemos aumento de 2,5 vezes na vida das ferramentas redução dos tempos de furação pela metade.

II.5.d) - Escolha de Trocador de Calor

Começamos a operar a máquina e sentir seus primeiros problemas operacionais

i) - Problema

O óleo de corte que escolhemos apropriado para furação profunda, conforme especificação do fabricante, começa a queimar parte de seus aditivos quando atinge os 70°C de temperatura.

Quando iniciamos nossos trabalhos na usinagem de furação profunda começamos a notar preocupante elevação da temperatura do óleo de corte.

Constatamos que em uma hora e meia de trabalho a temp.do óleo se elevou de 40 para 69°C começando a queimar seus aditivos e exalando forte odor.

Como sabemos o calor dissipado em uma operação de corte divide-se nas seguintes proporções:

- 70% pelo cavaco
- 20% pela peça
- 10% pela ferramenta

No processo de furação profunda, em particular, o óleo mantém estreito contato com a peça, ferramenta e principalmente o cavaco, pois o conduz até o peneiramento.

Fica claro portanto que óleo recebe grande percentagem de calor gerado. Como sua dissipação é ineficiente ele aumenta de temperatura rapidamente.

ii) - Solução

Precisavamos aumentar a eficiência de dissipação do calor por parte do óleo instalando um trocador de calor.

Mas vamos inicialmente tentar mensurar o problema:

Sistema atual:

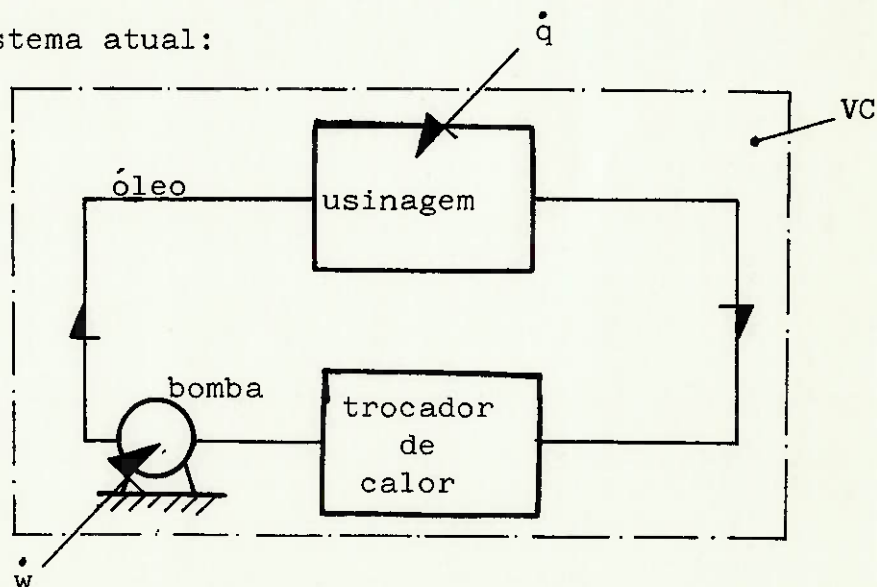


Figura II-10): esquema térmico da máquina de furação profunda

Tomemos o volume de controle contido na linha tracejada e ainda os seguintes dados colhidos experimentalmente.

- inicialmente o óleo não circula

$$\textcircled{1} \left\{ \begin{array}{l} P_1 = \text{Pressão do fluido} = 0 \\ V_1 = \text{Velocidade do fluido} = 0 \\ T_1 = \text{Temperatura do fluido} = 25^\circ\text{C} \\ \dot{W} = \text{Fluxo de trabalho} = 0 \\ \dot{q} = \text{Fluxo do calor} = 0 \end{array} \right.$$

- Após uma hora temos:

$$\textcircled{2} \left\{ \begin{array}{l} P_2 = \text{Pressão do fluido} = 200 \text{ psi} \\ V_2 = \text{Velocidade do fluido} = Q/S \text{ (VAZão/Área)} \\ \dot{W} = \text{Fluxo de Trabalho} \\ \dot{q} = \text{Fluxo de Calor} \\ T_2 = \text{Temperatura do Fluido} = 44,2^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Dos dados temos:

$$T = \frac{T_2 - T_1}{t} = \frac{44,2 - 25}{1 \text{ hora}} = 19,2 \text{ }^\circ\text{C/h}$$

em uma hora apliquemos a 1ª lei para o VC :

$$Q + M.e_1 = M.e_2 + W$$

onde:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \text{Calor Trocado} \\ M = \text{Massa do (óleo de corte)} \\ e_1 = \text{Energia específica em } \textcircled{1} \\ e_2 = \text{Energia específica em } \textcircled{2} \\ W = \text{Trabalho Trocado} \end{array} \right.$$

mas

$$Q + M \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + Z_1 g \right) = M \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + Z_2 g \right) + W$$

onde:

$$\begin{cases} u_1 = \text{Energia interna em } (1) \\ u_2 = \text{Energia interna em } (2) \\ Z_1 = \text{Altura em } (1) \\ Z_2 = \text{Altura em } (2) \end{cases}$$

mas:

$$U = pv + h$$

$$\begin{cases} h = \text{entalpia} \\ p = \text{pressão} \\ v = \text{volume específico} \end{cases}$$

então:

$$Q + M \left[h_1 + P_1 v_1 + \frac{V_1^2}{2} + Z_1 \right] = M \left[h_2 + P_2 v_2 + \frac{V_2^2}{2} + Z_2 \right] + W$$

Vamos fazer as seguintes hipóteses:

- $Z_1 = Z_2$ (s/diferença de altura)
- $v_1 = v_2 = v$ (líquido incompressível)
- Todo o trabalho da bomba é responsável pelo aumento de pressão e velocidade.

portanto:

$$Q = M \left[h_2 - h_1 + v (P_2 - P_1) + (V_2^2 - V_1^2) \right] + W$$

$$Q = M (h_2 - h_1)$$

ou ainda

$$Q = Cp (T_2 - T_1)$$

onde : Cp = Calor específico do óleo = 0,5 Kcal/Kg°C

Vamos supor a massa do sistema apenas o óleo onde temos:

$$\begin{cases} V = \text{Volume do tanque} = 1200 \text{ lt} \\ \rho = \text{Densidade do óleo} = 0,93 \text{ kg/l} \end{cases}$$

portanto:

$$M = V \cdot \rho = 1200 \cdot 0,93 = 1116 \text{ Kg}$$

portanto

$$Q = 1116 \times 0,5 \times 19,2 = 10713 \text{ Kcal}$$

Como estamos estudando em 1 hora

$$\dot{q} = 10713 \text{ Kcal/h}$$

- Sistema com Trocador de Calor

O trocador de calor precisa então trocar 10713 Kcal/h

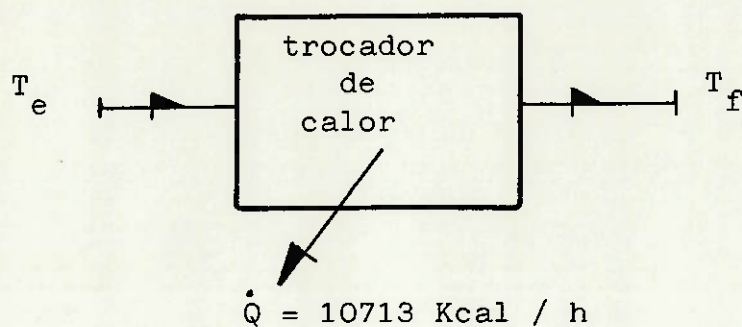


Figura II-11) : esquema térmico do trocador de calor

onde:

$$\begin{cases} T_e &= \text{Temperatura do fluido na entrada} \\ T_f &= \text{Temperatura do fluido na saída} \\ \dot{m} &= \text{vazão em massa do fluido} \end{cases}$$

mas $\dot{m} = \rho \cdot \dot{Q}$

$$\begin{cases} \dot{Q} &= \text{vazão em volume} = 600 \text{ l/min} \\ \rho &= \text{densidade do óleo} = 0,93 \text{ kg/l} \end{cases}$$

$$\dot{m} = 0,93 \times 600 = 558 \text{ Kg/min} = 33480 \text{ Kg/h}$$

aplicando a 1ª lei para o trocador temos:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_s)$$

$$10713 = 33480 \times 0,5 \times (T_e - T_s)$$

Portanto $(T_e - T_s) = 0,64^\circ\text{C}$

- Resumindo: Precisamos de um trocador com as seguintes características:

- permita a vazão de 600 l/min de óleo a 200 psi
- troque aproximadamente 1°C de temperatura, ou seja $(T_e - T_s) = 1^\circ\text{C}$
- óleo tem as características:
 - Calor específico 0,5 Kcal/Kg °C
 - viscosidade 1,965 Lb/Fth
 - Peso específico = 0,93 Kg/l
- Após consultarmos vários fabricantes chegamos a conclusão que o melhor trocador seria do tipo "SHELL-TUBE" com água em fluxo cruzado.

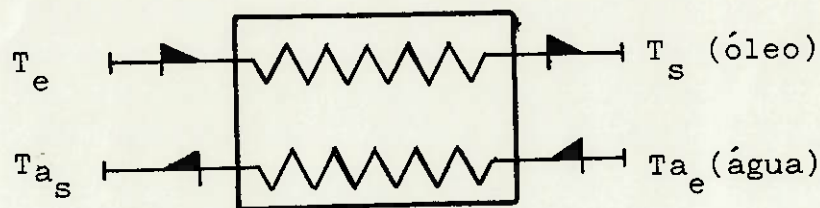


Figura II-12): Esquema do trocador shell-tube.

- Vamos admitir:

- Variação de temperatura da água = $3^\circ\text{C} = (T_{a_s} - T_{a_e})$

- Aplicando a 1ª lei para o trocador temos:

$$\dot{m}(\text{óleo})C_p(\text{óleo})(T_e - T_s) = \dot{m}(\text{água})C_p(\text{água})(T_{a_s} - T_{a_e})$$

$$600 \times 60 \times 0,93 \times 0,5 \times 1 = \dot{m}_a \times 1,0 \times 3$$

$$\dot{m}_a = 5580 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{Q}_a = 5580 \text{ l/h}$$

Portanto para 3°C de variação da temperatura da água precisamos de uma vazão de 5580 l/h

Consultando vários fabricantes acabamos por optar pelo trocador da marca PYRO cujo catálogo encontra-se anexo (anexo nº II-9). Trata-se do modelo PV-4-6-1750 modificado para suportar 36000 l/h' de óleo fluindo pelo casco, em contra fluxo com 600 l/h de água, fluindo pelos tubos.

Vale a pena ressaltarmos que no catálogo encontramos, facilmente explicado, qual o modelo a ser escolhido, baseado nos dados supracitados.

- Torre de resfriamento da água

Restava-nos mais um problema. Precisamos construir um circuito de água com torre de resfriamento, para trocar o calor recebido no trocador casco-tubo.

Vamos admitir que a água chegaria a torre com 31°C e precisaria sair a 28°C .

Consultamos várias empresas do ramo e optamos pela Torre de resfriamento da CARAVELA modelo CSH-0361/6-A1, cujo catálogo e dados de operação encontram-se em anexo (anexo nº II-10).

Precisávamos dimensionar o circuito hidráulico do trocador a torre e vice-versa.

Por recomendação do fabricante da torre a mesma deveria ficar ao ar livre em local ventilado para facilitar a troca de calor.

Escolhemos colocá-la no telhado dos escritórios, puxando tubulação até o trocador, próximo a máquina conforme esquema:

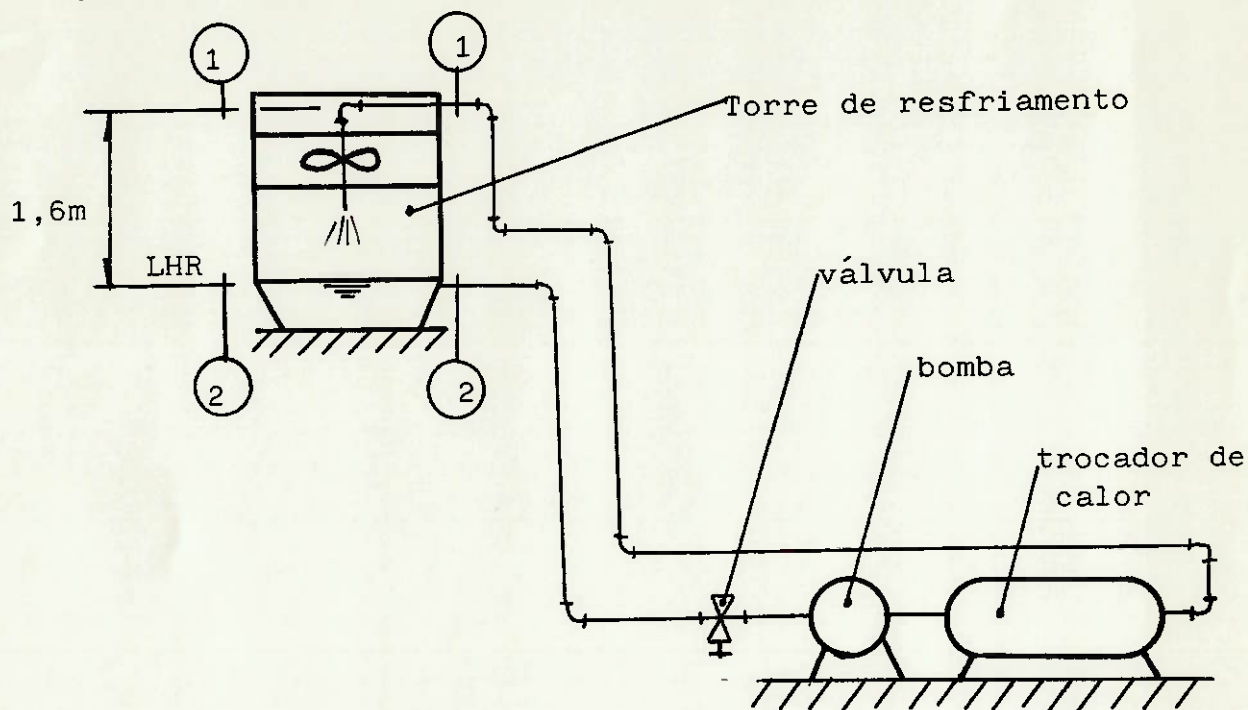


Figura II-13): Circuito hidráulico para o trocador de calor.

Instalamos o ladrão da torre descarga para calha da chuva e a realimentação de água com válvula tipo boia era feita pela caixa d'água principal.

O circuito era composto de:

- 170 m de tubulação de aço galvanizado de 2" ($D = 0,0508 \text{ m}$)
- 8 cotovelos de 2" (50,8)
- 1 válvula gaveta de 2" (50,8 mm)
- 1 bomba centrífuga
- Vazão de água $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$

Os dados complementares são:

- Pressão necessária na descarga para torre, (conforme CARAVELA) =
= 0,5 mca

- Perda de carga no trocador (conforme PYRO) = 2 Psi = 1,4 mca

A bomba precisa vencer a diferença de carga entre a secção (1) e (2) mais as perdas ao longo do circuito:

$$H_B = \Delta H_{EST} + \Delta H_{PD} + \Delta H_{PL}$$

onde:

$$\begin{cases} H_B &= \text{Carga para a bomba (m)} \\ H_{EST} &= \text{diferença de carga entre as secções (1) e (2) } = H_1 - H_2 \\ H_{PD} &= \text{Perda de carga distribuida (m)} \\ H_{PL} &= \text{Perda de carga localizada (m)} \end{cases}$$

a) - Diferença de carga entre (1) e (2)

$$\Delta H_{EST} = H_1 - H_2 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 - \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \right)$$

onde:

$$\begin{cases} V_1 &= \text{Velocidade da água em (1) (m/s)} \\ V_2 &= \text{" " " " (2) = parada = 0} \\ P_1 &= \text{Pressão da água em (1) (kg/m}^2\text{)} \\ P_2 &= \text{Pressão da água em (2) = ambiente = 0} \\ \gamma &= \text{Peso específico da água = 1000 Kg/m}^3 \\ Z_1 &= \text{Altura de (1)} \\ Z_2 &= \text{Altura de (2) = LHR = 0} \\ g &= \text{Aceleração da gravidade = 9,8 m/s}^2 \end{cases}$$

$$V_1 = \frac{Q}{S} \quad \text{onde} \quad S = \text{Secção transversal do duto (m}^2\text{)}$$

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 6}{\pi (0,0508^2) 3600} = 0,82 \text{ m/s}$$

portanto:

$$\Delta H_{EST} = \frac{0,82^2}{2 \times 9,8} + 0,5 + 1,6$$

$$\Delta H_{EST} = 2,1 \text{ m}$$

b) - Perdas distribuídas

$$\Delta H_{PD} = \frac{F.L. V1^2}{D \cdot 2 \cdot g}$$

onde $\begin{cases} L = \text{comprimento total do circuito (m)} \\ F = \text{coef. de Moody Rouse} \end{cases}$

$$\text{mas } L = L_{TUB} + 8 L_{COT} + 1 L_{VALV}$$

onde:

$$\begin{cases} L_{TUB} = \text{comprimento da Tubulação} = 170 \text{ m} \\ L_{COT} = \text{comprimento equivalente do cotovelo (conf. manual PROTEC)} \\ \quad = 1,4 \text{ m} \\ L_{VALV} = \text{comprimento equivalente da válvula (conf. manual PROTEC)} \\ \quad = 6,0 \text{ m} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \text{portanto } L &= 170 + 8 + 1,4 + 6,0 \\ L &= 187,2 \text{ m} \end{aligned}$$

Para entrarmos no diagrama de Moody Rouse, e obter F precisamos:

$$\text{- nº de Reynolds} = Re = \frac{V1 D}{\nu}$$

$$\text{onde : } \begin{cases} \nu = \text{Coeficiente viscosidade da água} = 0,804 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{cases}$$

$$Re = \frac{0,82 \times 0,0508}{0,804 \times 10^{-6}} = 5,2 \times 10^4$$

- Relação D/K

$$\text{onde : } \begin{cases} K = \text{Coeficiente de rugosidade do tubo} \\ \quad (\text{conf. PROTEC}) = \text{p/aço galvaniza} \\ \quad \text{do} = 2,0 \times 10^{-4} \text{ m} \end{cases}$$

$$\frac{D}{K} = \frac{0,0508}{2,0 \times 10^{-4}}$$

$$\frac{D}{K} = 254$$

No diagrama de Moody Rouse (PROTEC) temos:

$$\left. \begin{array}{l} Re = 5,2 \times 10^4 \\ D/K = 254 \end{array} \right\} F = 0,03$$

$$\text{Portanto } \Delta H_{pd} = \frac{0,03 \times 187,2 \times 0,82^2}{0,0508 \times 9,8 \times 2}$$

$$\Delta H_{pd} = 3,8 \text{ m}$$

c) - Perdas localizadas

A única perda localizada seria do trocador de calor:

$$\Delta H_{PL} = 1,4 \text{ m}$$

Portanto:

$$H_B = \Delta H_{EST} + \Delta H_{PD} + \Delta H_{PL}$$

$$H_B = 2,1 + 3,8 + 1,4$$

$$H_B = 7,3 \text{ m}$$

A potência necessária para bomba seria:

$$N_B = \rho Q H_B = 1000 \times \frac{6}{3600} \times 7,3 = 12,2 \frac{\text{Kgm}}{\text{s}}$$

A potência para o motor seria, admitindo uma eficiência de 75%.

$$N_m = \frac{N_B}{0,75} = 16,22 \frac{\text{Kgm}}{\text{s}}$$

$$N_m = 0,21 \text{ CV}$$

Portanto uma bomba apropriada com potência nominal de 1CV será mais que suficiente.

Escolhemos o modelo MAC 32123 centrífuga VERGANI com 1CV, cuja curva Q x H se adequa ao serviço (anexo nº II-11)

iii) - Conclusão

Após a instalação do trocador de calor, (foto II-10) de resfriamento e circuito hidráulico, verificamos a temperatura do óleo com a máquina em operação.

A mesma manteve-se entre 35 e 36°C, eliminando o odor da queima dos aditivos, garantindo a integridade do óleo.

Constatamos também um sensível aumento na vida de nossas pastilhas de metal duro.

II-6 - OBJETIVOS A SEREM ALCANÇADOS

Neste capítulo procuraremos analisar mais alguns problemas, que apareceram na implantação do sistema de furação profunda, e suas possíveis soluções.

Porém estas soluções estão ainda em vias de serem implantadas, não tendo de nossa parte nenhum dado conclusivo sobre a eficácia das mesmas.

Vamos, portanto, continuar listando-as na forma de demonstração dos problemas e as suas possíveis soluções.

II-6-a) - Mudança da velocidade de corte do eixo árvore

i) - Problema

Quando iniciamos nossos trabalhos com furação profunda, constatamos a diminuta vida de nossas ferramentas de metal duro.

Analisando o problema deparávamos com a seguinte situação. Cada ferramenta cortava em média 200 mm apenas.

Constatamos que a rotação do eixo árvore, ou seja, a velocidade de corte para o metal duro era muito baixa.

O variador eletromagnético na sua máxima rotação, propiciava pela transmissão rotação máxima de 200 rpm aproximadamente.

Ocorria portanto um fenômeno metalúrgico de caldeamento do cavaco do aço (4140/5) na própria aresta de corte da ferramenta. este caldeamento de origem dura por ser temperado opera como uma aresta postiça de corte (Foto nº II-11).

Esta aresta modifica totalmente a geometria original da ferramenta, dificultando a quebra do cavaco, que empasta e quebra a aresta de corte, diminuindo drasticamente a vida de nossas ferramentas.

ii) - Solução

A solução para este tipo de problema é o aumento da rotação da placa, ou seja da velocidade de corte. Desta forma o escoamento do cavaco na aresta é feito mais rápido, não havendo tempo hábil para o caldeamento.

Sabemos que o motor principal é um variador eletromagnético acompanhado de uma transmissão (Anexo II-1)

A forma mais simples de resolvermos o problema é a de mantermos o variador e modificarmos a transmissão de tal forma a enquadrarmos as rotações da placa dentro daquilo recomendado para os nossos dados de utilização.

Analisando o livro "GUN DRILLING AND TREPPANING" temos os seguintes valores:

- Para aço 4140, recozido, com ferramenta de Metal Duro classe P20, a velocidade de corte recomendada é de 60 m/min

- Para aço 4145, temperado e revenido, 32 HRC, com ferramenta de metal duro classe P20, a velocidade de corte recomendada é 55 m/min.

Como trata-se de um variador eletromagnético, vamos tentar enquadrar a maior rotação necessária com a maior do variador. Desta forma, pelo menos em termos de rotação os demais valores necessários se enquadrarão.

A situação de maior rotação é aquela de maior velocidade de corte para o menor diâmetro. Em nosso caso:

- Velocidade de corte = $V_c = (4140) = 60 \text{ m/min}$
- Diâmetro menor do furo = $2" = 0,0508 \text{ m}$
- $n = \text{rotação (rpm)}$

$$n = \frac{V}{\pi d} = \frac{60}{\pi 0,0508}$$

$$n = 375 \text{ rpm}$$

Vamos mudar a transmissão de tal forma que a rotação máxima do motor não mais corresponda a 200 rpm mas sim a 400 rpm. Sabemos, de antemão, que esse motor apesar dos 30CV nominal de potência apresenta problemas com sua curva rotação x potência.

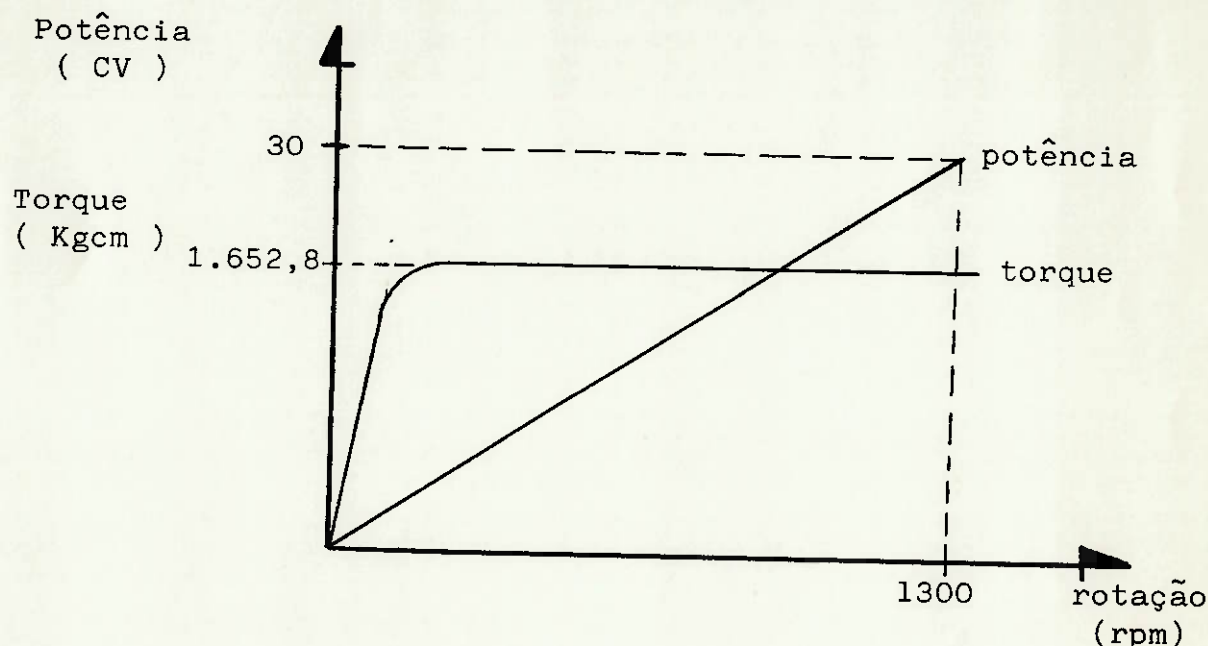


Figura II-14): Curvas do variador eletromagnético.

Conseguimos potência máxima apenas na rotação máxima. Abaixo disso, ou seja, nas demais situações de usinagem a potência será reduzida. Estes variadores tendem a manter o torque constante em treinamento da rotação.

porém mesmo assim vamos utilizá-lo, pois acreditamos que 'por se tratar de trepanação estamos com sobra de potência' no motor.

Temos o seguinte esquema de transmissão:

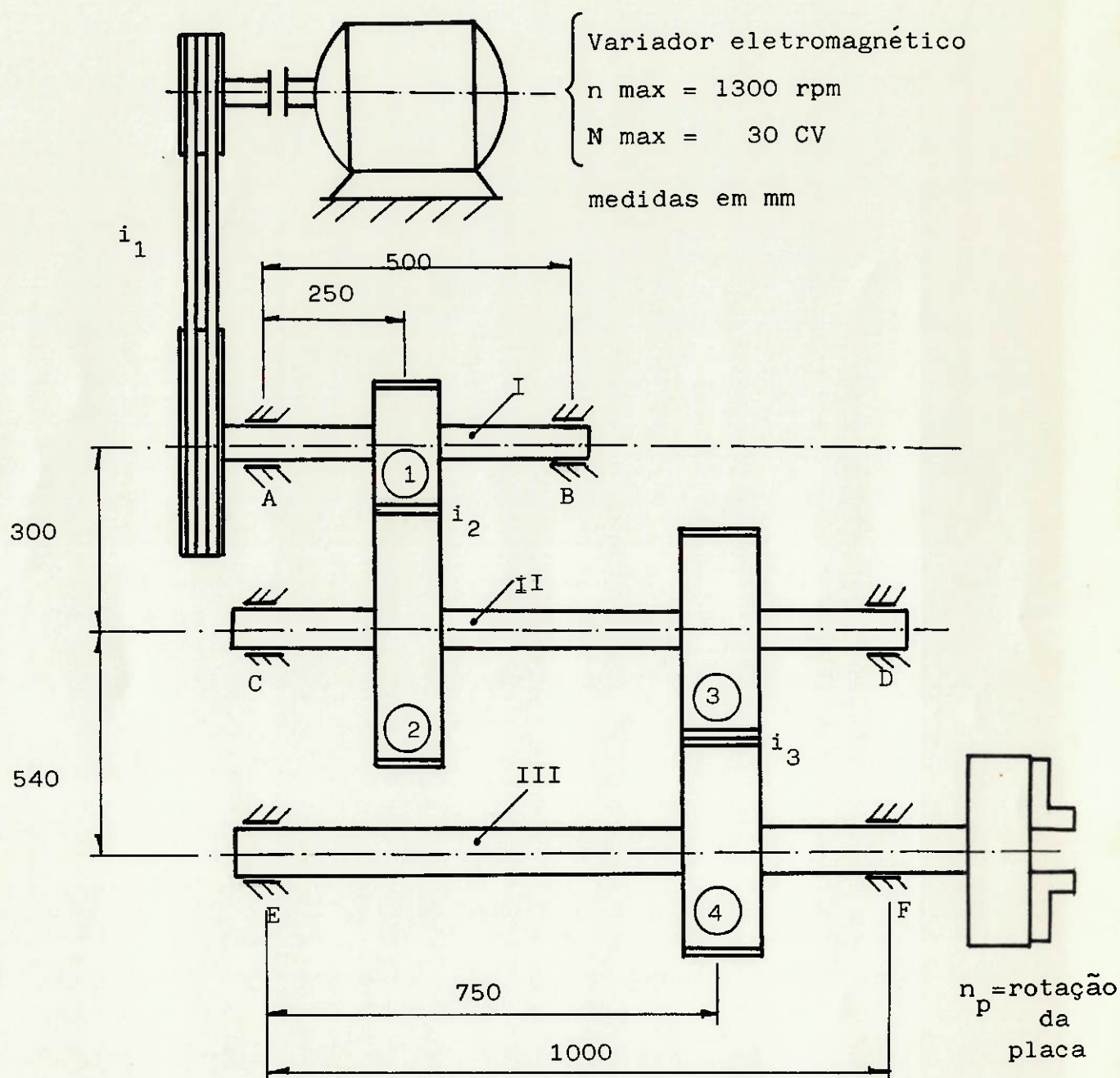


Figura II-15): Esquema da transmissão proposta para o eixo árvore.

- Determinação das engrenagens

Da transmissão já existente vamos manter as polias (i_1) e a posição dos mancais dos eixos I, II e III (A,B,C,D,E e F).

portanto:

$$\frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{placa}}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$$

$$\text{onde: } \begin{cases} i_1 = \text{relação de transm. das polias} = 2,06 \\ i_2 = \text{relação de transm. das eng. } \textcircled{1} \text{ e } \textcircled{2} \\ i_3 = \text{relação de transm. das eng. } \textcircled{3} \text{ e } \textcircled{4} \end{cases}$$

$$\frac{1300}{400} = 2,06 \times i_2 \times i_3$$

portanto:

$$i_2 \times i_3 = 1,577$$

Vamos fazer $i_3 = 1,0$ para que as engrenagens de i_2 sejam iguais ' e as menores possíveis, então teremos $i_2 = 1,577$

- Transmissão i_2

temos:

$$\begin{cases} i_2 = 1,577 \\ Z_2 = \text{número de dentes da eng. } \textcircled{2} \\ Z_1 = \text{número de dentes da eng. } \textcircled{1} \\ a = \text{distância entre centros} = 300 \text{ mm} \\ m = \text{módulo da engrenagem} = \text{vamos admitir } 5 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\text{mas } a = m \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$$

$$300 = 5 \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$$

$$Z_1 + Z_2 = 120$$

e ainda

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,577$$

resolvendo o sistema teremos:

$$Z_2 = 73$$

$$Z_1 = 47$$

Teremos portanto um i_2 efetivo de $73/47$ igual a $1,55$ e não se faz necessário a correção dos dentes para ajustar a distância entre o centro.

- Transmissão i

Temos:

$$\left\{ \begin{array}{ll} i_3 &= 1,0 \\ Z_4 &= \text{Número de dentes da eng. } 4 \\ Z_3 &= \text{Número de dentes da eng. } 3 \\ a &= \text{distância entre centros} = 540 \text{ mm} \\ m &= \text{módulo da engrenagem} = \text{admitimos } m = 6 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\text{mas} \quad a = m \frac{(Z_4 + Z_3)}{2}$$

$$540 = 6 \frac{(Z_4 + Z_3)}{2}$$

$$Z_4 + Z_3 = 180$$

e ainda

$$\frac{Z_4}{Z_3} = 1,0$$

resolvendo o sistema teremos:

$$Z_3 = 90$$

$$Z_4 = 90$$

Teremos portanto um i_3 efetivo de 90/90 igual a 1,0 e não se faz necessária a correção dos dentes para ajustar a distância entre centros.

Vamos então montar o seguinte quadro com as engrenagens:

	①	②	③	④
Z (nº de dentes)	47	73	90	90
M (módulo) (mm)	5	5	6	6
d_p (diam.primitivo) (mm)	235	365	540	540
d_e (diam.externo) (mm)	245	375	552	552
d_i (diam.interno) (mm)	223	353	525,6	525,6
h (altura do dente) (mm)	10	10	12	12
α (ângulo de pressão) (°)	20	20	20	20
p (Passo) (mm)	15,71	15,71	18,85	18,85
n (Rotação) (rpm)	631	406	406	406
N (potência a ser transm.) (CV)	30	30	30	30

Figura nº II-16) - Tabela dos valores construtivos das engrenagens ① , ② , ③ e ④ da transmissão proposta.

Vamos agora dimensionar a engrenagem em sua largura b (mm) usando o critério de resistência. Em seguida vamos estimar a vida pelo critério da pressão (pitting).

- Utilizaremos o seguinte material:

- Aço: 8620
- Tratamento: cementado, temperado e revenido com espessura de 1,5 mm

- Características:

- Núcleo

$$\begin{cases} \text{Dureza: 20 a 22 HRC} \\ \text{Tensão de esc.} = \sigma_e = 8400 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$

- Superfície

$$\begin{cases} \text{Dureza: 60 a 62 HRC} \\ \text{Pressão de esc.} = P_e = 13.300 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$

Admitindo coeficiente de segurança de 2,5 temos:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{adm} &= 3360 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{núcleo}) \\ \bar{\sigma}_{adm} &= 5320 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{superfície}) \end{aligned}$$

- Pelo critério da resistência teremos a largura b

$$b = \frac{2 \times 71620 \times N \times q}{m \times e \times d_p \times n \times \bar{\sigma}_{adm}}$$

onde:

$$\left\{ \begin{array}{l} N = \text{Potência transmitida (CV)} \\ q = \text{Fator de forma (tirado da pag.30 do livro engrenagens - Stipkovic)} \\ m = \text{modulo (cm)} \\ e = \text{fator de utilização} = 1 \text{ (admitido)} \\ dp = \text{diâmetro primitivo (cm)} \\ n = \text{rotação (rpm)} \\ adm = \text{tensão adminssível} \end{array} \right.$$

portanto teremos:

	①	②	③	④
m (cm)	0,5	0,5	0,6	0,6
Z	47	73	90	90
dp (cm)	23,5	36,5	54,0	54,0
n (rpm)	631	406	406	406
q F(Z) p/ x = 0	2,86	2,72	2,63	2,63
b (calculado) (cm)	0,5	0,5	0,3	0,3
b (adotado) (mm)	40	40	50	50

Figura nº II-17) - Tabela do dimensionamento da largura das engre
nagens pelo critério da resist.

- Vamos verificar a vida das engrenagens em horas pelo critério da pressão.

$$Po_{max} = F \sqrt{\frac{2 \times 71620 \times N}{n \times dp^2 \times b} \left(\frac{i + 1}{i} \right)} \leq Padm$$

onde:

$$\left\{ \begin{array}{l} Po_{max} = \text{pressão máxima de contato (Kgf/cm}^2\text{)} \\ F = \text{fator de pressão} = 1512 \text{ (aço x aço)} \\ N = \text{potência (CV)} \\ i = \text{relação de transm.} \end{array} \right.$$

dp = diâmetro primitivo (cm)
 b = largura (cm)

	①	②	③	④
i	1,55	1,55	1,0	1,0
dp (cm)	23,5	36,5	54,0	54,0
n (rpm)	631	406	406	406
Po. Max (Kgf/cm ²)	3942	3164	2352	2352
Po. Max / P.adm	0,74	0,59	0,44	0,44

Figura nº II-18)- Tabela da verificação da pressão máxima das engrenagens.

O tempo de vida será:

$$h = \frac{1.000.000}{60.n} \left(\frac{48,7 \times HB}{P_{adm}} \right)^6$$

onde:

$$\left\{ \begin{array}{ll} n & = \text{rotação (rpm)} \\ HB & = \text{dureza Brinell} \\ P_{adm} & = \text{pressão admissível (kg/cm}^2\text{)} \end{array} \right.$$

então temos:

	①	②	③	④
n (rpm)	631	406	406	406
h (horas)	$1,2 \times 10^6$	$1,9 \times 10^6$	$1,9 \times 10^6$	$1,9 \times 10^6$

Figura nº II-19) - Tabela da vida em horas das engrenagens

Portanto as engrenagens foram bem dimensionadas com 30 mm de largura e a vida quanto ao pitting será quase que infinita.

- Determinação dos eixos:

- Eixo I : Para o eixo I temos o seguinte esquema:

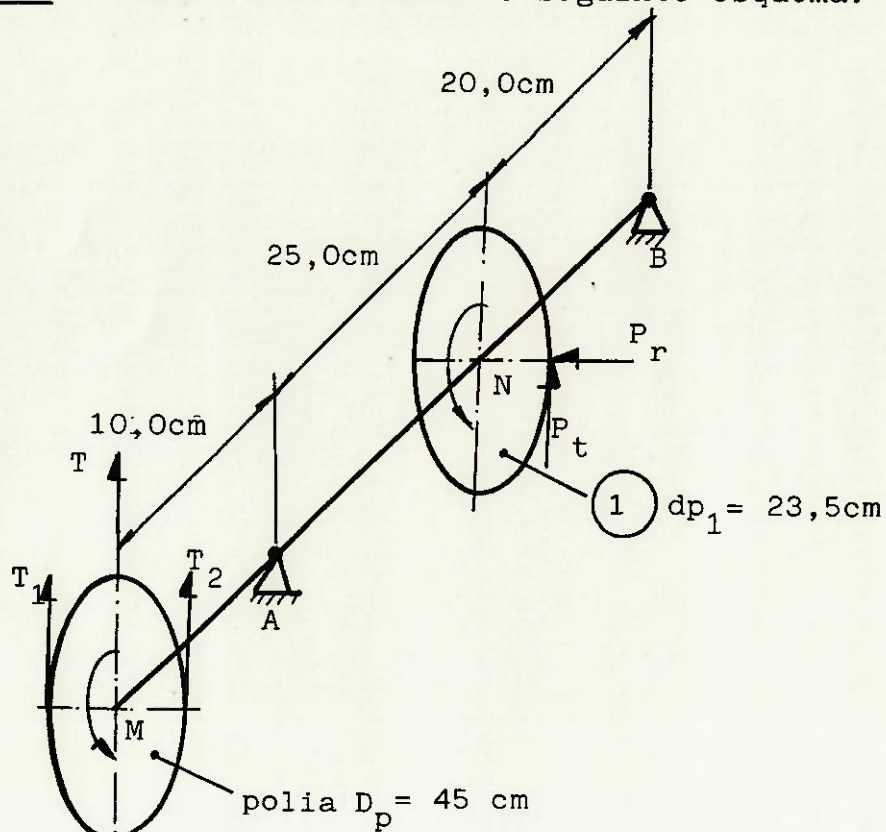


Figura II-20): Esquema de forças do eixo I.

- Rotação do eixo: 631 rpm (situação de máximo torque)

- torque: $M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \times \frac{30}{631} = 3405 \text{ Kp.cm}$

na polia:

$$\begin{cases} T = T_1 + T_2 = 2,5 (T_1 - T_2) \\ (T_1 - T_2) = \frac{M_t \times 2}{D_p} \end{cases}$$

$$T = \frac{2,5 M_t \times 2}{D_p} = \frac{5,0 M_t}{D_p} = \frac{5,0 \times 3405}{45}$$

$$T = 378 \text{ Kp}$$

na engrenagem (1)

$$P_t = \frac{M_t \times 2}{D_{p1}} = \frac{3405,2 \times 2}{23,5} = 290 \text{ Kp}$$

$$P_r = P_t \operatorname{tg} \alpha = 290 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 106 \text{ Kp}$$

Momento Fletor M_f (Kp cm)

Na situação vertical, quanto ao momento fletor, temos duas possibilidades, dependendo do sentido de rotação do eixo:

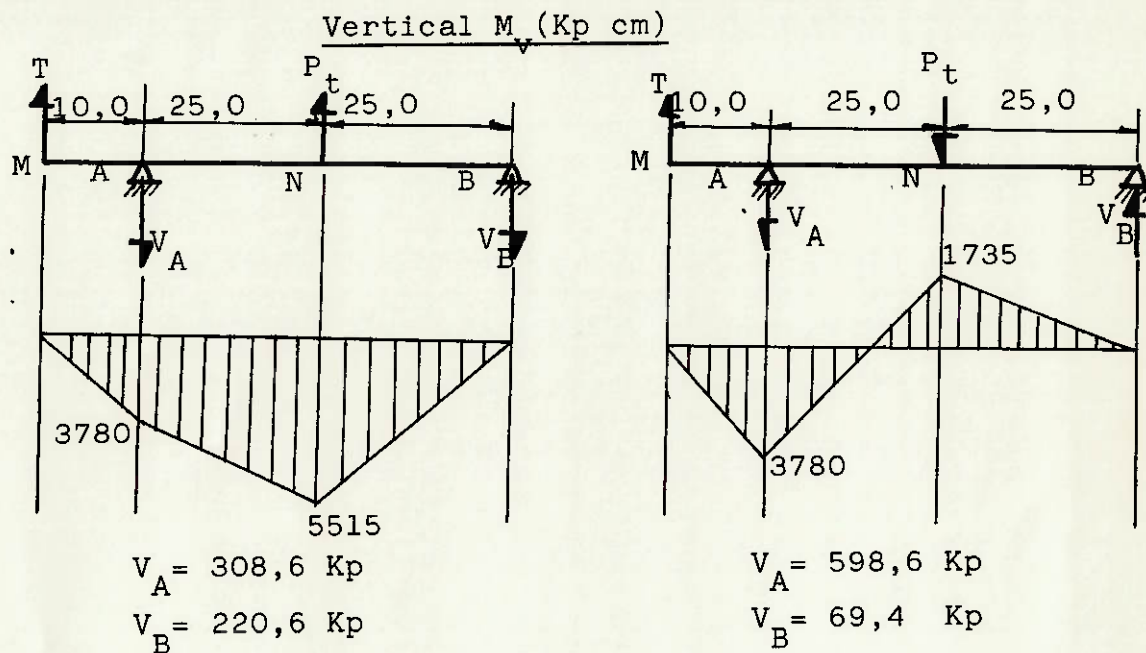


Figura II-21): Gráfico do momento fletor vertical de I.

A situação mais crítica é a condição a) onde P_t tem o sentido inverso de T.

Horizontal M_h (Kp cm)

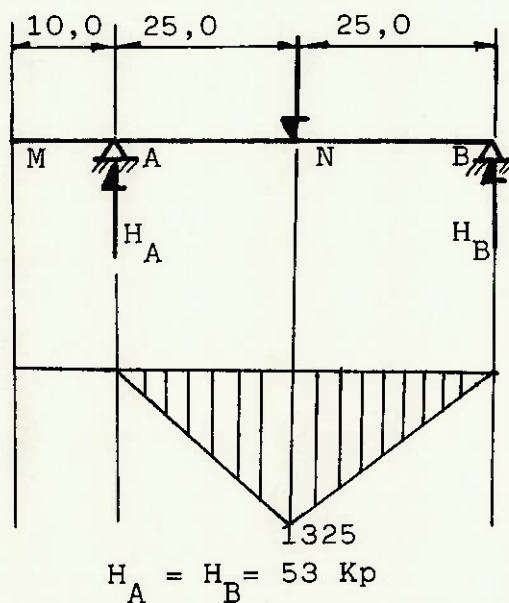


Figura II-22): Gráfico do momento fletor horizontal de I.

- Momento Torçor (Kp.Cm) Mt

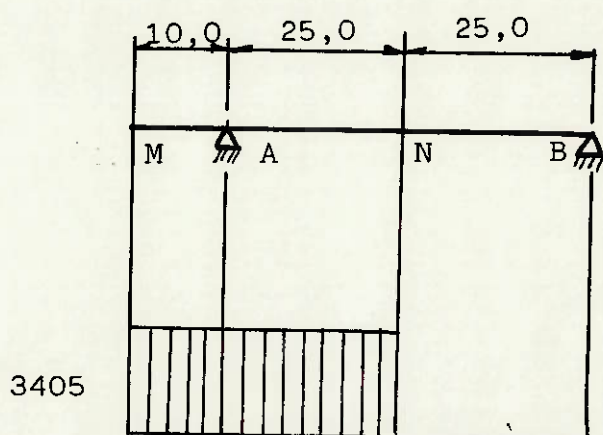


Figura II-23): Gráfico do momento torçor de I.

Temos que o ponto mais crítico é o ponto N, onde temos:

$$M_f = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} = \sqrt{5515^2 + 1325^2}$$

$$M_f = 5672 \text{ Kp.cm}$$

$$M_t = 3405 \text{ Kp.cm}$$

O momento ideal M_i será:

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{5672^2 + (0,26 \cdot 3405)^2}$$

$$M_i = 5740 \text{ Kp.cm}$$

O diâmetro mínimo no eixo será:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma}} \quad \text{onde :} \quad \left\{ \begin{array}{l} = \text{tensão admissível do aço 4140} \\ \text{recozido} = 1500 \text{ Kp/cm}^2 \end{array} \right.$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5740}{0,1 \times 1500}}$$

$$d \geq 3,4 \text{ cm}$$

- Eixo II : Para o eixo II temos o seguinte esquema:

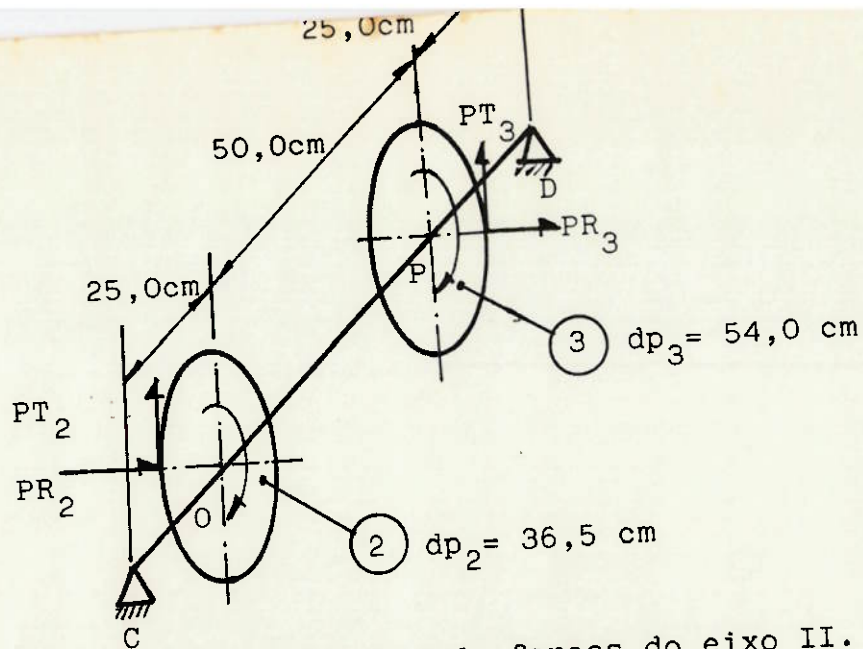


Figura II-24): Esquema de forças do eixo II.

Rotação do eixo: 406 rpm (na situação de máximo torque)
 torque: $M_t = 71620 \frac{\text{N}}{\text{m}} \frac{30}{406} = 5292 \text{ Kp.cm}$

na engrenagem (2)

$$P_{t2} = \frac{M_t \times 2}{d_{p2}} = \frac{5292 \times 2}{36,5} = 290 \text{ Kp}$$

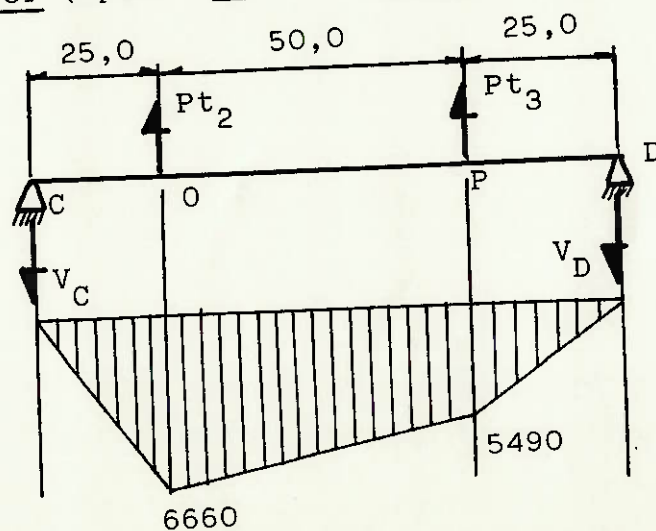
$$P_{R2} = P_{t2} \times \tan \alpha = 290 \times \tan 20^\circ = 106 \text{ Kp}$$

na engrenagem (3)

$$P_{t3} = \frac{M_t \times 2}{d_{p3}} = \frac{5292 \times 2}{54} = 196 \text{ Kp}$$

$$P_r = P_{t3} \times \tan \alpha = 196 \times \tan 20^\circ = 71 \text{ Kp}$$

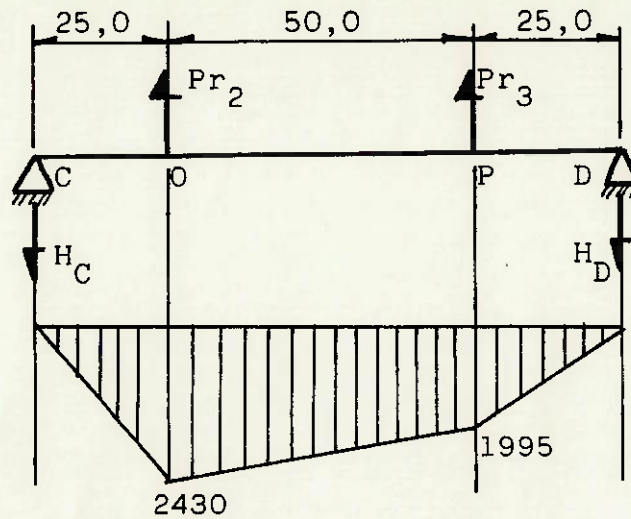
- Momento Fletor (kp.cm) MF Vertical (Mv) (Kp cm)



$$V_C = 266,4 \text{ Kp}$$

$$V_D = 219,6 \text{ Kp}$$

Figura II-25): Gráfico do momento fletor vertical de II.



$$H_C = 97,2 \text{ Kp}$$

$$H_D = 79,8 \text{ Kp}$$

Figura II-26): Gráfico do momento fletor horizontal de II.

- Momento torçor (Kp.cm) Mt

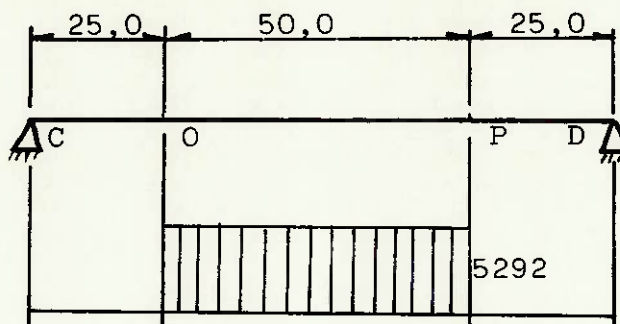


Figura II-27): Gráfico do momento torçor de II.

Temos que o ponto mais crítico é o ponto O, onde temos:

$$M_p = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} = \sqrt{6660^2 + 2430^2}$$

$$M_f = 7089 \text{ Kp.cm}$$

$$M_t = 5292 \text{ Kp.cm}$$

O momento ideal M_i será:

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{7089^2 + (0,26 \cdot 5292)^2}$$

$$M_i = 7221 \text{ Kp.cm}$$

O diâmetro mínimo do eixo será:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma}}$$

Onde: $\left\{ \begin{array}{l} = \text{Tensão admissível do} \\ \text{aço 4140 recozido} = \\ = 1500 \text{ kp/cm}^2 \end{array} \right.$

$$d \geq \frac{7221}{0,1 \times 1500}$$

$$d \geq 3,7 \text{ cm}$$

- Eixo III : Para o eixo III temos o seguinte esquema:

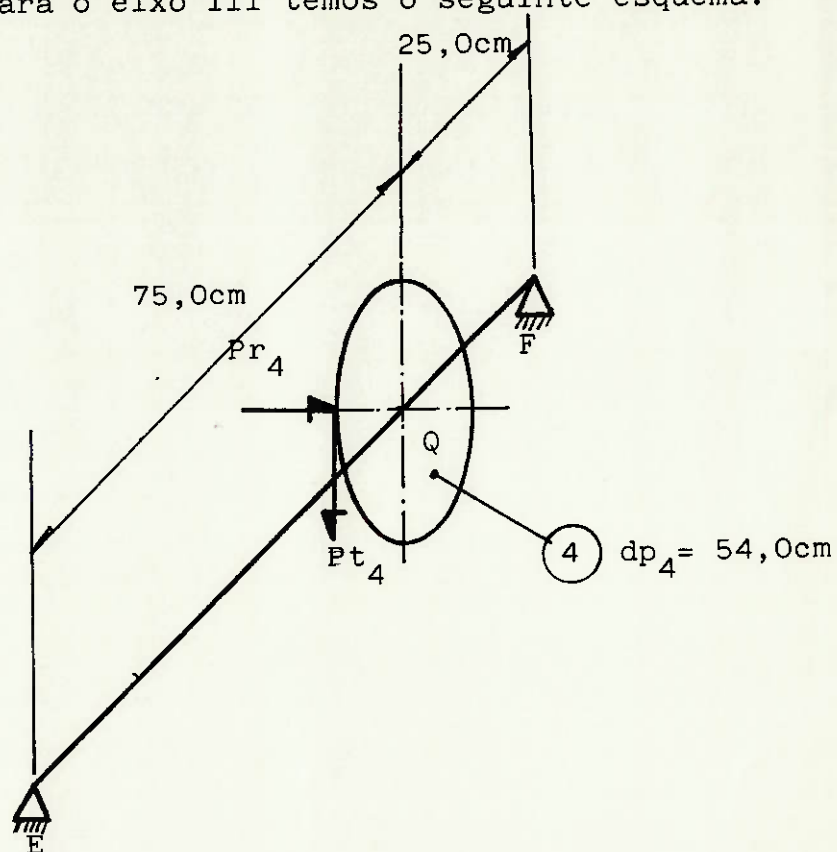


Figura II-28): Esquema de forças do eixo III.

- Rotação do eixo

406 rpm (na situação de max. torque)

$$\text{torque: } M_t = 71620 \times \frac{N}{n} = 71620 \times \frac{30}{406} = 5292 \text{ Kp.cm}$$

na engrenagem (4)

$$PT_4 = \frac{M_t \times 2}{dp_4} = \frac{5292 \times 2}{54} = 196 \text{ kp}$$

$$PR_4 = PT_4 \times \text{tg } \alpha = 196 \times \text{tg} 20^\circ = 71 \text{ Kp}$$

- Momento Fletor (Kp.cm) MF

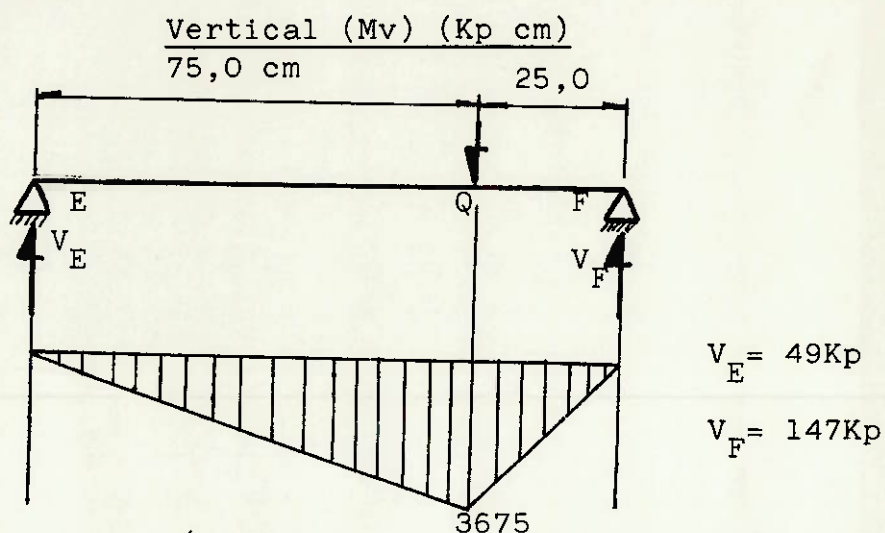


Figura II-29): Gráfico do momento fletor vertical de III.

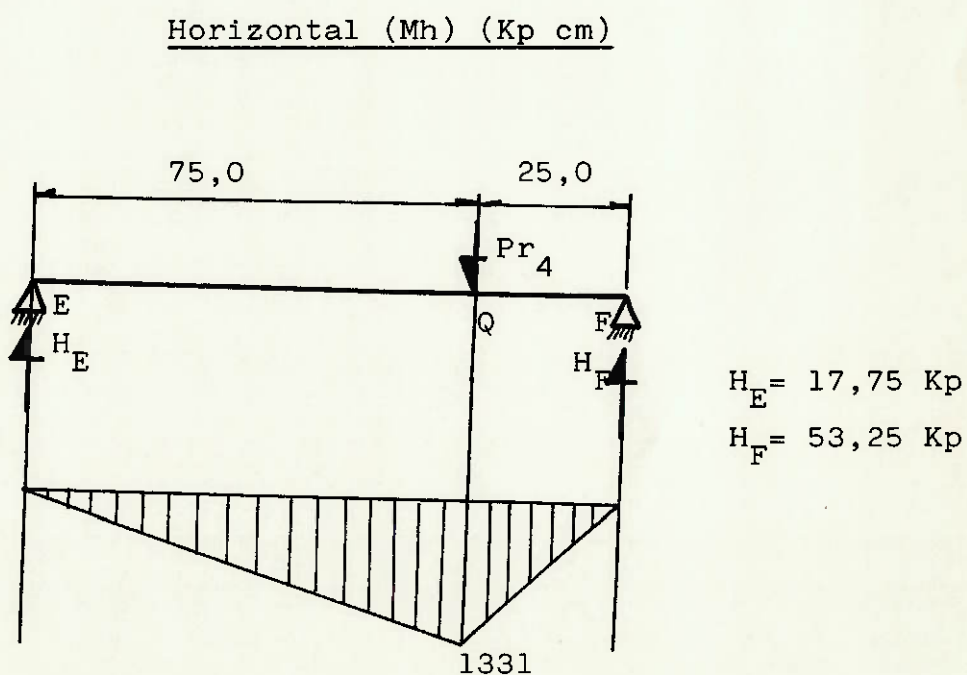


Figura II-30): Gráfico do momento fletor horizontal de III.

- Momento Torçor (kp.cm) M_t

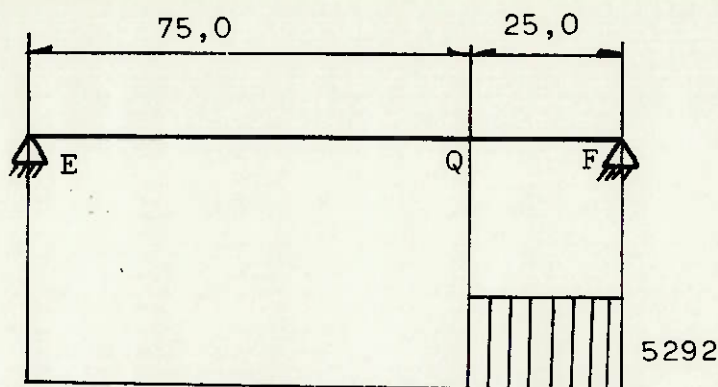


Figura II-31): Gráfico do momento torçor de III.

temos que o ponto mais crítico é o ponto onde temos:

$$M_f = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} = \sqrt{3675^2 + 1331^2}$$

$$M_f = 3908 \text{ Kp.cm}$$

$$M_t = 5292 \text{ Kp.cm}$$

O momento ideal M_i será:

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{3908^2 + (0,26,5292)^2}$$

$$M_i = 4038 \text{ Kp.cm}$$

o diâmetro mínimo do eixo será:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \times \sigma}} \quad \text{onde} \quad \left\{ \begin{array}{l} = \text{tensão admissível do aço 4140 reco} \\ \text{zido} = 1500 \text{ kp/cm}^2 \end{array} \right.$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4038}{0,1 \times 1500}}$$

$$d \geq 3,0 \text{ cm}$$

Não consideramos no eixo III a força exercida pelo peso da peça a ser furada. Porém o superdimensionamento dos eixos e mancais nos dará uma boa margem de segurança.

- Determinação dos Mancais

- Mancais A e B

Vamos usar o mesmo rolamento para os mancais A e B. Usaremos o rolamento de uma carreira de esferas FAG 6312 ZN para eixo de 60 mm e capacidade dinâmica de carga $C = 6426 \text{ Kp}$, para rotação de 631 rpm.

As reações em A e B são:

$$RA = \sqrt{VA^2 + HA^2} = \sqrt{598,6^2 + 53,2^2}$$

$$RA = 601 \text{ kp}$$

$$RB = \sqrt{VB^2 + HB^2} = \sqrt{220,6^2 + 53,2^2}$$

$$RB = 227 \text{ Kp}$$

A vida do mancal A mais crítico será:

Modelo FAG	6312ZN
Carga Radial	RA = 601 Kp
Carga Axial	-
Fórmula da Carga P	P = Ra
Valor da Carga P	601 Kp
Valor da Cap.Din.C	6426 Kp
Fator de Rel. Fn	0,382
Formúla Fator Fh	$F_h = \frac{C}{P} \times F_n$
Valor de Fh	Fh = 408
Vida em horas	34000 hs

Figura nº II-32

Tabela para determinação da vida do Rolamento do Mancal A e B.

- Mancais C e D

Vamos usar os mesmos rolamentos para os mancais C e D. Usaremos o rolamento de uma carreira de esferas FAG 6312ZN, para eixo de 60 mm e capacidade dinâmica de carga $C = 6426$ kp, para rotação de 406 rpm.

As reações em C e D são:

$$R_C = \sqrt{V_C^2 + H_C^2} = \sqrt{266,4^2 + 97,2^2}$$

$$R_C = 284 \text{ kp}$$

$$R_D = \sqrt{V_D^2 + H_D^2} = \sqrt{219,6^2 + 79,8^2}$$

$$R_D = 234 \text{ Kp}$$

A vida do mancal C mais crítico será:

Modelo FAG	6312Zn
Carga Radial	$R_C = 284 \text{ Kp}$
Carga Axial	-
Fórmula da Carga P	$P = R_C$
Valor da Carga P	284 Kp
Valor Cap.Din. C	6426 Kp
Fator de Veloc.Fn	0,437
Fórmula Fator Fh	$F_h = \frac{C}{P} \cdot F_n$
Valor de Fh	9,9
Vida em horas	> 100.000

Figura nº II-33

Tabela para determinação da vida dos Mancais B e C

- Mancal E

Vamos usar rolamento de rolos cônicos para podermos através do par com o mancal F regular a folga de desgaste dos rolos. O rolamento será FAG 33213 para eixos de 65 mm, a capacidade dinâmica de carga $C = 17646$ Kp, para rotação de 406 rpm.

$$RE = \sqrt{VE^2 + HE^2} = \sqrt{49^2 + 17,75^2}$$

$$RE = 52 \text{ Kp}$$

A vida do Mancal E será:

Modelo FAG	33213
Carga Radial	RE = 52 Kp
Carga Azial	-
Fórmula de Carga P	P = RE
Valor da Carga P	52 Kp
Valor Cap.Din. C	17646 Kp
Fator de vel. Fh	0,475
Fórmula Fator Fh	$Fh = \frac{C}{p} Fh$
Valor de Fh	161,2
Vida em horas	> 100.000 Hs

Figura nº II-34

Tabela para determinação da vida do Mancal E

- Mancal F

Vamos usar dois rolamentos. Um de rolos cônicos para suportar a carga radial e, parte da axial e ainda possibilitará regulagem de folga. O outro axial de uma carreira de esferas para suportar a carga axial do esforço de avanço da furação.

Os rolamento são:

- de rolos cônicos : FAG 32316A para eixos de 80 mm, capacidade dinâmica de carga C = 35190 Kp, rotação de 406 rpm.
- Axial de esferas: FAG 51417 MP, para eixos de 85 mm, capacidade dinâmica de carga C = 24990 Kp, rotação de 406 rpm.

$$RF = \sqrt{VF^2 + HF^2} = \sqrt{147^2 + 53^2}$$

$$RF = 156 \text{ Kp}$$

Carga axial estimada em 10.000 Kp

As vidas dos rolamentos do mancal serão:

MODELO FAG	51417 MP	32316A
Carga Radial Fr	-	156 Kp
Carga Axial Fa	5.000 Kp	5.000 Kp
Fórmula da Carga P	$P = Fa$	$P = 0,4 Fr + 1,7 Fa$
Valor da Carga P	5000 Kp	8564 Kp
Valor Cap.Din.C	24.990 Kp	35190 Kp
Fator de Vel. Fn	0,437	0,475
Form.do Fator Fh	$Fh = \frac{C}{P} \times Fn$	$Fh = \frac{C}{P} \times Fn$
Valor de Fh	2,18	1,95
Vida em horas	5000 Hs	4600 hs

Figura nº II-35

Tabela para Determinação da vida do Mancal F.

iii) - Conclusão

Dimensionamos as relações das transmissões, as engrenagens, os eixos e os rolamentos usados. O desenho de conjunto que especifica a montagem desse conjunto encontra-se no anexo. (anexo II-12)

II-6-b) - INSTALAÇÃO DO MOTOR DE AVANÇO RÁPIDO

i) - Problema

A máquina não possui avanço rápido para avanço e re_etrocesso, obrigando o operário a realizar está ope_ração manualmente, através de manopla que rola por uma cremalheira externa.

Esta operação é exaustiva e incomoda pois obriga o operário a desengatar a porca do fuso do carro de avanço, e manualmente acionar o translado desse carro, através de manopla em posição desconfortável. Existe ainda a movimentação desnecessária e perda de tempo.

ii) - Solução

A solução seria colocarmos um motor com uma pequena transmissão diretamente para o fuso, conforme esquema.

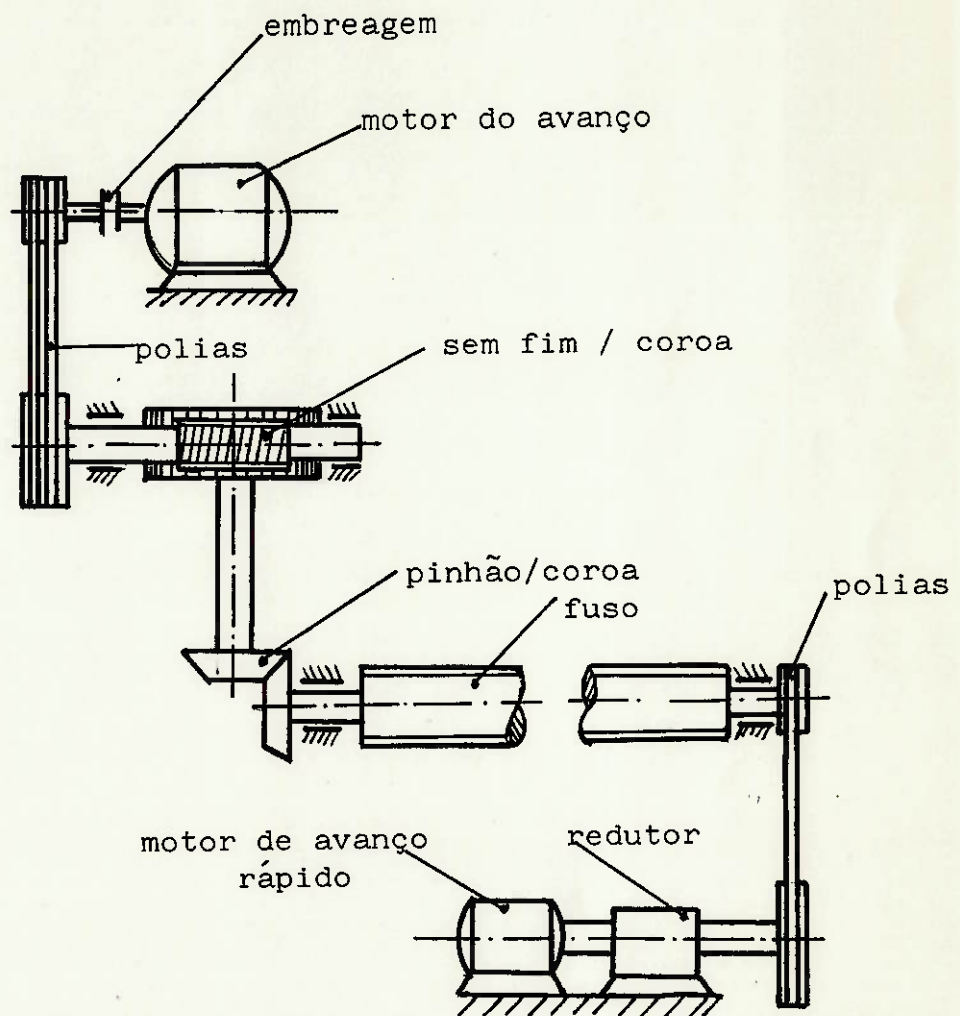


Figura II-36):Esquema do acoplamento do motor de avanço rápido.

Precisamos portanto colocar uma embreagem na saída do motor de avanço, para o desativá-lo quando o motor de avanço rápido for acionado.

Este motor precisa apenas vencer os atritos das transmissões do barramento, etc.

Vamos usar um motor de 0,5 a 1 CV com rotação de 1180 rpm. Então vamos inverter sua rotação, quando quisermos avançar ou retornar, e liga-lo ao painel da máquina.

Vamos imaginar que este avanço rápido seria de 500mm/min. Como o passo do fuso é 19,05mm, a rotação do fuso será:

$$nf = \frac{V}{P}$$

$$\text{onde : } \begin{cases} nf = \text{rotação do fuso sem rpm} \\ v = \text{velocidade de avanço rápido (mm/min.)} \\ p = \text{passo do fuso (mm)} \end{cases}$$

$$nf = \frac{500}{19,05} = 26 \text{ rpm}$$

Precisamos de uma redução do motor para o fuso de :

$$t = \frac{1130}{26} = 43$$

Vamos usar na saída do motor um redutor 1:30 e um par de polias para o fuso com 1:1,44.

$$t = 30 \times 1,44 = 43,2$$

iii) - Conclusão

Desta forma acreditamos que não precisaremos desativar a porca do fuso e teremos todos os controles no painel central.

II-6-C) - ESTUDO ECONÔMICO DE CORTE

Nossos furos são basicamente padronizados em 2", 2.1/4", 2.1/2", 2.13/16", 3" e 3.1/4". O aço que usamos é o 4140 recozido ou 4145 temperado e revenido, sendo que dificilmente trabalhamos fora dessas características. Portanto faz parte de nossa intenção, assim que a máquina estiver plenamente adaptada a operação de furação profunda fazer estudos econômicos de corte, para chegarmos aos valores das velocidades de mínimo custo e máxima produção para cada situação.

É lógico que a furação profunda, mais que qualquer outra forma de usinagem depende de um bom dimensionamento dos parâmetros de corte, para garantirmos uma boa quebra do cavaco. Porém mesmo assim pretendemos chegar a faixa de parâmetros ideais e padronizados.

II-6-d) - NACIONALIZAÇÃO DAS FERRAMENTAS**i) - Problema**

Atualmente tanto as cabeças de furação, quanto as pastilhas que usamos em nossa máquina de furação profunda são importadas.

As taxas de importação e as dificuldades geradas pelos órgãos Federais levaram-nos a procurar alternativas no mercado interno.

Constatamos que existe um único fabricante no Brasil, a Sandvik, que por sua vez nada mais é que um revendedor das cabeças e pastilhas importadas.

Além dos preços altos e da não garantia de entrega em prazos razoáveis, os equipamentos Sandvik não se adaptam facilmente a nossa máquina.

ii) - Solução

A solução seria fabricarmos nós mesmos as cabeças de trepanação e dependermos apenas da importação dos insertos de metal duro.

Paralelamente desenvolveríamos cabeças que usassem insertos padrão Sandvik, para termos como alternativa dessa empresa.

Segue anexo (anexoII-13) os desenhos de nossas ferramentas de furar com insertos importados.

iii) - Conclusão

Ainda, no presente momento, não fabricamos essas cabeças porém temos certeza que atingiremos nosso objetivo.

II-7) - PARÂMETROS ORIENTATIVOS DE CORTE

Através do que lemos no livro "GUN DRILLING AND TREPPANING" na revista "HIGH SPEES BORING" unindo a experiência que acumulamos e a orientação de empresas tais como FATHON, ZEMA ' etc., operadores tradicionais em Furação Profunda, montamos a seguinte tabela orientativa para Furação Profunda:

a) - Para Ferramentas de Metal duro classe P20 e usinagem ' de aço 4140 recozido:

	DIÂMETROS (POL)					
	2	2.1/4	2.1/2	2.13/16	3	3.1/4
Velocidade de corte $\frac{m}{mm}$	60	60	60	60	60	60
Rotação (rpm)	376	334	300	267	250	231
Avanço (mm/)	0,1 a 0,5	0,1 a 0,15	0,1 a 0,15	0,10 a 0,15	0,10 a 0,15	0,10 a 0,15
Vel.de avanço (mm/min)	37 a 56	33 a 50	30 a 45	27 a 40	25 a 37	23 a 34
Pressão de óleo (psi)	200	200	200	150	150	150
Vazão (lt/min)	300	300	300	300	300	300

FIG. nº II-37) - Tabela com Parâmetros orientativos de corte do aço 4140

b) - Para Ferramentas de metal duro classe P20 e usinagem ' de aço 4145 temperado e revenido com 30 a 32 HRC.

	DIÂMETROS (pd)					
	2"	2.1/4	2.1/2	2.13/16	3"	3.1/4
Velocidade de Corte $\frac{m}{mm}$	55	55	55	55	55	55
Rotação (rpm)	344	306	275	245	230	212
Avanço (mm/)	0,1 a 0,5	0,1 a 0,15	0,1 a 0,15	0,1 a 0,15	0,1 a 0,15	0,1 a 0,15
Veloc.de avanço (mm/min)	34 a 52	31 a 46	27 a 41	24 a 37	23 a 35	21 a 32
Pressão de Óleo	200	200	200	150	150	150
vazão de óleo (lt/min)	250	250	250	250	250	250

FIG. II-38 - Tabela com parêmtros orientativos de corte para Aço 4145.

OBS.: Esses parâmetros são realmente de caracter orientativo, visto que o processo de Furação profunda esta estreitamente ligado com a geometria de corte utilizada, com a forma de execução do tratamento térmico, etc.
 Não levamos em conta o caracter econômico desses parâmetros, apenas os técnicos.

II-8) - CONCLUSÃO FINAL

Sabemos que esse trabalho que apresentamos não é fruto de exaustivos estudos, nem de ensaios em laboratórios.

Não se trata de nenhuma pesquisa de vanguarda, nem tão pouco vai a fundo em algum tópico.

Nossa intenção com esse trabalho era a de simplesmente fazer um relato. Queríamos mostrar quais os problemas e quais as soluções que encontramos para implantar um sistema de furação profunda.

Na primeira parte procuramos mostrar de maneira genérica e didática as características e fundamentos dessa operação de usinagem. Procuramos mostrar seus pormenores e peculiaridades.

Na segunda parte tentamos relatar os problemas e descrever as soluções, que consideramos mais satisfatórias, para modificarmos uma máquina, que antes nenhum serviço produzia, num equipamento produtivo.

Sabemos que este trabalho está incompleto e que ainda temos muito a fazer, até que consigamos executar furos de boa qualidade e de forma econômica. Mas o primeiro passo nesse sentido já demos.

Apesar deste trabalho não ter ido a fundo em nenhuma cadeira da Engenharia Mecânica, ele teve pinceladas de Termodinâmica, Mecânica de Fluidos, Elementos da Máquina, Usinagem e outros. Sem esses conhecimentos sua realização seria insatisfatória.

Esperamos que o leitor ao terminar de lê-lo tenha ampliado um pouco seus conhecimentos sobre esse sistema de usinagem tão peculiar, que é a FURAÇÃO PROFUNDA.