

**Daniela Valdez
Freire Santos**

Certificação Energética de Prensas Mecânicas

**Daniela Valdez
Freire Santos**

Certificação Energética de Prensas Mecânicas

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Francisco Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Mónica Sandra Abrantes de Oliveira Correia

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves

Professor Auxiliar da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (arguente)

Prof. Doutor Francisco Queirós de Melo

Professor Associado da Universidade de Aveiro (orientador)

Agradecimentos / Acknowledgements

Chegar ao fim desta etapa da minha vida é uma sensação única e a realização de um sonho que alcancei com o carinho de todos os que me rodeiam.

Quero agradecer ao Professor Doutor Francisco Queirós de Melo pela ótima orientação e pela amizade que permitiu que se construísse ao longo do tempo.

Agradeço à Mecânica Exacta pelo apoio e incentivo para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos Engenheiros Elza Fonseca e Rui Martins pela disponibilidade e contributo a este trabalho.

À Professora Doutora Mónica Oliveira por todo o carinho e apoio que me dedicou.

À Engenheira e amiga Normanda Simões pela ajuda, apoio, carinho, companhia e amizade demonstrados incansavelmente ao longo de todo o trabalho.

Ao Laboratório de Máquinas Elétricas do DEEC, Departamento de Engenharia Eletrónica e Computadores da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, FEUP, pela disponibilidade e colaboração prestadas.

À minha família um muito obrigada por me terem dado tanto apoio, amor e carinho.

Obrigada mãe, pai, avó, Joana, Mariana e Luís.

Muito obrigada a todos os meus amigos.

Muito obrigada a todos.

Palavras-chave

Certificação energética, prensas mecânicas, sistemas de acionamento, biela manivela, método dos elementos finitos

Resumo

A tese que aqui se apresenta foca-se no estudo de prensas mecânicas, nomeadamente no seu mecanismo de acionamento, uma vez que é deste que depende, fundamentalmente, a sua eficiência energética. Atualmente o consumo energético é um tema que tem vindo a ser amplamente debatido devido às questões ambientais. Assim, é de fulcral importância conhecer o mecanismo e o funcionamento dos equipamentos, a fim de melhorá-los aumentando a eficiência. Para chegar a este objetivo foi feita uma pesquisa sobre prensas, mecanismos de acionamento e respetivas vantagens e desvantagens; realizou-se também uma simulação numérica em ANSYS a fim de determinar a energia consumida por uma prensa ideal (cujas características se baseiam no modelo CC100 da "Mecânica Exata"). Por fim apresentam-se formas de medição de energia consumida em prensas reais, a fim de poder ser feito o cálculo da respetiva eficiência energética.

Keywords

Energetic certification, mechanical presses, drive systems, rod crank system, finite element method

Abstract

The thesis presented here focuses on the study of mechanical presses, notably in its drive mechanism, since it is this that fundamentally depends on its energy efficiency. Currently the power consumption is an issue that has been widely debated due to environmental issues. Thus, it is of paramount importance to know the mechanism and operation of equipment in order to improve them by increasing efficiency. To reach this goal, research was done on presses, drive mechanisms and respective advantages and disadvantages, there was also a numerical simulation in ANSYS to determine the energy consumed by an ideal press (whose characteristics are based on the press model CC100 of "Mecânica Exacta"). Finally are presented ways of measuring actual power consumed in presses, in order to determine the respective energy efficiency.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objectivos	3
1.3	Organização da estrutura da tese	4
1.4	Contribuição da tese	5
2	Revisão bibliográfica sobre prensas mecânicas	6
2.1	Generalidades sobre soluções construtivas	6
2.1.1	Prensas hidráulicas	7
2.1.2	Prensas mecânicas e servo prensas	8
2.2	Comparação entre os 3 tipos de prensas	11
2.3	Estrutura das prensas	12
2.3.1	Prensas em Colo de Cisne ou CC (<i>gap frame</i>)	12
2.3.2	Prensas de pórtico (<i>straight side frame</i>)	13
2.4	Deformações admissíveis	16
3	Mecanismos de acionamento	18
3.1	Mecanismo simples de biela manivela	22
3.1.1	Estudo da cinemática do sistema	22
3.1.2	Cinemática numérica incremental	26
3.1.3	Estudo das forças do sistema	34
3.2	Outros sistemas de acionamento	36
3.3	Mecanismos múltiplos	37
3.4	Mecanismos compostos: soluções alternativas	39
3.4.1	Sistema de joelheira (<i>knuckle joint e toggle system</i>)	39
3.4.2	Sistema de balanceiro (<i>Rocker lever system</i>)	42
3.5	Sistemas de proteção contra sobrecargas	43
3.6	Fontes de dissipação de energia mecânica por atrito	46
3.6.1	Caracterização do modelo exemplificativo	46
4	Conceitos teóricos sobre flexão plástica de barras	50
5	Recuperação elástica do material (<i>Springback</i>)	57
6	Volante de inércia	59
6.1	Projeto de um volante de inércia de ataque direto	60
6.2	Projeto de volante de inércia com engrenagem redutora	64

7	Modelação pelo método dos elementos finitos	68
7.1	Introdução ao Método dos Elementos Finitos	68
7.2	Breve referência às técnicas de solução de problemas com elementos finitos	72
7.2.1	Análise Linear	72
7.2.2	Análise não-linear	72
7.3	Modelo de estudo	72
7.3.1	Materiais utilizados	73
7.3.2	Comportamento do material	74
7.3.3	Estudo realizado em FORTRAN	78
7.3.4	Estudo realizado em ANSYS®	79
7.3.5	Cálculo da potência e eficiência energética	85
8	Conclusões	93
9	Trabalhos Futuros	95
A	FORTRAN90	99
B	Catálogo de motores elétricos de baixa voltagem, de 1500 rpm da empresa ABB	101
C	Dados técnicos da prensa CC100 da Mecânica Exacta S.A.	103
D	Ficha de dados técnicos da prensa CC100 da Mecânica Exacta	105

Lista de Figuras

2.1	Classificação dos processos de conformação (segundo DIN 5282)[4]	7
2.2	Processo <i>Guérin</i> , o processo mais simples de conformação com borracha a) antes da conformação; b) depois da conformação. [3]	8
2.3	Deslocamento da corrediça e potência requerida versus tempo, em prensas mecânicas e hidráulicas, com os tempos de ciclo e de transporte [4]	10
2.4	Velocidade e deslocamento da corrediça versus ângulo de uma prensa hi- brida [4]	10
2.5	Comparação da velocidade, consumo energético, custos de manutenção e custos de operação por hora, entre prensas mecânicas, hidráulicas e servo controladas [5]	11
2.6	Prensa mecânica CC100 [8]	13
2.7	Prensa de pórtico em corte a) prensa monolítica; b) prensa com tirantes [4]	14
2.8	Diagrama de equilíbrio e deformação numa junta aparafusada [9]	15
2.9	Representação gráfica dos casos, a) a rigidez do tirante é muito superior à do montante; b) a rigidez do tirante é semelhante à do montante.	15
2.10	Prensa mecânica de pórtico, STAMTEC [30]	16
2.11	Deformação linear de uma prensa em carga (ANSI B5.52M)	17
2.12	Deformação angular de uma prensa em carga (ANSI B5.52M)	17
3.1	Serra alternativa de <i>Hierápolis</i> (aproximadamente 300 d.C.) [15]	18
3.2	<i>James Watt</i> (engenheiro mecânico, escocês; 1736-1819) e protótipo da sua máquina a vapor [16][17]	19
3.3	<i>George Stephenson</i> (engenheiro mecânico e civil; inglês, 1781-1848)[18][19]	19
3.4	Prensa de fuso de fricção e duplo volante de inércia (ENOMOTO <i>Machines</i> <i>Co.</i> , Japão)[19]	20
3.5	Eficiência energética nas prensas de volante-parafuso de fricção ENO- MOTO [20]	21
3.6	Primeira <i>Minster</i> (1927) de montantes direitos e dupla biela-manivela: A estrutura em fundição permitia uma capacidade de 45 ton. Não usava volante de inércia. Acionamento por motor elétrico com desmultiplicação por engrenagens [21]	21
3.7	Prensas mecânicas <i>Minster</i> (1948), para 100ton com embraiagem pneu- mática e de duplo sistema biela-manivela para 250ton (1959)	22
3.8	Sistema biela-manivela	23
3.9	Velocidade da biela em função da posição angular da cambota	24
3.10	Aceleração da biela para uma rotação completa da cambota	25

3.11	Simulação da abertura/fecho de uma capota para automóvel (<i>Dassault-Systèmes</i>) e um Braço-Robot para manipulação ou execução de tarefas de movimento programado (VERICUT Systems, Irvine, CA, USA)	26
3.12	Sistema biela manivela com desalinhamento (se existir) da corredeira em relação ao eixo principal da manivela	27
3.13	Representação de uma biela em movimento plano	28
3.14	Velocidade da corredeira (m/s ; para $\omega = 10rad/s$)	32
3.15	Gráfico da aceleração da corredeira (m/s^2 ; para $\omega = 10rad/s$)	32
3.16	Sequencia de imagens referentes a 3 posições do sistema cinemático com uma manivela (cambota) e duas bielias (trajetória da manivela indicada)	33
3.17	a) Forças principais atuantes no sistema; b) relação entre o tamanho da biela e a força transversa que atua nas guias da corredeira.	34
3.18	Prensa mecânica de colo de cisne e forças que nela atuam.	35
3.19	Transmissões: a) de ataque direto sem redução; b) com engrenagem reductora; c) conjugação de uma engrenagem reductora com uma gémea; d) conjugação de engrenagem reductora dupla com uma gémea [7]	36
3.20	Prensa de transferência, com várias estações em série e entre cada estação existe um sistema de transferência [11].	38
3.21	Sistema que transporta e vira a peça entre duas estações [11].	38
3.22	Exemplo de um sistema de transferência <i>crossbar</i> (estão visíveis as ventosas que suportam a peça) [11].	38
3.23	Sistema <i>gripper rail</i> (peças suportadas por pinças que se deslocam sobre carris) [4]	39
3.24	Prensa com sistema de joelheira [1]	39
3.25	Relações trigonométricas para determinar os ângulos α e δ	40
3.26	Ilustração esquemática das forças transmitidas para as barras/bielas secundárias	41
3.27	Sistema de joelheira modificado (<i>toggle press</i>)	41
3.28	Tempo de permanência no PMI, T1 corresponde à <i>knuckle joint</i> e T2 à <i>toggle joint</i> [12]	42
3.29	Exemplo esquemático de um balanceiro	42
3.30	Prensa mecânica munida de um sistema hidráulico que permite alterar a posição do balanceiro e conseqüentemente o curso [1]	43
3.31	Disco fusível montado numa corredeira [1]	44
3.32	Dispositivo de proteção com uma joelheira a) em posição de operação; b) em posição de colapso [1]	45
3.33	Sistema de proteção <i>spring releases</i> [12]	45
3.34	Modelo cinemático com engrenagem reductora	46
4.1	Comportamento típico das curvas tensão-deformação para diferentes tipos de materiais [14]	51
4.2	a) comportamento de um material elástico perfeitamente plástico; b) secção transversal da barra	52
4.3	Plano dos binários é um plano de simetria da barra	52
4.4	a) barra fletida devido aos momentos e respetiva linha neutra; b) tração acima da linha neutra e compressão abaixo	53

4.5	Diagramas das distribuições das tensões para solicitação a) elástica; b) elástica-plástica; c) plástica	54
4.6	Diagrama corrigido para solicitação elástica-plástica	54
4.7	Centroides das geometrias	55
5.1	Retorno elástico (<i>springback</i>) de um material quando retirada a carga	57
5.2	Distribuição das tensões a) referentes à deformação plástica; b) referentes ao retorno elástico; c) residuais	58
6.1	Figura ilustrativa da teoria da deformação plástica de Mäkelt	60
6.2	Curso em que se realiza o trabalho	61
6.3	a) geometria que representa o volante de inércia simplificado; b) volante em corte	62
6.4	Segmento infinitesimal do cilindro para cálculo do momento de inércia estático do volante	62
6.5	Ângulos de trabalho (vermelho) e de recuperação da velocidade (azul), para uma prensa a funcionar em regime permanente	63
6.6	Figura esquemática de uma prensa a) de ataque direto; b) com engrenagem redutora	64
7.1	Análise por elementos finitos da estrutura de uma prensa: deformação sob esforço (ISGEC <i>Heavy Engineering</i> , India)	69
7.2	Profs. Ray W. Clough [32] e Edward L. Wilson [33] (Profs. <i>Emeritus</i> , <i>University of California at Berkeley, CA USA</i>)	70
7.3	Prof. Olgierd C. Zienkiewicz [34]	70
7.4	Prof. Eduardo Romano Arantes e Oliveira [34]	71
7.5	Ilustração do modelo simulado	73
7.6	Material com comportamento bilinear	75
7.7	Deformação elasto-plástica de uma viga por flexão em 3 pontos	76
7.8	Tensões na secção transversal de uma viga em flexão elasto-plástica (material elástico-perfeitamente plástico)	77
7.9	Diagrama de tensões para a flexão da barra de material de comportamento elasto-plástico bi-linear	78
7.10	Curva Força-Deslocamento obtida em FORTRAN para a flexão em 3 pontos da barra	79
7.11	Malha e condições fronteira (barra simplesmente apoiada com deslocamento prescrito a meio vão)	80
7.12	Elemento de viga BEAM188	80
7.13	Teoria das vigas, modelo de <i>Euler-Bernoulli</i> : as secções transversais permanecem planas e perpendiculares ao eixo médio da viga	81
7.14	Teoria das vigas, modelo de <i>Timoshenko</i> : embora as secções permaneçam planas, já não ficam perpendiculares ao eixo médio da viga por efeito da deformação por corte transversal	81
7.15	Comportamento bi-linear do material	82
7.16	Tensões presentes na barra para o deslocamento de 11mm a meio vão	83
7.17	Deslocamentos verticais ao longo da barra	84
7.18	Gráfico Força-Deslocamento (ANSYS®)	85
7.19	Curso de trabalho de 11mm	86

7.20	Unidade <i>Oerlikon</i> [®] de medição de potência de motores elétricos no Laboratório de Máquinas Elétricas da FEUP-UP	89
7.21	Medição da eficiência eletromecânica de um motor elétrico por medição da potência produzida no gerador e no (a) motor. O motor é alimentado pelo (b) autotransformador, permitindo variar a tensão de alimentação e as medições são efetuadas por (c) dois wattímetros e um amperímetro. (Lab. de Máquinas Elétricas, DEEC FEUP)	90
7.22	Banco de potência (a) para motores elétricos. A medição é efetuada a partir do momento tursor o qual é obtido por leitura no transdutor de força (b) (convertível em binário);Lab. de Máquinas Elétricas, DEEC, FEUP	91
7.23	Sistema portátil <i>QualiStar</i> [®] (<i>Chauvin-Arnoux</i> , França) para medições em tempo real em máquinas elétricas (Lab de Máquinas Elétricas, DEEC-FEUP)	91
7.24	Ligação às 3 fases da fonte da rede de potência da máquina ou aparelhagem a medir.	92
7.25	Écrans de leitura e seleção de menu do aparelho <i>QualiStar</i> [®] que pode ser usado em medições "de campo"	92

Lista de Tabelas

6.1	Resultados do estudo para o projeto de volantes de inércia, no caso em que a prensa opera em regime contínuo, com engrenagem redutora e com ataque direto.	66
6.2	Resultados do estudo para o projecto de volantes de inércia, no caso em que a prensa opera em regime intermitente, com engrenagem redutora e com ataque direto	67
7.1	Propriedades mecânicas dos Aços <i>St37</i> e <i>Ck45</i>	73

Capítulo 1

Introdução

Neste primeiro capítulo será brevemente desenvolvido o enquadramento teórico e temático em que se insere a presente dissertação, assim como explanados os principais objetivos da mesma. Desta forma pretende-se que o trabalho desenvolvido e descrito na presente dissertação contribua para melhorar um projeto das prensas mecânicas, principalmente quanto a uma maior eficiência associada à redução do consumo energético. Este objetivo de projeto de qualquer máquina ferramenta tem vindo a ser um parâmetro de exigência crescente por parte de organismos certificadores com vista a reduzir o mais possível o consumo de energia. Atualmente, é nos países mais industrializados que se verifica um maior investimento no sentido da economia energética, apesar de serem estes os que mais consomem face às potencialidades industriais e tecnológicas de que dispõem. Desta redução no consumo de energia têm resultado vários sucessos devido à implementação de fontes alternativas e de baixo impacto ambiental mas também devido à evolução de máquinas com elevado rendimento mecânico, tema que aqui abordamos, como sejam as prensas mecânicas. O tema da presente dissertação de mestrado incide com mais destaque nos processos usados para a certificação energética de prensas mecânicas, fazendo sugestões de projeto no sentido de melhorar tal eficiência, conforme será pormenorizado nos capítulos seguintes.

1.1 Enquadramento

¹ A indústria de máquinas ferramenta em Portugal data essencialmente desde o início do séc. XX, ainda que tenha sido pouco explorada. No início da década de 1960, com a implementação da política de desenvolvimento para o país promovida pelo Estado Novo, deu-se um importante impulso à industrialização, tendo-se assistido então ao crescimento (não sustentado, refira-se) de complexos industriais nas áreas urbanas das grandes cidades, particularmente Lisboa e Porto. Foi um papel muito importante que se exigiu aos arquitetos, que tiveram que delinear projetos de arquitetura harmonizados com a paisagem. O facto é que por pressões económicas, se assistiu a um crescimento mal sustentado de complexos industriais em várias cidades como Lisboa e Porto mas também Coimbra e Braga, embora em menor grau. Atualmente a maior parte destes complexos indus-

¹Devido à ausência de informação e fontes históricas referentes à temática da indústria de Máquinas Ferramenta em Portugal, o texto que se segue foi amplamente baseado na informação oral gentilmente cedida pelo Prof. Doutor Francisco Queirós de Melo (professor associado da Universidade de Aveiro).

triais estão desativados, tendo dado lugar a acessos rodoviários de circulação rápida e por vezes à ampliação de espaços verdes, ainda que de forma reduzida, pouco contribuindo para o favorecimento da componente ambiental. Na cidade do Porto existem ainda, em plena zona urbana, empresas metalomecânicas que fabricam maquinaria industrial. Refira-se, por exemplo, a anteriormente conhecida como "António Dias Ramos Lda", hoje ADIRA S.A. (na área habitacional da Boavista, Porto) que fabricou prensas hidráulicas, não tendo nunca apresentado um modelo de prensas mecânicas; por sua vez, a MECAMPE, "Metalúrgica das Campinas", sita também em zona habitacional nobre da Avenida da Boavista, Porto, ainda mantém uma pequena produção de prensas mecânicas. Na zona industrial do Concelho de Matosinhos, distrito do Porto, ainda há relatos de laboração da empresa CERLEI, Serralharia Leixões S.A. Esta empresa fabricou máquinas de conformação de chapa para as embalagens da importante indústria conserveira de Matosinhos, hoje praticamente ausente nas potencialidades económicas daquele concelho. Infelizmente, também não foi possível para o trabalho aqui apresentado, aceder a qualquer registo sobre a história da evolução desta empresa. Uma honrosa exceção pode contudo ser assinalada à ADIRA, que tem nas suas instalações, na rua Dr. António Bessa Leite (zona da Boavista, Porto) uma ampla sala onde apresenta documentação técnica e fotográfica sobre a história da empresa, ainda que não inclua qualquer programa de fabrico de prensas mecânicas.

Em Portugal, as atuais condições económicas e sociais não são propícias à investigação, nem têm permitido que as empresas se dediquem a projetos mais avançados que incidam sobre soluções mecânicas e acionamentos alternativos no campo de prensas mecânicas. Não obstante, ainda que de forma limitada têm-se verificado alguns avanços na inovação. Incentivos ao desenvolvimento de soluções industriais na Indústria Metalomecânica estão ativos, o que tem contribuído para progresso de projetos inovadores.

A empresa Mecânica Exacta S.A., situada em São Paio de Oleiros (Santa Maria da Feira) foi fundada nos anos 1940 para fabrico de máquinas industriais, tendo-se dedicado somente à produção, manutenção e reconversão de prensas mecânicas de excêntrico a partir dos anos 1960. Ao longo dos cinquenta anos de dedicação exclusiva a prensas mecânicas, a empresa foi-se mantendo a par da evolução tecnológica, investindo na produção de equipamentos ergonómicos, mais eficazes perante as necessidades, mais seguros e de fácil utilização. Nesta empresa, a componente de engenharia de projeto é encarada com elevado grau de exigência. A sua lista de clientes inclui entidades sedeadas nos Estados Unidos da América e Canadá, e em quase todos os países da Europa. A garantia da qualidade e fiabilidade dos seus produtos resulta da constante investigação sobre mecanismos e processos de fabrico, assegurando que as exigentes normas de certificação nos países importadores sejam contempladas.

A gama de prensas existente atualmente no mercado é bastante vasta, pelo que serão enumeradas apenas as principais: prensas mecânicas de excêntrico de engate por chaveta; prensas mecânicas de excêntrico com freio/embraiagem; prensas de fricção com acionamento por fuso; prensas hidráulicas, prensas pneumáticas e servo prensas. Uma prensa é mecânica quando o movimento rotativo do volante de inércia é transformado em linear (alternativo) por sistemas de biela manivela ou fusos; é hidráulica quando o movimento da corredeira é realizado por um cilindro hidráulico; é pneumática quando o acionamento é feito com cilindro pneumático e é uma prensa servo-mecânica quando é acionada por um servo motor. A escolha de uma prensa não é aleatória, pelo que se deve ter em conta

que operações a máquina vai realizar, qual o tamanho das peças a produzir, a força que será realizada e a cadência de produção, entre outros parâmetros igualmente importantes que estão detalhadamente descritos ao longo deste trabalho.

As prensas são amplamente utilizadas na indústria metalúrgica/metalomecânica para realizar operações que exigem força e precisão. No capítulo seguinte serão desenvolvidas as características das prensas e as operações que estas podem executar. Todas as prensas, independentemente do sistema que aciona a corredeira, consomem energia elétrica.

Como foi referido anteriormente, atualmente o consumo energético é um tema de grande importância e ao qual se dedica muita atenção, cuidado e tempo. O objetivo de minimizar o consumo energético devido às preocupações ambientais não depende do ramo do sector industrial. A poluição e a escassez das energias não renováveis são uma grande preocupação, pelo que cada vez mais se procuram soluções em energias alternativas. Embora estas sejam uma excelente opção ao nível ambiental, estão ainda longe de conseguir servir as necessidades do consumidor. Presentemente a energia consumida é muito superior àquela gerada pelas fontes renováveis, pelo que continua a ser necessário o recurso a energias não renováveis, sendo pois de grande importância minimizar o consumo.

Para explicar como é possível diminuir o consumo energético de prensas mecânicas é necessário fazer uma breve introdução ao seu funcionamento. Assim, o movimento vertical ascendente e descendente da corredeira são o resultado do movimento do conjunto biela manivela. Esta última está fixa ao veio que suporta o volante de inércia. A fonte do movimento de rotação é um motor elétrico que está ligado ao volante através de uma correia. A escolha ajustada do motor elétrico para acoplar à prensa é fundamental para o bom desempenho do equipamento e para evitar desperdício de energia consumida. Como no passado a energia não era uma preocupação, a otimização dos equipamentos a fim de minimizar perdas não era uma prioridade, tal como a cuidada escolha dos motores. A seleção de um motor de maior potência do que a necessária para o funcionamento da prensa, não implica diretamente um consumo elétrico superior, uma vez que o dispêndio deste último está diretamente relacionado com a resistência que lhe é oferecida. No entanto um maior motor implica perdas mais avultadas por atrito, resistência ao ar, entre outros, pelo que uma escolha ponderada é aconselhável.

Como forma de diminuir os consumos energéticos, a tendência é a de otimizar os equipamentos tornando-os mais eficientes.

1.2 Objectivos

Uma vez enquadrado o tema, quanto à sua perspectiva histórica mas também funcional, será então necessário descrever os objetivos do trabalho desenvolvido e descrito na presente dissertação.

O tema proposto tem como objetivo principal o estudo do processo de deformação plástica que uma prensa mecânica é capaz de realizar em função do consumo elétrico do motor. Tendo caracterizado numericamente este parâmetro, tinha sido prevista a verificação experimental em que a máquina efetuará uma operação de deformação em regime plástico numa peça de geometria e características mecânicas iguais às consideradas na simulação numérica e o consumo elétrico, referente a um ciclo de trabalho da prensa, medido com aparelhagem de precisão. Este procedimento permite perspetivar, de modo praticamente imediato, a avaliação do rendimento proporcionado pela máquina, sendo

naturalmente obtido com rigor, o trabalho de deformação plástica pela simulação numérica. Este procedimento não foi possível por indisponibilidade, pelo que será explicado detalhadamente. Para além desta perspetiva, temas mais avançados vão ser equacionados, como a comparação de modos de acionamento diversos, os clássicos mecanismos de biela-manivela ou sistemas híbridos como foi descrito acima. É de prever que como sistemas alternativos em prensas de acionamento híbrido, uma das fontes de potência possa ser um servo-motor ou então um cilindro (ou mais) hidráulico com o respetivo circuito para controlo proporcional do deslocamento ou da velocidade, mantendo pois a necessidade de servo-controlo dos parâmetros cinemáticos referidos. Por agora, sabe-se que os servo-motores são bastante caros quando comparados com o sistema hidráulico destinado à mesma operação e com igual potência. Não obstante, o rendimento (e consequentemente o consumo energético) do servo-motor apresenta vantagens quando comparado com o sistema hidráulico.

1.3 Organização da estrutura da tese

No capítulo 1 é feito um enquadramento histórico da indústria de prensas mecânicas em Portugal. É feita referência à importância da energia, à crescente preocupação em melhorar a eficiência dos equipamentos, ao consumo energético e à forma de o reduzir. São também apresentados os principais objetivos e a contribuição prática deste trabalho. O capítulo 2 resultou da pesquisa bibliográfica que foi realizada a fim de alargar os conhecimentos na área de prensas. Neste ponto do trabalho é feita uma abordagem sobre os tipos de prensas, suas características e funcionamento, faz-se uma comparação entre elas e um breve estudo sobre as estruturas.

No capítulo 3 desenvolve-se uma abordagem sobre os mecanismos de acionamento, começando pelo mais simples de biela-manivela, o estudo da respetiva cinemática analítica e incremental e das forças deste sistema. Segue-se a abordagem de outros mecanismos de acionamento, tanto na composição das engrenagens que transmitem o movimento à biela, como soluções de transferência da força e movimento da biela para a corrediça e ainda sistemas múltiplos, como as prensas de transferência. Neste capítulo ainda, é feita referência a sistemas de proteção contra sobrecargas, e por fim um estudo sobre fontes de dissipação da energia na prensa.

O capítulo 4 é dedicado ao estudo da flexão plástica de barras metálicas. Uma vez que as operações realizadas por prensas envolvem, fundamentalmente, a deformação plástica do material, é importante estudar o seu comportamento.

O capítulo 5 referencia um dos grandes problemas na flexão do metal que é, devido à ductilidade do material, o retorno elástico (*springback*) quando se retira a carga aplicada. Este fenómeno consiste na alteração da forma final da peça, afastando-a da geometria pretendida.

No capítulo 6 é desenvolvido um estudo com base no método de *Heinrich Mäkelt* sobre dimensionamento do volante de inércia para uma prensa de ataque direto, e para uma de ataque indireto com redução de 1:6. Este estudo envolve energia cinética do volante, trabalho realizado e potência necessária para restabelecer a velocidade angular ao volante, preparando-o para realizar trabalho novamente.

No capítulo 7 é feita uma introdução ao método dos elementos finitos, técnicas de solução linear e não linear, é apresentado o modelo em estudo e comportamento do material.

São utilizados os programas FORTRAN90 e ANSYS[®] para determinar o trabalho e a potência consumida nos respectivos modelos da prensa. Em FORTRAN90 a análise é feita com base na teoria de *Euler-Bernoulli* e em ANSYS[®] na teoria de *Timoshenko e Reissner-Mindlin*. A diferença entre as teorias é explicada neste capítulo. Apresentam-se também algumas formas de medição prática das potências mecânica e elétrica dos equipamentos. No capítulo 8 são feitas as conclusões deste trabalho e finalmente no capítulo 9 são feitas algumas sugestões referentes a possibilidades para futuros trabalhos relacionados com o tema aqui explorado.

1.4 Contribuição da tese

O trabalho desenvolvido nesta dissertação visa apresentar um procedimento para certificação de prensas quanto à sua eficiência energética. Recorrendo a um programa de elementos finitos, aplica-se força na corrediça sobre uma barra de aço St 37 (com características mecânicas bem aferidas), com o objetivo de obter o trabalho de deformação envolvido neste processo. Numa etapa posterior, mede-se o consumo elétrico associado à realização da referida operação de deformação e assim torna-se possível avaliar a eficiência da máquina comparando o trabalho realizado (estimado numericamente como descrito) com o consumo medido em tempo real durante um ciclo de trabalho. Tal avaliação coloca a prensa num escalão energético.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica sobre prensas mecânicas

2.1 Generalidades sobre soluções construtivas

Uma prensa é uma máquina que transfere uma ou mais forças e movimentos para uma ferramenta, realizando trabalho de conformação de materiais em bruto para os conformar em peças com geometria condicionada pela ferramenta. Os processos de fabrico podem ou não envolver arranque de aparas. As ferramentas são fabricadas em ligas de alta resistência a fim de resistir a elevadas tensões de contacto e atrito, muitas vezes com reflexo na temperatura do material, o qual pode ser forjado, ou aquecer como resultado do processo de deformação. Com tais condicionantes para operação fiável e durante longo período de tempo, o seu fabrico é previsivelmente caro.

O esforço de deformação plástica que as prensas exercem sobre o material a conformar é normalmente exercido pela corrediça, uma estrutura massiva, cuidadosamente guiada entre os montantes da prensa. A fim de obter os melhores resultados quanto à geometria final das peças a conformar, a corrediça não deve apresentar distorções importantes na trajetória nem na sua geometria durante a realização de força. Há aqui, naturalmente, uma interação entre a rigidez da estrutura da prensa e a corrediça; o bom desenho e projeto de um dos conjuntos pode não contribuir para precisão de fabrico se o outro módulo não estiver convenientemente projetado quanto à rigidez e estabilidade geométrica.

As prensas estão divididas em três grandes grupos dependendo dos sistemas de acionamento que utilizam: podem ser mecânicas, hidráulicas e servo controladas. Neste último caso pode haver combinação com dois dos sistemas anteriores, sendo corrente designá-las como prensas híbridas, onde um sistema mecânico convencional, como a biela-manivela, pode ser combinado com um servo-acionamento hidráulico ou servomotor. Os sistemas que acionam as prensas e as suas características, ditam para que operações estas são mais apropriadas, logo a escolha da prensa depende nomeadamente do tipo de trabalho que é necessário desenvolver para obter o produto pretendido. As operações passíveis de ser executadas com recurso às prensas são: corte, perfuração, conformação plástica, junção de partes (*assembly*), laminagem, fresagem, estampagem, sinterização (compactação de pó), extrusão e forjamento [1][4].

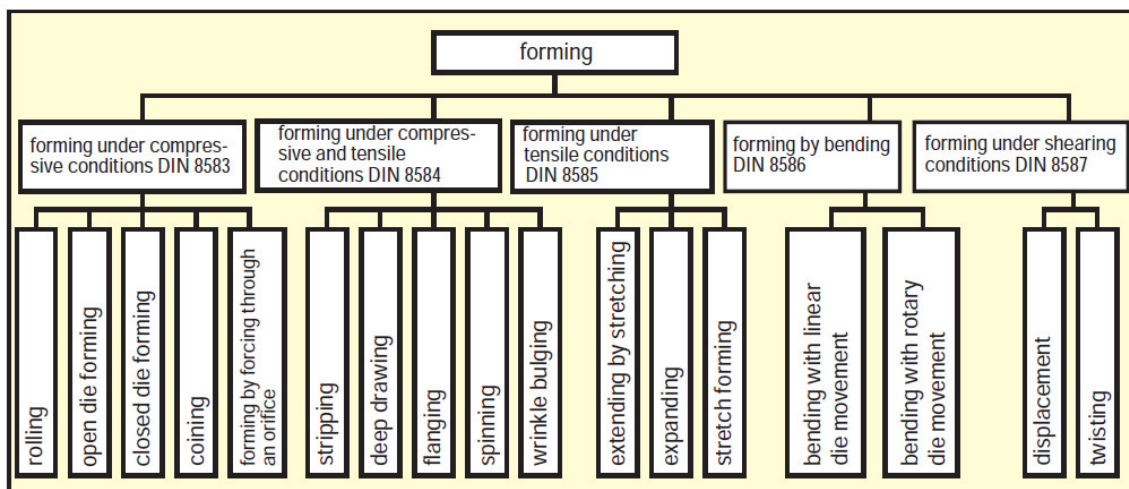


Figura 2.1: Classificação dos processos de conformação (segundo DIN 5282)[4]

2.1.1 Prensas hidráulicas

Estes equipamentos têm um número maior de vantagens do que desvantagens quando comparados com as prensas mecânicas. O sistema cinemático resume-se a cilindros que efetuam trajetórias lineares, totalmente compatíveis com a corredeira na máquina. A tecnologia atual de desenvolvimento de transmissões hidrostáticas permite obter circuitos de elevada capacidade operacional, segurança e fiabilidade. A engenharia subjacente ao desenvolvimento de circuitos hidráulicos oferece já componentes e sistemas de fácil instalação em projetos, garantindo a variação tão desejada de parâmetros cruciais para o desempenho da prensa, como a cota de aproximação à área de trabalho, a velocidade e aceleração. Estas prensas só não podem competir com as mecânicas quanto à velocidade e preço global, mas ganham quanto à sua capacidade de execução de grandes forças de conformação (com uma estrutura menos massiva), sustentando-as durante um lapso de tempo muito superior do que o que a prensa mecânica permite. Para exemplificar refiram-se as peças com profundidade considerável. A conformação plástica profunda tem que ser lenta e exige, muitas vezes, a permanência da ferramenta no PMI (ponto morto inferior) durante um determinado período de tempo, a fim de evitar o aparecimento de rugas, o retorno elástico do material e a rutura, para que o produto final tenha qualidade e bom acabamento. Um outro exemplo é o *hydroforming*, que consiste em conformar peças com as mais diversas geometrias recorrendo a um fluido (muitas vezes água) que a elevada pressão obriga o material a fluir, apertando-se aos contornos dos moldes para o efeito. Alternativamente, pode usar-se uma matriz preenchida com lâminas de borracha, um meio físico que em regime de pressão hidrostática comporta-se como um líquido praticamente incompressível (sistema *Guérin*, Figura 2.2)[2].

Através deste processo conseguem-se peças com geometrias variadas e com excelente acabamento. Esta técnica é impossível de realizar numa prensa mecânica, sendo necessária a utilização de prensas hidráulicas, uma vez que a pressão precisa de ser mantida num lapso de tempo incompatível com o que é possível numa prensa mecânica.

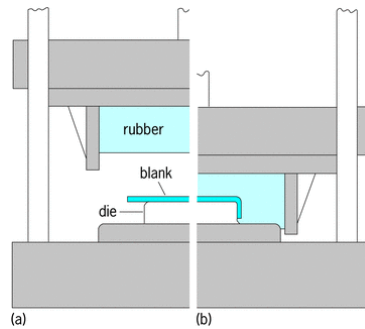


Figura 2.2: Processo *Guérin*, o processo mais simples de conformação com borracha a) antes da conformação; b) depois da conformação. [3]

2.1.2 Prensas mecânicas e servo prensas

As prensas mecânicas dispõem de um sistema composto por um motor e componentes de transformação de velocidade exclusivamente baseados em mecanismos simples, convertendo movimentos de rotação noutros mas com frequência diferente (trens de engrenagens, por exemplo), ou transformando movimento de rotação em movimento alternativo em trajetória linear (sistemas biela-manivela simples ou compostos, permitindo velocidades e acelerações diferenciais).

Estas prensas são equipamento de elevada fiabilidade e de reduzida manutenção quando são projetadas de acordo com as boas normas de dimensionamento de sistemas mecânicos, entendendo por boas normas, as que se baseiam em fórmulas e modelos rigorosos de Mecânica de Sólidos e Estruturas. O rendimento mecânico deste tipo de prensas é muito elevado, tendo contudo importantes limitações quanto ao controlo de velocidade e aceleração durante as operações de conformação. Por outras palavras, o sistema cinemático, sendo normalmente simples, não permite ampla variação da velocidade e aceleração, a não ser através da combinação de mecanismos simples de biela-manivela (sistemas conjugados) como descritos por *Mäkelt(1969)*[1] e *Schuler(1998)*[4] ou do próprio motor de acionamento. Um sistema cinemático mais complexo, embora permita assegurar variação de velocidade da corredeira na fase de aproximação à área de conformação (isto não constituindo um encargo de valor excecional no desenvolvimento do projeto), não permite interferir nos instantes de transição de velocidade ou aceleração na fase de aproximação ao material a conformar. Para este objetivo, só o motor dotado de servo-controlo poderá permitir as especificações mencionadas. Esta limitação vai encarecer consideravelmente um sistema que à partida é desenhado para ser compensador na construção. Uma prensa controlada por um servo-motor prescinde de volante de inércia massivo, potencia a realização de maior número de formas por conformação e aumenta a produtividade do equipamento. A variação da velocidade é uma característica fundamental numa prensa para que a sua utilização seja mais abrangente, uma vez que a geometria da peça a obter condiciona a velocidade de conformação a fim de evitar ruturas e consequente inutilização do produto.

Em síntese, as prensas mecânicas têm assinaláveis vantagens, como a construção com técnicas reconhecidas pela sua fiabilidade e sem grande complexidade; podem ser máquinas bastante rápidas e de construção/manutenção económica; por outro lado, apresentam limitações quanto à flexibilidade de parâmetros cinemáticos, como a variação do curso,

cota de aproximação à área de trabalho, velocidade e aceleração da corredeira, a não ser que recorra a acionamento por servomotores, atualmente sistemas ainda bastante dispendiosos e volumosos, necessitando de algum progresso na fase atual de aceitação pelos construtores e clientes. O princípio cinemático da prensa mecânica é pois bastante simples, o que constitui de certo modo uma redução do número de variáveis a controlar para melhorar a eficiência energética deste equipamento. A primeira ação neste sentido consiste sem dúvida em reduzir as perdas por atrito, sendo pois necessário substituir todos os sistemas de deslizamento por rolamento (como por exemplo as guias da corredeira). A força máxima requerida no projeto da prensa pode impedir o uso de rolamentos, sendo inevitável continuar a aplicar-se chumaceiras de deslizamento, com reflexo menos favorável na eficiência energética do mecanismo.

De forma geral, as prensas hidráulicas apresentam muitas vantagens relativamente às mecânicas. Começamos por mencionar que o seu desenho é mais simples e rápido de concretizar do que o das prensas mecânicas, uma vez que há consultores para fornecer praticamente todo o projeto do sistema hidráulico, enquanto o gabinete de engenharia da estrutura desenvolve o corpo da máquina; a mesma gestão não é tão simples com as prensas mecânicas, em que o projeto acaba por ser integralmente desenvolvido pela empresa fabricante, exceção atribuída à implementação de embraiagens ou sistemas afins destinados a controlar o ciclo de trabalho da máquina; neste ponto existe um número considerável de fabricantes que fornecem acessórios de grande qualidade para aplicação em prensas mecânicas (*Ortlinghaus, Goizper, Siemens*, por exemplo).

Numa prensa hidráulica, a variação de velocidade e força numa mesma operação constituem as principais vantagens. Como já foi mencionado, o sistema cinemático de uma prensa mecânica não permite estabelecer grandes variações de velocidades e força numa mesma operação, sendo estas últimas, facultades de uma prensa hidráulica. As prensas mecânicas conseguem, no entanto, trabalhar a velocidades consideravelmente superiores às permitidas pelas prensas hidráulicas. Comparando a energia consumida por ambas as prensas, verifica-se que a potência consumida por hora numa prensa mecânica é aproximadamente 30% inferior à hidráulica, apesar da menor produtividade [4].

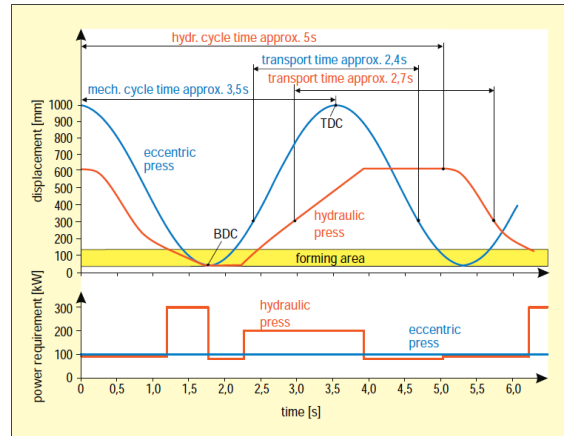


Figura 2.3: Deslocamento da corredeira e potência requerida versus tempo, em prensas mecânicas e hidráulicas, com os tempos de ciclo e de transporte [4]

Com o continuado desenvolvimento da investigação na engenharia de prensas foi alcançada mais uma solução que reúne as vantagens das prensas mecânicas e das hidráulicas, as chamadas prensas híbridas. Estas combinam ambos os sistemas, originando equipamentos muito mais completos e vantajosos. Tratam-se essencialmente de sistemas simples, contudo capazes de desenvolver grandes forças, como é o caso da biela-manivela que, combinado com o sistema de joelheira, podem ter a sua geometria controlada e a força complementada por um conjunto de cilindros hidráulicos que fazem variar a posição de uma rótula ou da corredeira do sistema cinemático, permitindo uma variação eficaz da velocidade de conformação da máquina, podendo mesmo parar o movimento durante um lapso de tempo [4].

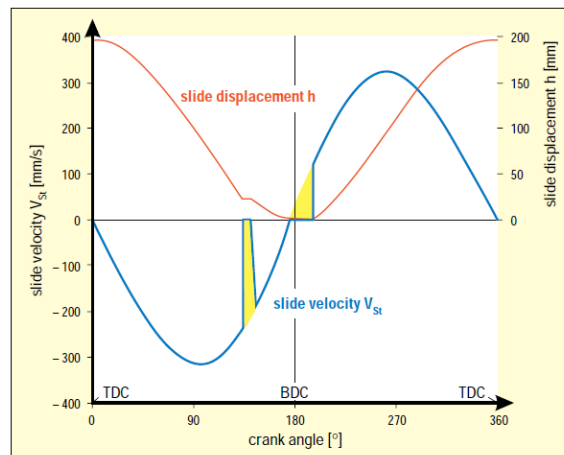


Figura 2.4: Velocidade e deslocamento da corredeira versus ângulo de uma prensa híbrida [4]

2.2 Comparação entre os 3 tipos de prensas

A informação que se segue foi retirada de um documento disponível num site da empresa japonesa de servo prensas: *Amino* [5].

Ao longo deste processo de investigação e após consulta de diversos documentos, foi possível identificar uma certa divergência de opinião relativamente ao tema, dependendo dos fabricantes ou vendedores, cuja tendência é a de favorecer os próprios produtos que fabricam ou comercializam. Esta conclusão pode ser verificada na maioria dos documentos encontrados na *web*, onde se evidencia esta opinião. As informações disponíveis pela já referida empresa *Amino* são bastante detalhadas e organizadas, motivo pelo qual o documento foi eleito para constar na bibliografia utilizada neste estudo.

Comparativamente, as prensas hidráulicas são as mais dispendiosas, seguidas das mecânicas e por fim as servo prensas. O gráfico seguinte compara de forma qualitativa as diferenças entre elas.

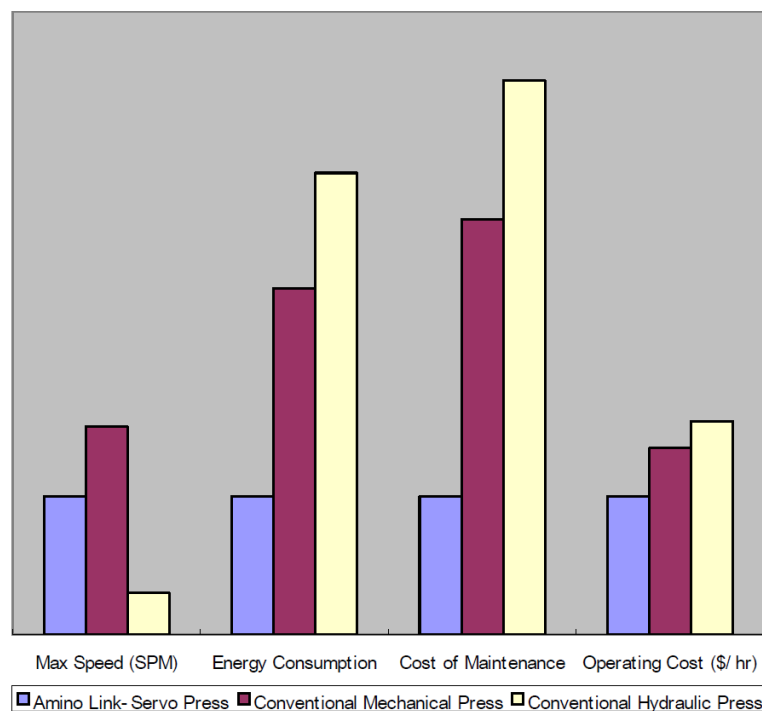


Figura 2.5: Comparação da velocidade, consumo energético, custos de manutenção e custos de operação por hora, entre prensas mecânicas, hidráulicas e servo controladas [5]

Segundo o gráfico acima, a velocidade máxima permitida pela prensa (não é a velocidade utilizada nas operações, mas sim a velocidade máxima que a máquina é capaz de alcançar) é superior em prensas mecânicas, seguindo-se as servo prensas e por fim as prensas hidráulicas, cuja taxa de fluxo do fluido limita a velocidade. O consumo de energia representado no gráfico refere-se à quantidade de potência necessária para que a prensa efetue um ciclo. As prensas mecânica e hidráulica consomem energia continuamente, mesmo durante os intervalos de tempo em que se carrega e descarrega o material da prensa. O nível de consumo mais elevado na prensa hidráulica está associado aos mecanismos. A

servo prensa permite a interrupção de consumo durante as fases de carga e descarga e a utilização de travão regenerativo, que gera potência na desaceleração do motor. Estes fatores contribuem para menor consumo de energia. A manutenção das prensas tem custos associados, que englobam tanto o preço das peças necessárias como a mão-de-obra dos técnicos. Os circuitos hidráulicos são constituídos por um elevado número de peças, (filtros, válvulas, etc) cujo preço pode ser elevado e que necessitam de ser substituídas algumas vezes durante a vida da prensa, para o seu bom funcionamento. Com a prensa mecânica acontece exatamente o mesmo, sendo por vezes necessária a substituição de peças (embraiagens, transmissões, etc). Devido ao reduzido número de componentes (servo motor, parafuso de esferas [6] e ligações mecânicas articuladas simples), a servo prensa tem menor necessidade de manutenção, tornando as intervenções de reparação menos complexas.

Por último, no que refere o custo de operação que engloba a potência consumida, a manutenção e o custo inicial médio ao longo da vida da prensa, constata-se que a diferença entre as prensas não é muito acentuada. De facto, o custo inicial da servo prensa compensa poupanças feitas noutras áreas, ainda que continuem a ser as hidráulicas as mais dispendiosas, seguidas das mecânicas e finalmente as servo prensas.

2.3 Estrutura das prensas

A função da estrutura de uma prensa é absorver forças, guiar com precisão a corrediça da prensa e suportar todo o sistema de acionamento e unidades auxiliares. A rigidez da estrutura da prensa depende da sua capacidade e do grau de precisão pretendido; a área de trabalho depende do tamanho das ferramentas que se pretendem utilizar e da peça a ser executada; o acesso à área de trabalho também influencia a forma da prensa [4]. É muito importante que não se ultrapasse a capacidade limite da prensa nem o limite elástico, caso contrário os danos causados à estrutura podem ser irreversíveis, inutilizando a prensa. Para satisfazer os requisitos complexos do projeto de uma prensa, as estruturas são otimizadas com o auxílio do Método dos Elementos Finitos. Esta ferramenta permite o estudo das tensões na estrutura sob carga e a otimização do projeto, possibilitando, por exemplo, retirar material em excesso sem pôr em risco a rigidez da estrutura; conhecer as zonas de concentração de tensões, permitindo corrigi-las; entre outras otimizações. Estrutura em C ou colo de cisne (CC) (*gap frame*) e do tipo pórtico (*straight side frame*) são os modelos utilizados tanto nas prensas mecânicas como nas hidráulicas.

2.3.1 Prensas em Colo de Cisne ou CC (*gap frame*)

As prensas em C têm várias características muito úteis, como a excelente acessibilidade pela frente e laterais, facilitando tanto a operação como a montagem e ajuste da ferramenta; a montagem deste tipo de prensas é mais simples e geralmente são mais económicas, podendo chegar a metade do preço das de tipo pórtico; a traseira aberta permite o acesso para descarregar peças acabadas e aparas, bem como para fazer o *stock* de material. Este grupo de prensas subdivide-se em inclináveis (OBI, *open gap inclinable*), que permitem a ejeção das peças e aparas por gravidade, e as estacionárias (OBS, *open gap stationary*) cuja estrutura não permite inclinação. Os materiais mais comuns na construção das estruturas de prensas OBI são o ferro fundido cinzento ou o aço, e nas prensas OBS são o ferro fundido de alta resistência (fundição nodular) ou a construção soldada

com placas de aço laminado de baixo teor em carbono e elementos de liga [7]. Durante a carga, as estruturas das prensas estão preparadas para sofrer pequenas deformações em regime elástico, ou seja, quando retirada a carga a estrutura recupera a sua forma. A grande desvantagem destas prensas é a deformação angular sofrida pela estrutura devido à sua configuração. Devido a todas as características descritas em cima, estas prensas continuam a ser muito utilizadas em operações de baixa tonelagem e elevada velocidade (a operação fica concluída antes que a ferramenta atinja o PMI), em que o rigor do alinhamento da ferramenta ou a tolerância do fecho das partes não são fatores determinantes na qualidade da peça. É importante também mencionar que frequentemente o desalinhamento entre a ferramenta e o molde, embora possam não ser um problema para a execução da peça, conduzem a um desgaste mais rápido da ferramenta, o que obriga a uma mudança precoce da mesma, encarecendo a produção e deixando de ser vantajosa e rentável a utilização das prensas em C. Uma solução também utilizada, nos casos em que a operação não possa ser realizada numa prensa de pórtico mas as condições de uma prensa em C não sejam suficientes, recorre-se a tirantes que reforçam a rigidez da prensa, minimizando o problema da deflexão angular.



Figura 2.6: Prensa mecânica CC100 [8]

2.3.2 Prensas de pórtico (*straight side frame*)

A designação "Prensas de Pórtico" deriva da sua configuração, a qual é semelhante a um pórtico. Com quatro massivas colunas verticais, ligados superior e inferiormente a duas robustas estruturas. A superior ou sistema de potência (contendo engrenagens, volante de inércia e demais sistemas de transmissão, no caso de prensas mecânicas; cilindros e circuitos hidráulicos no caso de prensas hidráulicas), e a inferior que consiste na mesa da máquina contendo o extractor ("bolster") e o sistema porta-ferramenta. A maior vantagem das prensas de pórtico em relação às de corpo em C é a imunidade à deformação angular sob carga, o que permite manter o movimento perfeitamente vertical da ferramenta durante o curso, possibilitando o rigor e repetição dimensional da peça

e minimizando o desgaste da ferramenta. As prensas de pórtico podem ser monolíticas [Figura 2.7a], ou seja, as partes são soldadas umas às outras formando uma peça única ou, mais frequentemente, as partes são unidas por intermédio de tirantes pré-tensionados que atravessam toda a altura da prensa [Figura 2.7b], desde a parte superior até à base. Esta última solução é mais dispendiosa mas mais vantajosa no sentido em que permite a desmontagem da prensa para transporte e suporta mais eficazmente cargas maiores sem danos na estrutura. A diferença da rigidez entre tirantes e montantes é que proporciona as vantagens desta solução. Os primeiros devem ter uma rigidez muito superior à dos montantes, que devem ser muito mais flexíveis, pois assim a carga que o conjunto consegue suportar é superior. Tal critério segue o modelo de equilíbrio que se verifica numa junta aparafusada, em que o diagrama de força/deformação se representa na Figura 2.8.

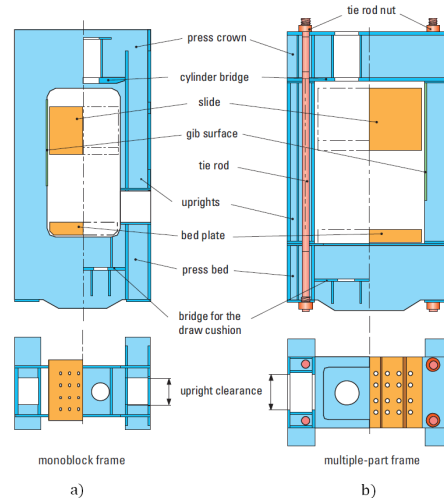


Figura 2.7: Prensa de pórtico em corte a) prensa monolítica; b) prensa com tirantes [4]

Um tirante considera-se um elemento elástico capaz de ser solicitado só em tração (no gráfico a vermelho com deslocamento positivo), ao passo que as estruturas superior, inferior e montantes, uma vez associados, só recebem esforços de compressão (linha azul com deslocamento negativo). Portanto o aperto das referidas estruturas (superior, inferior e montantes) através dos tirantes, forma uma junta aparafusada de grandes dimensões, pré-esforçada. A força de aperto (F_0) deixa os referidos elementos estruturais em equilíbrio estático interno.

Suponhamos agora que uma força externa (F_{ext}) é aplicada na prensa. Gráficamente consiste em inserir na posição vertical uma reta com comprimento de escala igual ao da intensidade da força externa. Esta reta deve contactar a linha de rigidez dos montantes e a dos tirantes, conforme se observa na Figura 2.8. A linha residual entre o ponto de contacto com a linha de rigidez dos montantes e o eixo horizontal dos deslocamentos, representa a força residual de aderência entre os montantes e os módulos superior e inferior (mesa ou *bolster*).

A rigidez dos elementos define a inclinação das linhas (vermelha e azul), pelo que se aumentarmos a rigidez dos montantes, mantendo a dos tirantes e a força de aperto (F_0), a força residual cai rapidamente chegando muito mais rápido ao ponto (O), em que os componentes superior, inferior e montantes perdem a aderência. Superiormente a F_{ext} é limitada pela tensão de cedência do tirante. A Figura 2.9 ilustra, de forma muito esque-

mática, a afirmação anterior. Verifica-se que o aumento da rigidez dos montantes não traz vantagem alguma ao conjunto, dado que limita muito precocemente a força exterior que se pode aplicar.

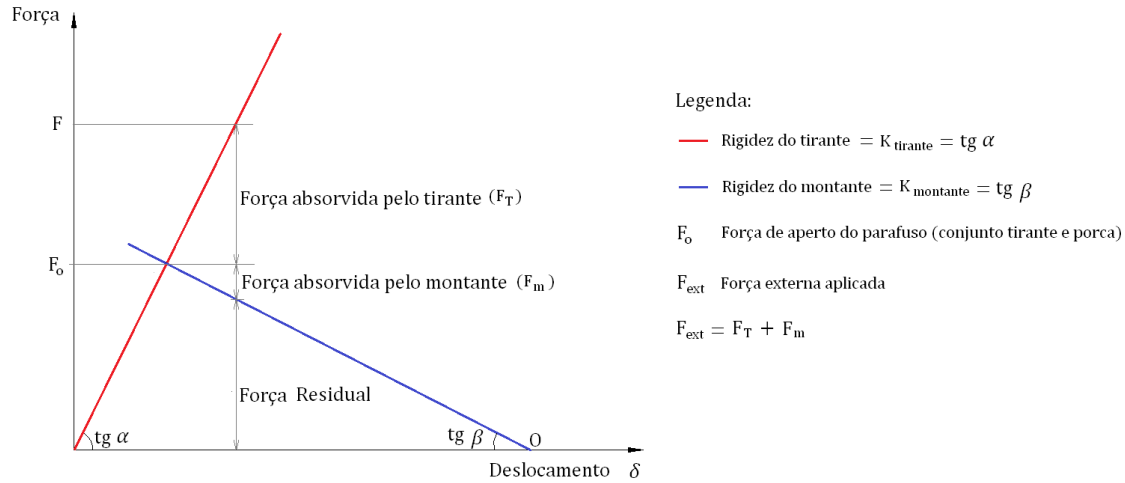


Figura 2.8: Diagrama de equilíbrio e deformação numa junta aparafusada [9]

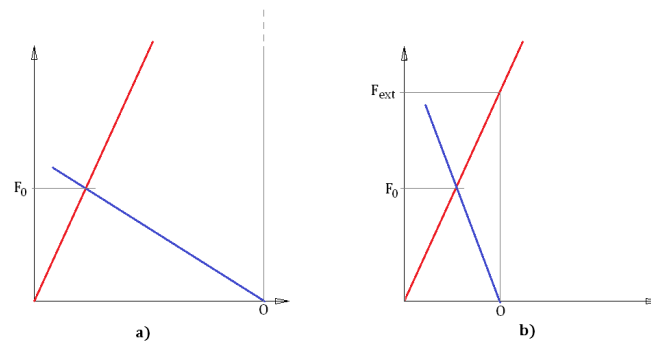


Figura 2.9: Representação gráfica dos casos, a) a rigidez do tirante é muito superior à do montante; b) a rigidez do tirante é semelhante à do montante.

Pela análise gráfica simplificada verifica-se que a prática de um desenho estruturalmente flexível para os montantes representa uma boa opção de projeto. Alguns construtores garantiam esta característica fabricando os módulos superior e inferior em construção soldada (chapas de aço), bastante rígida. Os tirantes são de varão de aço calibrado obtido por laminagem (*Mannesmann*), por sua vez, os montantes são fabricados em ferro fundido nodular com um módulo de elasticidade inferior ao do aço (cerca de $180GPa$ para a fundição ferro-carbônica contra cerca de $210GPa$ para o aço). A força de pré-aperto F_0 pode ser calibrada com bastante precisão usando cilindros hidráulicos que podem operar a elevada pressão e durante o lapso de tempo necessário à verificação da força (por célula de carga) e posterior aperto das porcas de segurança. O aquecimento dos tirantes por sistemas elétricos de indução também é uma opção que permite dilatar os tirantes em acréscimos bastante rigorosos ao comprimento inicial, permitindo o aperto das porcas, cuidadosamente ajustadas, e de modo praticamente igual nos 4 tirantes, garantindo um

pré-esforço rigoroso quando os tirantes retomarem a temperatura ambiente.



Figura 2.10: Prensa mecânica de pórtico, STAMTEC [30]

2.4 Deformações admissíveis

Conforme referido anteriormente, os materiais normalmente utilizados em prensas são o ferro fundido cinzento (esferoidal), nodular (alta resistência) e o aço estrutural (hipoeutetóide sem elementos de liga). A deformação sofrida pela estrutura sob carga nunca pode ultrapassar o limite elástico do material, para que não haja deformação permanente.

A deformação angular é sem dúvida a mais preocupante devido ao desalinhamento que provoca entre a ferramenta e a matriz. A norma ANSI B5.52M especifica ambas as deformações, linear e angular, permitidas para a construção de máquinas fabricadas com a norma métrica.

A deformação das prensas de pórtico não constitui uma preocupação acentuada quando comparada com a deformação a que prensas em C estão sujeitas. A deformação angular das prensas em C traz consequências mais graves como a degradação rápida da ferramenta, das guias da máquina ou até mesmo danos na própria estrutura, pelo que as normas *standard* se aplicam a este tipo de prensas.

Segundo o critério acima mencionado, as deformações linear e angular admissíveis são dadas pelas expressões que seguem:

- deformação linear admissível:

$$\delta = 0.002 \times t \quad (2.1)$$

sendo t imposto por geometria, a distância entre a superfície da garganta da prensa, que está mais próxima da corredeira, e a linha vertical que passa no centro da matriz, como mostra a Figura 2.11.

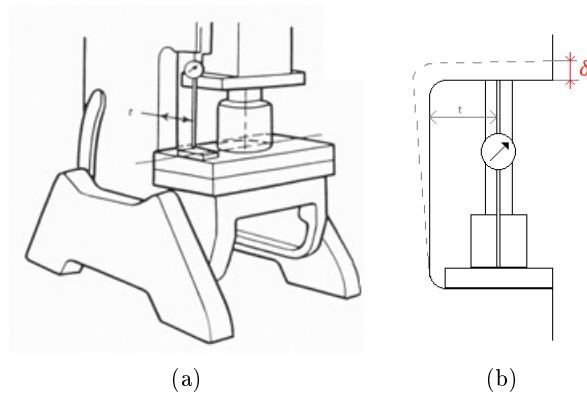


Figura 2.11: Deformação linear de uma prensa em carga (ANSI B5.52M)

- deformação angular admissível:

$$\delta_{\alpha} = \frac{0.12}{100} = \frac{g1 - g2}{100} \quad (2.2)$$

com $g1$ e $g2$ os ângulos lidos nos medidores, e 100 a distância entre eles medida na vertical, conforme ilustrado na Figura 2.12.

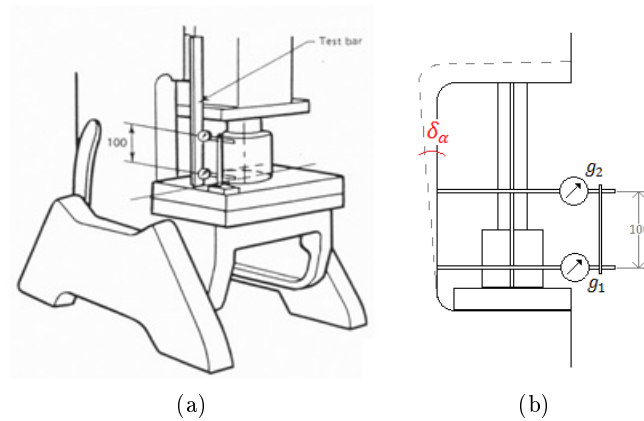


Figura 2.12: Deformação angular de uma prensa em carga (ANSI B5.52M)

Capítulo 3

Mecanismos de acionamento

Neste capítulo vão ser apresentados os tipos de mecanismos de acionamento das prensas mecânicas, desde o de biela-manivela (simples e fiável) a sistemas combinados com outros sistemas de biela-manivela ou mecanismos diferenciais de barras (*multilinkage*) permitindo variações na velocidade de aproximação à área de trabalho, muito conveniente em alguns processos de deformação.

O sistema cinemático de uma prensa mecânica permite transformar movimentos circulares em retilíneos alternativos, sem que haja qualquer intervenção de energia hidrostática (isto é, transmissão de pressão através de um líquido sob pressão). Este sistema cinemático das prensas mecânicas tem que converter necessariamente um movimento circular noutra linear e isto pode ser conseguido através de dois modos:

- Um sistema biela-manivela, muitíssimo conhecido. O exemplar mais antigo deste mecanismo pertence à "Serraria de Hierápolis", na Turquia. Este sistema é constituído por uma serra para madeira, acionado por um sistema biela-manivela, como mostra a figura seguinte [15].

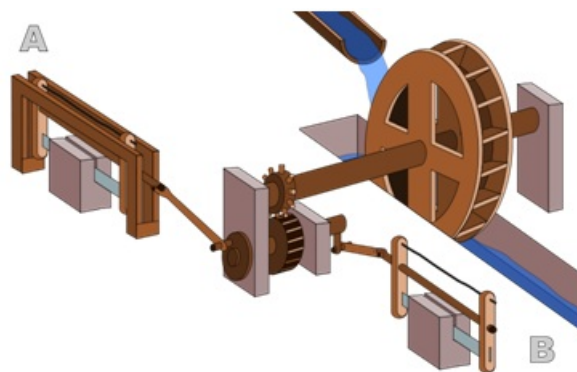


Figura 3.1: Serra alternativa de *Hierápolis* (aproximadamente 300 d.C.) [15]

Com o avançar do tempo e dos conhecimentos nas Ciências Físicas e Técnicas, *James Watt*, em 1769, projetou a primeira máquina a vapor para utilização industrial, ou seja, uma máquina com eficiência energética superior a outras criadas anteriormente, e com elevada capacidade de propulsão [33].

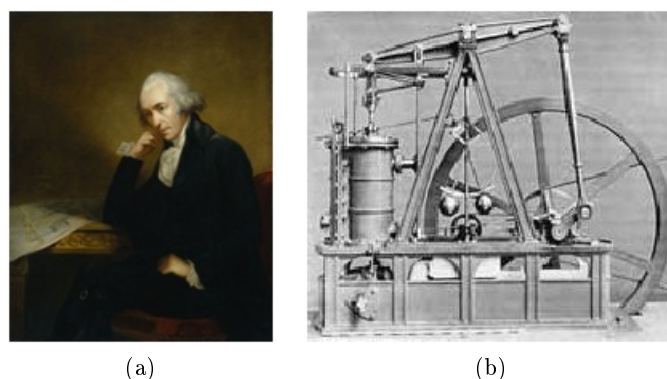


Figura 3.2: *James Watt* (engenheiro mecânico, escocês; 1736-1819) e protótipo da sua máquina a vapor [16][17]

O engenho de *Watt*, entre outras aplicações, veio revolucionar o método do transporte de mercadorias e passageiro por via ferroviária. Embora este tema esteja aqui descontextualizado, esta referência deve-se ao facto do sucesso deste mecanismo se dever grandemente ao sistema de biela-manivela, como se pode ver na imagem representando a máquina a vapor de *Stephenson*, baseada nos trabalhos de *James Watt*.

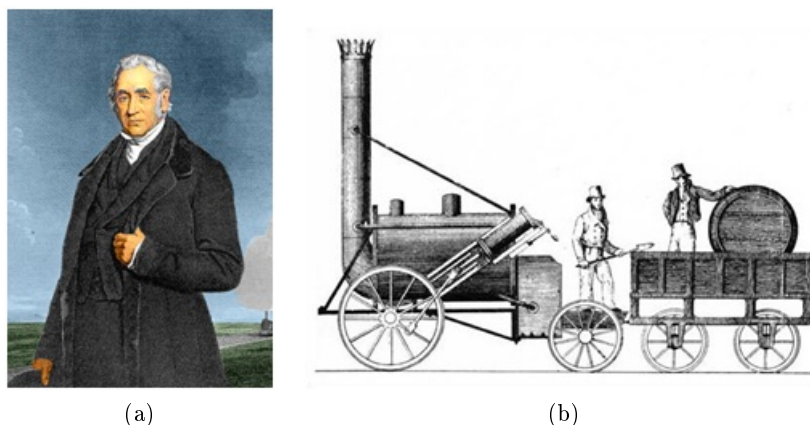


Figura 3.3: *George Stephenson* (engenheiro mecânico e civil; inglês, 1781-1848)[18][19]

- Conversão do movimento circular de um volante de inércia (ou sistema de volantes) num movimento circular por rotação rápida de um fuso. Este mecanismo dá lugar às prensas de acionamento por parafuso. A história do desenvolvimento de prensas mecânicas é relativamente recente, remontando provavelmente ao período da Industrialização, que teve início em Inglaterra em meados do séc. XVIII/XIX (tal como com as invenções de *Watt*, *Stephenson* e outros). Foi na indústria de armamento que a aplicação das prensas mecânicas conheceu, inicialmente, a sua principal aplicação, num contexto em que o processo de deformação se realiza a elevada velocidade (forjamento). Para dar resposta a esta exigência, uma prensa de fuso por fricção tem de ter um sistema cinemático mais simples e compete em

velocidade, com uma prensa de biela-manivela. A figura representa uma prensa ENOMOTO de sistema de fricção volante-fuso.

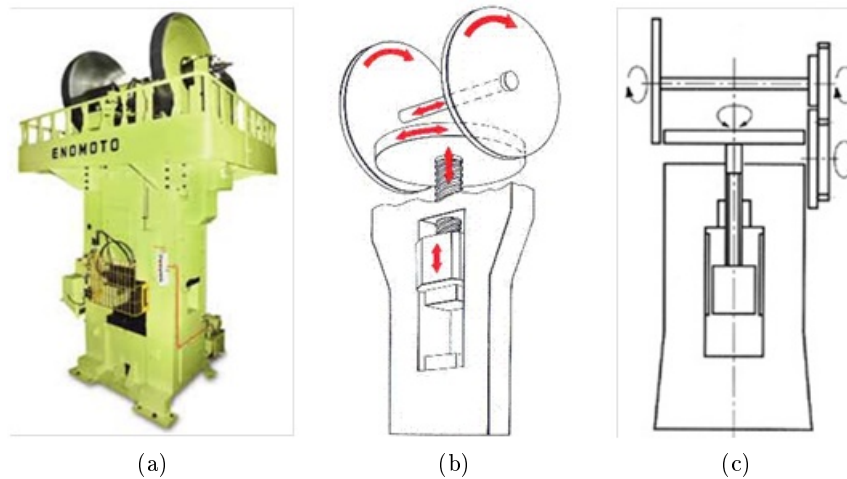


Figura 3.4: Prensa de fuso de fricção e duplo volante de inércia (ENOMOTO *Machines Co.*, Japão)[19]

A prensa de fuso tem a aparente vantagem de promover a aceleração da corrediça no seu movimento linear para realização de trabalho de deformação, pelo facto do ponto de contacto no círculo de atrito com os volantes de inércia se afastar progressivamente do eixo de rotação daqueles, o que significa uma maior velocidade periférica. Tal pode não ser desejado, o que é uma dificuldade para estas máquinas quando se pretende controlar a velocidade de aproximação/afastamento da corrediça da zona de trabalho. Neste ponto, o sistema biela-manivela é de maior segurança, tal como se demonstra na breve análise cinemática a seguir apresentada. Este sistema aproxima-se da zona de trabalho a uma velocidade decrescente, sendo depois o contrário na fase de recuo. Tal constitui uma assinalável vantagem pois assegura operações de conformação com mais rigor do que se realizadas à velocidade da prensa de fuso, sem o devido controlo da velocidade de aproximação.

Considerando o principal tema-objetivo nesta dissertação, é possível referir brevemente que, entre os dois sistemas cinemáticos acabados de mencionar (volante de fricção/fuso e biela-manivela), é de prever que o sistema de fuso/fricção tenha a menor eficiência mecânica pelo facto de inevitavelmente ter perdas por atrito na pista de contato entre o disco do fuso e os volantes. A marca ENOMOTO apresenta, ainda que muito resumidamente e apenas sob forma gráfica, a perda de energia cinética do volante de fricção no seu sistema, que se deve a atrito no fuso de potência e também na superfície de contacto entre os discos de atrito. A figura seguinte representa a energia armazenada no volante de inércia, que pode ser convertida em energia de deformação da estrutura (se não houver peça a conformar plasticamente), ou em energia de deformação da peça mais a da estrutura. O retângulo tem duas diagonais, em que a descendente delimita a energia cinética do volante, e a ascendente refere a energia armazenada na estrutura, mais a energia devida ao atrito. As duas áreas têm que ser iguais pelo princípio de conservação; deste modo, a área devida à energia cinética do volante, não é exatamente igual à área amarela, que

contempla apenas a deformação da estrutura, ou a da estrutura mais a da deformação do material. A eficiência energética das prensas de fuso é inferior à eficiência das prensas de biela-manivela.

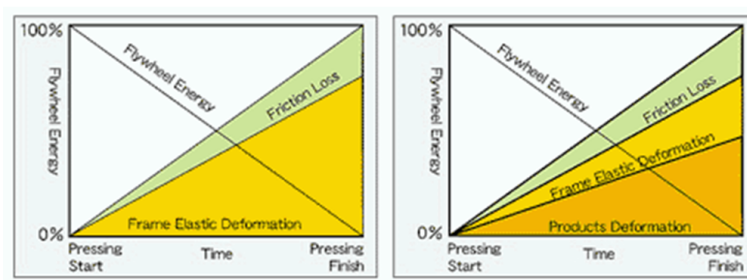


Figura 3.5: Eficiência energética nas prensas de volante-parafuso de fricção ENOMOTO [20]

O projeto de prensas mecânicas com bases de Ciências de Engenharia remonta sem grande dúvida ao período pós industrialização da Europa /Estados Unidos da América, ou seja, na época da chamada Revolução Industrial (a partir do séc. XIX). A recolha de informações sobre estes temas de engenharia mecânica é difícil pela escassez de contributos. Algumas das grandes marcas atuais de prensas mecânicas, nas suas páginas de divulgação publicitária referem a história da empresa, revelando a sua experiência e credibilidade ao longo do tempo. É o caso da marca *MINSTER*[®] (*Ohio, USA*) que proporciona boa informação técnica e fotos sobre o desenvolvimento dos seus projetos durante a história da empresa. A figura seguinte mostra uma das suas prensas de duplo sistema biela-manivela datando de 1927.

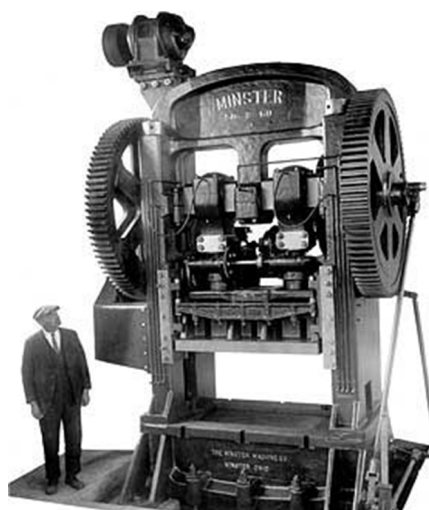


Figura 3.6: Primeira *Minster* (1927) de montantes direitos e dupla biela-manivela: A estrutura em fundição permitia uma capacidade de 45 ton. Não usava volante de inércia. Acionamento por motor elétrico com desmultiplicação por engrenagens [21]

A evolução das soluções de projeto e construção de prensas *Minster* levou à apresentação de modelos já com volantes de inércia e engate do sistema biela manivela por linguete e mais tarde, por embraiagem pneumática (figuras a seguir)

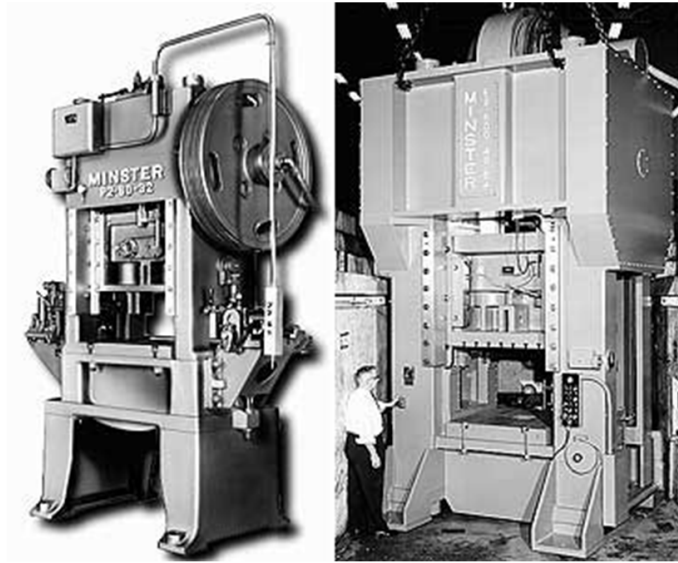


Figura 3.7: Prensas mecânicas *Minster* (1948), para 100ton com embraiagem pneumática e de duplo sistema biela-manivela para 250ton (1959)

A título de curiosidade refira-se que a marca *Minster* apresentou em 1980 o seu modelo PULSAR, uma prensa capaz de uma cadência de 2000 cursos por minuto, provavelmente das mais rápidas alguma vez fabricadas até então.

3.1 Mecanismo simples de biela manivela

São vários os sistemas de acionamento utilizados em prensas mecânicas. Todos transformam o movimento de rotação do volante de inércia em movimento linear, sendo o mais simples e conhecido, o clássico sistema de biela manivela. Existem diferentes tipos de manivelas, de transmissões, de mecanismos que permitem aumentar a força da máquina, variar velocidade, etc.

3.1.1 Estudo da cinemática do sistema

A base do funcionamento de prensas mecânicas é o sistema biela manivela, um clássico simples e muito versátil. Nesta primeira fase vai ser feita a análise cinemática do sistema recorrendo às equações de movimento dos órgãos fundamentais do sistema.

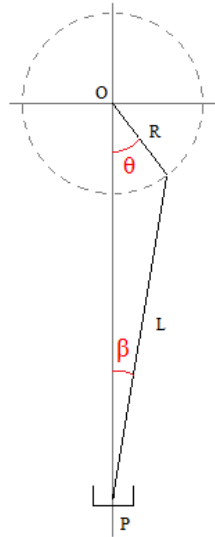


Figura 3.8: Sistema biela-manivela

Seguem-se duas equações fundamentais do movimento:

$$\begin{cases} OP = R \cos \theta + L \cos \beta \\ R \sin \theta = L \sin \beta \end{cases} \quad (3.1)$$

Resolve-se o sistema em ordem a β para trabalharmos apenas com o ângulo θ . Então vem:

$$\cos \beta = \frac{OP - R \cos \theta}{L} \quad (3.2)$$

Recorrendo agora à fórmula fundamental da trigonometria,

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \Leftrightarrow \sin^2 \beta = 1 - \cos^2 \beta \quad (3.3)$$

Substituindo 3.3 na segunda equação do sistema 3.1 vem :

$$R^2 \sin^2 \theta = L^2 (1 - \cos^2 \beta) \quad (3.4)$$

Voltando ao sistema:

$$\begin{cases} \cos^2 \beta = \frac{(OP - R \cos \theta)^2}{L^2} \\ R^2 \sin^2 \theta = L^2 (1 - \cos^2 \beta) \end{cases} \quad (3.5)$$

Resolvendo o sistema 3.5 obtém-se:

$$\begin{aligned}
 R^2 \sin^2 \theta &= L^2 \left[1 - \frac{(OP - R \cos \theta)}{L^2} \right] \\
 R^2 (\sin^2 \theta + \cos^2 \theta) - L^2 - OP^2 + OPR \cos \theta & \\
 R^2 - L^2 = -OP^2 + 2OPR \cos \theta &
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

Resolvendo esta última equação em ordem a OP obtemos a posição da corredeira dependendo do ângulo da manivela.

Após a determinação da posição estamos em condições para determinar a velocidade linear da corredeira, considerando o tempo t como a variável independente do problema. Sabendo que a derivada da posição é a velocidade vamos derivar a expressão 3.6 e substituir $\theta = \omega t$ e $V_P = \frac{dOP}{dt} = \overline{OP}$:

$$(R^2 - L^2)' = (-OP^2 + 2OPR \cos \omega t)' \tag{3.7}$$

É necessário recorrer à regra da cadeia para fazer esta derivada, então vem:

$$\begin{aligned}
 0 &= -2OP\overline{OP} + 2\overline{OP}R \cos \omega t + 2OP\omega R \sin \omega t \\
 \overline{OP} &= \frac{OP\omega R \sin \omega t}{\overline{OP} - R \cos \omega t}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Quando o comprimento da biela é muito maior que o raio da manivela pode desprezar-se o termo do denominador, obtendo a seguinte expressão:

$$\overline{OP} = \omega R \sin \omega t \tag{3.9}$$

O caso das prensas está abrangido por esta simplificação porque normalmente a relação biela manivela é de $L = 5R$, ou seja, a biela é significativamente maior que a manivela. O gráfico seguinte corresponde à função velocidade da corredeira, é sinusoidal e representada por um seno dado que a velocidade no início de cada ciclo é nula:

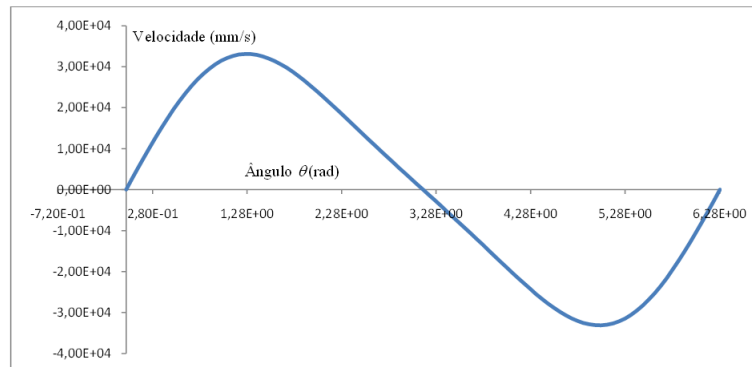


Figura 3.9: Velocidade da biela em função da posição angular da cambota

Passamos agora à determinação da aceleração da corredeira $A_P = \frac{d^2 OP}{dt^2} = \ddot{OP}$. Derivando 3.9 vamos obter a seguinte expressão:

$$\ddot{OP} = \omega^2 R \cos \omega t \quad (3.10)$$

Esta expressão para a aceleração é representada graficamente por uma função sinusoidal sem rigor. Se derivarmos 3.8 obtemos uma expressão para a aceleração bastante mais rigorosa, no entanto, embora possível de obter utilizando as regras de derivação conhecidas, é trabalhosa e morosa. Outra forma de obter a aceleração é reescrever a expressão da posição com base em 3.1 e 3.3 e voltar a derivar duas vezes, como se mostra a seguir:

$$\begin{aligned} R^2 \sin^2 \theta &= L^2 (1 - \cos^2 \beta) \\ \cos^2 \beta &= 1 - \frac{R^2 \sin^2 \theta}{L^2} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Inserindo 3.11 na primeira equação do sistema 3.1 e fazendo as simplificações possíveis chegamos à seguinte expressão da posição da corredeira:

$$OP = R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \quad (3.12)$$

Derivando:

$$\dot{OP} = -\omega R \sin \omega t - \frac{R^2 \omega \sin(2\omega t)}{2L} \quad (3.13)$$

$$\ddot{OP} = -\omega^2 R \cos(\omega t) - \frac{R^2 \omega^2 \cos(2\omega t)}{L} \quad (3.14)$$

A função da aceleração resulta da sobreposição de dois termos trigonométricos, um de primeira ordem (em θ) e outro de segunda (em θ^2).

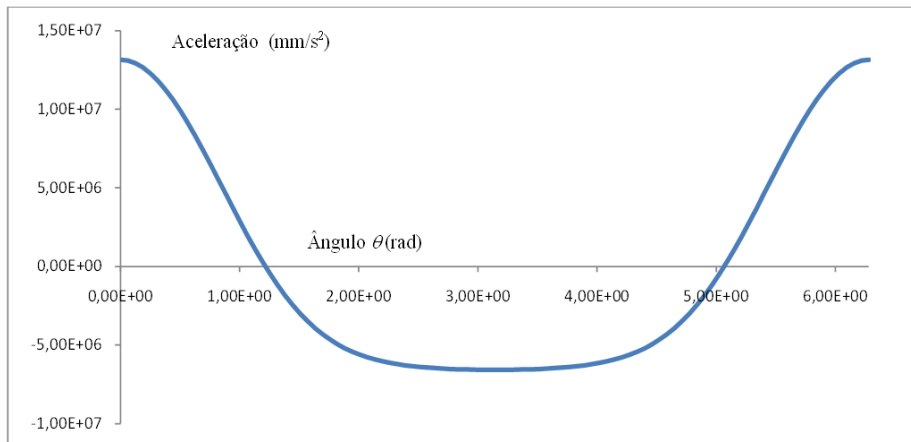


Figura 3.10: Aceleração da biela para uma rotação completa da cambota

3.1.2 Cinemática numérica incremental

Atualmente, a investigação nas Ciências de Engenharia precisa de processos de simulação baseados em modelos numéricos. Com o contínuo desenvolvimento de computadores, cada vez mais compactos, rápidos e dotados de plataformas informáticas de elevadas capacidades numéricas e gráficas, a necessidade de desenvolver complexos modelos analíticos para simulação vai dando lugar ao uso de algoritmos bastante mais simples, mas integrados em programas de procedimento iterativo. Este modo de operar não assegura uma solução exata, contudo, convergente para o resultado correto. O tempo investido nos processos iterativos é reduzido devido à eficiência das máquinas computacionais, tal como se verifica com a ferramenta de simulação descrita neste capítulo, que cedo mostrará a sua vantagem e atratividade.

Este capítulo pode parecer desenquadrado dos restantes, por se tratar de uma proposta para um tópico mais avançado, embora esteja enquadrado no tema do projeto de sistemas de acionamento de prensas mecânicas. Trata-se de uma ferramenta de simulação do movimento de sistemas de bielas, simples ou complexos, cuja formulação analítica é de tratamento difícil, tanto na caracterização dos movimentos dos diversos pontos de articulação do mecanismo, como nas suas derivadas para obtenção das velocidades e acelerações.

A cinemática numérica consiste num procedimento de modelação de mecanismos, em que o seu estado cinético pode ser simulado por algoritmos numéricos programáveis em computador.

Vamos encontrar aplicações desta área na criação de movimentos em sistemas mecânicos, robotizados (manipuladores; vulgo "braços-robot") e atualmente, na Biomecânica da marcha humana ou animal. Exemplos para esta aplicação descrevem-se nas figuras e , sendo a primeira referente à cinemática da capota de um *cabriolet* e a ultima sobre um braço manipulador.

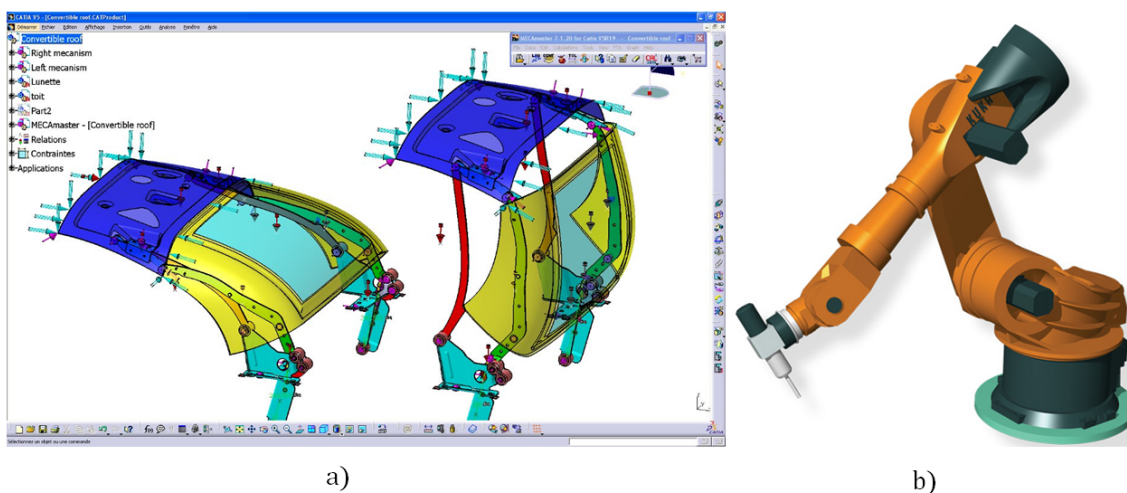


Figura 3.11: Simulação da abertura/fecho de uma capota para automóvel (*Dassault-Systèmes*) e um Braço-Robot para manipulação ou execução de tarefas de movimento programado (VERICUT Systems, Irvine, CA, USA)

Este capítulo constitui uma fase introdutória a tópicos mais avançados em Mecânica Aplicada. Fica-se nesta fase do programa pela simulação de mecanismos formados por barras e rótulas, como a modelação de sistemas múltiplos do tipo biela-biela ou biela-manivela mas restritos a movimentos no plano, embora seja possível expandi-lo também no espaço tridimensional. Podem ser aplicados a geração de movimentos de rotação como em motores alternativos ou sistemas de suspensão automóvel.

Formulação matricial do movimento plano de uma biela em posição generalizada

Representemos a biela como um segmento de recta entre dois nós, tal como na Figura 3.12.

Este segmento será a biela genérica a usar nos sistemas compostos do tipo *multi-link*. Para prosseguir, vamos analisar sob forma matricial a rigidez de uma biela:

Este é um órgão de máquina que só pode receber esforços axiais. Para que o sistema seja estável, o somatório das forças transversais existentes tem que ser nulo ou coincidente com o eixo da biela, caso contrário o sistema é instável e conseqüentemente impossível de analisar.

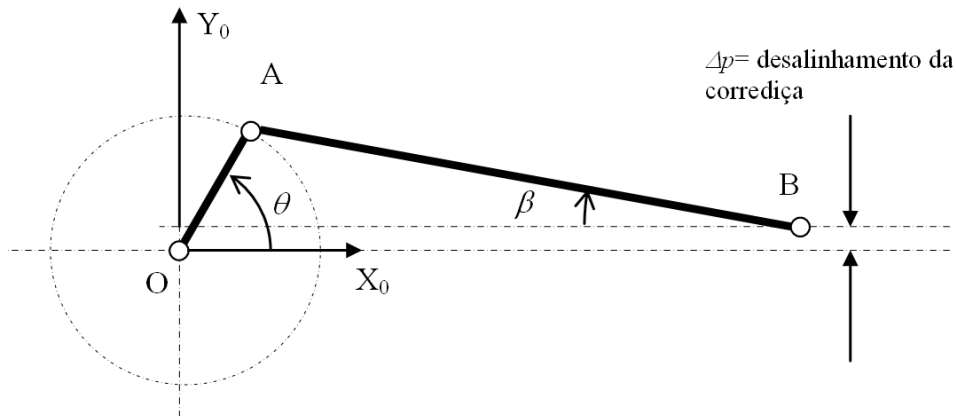


Figura 3.12: Sistema biela manivela com desalinhamento (se existir) da corredeira em relação ao eixo principal da manivela

Rigidez de uma biela

Seja L o comprimento, A a área transversal e E o módulo de Young do material. Vamos identificar os extremos por i e j , respectivamente.

A força registada numa biela, no seu extremo j , quando se prescreve um deslocamento relativo ao seu eixo, dado por $u_j - u_i$ será:

$$F_j = k(u_j - u_i) \quad (3.15)$$

Sendo k a rigidez da biela : $k = \frac{EA}{L}$

Do mesmo modo, quando agora aplicamos uma força ao extremo i , esta será devida ao deslocamento relativo $(u_i - u_j)$ e por coerência de notação chamamos à força axial F_i , que se aplica ao nó i :

$$F_i = k(u_j - u_i) \quad (3.16)$$

Ordenando as duas equações vamos ter:

$$\vec{F} = [K]\vec{U} \quad (3.17)$$

Ou por extenso:

$$\begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} = k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

De acordo com a equação anterior, esta biela deve estar orientada paralelamente ao eixo horizontal de um sistema cartesiano local $\{x, y\}$; do mesmo modo, os deslocamentos estarão projetados sobre o referencial local $\{x, y\}$. Isto é muito restritivo, pois o sistema pode localizar-se de modo generalizado no seu plano de movimento. Para uma orientação qualquer temos que usar uma matriz de rotação que se deduz da forma descrita a seguir, e referenciada sobre um sistema de eixos fixo, o referencial geral $\{X_0, Y_0\}$.

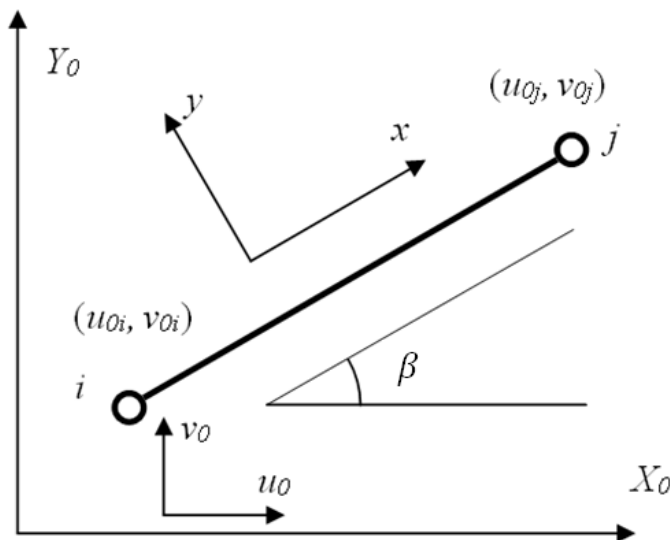


Figura 3.13: Representação de uma biela em movimento plano

Consideremos o vetor dos deslocamentos dos nós (i e j) da biela na Figura 3.13, pelas suas componentes cartesianas no referencial geral fixo, $\{X_0, Y_0\}$:

$$\vec{U} = \begin{Bmatrix} u_{0i} \\ v_{0i} \\ u_{0j} \\ v_{0j} \end{Bmatrix} \quad (3.19)$$

Para caracterizar o estado cinético da biela, reparemos que como este elemento mecânico só reage a esforços axiais (isto é, só orientados segundo o seu eixo), os deslocamentos relevantes a definir no referencial local $\{x, y\}$ são apenas u_i e u_j . A projeção do vetor \vec{U} no referencial local $\{x, y\}$ faz-se por transformação de coordenadas, usando a matriz de rotação $[R]$, que deve conduzir apenas ao vetor de deslocamentos axiais u_i e u_j , como já foi mencionado:

$$\vec{U} = [R]\vec{U}_0 \quad (3.20)$$

Ou por extenso:

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \beta & \sin \beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0i} \\ v_{0i} \\ u_{0j} \\ v_{0j} \end{Bmatrix} \quad (3.21)$$

Voltando à equação 3.17 onde o vetor das forças nodais \vec{F} está referenciado sobre o sistema de eixos locais, desejando exprimir o vetor \vec{F} sobre o referencial geral $\{X_0, Y_0\}$ efetuamos uma operação matricial inversa à de 3.19, agora para o vetor das forças nodais:

$$\vec{F}_0 = [R]^T \vec{F} \quad (3.22)$$

Por extenso:

$$\vec{F}_0 = [R]^T \vec{F} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 \\ \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta \\ 0 & \sin \beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} \quad (3.23)$$

Agora, substituindo 3.21 em 3.18 e com a equação assim modificada para as componentes F_i e F_j das forças nodais (axiais, sobre o referencial local), ao substituirmos em 3.23, obtém-se a relação geral para o equilíbrio da barra i - j no plano do seu movimento, referenciada sobre o sistema de eixos geral $\{X_0, Y_0\}$:

$$\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & 1/2 \sin 2\beta & -\cos^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta \\ 1/2 \sin 2\beta & \sin^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta & -\sin^2 \beta \\ -\cos^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta & \cos^2 \beta & 1/2 \sin 2\beta \\ -1/2 \sin 2\beta & -\sin^2 \beta & 1/2 \sin 2\beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0i} \\ v_{0i} \\ u_{0j} \\ v_{0j} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{H0i} \\ F_{V0i} \\ F_{H0j} \\ F_{V0j} \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

onde β representa o ângulo que o eixo da biela faz com o eixo X_0 do sistema fixo. Tanto os deslocamentos como as forças são projetados no referencial global.

Como operar com a equação 3.24:

Num sistema cinemático, onde o objetivo incide apenas na caracterização do campo de deslocamentos, velocidades e acelerações, o segundo membro de 3.24 será nulo. O sistema, para além de singular, não terá utilidade, mas permitirá solução determinada e não nula se alguns deslocamentos forem prescritos.

Em cada nó há duas componentes de deslocamento e força, respetivamente; porém, a resultante será sempre coincidente com o eixo da biela. Quando se conectam várias bielas, os graus de liberdade são partilhados nos nós comuns, e isso equivale a efetuar a "assemblagem" das matrizes. Aplicando devidamente restrições ao problema, o conjunto fica estável. Caso contrário, as singularidades da matriz global mostram a instabilidade do conjunto.

Não se pode aplicar uma rotação a um nó com este tipo de elementos de biela, é necessário prescrever devidamente os graus de liberdade na trajetória prevista para um dos nós da biela. Resume-se um exemplo:

Biela simples com dois nós; o extremo i descreve uma trajetória circular, e o nó j desliza apenas horizontalmente (dependendo da posição do sistema cinemático, o deslizamento pode ser horizontal ou vertical). Seguem-se as alterações que esta última afirmação implica na equação 3.19:

Uma vez que o deslocamento v_{0j} será sempre nulo (há uma guia mecânica neste nó, tal como um pistão num cilindro, por exemplo) então suprime-se a última linha e coluna, ficando o sistema reduzido a este:

$$\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & 1/2 \sin 2\beta & -\cos^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta \\ 1/2 \sin 2\beta & \sin^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta & -\sin^2 \beta \\ -\cos^2 \beta & -1/2 \sin 2\beta & \cos^2 \beta & 1/2 \sin 2\beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0i} \\ v_{0i} \\ u_{0j} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.25)$$

Formulação do problema cinemático de modo incremental:

No nó i prescreve-se uma trajetória circular enquanto no nó j se restringe apenas o deslocamento vertical (guia da corrediça da prensa ou um pistão). Portanto no sistema de equações 3.19 há três graus de liberdade prescritos, a saber:

- u_{0i} e v_{0j} são componentes incrementais de uma trajetória circular, como referido;
- o nó j tem o deslocamento $v_{0j} = 0$ (prescrito), portanto há uma única incógnita que é u_{0j} .

Prosseguindo o algoritmo, vamos eliminar equações em excesso, assim como as incógnitas prescritas. Primeiro, vamos considerar o movimento do nó i sobre uma trajetória circular, com frequência rotacional ω constante:

$$u_{0i}^{t+\Delta t} = u_{0i}^t + \Delta u_{0i} \quad (3.26)$$

$$v_{0i}^{t+\Delta t} = v_{0i}^t + \Delta v_{0i} \quad (3.27)$$

Sobra apenas a 3ª equação do sistema 3.19 , em que passamos para o 2º membro os termos que passaram a ser identificados:

$$-\cos^2 \beta \times \Delta u_{0i} - \frac{1}{2} \sin 2\beta \times \Delta v_{0i} + \cos^2 \beta \times \Delta u_{0j} = 0 \quad (3.28)$$

Onde:

$$\Delta u_{0i} = -\omega R \sin \theta_t \times \Delta t$$

$$\Delta v_{0i} = \omega R \cos \theta_t \times \Delta t$$

$\theta_t = \omega t$, ângulo de rotação da manivela

A única equação que define o estado cinemático do sistema é a terceira linha da matriz, que permite obter a evolução incremental do deslocamento da corredeira:

$$\Delta u_{0j} = \frac{\cos \beta_t \times (-\omega R \sin \theta_t \times \Delta t) + \sin \beta_t \times (\omega R \cos \theta_t \times \Delta t)}{\cos \beta_t} \quad (3.29)$$

Onde cada função trigonométrica pode obter-se a partir das coordenadas correntes dos nós extremos:

$$\cos \beta_t = \frac{u_{0j} - u_{0i}}{L}$$

$$\sin \beta_t = \frac{v_{0j} - v_{0i}}{L}$$

Com estas expressões que atualizam o estado cinemático do mecanismo em qualquer instante de tempo, é possível estruturar o procedimento num programa de cálculo automático. Aqui foi utilizado o Fortran 90, mas poderia ser qualquer outro tipo de linguagem computacional com potencialidades afins. É importante referir que, enfatizando as vantagens deste procedimento, que a obtenção da velocidade e aceleração em qualquer ponto do mecanismo resulta de expressões da razão incremental, bastante simples e rigorosas, desde que os incrementos sejam suficientemente pequenos. Contudo, nos problemas de engenharia de cinemática de mecanismos de baixa velocidade (que é o caso dos presentes mecanismos para prensas), os incrementos não precisam de ser muito pequenos, bastando dividir um ângulo de $\frac{\pi}{2}$ em não mais do que 20 divisões. [Ver anexo A]

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Veloc}_{i+\Delta t} = \frac{u_{i+\Delta t} - u_i}{\Delta t} \\ \text{Acel}_{i+\Delta t} = \frac{\text{veloc}_{i+\Delta t} - \text{veloc}_i}{\Delta t} \end{array} \right. \quad (3.30)$$

Como exemplo, consideremos um sistema biela manivela com as dimensões e cinemáticas seguintes:

Raio da manivela (cambota) $R = 0.1\text{m}$

Frequência de rotação $\omega = 10\text{ rad/s}$

Comprimento da biela $L_B = 0.5\text{ m}$

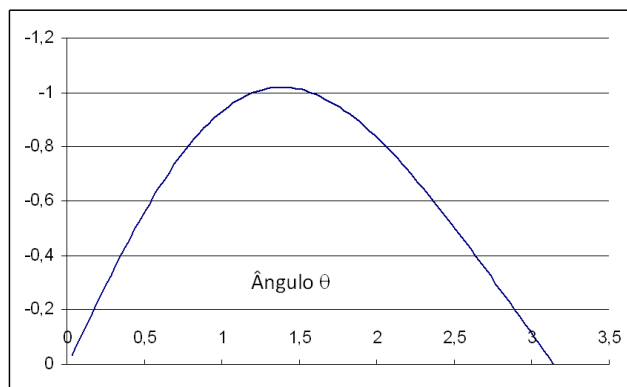


Figura 3.14: Velocidade da corredeira (m/s ; para $\omega = 10\text{rad/s}$)

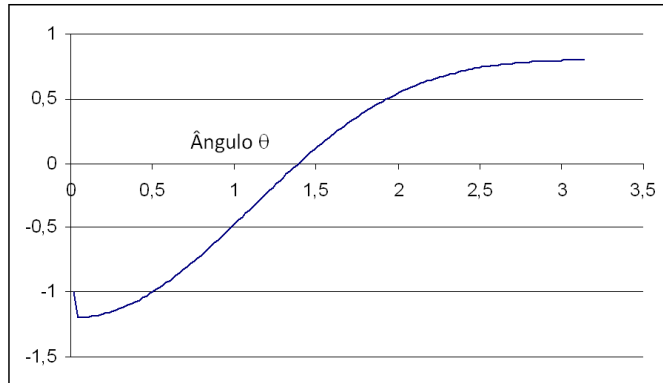


Figura 3.15: Gráfico da aceleração da corredeira (m/s^2 ; para $\omega = 10\text{rad/s}$)

Uma análise geométrica de um mecanismo semelhante (este tendo duas bielas e uma manivela girando a frequência angular constante) é a seguir mostrada, numa sequência de 3 imagens no tempo, respectivamente (Figura 3.16).

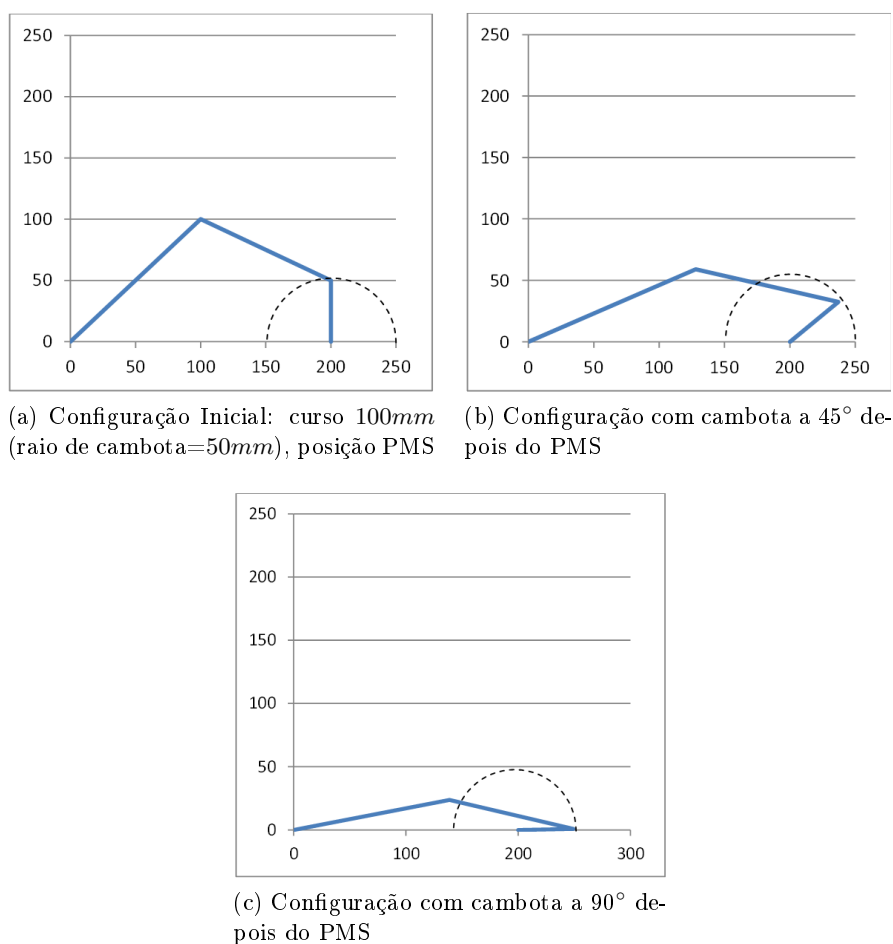


Figura 3.16: Sequencia de imagens referentes a 3 posições do sistema cinemático com uma manivela (cambota) e duas bielas (trajetória da manivela indicada)

Conclusão

Foi proposto um procedimento que constitui uma atrativa ferramenta de simulação de movimentos de sistemas cinemáticos tipo barra/rótula. Uma fase inicial de configuração geométrica pode levar a algum trabalho extra para o programador, mas os procedimentos são inspirados em instruções muito semelhantes às utilizadas em programas com elementos finitos tipo barra, os quais são os mais simples de utilizar e integrar em programas. É possível, a partir de um conjunto de imagens referentes a posições definidas no tempo, efetuar uma animação utilizando programas acessíveis para este fim. As imagens anteriores foram obtidas com um ficheiro EXCEL de grande simplicidade, com apenas 4 coordenadas num referencial cartesiano.

3.1.3 Estudo das forças do sistema

Após o estudo da cinemática do sistema biela-manivela, vamos introduzir as principais forças que atuam no sistema. O motor elétrico transmite movimento de rotação ao volante de inércia através de uma correia. Este último transmite o movimento para uma embraiagem que controla a transmissão do movimento de rotação do volante para o eixo da manivela. Um extremo da biela está ligado à manivela e o outro está ligado à correia. As forças principais presentes neste sistema são: o momento tórsor (M_t) existente no eixo da manivela, a força tangencial (T) perpendicular ao raio da manivela, e a força que atua na correia que se decompõe em força útil (P), a que produz trabalho, e força transversal (Q) que atua nas guias da correia. É importante aqui salientar a importância do comprimento da biela ser significativamente maior que a do raio da manivela. Quanto mais longa é a biela, menor é a força transversa aplicada nas guias. A Figura 3.17 ilustra (a) as forças mencionadas acima e (b) a afirmação anterior.

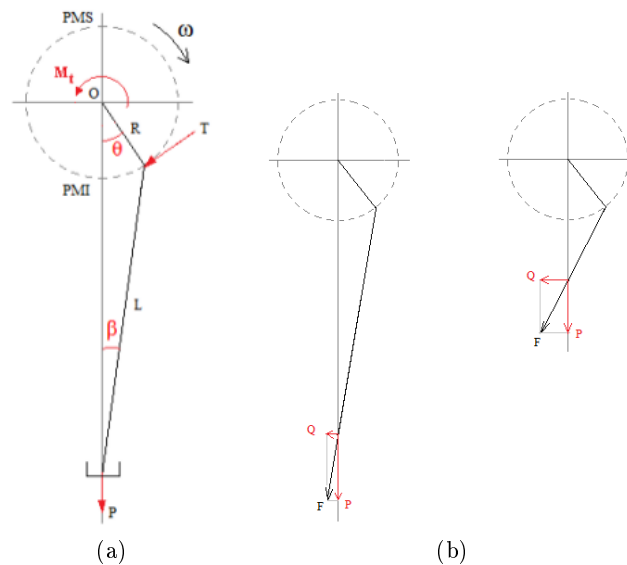


Figura 3.17: a) Forças principais atuantes no sistema; b) relação entre o tamanho da biela e a força transversal que atua nas guias da correia.

Forças:

$$P = \frac{T}{\sin \theta} \quad (3.31)$$

O sentido de rotação da manivela nas prensas em C não é aleatório, sendo escolhido de modo a promover esforço contra a estrutura aliviando as guias da corrediça e não o contrário, a fim de evitar o arranque dos parafusos de fixação.

Ao contrário das prensas hidráulicas o sistema de forças das prensas mecânicas não está em equilíbrio. A análise que se segue é relativa a prensas de ataque direto, ou seja, sem engrenagem redutora.

A figura que se segue representa de forma simplificada uma prensa mecânica de corpo em C e o conjunto de forças que nela atuam.

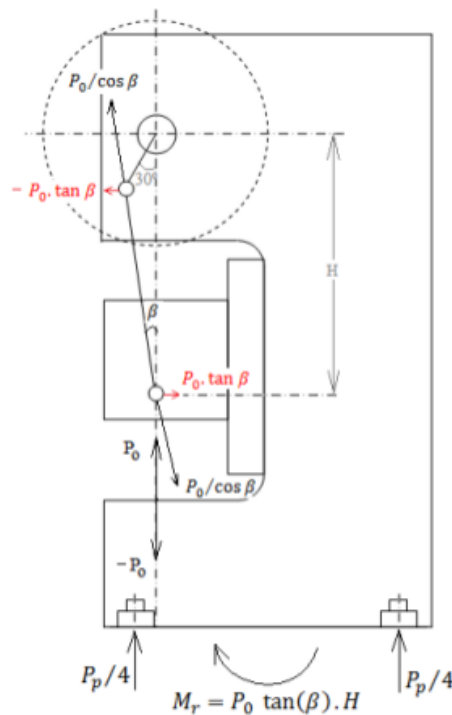


Figura 3.18: Prensa mecânica de colo de cisne e forças que nela atuam.

O desequilíbrio de forças na prensa deve-se à presença das forças transversais representadas a vermelho na figura anterior, que devido à orientação e posição criam um binário. O impacto entre a corrediça e a peça é relativamente grande e, na presença do binário, a prensa pode levantar a traseira do chão, podendo, no pior cenário, cair em cima do operador. É por este motivo que estão também representadas, na figura acima, forças correspondentes às ligações aparafusadas na base. No caso de prensas bastante pesadas não há necessidade de recorrer a estas ligações, porque o peso próprio da prensa pode contribuir para um momento antagonista superior ao momento gerado pelas forças de inércia mencionadas, impedindo que a base da prensa levante. As forças atuantes nos parafusos são iguais uma vez que são o peso próprio da prensa (P_p) dividido pelas 4 ligações. M_r é o momento residual devido às forças $P_0 \cdot \tan \beta$ multiplicadas pelo braço H .

3.2 Outros sistemas de acionamento

O movimento de rotação do volante de inércia pode ser transmitido de forma direta ou indireta, isto é, o veio da manivela pode estar ligado diretamente ao volante, e nesse caso a velocidade de rotação da manivela é igual à do volante, ou pode ter engrenagens redutoras que permitem à velocidade de saída ser diferente da de entrada. Dentro das engrenagens redutoras existem as simples, que têm apenas uma redução; as duplas, com duas reduções; e a gémea, cuja configuração adapta-se às engrenagens simples ou duplas. Tem duas rodas dentadas no mesmo eixo, com o objetivo de repartir o binário por ambas as rodas reduzindo a torção do veio [Figura 3.19]. A utilização de engrenagens gémeas helicoidais proporcionam rigor e aumentam a longevidade do equipamento.

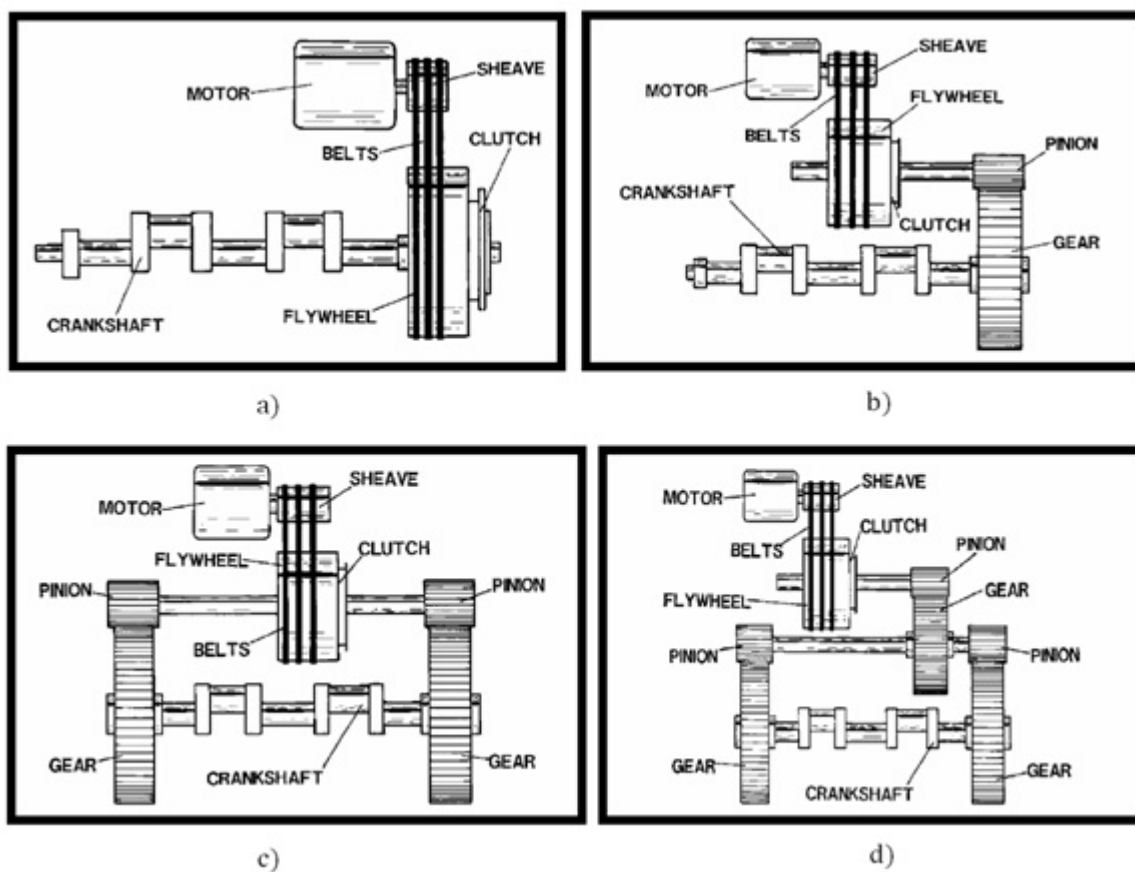


Figura 3.19: Transmissões: a) de ataque direto sem redução; b) com engrenagem redutora; c) conjugação de uma engrenagem redutora com uma gémea; d) conjugação de engrenagem redutora dupla com uma gémea [7]

As prensas de ataque direto são utilizadas frequentemente para operações de furação, corte, dobragem e conformação pouco profunda. A rapidez destas prensas é uma característica que abona a seu favor, pelo que devem estar reunidas condições para que seja retirado o máximo proveito, como o curso ser o menor possível já que é um fator que condiciona a velocidade.

As transmissões com engrenagens redutoras permitem reduzir a velocidade da corredeira mantendo a do volante, o que permite que o volante mantenha a rotação a velocidade elevada, armazenando mais energia. As prensas com duas reduções são normalmente utilizadas para aplicações pesadas, como por exemplo operações com aços de elevada resistência.

As engrenagens referidas em cima são para prensas de eixo excêntrico. Existem outros mecanismos para além da clássica manivela. Um sistema alternativo, mecanismo cinemático de barras (*link drive* ou ASM, *Alternative Slide Motion*) permite, por si só, reduzir a velocidade da corredeira (em 1/2 ou 1/3 comparando com o sistema biela manivela simples) na porção de curso que realiza trabalho. Este sistema pode aumentar a produtividade da prensa até 25% [4]. A engrenagem excêntrica é uma outra solução que apresenta características muito semelhantes às da engrenagem dupla não sendo, no entanto, tão precisa, mas permite cursos maiores.

Algumas operações exigem o recurso a um cerra chapas, ou seja, é necessário adicionar mais uma corredeira. São chamadas prensas de duplo efeito as que conjugam duas corredeiras, desliza uma dentro da outra, sendo a exterior o cerra chapas. Para realizar o desfaseamento entre as duas corredeiras, é necessário que cada uma tenha o seu sistema de acionamento, com os respetivos cursos [10].

3.3 Mecanismos múltiplos

Frequentemente a complexidade da geometria das peças e/ou a profundidade do embutido impedem que uma operação seja suficiente para as concluir, sendo por isso necessário fazer passar as peças por várias prensas. Com a evolução da tecnologia, atualmente existem prensas com várias estações que funcionam de forma sincronizada, com sistemas de transporte das peças de umas estações para as seguintes, completamente automatizados. São denominadas prensas de transferência (*transfer presses*) [Figuras 3.20 3.21 3.22 3.23]. Redução de mão de obra e do tempo consumido na mudança das ferramentas, são algumas das vantagens deste tipo de prensas. Para transportar as peças de umas estações para as outras são utilizadas duas tecnologias diferentes. Um sistema de pinças (*grripper rail transfer system*) [Figura 3.23], para peças de dimensões reduzidas, para as quais seja suficiente o suporte na periferia; e o sistema de ventosas (*crossbar transfer system*) [Figura 3.22], que permite o apoio da peça em vários pontos proporcionando maior estabilidade [4].

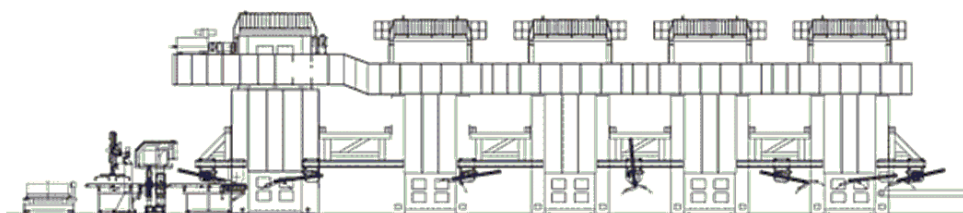


Figura 3.20: Prensa de transferência, com várias estações em série e entre cada estação existe um sistema de transferência [11].

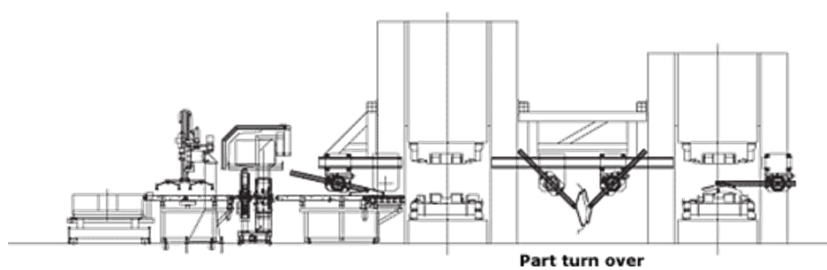


Figura 3.21: Sistema que transporta e vira a peça entre duas estações [11].



Figura 3.22: Exemplo de um sistema de transferência *crossbar* (estão visíveis as ventosas que suportam a peça) [11].

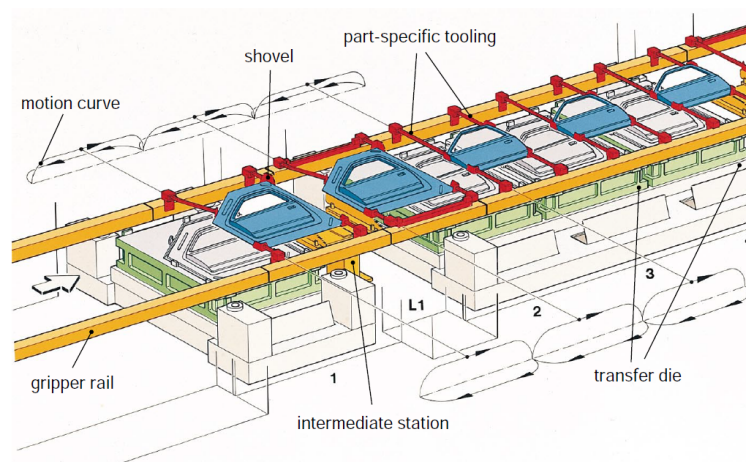


Figura 3.23: Sistema *gripper rail* (peças suportadas por pinças que se deslocam sobre carris) [4]

3.4 Mecanismos compostos: soluções alternativas

O clássico sistema de biela manivela pode ser complementado com mecanismos alternativos a fim de potenciar algumas características. Os sistemas de joalheira e balanceteiro são exemplos de mecanismos que aumentam a força da prensa sem que seja necessário alterar o sistema de acionamento nem outras componentes da prensa.

3.4.1 Sistema de joalheira (*knuckle joint e toggle system*)

A joalheira (*knuckle joint*) é um sistema composto por duas barras articuladas, ligadas à biela principal num ponto comum.

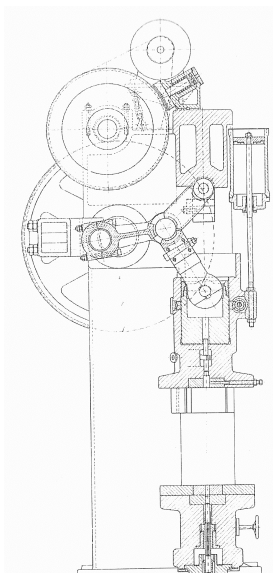


Figura 3.24: Prensa com sistema de joalheira [1]

Com pequenas forças aplicadas na biela principal, conseguem gerar-se forças elevadas no conjunto de bielas secundárias.

Segue-se um exemplo demonstrativo.

Num dado sistema biela manivela, cujo curso é de $50mm$ ($R = 25mm$), e admitindo que a força exercida pela biela principal é de $F = 100kN$. O comprimento da biela respeita a regra $L = 5R$, logo $L = 125mm$.

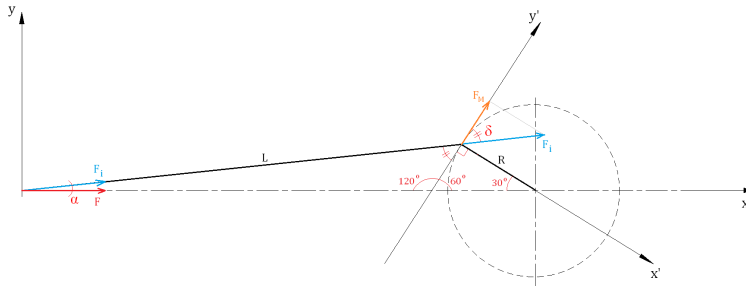


Figura 3.25: Relações trigonométricas para determinar os ângulos α e δ

Através de relações trigonométricas determinam-se os ângulos α e δ . Seguidamente calculam-se as projeções F_i segundo o sistema de eixos XY e F_M segundo o sistema de eixos local $X'Y'$. F_M é a componente da força F_i na biela que provoca momento no eixo da manivela.

$$\begin{aligned}\alpha &= 5.74^\circ \\ F_i &= 100.5kN \\ \delta &= 54.26^\circ \\ F_M &= 81.57kN \\ M_t &= 2.04kNm\end{aligned}$$

Mantendo estes valores iguais, segue-se o cálculo da força entregue à corredeira utilizando o sistema de joelheira (admitindo que o comprimento das bielas secundárias é igual ao da biela principal):

$$d = R - R \cos(30) = 25(1 - \cos(30)) = 3.35mm \quad (3.32)$$

$$\sin \gamma = \frac{3.35}{125} \Leftrightarrow \gamma = 0.027rad \quad (3.33)$$

A força produzida como sistema de joelheira é de:

$$100kN = 2F_j \sin \gamma \quad (3.34)$$

$$F_j = 1923kN \quad (3.35)$$

Os 100kN disponíveis na biela principal transformam-se em 1923kN recorrendo às bielas secundárias.

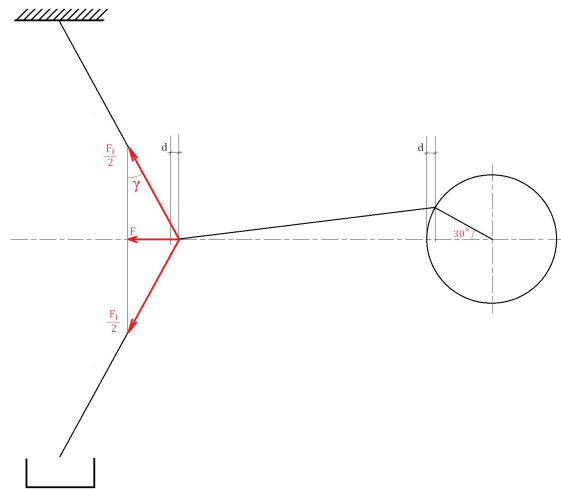


Figura 3.26: Ilustração esquemática das forças transmitidas para as barras/bielas secundárias

É muito importante salientar que as barras, ou bielas secundárias, nunca podem ficar alinhadas na vertical, pois nesta situação a força realizada tende teoricamente para infinito, ou seja, estaríamos perante uma sobrecarga de valor elevadíssimo, capaz de causar danos consideráveis.

Este sistema, com apenas uma articulação é o exemplo mais básico, o sistema de joelheira simples. Segundo o livro "Mechanical Presses", Heinrich Mäkelt, 1969 [1], as *toggle presses* eram prensas com sistema de joelheira. No entanto, em bibliografia mais recente, "Metal Forming Practise", Heinz Tschachtsch, 2005 [12] é feita uma diferenciação. Os chamados sistemas de joelheira modificados, que constituem as *toggle presses*, são uma evolução dos anteriores. Nas *toggle presses* as duas barras secundárias não partilham a mesma ligação à biela principal, são duas ligações independentes que melhoram a performance do sistema.

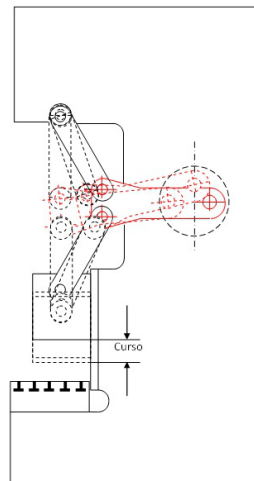


Figura 3.27: Sistema de joelheira modificada (*toggle press*)

Um dos principais objetivos, para além do aumento da força, é minimizar a velocidade de impacto da ferramenta e aumentar o intervalo de tempo em que a ferramenta está no PMI, facultando mais tempo para o material completar a deformação plástica. A figura que se segue mostra a diferença do intervalo de tempo que a ferramenta permanece no PMI entre um sistema de joelheira simples e um modificado [12].

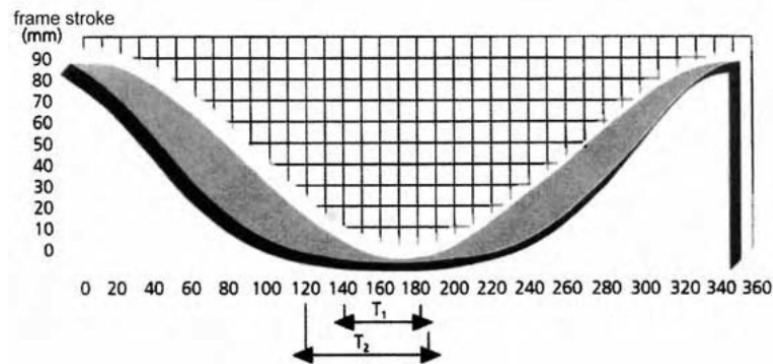


Figura 3.28: Tempo de permanência no PMI, T1 corresponde à *knuckle joint* e T2 à *toggle joint* [12]

É ainda importante salientar que no projeto de prensas, todas as bielas trabalham à compressão, uma vez que a sua resistência é muito superior do que à tração.

3.4.2 Sistema de balanceiro (*Rocker lever system*)

O sistema de balanceiro tem o mesmo fim que o sistema anterior - aumentar a força - neste caso jogando com comprimento dos braços do balanceiro.

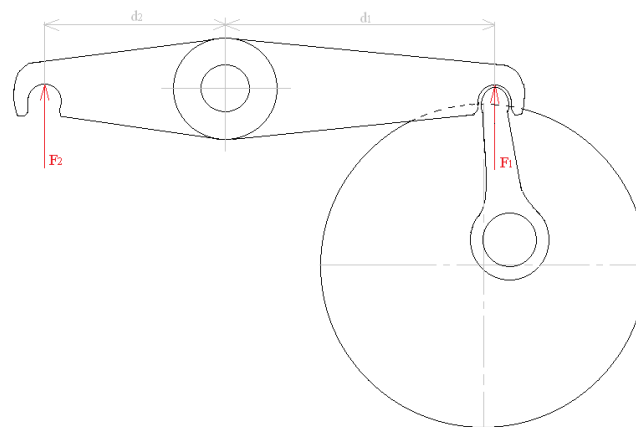


Figura 3.29: Exemplo esquemático de um balanceiro

O momento no centro do balanceiro M_t tem que ser o mesmo relativamente às duas forças representadas na figura.

$$M_t = F_1 \cdot d_1 = F_2 \cdot d_2 \quad (3.36)$$

Se $d_1 > d_2 \Leftrightarrow a = \frac{d_1}{d_2} > 1$ então $F_2 = a \cdot F_1$ logo $F_2 > F_1$.

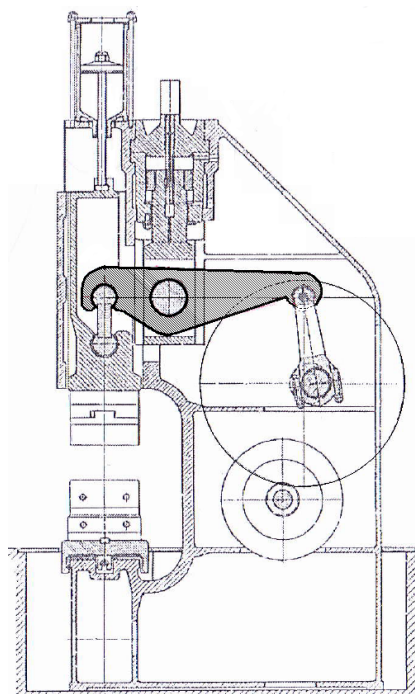


Figura 3.30: Prensa mecânica munida de um sistema hidráulico que permite alterar a posição do balanceiro e conseqüentemente o curso [1]

3.5 Sistemas de proteção contra sobrecargas

Uma sobrecarga durante a operação de uma prensa mecânica pode ser desastrosa, no sentido em que para além de danificar a peça que está a ser conformada, pode ela própria sofrer danos. Estes podem ir desde danos nas ferramentas, na corredeira, nas guias, ou seja, os danos podem danificar a prensa irreversivelmente.

Para proteger as prensas das sobrecargas a que podem ser sujeitas durante as operações criaram-se elementos cuja função é, perante uma sobrecarga, desativarem a prensa interrompendo o ciclo [1][12].

Existem vários dispositivos para este fim. Os mecânicos, são construídos dentro da corredeira, abaixo do parafuso de cabeça redonda, que faz a fixação entre a biela e a corredeira, e entre eles estão:

discos fusíveis (*shear rings* ou *shear plates*), que são discos com uma zona de menor espessura por onde partem quando ultrapassada a tensão de cedência ao corte do material. O ferro fundido cinzento é uma boa escolha de material para estes componentes, por ser um material frágil, garantindo que o disco parte, e não deforma plasticamente, quando atingido o ponto de cedência [1][14]

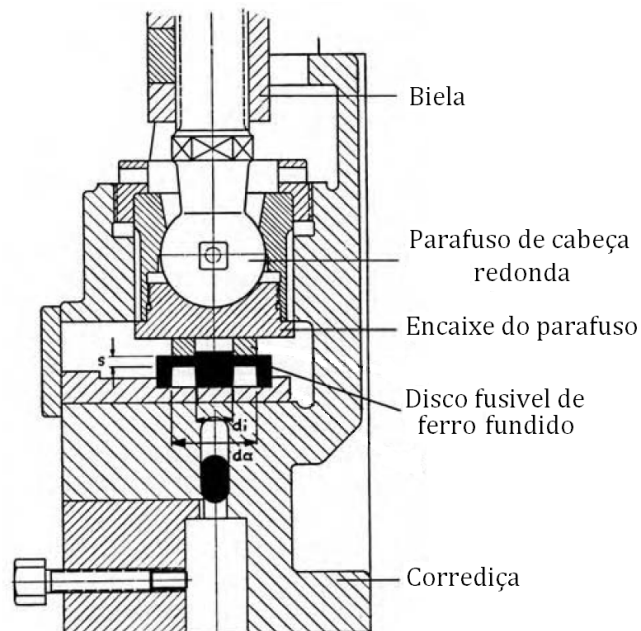


Figura 3.31: Disco fusível montado numa corredeia [1]

Este dispositivo é facilmente substituído, o que constitui uma vantagem, no entanto é suscetível à fratura por fadiga, o que constitui uma grande desvantagem.

pinos de corte (*shear pins*), são pinos colocados na embraiagem da prensa e são limitadores de torção [1].

sistema de joelheira (*toggle joint*) - sistema colocado na direção da força, abaixo do parafuso de cabeça redonda, à semelhança do disco fusível. Esta junta é pressionada contra a superfície plana da corredeia e mantém-se em posição com o auxílio de um cilindro pneumático e de um pistão, ou de molas comprimidas. Quando a pressão exercida nesta junta é superior à limite, a junta cede fazendo a joelheira encolher. Como está ligada ao cilindro, faz com que este descomprima, aliviando a força que estava a ser aplicada. Este sistema de proteção, uma vez que não implica a fratura de nenhum componente, está pronto a ser reutilizado assim que a carga é retirada [1]

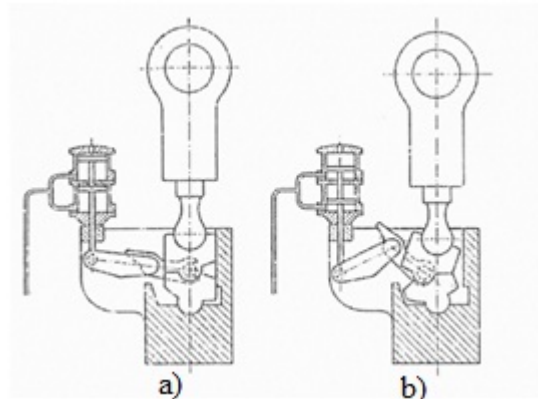


Figura 3.32: Dispositivo de proteção com uma joelheira a) em posição de operação; b) em posição de colapso [1]

libertação de mola (*spring releases*). Este sistema é bastante simples. Dentro da corredeia encontra-se um sistema equilibrado constituído por: uma alavanca articulada com eixo no encaixe do parafuso de cabeça redonda; uma segunda alavanca perpendicular à anterior, fixa à parede lateral da corredeia, e que apoia a primeira; uma mola pré-tensionada com a força igual ao limite máximo permitido. Quando este limite é ultrapassado, a força exercida sobre a mola faz com que esta comprima mais, a segunda alavanca move-se com a mola, e a primeira alavanca perde o contacto com a segunda, aliviando a tensão.

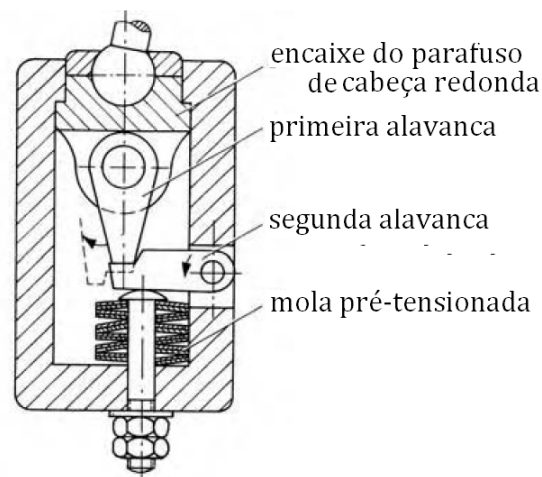


Figura 3.33: Sistema de proteção *spring releases* [12]

sistema de proteção hidráulico (*hydraulic overload protections*). Em prensas com múltiplos pontos de contacto é extremamente difícil de garantir que estes sistemas mecânicos, quando acionados, atuem todos em simultâneo. Esta condição é absolutamente fundamental para que não haja danos nas guias da prensa. Assim, foram desenvolvidos estes sistemas baseados no princípio de "tubos comunicativos".

Sob cada junta das corrediças existem cilindros hidráulicos que funcionam como amortecedores, interligados por tubagens. Este sistema está ligado a uma bomba de alta pressão e um pistão que funciona como uma válvula de pressão. Quando a pressão permitida é ultrapassada todos os amortecedores cedem simultaneamente fazendo aumentar a pressão no pistão fazendo-o subir e comutar o interruptor desconectando a embraiagem. Este sistema pode ser reutilizado logo que a pressão é normalizada [1][12].

Este é um exemplo de sistemas de proteção contra sobrecargas, dentro dos sistemas hidráulicos existem mais soluções. Sistemas pneumáticos também são utilizados para este fim.

3.6 Fontes de dissipação de energia mecânica por atrito

O rendimento de um equipamento é afetado por diversos fatores, não depende apenas da potência do motor e capacidade da prensa. Os vários componentes mecânicos constituintes da prensa interagem uns com os outros, logo existe inevitavelmente fricção entre eles originando perdas de energia por atrito.

Para uma melhor noção da interferência deste fator no rendimento de uma prensa, segue-se a estimativa do rendimento mecânico do sistema cinemático de uma prensa de biela-manivela com redução por engrenagem.

3.6.1 Caracterização do modelo exemplificativo

O modelo em estudo está ilustrado na figura seguinte:

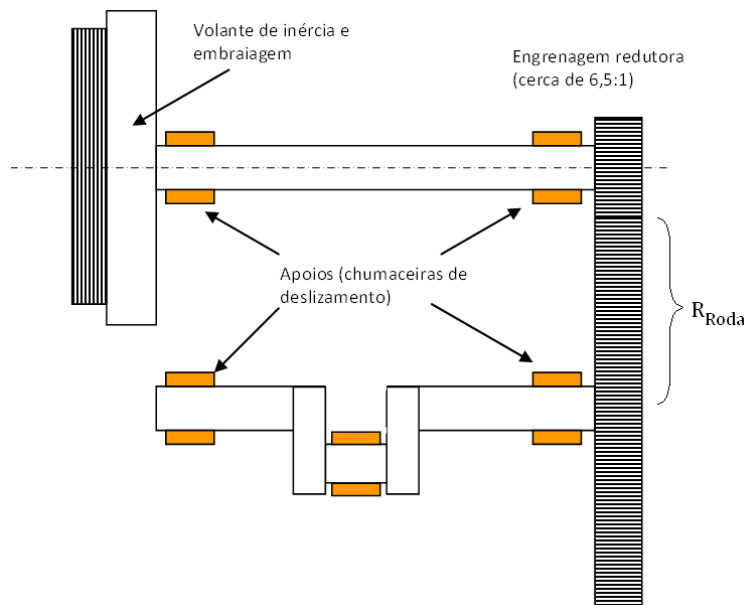


Figura 3.34: Modelo cinemático com engrenagem redutora

Este cálculo baseia-se em alguns valores aproximados, contudo inseridos em cálculos exatos para obtenção de forças e momentos intermédios, nos elementos de máquinas integrando o sistema acima representado.

- 1° Andar de redução: transmissão por correia plana multidentada (por exemplo, *Gates*®): esta transmissão tem atualmente um elevado rendimento dada a baixa massa das correias planas, e uma elevada flexibilidade à flexão aliada à elevada rigidez a esforços de tração. Um rendimento de 90% é possível para esta transmissão;
- Com chumaceiras de sustentação hidrodinâmica com um caudal correto, é possível que o atrito não exceda $\mu = 0.005$;
- A tecnologia de corte, tratamento superficial e controlo dimensional de engrenagens, assegura um elevado rendimento (mais de 95%)

Com estes dados, vamos assumir as seguintes dimensões para elementos mecânicos integrando o sistema:

Força nominal da prensa: $F_{max} = 1MN$

Polia mandada na transmissão por correia e embraiagem. Peso deste conjunto: $2KN$

Curso à máxima capacidade de força: $Curso = 100mm$

Ângulo de ataque sob a força nominal: 30° Antes do Ponto Morto Inferior (APMI)

Velocidade de trabalho: $\omega = 30 \text{ golpes/min} = 0,5rot/s$

Força na biela: $\cong 1MN$

Força nos apoios da cambota da máquina (em cada apoio): $F_{ap} = 0,5 \times 1MN$

A análise seguinte divide o sistema de acionamento em dois conjuntos: o primeiro corresponde ao segundo andar de redução, e o segundo conjunto refere-se ao primeiro andar.

Primeiro conjunto:

Para um diâmetro nos apoios $\phi = 2R = 150mm$, a força tangencial reagindo à rotação é, em cada apoio:

$$F_{t1} = \mu F_{ap} = 0.005 \times 0.5 \times 1 = 0.0025MN = 2500N \quad (3.37)$$

O binário resistente (nos dois apoios) será $M_{tr1} = 2 \times F_{t1} \times R$

$$M_{tr1} = 2 \times 2500 \times 0.075 = 375Nm \quad (3.38)$$

Este resultado significa uma potência dissipada de $P_{diss1} = M_{tr1} \times 2\pi \times \omega$

$$P_{diss1} = 375 \times 2\pi \times 0.5 = 1.178kW \quad (3.39)$$

Este valor é para ser comparado com a potência de trabalho, a qual tem correntemente valores muito elevados.

Para um ângulo de ataque de cerca de 30° APMI (que corresponde ao curso de trabalho), o trabalho de deformação é o seguinte:

$$W_{def} = F_{max} \times \frac{curso}{2} \times (1 - \cos 30^\circ) \quad (3.40)$$

$$W_{def} = 10^6 \times 0.05 \times (1 - \cos 30^\circ) = 6.699kJ \quad (3.41)$$

O tempo de realização dos 30° pode ser obtido da seguinte forma:

$$30rpm \Rightarrow 0.5rps \Rightarrow \frac{1rot}{2s} \quad (3.42)$$

assim,

$$\Delta t = \frac{30 \times 2}{360} = 0.167s \quad (3.43)$$

A potência de trabalho de deformação é então dada por:

$$P_{def} = \frac{W_{def}}{\Delta t} = \frac{6699}{0.167} = 40.113kW \quad (3.44)$$

Considerando a potência dissipada por atrito, o rendimento mecânico deste sistema é, nesta etapa da redução a seguir à engrenagem redutora:

$$\eta_{engr1} = \frac{P_{def} - P_{diss1}}{P_{def}} = \frac{40.113 - 1.178}{40.113} = 97\% \quad (3.45)$$

Este é o rendimento do primeiro conjunto constituinte deste sistema.

Segundo conjunto: A força de engrenamento, a qual é dada pela desmultiplicação do sistema assim definida:

$$F_{engr} = \frac{F_{max} \times \left(\frac{curso}{2} \times \sin 30^\circ\right)}{R_{Roda} \times \cos 20^\circ} \quad (3.46)$$

(para um ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$)

Supondo que o módulo da transmissão por engrenagem é 6, para um pinhão com 31 dentes e uma relação de engrenamento 6.5:1, o diâmetro da roda é:

$$\phi_{Roda} = 31 \times 6.5 \times 6 = 1209mm \Rightarrow R_{roda} = 605mm \quad (3.47)$$

Substituindo agora a dimensão da roda na expressão da F_{engr} 3.46 obtém-se:

$$F_{engr} = \frac{10^6 \times (0.05 \times \sin 30^\circ)}{0.605 \times \cos 20^\circ} = 44kN \quad (3.48)$$

A força real de engrenamento é $44kN$. Este resultado significa que a força de atrito tangencial nas chumaceiras é de:

$$F_{t2} = F_{engr} \times \eta = 44 \times 0.005 = 0.22kN \quad (3.49)$$

O momento resistente é dado por:

$$M_{tr2} = F_{t2} \times R = 220 \times 0.075 = 16.5Nm \quad (3.50)$$

A potência dissipada $P_{diss2} = M_{tr2} \times (2\pi \times 6,5) \times \omega$:

$$P_{diss2} = 16.5 \times 2\pi \times 6.5 \times 0.5 = 0.336kW \quad (3.51)$$

Finalmente o rendimento total da engrenagem:

$$\eta_{engr2} = \frac{P_{def} - P_{diss1} - P_{diss2}}{P_{def}} = \frac{40.113 - 1.178 - 0.336}{40.113} = 96.2\% \quad (3.52)$$

Estes cálculos referem-se apenas ao rendimento deste sistema, ou seja, excluem o cálculo do rendimento referente à correia e ao motor elétrico.

Capítulo 4

Conceitos teóricos sobre flexão plástica de barras

A conformação plástica dos materiais tem como base os princípios da flexão em domínio plástico. O trabalho de uma prensa é precisamente provocar a flexão da chapa até que a deformação seja plástica, ou seja, permanente, e para tal as prensas têm que atingir força suficiente, capaz de provocar tais deformações [13].

Os materiais em estudo são metálicos, nomeadamente aços. A força necessária para conformar os materiais depende da sua dureza que, no caso dos aços, depende do índice de carbono presente na matriz metálica que o constitui.

Os aços podem ter:

- baixo teor de carbono ($< 0.2\% \text{ C}$), que são aços dúcteis e com maior tenacidade (capacidade de um material absorver energia por unidade de volume sem rutura amplamente utilizados no fabrico de componentes nas mais diversas áreas da indústria;
- médio teor de carbono (0.2 a $0.5\% \text{ C}$) que possuem maior resistência e dureza porém menor ductilidade e tenacidade e são muito frequentes em órgãos de máquinas;
- alto teor de carbono ($> 0.5\% \text{ C}$), ou aços de elevada resistência, são muito duros e pelas suas características são amplamente utilizados para ferramentas [27]

Neste contexto é fundamental perceber o comportamento plástico de um elemento estrutural à flexão. Os metais apresentam curvas de tensão deformação semelhantes às apresentadas na Figura 4.1, dependendo do grau de dureza.

Os aços dúcteis [Figura 4.1a] apresentam grande tenacidade, que graficamente se representa pela área abaixo da curva tensão deformação, devido à deformação em domínio plástico. Nos ensaios de tração observam-se patamares definidos pelo comportamento dos materiais com o aumento da tensão a que estão a ser sujeitos. A curva resultante do ensaio de tração para um aço dúctil, apresenta uma tensão denominada *tensão limite superior da tensão de cedência*, seguida de uma quebra, sucedida por um aumento da deformação mantendo-se constante a tensão. A este patamar da curva dá-se o nome de *patamar de cedência*. Posteriormente a tensão volta a ter um comportamento crescente, fenómeno a que se atribui o nome de *encruamento*, isto é, um endurecimento por

deformação plástica do material. Distinguir todos os parâmetros existentes num ensaio de tração é delicado [Figura 4.1b], motivo pelo qual, não raramente, refere-se apenas a tensão de cedência, como a tensão necessária para provocar uma deformação plástica de 0,2%. Os materiais frágeis fraturam após a deformação elástica, sem sofrer deformação plástica [Figura 4.1c].

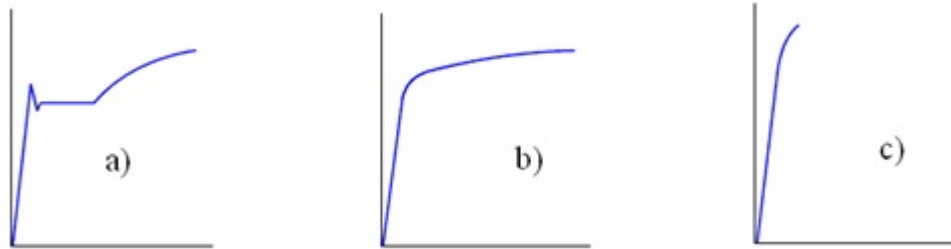


Figura 4.1: Comportamento típico das curvas tensão-deformação para diferentes tipos de materiais [14]

Como já foi referido, as deformações plásticas por flexão são muito comuns nos processos tecnológicos utilizados industrialmente. Com o objetivo de permitir uma melhor compreensão do comportamento dos materiais quando sujeitos às forças de conformação, é importante fazer uma abordagem de alguns fundamentos teóricos da flexão em domínio plástico. O material em estudo é um aço dúctil que é um material elásto-plástico [13][27][31].

As hipóteses simplificadoras consideradas para este estudo são:

- 1) o material é homogéneo (possui as mesmas propriedades físicas e mecânicas em todo o seu volume) e isotrópico (possui as mesmas propriedades físicas e mecânicas em todas as direções);
- 2) as secções planas permanecem planas e normais ao eixo depois da aplicação do momento fletor (hipótese de *Euler-Bernoulli*);
- 3) o material é elástico-perfeitamente plástico, ou seja, a tensão não ultrapassa a tensão de cedência σ_c , como mostra a alínea a) da figura seguinte.

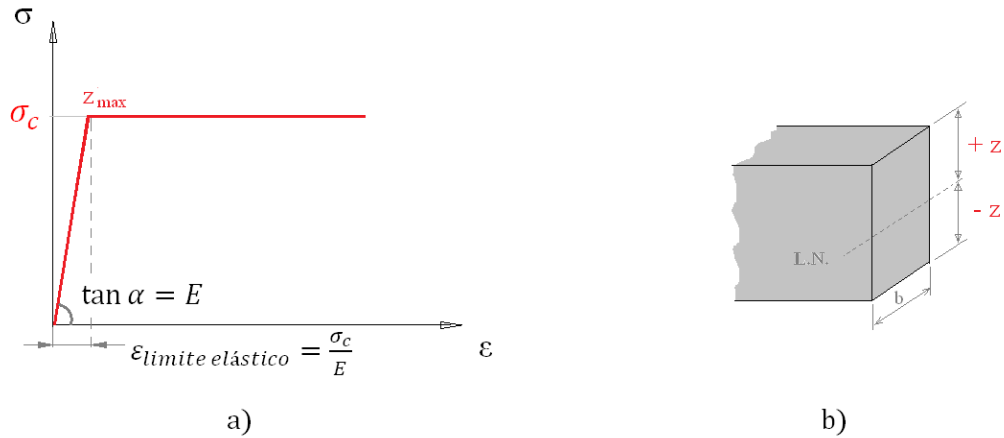


Figura 4.2: a) comportamento de um material elástico perfeitamente plástico; b) secção transversal da barra

Dada uma barra de secção retangular sujeita a flexão pura [Figura 4.3 e Figura 4.4], dois binários iguais e opostos atuam em cada uma das extremidades, e a barra é simétrica relativamente ao plano dos momentos.

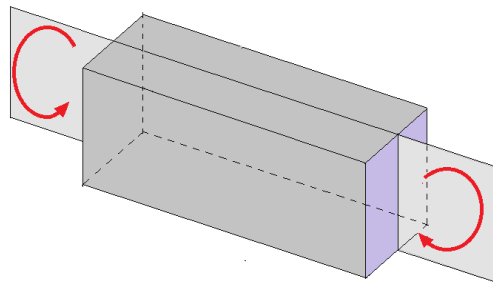


Figura 4.3: Plano dos binários é um plano de simetria da barra

A primeira constatação é que a barra flete formando um arco de circunferência. Na superfície inferior da barra, representada por AB na figura seguinte, a tensão σ_x ou $\sigma(z)$ e deformação ε_x são positivas, ou seja, há uma tração das fibras, e na parte superior são negativas, isto é, compressão das fibras. Se de uma superfície para a outra há troca de sinal, implica que haja uma superfície de fibras em que $\sigma_x = \varepsilon_x = 0$. Esta superfície designa-se por superfície neutra, que intersecta a secção da barra segundo a linha neutra [Figura 4.4]

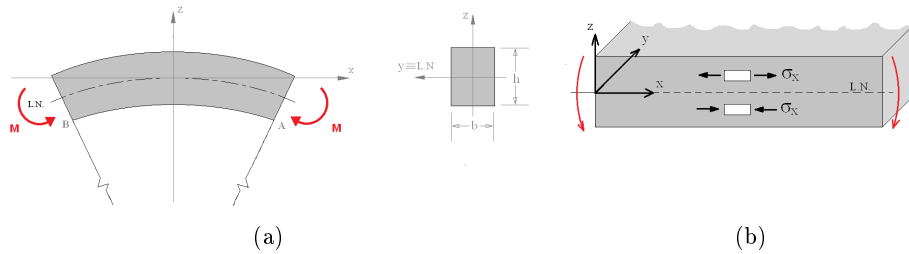


Figura 4.4: a) barra fletida devido aos momentos e respetiva linha neutra; b) tração acima da linha neutra e compressão abaixo

Ao colocarmos o sistema de eixos coincidente com a linha neutra, a distância de cada ponto à linha neutra é a sua coordenada z . A superfície neutra coincide sempre com o centro de gravidade da peça e é perpendicular ao plano dos binários.

Quando o raio de curvatura do arco de circunferência formado pela peça sujeita a flexão é muito grande relativamente à espessura da chapa, este despreza-se, introduzindo mais uma simplificação ao estudo. A extensão que resulta da flexão é aproximadamente zero, o que dá origem à designação de flexão de peças direitas. Para além das simplificações descritas em cima, agora também se pode dizer que as tensões segundo z são desprezáveis, sendo x a direção que interessa estudar (segundo o comprimento da viga). Estamos portanto em condições de afirmar que a tensão segundo x depende da intensidade do momento aplicado, como mostra a expressão que se segue:

$$\sigma(z) = \frac{M_{flexao} \cdot z}{I_y} \quad (4.1)$$

sendo M_{flexao} (ou M_y) o momento fletor aplicado segundo y , z a posição da fibra em relação ao eixo (e portanto à linha neutra) e I_y o momento de inércia relativamente à linha neutra. A tensão $\sigma(z)$ pode ser positiva, no caso em que as fibras estão a ser tracionadas, ou negativa, para as fibras em compressão. O momento de inércia de uma secção retangular é dado por:

$$I_y = \frac{bh^3}{12} \quad (4.2)$$

As solicitações possíveis são elástica, elástica-plástica e plástica, dependendo da distribuição da tensão $\sigma(z)$. Os diagramas presentes na figura seguinte representam cada um dos casos.

Substituindo I_y na expressão da tensão $\sigma(z)$ vem:

$$\sigma(z) = \frac{12M_y z}{bh^3} \quad (4.3)$$

O momento limite em regime elástico é aquele para o qual a tensão máxima realizada nas fibras não ultrapassa a tensão de cedência do material. A tensão atinge o limite elástico ($\sigma(z) = \sigma_c$) nas fibras das superfícies, isto é, para $z = \frac{h}{2}$ (ver h na Figura 4.4), como

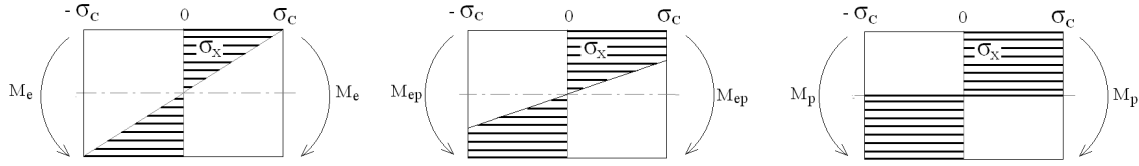


Figura 4.5: Diagramas das distribuições das tensões para solicitação a) elástica; b) elástica-plástica; c) plástica

mostra a Figura 4.5. Assim substituindo na equação 4.3 os parâmetros referidos acima tem-se:

$$\sigma_c = \frac{6M_e}{bh^2} \Leftrightarrow M_e = \frac{\sigma_c bh^2}{6} \quad (4.4)$$

M_e é o valor máximo do momento que a chapa suporta em regime elástico. As fibras exteriores estão na eminência de entrar em domínio plástico.

Consideremos agora o progresso das áreas plásticas supondo que o material tem um comportamento elástico-perfeitamente plástico [Figura 4.5a]. Segue-se um exemplo para melhor compreensão. O momento fletor $M_y > M_e$, admitamos por exemplo $M_{ep} = 1.25M_e$, sendo M_{ep} o momento M_y presente na fase em que estão presentes deformações elásticas e plásticas.

Partindo da expressão 4.4 resolvida em ordem a σ_c , substitui-se M_e por M_{ep} :

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{ep}}{bh^2} = 1.25 \frac{6M_e}{bh^2} \quad (4.5)$$

Da expressão anterior verifica-se que $\sigma_{max} = 1.25\sigma_c$, ou seja, existe uma relação linear entre a tensão e o momento.

Estamos perante o caso b) da Figura 4.5.

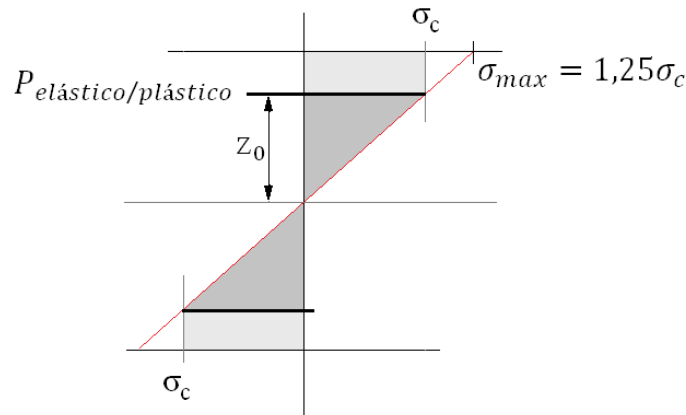


Figura 4.6: Diagrama corrigido para solicitação elástica-plástica

É necessário determinar o ponto de transição da deformação elástica para a plástica ($P_{elastico/plastico}$) para seguidamente encontrar z_0 , tornando assim possível chegar ao momento correspondente a esta fase da solicitação [28].

Para determinar o valor de z para o qual a deformação deixa de ser elástica (z_0) vamos considerar os valores da tensão e do momento limites, como mostra a seguir:

$$M_{ep} = 1.25M_e \wedge \sigma(z) \equiv \sigma_c \quad (4.6)$$

Substituindo em 4.3 as condições apresentadas em 4.6 vem:

$$\sigma(z) = \frac{M_{ep}z_0}{\frac{bh^3}{12}} \Leftrightarrow \sigma_c = \frac{1.25(\sigma_c \cdot b \cdot \frac{h^2}{6})z_0}{\frac{bh^3}{12}} \quad (4.7)$$

$$1 = \frac{1.25bh^2z_0}{6\frac{bh^2}{12}} \Leftrightarrow z_0 = \frac{h}{2 \times 1.25} \Leftrightarrow z_0 = \frac{h}{2.5} \Leftrightarrow z_0 = 0.4h$$

Agora vai ser calculado o valor real do momento:

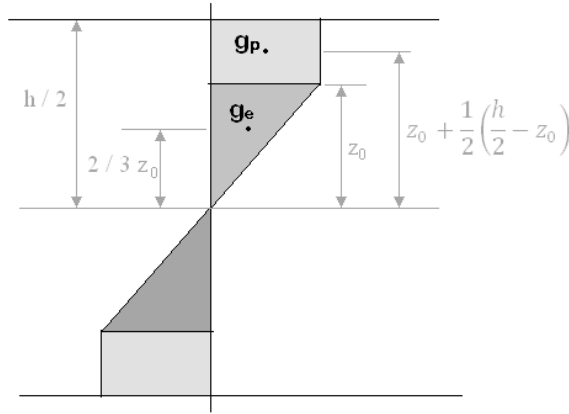


Figura 4.7: Centroides das geometrias

Para o momento de inércia da parte elástica considera-se a altura $2z_0$, e substitui-se em 4.4, isto é:

$$I_{elastico} = \frac{b(2z_0)^3}{12} \quad (4.8)$$

$$M_{er} = \sigma_c \frac{b(2z_0)^2}{6}$$

O contributo da área plástica para o momento residual é dado por:

$$\begin{aligned} M_{pr} &= 2\sigma_c \left(\frac{h}{2} - z_0\right)b \times \left[z_0 + \frac{1}{2}\left(\frac{h}{2} - z_0\right)\right] = \\ &= 2\sigma_c b \times \left[z_0 \frac{h}{2} - z_0^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{h}{2} - z_0\right)^2\right] \end{aligned} \quad (4.9)$$

O momento total correspondente a esta fase é dado por:

$$M_{Total} = M_{elastico\ residual} + M_{plastico\ residual}$$

$$M_{ep} = \sigma_c b \frac{4z_0^2}{6} + 2\sigma_c b \times \left[z_0 \frac{h}{2} - z_0^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{h}{2} - z_0\right)^2\right] \quad (4.10)$$

Para a plastificação total da secção, que corresponde à alínea c) da Figura 4.5, substituiu-se na expressão 4.10 a condição $z_0 = 0$:

$$M_p = \sigma_c b \frac{4}{6} (0)^2 + 2\sigma_c b \times \left[(0) \frac{h}{2} - (0)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - (0) \right)^2 \right] \quad (4.11)$$
$$M_p = \sigma_c \frac{bh^2}{4}$$

No ponto 7.3.2 deste trabalho, será feita uma análise semelhante a esta, mas encarando a flexão devida aos momentos como a flexão de uma viga apoiada em 3 pontos.

Capítulo 5

Recuperação elástica do material (*Springback*)

O fenômeno denominado de retorno elástico ou *Springback* de um material, define-se como uma alteração da forma da peça conformada, decorrentes da sua ductilidade, quando se retiram as cargas externas. Este fenômeno constitui um grande problema na conformação de peças, porque afeta o seu rigor geométrico e conseqüentemente a montagem ou *assembly* das mesmas no produto final.

Esta recuperação elástica exprime-se graficamente da seguinte forma:

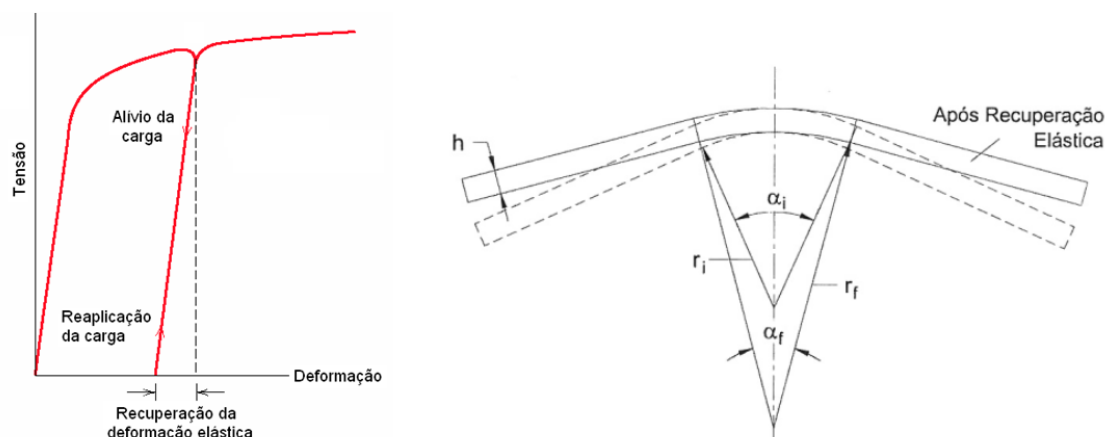


Figura 5.1: Retorno elástico (*springback*) de um material quando retirada a carga

Quando se retira a carga externa mantém-se uma deformação permanente, correspondente à deformação plástica, e há uma recuperação que corresponde à componente elástica. Esta última deve-se à existência de tensões internas (residuais) geradas pelo processo de conformação. Quanto maior é a resistência do material, maiores são as tensões residuais e, conseqüentemente, mais acentuado o efeito de *springback*. A distribuição destas tensões pode não ser uniforme, o que acontece com materiais como o aço, o que constitui dificuldade acrescida para o estudo da previsão do retorno elástico, nomeadamente quando a conformação envolve geometrias complexas.

O método dos elementos finitos constitui uma importante ferramenta no estudo do com-

portamento do material, permitindo antecipar os resultados sem que seja necessário acrescentar custos de produção. Assim é possível fazer um estudo prévio, de forma a produzir ferramentas cuja geometria e ângulos tenham a compensação necessária para minimizar ou mesmo eliminar os problemas causados pelo *springback* do material.

O estudo do retorno elástico do material conformado não é do âmbito deste trabalho, no entanto, a análise em elementos finitos consiste na flexão de uma viga apoiada em três pontos, pelo que tem interesse o estudo das tensões residuais resultantes da flexão, que equivalem à aplicação de um momento, como descrito no ponto anterior.

Assumindo que o material se encontra deformado plasticamente na totalidade, o momento presente é dado pela expressão 4.11 e Figura 4.5c. A distribuição das tensões residuais, após o *springback*, obtém-se substituindo na expressão 4.4 o momento plástico 4.11 e obtém-se:

$$\sigma_{max} = \frac{6M_p}{bh^2} = \frac{6}{bh^2} \times \frac{\sigma_c bh^2}{4} = 1.5\sigma_c \quad (5.1)$$

Os diagramas da distribuição de tensões para o regime plástico total e para a recuperação elástica, somados, resultam no diagrama da distribuição das tensões residuais, como se pode ver na figura seguinte:

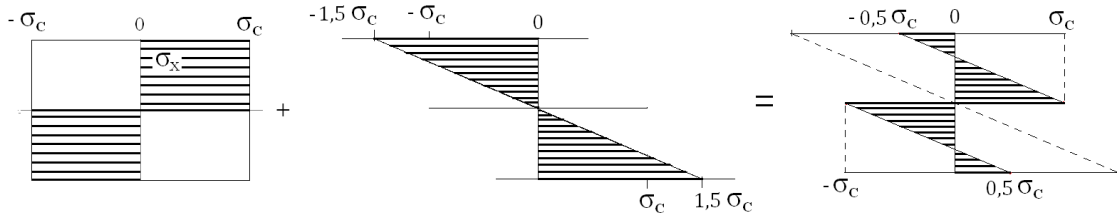


Figura 5.2: Distribuição das tensões a) referentes à deformação plástica; b) referentes ao retorno elástico; c) residuais

No diagrama das tensões residuais verifica-se o equilíbrio dos momentos, que se anulam. Se a carga for retirada antes da deformação ser totalmente plástica, a expressão relativa à distribuição das tensões do *springback*, obtém-se substituindo na expressão 4.4 a expressão 4.10 e o resultado é o seguinte [22][23][24][25]:

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{ep}}{bh^2} = \frac{6}{bh^2} \times \left[\sigma_c b \frac{4z_0^2}{6} + 2\sigma_c b \times \left(z_0 \frac{h}{2} - z_0^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - z_0 \right)^2 \right) \right] = \frac{14\sigma_c z_0^2}{h^2} + \frac{3}{2}\sigma_c \quad (5.2)$$

Capítulo 6

Volante de inércia

O volante de inércia é um reservatório de energia cinética devido à sua massa e velocidade angular que mantém devido ao motor elétrico a que está ligado por uma correia. A cada ciclo este sofre uma perda de velocidade, que se traduz numa conversão de energia cinética em trabalho. O motor tem que ter a potência necessária para re-acelerar o volante, permitindo a recuperação da velocidade perdida. O projeto da prensa envolve, entre muitos outros, o cálculo das dimensões do volante e da potência do motor elétrico a utilizar.

Segue-se um estudo das dimensões do volante de inércia e da potência do motor, necessária para restabelecer a velocidade angular do volante para que seja possível realizar o trabalho de deformação pretendido. Para comparação consideram-se dois casos:

- a prensa é de ataque direto (sem redução);
- a prensa tem engrenagem redutora cuja relação é de 1 : 6.3

As características das prensas consideradas nos exemplos que se seguem, são baseadas no modelo CC100 da Mecânica Exacta (este modelo está equipado com engrenagem redutora, pelo que as velocidades do volante indicadas abaixo são para o volante rápido, ver anexos C e D):

capacidade : 100ton

deslizamento em regime:

permanente: 13%

intermitente: 19%

velocidade angular do volante em vazio: $\omega_i = 37,417rad/s$

velocidade angular mínima do volante em regime:

permanente: 32,556rad/s

intermitente: $26,556rad/s$

curso regulável: $D = 20 - 125mm$

ângulo de trabalho: 30°

Para o estudo seguinte foram utilizadas expressões retiradas da obra "*Mechanical Presses*" de Heinrich Mäkelt [1], em que a deformação plástica do material assenta na seguinte hipótese: desde que a ferramenta toca na barra até ao final do curso (até ao PMI), o material reage de forma "parabólica", isto é, a tensão cresce desde o zero até à tensão de cedência, valor a partir do qual decresce até se anular novamente. Este modelo diz ainda que a área abaixo da parabólica é equivalente à retangular limitada superiormente por $0.66\sigma_y$, e cujo valor é igual à força máxima multiplicada pelo curso de trabalho (curso da biela que corresponde aos 30° da manivela APMI).

Para uma melhor compreensão segue-se uma representação gráfica do que foi explicado na frase anterior:

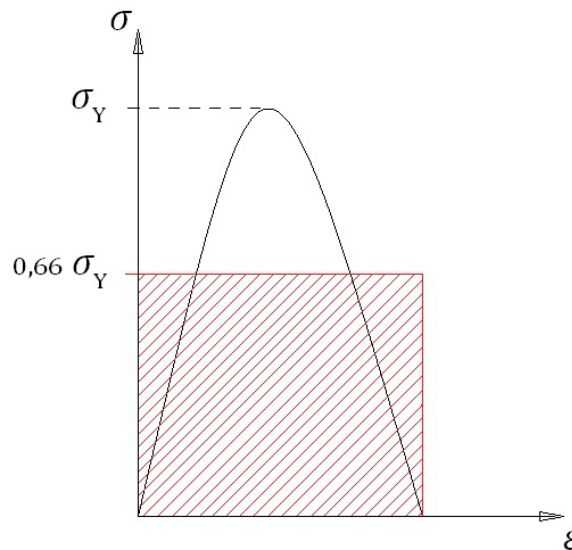


Figura 6.1: Figura ilustrativa da teoria da deformação plástica de Mäkelt

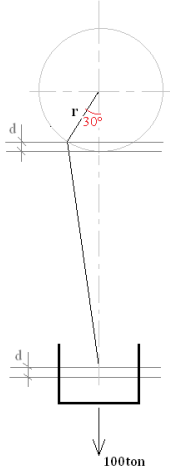
6.1 Projeto de um volante de inércia de ataque direto

Para dar início a este estudo é necessário primeiro determinar as velocidades para o volante lento. Sabendo que a redução é de $1 : 6.3$, e considerando que a prensa labora em regime permanente:

$$\omega_{1_{max}} = \frac{37.417}{6.3} = 5.94rad/s \quad (6.1)$$

$$\omega_{1_{min}} = \frac{37.417 \times (1 - 0.13)}{6.3} = 5.17rad/s \quad (6.2)$$

Calcula-se seguidamente o curso de trabalho à capacidade máxima (100ton) e curso mínimo (20mm), para posteriormente se determinar o trabalho máximo realizado pela prensa (W_{max}):



$$d = r(1 - \cos \alpha) = 0.01(1 - \cos 30) = 0.00134mm \quad (6.3)$$

$$W_{max} = g \times 100ton \times d = 9.8 \times 100000 \times 0.00134 = 1.313kJ \quad (6.4)$$

Figura 6.2: Curso em que se realiza o trabalho

Como foi mencionado anteriormente, o trabalho realizado pela prensa corresponde à variação de energia cinética do volante, assim, o momento de inércia pode ser obtido a partir da seguinte expressão de equilíbrio energético:

$$W_{max} = \Delta E_c = \frac{1}{2}I(\omega_i^2 - \omega_f^2) \Leftrightarrow 1313 = \frac{1}{2}I(5.94^2 - 5.17^2) \Leftrightarrow \quad (6.5)$$

$$I = 306.97kg.m^2$$

O volante de inércia tem uma forma otimizada, com maior concentração de massa afastada do eixo de rotação, para aumentar o momento de inércia e consequentemente a energia armazenada. Desta forma, para os cálculos seguintes, admite-se uma geometria simplificada para o volante, sem introduzir erros significativos. A geometria considerada é um cilindro anular que gira em torno de um eixo que passa pelo seu centro e é perpendicular à secção.

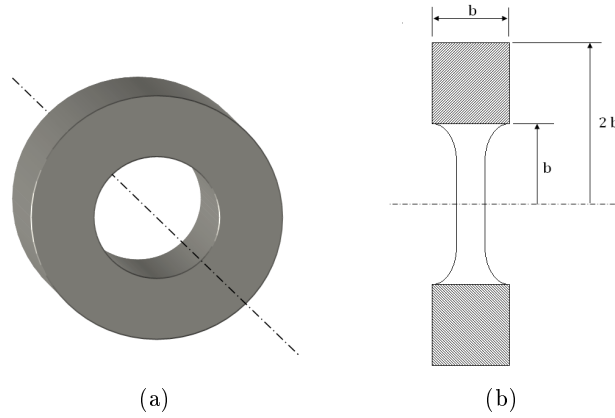


Figura 6.3: a) geometria que representa o volante de inércia simplificado; b) volante em corte

Conhecido o valor do momento de inércia do volante, pretende-se agora determinar as suas dimensões.

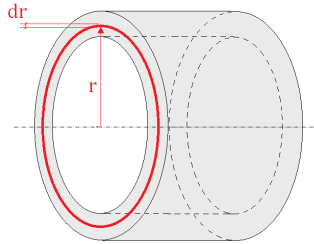


Figura 6.4: Segmento infinitesimal do cilindro para cálculo do momento de inércia estático do volante

O momento de inércia de um cilindro anular é dado pela seguinte expressão [34]:

$$I = \frac{m}{2}(r_{ext}^2 + r_{int}^2) \quad (6.6)$$

de onde se pode concluir que depende da massa e da geometria do cilindro. Recuando à origem desta expressão é possível escrever uma equação da qual se conhecem todas as variáveis, sendo a única incógnita o valor de b [Figura 6.3b]:

$$dm = \rho \cdot dv$$

$$dv = 2\pi r \times dr \times b$$

$$\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} I &= \int_b^{2b} r^2 dm = \int_b^{2b} r^2 \cdot \rho \cdot 2\pi r \cdot dr \cdot b = 2\pi \rho b \int_b^{2b} r^3 dr = 2\pi \rho b \left[\frac{r^4}{4} \right]_b^{2b} \\ &= 2\pi \rho b \frac{(16b^4 - b^4)}{4} = \frac{15}{2} \pi \rho b^5 \end{aligned} \quad (6.7)$$

Substituindo o valor obtido em 6.5 na expressão 6.7 obtém-se o valor de b :

$$1313 = \frac{15}{2}\pi \times 7800 \times b^5 \Leftrightarrow b = 0.278m \quad (6.8)$$

Os diâmetros exterior e interior do volante:

$$D_{ext} = 4 \times 0.278 = 1.11m \quad (6.9)$$

$$D_{int} = 2 \times 0.278 = 0.56m \quad (6.10)$$

Segue-se agora o cálculo da potência necessária para re-acelerar o motor depois da queda de velocidade devido ao trabalho realizado. A potência (P) é dada por:

$$P = \frac{W}{t} \quad (6.11)$$

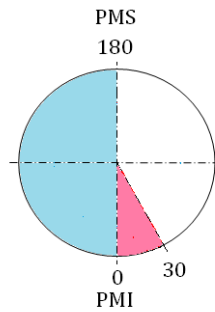


Figura 6.5: Ângulos de trabalho (vermelho) e de recuperação da velocidade (azul), para uma prensa a funcionar em regime permanente

A variação da energia cinética é um valor já conhecido, pelo que falta determinar o tempo (t) que o volante demora a recuperar a velocidade perdida.

A velocidade angular média é dada por:

$$\omega_{med} = \frac{\omega_i + \omega_f}{2} = \frac{5.94 + 5.17}{2} = 5.56rad/s \quad (6.12)$$

O ângulo de trabalho é 30° , e o ângulo de recuperação da velocidade é de 180° . A velocidade tem que estar restaurada quando a manivela atinge o PMS. Assim, os 180° correspondem a π radianos.

$$t = \frac{\pi}{5.56} = 0.56s \quad (6.13)$$

Estamos agora em condições para calcular a potência do motor:

$$P = \frac{1313}{0.56} = 2.34kW \quad (6.14)$$

6.2 Projeto de volante de inércia com engrenagem redutora

Como foi referido no ponto 3 , as prensas podem ser de ataque direto ou podem ter engrenagens redutoras para reduzir a velocidade da manivela.

A ligação entre o motor e o volante é feito por correia. A superfície de contacto da correia com as engrenagens deve ser a maior possível para evitar o escorregamento e, consequentemente, a perda de eficiência da prensa. Se a diferença entre os diâmetros do volante e a polia do motor for grande, superior a 1 : 6 (aproximadamente), a superfície de contacto entre a correia e a polia é pequena, o que potencia o escorregamento. Para resolver este problema ou se afasta o volante da polia o suficiente para aumentar a superfície de contacto, ou então opta-se por um volante mais pequeno e mais rápido e recorre-se a uma engrenagem redutora para reduzir a velocidade da cambota.

Uma engrenagem redutora é, na verdade, uma combinação entre rodas dentadas de diferentes diâmetros. Neste caso existe um pinhão que partilha o eixo com o volante de inércia, que transmite o movimento por contacto com uma roda de diâmetro superior, cujo eixo é o mesmo da manivela [Figura 6.6], garantindo uma velocidade menor na cambota. Também é possível a utilização de um planetário para este mesmo fim.

Segue-se o estudo do volante de inércia, agora com engrenagem redutora, mantendo as restantes características do estudo anterior.

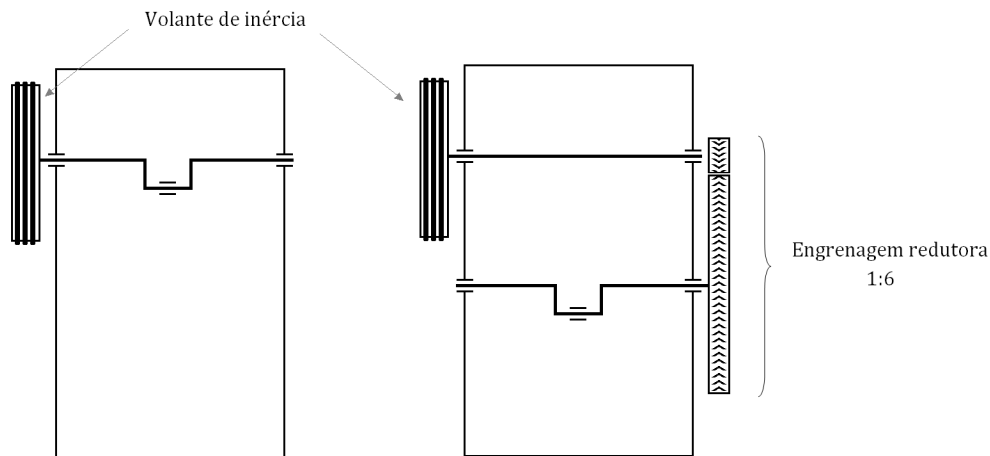


Figura 6.6: Figura esquemática de uma prensa a) de ataque direto; b) com engrenagem redutora

As velocidades angulares do volante são:

$$\omega_{max} = 37.417rad/s$$

$$\omega_{min} = 32.553rad/s$$

$$\omega_{med} = 34.985rad/s$$

O trabalho realizado por esta prensa é igual ao da prensa do exemplo anterior, uma vez que depende apenas da capacidade da prensa e do curso, possibilitando passar diretamente para o cálculo da inércia do volante:

$$W_{max} = \Delta E_c = \frac{1}{2}I(\omega_i^2 - \omega_f^2) \Leftrightarrow 1313 = \frac{1}{2}I(37.417^2 - 32.553^2) \Leftrightarrow I = 7.716 \text{ kg.m}^2 \quad (6.15)$$

Para este caso o valor de b é dado por:

$$I = \frac{15}{2}\pi\rho b^5 \Leftrightarrow b = 0.133 \text{ m} \quad (6.16)$$

Os diâmetros do novo volante são:

$$D_{max} = 4 \times 0.133 = 0.53 \text{ m} \quad (6.17)$$

$$D_{min} = 2 \times 0.133 = 0.27 \text{ m} \quad (6.18)$$

Este novo volante tem dimensões consideravelmente menores, bem como o momento de inércia, o que significa que este volante oferece menos resistência à alteração do estado de movimento, ou seja, é mais fácil pô-lo a girar em torno do seu eixo. Uma vez que o trabalho e o tempo de restituição da velocidade do volante são os mesmos nos dois casos, a potência dos motores são idênticas.

$$t = \frac{6.3 \times \pi}{34.985} = 0.56 \quad (6.19)$$

$$P = \frac{1313}{0.56} = 2.34 \text{ kW} \quad (6.20)$$

As tabelas que se seguem apresentam os resultados do estudo anterior para 4 casos, dois dos quais são os anteriores, e os outros dois são para a mesma prensa, mas a trabalhar em regime intermitente, realizando trabalho de dois em dois ciclos.

O estudo anterior não serve de comparação com os resultados obtidos nas simulações realizadas no final da dissertação. O objetivo aqui foi compreender as diferenças entre a utilização de engrenagem redutora e de ataque direto, bem como perceber a influência do regime de funcionamento da prensa na potência necessária para a reposição da velocidade do volante.

Os cálculos presentes nesta secção foram efetuados considerando que a prensa opera com a sua máxima capacidade (100ton), o que mais à frente se verá, não acontece nas simulações. A capacidade de uma prensa é a força a partir da qual a prensa fica sujeita a danos estruturais, pelo que é de evitar alcançar.

Como foi referido no início deste capítulo, o estudo anterior não é real, é aproximado. Serviu unicamente para entender o projeto dos volantes de inércia e as diferenças entre a utilização de ataque direto na prensa e engrenagem redutora.

Tabela 6.1: Resultados do estudo para o projeto de volantes de inércia, no caso em que a prensa opera em regime contínuo, com engrenagem redutora e com ataque direto.

		Regime contínuo (realiza trabalho em todos os ciclos)					
		Redução=1:6,3			Sem redução		
		Deslizamento=0,13			Deslizamento=0,13		
	Curso [mm]	20	63	125	20	63	125
Raio da manivela	r [m m]	10	31.25	62.5	10	31.25	62.5
Velocidade do volante	ω_{max} [rad/s]	37.417			5.940		
	ω_{min} [rad/s]	32.553			5.17		
	ω_{med} [rad/s]	34.985			5.556		
	d [mm]	1.34	4.19	8.37	1.34	4.19	8.37
	W [J]	1313	4106	8206	1313	4106	8203
	I [kg.m ²]	7.72	24.13	48.22	307	960	1918
	b [mm]	133	168	192	278	350	402
	D _{ext} [mm]	533	670	769	1110	1400	1610
	D _{int} [mm]	266	335	384	560	700	803
	t (com redução) [s]	0.566					
	t (sem redução) [s]				0.565		
	P [kW]	2.32	7.25	14.5	2.33	7.27	14.52

Tabela 6.2: Resultados do estudo para o projecto de volantes de inércia, no caso em que a prensa opera em regime intermitente, com engrenagem redutora e com ataque direto

		Regime intermitente (realiza trabalho de 2 em 2 ciclos)						
		Redução=1:6,3 Deslizamento=0,29			Sem redução Deslizamento=0,29			
		Curso [mm]	20	63	125	20	63	125
Raio da manivela	r [m m]	10	31.25	62.5	10	31.25	62.5	
Velocidade do volante	ω_{max} [rad/s]	37.417			5.940			
	ω_{min} [rad/s]	32.553			4.217			
	ω_{med} [rad/s]	34.985			5.079			
	d [mm]	1.34	4.19	8.37	1.34	4.19	8.37	
	W [J]	1313	4106	8206	1313	4136	8203	
	I [kg.m ²]	3.78	11.8	23.62	150	473	938	
	b [mm]	116	145	166	241	299	348	
	D_{ext} [mm]	462	581	667	964	1196	1392	
	D_{int} [mm]	231	290	333	482	598	696	
	t (com redução) [s]	1.86						
	t (sem redução) [s]				1.86			
	P [kW]	0.71	2.21	4.41	0.71	2.21	4.41	

Capítulo 7

Modelação pelo método dos elementos finitos

7.1 Introdução ao Método dos Elementos Finitos

O método de elementos finitos (MEF) consiste numa técnica de discretização estrutural em que um componente ou conjunto de peças integrando uma estrutura ou máquina é decomposto em elementos sólidos delimitados por linhas unindo nós. Tais nós têm associados parâmetros caracterizando o comportamento do conjunto estrutural em estudo. Podem ser deslocamentos, tensões ou deformações, dependendo da complexidade com que o elemento é formulado. Restringindo esta breve descrição à aplicação no projeto estrutural, a análise de componentes de sistemas mecânicos usando elementos finitos trabalha com deslocamentos nos nós. Estes deslocamentos podem ser pequenos, sendo esta designação associada a uma elevada diferença de escala entre as dimensões da estrutura e os deslocamentos gerados nos nós. Tais deslocamentos resultam da deformação da estrutura quando esta é submetida a um sistema de forças, que pode consistir no que é previsto em serviço e para o qual o projeto é desenvolvido. Por exemplo, no caso da estrutura de uma prensa decomposta em elementos tal como se mostra na Figura 7.1, o estado da simulação sob o sistema de forças previsto em funcionamento deve revelar o aspeto da estrutura deformada, fornecendo importante informação ao projetista quanto a zonas críticas de eventuais dificuldades no movimento relativo de peças do sistema de fixação dos módulos estruturais (tirantes de pré-tensionamento, guias e rolamentos por exemplo) e resistência à fadiga do conjunto.

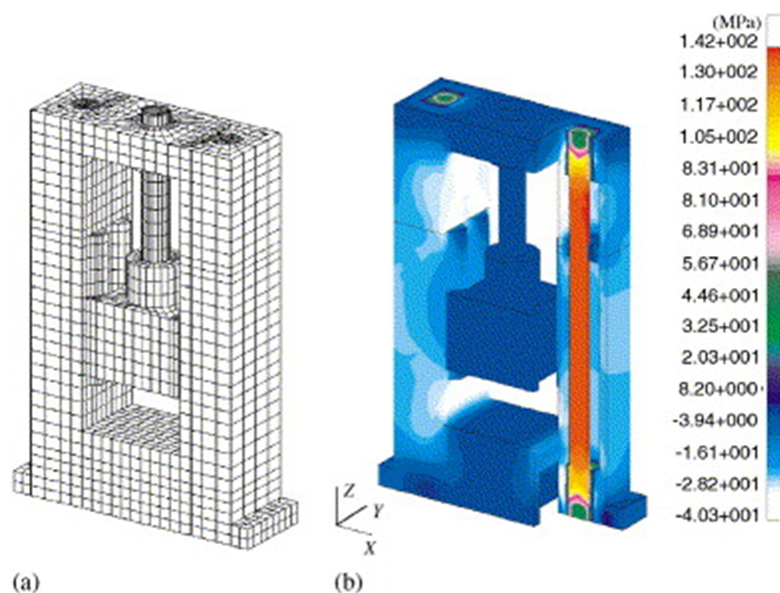


Figura 7.1: Análise por elementos finitos da estrutura de uma prensa: deformação sob esforço (ISGEC *Heavy Engineering*, India)

O objetivo do Método dos Elementos Finitos (MEF ou *FEM*, *Finite Element Method*) é modelar um problema genérico que envolve meios contínuos através do estudo de elementos discretos, ou elementos finitos. Ao problema real a estudar estão muitas vezes associadas soluções complexas de muito difícil, ou mesmo impossível resolução analítica. Assim o objetivo deste método é discretizar, ou seja, abordar o problema global através da solução sequencial e estruturada de vários problemas mais simples e com solução matemática, e no final, num processo denominado de agrupamento ou assemblagem (*assembly*), agrupam-se os resultados individuais conduzindo à solução do problema inicial. Este processo conduz a soluções aproximadas, pelo que sempre que possível deve optar-se por soluções analíticas.

A aplicação do MEF é atualmente muito abrangente, sendo utilizado no estudo de sistemas vibratórios; análise do comportamento de materiais; condução de calor e mecânica dos fluidos; eletricidade e magnetismo; conformação plástica de materiais; estruturas metálicas e não-metálicas; dimensionamento de grandes estruturas como barragens, pontes, etc; hidro e aerodinâmica; entre outros.

Na área de conformação plástica, este método de análise tornou-se uma ferramenta de grande valor, por permitir simular e antever o comportamento dos materiais, permitindo reajustes e alterações do projeto sem implicar custos acrescidos.

O MEF requer a modelação do problema real a ser estudado; atribuição de materiais e respetivas propriedades mecânicas; definição de condições iniciais e fronteira; a escolha adequada de uma malha e respetivos elementos constituintes, para que o erro associado à discretização seja o menor possível; definição do sistemas de cargas/forças aplicadas; cálculo numérico e finalmente a visualização e análise dos resultados obtidos [29] . O *software* utilizado nas simulações foi ANSYS®.

O método de elementos finitos é uma ferramenta de simulação de comportamento estrutural com enormes potencialidades. Apesar de existirem métodos de aproximação numérica alternativos, o MEF continua a ser o mais popular na preferência de investigadores e projetistas em todo o mundo. Este método de aproximação foi proposto pelos Professores *Ray W. Clough* e *Edward L. Wilson* (Figura 7.2) tendo descrito as suas potencialidades no trabalho "*Early Finite Element Research at Berkeley*"(1962) [31].

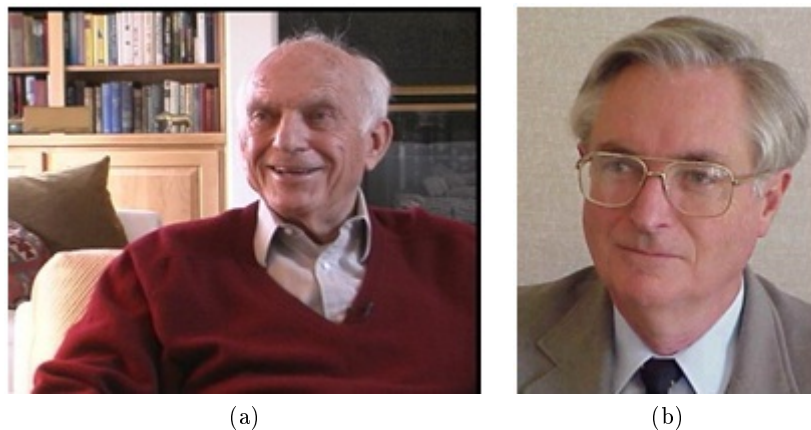


Figura 7.2: Profs. Ray W. Clough [32] e Edward L. Wilson [33] (Profs. *Emeritus*, *University of California at Berkeley, CA USA*)

Na Europa, concretamente no Reino Unido (Universidade de *Wales, Swansea*) coube ao Prof. *Olgierd C. Zienkiewicz*, inglês, de origem polaca (Figura 7.3), a tarefa de introduzir e desenvolver o método dos elementos com aplicações nos mais diversos campos da Ciência [34].

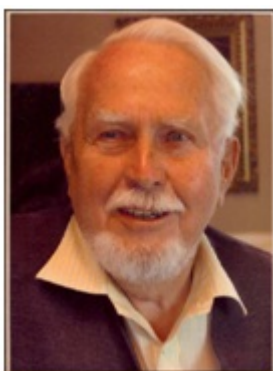


Figura 7.3: Prof. Olgierd C. Zienkiewicz [34]

Em Portugal, o Prof. Eduardo Romano Arantes e Oliveira (Figura 7.4), Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Civil do IST desde 1969, foi Reitor e Vice-Reitor da Universidade Técnica de Lisboa, entre muitos outros cargos importantes que ocupou ao longo da sua carreira. Discípulo de *O. C. Zienkiewicz*, que o orientou no seu doutoramento, foi o primeiro impulsionador das técnicas de elementos finitos e de fronteira em Portugal desde início da década de 70, tendo contribuído com inúmeras publicações sobre este método.



Figura 7.4: Prof. Eduardo Romano Arantes e Oliveira [34]

Um elemento finito em aplicações estruturais traduz numericamente as condições de equilíbrio de um sólido deformável delimitado por nós e submetido a um sistema de forças. Para que tal equilíbrio seja possível; isto é, o elemento esteja cinematicamente estável, os nós também devem conter condições de restrição ou de fronteira em número suficiente. As propriedades do material constituindo cada elemento finito permitem que o elemento apresente a forma distorcida depois de submetido a um sistema de forças. Tais propriedades podem ser estáveis durante o processo de deformação e deste modo, o material apresenta um *comportamento linear*; se por outro lado, as propriedades se alterarem em função do estado de deformação a que o sólido é sujeito, então o comportamento do material é *não-linear*. Este último caso aplica-se apenas em problemas específicos que o exijam. No caso do projeto e dimensionamento de prensas, o estudo linear é suficiente. Uma deformação que ultrapasse o domínio linear está fora das tolerâncias aceitáveis para o bom funcionamento da prensa.

Um elemento finito por si só, não tem praticamente utilidade; ele deve ser usado numa malha, muitas vezes de um número muito elevado de elementos e nós de acordo com o grau de complexidade da estrutura e a precisão exigida ao resultado do problema em simulação. É possível verificar na Figura 7.1 a distribuição da malha em toda a prensa, e o refinamento da malha em zonas que se sabe serem mais críticas ou de geometria mais complexa. A malha assim obtida faz parte de um problema em que as incógnitas podem ser os deslocamentos nos nós; nestes nós também se podem aplicar forças conhecidas (ditas forças externas) ou impor condições de fronteira, restringindo os deslocamentos dos nós para que o conjunto estrutural em análise seja estável, sem movimentos de corpo rígido, facto que inviabilizaria a solução do problema para a obtenção da forma distorcida sob forças externas.

7.2 Breve referência às técnicas de solução de problemas com elementos finitos

7.2.1 Análise Linear

A solução de problemas estruturais *lineares*, com elementos finitos refere-se a casos em que as equações traduzindo o comportamento mecânico do material envolvem propriedades mecânicas constantes durante o processo de deformação. Deste modo, para obter a deformada da estrutura sob um sistema de forças externas basta resolver um sistema de equações da forma:

$$\{F_e\} = [K] \{u_e\} \quad (7.1)$$

Onde neste sistema de equações, $\{F_e\}$ é o vetor das forças externas aplicadas aos nós da estrutura como uma associação (*assembling*) de elementos finitos. Os seus nós podem estar carregados também por momentos. Numa análise linear, o problema é resolvido "de uma só vez" a partir do sistema acima apresentado e o resultado pode envolver a deformação da estrutura, a distribuição do campo de tensões e as tensões equivalentes associadas a um critério de resistência do material (Von Mises, por exemplo), de grande utilidade para o projetista avaliar o sucesso do desenho adotado.

7.2.2 Análise não-linear

Este tipo de problemas é resolvido de modo iterativo, em que o modelo da estrutura solicitada mecanicamente (se for o caso) terá o sistema de forças aplicado de modo incremental. Esta ação é necessária porque, se o material alterar as suas propriedades mecânicas durante a deformação, o que de facto acontece quando se trata de análise não linear, é necessário atualizá-las à medida que o carregamento progride. Este estudo analisa o problema em pequenos intervalos, durante os quais se consideram as propriedades dos materiais constantes. A curva do comportamento do material aparece então segmentada e, o incremento seguinte parte do valor final do incremento anterior. Desta forma, para cada intervalo, define-se a matriz de rigidez correspondente, permitindo uma análise fidedigna e de muito mais fácil manuseamento. Mesmo para análise informática, esta simplificação é benéfica, dado possibilitar que os cálculos, uma vez mais simples, sejam mais rápidos. Procedimentos sobre este modelo de aproximação ao comportamento físico da estrutura são descritos com clareza por *Bathe (1996) (Finite Element Procedures, Prentice-Hall Englewood Cliffs, NJ)[35]*. Este procedimento é o que se utiliza na formulação do problema da deformação de uma placa espessa submetida a flexão em 3 pontos em regime plástico. Tal procedimento destina-se a avaliar a eficiência energética da máquina projetada, a ser descrito em mais pormenor no ponto a seguir neste trabalho.

7.3 Modelo de estudo

Nesta fase do trabalho pretende-se simular numericamente o processo de conformação plástica de uma barra de aço devido à força aplicada por um punção.

O modelo que se pretende estudar é constituído por um punção e uma matriz de aço de elevada resistência, e uma barra de aço mais dúctil, com as seguintes dimensões:

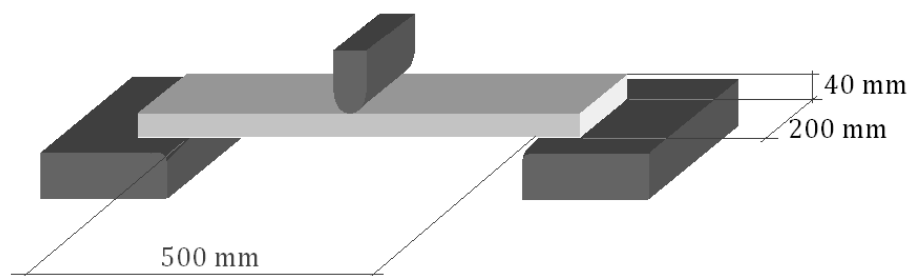


Figura 7.5: Ilustração do modelo simulado

- comprimento da barra entre apoios: 500mm
- largura da barra: 200mm
- espessura da barra: 40mm
- diâmetro do punção: 40mm
- raio da matriz: 20mm

As dimensões da barra são as que comumente se utilizam neste tipo de teste. O comprimento e a largura da barra são valores fixos, variando apenas a espessura. Para este tipo de teste é necessário obter uma deformação plástica. Como se sabe, a rigidez de uma chapa fina de aço é pequena, ou seja, é muito flexível, não servindo para o efeito. Assim, conforme a capacidade da prensa, escolhe-se uma placa de teste mais ou menos espessa¹

A carga é aplicada a toda a largura da barra, cuja linha de aplicação se situa a meio vão.

7.3.1 Materiais utilizados

Na tabela seguinte encontram-se as propriedades relevantes para o estudo, nomeadamente o módulo de elasticidade, a tensão de cedência e o coeficiente de *Poisson*, dos aços *St37* (material que constitui a barra) e *Ck45* endurecido (material constituinte das ferramentas, punção e matriz).

Tabela 7.1: Propriedades mecânicas dos Aços *St37* e *Ck45*

Aço	Módulo de Elasticidade E [GPa]	Tensão de Cedência σ_c [MPa]	Coefficiente de <i>Poisson</i> ν
St37	207	240	0,3
Ck45	210	300	0,3

¹Informação facultada pela empresa Mecânica Exacta.

O aço considerado para as ferramentas assume-se duro, ou seja, não se deforma durante a simulação, focando o estudo da deformação apenas para a barra de aço *St37*. O comportamento deste último podia, por uma questão de simplificação, ser considerado elástico perfeitamente plástico (cuja curva tem as características da representada na Figura 4.2a), mas para resultados mais rigorosos a curva do comportamento do material considerada é bilinear, como será explicado mais à frente.

Os aços de baixo teor de carbono são amplamente utilizados no fabrico de peças para as várias indústrias por ter boa conformabilidade e também por não fragilizarem com a soldadura. Uma grande parte das peças conformadas para a indústria, são partes que posteriormente são ligadas a outras através de soldadura, originando o produto final. Assim torna-se vantajosa a utilização de aços dúcteis na produção de peças metálicas, no entanto, nem sempre é viável, dependendo da finalidade das peças e das características que se pretendem para o componente.

7.3.2 Comportamento do material

A realização do modelo pretendido e posterior simulação, requer a sua modelação, a criação da malha e escolha do tipo de elemento apropriado, definição das propriedades do material e condições fronteira.

Comportamento bilinear

No capítulo 4 estão enumeradas simplificações consideradas para o estudo teórico e aproximado. O comportamento dos aços, em geral, exprime um aumento da tensão aplicada com o aumento da deformação, resultado do fenómeno encruamento. Após a tensão de cedência inicia-se o escorregamento dos átomos uns sobre os outros à custa do movimento, criando deslocações, resultando na deformação permanente do material. À medida que a deformação decorre as deslocações aumentam, originando uma rede densa e complexa na rede cristalina do material. Este cenário evolui com a continuidade da deformação, tornando cada vez mais difícil a movimentação das próprias deslocações, obrigando-as a interagir umas com as outras. Este fenómeno dá origem ao endurecimento do material, impedindo que a deformação prossiga a tensão constante [32]. Este fenómeno está presente no material que se pretende fletir, motivo pelo qual, daqui em diante, se encara o material como elasto-plástico de comportamento bilinear, e não de comportamento elástico-perfeitamente plástico (como já referido em 7.3.1). Diz-se que um material tem um comportamento bilinear quando se deforma linearmente até à tensão de cedência, com um determinado módulo de elasticidade, ponto a partir do qual continua a evoluir linearmente mas com uma rigidez menor (depois da tensão de cedência o módulo de elasticidade diminui). A Figura 7.6 mostra esquematicamente em que consiste uma relação constitutiva associada a este tipo de material. Nesta figura, indica-se que o material sob esforço uniaxial apresenta um comportamento linear elástico segundo a lei simples:

$$\sigma = E_0 \varepsilon \quad (7.2)$$

Onde σ e ε representam respetivamente, a tensão (nominal) a que o provete do material em teste está submetido, e ε a deformação. Estes dois parâmetros estão linearmente relacionados pela constante E_0 , que corresponde ao módulo de *Young* do material (em regime elástico). Quando se ultrapassa a tensão de cedência σ_y , o comportamento do material

altera-se estruturalmente, como descrito no parágrafo anterior. De modo aproximado, algumas ligas de aço dúctil e alumínio exibem um crescimento da tensão com a deformação pós-cedência de modo mais suave, sendo a tensão relacionada com a deformação com um módulo de *Young* em regime plástico E_y .

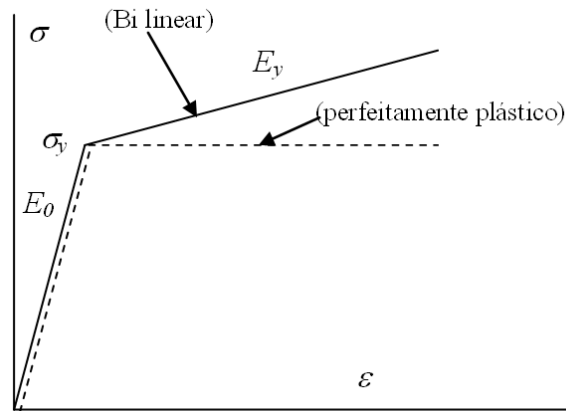


Figura 7.6: Material com comportamento bilinear

O modo de deformação e as equações constitutivas para este tipo de material, permitirão definir um modelo aproximado para a flexão de uma viga/barra, visando caracterizar o trabalho de deformação em regime plástico.

Nesta fase consideram-se as hipóteses simplificadoras 1) e 2) referidas no capítulo 4. A hipótese 3) deixa de ser considerada, seguindo-se um novo estudo da distribuição das tensões para a flexão plástica de barras.

Como foi referido no final do ponto 4, segue-se o estudo da distribuição das tensões na barra fletida em 3 pontos.

Recapitulando o caso do material elástico-perfeitamente plástico, a flexão progressiva de uma viga neste material apresenta, como explicado anteriormente, zonas de deformação elástica e plástica como se esquematiza na (Figura 7.7).

A deformação de viga sob flexão simétrica em três pontos e em regime elasto-plástico, resulta da sobreposição da componente elástica (em que a tensão máxima corresponde ao valor da cedência) mais uma deformada que resulta da formação de uma rótula plástica equidistante dos dois apoios extremos (Figura 7.7). Nesta figura explica-se que a deformada total da barra resulta da sobreposição da componente elástica com a deformação plástica, em que as duas metades da viga articuladas na rótula plástica são mantidas retas (rígidas).

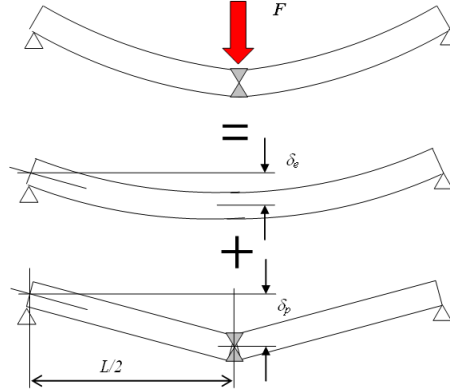


Figura 7.7: Deformação elasto-plástica de uma viga por flexão em 3 pontos

A componente elástica resulta da flexão elástica da viga, cuja máxima tensão é, a meio vão, correspondente à tensão de cedência do material, e o respetivo deslocamento é dado por:

$$\delta_e = \frac{P_e L^3}{48EI} \quad (7.3)$$

onde P_e corresponde à força que gera a máxima tensão a meio vão, ou seja, a tensão de cedência σ_y :

$$P_e = \frac{2bh^2\sigma_y}{3L} \quad (7.4)$$

onde L , b e h são respetivamente, o comprimento (entre apoios), a largura e a espessura da viga. Para a componente puramente plástica, a deformação referente às fibras da viga, só faz sentido se nesta etapa considerarmos o material do tipo *rígido e perfeitamente plástico*, uma vez que a componente elástica foi retirada. Se houver um deslocamento prescrito a meio vão (δ_p), a deformação de cada fibra da viga além do plano médio, é:

$$\varepsilon_p = \frac{\beta z}{L/2}; \quad \beta = \frac{\delta_e}{L/2} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon_p = \frac{\delta_p z}{(L/2)^2} \quad (7.5)$$

Destas expressões nota-se a influência trigonométrica do modelo de *Kirchhoff* na flexão da viga, pois a rotação β da secção equidistante dos extremos, corresponde aproximadamente à tangente do ângulo, dada por $\frac{\delta_e}{(L/2)}$.

A tensão correspondente à fase plástica pode agora ser estimada. O módulo de *Young* pós-cedência (igual a zero no caso do comportamento elástico-perfeitamente plástico, e a tensão permanece igual a σ_y durante a deformação plástica), para o comportamento bi-linear, é não nulo, sendo o valor da tensão no ponto médio da viga dado por:

$$\sigma(\delta_e + \delta_p) = \sigma_y + E_p \left[\frac{\delta_p z}{(L/2)^2} \right] \quad (7.6)$$

É importante notar que esta expressão só é válida para a coordenada z além da fibra paralela ao eixo da viga em que a tensão normal atinge a cedência.

Esquematisando o comportamento do material, através de figuras, vamos ter:

a) *Material com comportamento Elástico-perfeitamente plástico:*

À semelhança do que já foi feito em 4, representa-se novamente a distribuição das tensões esquematizada, onde a zona da viga que excedeu a deformação de cedência, manterá como tensão limite o valor σ_y .

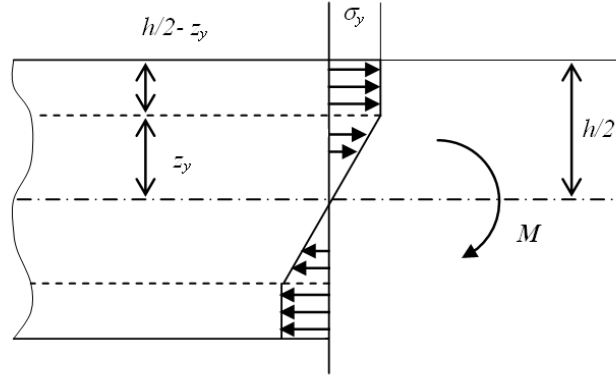


Figura 7.8: Tensões na secção transversal de uma viga em flexão elasto-plástica (material elástico-perfeitamente plástico)

O momento fletor com que a viga resiste a uma força transversal aplicada a meio vão, quando se propaga a fase plástica ao longo da secção transversal, é dado pela expressão (já anteriormente deduzida, equação 4.10):

$$M = 2 \left[\frac{2\sigma_y z_y^2}{3} \right] + 2\sigma_y \left(\frac{h}{2} - z_y \right) \left(\frac{h}{4} + \frac{z_y}{2} \right) \quad (7.7)$$

b) *Material com comportamento bi-linear:*

O material de comportamento bi-linear, tem a distribuição de tensões na zona plástica distribuída como se mostra na Figura 7.9. Neste caso, o momento fletor é dado pela expressão anterior, mas acrescido da contribuição de duas áreas triangulares referentes à tensão pós-cedência $\sigma(PC)$ do material:

$$\sigma(\delta_e + \delta_p) = \sigma_y + E_p \left[\frac{\delta_p z}{(L/2)^2} \right] \quad z \in [z_y; h/2] \quad (7.8)$$

$$\sigma(PC) = E_p \left[\frac{\delta_p z}{(L/2)^2} \right]$$

O momento-fletor complementar que resulta da expressão anterior, é dado por:

$$M_{PC} = b\sigma(PC)_{z=h/2} \left(\frac{h}{2} - z_y \right) \left[z_y + \frac{2}{3} \left(\frac{h}{2} - z_y \right) \right] \quad (7.9)$$

Esta expressão refere-se à resultante das tensões pós cedência de distribuição triangular (correspondente ao módulo de *Young* após cedência), tal como aparecem na Figura 7.9. Para o cálculo do momento fletor M_{PC} (pós cedência), estas forças resultantes aplicam-se na linha que passa pelo centro de gravidade das áreas triangulares mencionadas (de notar que o cálculo das referidas áreas triangulares é realizado com a tensão pós cedência máxima, isto é, para $z = h/2$, tal como aparece na expressão 7.9).

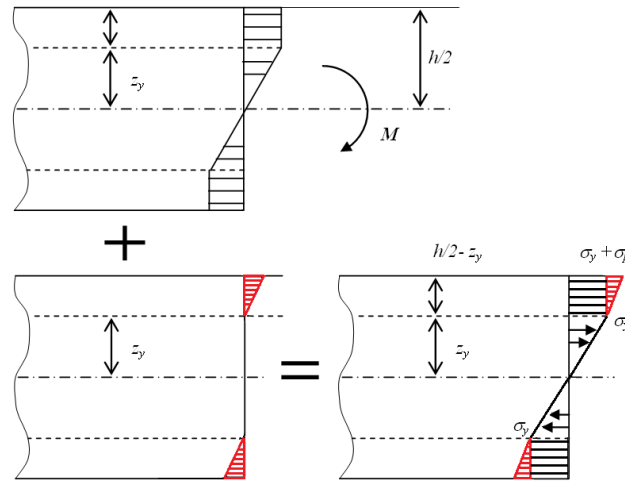


Figura 7.9: Diagrama de tensões para a flexão da barra de material de comportamento elasto-plástico bi-linear

7.3.3 Estudo realizado em FORTRAN

Estas expressões foram introduzidas num programa em FORTRAN 90 (disponibilizado pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro) que permitiu aproximar o cálculo do momento plástico da viga sob deslocamento prescrito a meio vão. O resultado obtido através deste programa foi uma tabela de valores força-deslocamento, a partir da qual foi realizado o gráfico que se segue, cujo módulo de *Young* após cedência é 100 vezes menor que referente à fase linear elástica. Esta razão entre os módulos de *Young* é vulgarmente utilizada em materiais metálicos, nomeadamente para dúcteis. Este programa requer introdução das dimensões da barra, o deslocamento prescrito, o número de incrementos (foram requeridos 1000), bem como as propriedades do material:

Módulo de *Young* elástico: $E_e = 207 \times 10^9 Pa$

Módulo de *Young* pós cedência: $E_{PC} = 207 \times 10^7 Pa$

Tensão de cedência: $\sigma_y = 250 \times 10^6 Pa$

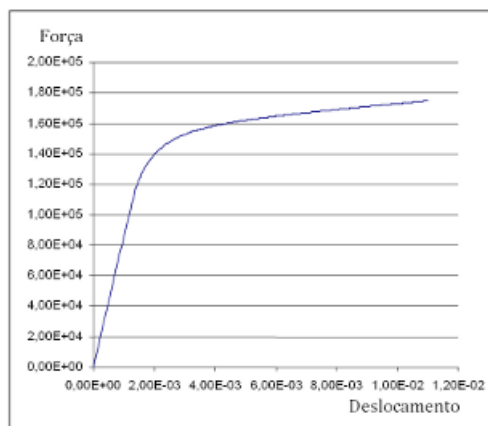


Figura 7.10: Curva Força-Deslocamento obtida em FORTRAN para a flexão em 3 pontos da barra

Este programa considera a curva do material bilinear acima mencionada. A Força máxima para o deslocamento de 11mm , e o trabalho de deformação, são dados por:

$$F_{max} = 176\text{kN}$$

$$W = 1571\text{J}$$

7.3.4 Estudo realizado em ANSYS®

Como mencionado, as máquinas em análise devem realizar trabalho de deformação plástica numa espessa placa simplesmente apoiada como uma viga em flexão em 3 pontos, sendo este modelo também simulado em ANSYS®. O modelo criado consiste numa barra de secção retangular com as dimensões descritas em 7.3 simplesmente apoiado nas arestas laterais, e com uma força a meio vão de magnitude a determinar, uma vez que se prescreve, nessa zona, um deslocamento incremental.

O tipo de elemento escolhido para esta simulação é um elemento de viga denominado BEAM188 da biblioteca de elementos finitos ANSYS®. A descrição deste elemento é disponibilizada pelo *software* e tem as seguintes direções paramétricas (forças, momentos, deslocamentos e rotações):

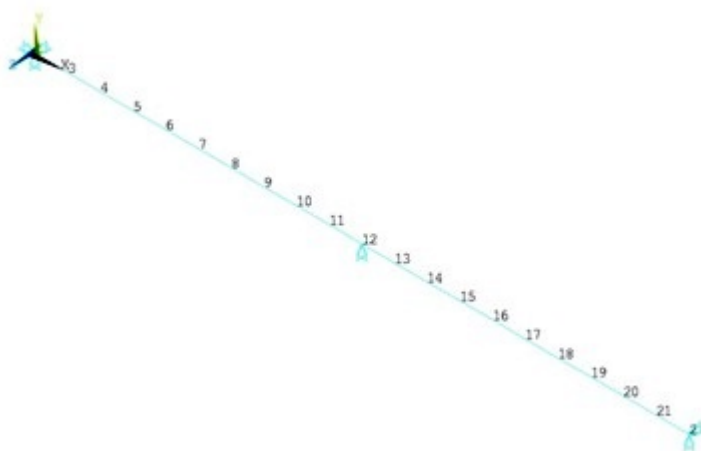


Figura 7.11: Malha e condições fronteira (barra simplesmente apoiada com deslocamento prescrito a meio vão)

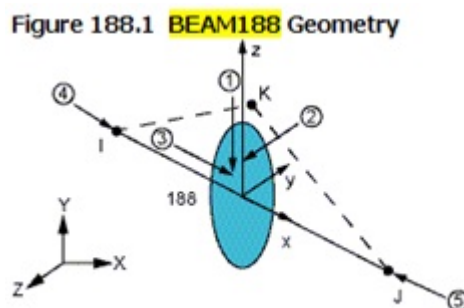


Figura 7.12: Elemento de viga BEAM188

”O elemento BEAM188 aplica-se à análise de barras finas a moderadamente grossas. O elemento é baseado na teoria de *Timoshenko* e *Reissner-Mindlin*, que inclui efeitos de deformação de corte. Este tipo de elemento possibilita optar por deformação livre ou controlada (com restrições) da secção transversal da barra. O elemento pode ser linear, quadrático, ou um elemento de viga cúbico de dois nós em 3-D. BEAM188 tem seis ou sete graus de liberdade em cada nó. Isto inclui translações nas direções x , y e z e rotações em torno de x , y e z . O sétimo grau de liberdade (magnitude da deformação) é opcional. Este elemento adequa-se a aplicações lineares, grandes rotações, e/ou a grandes deformações não lineares.”

Ao contrário do que diz a hipótese simplificadora 2) do capítulo 4, de *Euler-Bernoulli*, a teoria de *Timoshenko* admite que a secção não se mantém nem plana nem perpendicular ao eixo da viga após a deformação, como resultado da rigidez ao esforço transversal (de corte) não ser "infinita" como se admite no modelo de *Euler-Bernoulli*. As figuras que se seguem demonstram a diferença entre os dois métodos. A teoria de *Timoshenko* permite um estudo mais realista do comportamento da barra, dado na realidade existirem tensões de corte que deformam a secção.

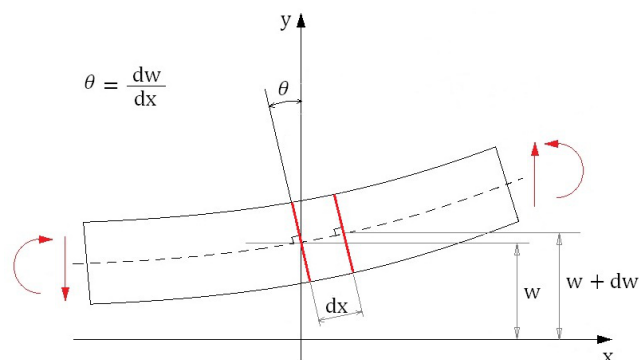


Figura 7.13: Teoria das vigas, modelo de *Euler-Bernoulli*: as secções transversais permanecem planas e perpendiculares ao eixo médio da viga

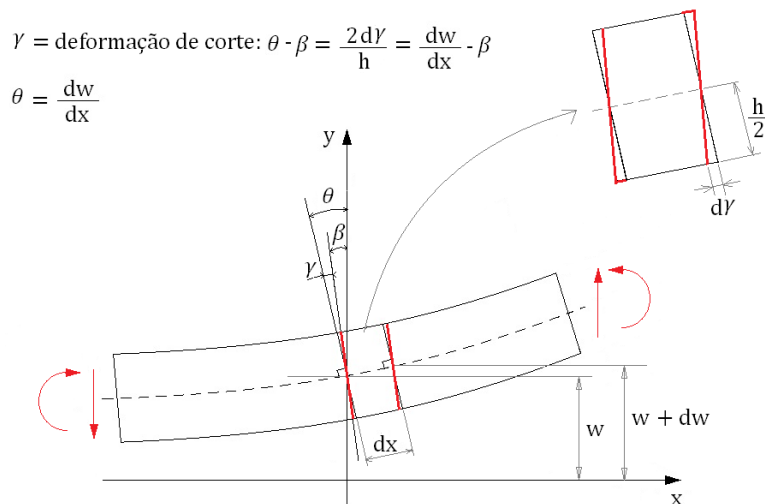


Figura 7.14: Teoria das vigas, modelo de *Timoshenko*: embora as secções permaneçam planas, já não ficam perpendiculares ao eixo médio da viga por efeito da deformação por corte transversal

Nas propriedades do material foi introduzida a curva bi-linear anteriormente descrita, como se pode ver na figura seguinte.

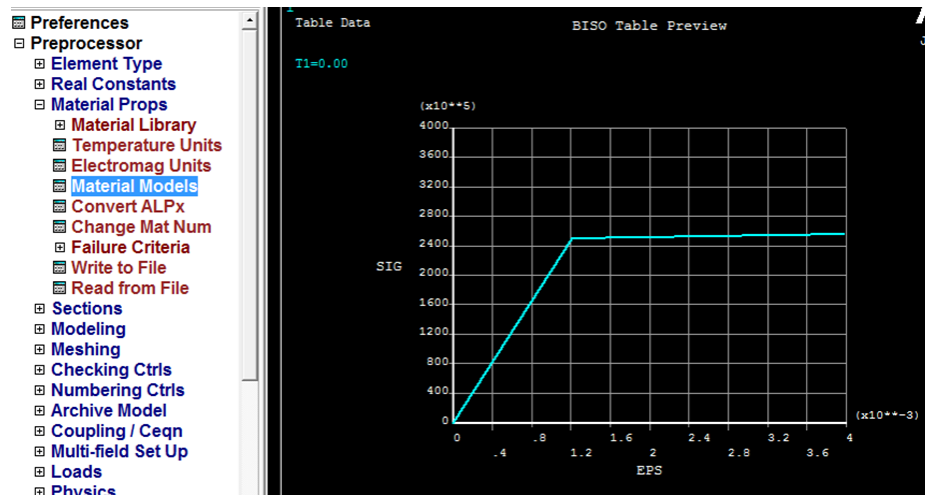


Figura 7.15: Comportamento bi-linear do material

É importante salientar que nesta simulação não são consideradas as hipóteses simplificadas 2) e 3) referidas no capítulo 4. Estes *softwares* de simulação numérica consideram as deformações nas secções o que se traduz num estudo mais realista do comportamento dos materiais.

Para o deslocamento máximo de 11mm , o campo de tensões na direção do comprimento da viga está representado na figura seguinte. O valor máximo de tensão atingido é $\sigma_{xx} = 293\text{MPa}$.

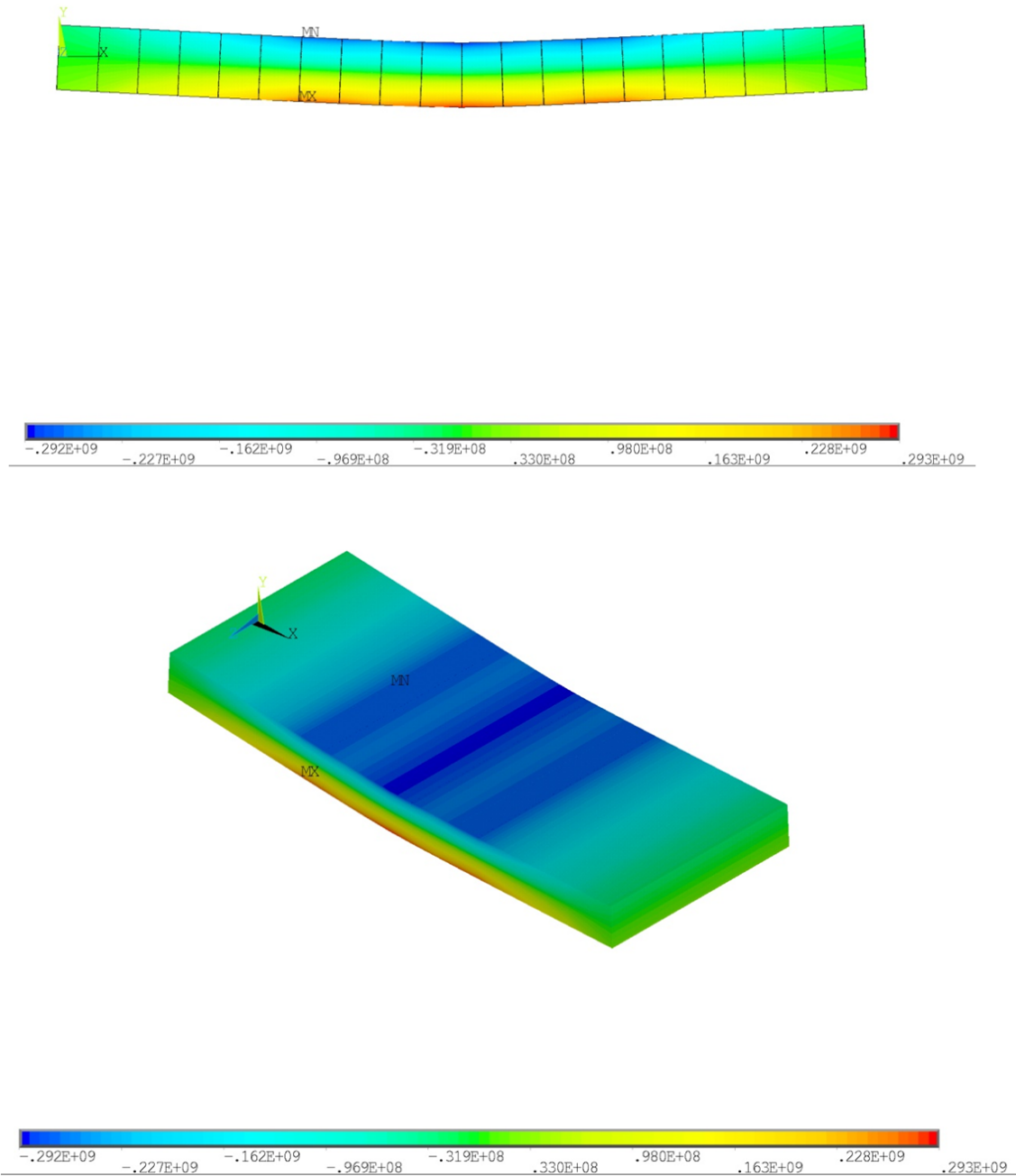


Figura 7.16: Tensões presentes na barra para o deslocamento de 11mm a meio vão

Os deslocamentos da barra para a deformação imposta estão representados na figura seguinte.

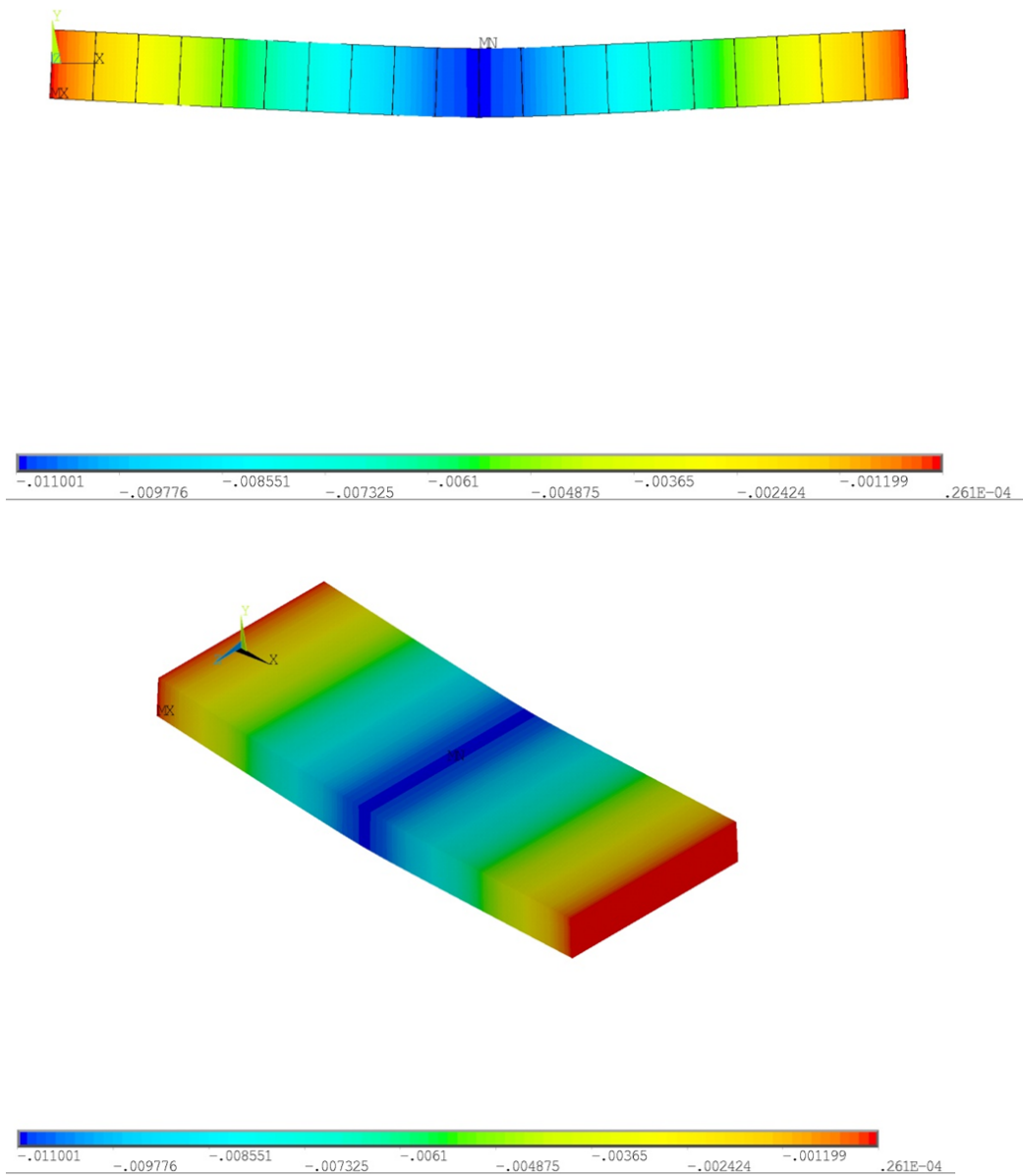


Figura 7.17: Deslocamentos verticais ao longo da barra

O gráfico Força-Deslocamento obtido em ANSYS®.

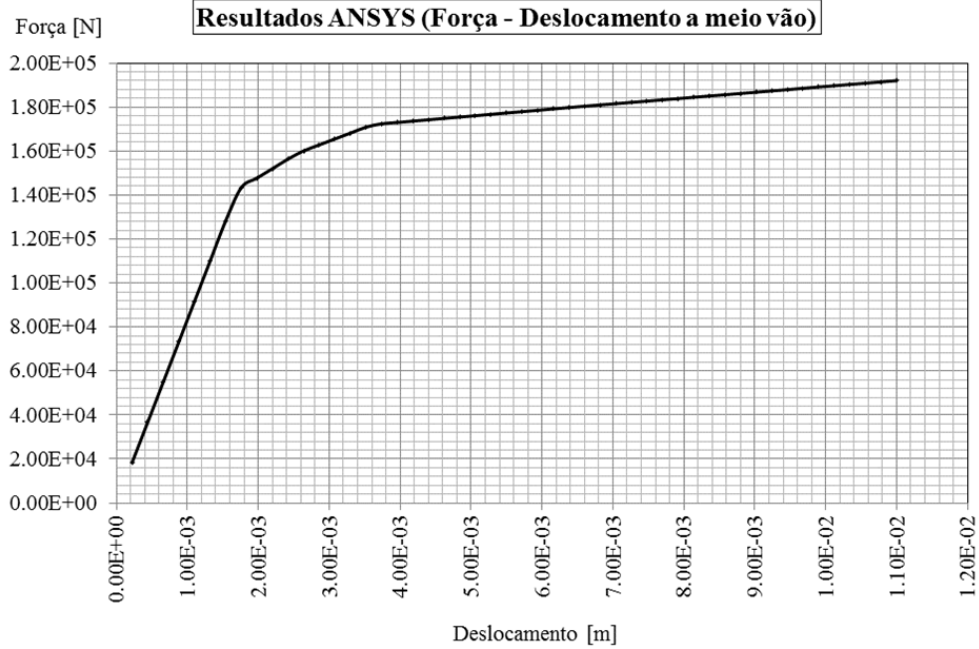


Figura 7.18: Gráfico Força-Deslocamento (ANSYS®)

Da simulação em ANSYS® obteve-se uma força máxima (para o deslocamento de 11mm), e através do cálculo da área abaixo da curva (Figura 7.18), determina-se o trabalho aproximado envolvido nesta deformação:

$$F_{max} = 192\text{kN}$$

$$W = 1758\text{J}$$

7.3.5 Cálculo da potência e eficiência energética

Esta prensa permite variar o curso entre 20 e 125mm , pelo que é necessário determinar quais as condições necessárias para a realização do teste.

O deslocamento prescrito é de 11mm , ou seja, é necessário determinar o curso adequado para que o trabalho seja realizado para os 30° na manivela, APMI, assim:

$$0.011 = r(1 - \cos(30)) \Leftrightarrow r = \frac{0.011}{(1 - \cos(30))} = 0.082\text{m} \quad (7.10)$$

O que significa que para os 30° da manivela APMI, seria necessário que o seu raio tivesse 82mm , ou seja, um curso de 164mm . Como foi referido em cima, o curso da manivela pode variar até aos 125mm , isto é, não é possível efetuar o teste mantendo o ângulo ideal (30°). Segue-se o cálculo do ângulo necessário para que esta operação seja exequível nesta prensa:

$$0.011 = 0.0625(1 - \cos(\alpha)) \Leftrightarrow \alpha = \cos^{-1}\left(1 - \frac{0.011}{0.0625}\right) = 34.5^\circ \quad (7.11)$$

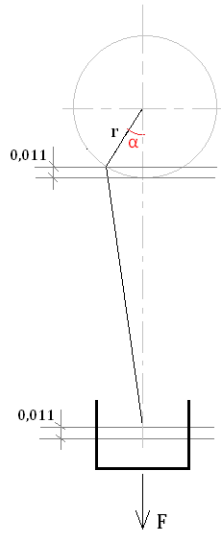


Figura 7.19: Curso de trabalho de 11mm

O ângulo de trabalho ideal é 30° APMI, como foi referido várias vezes ao longo desta tese. No entanto, uma vez que a força que está aqui em causa são apenas 17,6ton (no caso FORTRAN90) ou 19,2ton (no caso ANSYS[®]), é perfeitamente viável a utilização de um ângulo de trabalho ligeiramente superior ao ideal, não devendo ultrapassar os 45° ², a fim de evitar sobrecargas. É fundamental cumprir os 30° , caso a operação a executar requiera forças próximas da capacidade da prensa. Neste caso a prensa suporta 100ton, e vão ser necessárias menos de 20, pelo que não há risco na utilização de um ângulo superior.

No capítulo 6 foi feito um estudo para esta mesma prensa, que inclui o cálculo do tempo de recuperação da velocidade do volante, que é repostada pelo motor de potência a determinar (o cálculo do tempo envolve apenas a velocidade média do volante, pelo que é independente do ângulo de trabalho). Sendo baixa a exigência deste teste, no que respeita à energia despendida, a perda de velocidade do volante não é grande, sendo possível o funcionamento da prensa em regime contínuo. Assim o tempo considerado aqui é de 0,56s (consultar tabela 6.1).

O trabalho corresponde ao determinado em ANSYS[®], por ser o mais realista (como já referido anteriormente).

$$P_{ideal} = \frac{1758}{0.56} = 3.14kW \quad (7.12)$$

Todos os cálculos apresentados até aqui são referentes à potência mecânica da prensa, ou seja, referem-se à potência da realização do trabalho. O que determina a eficiência de uma prensa é a diferença entre a potência elétrica e a potência mecânica, ou seja, o motor elétrico produz uma potência que tem que ser suficiente para que todo o sistema cinemático da prensa vença os atritos e para realizar a operação. É precisamente aqui que reside toda a questão da eficiência energética do equipamento. No caso ideal, a prensa não tem quaisquer perdas, logo a potência elétrica é exatamente igual à potência mecânica e

²Segundo informação oral facultada pelo Professor Doutor F. Queirós de Melo, com base na experiência profissional

a eficiência do equipamento é de 100%. Como se sabe não existem equipamentos ideais, na realidade o atrito está sempre presente, por pequeno que seja, o que implica dissipação de energia. É por este motivo que faz todo o sentido determinar a eficiência energética de uma prensa. Se forem escolhidos componentes de elevada eficiência, espera-se que esta seja maior do que se forem utilizados componentes pouco eficientes. Normalmente a eficiência de um componente dita o seu preço, pelo que ao utilizar componentes mais eficientes na construção de uma prensa significa encarecê-la. O custo de um equipamento eficiente é mais elevado aquando da sua aquisição, mas a médio/longo prazo o consumo energético do equipamento mostrará a compensação deste custo inicial. A certificação de uma prensa não é mais que determinar a sua eficiência energética.

Pretendia-se testar a prensa CC100 referida anteriormente neste trabalho, tarefa que não foi possível de realizar por indisponibilidade da empresa. O objetivo era medir a potência elétrica do motor durante a operação de deformação da barra. A potência mecânica pode também ser medida na prensa (como sugerido a seguir), mas uma vez que foi feita a simulação numérica do sistema desta prensa para esta operação, ia obter-se um valor muito próximo do da simulação, pelo que não seria necessário fazê-lo. O quociente entre as potências dá-nos a eficiência da prensa, ou seja:

$$\eta_{prensa} = \frac{P_{mecanica}}{P_{eletrica}} \times 100\% = [\%] \quad (7.13)$$

Procedimentos laboratoriais para Prensas Mecânicas (métodos de medição de potência)

Foi frequentemente mencionado neste trabalho que a operação de prensas mecânicas tem como objetivo a realização de trabalho de deformação de chapa metálica por corte ou meios de conformação sem arranque de material. Normalmente a engenharia de projeto deste tipo de máquinas conta com a inércia dos elementos móveis como armazenadores de energia cinética convertível em trabalho de deformação. O principal destaque de elementos mecânicos que podem desempenhar este papel vai naturalmente para o volante de inércia e em menor grau, para as engrenagens desmultiplicadoras, bielas e balanceiros (caso haja). A simplicidade deste princípio de Dinâmica de máquinas permitiu que durante muitos anos fossem propostos projetos muito fiáveis, por marcas conceituadas. Muito recentemente por motivos de contenção do consumo de recursos energéticos, foram propostas restritivas normas referentes á eficiência energética das máquinas, o que tem imposto uma mais exigente investigação no sentido de tornar mais eficientes as máquinas ferramenta. No caso das prensas mecânicas, o volante de inércia é o elemento responsável pelo armazenamento de energia cinética transformável em trabalho útil de deformação plástica. Recordando de forma sucinta o seu funcionamento, o volante de inércia canaliza a sua energia cinética para o movimento de rotação da manivela, de forma a reacelerar o sistema (que perde velocidade após cada operação) e volta a ser "carregado" pela intervenção do motor elétrico da máquina, o qual é suposto consumir energia da rede apenas nesta ocasião do ciclo de trabalho da prensa. A primeira atenção a devotar ao projeto consiste pois na escolha de motores de elevada eficiência, a fim de aproximar a eficiência energética da máquina ao valor ideal. Para medir a eficiência de um motor elétrico o procedimento é bastante simples, exigindo contudo uma instalação adequada e de elevada precisão.

Para determinar a eficiência energética de um equipamento é necessário relacionar a po-

tência que o motor elétrico requer para mover todo o sistema mecânico (neste caso em que as prensas são mecânicas), com a potência mecânica do equipamento. Isto significa que a potência elétrica tem que ser suficiente para realizar a operação, e ainda para vencer todos os atritos existentes entre os componentes do conjunto mecânico.

Medição da potência mecânica da prensa:

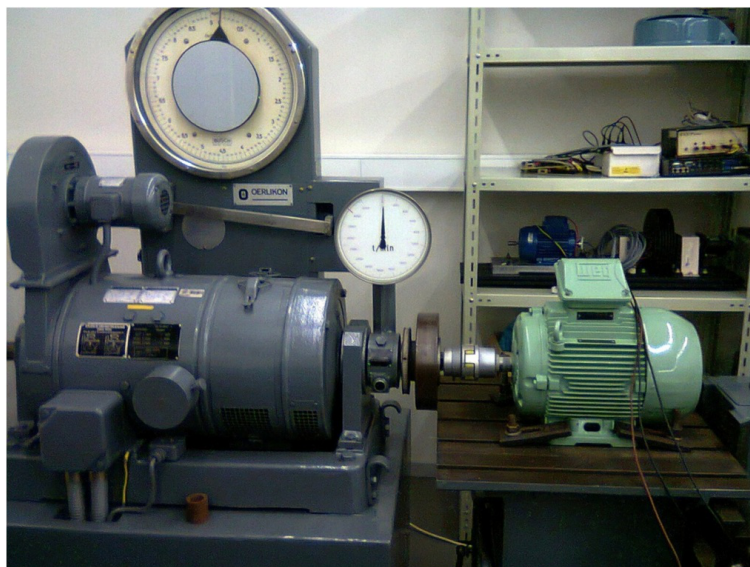
A utilização de células de carga colocadas na zona de trabalho (entre a corrediça e a chapa), em conjunto com transdutores de deslocamento (dispositivos LVDT ou potenciômetros lineares, sendo também possível utilizar, em alternativa, um transdutor de rotação, sendo depois necessário converter o ângulo da cambota da prensa em curso da corrediça) permite obter com rigor o trabalho mecânico. Este pode também ser estimado, sem necessidade de ensaios, fazendo simulação do processo de deformação com elementos finitos (como foi feito anteriormente nesta tese).

Medição das características eletromecânicas e eficiência em regime estacionário (motores elétricos):

A eficiência de um motor elétrico mede-se fazendo-o acionar um alternador (um gerador de corrente alterna) e medindo a energia que este produz (que é devolvida à rede). A potência consumida pelo motor é comparada à potência produzida no alternador, tornando possível avaliar a eficiência do motor com um cálculo bastante simples. Já o procedimento experimental exige um conjunto de etapas que estão normalizadas, e só deste modo se podem obter resultados corretos. A Figura 7.20 mostra um banco de potência usado com fins didáticos no Laboratório de Máquinas Elétricas do DEEC, Departamento de Engenharia Eletrónica e Computadores da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, FEUP. O sistema é constituído pelo motor a ensaiar (como mencionado atrás), por um freio eletromagnético *Oerlikon* (CH) que funciona como alternador, pela aparelhagem de medida da tensão e intensidade de corrente e proteções.

O sistema descrito constitui um procedimento clássico que serve para medir as características eletromecânicas dos motores em regime permanente ou estacionário, ou seja, em regime de velocidade constante ou pouco variável. A título de curiosidade, no teste efetuado o motor rodava a $1480rpm$ e o freio indicava $4mKg$ ($39.2Nm$, a substituir unidades antigas) tal correspondendo a uma potência mecânica de $6KW$.

A Figura 7.21 mostra outra montagem possível, embora semelhante à anterior, em que o motor também produz potência para acionar um gerador no qual se efetuam as medições de tensão, intensidade e potência elétrica produzida. Neste procedimento (os geradores são trifásicos) utilizam-se dois "wattímetros" ligados em série em duas fases, e um amperímetro de calibração ligado (também em série) à 3ª fase.



(a)



(b)



(c)

Figura 7.20: Unidade *Oerlikon*[®] de medição de potência de motores elétricos no Laboratório de Máquinas Elétricas da FEUP-UP

Um terceiro procedimento para obter a potência mecânica do motor consiste em medir o momento torsor que este produz, utilizando um (*torque transducer*) transdutor de binário (a montagem destes componentes está representada na Figura 7.22). Este método requer as medições elétricas anteriormente descritas para que se obtenha o consumo energético do motor. O freio que se vê na mesma figura é um pequeno gerador de AC, em que a energia produzida também é devolvida à rede (nesta montagem é redundante a medição da potência efetuada pelo transdutor de binário, uma vez que o resultado esperado é equivalente ao medido a partir da potência produzida no gerador).

A potência mecânica, produzida no veio do motor elétrico é dada pela expressão:

$$P = M_t \times \omega = M_t \times \frac{2\pi \times n(\text{rpm})}{60000} [\text{KW}] \quad (7.14)$$

Sendo P a potência obtida em KW a partir de M_t em Nm e n a rotação em rpm .



(a)



(b)



(c)

Figura 7.21: Medição da eficiência eletromecânica de um motor elétrico por medição da potência produzida no gerador e no (a) motor. O motor é alimentado pelo (b) autotransformador, permitindo variar a tensão de alimentação e as medições são efetuadas por (c) dois wattímetros e um amperímetro. (Lab. de Máquinas Elétricas, DEEC FEUP)

Medição de características eletromecânicas de motores em regime variável: (procedimento para avaliar a eficiência energética de máquinas elétricas)

Esta etapa para a certificação de máquinas necessita que a aparelhagem laboratorial possa efetuar as medições sempre que o motor da máquina opere em regime de binário e rotação variáveis no tempo. Tal é inevitável justamente no caso das prensas mecânicas. O uso de aparelhagem analógica com sistemas eletromecânicos, mesmo de elevada precisão, leva inevitavelmente a erros, dadas as inércias de bobines móveis, agulhas e eixos. O uso de sistemas digitais com elevadas frequências de amostragem, veio revolucionar as técnicas de medidas em tempo real e em regimes altamente variáveis no tempo. Tais sistemas de aquisição permitem registo em computador com tratamento praticamente imediato dos resultados, quer sob a forma de tabelas, quer por úteis gráficos de consumo energético de modo instantâneo ou médio (para avaliação diária, mensal ou anual). O sistema usado no Laboratório de Máquinas Elétricas na FEUP (Figura 7.23) é desenvolvido pelo fabricante *Chauvin-Arnoux* (França). Trata-se de uma muito prática unidade

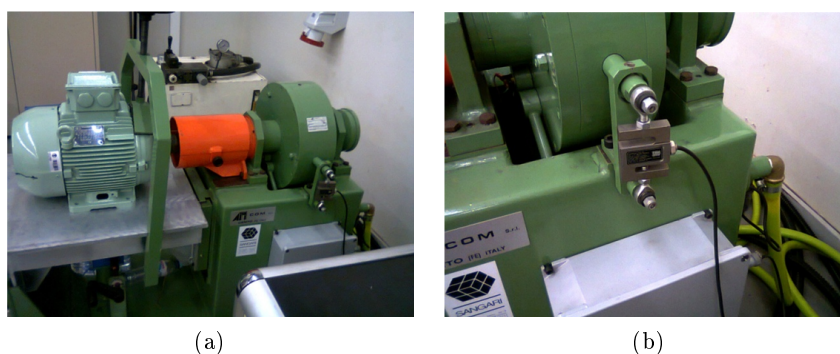


Figura 7.22: Banco de potência (a) para motores elétricos. A medição é efetuada a partir do momento torsor o qual é obtido por leitura no transdutor de força (b) (convertível em binário); Lab. de Máquinas Elétricas, DEEC, FEUP

portátil que, no caso do estudo efetuado nesta tese, poderia ser ligado ao motor da prensa mecânica em ensaio e registar sob forma gráfica (por exemplo) dados referentes à intensidade, tensão e potência consumida pelo motor.

Segue-se um exemplo da medição de potência elétrica, utilizando o sistema *QualiStar*[®] da casa *Chauvin-Arnoux* (França):



Figura 7.23: Sistema portátil *QualiStar*[®] (*Chauvin-Arnoux*, França) para medições em tempo real em máquinas elétricas (Lab de Máquinas Elétricas, DEEC-FEUP)

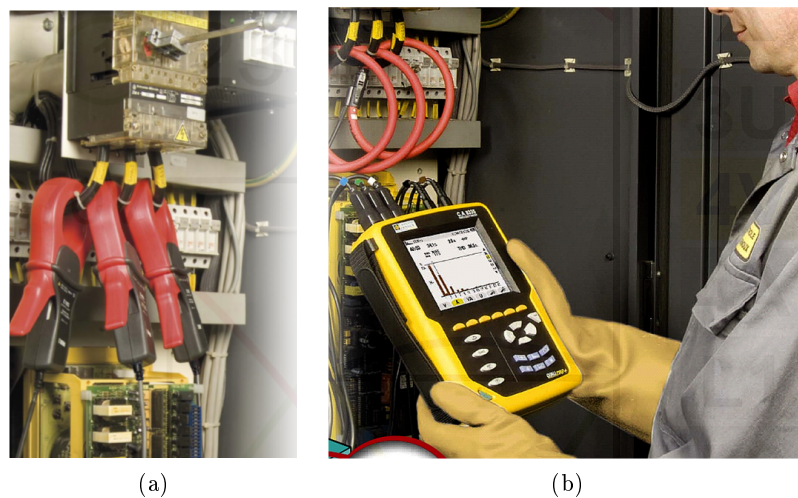


Figura 7.24: Ligação às 3 fases da fonte da rede de potência da máquina ou aparelhagem a medir.

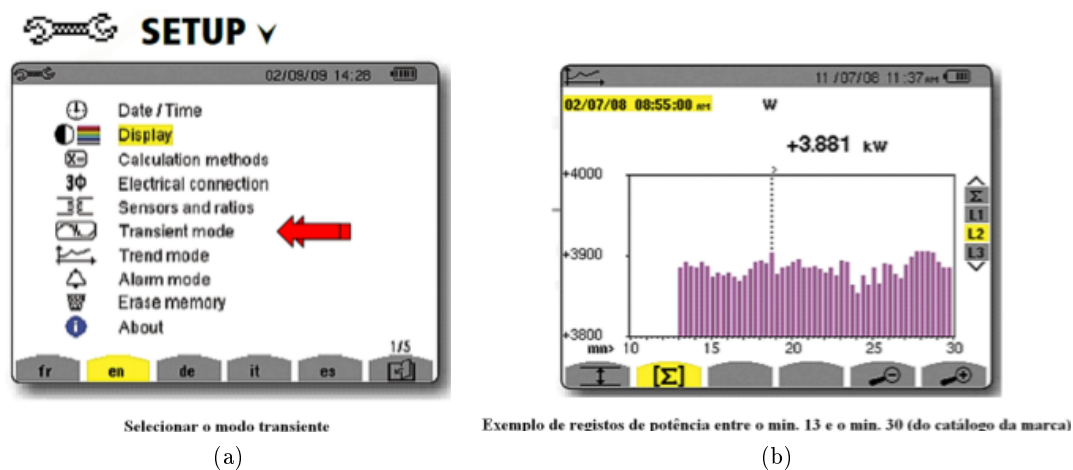


Figura 7.25: Écrans de leitura e seleção de menu do aparelho *QualiStar*[®] que pode ser usado em medições "de campo"

Capítulo 8

Conclusões

Sobre a análise cinemática de sistemas mais complexos, assegurando uma transição mais efetiva entre a velocidade de aproximação ao contacto com o material e um recuo rápido, verifica-se que as expressões para o deslocamento, velocidade e aceleração da corrediça são de considerável complexidade, tornando-se difícil a obtenção de soluções analíticas do comportamento dos sistemas biela-manivela. Uma forma alternativa de estudar este sistema é através de cinemática numérica incremental, em que a solução não é exata mas converge para esta última, dando a conhecer um resultado muito próximo do real. Através deste método é possível prever o comportamento deste conjunto, nomeadamente a velocidade e aceleração, que, como mostrado ao longo deste trabalho, são parâmetros de grande importância por afetarem diretamente a qualidade do produto final. A simulação numérica é uma ferramenta de grande utilidade tanto no estudo estrutural da prensa, como na análise do comportamento do material conformado.

Do ponto de vista energético, as ferramentas informáticas referidas anteriormente são uma enorme mais-valia, dado possibilitarem um conhecimento preciso tanto para o fabricante das prensas, no que respeita às características e comportamento do equipamento, como para o cliente, no que diz respeito ao planeamento das etapas necessárias para execução do produto final. Esta avançada tecnologia permite simular completa e pormenorizadamente todo o processo que se pretende realizar na prática, mas de forma "virtual" e, conseqüentemente, a baixo custo.

Com esta tese pretendeu-se alcançar uma forma rápida e prática de determinar a eficiência energética de prensas já existentes. Após ter sido feito um estudo intensivo sobre prensas, nomeadamente mecânicas, verificou-se que as principais perdas devem-se a atritos entre os componentes cinemáticos dos equipamentos. A forma de garantir maior eficiência da prensa é, indubitavelmente, através da utilização de componentes eles próprios eficientes. O atrito nas articulações das bielas e manivelas, nas engrenagens, correias, guias, entre outros, pode ser reduzido com uma boa lubrificação dos componentes, mas não é possível eliminá-los.

Com base em toda a pesquisa e estudo feitos ao longo desta tese, concluí também que os equipamentos mais eficazes e eficientes resultam da combinação dos vários sistemas, portanto as prensas híbridas. Assim torna-se possível conjugar, no mesmo equipamento, características como variação de curso e de velocidade, capacidade de manter a carga no PMI por um conveniente intervalo de tempo, entre muitas outras vantagens que os diferentes modelos apresentam.

A escolha do motor não é menos importante. O sobredimensionamento do motor implica

que a potência que vai ser utilizada é a mesma que seria com um motor menor, mas implica mais energia dissipada porque o ser maior implica mais atritos.

Capítulo 9

Trabalhos Futuros

Uma vez que as fontes de dissipação de energia são os atritos, e onde há atritos há aumento de temperatura, a utilização de câmaras termográficas representa uma ferramenta útil e de fácil utilização para determinar os focos problemáticos a nível energético.

Parece oportuno concentrar atenção na questão da lubrificação de superfícies planas (caso das guias) sob forças de contacto muito elevadas. Os lubrificantes com aditivos para extrema pressão, podem assegurar maior estabilidade da película de sustentação em regime hidrodinâmico, minimizando as perdas por atrito e aumentando a durabilidade dos componentes.

Para operações de pequena força, o doseamento e pressão de óleo no circuito de lubrificação pode significar uma importante poupança energética ao fim de algumas centenas ou milhares de peças produzidas. O aproveitamento dos movimentos de aproximação e recuo pode servir para desativar temporariamente a bomba de lubrificação, continuando esta a ser assegurada pelo mecanismo cinemático principal a partir de acessórios de concepção simples, tal como pequenos cilindros-bomba alternativa.

Combinação do mecanismo de embraiagem (eventualmente pneumática) com um sistema de acionamento direto da biela-manivela a fim de pré-lançar o seu movimento. O objetivo é o de reduzir a perda por fricção na fase de aceleração do sistema biela-manivela (em geral bastante massivo nas prensas de elevada força). O sistema de pré-lançamento (no andar de alta velocidade, ou seja, no eixo da embraiagem) utiliza um motor de considerável menor potência que o motor principal, uma vez que este serve apenas para igualar a velocidade do sistema cinemático principal na fase de trabalho. A utilização deste motor permitia que quase não houvesse perda por deslizamento na velocidade do volante na fase de engate da embraiagem.

Otimização dos sistemas de redução a utilizar em servomotores a incorporar nas modernas prensas mecânicas. Nesta etapa de projeto, uma combinação cuidada entre sistemas de barra/biela manivela e fuso, pode levar a um projeto de grande eficiência energética, além de assegurar uma contínua variação de parâmetros cinemáticos de acordo com os materiais e as operações de conformação a realizar.

Bibliografia

- [1] Mäkelt, H. (1969). *Mechanical Presses*. Edward Arnold (Publishers) Lda
- [2] Groover, M. P. (2010). *Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems*. NY: J. Wilwy & Sons.
- [3] Kalpakjian, P. S. (n.d.). Retrieved Fevereiro 2012, de <http://accessscience.com/overflow.aspx?searchStr=Sheet-metal+forming&stype=10&term=Sheet-metal+forming&rootID=796949>
- [4] Schuler. (1998). *Metal Forming Handbook*. Springer
- [5] (n.d.). Retrieved Março 2012, de <http://www.amino.co.jp/en/company/271.html>
- [6] (s.d.). Obtido em Dezembro de 2011, de <http://www.thomsonbsa.com/products.html>
- [7] Smith & Associates. (22 de Agosto de 2005). Press Selection and Maintenance.
- [8] Mecânica Exacta. (s.d.). Obtido em Maio de 2012, de <http://www.mecanicaexacta.com/>
- [9] Wiegand und Haas, in Hütte, Die Maschinenbau Taschenbuch, Ernst Verlag, Berlin 1960
- [10] Cattell, D. (15 de Janeiro de 2008). Obtido em Outubro de 2011, de <http://www.thefabricator.com/article/presstechnology/stamping-101-anatomy-of-a-mechanical-press>
- [11] (s.d.). Obtido em Abril de 2012, de <http://www.gudel.com/systems/press-automation/crossbar-transfer-robotfeeder-rfd/>
- [12] Tschaetsch, H. (2006). *Metal Forming Practise: Processes - Machines - Tools*. Berlin: Springer-Verlag.
- [13] Jones, M. F. (2005). *Engineering Materials 1, An Introduction to Properties, Applications and Design*. USA: Elsevier Ltd.
- [14] (s.d.). Obtido em Setembro de 2011, de http://www.cimm.com.br/portal/material_didatico/6537-a-curva-tenso-deformao

- [15] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de http://ca.wikipedia.org/wiki/Serradora_d'Hier%C3%A0polis
- [16] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de http://wikienergia.com/edp/index.php?title=James_Watt
- [17] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de <http://www.explicatorium.com/James-Watt.php>
- [18] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de http://en.wikipedia.org/wiki/George_Stephenson
- [19] Obtido em Junho de 2012, de http://gerald-massey.org.uk/smiles/b_stephenson.htm
- [20] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de http://www.enomt.co.jp/NewFiles/htm-e/shurui_e.htm
- [21] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de <http://www.enomt.co.jp/NewFiles/htm-e/energy-e.htm>
- [22] (s.d.). Obtido em Junho de 2012, de <http://www.minster.com/company/history/index.html>
- [23] Jorge Rodrigues, P. M. (2010). *Tecnologia Mecânica Vol. 2 - Tecnologia da Deformação Plástica*. Escolar Editora.
- [24] (s.d.). Obtido em Abril de 2012, de <http://www.oxbridgewriters.com/essays/engineering/springback-effects.php>
- [25] N. Nanu, G. B. (2011). Influence of material properties on the interaction between residual stress and springback in the case of in plane sheets forming. Bacau, Roménia.
- [26] Barbosa, G. M. (Jan/Mar de 2009). Processo de Dobramento de Chapas Metálicas. São Paulo, Brasil.
- [27] Norton, R. L. (2006). *Machine Design: An Integrated Approach*. Prentice Hall.
- [28] Beer, F. P., E. Russel Johnston, J., & Dewolf, J. T. (2003). *Mecânica dos Materiais*. Lisboa: McGraw-Hill de Portugal Ltd
- [29] Dias, F. T., Cruz, J. P., Valente, R. F., & Sousa, R. A. (2010). *Método dos Elementos Finitos - Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia*. ETEP - Edições Técnicas e Profissionais.
- [30] (s.d.). Obtido em 10 de Junho de 2012, de www.stamtec.com: <http://www.stamtec.com/catalog/presses/mechanical-presses/1-point-straight-side-presses/s1-series>
- [31] Natal, J. R., & S., D. L. (2004/2005). Teoria da Plasticidade. Departamento de Engenharia Mecânica Gestão Industrial, Faculdade do Porto

- [32] Gonçalves, M. C., Margarido, F., & Colaço, R. (2005). *Materiais de Construção - Guia de Utilização*
- [33] Pinto, M. G. (15 de Junho de 2011). Obtido em Julho de 2012, de <http://historiadafisicauc.blogspot.pt/2011/06/james-watt-e-maquina-vapor.html>
- [34] Ferreira, V., & Farinha, B. (1977). *Tabelas Técnicas*. Lisboa: Técnica - Associação dos Estudantes do I.S.T.
- [35] Bathe (1996). *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall Englewood Cliffs, NJ

Apêndice A

FORTRAN90

Texto Fortran 90:

```
Program cranks
Implicit double precision(a-h,o-z)
Pi=4.*atan(1.)
Open(1,file='grafou',status='unknown')
open(2,file='cransh',status='unknown')
open(3,file='veloc',status='unknown')
open(4,file='accelr',status='unknown')
Print*, 'prescribe circular trajectory at node I'
Print*, 'define omega='
Read*,omega
Print*, 'define crankshaft radius R='
Read*,r
Print*, 'define connecting rod length cnrl='
Read*,cnrl
Print*, 'number of angle increments nincr='
Read*,nincr
!The time for half a turn is pi/omega
Timehf=pi/omega
Deltat=timehf/nincr
Print*, 'time increment deltat=',deltat
Print*, 'Define initial position of connecting rod/crankshaft'
Print*, 'Currently starting at TDC position'
X0i=r
Y0i=0.
X0j=r+cnrl
Y0j=0.
vpist=0.
vpistn=0.
```

```

!Start incremental kinematics cycle for the linkage system
Do incr=1,nincr
Time=deltat*incr
Tetha=omega*time
Print *, 'time=',time, '      angle tetha of crankshaft=',tetha
Heigth=y0j-y0i
Base=x0j-x0i
!Alfa=acos( base/cnrl)
Projb=base/cnrl
Projh=heigth/cnrl
Delu0j=projb*(-omega*r*sin(tetha)*deltat)+projh*(omega*r*cos(tetha)*deltat)
delx0j=Delu0j/Projb
!Update x0j position
X0jnew=x0j+delx0j
X0i=x0i-omega*r*sin(tetha)*deltat
Y0i=y0i+omega*r*cos(tetha)*deltat
Print *, 'position of crankshaft/connecting rod bearing:'
Print *, 'X0i=',x0i, '      y0i=',y0i
Print *, 'position of connecting rod piston end:'
Print *, 'X0j=',x0j, '      y0j=',y0j
vpistn=(x0jnew-x0j)/deltat
accel=(vpistn-vpist)/deltat
vpist=vpistn
print *, 'velocity of piston=',vpist
Pause
Write(1,100)time,x0j
write(2,100)x0i,y0i
write(3,100)time,vpist
write(4,100)time,accel
100      format(2f10.5)
x0j=x0jnew
End do
Stop
End

```

Apêndice B

Catálogo de motores elétricos de baixa voltagem, de 1500 rpm da empresa ABB

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-2-1; 2007				Current		Torque			Moment of inertia J = 1/4 GD ² kgm ²	Weight kg	Sound pressure level L _{PA} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%	Power factor cos φ	I _N A	I _s / I _N	T _N Nm	T _l / T _N	T _b / T _N			
1500 r/min = 4 poles			400 V 50 Hz			CENELEC-design									
0.25	M2BA 71 MA	3GBA 072 211-••B	1365	68.3	70.8	69.7	0.81	0.65	3.5	1.74	1.9	2.0	0.00074	10	45
0.37	M2BA 71 MB	3GBA 072 212-••B	1380	72.4	74.5	74.6	0.83	0.88	4.0	2.5	1.6	2.1	0.00088	11	45
0.55	M2BA 80 MA	3GBA 082 211-••B	1415	74.5	73.8	70.0	0.73	1.45	5.0	3.7	2.0	2.8	0.00144	15	45
0.75	M2BA 80 MD	3GBA 082 214-••B	1430	81.0	80.7	77.3	0.73	1.83	5.3	5	2.7	3.2	0.00205	17	50
1.1	M2BA 90 SLB	3GBA 092 212-••B	1435	83.6	84.5	83.2	0.80	2.3	6.1	7.3	2.7	3.4	0.0044	25	50
1.5	M2BA 90 SLD	3GBA 092 215-••B	1430	84.3	85.6	84.7	0.83	3	6.3	10	2.7	3.4	0.0053	27	56
2.2	M2BA 100 LC	3GBA 102 213-••B	1450	85.9	85.1	83.4	0.78	4.7	6.4	14.4	2.9	3.6	0.00948	36	56
3	M2BA 100 LD	3GBA 102 214-••B	1450	86.8	87.0	85.4	0.79	6.3	7.7	19.7	2.9	3.4	0.011	38	58
4	M2BA 112 MB	3GBA 112 212-••B	1440	86.8	87.7	87.3	0.81	8.2	7.0	26.5	2.5	2.9	0.0125	44	59
5.5	M2BA 132 SMB	3GBA 132 212-••B	1460	89.0	89.8	88.9	0.80	11.1	5.9	35.9	1.7	2.4	0.03282	70	67
7.5	M2BA 132 SMC	3GBA 132 213-••B	1450	89.3	90.1	90.0	0.81	14.9	5.6	49.3	1.6	2.4	0.03659	73	64
11	M2BA 160 MLA	3GBA 162 043-••G	1463	90.2	91.4	91.2	0.85	20.7	7.1	71.7	2.6	3.0	0.084	134	65
15	M2BA 160 MLB	3GBA 162 044-••G	1463	90.6	91.8	91.6	0.84	28.4	7.2	97.9	2.7	3.6	0.095	141	65
18.5	M2BA 180 MLA	3GBA 182 043-••G	1464	91.2	92.3	92.1	0.84	34.8	7.9	120	3.1	3.6	0.112	175	62
22	M2BA 180 MLB	3GBA 182 044-••G	1465	91.6	92.5	92.1	0.83	41.7	8.0	143	3.0	3.8	0.13	187	65
30 ¹⁾	M2BA 200 MLA	3GBA 202 042-••G	1474	92.3	93.4	93.5	0.83	56.5	7.3	194	2.7	2.9	0.217	241	62
37	M2BA 225 SMA	3GBA 222 043-••G	1479	93.0	93.9	93.8	0.84	68.3	7.2	238	2.6	2.9	0.309	293	68
45	M2BA 225 SMB	3GBA 222 044-••G	1479	93.2	94.0	93.7	0.83	83.9	7.4	290	2.4	3.1	0.368	318	68
55	M2BA 250 SMA	3GBA 252 042-••G	1478	93.5	94.2	93.7	0.85	99.8	7.3	355	2.8	3.0	0.476	342	70
75	M2BAT 280 SMA	3GBA 282 210-••E	1484	94.2	94.2	93.5	0.85	135	6.9	482	2.5	2.8	1.25	590	71
90	M2BAT 280 SMB	3GBA 282 220-••E	1483	94.4	94.6	94.1	0.86	160	7.2	579	2.5	2.7	1.5	630	71
110	M2BAT 315 SMA	3GBA 312 210-••E	1487	94.7	94.6	93.8	0.86	194	7.2	706	2.0	2.5	2.3	870	78
132	M2BAT 315 SMB	3GBA 312 220-••E	1487	95.0	95.0	94.3	0.86	233	7.1	847	2.3	2.7	2.6	925	78
160	M2BAT 315 SMC	3GBA 312 230-••E	1487	95.2	95.3	94.6	0.85	285	7.2	1027	2.4	2.9	2.9	970	78
200	M2BAT 315 MLA	3GBA 312 410-••E	1486	95.3	95.4	94.9	0.86	352	7.0	1285	2.3	2.8	3.5	1080	78
250	M2BAT 355 S	3GBA 352 100-••E	1488	95.2	95.2	94.4	0.85	445	6.7	1604	2.0	2.6	5.4	1500	82
1500 r/min = 4 poles			400 V 50 Hz			High-output design									
110	M2BAT 280 SMC	3GBA 282 230-••E	1485	94.9	95.1	94.6	0.86	194	7.6	707	3.0	3.0	1.85	690	71

¹⁾ Temperature rise class F

The two bullets in the product code indicate choice of mounting arrangements, voltage and frequency code (see ordering information page).

I_s / I_N = Starting current
 T_l / T_N = Locked rotor torque
 T_b / T_N = Breakdown torque

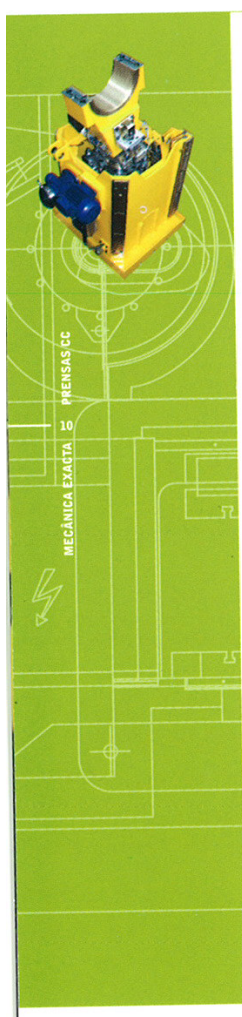
Efficiency values are given according to IEC 60034-2-1; 2007.

Please note that the values are not comparable without knowing the testing method.

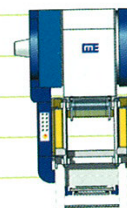
ABB has calculated the efficiency values according to indirect method, stray load losses (additional losses) determined from measuring.

Apêndice C

Dados técnicos da prensa CC100 da
Mecânica Exacta S.A.


DADOS TÉCNICOS ◊ MODELO DE PRENSA CC100

Força nominal (kN)	1000
Altura nominal (mm)	7.1
Energia do volante em contínuo (kJ)	7.1
Energia do volante em ciclo a ciclo (kJ)	14.2
Cadência nominal (ciclos/min)	56
Cadência variável (ciclos/min)	45 - 90
Regulação dos cursos (mm)	20 - 125
Dimensões da mesa (largura x prof.) (mm)	1060 - 720
Dimensões da corredeira (largura x prof.) (mm)	670 x 580
Altura da ferramenta fechada (mm)	375
Distância entre colunas (mm)	520
Altura da superfície de trabalho (mm)	930
Regulação da corredeira (mm)	80
Número de bielas	1
Número de guias	6
Potência motor principal (kW)	11
Tensão de trabalho (V/Hz)	380/50
Dimensões máx. (largura x prof. x altura) (m)	1,8x1,95x3,35
Peso aproximado (kg)	11000
Sistema de sobrecarga hidráulico	
Sistema de lubrificação centralizada	
Cilindros equilibradores	
DMS-Device Management System (sist. básico)	
Regulação automática do curso e da corredeira	



Apêndice D

Ficha de dados técnicos da prensa CC100 da Mecânica Exacta

MECÂNICA EXACTA, S.A.		INSTRUÇÃO DE CÁLCULO		Instrução nº : 0161
Departamento Técnico				Rev. : 01 Pág. 1 de 2
Título : Energia de um volante				
Projecto nº : 0138-2000	Nota de cálculo nº : 0014	Data : 2004/02/20	Calculado : HAG	
Assunto : Prensa CC100		Data : 2004/02/20	Verificado : ASG	

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.

Equivalência de unidades : $\text{rot} = 2 \cdot \pi \cdot \text{rad}$

Equivalência de unidades : $\text{kJ} = 10^3 \cdot \text{J}$

Parâmetros dados :

Momento de inércia do volante : $J_z := 47.881 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

Frequência de rotação síncrona do motor : $n_s := 1500 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$

Razão da transmissão flexível (polia/volante) : $u := \frac{179.7}{754.4}$

Deslizamento em regime contínuo : $v_c := 0.13$

Deslizamento em regime intermitente : $v_i := 0.29$

Procedimento de cálculo :**1. Cálculo da velocidade angular máxima, mínima e média do volante**

Frequência de rotação máxima do volante (em vazio) :

$$n_0 := n_s \cdot u \qquad n_0 = 357.304 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$$

Velocidade angular máxima do volante (em vazio) :

$$\omega_0 := n_0 \qquad \omega_0 = 37.417 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velocidade angular mínima do volante (em regime contínuo) :

$$\omega_{1c} := \omega_0 - \omega_0 \cdot v_c \qquad \omega_{1c} = 32.553 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velocidade angular mínima do volante (em regime intermitente) :

$$\omega_{1i} := \omega_0 - \omega_0 \cdot v_i \qquad \omega_{1i} = 26.566 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velocidade angular média do volante (em regime contínuo) :

$$\omega_{mc} := \frac{\omega_0 + \omega_{1c}}{2} \qquad \omega_{mc} = 34.985 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velocidade angular média do volante (em regime intermitente) :

$$\omega_{mi} := \frac{\omega_0 + \omega_{1i}}{2} \qquad \omega_{mi} = 31.991 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Data : 1998/09/21
Elaborado : AMA

Data : 1998/10/18
Revisto : ASG

Data : 1999/10/18
Aprovado : ASG

MECÂNICA EXACTA, S.A.	INSTRUÇÃO DE CÁLCULO	Instrução nº : 0161
Departamento Técnico		Rev. : 01 Pág. 2 de 2

2. Cálculo da frequência de rotação média do volante em regime contínuo

Frequência de rotação média do volante em regime contínuo :

$$n_{mc} := \omega_{mc} \qquad n_{mc} = 334.079 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$$

3. Cálculo do coeficiente de flutuação da velocidade angular

Coefficiente de flutuação da velocidade angular (em regime contínuo) :

$$\delta_c := \frac{\omega_0 - \omega_{1c}}{\omega_{mc}} \qquad \delta_c = 0.139$$

Coefficiente de flutuação da velocidade angular (em regime intermitente) :

$$\delta_i := \frac{\omega_0 - \omega_{1i}}{\omega_{mi}} \qquad \delta_i = 0.339$$

4. Cálculo da energia do volante e da energia útil no processo

Energia do volante (em vazio) :

$$W := \frac{1}{2} J_z \cdot \omega_0^2 \qquad W = 33.517 \text{ kJ}$$

Energia útil no processo (em regime contínuo) :

$$A_c := \frac{1}{2} J_z \cdot (\omega_0^2 - \omega_{1c}^2) \qquad A_c = 8.148 \text{ kJ}$$

Energia útil no processo (em regime intermitente) :

$$A_i := \frac{1}{2} J_z \cdot (\omega_0^2 - \omega_{1i}^2) \qquad A_i = 16.621 \text{ kJ}$$

5. Cálculo do coeficiente de utilização da energia do volante

Coefficiente de utilização da energia do volante (em regime contínuo) :

$$Z_c := \frac{A_c}{W} \qquad Z_c = 0.243$$

Coefficiente de utilização da energia do volante (em regime intermitente) :

$$Z_i := \frac{A_i}{W} \qquad Z_i = 0.496$$

Data : 1998/09/21
Elaborado : AMA

Data : 1998/10/18
Revisto : ASG

Data : 1999/10/18
Aprovado : ASG

IM110/01-99/05/27-Pág. 1/3