



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Licenciatura Em Engenharia Mecânica

Relatório de Estágio

“Projecção de um mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de seis metros de comprimento directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel”

Discente:

“FERRETE, Fábio Lopes”

Supervisor da UEM:

Eng. Vicente Zefanias Chirime

Supervisor da Capital Star Steel:

Johannes J. J. Bronkhorst

Maputo, Março de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Licenciatura Em Engenharia Mecânica

“Projecção de um mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de seis metros de comprimento directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel”

Discente:

“FERRETE, Fábio Lopes”

Supervisor da UEM:

Eng. Vicente Zefanias Chirime

Supervisor da Capital Star Steel:

Johannes J. J. Bronkhorst

Maputo, Março de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Licenciatura Em Engenharia Mecânica

**projecção de um mecanismo de rolo que permita a produção do
 tubo de seis metros de comprimento directamente na Linha de
 Produção da empresa Capital Star Steel**

Eu, Fábio Lopes Ferrete estudante do 5º nível do curso de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, submeto este trabalho como requisito para a aquisição do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica.

Aprovado por:

.....

Eng. Vicente Zefanias Chirime, Supervisor da UEM

.....

Johannes J. J. Bronkhorst, Supervisor da Capital Star Steel:

.....

Membro de júri 1

.....

Membro de júri 2

.....

Membro de júri 3

Maputo, Março de 2022



**“Projecção de um mecanismo para evitar a queda do tubo de seis metros no transportador de rolos” -
ERRETE, Fábio**

Índice

ÍNDICE DE FIGURAS	III
ÍNDICE DE TABELAS	IV
LISTA DAS ABREVIATURAS UTILIZADAS	IV
LISTA DE SÍMBOLOS	IV
DECLARAÇÃO DE HONRA	VII
RESUMO	VIII
1.1. INTRODUÇÃO.....	1
1.2. OBJECTIVOS	2
Objectivo geral	2
Objectivos específicos	2
1.3. METODOLOGIA.....	2
1.4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	3
2.1. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA	6
2.2. PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO TUBO	7
3.1. CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE	10
3.1.1. Classificação das Máquinas de Funcionamento Contínuo	10
Transportadores de rolos	10
3.2. Macaco de Parafuso sem Fim.....	11
3.2.1. Tipos de Macaco de parafuso	13
3.3. Soldadura ERW-HFI	13
3.4. Revisão de conceitos da Resistência dos Materiais.....	14
3.4.1. Tensões e deformações	15
3.4.2. Tensão admissível e sua relação com os cálculos de resistência	16
3.4.3. Cálculos testadores	17
3.4.4. Rigidez das peças.....	18
3.4.5. Resistência à fadiga	18
3.4.6. Resistência à carga estática.....	19
4.1. AVALIAÇÃO DAS HIPOTHESES	20
4.2. SOLUÇÃO PREELIMINAR	20
Construção da estrutura provisoria	20
5.1. APRESENTAÇÃO DO DISPOSITIVO	22
5.1.1. Esquema Cinemático	22
5.1.2. Partes Componentes do Dispositivo	23
Rolo de Sustentação	23
Guias Laterais	23
Elevador de Parafuso-sem-fim	23
Motor Elétrico	23
Estrutura metálica	23

5.1.3.	Localização do dispositivo	23
5.2.	PROJECCÃO DO DISPOSITIVO	25
5.2.1.	Características Do Tubo	25
	Área da Secção do Tubo	25
5.2.2.	Determinação Das Cargas Máximas.....	26
	Peso Em Função Do Comprimento	26
	Cálculo da Carga máxima de trabalho.....	26
5.2.3.	Dimensionamento do rolo	27
5.2.4.	Cálculos testadores do rolo.....	32
	Cálculo testador dos veios à fadiga	33
	Cálculo testador à carga estática.....	34
	Cálculo testador às vibrações	35
5.2.5.	Escolha dos mancais de rolamentos	37
5.2.6.	Seleção do elevador de parafuso sem fim (screw Jack)	39
	Determinação do avanço do elevador de PFS	39
	Escolha do motor:.....	43
	Acessório de fixação.....	44
	Escolha do Acoplamento	44
6.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	46
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47
	ANEXOS	48

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Corte do tubo de nove metros na secção “cut-off”	4
Figura 2: Queda do tubo de seis metros entre o Transportador de Rolos e o “Cut-Off”	5
Figura 3: Logótipo da Empresa	6
Figura 4: Processo de fabricação de tubos na CSS	7
Figura 5: Transportadores de rolos sem accionamento [Apontamentos de Máquinas de Elevação e Transporte, Universidade Eduardo Mondlane]	11
Figura 6: Transportadores de rolos com accionamento individual [Apontamentos de Máquinas de Elevação e Transporte, Universidade Eduardo Mondlane]	11
Figura 7: Macaco de parafuso de fuso de esferas [Mecânico LIC Linear kinici]	12
Figura 8: Modelos de macaco de parafuso [IMETEX "Macaco mecânico serie P"]	13
Figura 9: Barra prismática solicitada a tracção	15
Figura 10: Barra prismática solicitada ao cisalhamento	16
Figura 11: Representação de forças actuantes na barra prismática	16
Figura 12: Estrutura provisoria	21
Figura 13: Esquema cinemático	22
Figura 14: Localização do dispositivo na linha	24
Figura 15: Esboço da secção do tubo	25
Figura 16: Reações nos apoios	26
Figura 17: Esboço do Eixo e reações nos apoios	28
Figura 18: Esboço dos esforços internos na secção 1	29
Figura 19: Esboço dos esforços internos na secção 2	30
Figura 20: Esboço dos momentos internos na secção 1	30
Figura 21: Esboço dos momentos internos na secção 2	31
Figura 22: Gráfico dos esforços de corte e momento fletor	31
Figura 23: Dimensões do mancal de rolamento	37
Figura 24: Análise gráfica dos diâmetros do tubo	40
Figura 25: gráfico de resistência da coluna do parafuso de 10kN	41
Figura 26: Parâmetros do elevador de PSF	41
Figura 27: Parâmetros da rotula	44
Figura 28: Acoplamento flexível tipo mandíbula	45

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Tipos de aços utilizados em veios (Fonte: Melconian 2008)	27
Tabela 1: Parâmetros do mancal UCP 212D1	37
Tabela 2: Parâmetros do elevador de parafuso sem fim (screw Jack) EMT0010-100.	39
Tabela 3: Parâmetros do elevador de parafuso sem fim (screw Jack) EMT0025-100.	41
Tabela 4: parâmetros do motor (dimensões em [mm]).	43
Tabela 5: parâmetros da rotula (dimensões em [mm]).	44
Tabela 9: Características do acoplamento entre o motor eléctrico e elevador de PFS	45

LISTA DAS ABREVIATURAS UTILIZADAS

API	American Petroleum Institute
CSS	Capital Star Steel
ERW	Electric resistance weld
HFI	High frequency induction
HDPE	Polietileno de Alta densidade
PSF	Parafuso sem fim
SA	Sociedade anonima

Lista de símbolos

Abreviatura	Significado	
A	Área	mm ²
D	Diâmetro	mm
S	Espessura	mm
r	Raio	mm
δ	Densidade especifica do aço	Kg/m ³
w	Carga distribuída	N/m
F,W,R ₁ ,R ₂	Forças	N

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

M	Momento	Nm
Ks	Coefficiente de segurança	
V	Esforços internos	N
L	Distancia entre apoios	mm
E	Coefficiente de elasticidade do aço	MPa
I	Momento de inercia	
y_{max}	Deformação máxima	mm
Fr	Força radial	N
Fa	Força Axial	N
n	Velocidade angular	RPM
v	Velocidade Linear	m/s

Agradecimentos

Agradeço a todos que directa ou indirectamente contribuíram para que chegasse este nível académico, sendo impossível fazer a minha vontade de listar a todos os contribuintes por nome, serão aqui mencionados os mais importantes.

Em primeiro lugar agradecer os meus pais, Adriano Ferrete e Anabela Lopes por removerem todo e qualquer possível obstáculo ao seu alcance para que a minha carreira académica pudesse decorrer sem sobressaltos.

Agradecer ao meu Tio, José Ferrete por toda ajuda durante essa caminhada longa e árdua.

Agradecer a minha esposa Katya Casimiro pela motivação e compreensão nos momentos mais difíceis.

Aos meus supervisores, Eng. Vicente Zefanias Chirime e Johannes Bronkhorst pela disponibilidade, apoio e confiança durante o desenvolvimento deste trabalho.

Por último porém não menos importante, a equipe da Capital Star Steel, em especial ao departamento de manutenção, Philip Mosert, Zang Jingning, Jan Prinsloo, e Jaime Nguenha por terem facilitado a integração e o aprendizado durante o estágio.

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Fábio Lopes Ferrete, declaro por minha honra que o presente Projecto Final do Curso é exclusivamente de minha autoria, não constituindo cópia de nenhum trabalho realizado anteriormente e as fontes usadas para a realização do trabalho encontram-se referidas na bibliografia.

Assinatura: _____

Resumo

O presente relatório foi elaborado no âmbito da disciplina de Estágio Profissional numa fábrica que se dedica a produção de tubos de aço com costura segundo as normas API para a indústria de petróleo e gás.

O objectivo é de otimizar a produção dos tubos de seis metros de comprimento que atualmente não podem ser produzidos directamente na linha de produção principal, passando por processos secundários mais demorados o que resulta em atrasos de entrega de encomendas.

A solução apresentada neste trabalho passa por projectar um dispositivo constituído basicamente por um rolo com posição regulável, consoante os diferentes diâmetros dos tubos fabricados na empresa de estágio, e um accionamento de regulação da altura do rolo composto por um motor e uma caixa reductora de parafuso sem fim, este dispositivo será montado no transportador de rolos instalado a posterior da serra de corte dinâmica

A projecção do referido dispositivo exige a elaboração de cálculos projectivos, que darão as exigências dimensionais para a resistência às solicitações sofridas pelos elementos que fazem parte do conjunto mecânico durante o seu funcionamento. Para garantir a eficácia e segurança de operação, procede-se a elaboração de cálculos testadores dos mesmos elementos.

Com a solução proposta espera-se uma produção ininterrupta e sem atrasos, para além de evitar a designação de uma parte da mão-de-obra da empresa para trabalhos de corte de tubos de dezoito metros em três partes por maçarico seguido pela retificação das zonas cortadas, que resulta na paralisação parcial de certas atividades cruciais por falta de pessoal.

Palavras-Chave:

“Tubos; Seis metros; Transportador de Rolos; Projecção; Elevador de parafuso sem fim

CAPÍTULO I

1.1. Introdução

O crescimento industrial no país é um factor indispensável para que se possa atingir um desenvolvimento económico e sustentável, e para manterem-se a frente no mercado as empresas devem apresentar um crescimento contínuo e devem adaptar-se as novas exigências do mercado, isto pode ser alcançado através da implementação de novos projectos.

O presente projecto surge no âmbito das actividades curriculares de Estágio Profissional referentes a licenciatura em Engenharia Mecânica na Universidade Eduardo Mondlane. O estágio profissional foi realizado na Empresa Capital Star Steel, S.A. situada no Parque Industrial Beluluane e tem por objectivo resolver o problema de impossibilidade de produção de tubos de seis metros na secção de “cut-off”; facto que resulta em paragens no processo de produção, adoção de processos auxiliares e, conseqüentemente, em atrasos de entrega de encomendas.

A fábrica é capaz de produzir directamente da linha principal tubos com comprimentos de nove a dezoito metros, tubos mais curtos podem ser obtidos através de processos adicionais.

Neste projecto será integrado em um dos transportadores existentes um dispositivo que possibilita o corte do tubo de seis metros de comprimento directamente na linha de produção principal.

O presente projecto é relevante na medida que incorpora elementos didáticos de disciplinas curriculares aplicados em situações reais e que se agregam à conhecimentos técnicos adquiridos ao longo do estágio profissional.

1.2. Objectivos

Objectivo geral

- Projectar um dispositivo que permita que o transportador de rolos receba tubos de seis metros de comprimento sem os deixar cair na secção do Cut-Off

Objectivos específicos

- Elaborar os cálculos projectivos das peças componentes do dispositivo em questão;
- Reduzir o tempo de produção do tubo de seis metros de comprimento;
- Garantir a variação da posição do dispositivo de modo a acomodar diferentes diâmetros;

1.3. Metodologia

A elaboração do presente trabalho foi baseada em:

- Coleta de informações e conhecimentos técnico-científicos, adquiridos através do intercâmbio entre o estudante e técnicos, operadores dos equipamentos e na experiência adquirida ao longo do estágio•
- Sessões de consulta com os supervisores da faculdade e do supervisor do estágio da empresa;
- Pesquisas individuais em manuais e outras fontes relacionadas com o estudo em causa e, consultas na internet.

1.4. Apresentação do Problema

A CSS é uma empresa que se dedica a produção de aço tubos de diversos tamanhos (219 mm, 273 mm, 324 mm, 356 mm, 406 mm, 457 mm, 508 mm, 559 mm, 610 mm) e de várias espessuras.

A matéria-prima, chega a fabrica em forma de bobinas que são desenroladas e alimentadas continuamente a um sistema de rolos que dão forma as chapas até virarem tubos que de seguida são soldados ao longo do comprimento por um sistema de soldadura ERW de alta frequência. Este tubo longo é de seguida cortado transversalmente em uma serra de corte dinâmica na medida desejada.

A serra de corte dinâmica é montada sobre rodas em um uma linha férrea, esta serra corta o tubo transversalmente enquanto acompanha o movimento longitudinal do mesmo (ver fig. 1), após o corte o tubo é recebido pelo transportador de rolos e segue para a primeira inspeção, porém este sistema foi projetado para lidar com tubos entre nove e dezoito metros de comprimento.

Com o surgimento de pedidos em grande quantidade de tubos de seis metros que são muito curtos para serem processados directamente na linha, porque ao se cortar directamente na linha o transportador de rolos não consegue recebe-los devidamente resultando na queda do tubo (ver fig. 2).

Atualmente o tubo de seis metros de comprimento obtém-se a partir da produção de tubo de dezoito metros na linha e são posteriormente transportados para a secção “auxiliary” onde são cortados em três partes iguais usando corte por maçarico seguido pela retificação das zonas cortadas, este processo para além de ser demorado, exige tempo e mão de obra acrescida.

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

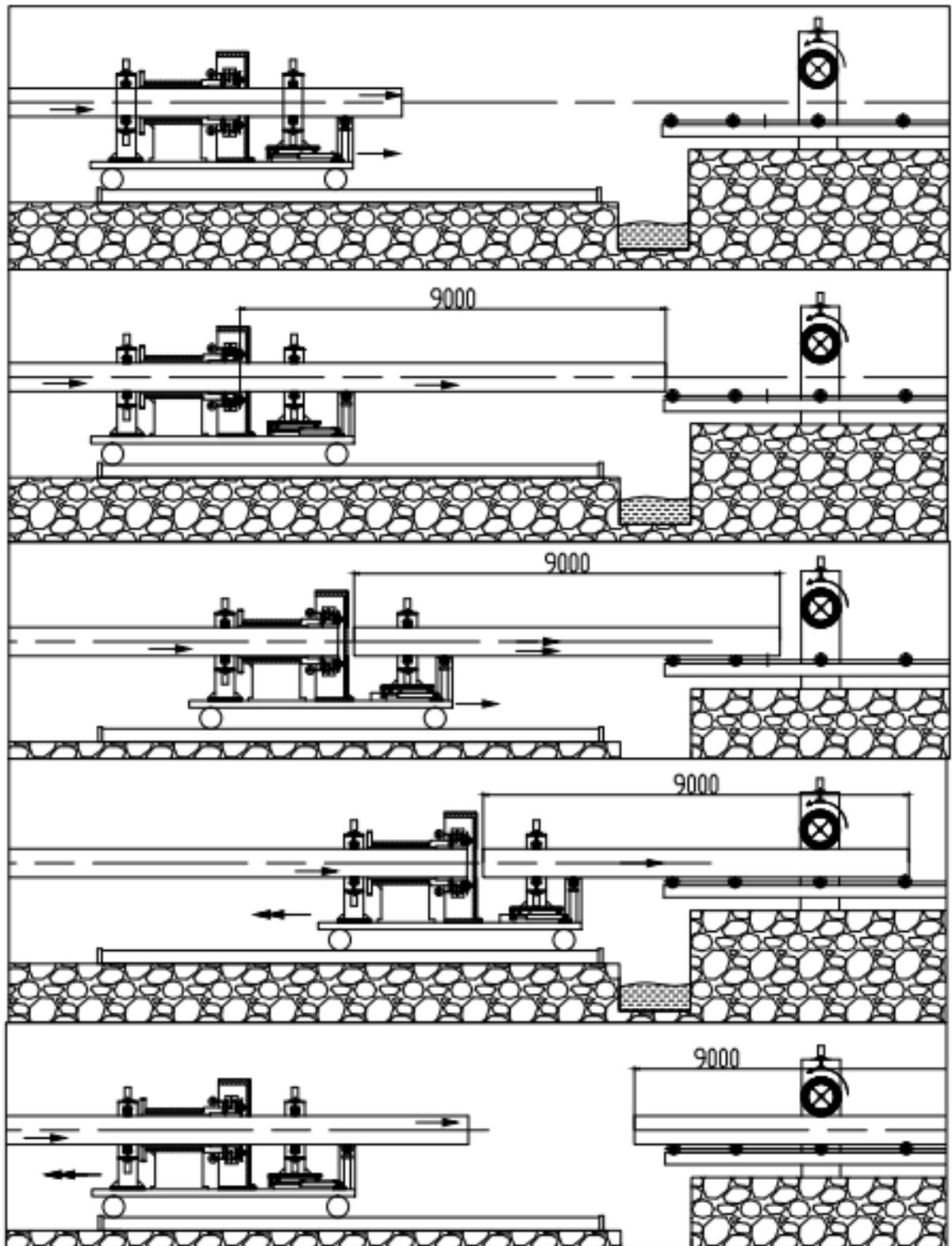


Figura 1: Corte do tubo de nove metros na secção “cut-off”

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

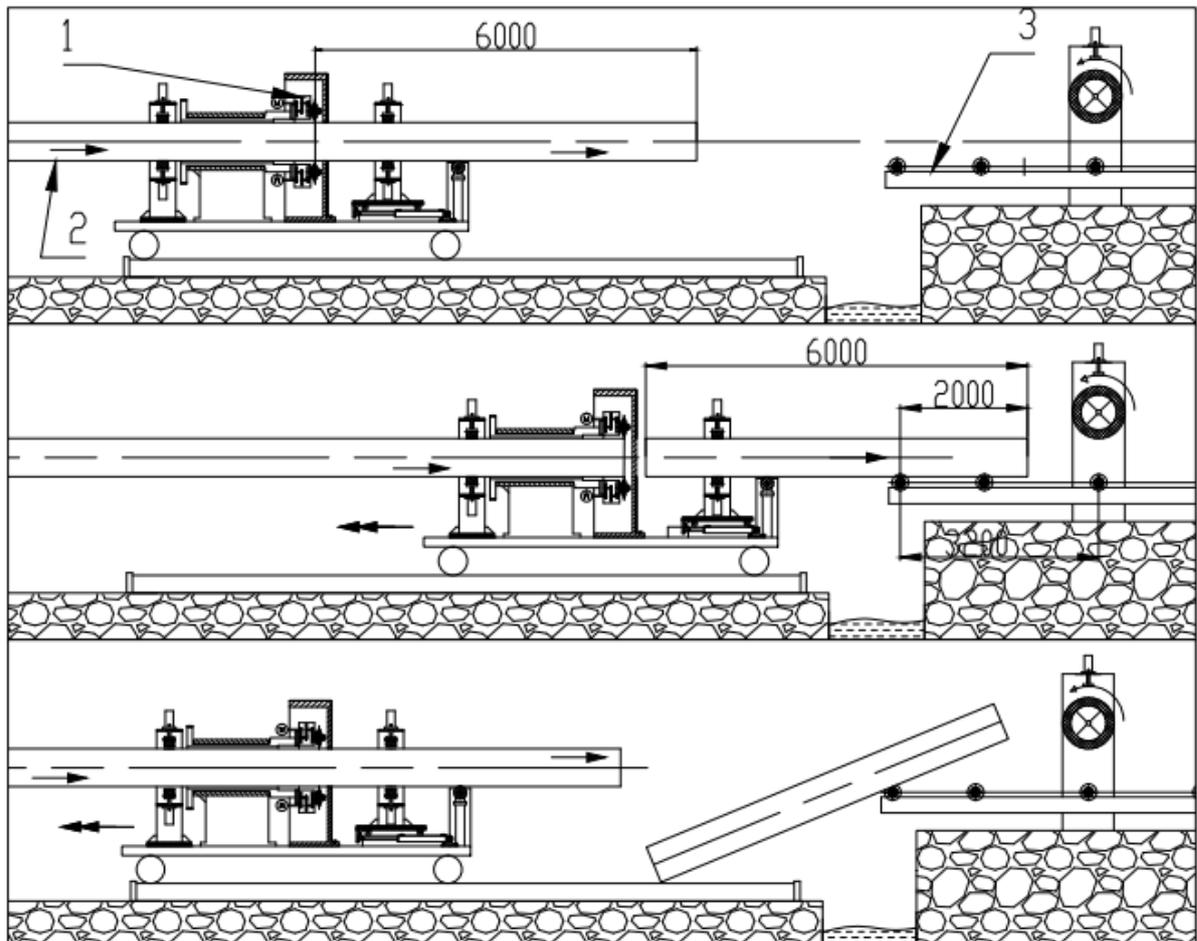


Figura 2: Queda do tubo de seis metros entre o Transportador de Rolos e o “Cut-Off”

Legenda:

- 1-Serra de Corte Dinâmica;
- 2-Tubo;
- 3-Transportador de rolos;

CAPÍTULO II

2.1. Apresentação da Empresa



Fonte: <https://capitalstarsteel.co.za/products-processes-2/electric-resistance-welded-pipe/>

Figura 3: Logótipo da Empresa

A *Capital Star Steel* é uma subsidiária da empresa sul-africana Lionsteel, que se dedica a produção de tubos de aço soldados à alta frequência e atende à indústria internacional de petróleo e gás e à indústria de mineração.

A CSS possui uma fábrica de classe mundial no Parque Industrial Beluluane, distrito de Boane, província de Maputo, Moçambique, que tem capacidade para produzir 200.000 toneladas de tubos por ano.

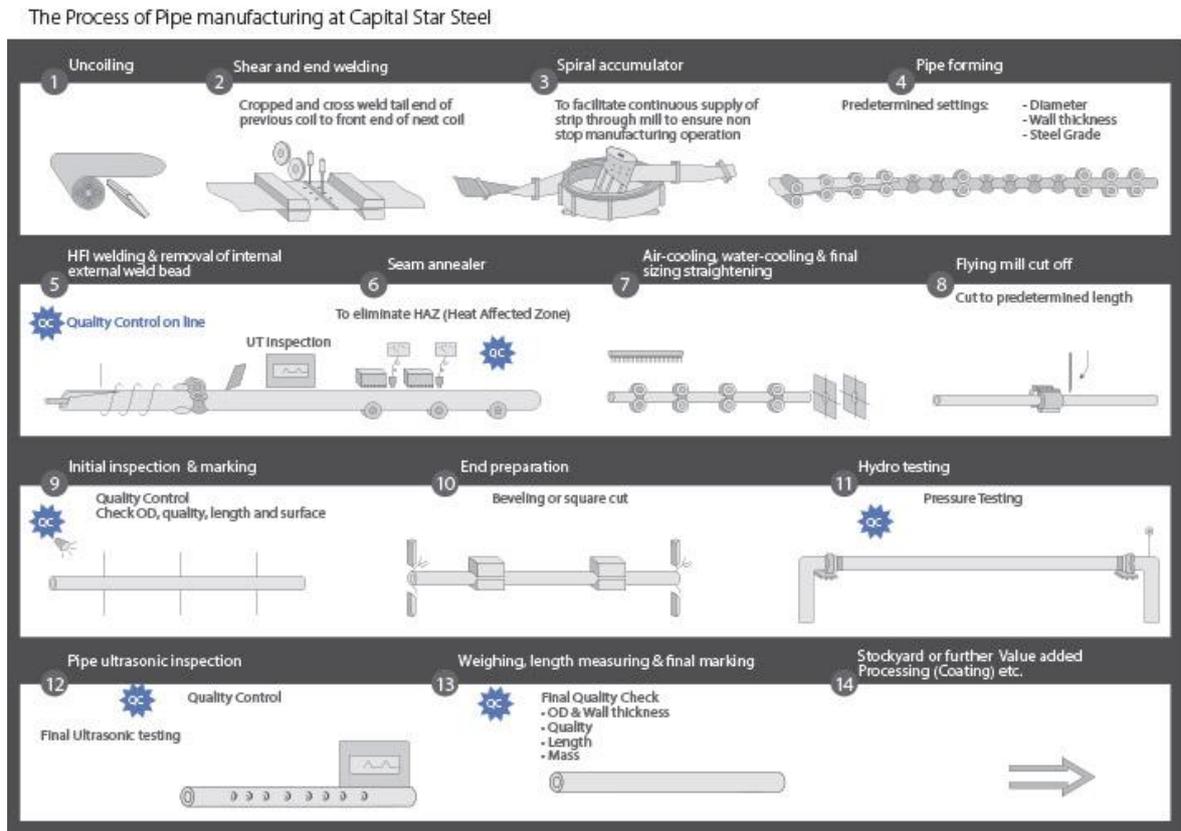
A CSS estabelece uma cadeia de suprimentos de matérias-primas globalmente e actualmente está expandindo sua infraestrutura de distribuição internacionalmente. Com um fornecimento constante de eletricidade garantido pela Cahora Bassa e perfeitamente situado perto do porto portuário de Maputo, e as principais linhas de estradas que levam à África do Sul, Botsuana, Angola, Zimbábue, Zâmbia e Tanzânia, tem a capacidade de fornecer na hora para qualquer projeto, seja na África ou em qualquer lugar do mundo.

O objetivo da CSS é construir uma reputação incomparável como fornecedor para o mercado sul-africano e internacional.

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

2.2. Processo De Fabricação Do Tubo

A CSS usa como matéria-prima bobinas de chapa de aço forjado, esta chapa devera passar por uma sequência determinada de processos ate se obter o produto final.



Fonte: <https://capitalstarsteel.co.za/products-processes-2/electric-resistance-welded-pipe/>

Figura 4: Processo de fabricação de tubos na CSS

Slitting line (Secção de corte)

Nesta secção bobina é desenrolada e a chapa de aço tem a sua largura reduzida por forma a corresponder ao perímetro equivalente do tubo que se deseja produzir.

Preparation (Preparação)

Aqui a chapa cortada, anteriormente, é cortada transversalmente na extremidade para depois ser soldada topo a topo a extremidade traseira da chapa anterior. Nesta fase, a tira contínua é alimentada à um acumulador espiral.

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Acumulator (Acumulador)

O Acumulador garante uma operação de fabricação ininterrupta dos tubos, uma vez que a tira é continuamente alimentada às secções de processos subsequentes.

Pipe Forming (Formação do Tubo)

Nesta área a chapa vinda do acumulador passa por uma serie de rolos com diferentes configurações até obter o formato do tubo do tamanho desejado.

ERW-HFI Weld (Processo de soldadura por indução de alta frequência)

Após o processo de conformação, os tubos são soldados por indução de alta frequência (HFI). Após a soldagem, o tubo passa por um tratamento térmico para normalização das tensões internas, usando aquecimento por indução de média frequência e, em seguida, resfriado a ar.

Flying Mill Cut-Off (Serra De Corte Dinâmica)

Os tubos são então cortados no comprimento solicitado por meio de uma plataforma móvel de corte.

Beveler section (Secção de chanfragem de tubos)

Os tubos têm suas extremidades chanfradas no perfil escolhido pelo cliente bem como acertar o comprimento do tubo.

Controle de qualidade

Todos tubos são testados hidrosticamente de acordo com os requisitos de especificação. As costuras de solda são testadas por ultrassom para certificar que nenhuma rachadura tenha sido formada durante o processo de teste por pressão hidrostática.

Coating (Proteção por revestimento externo dos tubos)

Nesta secção tubos passam pela aplicação de duas camadas de polímeros extrudados de duas extrusoras consecutivas separadas. A primeira extrusora aplica uma camada de adesivo com polímero e a segunda aplica uma camada de HDPE. Os tubos são então resfriados em um banho de têmpera para garantir que o revestimento esteja bem curado antes do manuseio.

Cement mortar Line (Protecção por revestimento interno de tubos)

Em função da necessidade do cliente pode ser aplicado o revestimento de argamassa de cimento/revestimento de concreto, que é o preferido pelos projectistas para canalização de água potável, pois oferece um equilíbrio adequado entre desempenho e considerações

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

económicas em relação a corrosão, protecção contra desgaste, facilidade de instalação e custo final.

CAPÍTULO III

Resumo teórico

3.1. Classificação das Máquinas de Elevação e Transporte

As Máquinas de Elevação e Transporte podem ser subdividida em dois grandes grupos:

- Máquinas De Funcionamento Periódico ou de Elevação;
- Máquinas de Funcionamento Contínuo ou Máquinas Transportadoras.

3.1.1. Classificação das Máquinas de Funcionamento Contínuo

- Máquinas Transportadoras;
- Dispositivos Pneumo-Transportadoras;
- Dispositivos Hidráulicos

Transportadores de rolos

O transportador de rolos funciona como uma esteira fabricada em tubos ou rolos de aço que são responsáveis pela movimentação de peças ou mercadorias. Geralmente o transportador de rolos é muito utilizado nas indústrias de diversos segmentos para agilizar a movimentação de carga.

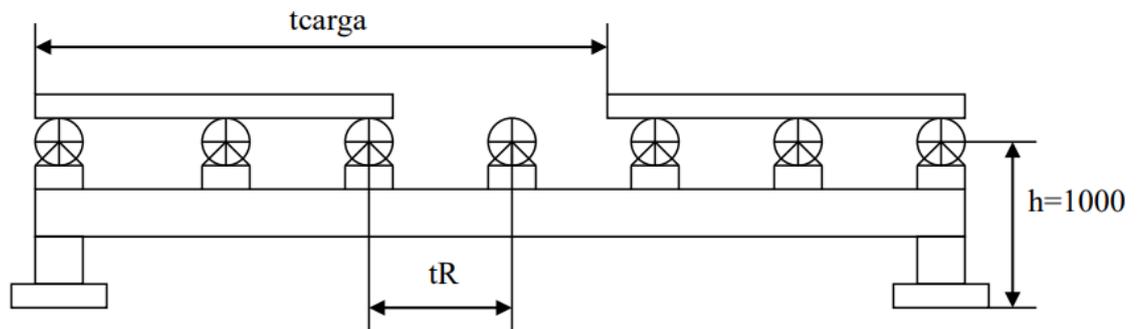
O transportador de rolos é fabricado com estrutura metálica elaborada obedecendo todas as normas exigidas pelos órgãos regulamentadores visando garantir resistência e longa vida útil ao produto.

Os transportadores de rolos podem ser:

- Sem accionamento
- Com accionamento

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Figura 5: Transportadores de rolos sem accionamento [Apontamentos de Máquinas de Elevação e



Transporte, Universidade Eduardo Mondlane]

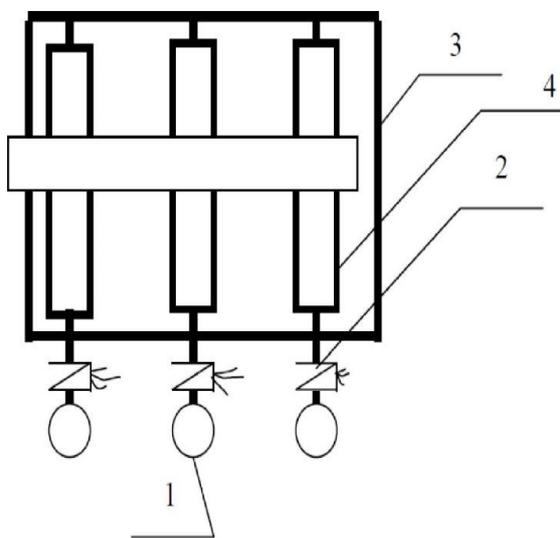


Figura 6: Transportadores de rolos com accionamento individual [Apontamentos de Máquinas de Elevação e Transporte, Universidade Eduardo Mondlane]

Legenda:

I -Motor Elétrico

2-União com Freio

3-Estrutura Metálica

4-Rolo

3.2. Macaco de Parafuso sem Fim

O macaco de parafuso, do inglês screw jack (SJ), é um meio de movimentação preciso de cargas, através do parafuso sem fim e coroa, que movimenta o fuso de rosca trapezoidal ou de esferas. O macaco transfere grande força a partir de pequeno torque, podendo ser manual ou motorizado.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

O fuso de esfera oferece maior eficiência entre a entrada e a saída útil em comparação com o fuso trapezoidal. Além disso, permite maiores velocidades de atuação e devido ao baixo atrito é muito durável. No entanto, um conector de fuso de esferas não é inerentemente auto-travável. Muitas aplicações não necessitam desta durabilidade do fuso de esfera, uma vez que não exigem acionamento contínuo. Na escolha de um macaco de parafuso é feita uma previsão da frequência de atuação e isso apontará para a escolha do macaco parafuso apropriado.

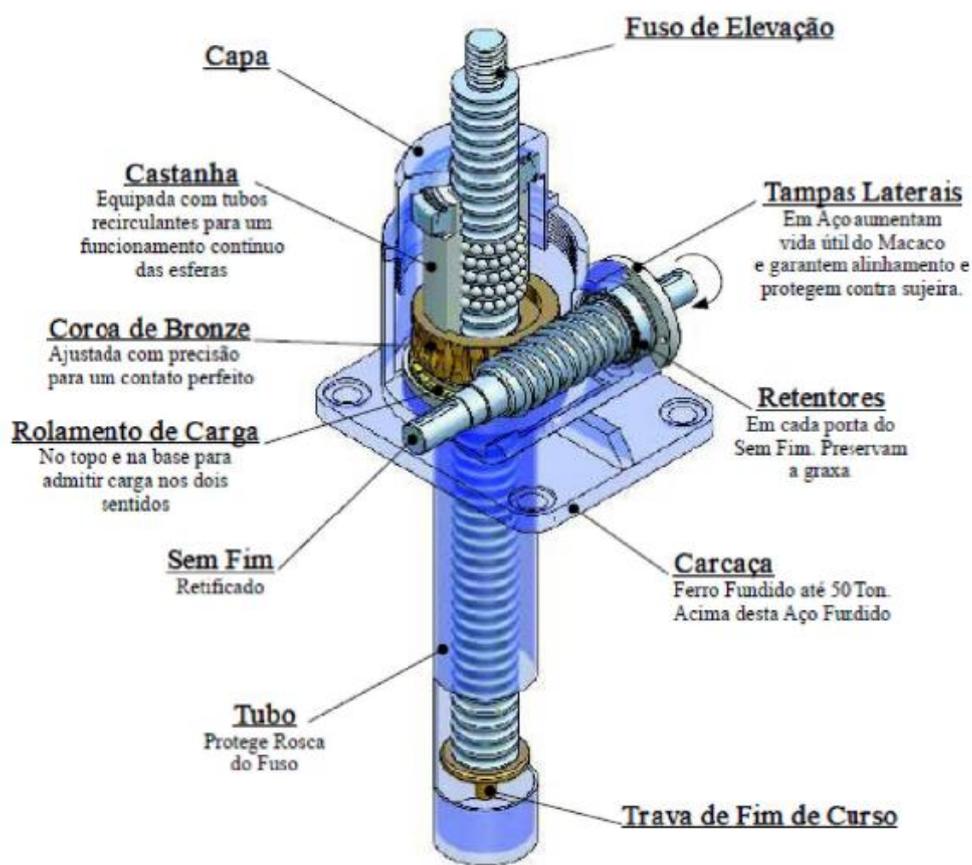


Figura 7: Macaco de parafuso de fuso de esferas [Mecânico LIC Linear kinici]

A popularidade do fuso trapezoidal vem do fato de que é mais fácil usinar, portanto, é mais económico do que as formas de rosca quadrada e a forma da rosca presente nos fusos de esfera. Além disso, devido à grande área de contacto entre o fuso trapezoidal e a roda coroa, há uma grande capacidade de carga. Isto resulta em alta fricção que é prejudicial para a eficiência, mas também significa que o sistema tem maior probabilidade de ser autotravante.

Esta baixa eficiência implica que tais macacos de parafuso com fuso trapezoidal são mais adequados para operação não contínua ou intermitente.

3.2.1. Tipos de Macaco de parafuso

Existem 2 Modelos Padrão e 2 posições de montagem conforme descrito abaixo:

Modelo 1: com movimento axial do fuso

- fuso posição superior (Forma A).
- fuso posição inferior (Forma B).

Modelo 2: com movimento axial da porca

- fuso posição superior (Forma A).
- fuso posição inferior (Forma B).

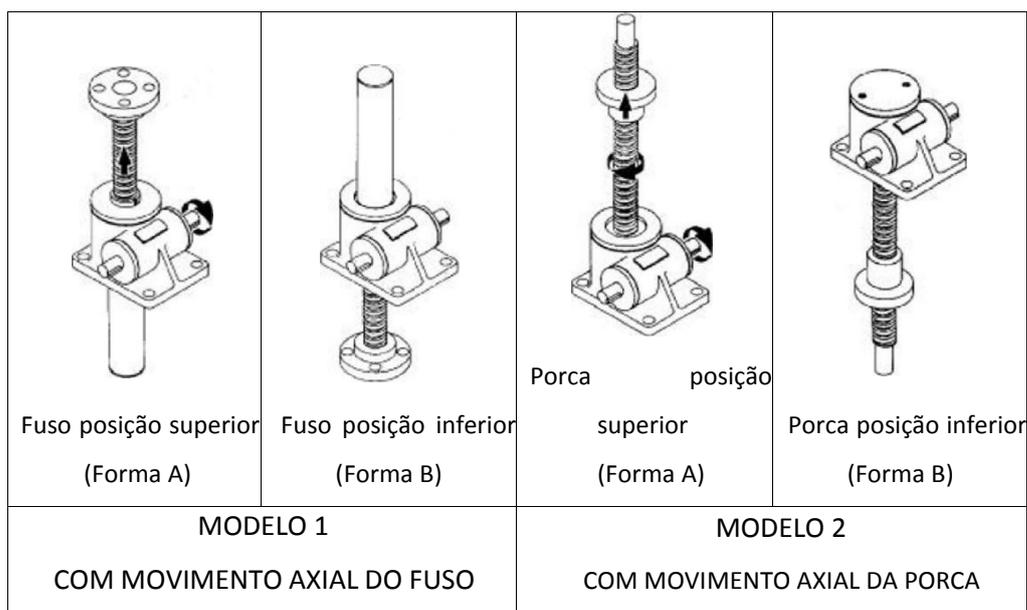


Figura 8: Modelos de macaco de parafuso [IMETEX "Macaco mecânico serie P"]

3.3. Soldadura ERW-HFI

No processo de fabricação ERW HFI, a bobina de aço é formada mecanicamente para o

diâmetro do tubo requerido, depois disso é aplicada um campo magnético de alta frequência (200 a 500 kHz) que resulta no aquecimento do tubo para fundir o skelp para formar o cordão de soldadura. Como o material de adição não é aplicado, o cordão se torna uma parte

homogeneia de todo o tubo completo, garantindo assim as especificações de resistência e desempenho de energia exigidas sejam garantidas.

A alta qualidade e um tubo totalmente liso, é garantido durante o processo de remoção de cordões de soldadura tanto internamente como externamente. Desde a aquisição da matéria-prima até o produto acabado, o produto passa pelo padrão de qualidade internacional, garantindo assim a mais alta qualidade. Os testes de qualidade que os tubos são sujeitos, são:

1. Imediatamente depois da soldadura, o cordão de soldadura é inspecionado por ultrassom na linha;
2. A zona afectada pelo calor é recozida para garantir que a estrutura do grão seja normalizada;
3. Os tubos são enta endireitados e dimensionados para as tolerâncias necessárias antes de serem cortadas ao comprimento;
4. Depois que as extremidades são chanfradas, o tubo é testado hidrosticamente sob pressão;
5. Para garantir a conformidade da qualidade com o padrão/especificação exigido, os tubos então são testados por ultrassom;
6. Finalmente os tubos são inspecionados, pesados e marcados, podendo ser envernizados antes do envio. Os tubos também podem ser transferidos para a planta de revestimento para o tratamento de proteção contra corrosão, conforme exigido pelos clientes.

3.4. Revisão de conceitos da Resistência dos Materiais

A Resistência dos Materiais é um ramo da mecânica que estuda as relações entre as cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que agem no interior do corpo. A resistência dos materiais também envolve o cálculo das deformações do corpo e proporciona o estudo de sua estabilidade quando sujeito a forças externas. (HIBBELER, Russell Charles, Resistência dos Materiais, 7ª edição)

No projecto de qualquer estrutura ou máquina, em primeiro lugar, é necessário usar os princípios da estática para determinar as forças que agem sobre os vários elementos, bem como no seu interior.

As dimensões dos elementos, sua deflexão e estabilidade dependem não só das cargas internas, mas também do tipo de material de que são feitos. Por consequência, a determinação precisa e a compreensão fundamental do comportamento do material serão de vital importância para o desenvolvimento das equações necessárias usadas na resistência dos materiais. (HIBBELER, Russell Charles, Resistência dos Materiais, 7ª edição)

3.4.1. Tensões e deformações

Os conceitos de tensão e deformação podem ser ilustrados, de modo elementar, considerando-se o alongamento de uma barra prismática (barra de eixo reto e de secção constante em todo o comprimento). Considere-se uma barra prismática carregada nas extremidades por forças axiais P (forças que actuam no eixo da barra), que produzem alongamento uniforme ou tracção na barra. Sob acção dessas forças originam-se esforços internos no interior da barra. Para o estudo desses esforços internos, considere-se um corte imaginário na secção m-m, normal a seu eixo. Removendo-se por exemplo a parte direita do corpo, os esforços internos na secção considerada (m-m) transformam-se em esforços externos. Supõe-se que estes esforços estejam distribuídos uniformemente sobre toda a secção transversal.

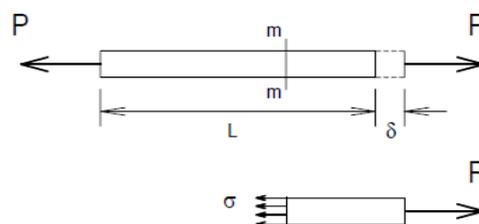


Figura 9: Barra prismática solicitada a tracção

Para que não se altere o equilíbrio, estes esforços devem ser equivalentes à resultante, também axial, de intensidade P . Quando os esforços internos são distribuídos perpendicular e uniformemente sobre toda a secção transversal, está-se perante tensões normais, sendo comumente designadas pela letra grega σ (sigma).

Pode-se ver facilmente que a tensão normal, em qualquer parte da secção transversal é obtida dividindo-se o valor da força P pela área da secção transversal, ou seja,

$$\sigma = \frac{P}{A} \text{ (MPa)} \quad (1)$$

A tensão normal pode causar deformações tais como a compressão, esmagamento, tracção (estiramento), ruptura e a flexão das peças que a experimentam.

Mas quando duas forças P e P' são aplicadas a uma barra, na sua direcção transversal, ocorre um tipo de tensão diferente da primeira: a tensão de cisalhamento ou tensão tangencial, comumente representada pela letra grega τ (tau).

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

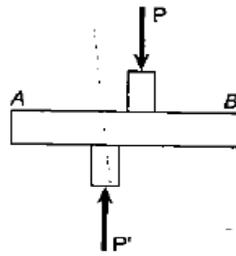
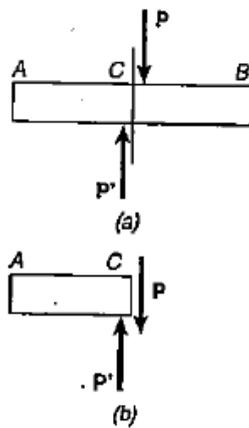


Figura 10: Barra prismática solicitada ao cisalhamento

Fonte: , Ferdinand P. & Johnson Jr., E. Russell – Resistência dos Materiais, 3ª edição

Consideremos a figura acima: se passar-se uma secção transversal por um ponto C, entre os pontos de aplicação das forças, pode-se desenhar o diagrama AC e concluir-se que devem existir esforços internos na secção transversal, cuja resultante deve ser igual a P. Essa resultante, de intensidade P, é chamada de força cortante. Ao se dividir a força cortante (P) pela área da secção transversal (A), obtém-se a tensão média de cisalhamento na secção.



$$\tau_{med} = \frac{P}{A} \text{ (MPa)}$$

Figura 11: Representação de forças actuantes na barra prismática

Fonte: Beer, Ferdinand P. & Johnson Jr., E. Russell – Resistência dos Materiais, 3ª edição

A tensão de cisalhamento ou tensão tangencial provoca deformações tais como o corte, a torção e flexão.

3.4.2. Tensão admissível e sua relação com os cálculos de resistência

As tensões máximas admissíveis de uma peça dependem das propriedades mecânicas do material da qual foi feita.

O princípio básico levado em consideração quando se pretende determinar a resistência ou não de um elemento estrutural à deformações provocadas quer seja por tensões normais ou tangenciais é que estas sejam menores (de preferência) ou iguais às tensões máximas admissíveis do material que será aplicado na concepção da peça.

$$\sigma \leq [\sigma] \quad e \quad \tau \leq [\tau]$$

É necessário restringir a tensão actuante no material a um nível seguro. Para se garantir a segurança, é preciso escolher um material cujas tensões máximas admissíveis restringem a carga aplicada a um valor menor do que a carga que o elemento pode suportar totalmente.

Uma estratégia que pode ser usada para garantir a resistência de um elemento estrutural, e que se mostra muito eficaz, é a aplicação de um coeficiente de segurança (CS). Este coeficiente toma em consideração que, por exemplo, a carga para a qual o elemento é projectado pode ser diferente (maior) da carga realmente aplicada, que as dimensões estipuladas no projecto podem não ser exactas por erros na fabricação ou cometidos na montagem do componente, que é possível ocorrer vibrações, impactos ou cargas acidentais desconhecidas e que não tenham sido contempladas no projecto, que pode ocorrer o fenómeno da corrosão, deterioração ou desgaste provocado por exposição a intempéries, entre outros factores. (HIBBELER, Russell Charles, Resistência dos Materiais, 7ª edição)

Assim, a condição de resistência toma a seguinte forma:

$$CS \times \sigma \leq [\sigma] \quad e \quad CS \times \tau \leq [\tau]$$

3.4.3. Cálculos testadores

Os cálculos projectivos têm por finalidade garantir que as peças / estruturas resistem às cargas que experimentam durante sua operação. Por outro lado, os cálculos testadores garantem a capacidade de trabalho seguro e eficaz das peças, baseando-se nos seguintes critérios:

- Rigidez das peças;
- Resistência á fadiga;
- Resistência à carga estática;
- Resistência às vibrações;

Cálculo à resistência térmica (cálculo irrelevante quando as peças a serem projectadas funcionam a temperaturas inferiores á 100°C).

3.4.4. Rigidez das peças

Estes cálculos consistem em determinar se os deslocamentos e inclinações experimentados pela peça estão dentro dos limites admissíveis a ponto de não comprometer o funcionamento ideal do conjunto mecânico.

Assim, a condição para a garantia da rigidez adequada é representada da seguinte maneira:

$$y \leq [y] \text{ (mm) – deslocamento}$$

$$\varphi \leq [\varphi] \text{ (rad) – inclinação}$$

Para a determinação dos deslocamentos e inclinações sofridos por uma determinada peça, pode-se recorrer a diversos teoremas e ferramentas matemáticas, tal como:

A equação diferencial da linha elástica

$$v'' = \frac{M}{EI} \tag{2}$$

Onde:

v : deslocamento do ponto x

v' : inclinação do ponto x

M : momento interno da peça expressa em função do comprimento (N.m)

E : módulo de elasticidade do material (MPa)

I : momento de inércia (mm⁴)

3.4.5. Resistência à fadiga

O cálculo testador á fadiga consiste na determinação de coeficientes de segurança do material nas secções mais perigosas das peças (secções com momento reduzido mais elevados e secções com concentradores de tensões).

A condição de resistência á fadiga:

$$CS \geq [CS]$$

Onde:

CS : coeficiente de segurança calculado

$[CS]$: coeficiente de segurança máximo admissível; $[CS] \approx 1.5$

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

3.4.6. Resistência à carga estática

O cálculo de resistência á carga estática tem como objectivo verificar a resistência das peças á deformação plástica ou destruição devido á sobrecargas. Para tal, usam-se tensões equivalentes que incluem tanto a normal como a tangencial:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$$

(3)

CAPÍTULO IV

4.1. Avaliação das hipóteses

Para alcançar a solução do problema iniciou-se por avaliar o problema e de seguida fez-se o estudo das possíveis soluções de maneira a determinar a viabilidade de forma preliminar.

Desta avaliação foram apuradas as seguintes hipóteses:

Alongar movimento do carro da serra (de modo a diminuir a distância entre o transportador de rolos e a serra) – Não é possível pois o trilho no qual este se move é limitado por uma vala para escoamento de emulsão e por uma parede da base do transportador subsequente.

Manter o carro da serra parado por mais tempo na posição limite – Deste modo seria possível garantir que a maior parte do tubo esteja por cima do transportador antes do retorno da serra a posição inicial. Para a aplicação desta solução é necessário trocar o sistema de controle da serra que é uma caixa negra de fabrico chinês no qual não é possível fazer alterações na programação, esta mesma caixa negra comunica-se directamente com o controle central da linha de produção.

Instalar um rolo no transportador para fazer a sustentação do tubo por cima - Este rolo deveria evitar a queda do tubo aplicando uma força vertical sobre o mesmo enquanto o tubo mantém o seu movimento.

4.2. Solução preliminar

A resolução do problema foi feita com base na última hipótese e foi repartida em duas fases, a primeira fase consiste da construção de uma estrutura provisória compatível com o tubo de diâmetro 273 milímetros e a segunda fase contempla a projecção de uma estrutura definitiva ajustável para acomodar a todos os diâmetros.

Construção da estrutura provisória

A construção da estrutura provisória foi feita com base em analogias e medições no local, foi feito um pedido a empresa para que se retira-se algum material dos armazéns e para o uso da mão de obra interna no sector de soldadura, o rolo foi retirado de um transportador desativado.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel



Figura 12: Estrutura provisória.

O dispositivo foi construído, montado, testado e usado para fabricar 280 tubos de diâmetro 273 milímetros e posteriormente com a adição de espaçadores voltou a ser usado para a produção de 150 tubos de diâmetro 324 milímetros, todos estes com seis metros de comprimento.

CAPÍTULO V

Com base na estrutura provisória passou-se a projecção de um dispositivo definitivo compatível com todos os diâmetros.

5.1. Apresentação do dispositivo

O dispositivo proposto visa possibilitar a recepção do tubo de seis metros de comprimento vindo do “Cut-Off” no transportador de rolos, este deverá ser regulável para acomodar tubos desde 219 até 610 milímetros de diâmetro.

O dispositivo é composto por um rolo, um sistema de guias, um elevador de Parafuso-Sem-Fim que para além de ser um redutor, também transforma o movimento de rotação em movimento de elevação e por um motor elétrico com acionamento por botoneira.

5.1.1. Esquema Cinemático

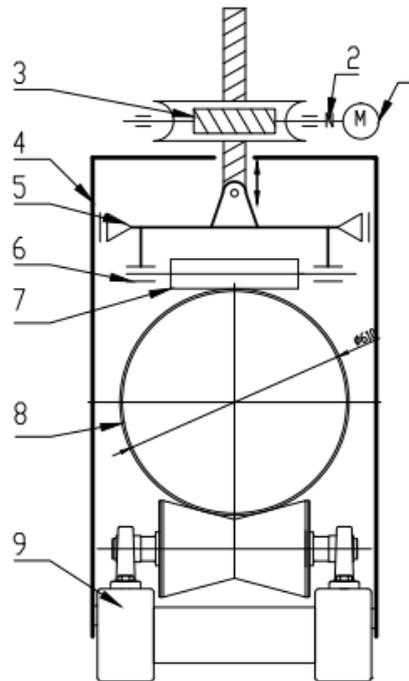


Figura 13: Esquema cinemático

Legenda:

- 1-Motor;
- 2- União;
- 3- Elevador de parafuso sem fim;
- 4-Estrutura;
- 5- Guias deslizantes;
- 6- Mancal de rolamento;
- 7-Rolo;
- 8-Tubo;
- 9-Transportador

5.1.2. Partes Componentes do Dispositivo

Rolo de Sustentação

Esta é a parte do dispositivo que entra em contacto directo com o tubo, o rolo é apoiado nas suas extremidades á parte movel da estrutura por rolamentos de esferas.

O rolo é feito de aço de construção

Guias Laterais

Os guias são estruturas metálicas que fazem o contacto entre a parte movel e a parte fixa da estrutura, são lubrificadas com massa lubrificante e possibilitam que o ajustamento vertical da posição do rolo seja linear.

Elevador de Parafuso-sem-fim

O elevador de Parafuso-Sem-Fim que para além de ser um redutor, também transforma o movimento de rotação proveniente do motor em movimento de elevação que torna possível o ajustamento vertical do rolo de modo a acomodar os tubos de diferentes diâmetros a produzir.

Motor Elétrico

Usa-se um motor elétrico com freio e accionameto por botoneira para dar movimento ao sistema

Estrutura metálica

A estrutura é um conjunto de elementos metálicos soldados e aparafusados que tem a função de sustentar e resistir as cargas de funcionamento durante a produção do tubo.

A estruturas esta dividida em duas partes, uma movel e a outra fixa que se ira instalar no corpo do transportador de rolos existente. Estas mesmas estruturas foram escolhidas em analogia a estruturas existentes sujeitas a esforços similares na mesma linha.

5.1.3. Localização do dispositivo

O dispositivo será instalado no início do transportador de rolos que segue a serra de corte dinâmica à uma distância de dois metros do centro do primeiro rolo (ver figura 12).

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

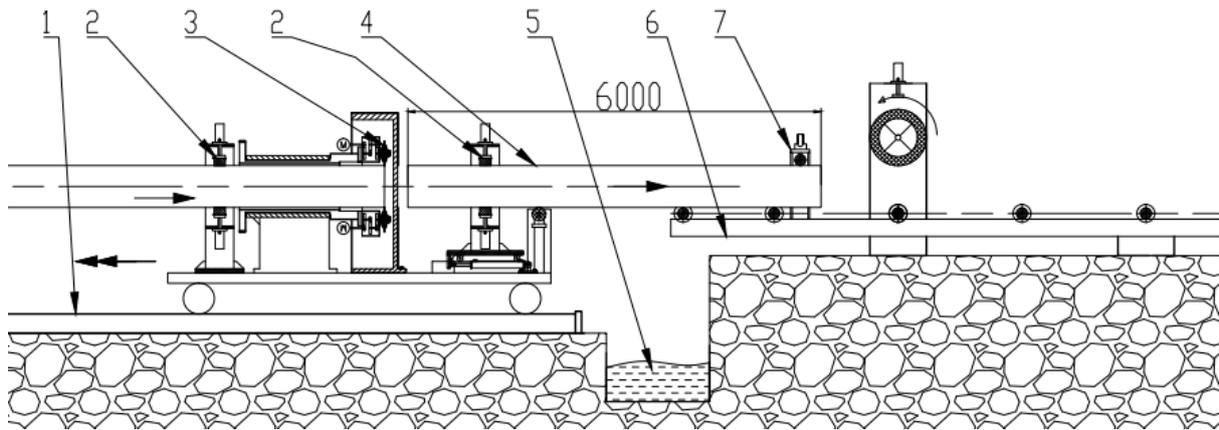


Figura 14: Localização do dispositivo na linha

Legenda:

1. Trilho da serra dinâmica
2. Grampos
3. Serra de corte
4. Tubo
5. Emulsão
6. Transportador de rolos
7. Dispositivo a projetar

5.2. Projecção do dispositivo

5.2.1. Características Do Tubo

Para o dimensionamento do dispositivo começa-se por determinar as cargas máximas, neste caso, o maior tubo a produzir.

O maior tubo produzido pela CSS respeita a norma API 5L X42, tem o diâmetro externo de seiscentos e dez (610) milímetros e a espessura de doze (12) milímetros.

O material usado como matéria-prima é o aço forjado a quente.

Área da Secção do Tubo

Com base nas dimensões acima calcula-se a área da secção

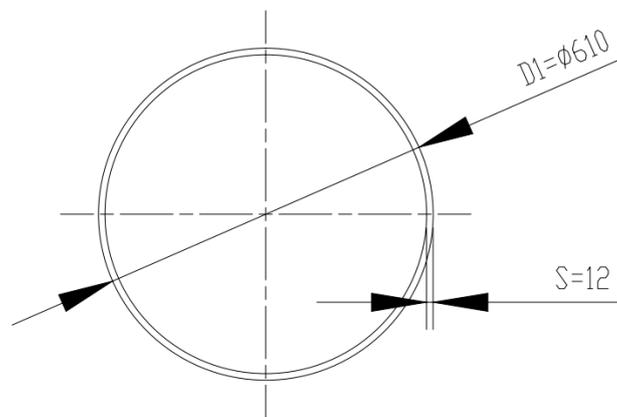


Figura15: Esboço da secção do tubo

$$A = \pi \cdot r^2$$

(4)

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot S = 610 - 2 \cdot 12 \text{ [mm]}$$

$$D_2 = 586 \text{ [mm]}$$

$$A = A_1 - A_2 = \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2)$$

$$A = \pi \cdot (305^2 - 293^2) \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A = 22544.07 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A = 0.0225 \text{ [m}^2\text{]}$$

5.2.2. Determinação Das Cargas Máximas Peso Em Função Do Comprimento

A densidade específica do aço varia de 7750 até 8050 Kg/m³

$$\delta = 7750 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$w = \delta \cdot A \cdot g ; \left[\frac{N}{m} \right]$$

(5)

$$w = 7750 \cdot 0.0225 \cdot 9.89 ; [N/m]$$

$$w = 1.750 ; [kN/m]$$

Cálculo da Carga máxima de trabalho

Tomando a posição na qual a carga é máxima calcularam-se as reações nos apoios. Esta posição é equivalente ao avanço máximo da serra de corte.

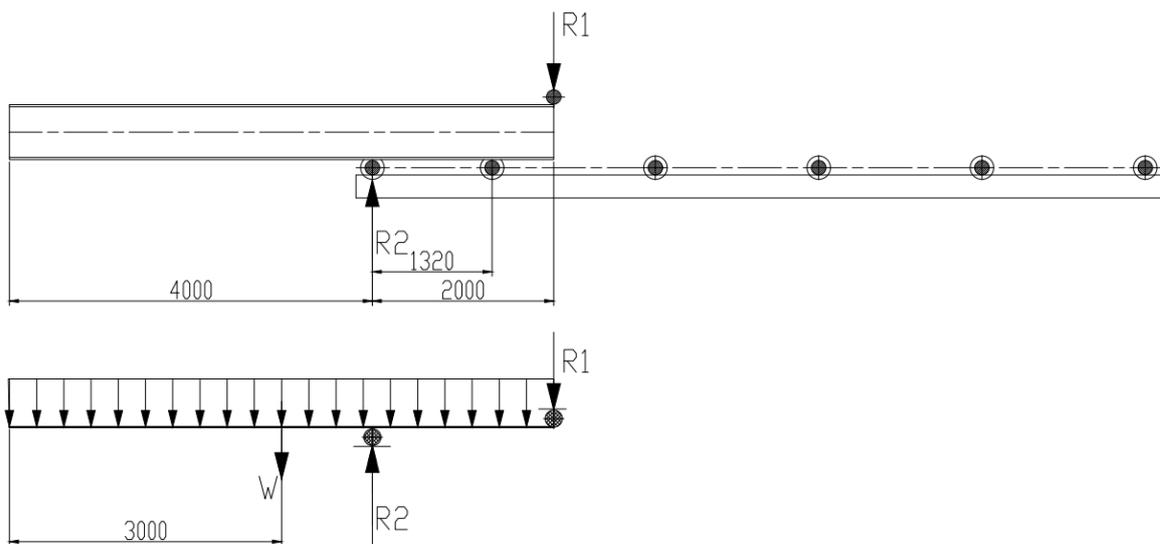


Figura 16: Reações nos apoios

Equilíbrio das forças na vertical:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow W + R_1 - R_2 = 0$$

(6)

W representa a força total causada por uma força distribuída, portanto:

$$W = w(x_f - x_i) = 1750N \times (6 - 0) = 10500N$$

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Fazendo o equilíbrio dos momentos no segundo apoio (R_2), encontra-se:

$$\sum M = 0 \rightarrow R_1 \times (2m) - W \times (1m) = 0$$

Das duas equações, encontra-se o seguinte sistema:

$$\begin{cases} R_2 - R_1 = 10500N \\ 2R_2 = 10500N \end{cases}$$

Resolvendo o sistema, encontra-se:

$$\begin{cases} R_1 = 5250N \\ R_2 = 15750N \end{cases}$$

Aplicou-se o coeficiente de segurança à reacção no apoio “ R_2 ” de modo a obter a força nominal:

$$F_r = K_s \times F_{max} \tag{7}$$

Onde:

K_s = é o coeficiente normativo de segurança da resistência, escolheu-se 1.5 de [3];

F_{max} - É a força máxima exercida sobre o rolo R_2 .

Substituindo os valores na equação (7) da carga de ruptura obtém-se:

$$F_r = 5250N \times 1.5 = 7875[N]$$

5.2.3. Dimensionamento do rolo

Os rolos são geralmente fabricados de aço de medio teor de carbono ou de aços de liga. Para o rolo em causa escolhe-se preliminarmente o aço 1045 de acordo com a norma ABNT, (MELCONIAN, 2008).

Tabela 1: Tipos de aços utilizados em veios (Fonte: Melconian 2008)

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Aço-carbono		
DIN	Composição (Teores médios %)	ABNT
St 42,11	C 0.25 Si 0.2 Mn 0.6	1025
St 50,11	C 0.35 Si 0.2 Mn 0.7	1035
St 60,11	C 0.45 Si 0.2 Mn 0.8	1045
St 70,11	C 0.50 Mn 0.8	1060
Aço liga		
20 Mn Cr ₄	C 0.2 Mo 0.5 Cr 0.4	4120
25 Mo Cr ₄	C 0.3 Mn 0.5	4130
50 Cr V ₄	C 0.5 Si 0.3 Mn 0.9 Cr V 0.2	6150

Velocidade do rolo

A linha de produção tem uma velocidade máxima de 20m/min

Em rotações por minuto temos:

$$n_{max} = \frac{v_{linear}}{\pi \times d}$$

Onde:

- n_{max} – Velocidade angular máxima da linha;
- v_{linear} – Velocidade linear máxima da linha;
- d – Diâmetro.

$$n_{max} = \frac{20m/min}{\pi \times 0.08m} = 80 \text{ rpm}$$

De seguida determinam-se as reações nos apoios do rolo e os esforços internos:

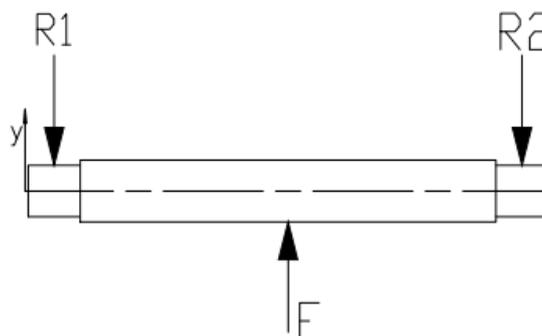


Figura 17: Esboço do Eixo e reações nos apoios

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F + R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = 3937,5[N]$$

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

O rolo não sofre esforços axiais

Esforço Cortante

Para encontrar a equação do esforço cortante é necessário fazer o balanço de forças em cada secção (que vão de zero a “x” metros), ou seja:

$$\sum F_x + V_{(x)} = 0$$

Onde:

$V(x)$ – é o valor do esforço cortante na posição “x”.

Secção 1 ($0 \leq x \leq 0.25$)

Resolvendo o balanço de esforços internos da secção 1:

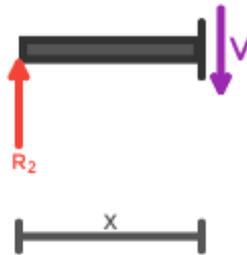


Figura 18: Esboço dos esforços internos na secção 1.

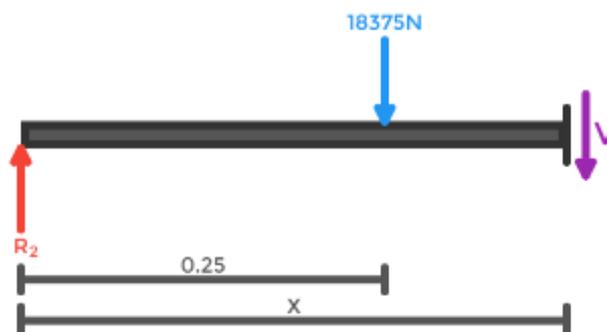
Substituindo os valores numéricos encontra-se:

$$-R_2 + V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = 3937.5 \text{ [N]}$$

Secção 2 ($0.25 \leq x \leq 0.5$)

Resolvendo o balanço de esforços internos da secção 2:



Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Figura 19: Esboço dos esforços internos na secção 2.

Substituindo os valores numéricos encontra-se:

$$F_1 - R_2 + V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = -3937.5 \text{ [N]}$$

Momento fletor

Para encontrar a equação do momento fletor, é necessário fazer o balanço do momento em cada secção (que vão de 0 até “x” metros), ou seja:

$$\sum F_x(x - x_{carga}) + \sum M + M_{(x)} = 0$$

(8)

Onde:

$M(x)$ – é o valor do momento fletor na posição “x”.

Secção 1 ($0 \leq x \leq 0.25$)

Resolvendo o balanço de momentos da secção:

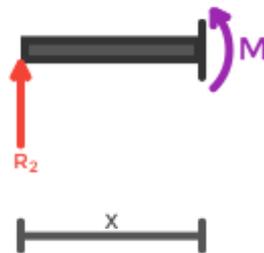


Figura 20: Esboço dos momentos internos na secção 1.

Substituindo os valores numéricos encontra-se:

$$-R_2(x - x_{apoi02}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = 3937.5x$$

Secção 2 ($0.25 \leq x \leq 0.5$)

Resolvendo o balanço de momentos da secção:

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

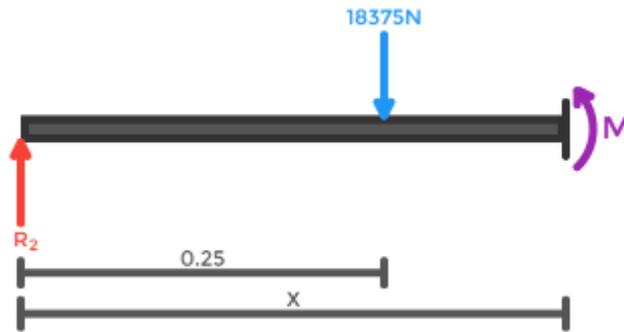


Figura 21: Esboço dos momentos internos na secção 2

Substituindo os valores numéricos encontra-se:

$$F(x - x_F) - R_2(x - x_{apoio2}) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -3937.5x + 1968.75$$

Momento flector máximo:

O momento máximo regista-se no centro do rolo ($x=0,25m$):

$$M_{(0.25)} = -3937.5 \times 0.25 + 1968.75 = 981.5Nm$$

Gráficos:

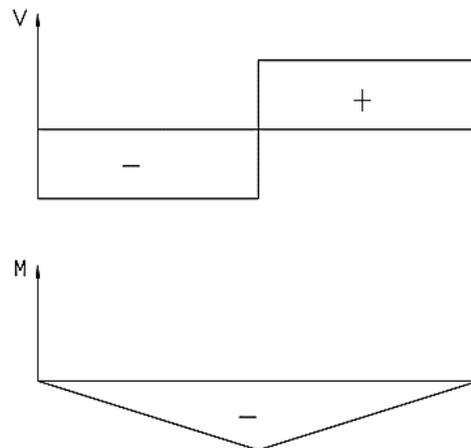


Figura 22: Gráfico dos esforços de corte e momento flector

O diâmetro mínimo do rolo obtém-se a partir da equação da deformação.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

$$y_{max} = \frac{F \times L^3}{48EI} \quad (9)$$

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} \quad (10)$$

Onde:

E – Coeficiente de elasticidade do aço, E=210000Mpa;

I – Momento de inercia;

r – Raio do eixo;

L – Distancia entre os apoios;

Desenvolvendo a fórmula em função de “r” e limitando a flecha máxima a “0.0003L” segundo [2] teremos:

$$y_{max} = \frac{F \times L^3}{48E \left(\frac{\pi \times r^4}{4} \right)} \quad (11)$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{F \times L^2}{0.0024E\pi}}$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{7.875N \times (500mm)^2}{0.0024 \times 210000 \frac{N}{mm^2} \times \pi}} = 30.17 [mm]$$

$$d = 2r$$

$$d = 2 \times 30.17 = 60.34[mm]$$

Escolhe-se d=60[mm]

5.2.4. Cálculos testadores do rolo

O cálculo testador é feito com o objectivo de verificar a resistência do rolo, para tal são feitos os seguintes cálculos:

- Cálculo à fadiga;
- Cálculo à carga estática;
- Cálculo à rigidez;
- Cálculo às vibrações;

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Não será feito o cálculo à resistência térmica, visto que o rolo funciona a temperaturas inferiores a 100°C.

Cálculo testador dos veios à fadiga

A principal causa da perda de capacidade de trabalho é a rotura por fadiga, devido ao elevado número de variação de tensões a que o veio é submetido durante o seu funcionamento. No presente trabalho, o cálculo será feito apenas para as secções mais carregadas e para o rolo em causa existem apenas esforços de flexão.

A condição de resistência à fadiga é dada pela expressão abaixo:

$$S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5$$

Onde:

- S - é o coeficiente de segurança calculado por:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \times K_{\sigma}}{K_D \times K_F} + \psi_{\sigma} \times \sigma_m}$$

Onde:

- s_{σ} – Coeficiente de segurança de resistência à fadiga para tensões de flexão;
- s_{τ} – Coeficiente de segurança de resistência à fadiga para tensões tangenciais;
- σ_a – Amplitude das tensões de flexão;
- τ_a – Amplitude das tensões tangenciais;
- σ_m – Tensões normais médias;
- τ_m – Tensões tangenciais médias;
- σ_{-1} – Limites de fadiga à flexão do material;
- τ_{-1} – Limite de fadiga ao cisalhamento do material;
- ψ_{σ} – Coeficiente de sensibilidade do material à assimetria do ciclo de variação das tensões normais;
- ψ_{τ} – Coeficiente de sensibilidade do material à assimetria do ciclo de variação das tensões tangenciais;
- K_D – Coeficiente de rugosidades;
- K_F – Coeficiente de escala;
- K_{σ} – Coeficiente efectivo de concentração de tensões normais;

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

- K_τ – Coeficiente efectivo de concentração de tensões tangenciais.

O cálculo testador á fadiga do rolo é feito considerando o momento flector no centro do rolo que é o ponto mais carregado:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{M_{0.25}}{0.1 \times d^3} = \frac{981Nm}{0.1 \times 0.06^3} = 45.4MPa$$

Este veio será feito de aço (1045) com os seguintes parâmetros:

$$\sigma_e = 490MPa ; \sigma_r = 590MPa$$

Logo, os limites de fadiga são estimados por:

$$\sigma_{-1} \approx (0.4 \dots 0.5) \times \sigma_r = 0.45 \times 590 = 265.5 MPa$$

Coeficientes para o cálculo à fadiga do rolo:

- $\psi_\sigma = 0.15$
- $\psi_\tau = 0.1$
- $K_\sigma = 1.83$
- $K_\tau = 1.39$
- $K_F = 0.95$
- $K_d = 0.75$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \times K_\sigma}{K_D \times K_F} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = \frac{266.5}{\frac{45.4 \times 1.83}{0.75 \times 0.95} + 0.15 \times 45.4} = 2.16 \geq [S] \approx 1.5$$

Cumpre-se a condição de resistência à fadiga.

Cálculo testador à carga estática

Este cálculo serve para verificar a resistência do rolo a deformação plástica ou a destruição, devido a sobrecargas. Para este cálculo são usadas tensões equivalentes á flexão

$$c \leq [\sigma] MPa$$

Tensão de flexão:

$$\sigma_F = \frac{M_{0.25}}{0.1 \times d^3} = \frac{981Nm}{0.1 \times 0.06^3} = 45.4 MPa$$

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Tensão admissível:

$$[\sigma] = 0.8 \times \sigma_e = 0.8 \times 490 = 392 \text{ MPa}$$

Verificação da condição de resistência:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_F^2 + 3 \times \tau^2} \leq [\sigma]$$

Onde:

σ_{eq} – Tensão equivalente, em Mpa;

$[\sigma]$ – Tensão normal admissível do material, em Mpa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{45.4^2 + 3 \times 0^2} = 45.4 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 392 \text{ MPa}$$

Verifica-se que a condição de resistência a carga estática.

Cálculo testador às vibrações

O cálculo testador às vibrações consiste em verificar a faixa de vibrações na qual ocorre o fenómeno da ressonância. Tendo como condição de resistência o seguinte:

$$n \leq 0.7 \times n_{cr}$$

Para o rolo rígido.

Volume total do rolo:

$$V_i = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \times l_i$$

Onde:

- V_i – é o volume;
- d_i – diâmetro e
- l_i – comprimento dos escalões.

Massa do rolo:

$$m = \rho \times V$$

Onde:

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

$\rho = 7860 \text{ Kg/m}^3$ é a densidade do aço

Flexibilidade do veio:

$$\delta = \frac{1}{k} = \frac{l^3}{48 \times E \times I}$$

Onde:

$I = \frac{\pi \times d^4}{64}$ – é o momento de inércia;

$E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ - é o módulo de elasticidade do rolo

O volume do rolo determina-se por:

$$V = \frac{\pi \times 0.08^2}{4} \times 0.36 + 2 \times \left(\frac{\pi \times 0.06^2}{4} \times 0.07 \right) = 0.0022 \text{ m}^3$$

A massa do veio é determinada por:

$$m = 7860 \times 0.0022 = 17.33 \text{ Kg}$$

A flexibilidade do veio é determinada por:

$$I = \frac{\pi \times 60^4}{64} + \frac{\pi \times 80^4}{64} + \frac{\pi \times 60^4}{64} = 3 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\delta = \frac{500^3}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times 3 \times 10^6} = 4.133 \times 10^{-6} \text{ mm/n}$$

Assim a flexa estática do veio por acção do peso será:

$$y_{est} = \delta \times m \times g = 4.133 \times 10^{-6} \times 17.33 \times 9.81 = 7.03 \times 10^{-4} \text{ m}$$

A frequência crítica é determinada por:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{y_{est}}} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{9.81}{7.03 \times 10^{-4}}} = 1128 \text{ rpm}$$

Sendo:

$$n \leq 0.7 \times n_{cr}$$

$$n_{max} = 80 \text{ rpm}$$

$$80 \text{ rpm} \leq 1128 \text{ rpm}$$

Verifica-se a resistência, isto é, não há ressonância do veio principal.

5.2.5. Escolha dos mancais de rolamentos

O Cálculo dos rolamentos é feito com o objectivo de se verificar a capacidade de resistência dos rolamentos à destruição por fadiga e deformação plástica dos anéis dos rolamentos. O cálculo dos rolamentos baseia-se em dois critérios.

- Cálculo à capacidade de carga estática
- Cálculo à capacidade de carga dinâmica (cálculo de longevidade) ou cálculo à fadiga

Para este caso não será feito o cálculo dos rolamentos à capacidade de carga estática visto o movimento relativo dos anéis é superior á 10 rpm.

Com base no diâmetro calculado anteriormente e nas cargas máximas seleccionou-se o mancal UCP212D1 do catálogo de mancais de rolamento [7] número 2400-X/E da marca NTN, com os parâmetros apresentados na tabela a seguir:

Tabela 1: Parâmetros do mancal UCP 212D1

D	H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S	Parafuso	C(kN)	C ₀ (kN)
60	68.9	241	184	70	20	23	25	138	70	65.1	25.4	M16	52.5	36

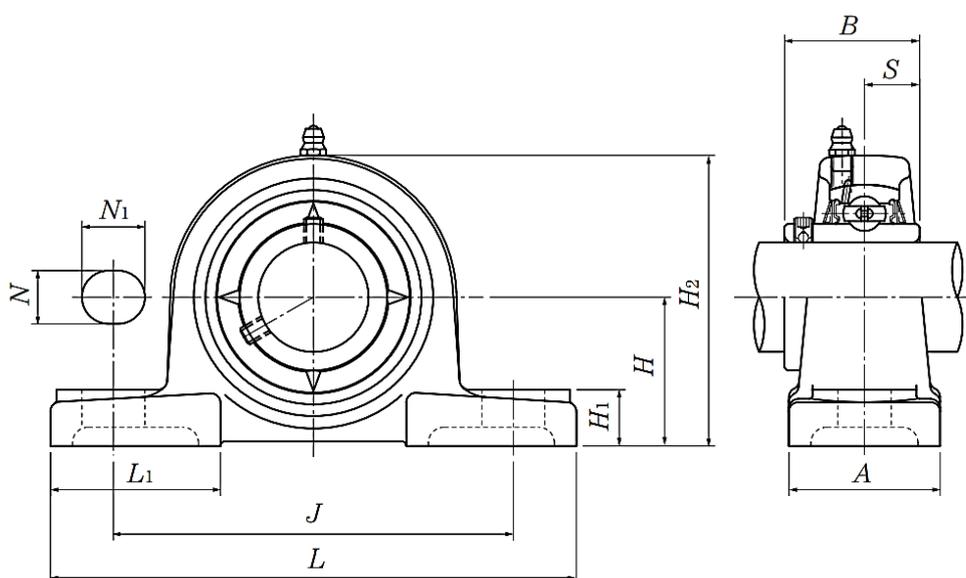


Figura 23: Dimensões do mancal de rolamento

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Determinação da vida útil

A carga dinâmica equivalente do rolamento é calculada pela seguinte expressão:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad (12)$$

Onde:

Fr - Força radial efectiva, Fr = 9.2kN

Fa - Força axial efectiva

X - Factor radial, de [6] X=1

Y - Factor axial, de [6] Y=0

Então será

$$P = 3.9[kN]$$

A vida útil de rolamentos em horas é dada pela seguinte formula:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times n} \quad (13)$$

Onde:

C - Capacidade de carga dinâmica

n - Número de rotações

O número de rotações obtém-se a partir da velocidade linear da linha que é de 20 [m/min].

$$n = \frac{60000 \times v}{\pi \times d} \quad (14)$$

Onde:

v - Velocidade linear da linha de produção[m/s]

d - Diâmetro em [mm]

$$n = \frac{60000 \times 20}{\pi \times 60 \times 60} = 106.1[RPM]$$
$$L_{10h} = \left(\frac{52.5}{9.2}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 106.1} = 29190[h]$$

A vida útil teórica da unidade de rolamento corresponde, em condições normais de funcionamento, a 29190 horas.

5.2.6. Seleção do elevador de parafuso sem fim (screw Jack)

Com base na sequência de cálculo retirada do catálogo de elevadores de parafuso sem fim da marca Power Jacks, escolheu-se das opções disponíveis a opção com capacidade de carga superior e mais próxima a carga máxima.

Com base na carga máxima de 7.8[kN] escolheu-se o screw jack EMR0010-100 (Invertido) do catálogo da marca powerjacks com os seguintes parâmetros:

Tabela 2: Parâmetros do elevador de parafuso sem fim (screw Jack) EMT0010-100.

Modelo	EMT0010-100(invertido)
Capacidade[kN]	10
Fuso (Tr x P)	20
Relação de transmissão	20:1
Potencia máxima a entrada [kW]	0.19
Torque de partida em carga máxima [N.m]	6.8
Avanço por volta [mm]	2
Número de rotação máxima de entrada [rpm]	1800

A resistência da coluna do parafuso sujeito a forças de compressão é determinada pela relação entre o comprimento do parafuso e seu diâmetro. E para tal é necessário determinar o comprimento necessário do elevador de PSF.

Determinação do avanço do elevador de PFS

O movimento de avanço do screw jack deve ser suficiente para alocar os diferentes diâmetros de tubo que a empresa produz, para tal fez-se a seguinte análise gráfica:

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

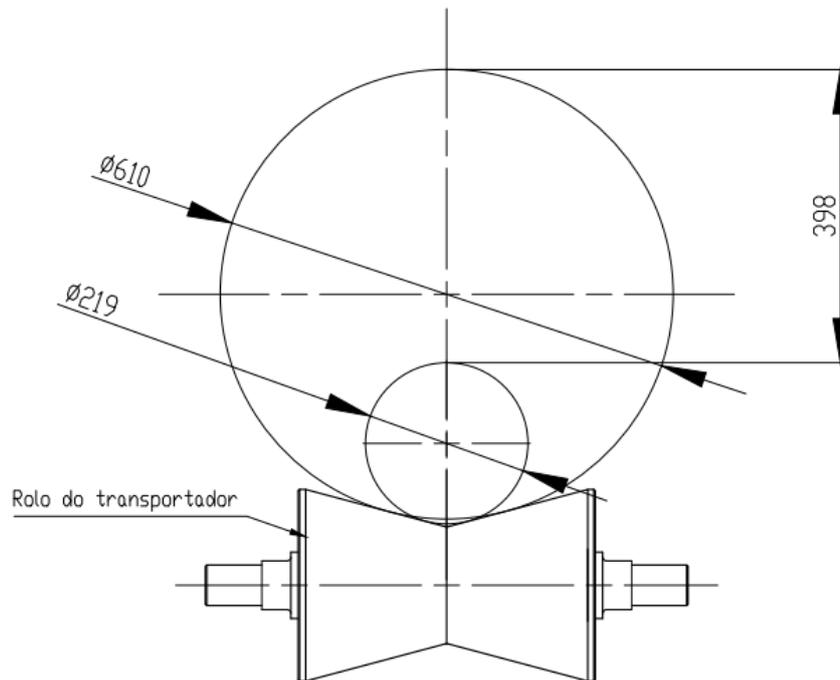


Figura 24: Análise gráfica dos diâmetros do tubo.

Escolheu-se um avanço de 450 [mm].

Segundo [6] para trabalho com possibilidade de choques os valores do gráfico devem ser reduzidos a 70%, para tal usou-se a seguinte analogia usando um coeficiente de correção de 0.7:

$$F_{choques} = F_{grafico} \times 0.7; F_{grafico} = \frac{F_{choques}}{0.7} \quad (15)$$

$$F_{grafico} = \frac{7.8[kN]}{0.7} = 11.1[kN]$$

$$F_{grafico} \geq 11.1[kN]$$

Da P181 de [6] retirou-se o gráfico de resistência da coluna do parafuso sujeito a forças de compressão com o qual se comparou a carga em função do comprimento.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

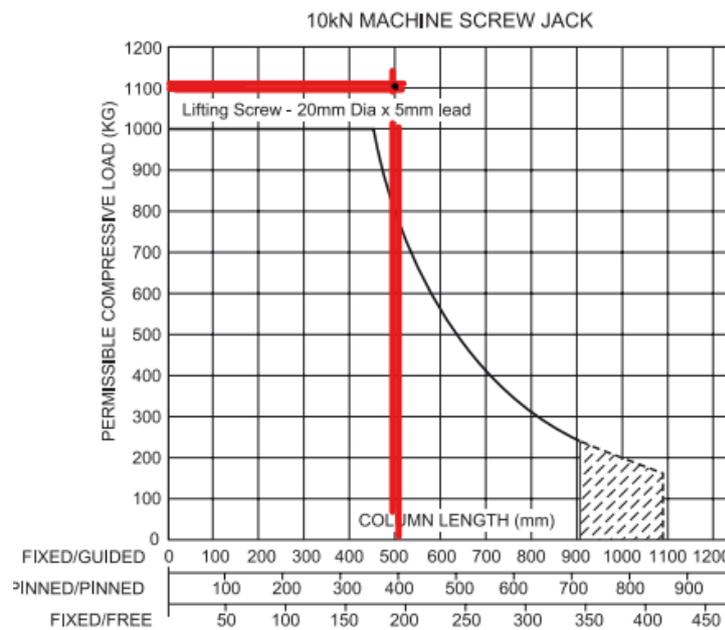


Figura 25: gráfico de resistência da coluna do parafuso de 10kN

Com base nesta avaliação conclui-se que o elevador de PSF de 10kN não resiste e escolhe-se o elevador seguinte no catálogo[6].

O elevador seguinte em [6] é o EMT0025-100 com os seguintes parâmetros:

Tabela 3: Parâmetros do elevador de parafuso sem fim (screw Jack) EMT0025-100.

Capacidade	A	B	C1	ϕD	ϕE	F	G	H	I	BB	Passo	Ratio	P_{max}	Torque
25kN	450	A+5	55	30	48.3	45	13	M20 x2.5	30	95.5	12	24:1	0.375 [kW]	11.6 [Nm]

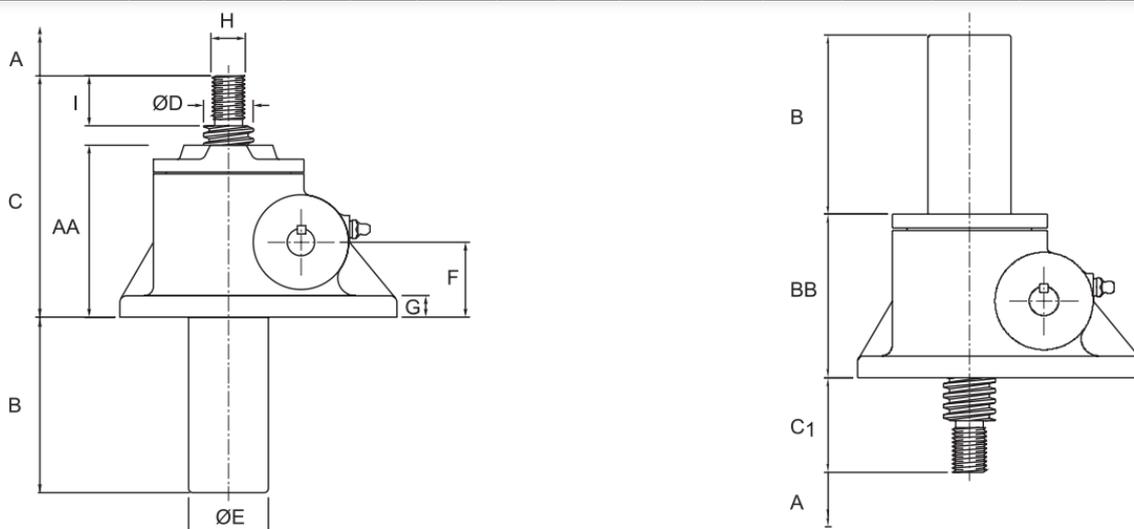


Figura 26: Parâmetros do elevador de PSF.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

Cálculo do torque e potencia necessária

Depois de se ter escolhido o elevador de PSF adequado nas tabelas calcula-se a velocidade a entrada:

$$N = \frac{v \times i}{\text{passo} \times n} \quad (16)$$

Onde:

- N – Velocidade angular a entrada [RPM];
- v – Velocidade linear do fuso;
- i – Relação de transmissão;
- n - -Número de arranques.

$$N = \frac{550[\text{mm}/\text{min}] \times 24}{12[\text{mm}] \times 1} = 1100 \text{ [RPM]}$$

Seguido do cálculo da potência a entrada:

$$P_{in} = \frac{F \times v}{60000 \times \eta_d} \quad (17)$$

Onde:

- P_{in} – Potência a entrada [kW];
- η_d – Eficiência dinâmica do elevador de PSF;
- F – Carga [kN].

$$P_{in} = \frac{8 \times 550}{60000 \times 0.242} = 0.303[\text{kW}]$$

Cálculo do torque de operação a entrada:

$$T_{ino} = \frac{P_{in}(\text{kW}) \times 9550}{N(\text{rpm})} \quad (18)$$

Onde:

- T_{ino} – Torque a entrada [Nm].

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

$$T_{ino} = \frac{0.303 \times 9550}{1100} = 2.63[Nm]$$

Cálculo do torque ao arranque:

$$T_{ins} = \frac{F[kN] \times passo[mm] \times n}{2 \times \pi \times \eta_s \times i} \quad (19)$$

onde:

- η_s – Eficiência Estática do elevador de PSF.

$$T_{ins} = \frac{8[kN] \times 12[mm] \times 1}{2 \times \pi \times 0.171 \times 24} = 3.72[Nm]$$

compararam-se os valores calculados com os parâmetros do elevador de PSF:

$$P_{in} < [P_{i(max)}] = 0.375[kW], T_{ins} < [T_{max}] = 11.6[Nm]$$

Com base nesta comparação verificou-se que o elevador em causa pode ser aplicado:

Escolha do motor:

Do catálogo da marca powerjacks[6] escolheu-se em função da potência e velocidade angular o seguinte motor:

Tabela 4: parâmetros do motor (dimensões em [mm]).

Motor	Potencia	Velocidade		Torque	Massa	Ø do Veio
BN71C	0.37 [kW]	1000 [rpm]	910[rpm]	3.9 [Nm]	7.7 [Kg]	14 [mm]

Auto-frenagem do elevador de PSF

Aproximadamente 50% dos Elevadores de PFS são auto-travantes na caixa de engrenagens ou no parafuso de elevação, no entanto, para garantir que não haja auto abaixamento e reduzir o desvio devido à desaceleração do motor, recomenda-se um freio.

Os Power Jacks recomendam o uso de um freio em aplicações em que será instalado apenas um elevador de PSF na posição vertical.

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

por este motivo escolheu-se um motor com freio.

Acessório de fixação

Como acessório de fixação da ponta do elevador de parafuso sem fim escolheu-se uma rotula.

A rotula foi retirada do mesmo catálogo do elevador de parafuso sem fim e os parâmetros são apresentados na tabela seguinte:

Tabela 5: parâmetros da rotula (dimensões em [mm]).

Capacidade	ϕA	ϕB	C	D	E	L	J	M/N
25kN	16	40	79.5	46	23	M20x2.5	30	80

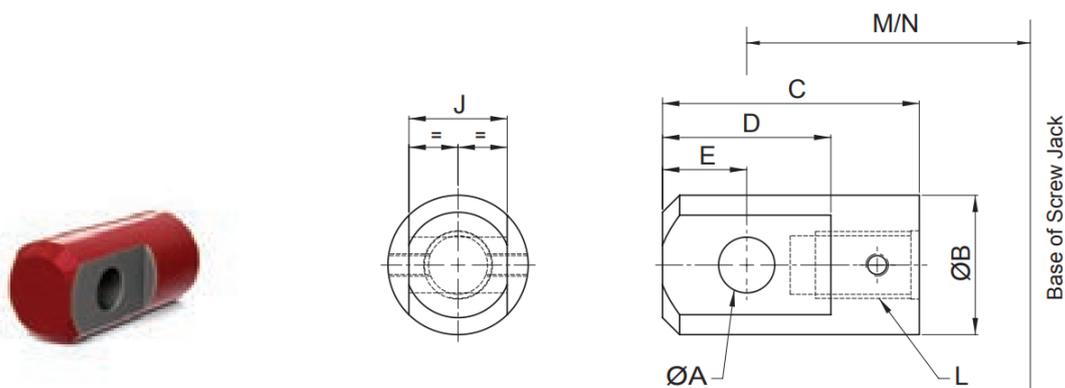


Figura 27: Parâmetros da rotula.

Escolha do Acoplamento

As uniões de veios permitem juntar os veios de motores com os de transmissões e com os veios de órgãos executivos, mesmo nos casos em que os veios unidos têm diâmetros diferentes. A classificação dos acoplamentos pode ser feita utilizando vários critérios, dentre os quais se destacam o princípio de funcionamento, o tipo de efeito e a construção.

Para o presente projecto escolhe-se de [6] , pág. 279 0 acoplamento flexível tipo mandíbula(figura 25).

Projecção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

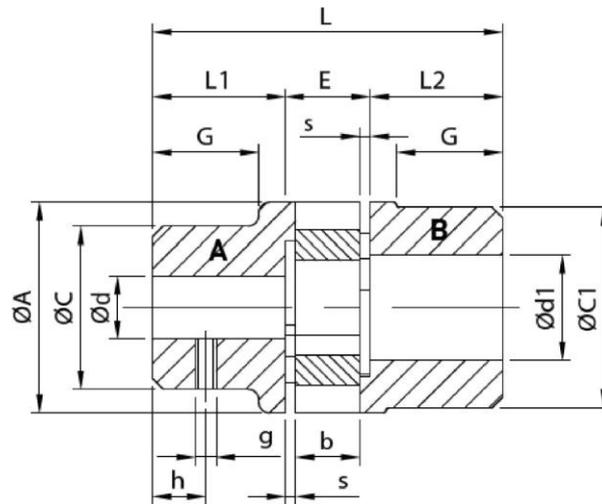


Figura 28: Acoplamento flexível tipo mandíbula

Tabela 6: Características do acoplamento entre o motor eléctrico e elevador de PFS

$\varnothing d$	$\varnothing d1$	A	$\varnothing C$	$\varnothing C1$	L	L1&L2	E	s	b	G	F	G	h	Torque max. (N .m)
14	16	40	29	38	66	25	16	2	12	20	18	M15	10	20

6. Conclusões e recomendações

Findo do presente trabalho pode-se concluir que os Objectivos específicos a cima estabelecidos foram alcançados.

O sistema de sustentação projetado é capaz de suportar cargas até 8kN e acomodar tubos com diâmetros desde 219 até 610 milímetros bem como levantar a uma altura que permita a passagem do tubo sem tocar no rolo.

Desta forma pela implementação do sistema será possível produzir os tubos de 6 metros de comprimento em todos os diâmetros sem recorrer a processos auxiliares, desta forma:

- reduzindo o tempo de processamento;
- Reduzindo o número de ações necessárias na fabricação;
- Reduzindo o uso de recursos, energia e mão de obra;
- E resultando assim no aumento do rendimento da empresa.

Para aumentar o tempo de vida útil deste sistema e garantir segurança no sector de trabalho recomenda-se:

- Que se observe as questões de lubrificação dos elevadores de PSF e dos rolamentos de acordo com as recomendações do fabricante.
- Que se respeite o tempo de vida útil dos elementos que compõe o sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SHIGLEY, J. E., Elementos de Máquinas, Vol. 8, 8ed., LTC, Rio de Janeiro, 2008.;
- [2] SITO E, Rui Vasco, Órgãos de Máquinas II, Universidade Eduardo Mondlane, Maputo, 2011
- [3] SITO E, Rui Vasco; IATSINA, I. V.; Guia para o Cálculo Cinemático de Accionamentos; Departamento de Engenharia Mecânica Universidade Eduardo Mondlane; Moçambique; Maputo; 1996.
- [4] SITO E, Rui Vasco, Manual de " Projecto dos veios do redutor" ,Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane- 2006.
- [5] SITO E, Rui Vasco, Manual de " Eixos e veios" - Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2001 – 2004.
- [6] Powerjacks-screw jack design guide.
- [7] Catalogo NTN bearing units – EN.
- [8] Catálogo de materiais Intermetal S.A.
- [9] <https://www.kelstonactuation.com/knowledge/screw-jack-working-principles/> Acesso em: 18 de dezembro de 2021. Pelas: 18h.
- [10] <https://Joycedayton.com/products/machine-screw-jacks/> Acesso em: 18 de dezembro de 2021. Pelas: 18h.
- [11] <https://capitalstarsteel.co.za/products-processes-2/electric-resistance-welded-pipe/> Acesso em: 06 de Junho de 2022. Pelas: 22h.

Projeção de mecanismo de rolo que permita a produção do tubo de 6m directamente na Linha de Produção da empresa Capital Star Steel

ANEXOS