



UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL SANTANA QUEIROZ

**DIMENSIONAMENTO DE EMPILHAMENTO DE MOLAS
BELLEVILLE ATUANTES EM PROCESSO DE MOLDAGEM POR
COMPRESSÃO**

Salvador, Fevereiro de 2019

RAFAEL SANTANA QUEIROZ

DIMENSIONAMENTO DE EMPILHAMENTO DE MOLAS BELLEVILLE
ATUANTES EM PROCESSO DE MOLDAGEM POR COMPRESSÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola Politécnica da Universidade Federal da
Bahia, como requisito parcial para a obtenção
do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jayann Ismar Lira
Almeida

Salvador, 2019

TERMO DE APROVAÇÃO

RAFAEL SANTANA QUEIROZ

DIMENSIONAMENTO DE EMPILHAMENTO DE MOLAS BELLEVILLE ATUANTES EM PROCESSO DE MOLDAGEM POR COMPRESSÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade Federal da Bahia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, e aprovado pela seguinte banca examinadora:

Jayann Ismar Lira Almeida
Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba
Engenheiro Mecânico, Universidade Federal da Paraíba

Bruno da Cunha Diniz
Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte
Engenheiro Mecânico, Universidade Federal do Rio Grande do Norte

Marco Túlio Santana Alves
Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Engenheiro Mecânico, Universidade Federal de Uberlândia

Salvador, 21 de Fevereiro de 2019

A Deus e à minha família, os
principais pilares da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus, que se faz presente em minha vida nos mínimos detalhes e é a razão da minha felicidade. A Ele toda honra e glória pela realização desse trabalho, por todas as conquistas alcançadas e as que ainda estão por vir.

À minha família, pelo apoio incondicional, compreensão e confiança. À minha mãe por todo suporte e palavras de encorajamento, principalmente nos momentos difíceis. Ao meu pai, por ser meu maior exemplo de integridade e profissionalismo.

À minha namorada, pelo companheirismo. Pela paciência durante minha ausência no intercâmbio e também pelo incentivo em todos os sonhos compartilhados.

Ao Baja e todos os amigos que lá fiz. Os quase três anos ali despendidos foram, sem dúvidas, o período de maior crescimento técnico durante a universidade. O Baja foi a escola prática de engenharia que tive no período em que estudei na UFBA.

Por fim, aos funcionários da Bosch Aratu, local onde realizei o estágio curricular. Em especial aos do setor MOE2, que cederam tempo de produção da máquina para realização dos testes presentes nesse trabalho, e também do TEF, que disponibilizaram todo o equipamento e ferramental necessário para realização dos testes.

*“A maioria das pessoas não planeja
fracassar, fracassa por não planejar”.*

John L. Beckley

RESUMO

Este trabalho consiste na análise do empilhamento atual de molas Belleville presentes em uma prensa que realiza moldagem por compressão, assim como na proposta de um novo empilhamento e avaliação econômica das mudanças sugeridas. Para tanto, são abordados os principais conceitos e cálculos que regem o dimensionamento de molas Belleville, e também o princípio de funcionamento básico de máquinas que realizam moldagem por compressão. Posteriormente aplica-se toda a teoria discutida juntamente com aquisições de dados empíricos, resultantes de medição direta de força de prensagem. Por fim, é feita uma análise econômica de *payback* simples, na qual se avalia a aplicabilidade e o retorno das mudanças propostas.

Palavras-chave: Molas Belleville, arruelas Belleville, molas de disco, molas prato, empilhamento de molas, moldagem por compressão.

ABSTRACT

This paper consists of the analysis of the current stacking of Belleville springs present in a press that performs compression molding, as well as in the proposal of a new stacking and economic evaluation of the suggested changes. To do so, the main concepts and calculations that govern the Belleville springs dimensioning are discussed, as well as the principle of basic operation of machines that perform compression molding. Subsequently the whole theory discussed is applied together with the acquisition of empirical data, resulting from direct measurement of the pressing force. Finally, an economic analysis of simple payback is made, in which the applicability and the return of the proposed changes are evaluated.

Keywords: Belleville springs, Belleville washers, disc springs, spring stacking, compression molding.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Diferentes tipos de mola.....	15
Figura 2.1 – Molas Belleville disponíveis comercialmente.	19
Figura 2.2 – Representação esquemática de uma mola Belleville.	21
Figura 2.3 – Característica de uma Mola Prato DIN EN 16983, Grupo 2, Série B 50 x 25,4 x 2.	22
Figura 2.4 – Relação deflexão/carga de uma mola Belleville.	22
Figura 2.5 – Pontos críticos de tensão em uma mola Belleville.....	23
Figura 2.6 – Diagrama de resistência à fadiga.....	25
Figura 2.7 – Relaxamento permissível de molas de disco feitas de aço carbono CK segundo norma DIN 17222.	28
Figura 2.8 – Formas de empilhamento de molas Belleville.	28
Figura 2.9 – Orientação do empilhamento de molas prato.....	29
Figura 2.10 – Fricção em molas prato.	31
Figura 2.11 – Influência do atrito na força da mola para diferentes empilhamentos em paralelo.	32
Figura 2.12 – Posição do centro de rotação e do ponto OM.	34
Figura 2.13 – Diagrama esquemático de um equipamento de moldagem por compressão.	38
Figura 3.1 – Batentes limitadores de deslocamento das molas Belleville.....	40
Figura 3.2 – Desenho técnico da matriz e conjunto “canhão” de molas.	41
Figura 3.3 – Desenho de batente mecânico.	42
Figura 3.4 – Batente mecânico.	43
Figura 3.5 – Prensa Ciola e equipamentos anexos.	44
Figura 3.6 – Vista frontal da Prensa Ciola.	45
Figura 3.7 – Bobina de Ignição.	46
Figura 3.8 – Empilhamento atual de molas Belleville.....	47
Figura 3.9 – Curvas de rigidez: mola individual e empilhamento atual.....	48
Figura 3.10 – Modificação ferramental para inserção de célula de carga.	49
Figura 3.11 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.....	50
Figura 3.12 – Equipamentos reais utilizados para a medição e registro da força de prensagem.....	51
Figura 3.13 – Aparato experimental em funcionamento.	52

Figura 3.14 – Cavidade onde foi medida força de prensagem.	53
Figura 3.15 – Instalação do “copo”.	54
Figura 3.16 – Célula de carga modelo Kistler 9041A.	54
Figura 3.17 – Curva de calibração da célula de carga Kistler 9041A.	55
Figura 4.1 – Diagrama de Ishikawa para falha de entupimento da matriz superior.	57
Figura 4.2 – Empilhamento.	59
Figura 4.3 – Curva força x deslocamento para o empilhamento proposto.	61
Figura 4.4 – Determinação gráfica do tempo de <i>payback</i>	65
Figura 4.5 – Determinação gráfica do tempo de <i>payback</i> para a condição proposta e soluções alternativas 1 e 2.	67
Figura A.1 – Teste 1 a 170 bar.	72
Figura A.2 – Teste 2 a 170 bar.	72
Figura A.3 – Teste 3 a 170 bar.	73
Figura A.4 – Teste 4 a 170 bar.	73
Figura A.5 – Teste 5 a 170 bar.	74
Figura A.6 – Teste 6 a 170 bar.	74
Figura A.7 – Teste 7 a 170 bar.	75
Figura A.8 – Teste 8 a 170 bar.	75
Figura A.9 – Teste 9 a 170 bar.	76
Figura A.10 – Teste 10 a 170 bar.	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Folgas recomendadas para molas prato.	30
Tabela 2.2 – Influência do atrito na força da mola.	33
Tabela 3.1 – Legenda da Fig. (3.11) com respectivas funções dos equipamentos.	51
Tabela 4.1 – Valores de força máxima de prensagem a uma pressão de 170 bar.	56
Tabela 4.2 – Empilhamento atual x empilhamento proposto	60
Tabela 4.3 – Vida em fadiga em função do curso do empilhamento.	62
Tabela 4.4 – Orçamento de usinagem de fornecedor cadastrado.	64
Tabela 4.5 – Comparação de custos: situação atual x situação proposta.	65
Tabela 4.6 – Sumário de valores investidos e tempos de <i>payback</i> para condições propostas.	68

LISTA DE SÍMBOLOS

D_e	Diâmetro externo
D_i	Diâmetro interno
D_o	Diâmetro do centro de rotação
E	Módulo de elasticidade
F	Força elástica de uma mola
F_1, F_2, F_3	Força elástica da mola para deflexões s_1, s_2, s_3
F_c	Força de projeto da mola na posição plana
F_{ges}	Força elástica de um empilhamento
ΔF	Força perdida na pré-carga
K_1, K_2, K_3, K_4	Constantes para cálculo
L_0	Comprimento não carregado do empilhamento
L_1, L_2, L_3	Comprimento carregado do empilhamento para forças F_1, F_2, F_3
N	Número de ciclos até a falha
R	Constante elástica da mola
h_0	Altura do cone de uma mola não carregada
$h_{0'}$	Altura do cone de uma mola com espessura reduzida t' não carregada
i	Número de molas empilhadas em série
l_0	Altura de uma mola não carregada
n	Número de molas empilhadas em paralelo
s	Deflexão de uma mola
s_1, s_2, s_3	Deflexão relativa às forças F_1, F_2, F_3
s_{ges}	Deflexão de um empilhamento ou conjunto de molas
t	Espessura de uma mola
t'	Espessura reduzida de uma mola para molas com contato plano
$\delta = D_e/D_i$	Razão de diâmetro
μ	Coeficiente de Poisson (para aço mola = 0,3)
σ	Tensão calculada
$\sigma_{OM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}$	Tensão calculada nos pontos OM, I, II, III e IV
σ_o	Tensão máxima calculada para molas carregadas dinamicamente

σ_u	Tensão mínima calculada para molas carregadas dinamicamente
σ_h	Faixa de tensão para molas carregadas dinamicamente
σ_O	Tensão máxima para resistência à fadiga
σ_U	Tensão mínima para resistência à fadiga
$\sigma_H = \sigma_O - \sigma_U$	Faixa de tensão permissível para resistência à fadiga

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1	Justificativa.....	16
1.2	Motivação	17
1.3	Objetivo geral	17
1.3.1	Objetivos específicos	18
1.4	Estrutura do trabalho	18
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Molas Belleville	19
2.1.1	Definição.....	19
2.1.2	História	20
2.1.3	Geometria	21
2.1.4	Características de deflexão e carregamento.....	21
2.1.5	Tensões de carregamento.....	23
2.1.6	Relaxamento e fluência.....	27
2.1.7	Empilhamento.....	28
2.1.8	Atrito e lubrificação	30
2.1.9	Método simplificado para cálculo de molas Belleville.....	33
2.2	Moldagem por compressão	37
3.	ESTUDO DE CASO	40
3.1	Prensa Ciola.....	43
3.2	Tampa da bobina de ignição.....	46
3.3	Condição atual de empilhamento de molas	46
3.4	Instrumentação para aquisição de dados de força de prensagem	49
3.5	Calibração.....	54
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	56

4.1	Avaliação do empilhamento atual	57
4.2	Redimensionamento do empilhamento de molas	58
4.3	Análise de <i>payback</i> do dimensionamento proposto	63
5.	CONCLUSÃO	69
6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
	REFERÊNCIAS	71
	APÊNDICES	72

1. INTRODUÇÃO

A elasticidade é uma propriedade inerente a praticamente todos os objetos. Enquanto alguns possuem elasticidade praticamente nula, como o tijolo refratário, outros têm grande capacidade de se alongar, como o saco plástico. Em outras palavras, todo material pode ser considerado como uma mola com determinado valor de rigidez. No entanto, o termo “mola” é mais comumente utilizado para nomear um tipo de elemento de máquina, que é fabricado com o intuito de sofrer uma deflexão conhecida ou armazenar energia após a aplicação de uma força.

As molas possuem uma incontável gama de aplicações. Estão presentes nas lapiseiras, nos brinquedos, nos aparelhos de academia, na suspensão dos automóveis e nas mais diversas máquinas e ferramentas existentes. Elas podem atuar provendo forças de tração, compressão, torção ou simplesmente armazenando energia. Quanto ao formato, podem possuir seção transversal circular, quadrada, redonda ou com formato especial. Dentre os mais diversos tipos de mola – que podem ser vistos na Fig. (1.1) – destaca-se o uso das molas Belleville, cujo dimensionamento é o foco do presente trabalho.

Figura 1.1 – Diferentes tipos de mola.



Fonte: MECHANICAL ENGINEERING COMMUNITY, 2017 (adaptada pelo autor).

O uso das molas Belleville – também chamadas de molas prato ou molas arruela – é extremamente aplicável em situações onde se deseja obter uma alta relação de força transmitida em um curto espaço disponível para deslocamento. A geometria desse tipo de mola permite empilhamentos em paralelo e em série, que possibilitam uma variação controlada da rigidez equivalente do conjunto.

Em processos de moldagem por compressão costuma-se utilizar molas Belleville para distribuição das forças de impacto nos moldes, principalmente em locais onde são montados itens como pinos e bornes metálicos, sobre os quais é indesejável que haja exercício de pressão. A seleção desse tipo de mola para esse processo de fabricação específico é justificada pela comum restrição de espaço dentro dos moldes, assim como pela necessidade de valores robustos de rigidez, uma vez que as pressões de prensagem costumam ser consideravelmente altas. Além disso, a depender da forma que as molas são empilhadas, é possível obter um amortecimento progressivo, ou seja, com um deslocamento escalonado, o que pode contribuir substancialmente para o aumento da vida útil dos moldes e matrizes.

1.1 Justificativa

O empilhamento atual de molas Belleville utilizado em uma matriz de prensagem hidráulica não está satisfazendo os requisitos de projeto. As molas, que promovem uma força reativa em um bico central de prensagem, estão sofrendo um deslocamento considerável, a ponto de permitir passagem de matéria prima para fora da cavidade da matriz. Após certo nível de entupimento com matéria prima, torna-se inviável a prensagem, sendo necessária a intervenção do operador para desmontagem e limpeza das matrizes.

Tendo percebido que essas constantes intervenções estavam impactando diretamente a produtividade da máquina, o engenheiro responsável do setor adotou uma solução paliativa, adicionando um batente mecânico para evitar o deslocamento demasiado do conjunto de molas. No entanto, como o batente não é fixado sobre o “copo” onde estão as molas, há frequentemente um desvio na sua posição, o que remete novamente ao problema de molas com deslocamento livre.

Para que o problema fosse resolvido, foi estudado todo o sistema de prensagem e foi constatado que as molas estavam subdimensionadas para as condições operacionais da máquina, fato que justificou a realização desse trabalho, cujo foco é o

redimensionamento do empilhamento de molas para eliminação do uso de batente mecânico.

1.2 Motivação

A principal motivação para a realização desse estudo foi a possibilidade de solucionar um problema recorrente de uma prensa hidráulica pertencente a uma indústria do setor de autopeças.

Adquirida no ano de 1979, a prensa teve, ao longo dos anos, diversas modificações em sua estrutura e parâmetros operacionais. Através de mudanças de moldes, pressões de prensagem, temperatura, tempo de ciclo e até mesmo matéria prima, os elementos da máquina como guias, rolamentos, parafusos e molas passaram a sofrer carregamentos com intensidade variável e a falhar antes do previsto, gerando custos de manutenção corretiva indesejáveis.

Dentre as constantes intervenções feitas pelo próprio operador e pelo setor de manutenção, observou-se que o entupimento de matrizes era uma falha que poderia ser resolvida através do redimensionamento do conjunto de molas para uma condição mais robusta. Não obstante, tal solução iria eliminar o uso indesejável de batentes mecânicos sobre o “copo” de molas, fato que foi bastante criticado por auditores externos de processo.

Mediante a oportunidade de melhorar a produtividade da máquina, reduzir os custos de manutenção e por em prática conhecimentos adquiridos na universidade, o presente trabalho foi conduzido com apoio dos setores de processos, através da concessão de disponibilidade da máquina, e manutenção, o qual proveu os equipamentos necessários e suporte técnico para realização dos testes.

1.3 Objetivo geral

Dimensionar empilhamento de molas Belleville para moldagem por compressão da tampa da bobina de ignição asfáltica, de forma a eliminar necessidade do uso de batente mecânico.

1.3.1 Objetivos específicos

- Avaliar a condição atual de empilhamento, determinando a(s) causa(s) raiz da falha de entupimento da matriz, resultantes da incapacidade de absorção da força de prensagem pelas molas Belleville;
- Redimensionar empilhamento de molas de modo a obter máxima vida útil e eliminar necessidade do uso de batente mecânico;
- Efetuar análise de *payback* do dimensionamento proposto.

1.4 Estrutura do trabalho

- Capítulo 2: Referenciamento teórico, de acordo com a literatura disponível, dos assuntos que serão abordados;
- Capítulo 3: Explanação completa do estudo de caso, desde as condições de contorno até o planejamento da execução dos testes para obtenção de dados experimentais do processo de moldagem por compressão;
- Capítulo 4: Análise da condição atual com base nos resultados obtidos nos testes e proposta de uma nova condição de empilhamento, além do fornecimento de dados empíricos para a realização de trabalhos futuros, que também são de interesse da empresa onde se produziu esse trabalho. Por fim é realizado um estudo de viabilidade econômica da solução proposta.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Molas Belleville

2.1.1 Definição

Também chamadas de molas prato ou de disco, as molas Belleville são componentes cônicos, semelhantes a arruelas, projetadas para carregamento axial. O que torna esse elemento de máquina exclusivo é o fato de que, com base em cálculos padronizados da DIN EN 16984 (anteriormente DIN 2092), é possível prever a deflexão para uma determinada carga e determinar o ciclo de vida mínimo (SPIROL, 2018).

As molas prato podem ser carregadas estaticamente de forma contínua ou intermitente, ou ainda submetidas a ciclos contínuos de carga. Elas podem ser usadas isoladamente ou de forma coletiva – empilhadas paralelamente, em série ou em uma dessas combinações (SPIROL, 2018). A Figura (2.1) mostra variações de molas Belleville que são comercializadas.

Figura 2.1 – Molas Belleville disponíveis comercialmente.



Fonte: NORTON, 2013.

2.1.2 História

O real inventor desse tipo de elemento de máquina é desconhecido, porém, no ano de 1861, o francês Julien Francois Belleville recebeu a patente francesa de número 52399 pelo *design* de uma mola que continha os princípios da mola prato. A importância que essa invenção alcançou é desconhecida, mas o fato de que até hoje a França e os países anglo-saxônicos ainda falam de “Molas Belleville” infere uma ampla disseminação dessa ou outras fontes similares (SCHNORR, 2003).

Em 1917 Fr. Dubois desenvolveu, no Instituto Federal de Tecnologia de Zurique, a teoria em que o cálculo da mola de disco é baseado em sua dissertação "A Força da Concha Cônica". No entanto, ainda levou várias décadas até que isso fosse adotado na prática. Durante muito tempo, as molas de disco continuaram a ser calculadas de acordo com a teoria da placa perfurada plana. Então, em 1936, dois americanos, Almen e László, publicaram um método simplificado de cálculo que permitia uma maneira rápida e praticamente correta de calcular as molas de disco (SCHNORR, 2003).

Nesse meio tempo, a mola de disco foi introduzida em várias áreas da tecnologia. Começando com aplicações na construção de ferramentas de corte e prensas, onde é especialmente vantajosa devido ao grande número de variações possíveis com o mesmo tamanho de mola, novas aplicações foram rapidamente encontradas na fabricação de máquinas, motores e veículos automotores (SCHNORR, 2003).

O desenvolvimento tecnológico é muitas vezes avançado rapidamente em tempos de guerra. A mola de disco não foi exceção e sua disseminação foi fortemente promovida pela Segunda Guerra Mundial. Por exemplo, suas excelentes características de amortecimento com múltiplas camadas paralelas foram utilizadas para a suspensão de culatras de artilharia. Nesse período, foram também desenvolvidos métodos de cálculo e tecnologia de material. Após a guerra, as condições foram criadas para a introdução da mola de disco em todas as áreas da tecnologia (SCHNORR, 2003).

Segundo Mubea (2018), as molas Belleville são diferenciadas de outros tipos de molas pelas seguintes características:

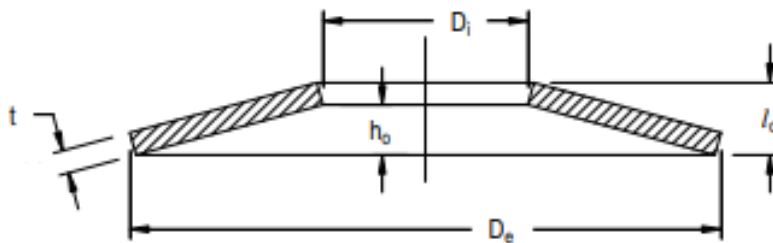
- Alta capacidade de carga com uma pequena deflexão da mola;
- Alta utilização do espaço quando comparadas com outros tipos de molas;
- Alta vida em fadiga e baixa perda de ajuste ou fluência quando corretamente dimensionadas;

- Diferentes combinações de molas podem ser projetadas para as características de carga desejadas;
- Uma variedade de materiais especiais e revestimentos de superfície podem ser usados;
- Custo-benefício, como resultado de tamanhos padronizados.

2.1.3 Geometria

A sua seção transversal possui forma cônica com espessura t , diâmetro interno D_i , diâmetro externo D_e , altura livre l_0 e altura interna de cone h_0 , como mostrado na Fig. (2.2).

Figura 2.2 – Representação esquemática de uma mola Belleville.

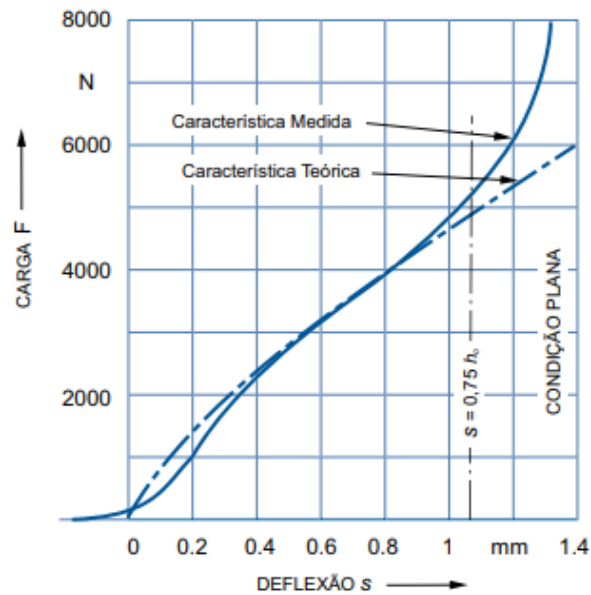


Fonte: SPIROL, 2018.

2.1.4 Características de deflexão e carregamento

As molas Belleville apresentam uma divergência nos valores de deflexão teórica e deflexão medida, conforme indicado pela Fig. (2.3). Na faixa inferior de deflexão, a curva real medida se afasta ligeiramente da teórica devido a tensões residuais. Na faixa intermediária (faixa de trabalho) a deflexão real medida é praticamente igual à deflexão teórica. Conforme a deflexão aumenta, o raio do braço de momento diminui e a força solicitada aumenta acentuadamente. Quando a faixa s/h_0 excede 0,75, o desvio teórico também aumenta consideravelmente. Assim, a previsibilidade da força/deflexão é limitada a 75% do total da deflexão (h_0) (SPIROL, 2018).

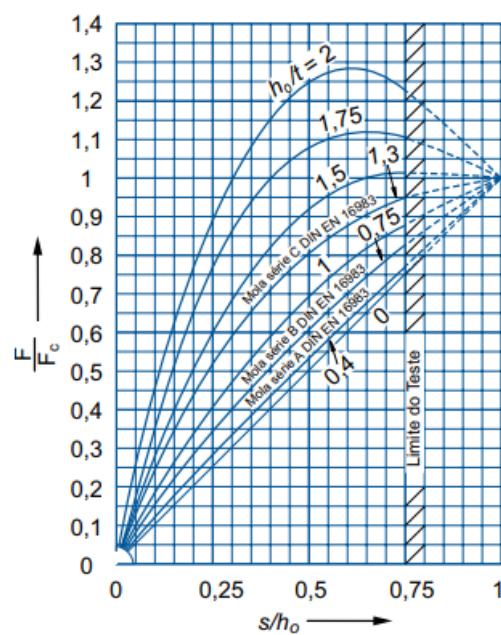
Figura 2.3 – Característica de uma Mola Prato DIN EN 16983, Grupo 2, Série B 50 x 25,4 x 2.



Fonte: SPIROL, 2018.

A Figura (2.4) mostra que curva de deflexão/carga de uma única mola não é linear, mas progressiva por conta de sua geometria. Seu formato depende da razão entre a altura do cone (h_0) e a espessura (t) (h_0/t) (SPIROL, 2018).

Figura 2.4 – Relação deflexão/carga de uma mola Belleville.



Fonte: SPIROL, 2018.

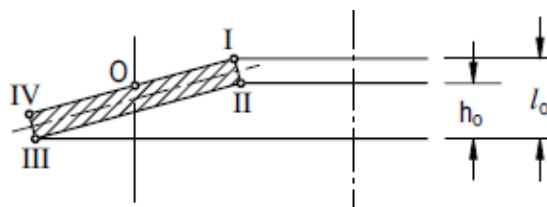
Se a razão for pequena, 0,4 (DIN Série A), a característica é quase linear. A linha de deflexão da carga se torna cada vez mais curvada à medida que a razão h_0/t aumenta. Até uma razão de 1,5, as molas podem ser seguramente comprimidas até a posição plana. A uma razão de 1,5 a curva é plana para uma faixa considerável de deflexão. Esta é uma consideração útil para a compensação de desgaste. Acima de 1,5, a mola exibe características cada vez mais regressivas e precisa ser totalmente sustentada. Para taxas acima de 2, as molas podem inverter-se quando próximas à posição plana (SPIROL, 2018).

2.1.5 Tensões de carregamento

A Figura (2.5) mostra os pontos críticos de tensão durante o carregamento de uma mola Belleville. Quando a mola é carregada, tensões de compressão surgem nos pontos *I* e *IV*. No ponto *O*, entre os pontos *I* e *IV*, a tensão não deve exceder o limite de elasticidade do material para que não haja deformação plástica (SPIROL, 2018).

As tensões de tração nos Pontos *II* e *III* atuam tipicamente na superfície inferior da mola e são a base para os cálculos de vida útil (SPIROL, 2018).

Figura 2.5 – Pontos críticos de tensão em uma mola Belleville.



Fonte: SPIROL, 2018.

A carga estática é definida como aquela que carrega uma carga constante ou com variação casual em intervalos de tempo relativamente longos, não excedendo dez mil ciclos de vida útil projetada. Nestes casos, a tensão mais alta calculada no ponto *O* é mais crítica e não deve exceder 1400 - 1600 N/mm² na posição plana ($s = h_0$) para os materiais especificados pela DIN EN 16983 (SPIROL, 2018).

A linha padrão de molas prato pode ser utilizada em condições de carga estática sem a necessidade de realizar cálculos teóricos de tensão. Sob estas condições, a deformação não se torna uma preocupação para forças que não ultrapassem a força máxima transmitida quando $s = 0,75 h_0$ (SPIROL, 2018).

Tensões residuais de fabricação são naturais no ponto *I*. Elas são revertidas para tensões de compressão quando o disco é comprimido de 15% a 20% da altura interna do cone (h_o). A vida útil é drasticamente reduzida pelas inversões de tensão e, portanto, as molas em aplicações dinâmicas devem receber uma pré-carga de, no mínimo, 15% a 20% (SPIROL, 2018).

Molas prato com cargas dinâmicas são, geralmente, divididas em duas categorias: vida limitada, quando opera até 2×10^6 ciclos sem falha, e vida infinita, quando opera mais que 2×10^6 ciclos sem falha (SPIROL, 2018).

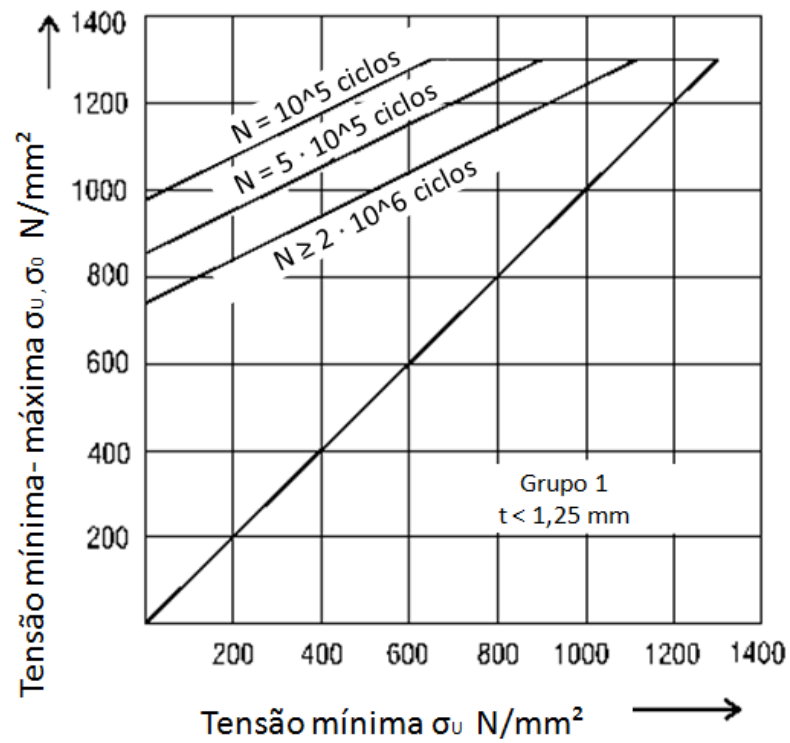
Ao determinar a vida útil de uma mola prato, é necessário conhecer as forças e as deflexões em seus pontos críticos. Tensões de tração são sempre fatores determinantes na causa da falha por fadiga, logo, é necessário avaliar as tensões nos pontos *II* e *III* para determinação da vida em fadiga da mola (SPIROL, 2018).

Schnorr (2003) disponibiliza três diagramas de fadiga obtidos de testes laboratoriais, que estão indicados na Fig. (2.6). Para obtenção dos dados, foram utilizados equipamentos de teste de vida útil produzindo ciclos de carga sinusoidais e resultando em uma probabilidade de 99% de vida útil. Além disso, os diagramas são válidos para molas únicas e empilhamentos em série de 10 molas ou menos, sob ação de uma pré-carga de 15% a 20%. Os ciclos foram realizados à temperatura ambiente e a uma taxa que não induzisse aquecimento significativo, utilizando-se superfícies rígidas e altamente polidas como guia.

Cada diagrama contempla um grupo específico da norma DIN 2093, a saber: Grupo 1: $t \leq 1,25$ mm; Grupo 2: $1,25 \text{ mm} < t \leq 6$ mm; Grupo 3: $6 \text{ mm} < t \leq 14$ mm. A Fig. (2.6) mostra o diagrama corresponde a cada grupo.

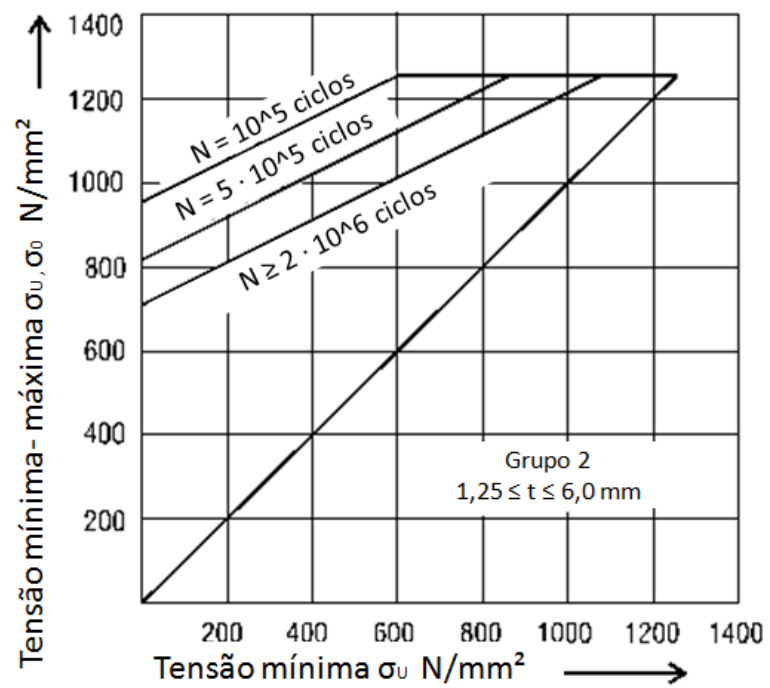
Figura 2.6 – Diagrama de resistência à fadiga.

Figura 2.6a – Grupo 1.



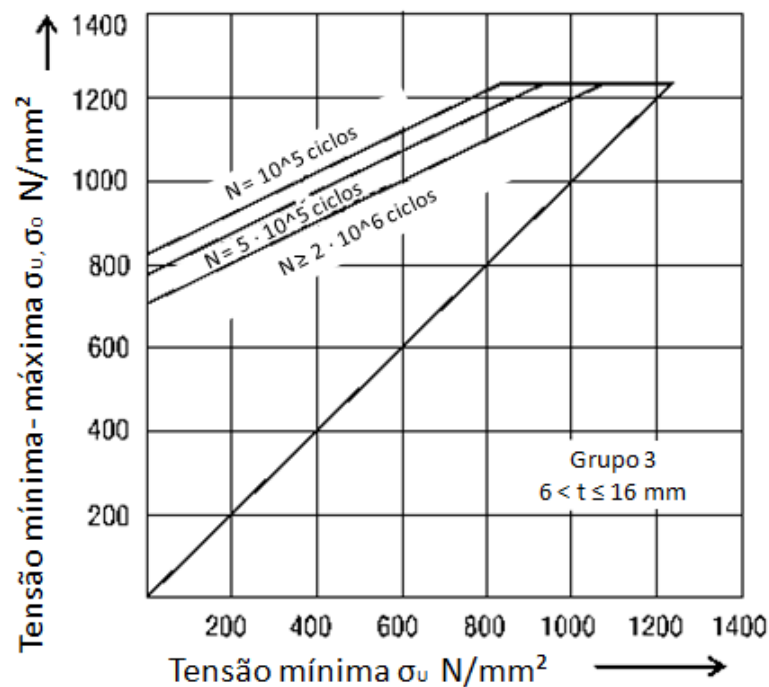
Fonte: SCHNORR, 2003 (adaptada pelo autor).

Figura 2.6b – Grupo 2.



Fonte: SCHNORR, 2003 (adaptada pelo autor).

Figura 2.6c – Grupo 3.



Fonte: SCHNORR, 2003 (adaptada pelo autor).

Deve-se notar que, na prática, o tipo de cargas aplicadas em muitos casos se desvia de uma frequência quase sinusoidal. No caso de um ciclo de carga de impacto e como resultado de frequências naturais, a carga real do material é consideravelmente maior do que o valor calculado. Os valores dos diagramas só podem ser usados para esses tipos de carregamento sob a inclusão dos fatores de segurança apropriados (SCHNORR, 2003).

Para molas de discos de materiais diferentes dos especificados na DIN 2093, para pilhas de molas com mais de dez ou com molas individuais empilhadas paralelamente, e no caso de outras influências desfavoráveis de natureza química ou térmica, ainda não são disponíveis dados suficientes para prever a vida em fadiga. Em tais casos, fatores de segurança adicionais também devem ser aplicados (SCHNORR, 2003).

Para aplicações dinâmicas onde é necessária a proteção contra corrosão, recomenda-se o uso de aço inoxidável com endurecimento por precipitação. Este tipo de aço é quase tão forte quanto os materiais padrão da DIN e são bastante resistentes à corrosão. Para temperaturas acima de aproximadamente 100 °C, materiais padrão DIN podem começar a deformar ou enrijecer. Entre 150 °C e 200 °C os materiais perdem sua

força e não são mais considerados viáveis. O aço inoxidável é um pouco mais resistente à temperatura, mas apenas até 300 °C (SPIROL, 2018).

2.1.6 Relaxamento e fluência

Segundo Mubea (2018), com o tempo, todas as molas sofrem uma perda de elasticidade. Dependendo do tipo de carga imposta na mola, essa perda de elasticidade resulta em relaxamento ou fluência.

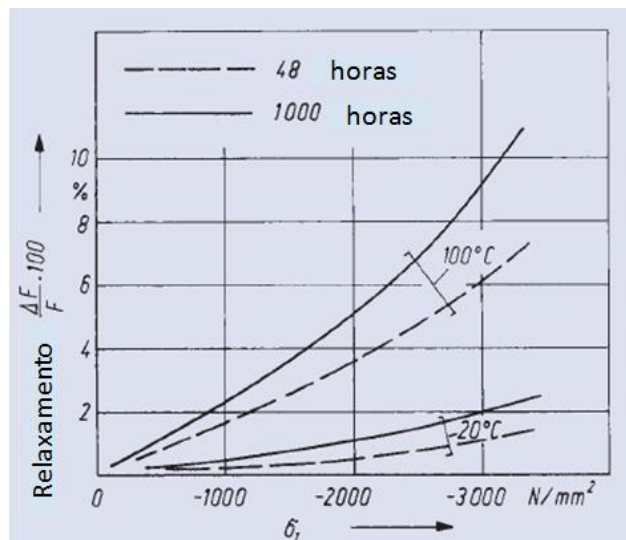
O relaxamento é a diminuição da força, (ΔF), observada ao longo do tempo se uma mola é comprimida a um comprimento constante. Já a fluência corresponde à diminuição da altura da mola, (Δl), vista ao longo do tempo, se a mola é submetida a uma carga constante (MUBEA, 2018).

De acordo com Mubea (2018), a quantidade de relaxamento ou fluência é afetada pelos seguintes fatores:

- As tensões de carga;
- As tensões residuais resultantes do processo de pré-ajuste;
- A temperatura de funcionamento;
- A resistência do material, especialmente em altas temperaturas (resistência térmica);
- A duração da aplicação da carga.

A Figura (2.7) mostra o comportamento da tensão de compressão no ponto *I* de uma mola feita de aço carbono CK seguindo a norma DIN 17222, para diferentes intervalos de tempo de aplicação de força e temperatura.

Figura 2.7 – Relaxamento permissível de molas de disco feitas de aço carbono CK segundo norma DIN 17222.



Fonte: MUBEA, 2018 (adaptada pelo autor).

2.1.7 Empilhamento

A máxima deflexão de uma mola Belleville tende a ser pequena. Para a obtenção de uma maior deflexão, essas molas podem ser agrupadas em série, como é mostrado na Fig. (2.8a). A força total será a mesma do caso de uma só mola, mas as deflexões serão adicionadas. Essas molas também podem ser agrupadas em paralelo, conforme visto na Fig. (2.8b), caso em que a deflexão total será a mesma do caso individual, mas as forças serão adicionadas. A Figura (2.8c) mostra outro tipo de combinação possível, em série-paralelo, na qual a força e deflexão total possuem valores diferentes dos de uma mola individual (NORTON, 2013).

Figura 2.8 – Formas de empilhamento de molas Belleville.

Figura 2.8a – Em série.

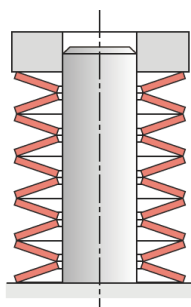


Figura 2.8b – Em paralelo.

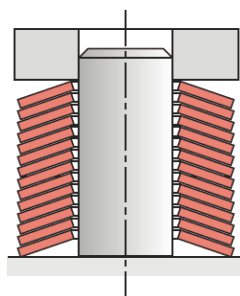
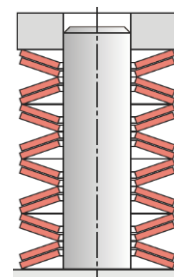


Figura 2.8c – Série-paralelo.



Fonte: NORTON, 2013.

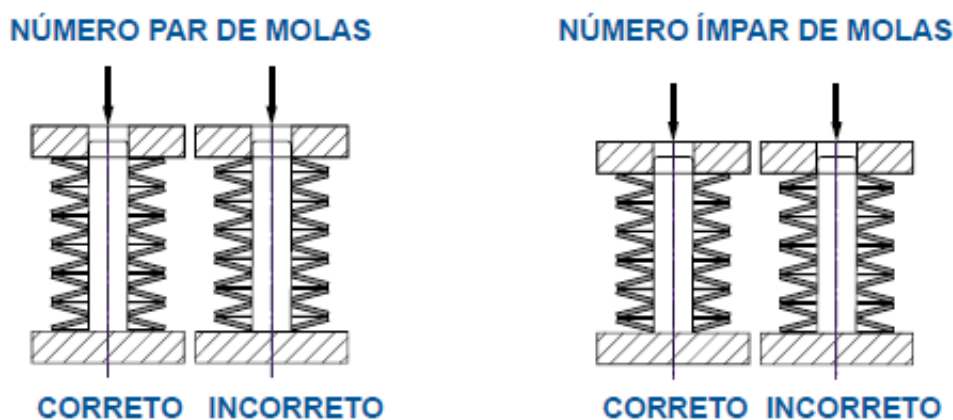
Segundo Norton (2013), agrupamentos em série ou série-paralelo são inerentemente instáveis e requererem o uso de um pino ou furo de guia endurecidos, caso em que o atrito irá reduzir a carga disponível. Além disso, atrito entre folhas pode ser também substancial em agrupamentos em paralelo, criando histerese. Por essas razões, Spirol (2018) recomenda que molas em paralelo sejam bem lubrificadas e sugere que o número de molas nesse tipo de empilhamento seja limitado ao máximo de quatro peças para reduzir o desvio das características e medidas. Spirol (2018) sugere também que a altura total da pilha não exceda três vezes o diâmetro externo da mola (D_e) ou um total de dez molas.

Os seguintes critérios devem ser considerados na escolha do tipo de empilhamento (MUBEA, 2018):

- Molas individuais empilhadas em série são usadas se a deflexão de uma única mola não é suficiente;
- Molas empilhadas apenas em paralelo são usadas se altas cargas devem ser obtidas em um espaço de montagem limitado;
- Quanto maior for o diâmetro da mola, menor será a altura de empilhamento necessária.

Quanto à montagem, é desejável que ambas as extremidades fiquem apoiadas na borda externa da mola. Com um número desigual de pares numa pilha, isto não é possível. Neste caso, a extremidade da borda externa da mola deve ser organizada para estar na extremidade em que é aplicada a força (SPIROL, 2018).

Figura 2.9 – Orientação do empilhamento de molas prato.



Fonte: SPIROL, 2018.

Os empilhamentos precisam ser orientados para manter as molas na posição. O método preferível é utilizando-se uma haste através do diâmetro interno. Em caso de orientação externa, sugere-se uma luva. Em ambos os casos, o componente guia deve ser endurecido superficialmente a uma profundidade de, pelo menos, 0,6 mm, de forma a possuir uma dureza de 58 HRC. Recomenda-se também um acabamento de superfície ≤ 4 microns (SPIROL, 2018).

A Tabela (2.1) fornece valores de folgas recomendadas, visto que o diâmetro das molas muda quando elas são comprimidas (SPIROL, 2018).

Tabela 2.1 – Folgas recomendadas para molas prato.

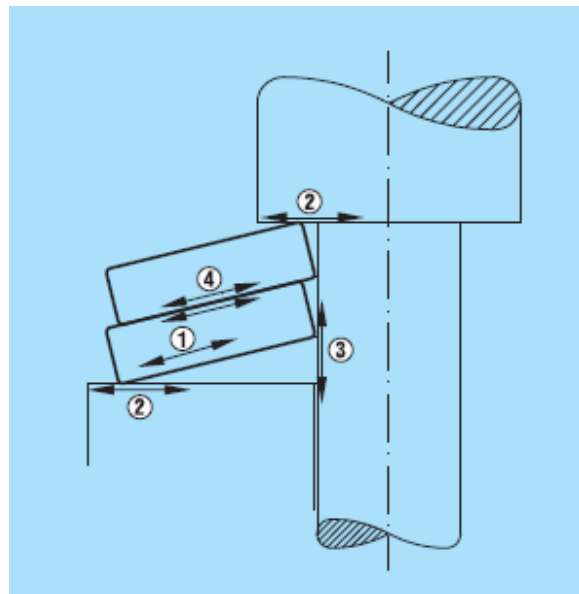
D _e ou D _i (mm)	Folga diametral (mm)
Até 16	0,2
Acima de 16 até 20	0,3
Acima de 20 até 26	0,4
Acima de 26 até 31,5	0,5
Acima de 31,5 até 50	0,6
Acima de 50 até 80	0,8
Acima de 80 até 140	1,0
Acima de 140 até 250	1,6

Fonte: SPIROL, 2018.

2.1.8 Atrito e lubrificação

Devido ao atrito, as cargas reais obtidas ao carregar e descarregar a pilha de molas podem se desviar dos valores calculados. Estes desvios são, em muitos casos, indesejáveis, fato que leva o projetista a ter que considerar a influência desse parâmetro no dimensionamento do empilhamento de molas prato (SCHNORR, 2003).

Figura 2.10 – Fricção em molas prato.



Fonte: SCHNORR, 2003.

A Figura (2.10) ilustra diferentes pontos de fricção que ocorrem no empilhamento de molas prato (SCHNORR, 2003):

1. Atrito interno através de deformação elástica do material. Ocorre com cada deflexão do material e não pode ser alterada;
2. Atrito nas extremidades através de movimento radial entre a mola e as superfícies de suporte. Isso só ocorre com as molas finais na pilha, já que com as outras não há movimento relativo;
3. Atrito das molas no guia devido ao movimento axial durante deflexão;
4. Atrito entre molas no caso de empilhamento paralelo.

Além da tensão devido ao atrito, também há a tensão de contato nos pontos em que as molas tangenciam as superfícies adjacentes. A quantidade de atrito depende dos seguintes fatores (SCHNORR, 2003):

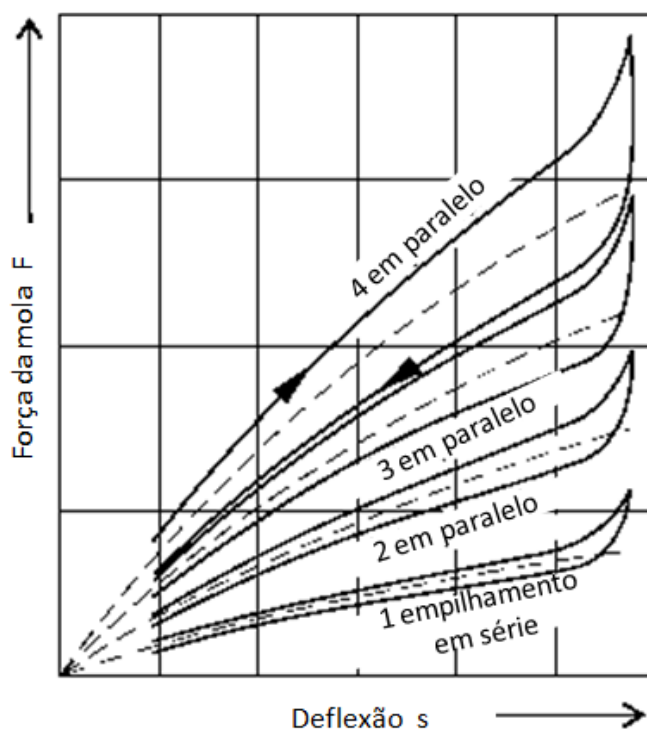
- Geométricos: tamanho da seção transversal; filetes nas pontas vivas; tamanho da folga nos guias; rugosidade superficial das molas e elementos guias;
- Material: material e dureza das molas e elementos guias; proteção superficial das molas; tipo de lubrificante;
- Montagem: número de molas empilhadas em paralelo; comprimento da pilha;

- Carga: curso das molas; frequência de carregamento.

Uma influência frequentemente subestimada é o tratamento de superfície. Por exemplo, as molas revestidas de zinco têm menos atrito do que as fosfatadas. Com o empilhamento paralelo, a maior fricção é entre as molas, com um aumento proporcional ao número de molas paralelas. Isto efeito pode, no entanto, ser reduzido por meio de aplicação de graxa adequada (SCHNORR, 2003).

Devido às inúmeras influências, o cálculo da força de atrito em empilhamentos de mola é inexato. No entanto, Schnorr (2003) apresenta resultados de experimentos feitos com diferentes molas empilhadas em paralelo, na qual há a quantificação da influência do atrito na força da mola, como pode ser observado na Fig. (2.11).

Figura 2.11 – Influência do atrito na força da mola para diferentes empilhamentos em paralelo.



Fonte: SCHNORR, 2003 (adaptada pelo autor).

Os resultados quantitativos da influência do atrito – proveniente do empilhamento em paralelo – na força da mola são resumidos na Tabela (2.2):

Tabela 2.2 – Influência do atrito na força da mola.

Configuração de montagem	Influência na força da mola (%)
1 mola única	$\pm 2...3$
2 em paralelo	$\pm 4...6$
3 em paralelo	$\pm 6...9$
4 em paralelo	$\pm 8...12$
5 em paralelo	$\pm 10...15$

Fonte: SCHNORR, 2003.

A grande variação na Fig. (2.11) mostra a influência da lubrificação no atrito. A escolha do lubrificante correto é, portanto, uma importante decisão a ser tomada. Além de reduzir o atrito, ele pode evitar a fricção de uma mola sobre a outra quando empilhada em paralelo. Da mesma forma, pode ajudar a prevenir a corrosão. Segundo Schnorr (2003), os lubrificantes que podem ser utilizados são:

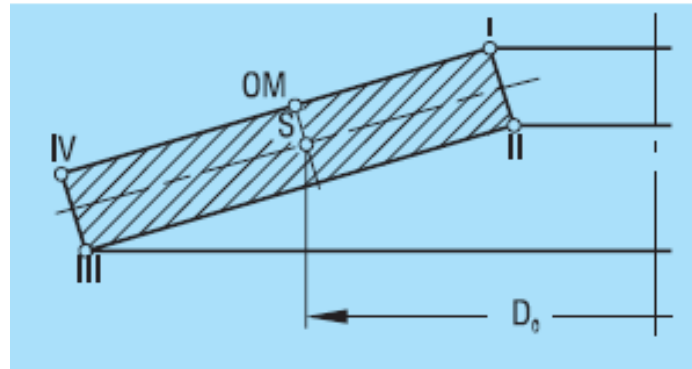
- Óleo: frequentemente usado para molas na construção de máquinas, especialmente com lubrificação central ou um fornecimento contínuo;
- Graxa: é mais adequada se a relubrificação for difícil ou não puder ser feita regularmente.
- Tintas deslizantes: são baseadas no MoS_2 e são uma ótima solução para fornecer lubrificação permanente. Também fornece um alto grau de resistência à corrosão.

2.1.9 Método simplificado para cálculo de molas Belleville

Os cálculos de Almen e László assumem que um flanco de mola gira em torno de centro de rotação durante a deflexão, colocado no centro do flanco da mola no diâmetro D_0 . A Eq. (2.1) quantifica o valor de D_0 em função de D_e e D_i (SCHNORR, 2003):

$$D_0 = \frac{D_e - D_i}{\ln \frac{D_e}{D_i}} \quad (2.1)$$

Figura 2.12 – Posição do centro de rotação e do ponto OM.



Fonte: SCHNORR, 2003.

A rotação da seção transversal é a razão para as várias tensões e o efeito da mola. Os cálculos assumem que o Módulo de Young "E" permanece linear para o material, a seção transversal da mola é retangular com cantos agudos e a mola permanece em um plano durante a deflexão. A carga é aplicada nos pontos I e III. Para efeitos de cálculo, a tensão residual na mola após ser fabricada e tratada termicamente pode ser ignorada (SCHNORR, 2003).

Segundo Schnorr (2003), as Eqs. (2.2) a (2.8) correspondem a parâmetros adimensionais válidos para todas as molas Belleville:

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (2.2)$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}} \quad (2.3)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{\delta-1}{\ln \delta} - 1}{\ln \delta} \quad (2.4)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\delta - 1}{\ln \delta} \quad (2.5)$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}} \quad (2.6)$$

Onde

$$C_1 = \frac{\left(\frac{t'}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4}\right) \left(\frac{5}{8} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4}\right)} \quad (2.7)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{t'}{t}\right)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{l_0}{t} - 1\right)^2 + 1 \right] \quad (2.8)$$

Calculadas as constantes, é possível calcular a força da mola através da Eq.(2.9):

$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t} \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t}\right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t}\right) + 1 \right] \quad (2.9)$$

Para molas dos grupos DIN 1 e 2 ($t \leq 6$ mm), $K_4 = 1$. Logo, a Eq.(2.9) se resume à Eq.(2.10) na seguinte forma:

$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t}\right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t}\right) + 1 \right] \quad (2.10)$$

Para molas dos grupos DIN 3 ($6 < t \leq 14$ mm), com superfície de contato plana e espessura reduzida, t' e h_0' devem ser usados ($h_0' = l_0 - t'$). A Equação (2.11) passa então a ser utilizada no cálculo da força:

$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t'^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t'} \left[\left(\frac{h_0'}{t'} - \frac{s}{t'}\right) \cdot \left(\frac{h_0'}{t'} - \frac{s}{2t'}\right) + 1 \right] \quad (2.11)$$

O Módulo de Young "E" é virtualmente dependente da condição de tratamento térmico e resistência à tração do material. Para molas de aço com dimensões de acordo com a norma DIN 2093, a Eq. (2.9) fornece valores que correspondem aproximadamente aos valores medidos.

A força de uma mola de disco não aumenta linearmente com a deflexão, mas é sempre curvada de forma progressiva, de modo que a sua rigidez diminui com o

aumento do curso. A taxa de curvatura é determinada exclusivamente pela relação h_0/t , como pode ser visto na Fig. (2.4).

As Equações (2.12) a (2.14) são válidas para o empilhamento em série, (2.15) a (2.17) em paralelo e (2.18) a (2.20) em série-paralelo. Um empilhamento de “ i ” molas em série resulta nas seguintes relações:

$$F_{ges} = F \quad (2.12)$$

$$s_{ges} = i \cdot s \quad (2.13)$$

$$L_0 = i \cdot l_0 \quad (2.14)$$

Nesse caso, apenas a deflexão é multiplicada pelo número de molas em série. A força se mantém a mesma de uma mola individual.

Já no empilhamento de “ n ” molas em paralelo, a força total é multiplicada enquanto o deslocamento permanece inalterado em relação a uma única mola:

$$F_{ges} = n \cdot F \quad (2.15)$$

$$s_{ges} = s \quad (2.16)$$

$$L_0 = l_0 + (n - 1) \cdot t \quad (2.17)$$

Para empilhamentos combinados do tipo série-paralelo, aplicam-se as relações:

$$F_{ges} = n \cdot F \quad (2.18)$$

$$s_{ges} = i \cdot s \quad (2.19)$$

$$L_0 = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] \quad (2.20)$$

Ainda de acordo com Schnorr (2003), é possível calcular cada valor de tensão nos pontos da Fig. (2.10) através das Eqs. (2.21) a (2.25):

$$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{3}{\pi} \quad (2.21)$$

$$\sigma_I = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right] \quad (2.22)$$

$$\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right] \quad (2.23)$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right] \quad (2.24)$$

$$\sigma_{IV} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right] \quad (2.25)$$

O valor de $\frac{4E}{1-\mu^2} = 905495 \text{ N/mm}^2$ é aplicável para aço mola. Os valores positivos são tensões de tração, enquanto os negativos são de compressão. É importante lembrar que a tensão calculada é um valor nominal e que a tensão real é consideravelmente menor, à medida que é influenciada pela sempre presente tensão interna.

Por fim, ainda é possível calcular a rigidez da mola pela diferenciação da força F pela deflexão s , conforme mostrado pela Eq. (2.26) (SCHNORR, 2003):

$$R = \frac{dF}{ds} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \left[K_4^2 \left\{ \left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right\} + 1 \right] \quad (2.26)$$

2.2 Moldagem por compressão

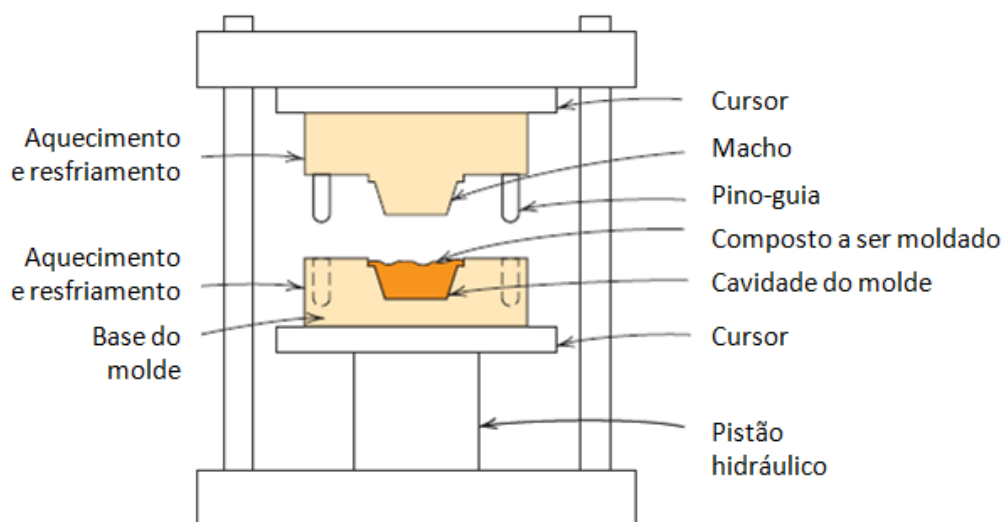
A moldagem é o método mais comum para a conformação de polímeros plásticos. As várias técnicas de moldagem incluem as moldagens por compressão, transferência, sopro, injeção e extrusão. Em cada uma delas, um plástico granulado ou

finamente peletizado é forçado, em uma temperatura elevada e sob pressão, a escoar para o interior, preencher e assumir a forma da cavidade de um molde (CALLISTER, 2013).

Em uma moldagem por compressão, as quantidades apropriadas de polímero e dos aditivos necessários, completamente misturados, são colocadas entre os elementos macho e fêmea do molde, como ilustrado na Fig. (2.13). Ambas as peças do molde são aquecidas; no entanto, apenas uma delas é móvel. O molde é fechado, e calor e pressão são aplicados, fazendo com que o plástico se torne viscoso e escoe para se conformar à forma do molde (CALLISTER, 2013).

Antes da moldagem, as matérias primas podem ser misturadas e prensadas a frio, formando um disco, que é chamado de pré-forma. O pré-aquecimento da pré-forma reduz o tempo e a pressão da moldagem, estende o tempo de vida da matriz e produz uma peça acabada mais uniforme. Essa técnica de moldagem aplica-se à fabricação tanto de polímeros termoplásticos quanto termofixos; entretanto, seu uso com termoplásticos demanda um tempo maior e é mais cara que as técnicas mais comumente utilizadas de moldagem por extrusão e injeção (CALLISTER, 2013).

Figura 2.13 – Diagrama esquemático de um equipamento de moldagem por compressão.



Fonte: CALLISTER, 2013.

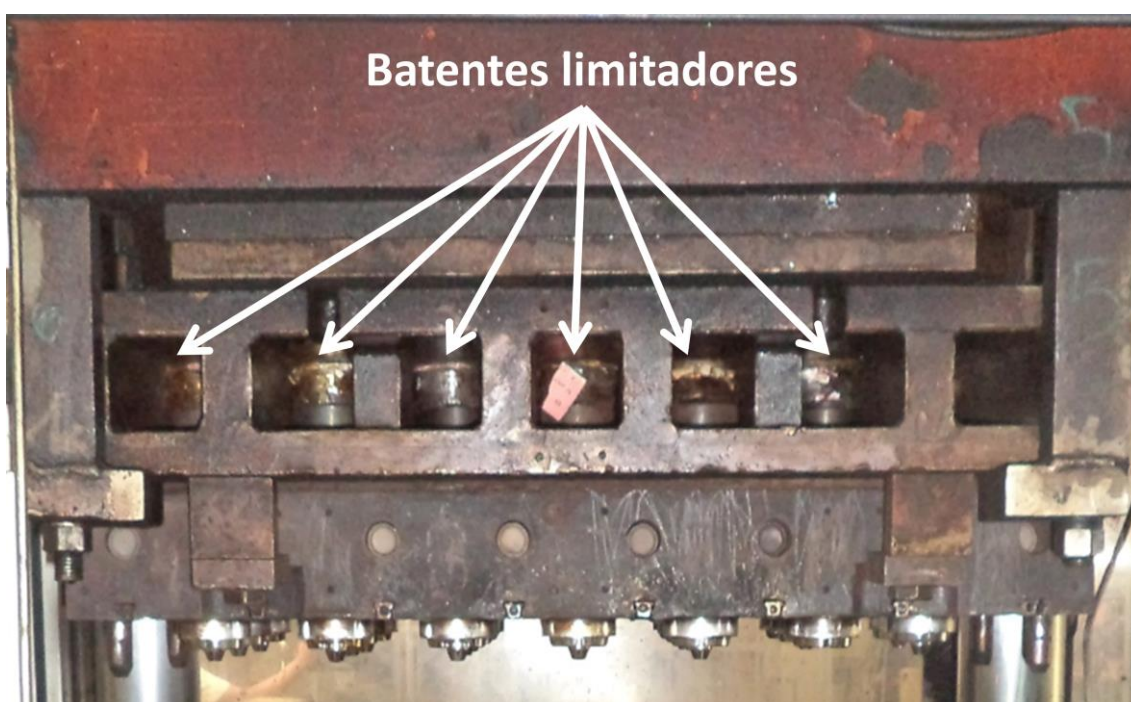
A moldagem por compressão é o método mais comum de formação de plásticos termofixos e era o mais importante dos processos plásticos até o advento da moldagem por injeção. Durante a compressão, há aplicação de calor e pressão ao material em uma

cavidade de um molde. A pressão é geralmente de 7 a 14 MPa (70 a 140 bar). Alguns termofixos podem exigir pressões até 345 kPa (3,45 bar) ou mesmo apenas contato (pressão zero). A maioria dos compostos termofixos é aquecida a cerca de 150 a 200 °C para uma cura ótima; mas pode ir tão alto quanto 650 °C (ROSATO, 2003).

3. ESTUDO DE CASO

Diante do funcionamento indevido do empilhamento de molas Belleville atuantes no processo de moldagem por compressão, foram realizados testes para obtenção de dados empíricos de força de prensagem, a fim de que as molas fossem corretamente dimensionadas para as condições operacionais exigidas. Dessa forma, seria possível eliminar a utilização de batentes mecânicos limitadores de deslocamento que atuam como solução paliativa, indicados na Fig. (3.1):

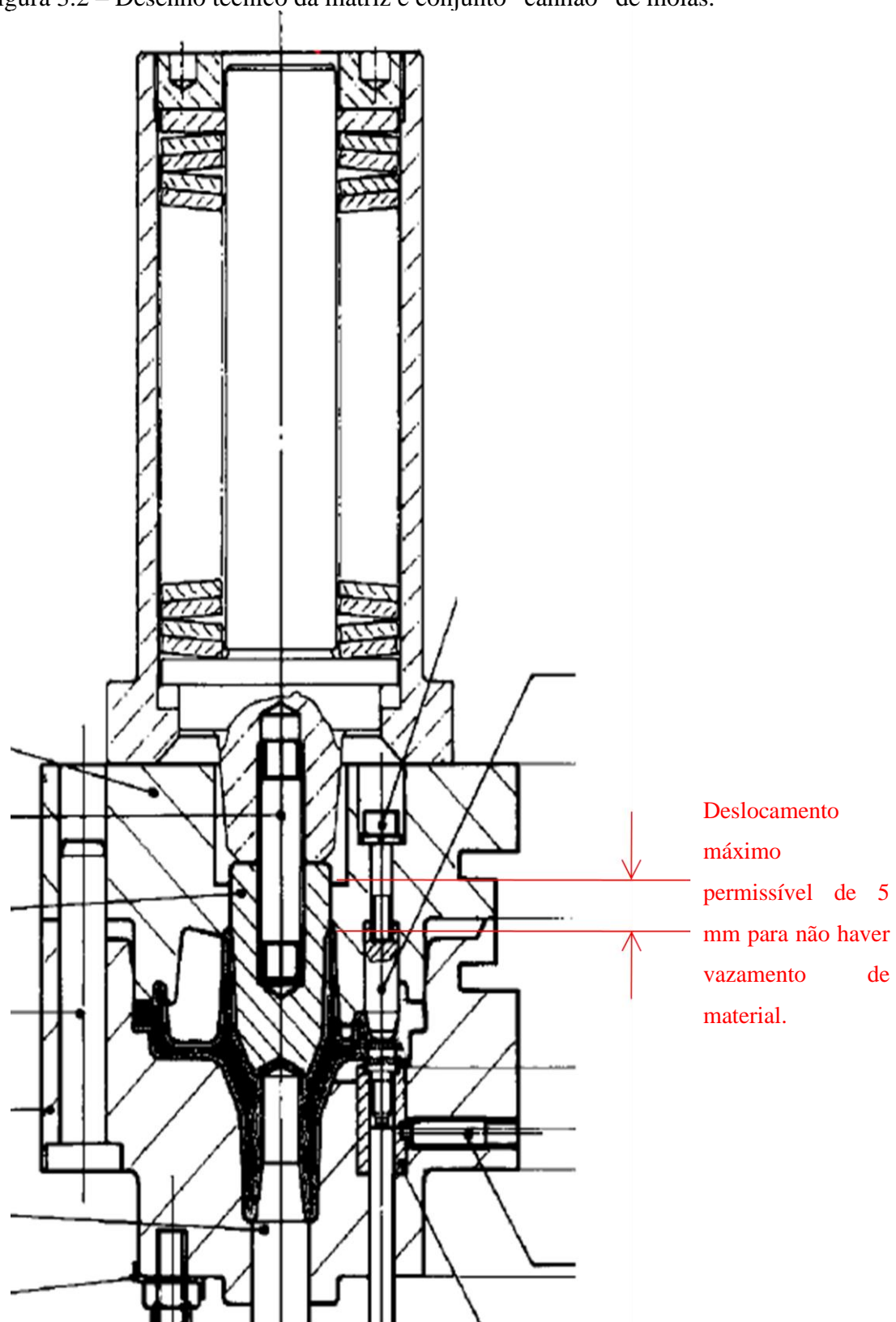
Figura 3.1 – Batentes limitadores de deslocamento das molas Belleville.



Fonte: AUTOR, 2018.

Com a pressão de prensagem de 170 bar ajustada no martelo superior, o pino central de conformação utilizado estava sofrendo um deslocamento suficientemente grande para a passagem matéria prima nos interstícios da matriz, conforme indicado na Fig. (3.2), gerando dessa forma entupimentos e consequentes atrasos de produção. O atual empilhamento das molas, que teoricamente deveria limitar esse deslocamento do bico central, não estava cumprindo o seu papel, fato que levantou a necessidade de solução imediata do problema, visto que estava gerando prejuízo para a empresa.

Figura 3.2 – Desenho técnico da matriz e conjunto “canhão” de molas.



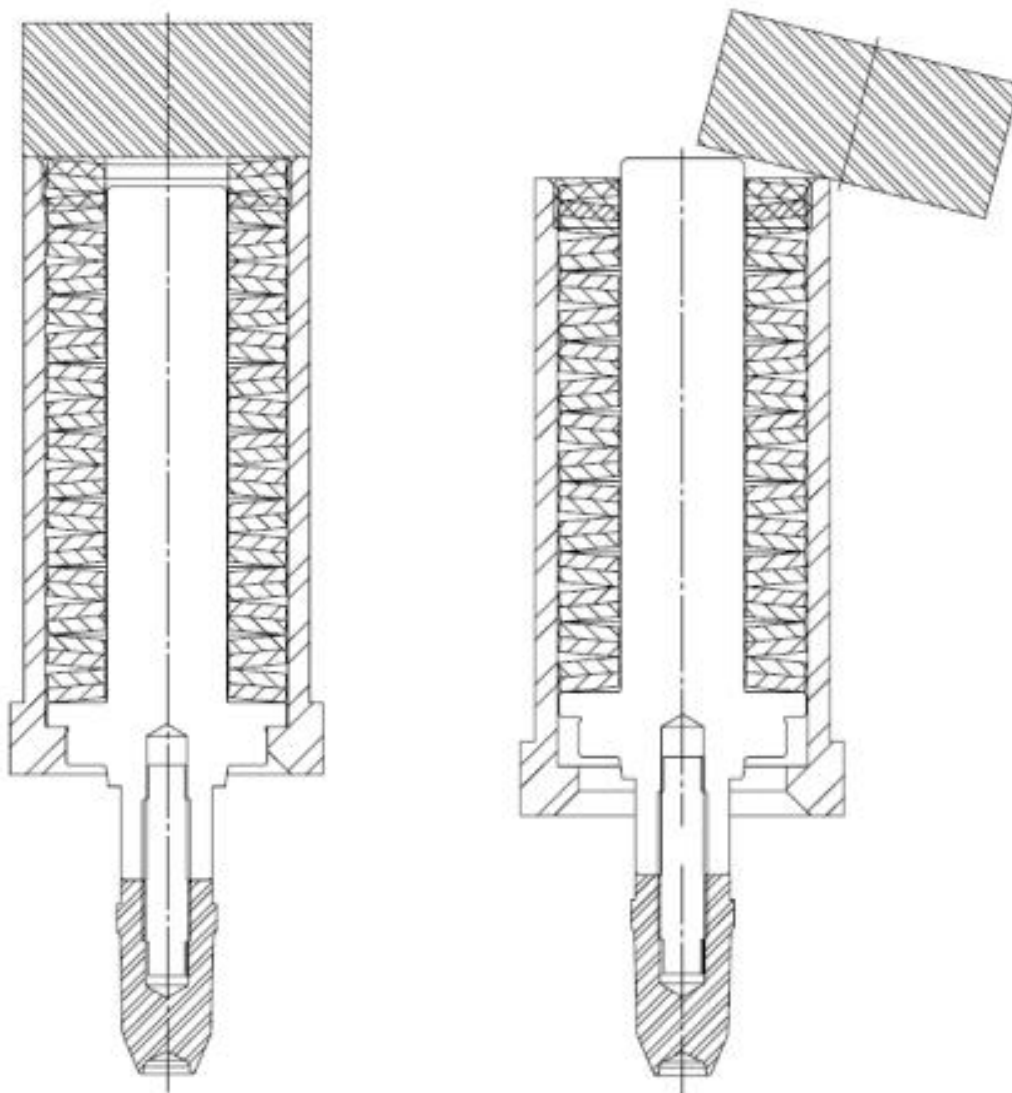
Fonte: DOCUMENTAÇÃO INTERNA BOSCH, 2018.

A Figura 3.3a mostra a primeira tentativa de correção do problema mediante o uso de um batente limitador, que nada mais é do que um tarugo de aço que serve como calço e é simplesmente apoiado na extremidade do “copo” onde estão inseridas as molas Belleville. Contudo, essa solução tem se apresentado ineficiente, pois, devido a vibrações geradas pelo movimento de descida e subida do martelo, os batentes frequentemente saem de posição e não evitam o deslocamento do bico central, conforme indicado na Fig. (3.3b):

Figura 3.3 – Desenho de batente mecânico.

Figura 3.3a – Na posição correta.

Figura 3.3b – Fora de posição.



Fonte: AUTOR, 2018.

A Figura (3.4) mostra, na realidade, o que acontece. Embora o espaço para o movimento do batente seja restrito em duas direções, há folga suficiente para que ele se mova na direção normal ao plano frontal da máquina.

Figura 3.4 – Batente mecânico.

Figura 3.4a – Na posição correta.



Figura 3.4b – Fora de posição.



Fonte: AUTOR, 2018.

Em função da importância da solução definitiva do problema para a empresa, a mesma disponibilizou um tempo de duas horas para a execução dos testes na máquina. Além disso, também foi disponibilizada uma célula de carga para medição da força – praticamente estática – de prensagem, um Spider para aquisição de dados e plotagem das curvas, e um notebook para tratamento dos dados.

O próximo passo foi o planejamento dos experimentos. Levando-se em conta que cada prensagem dura, em média, dez minutos desde a preparação até obtenção do produto final, foi planejada a execução de dez prensagens na condição operacional atual, o que totalizou um tempo de 1h40 de testes.

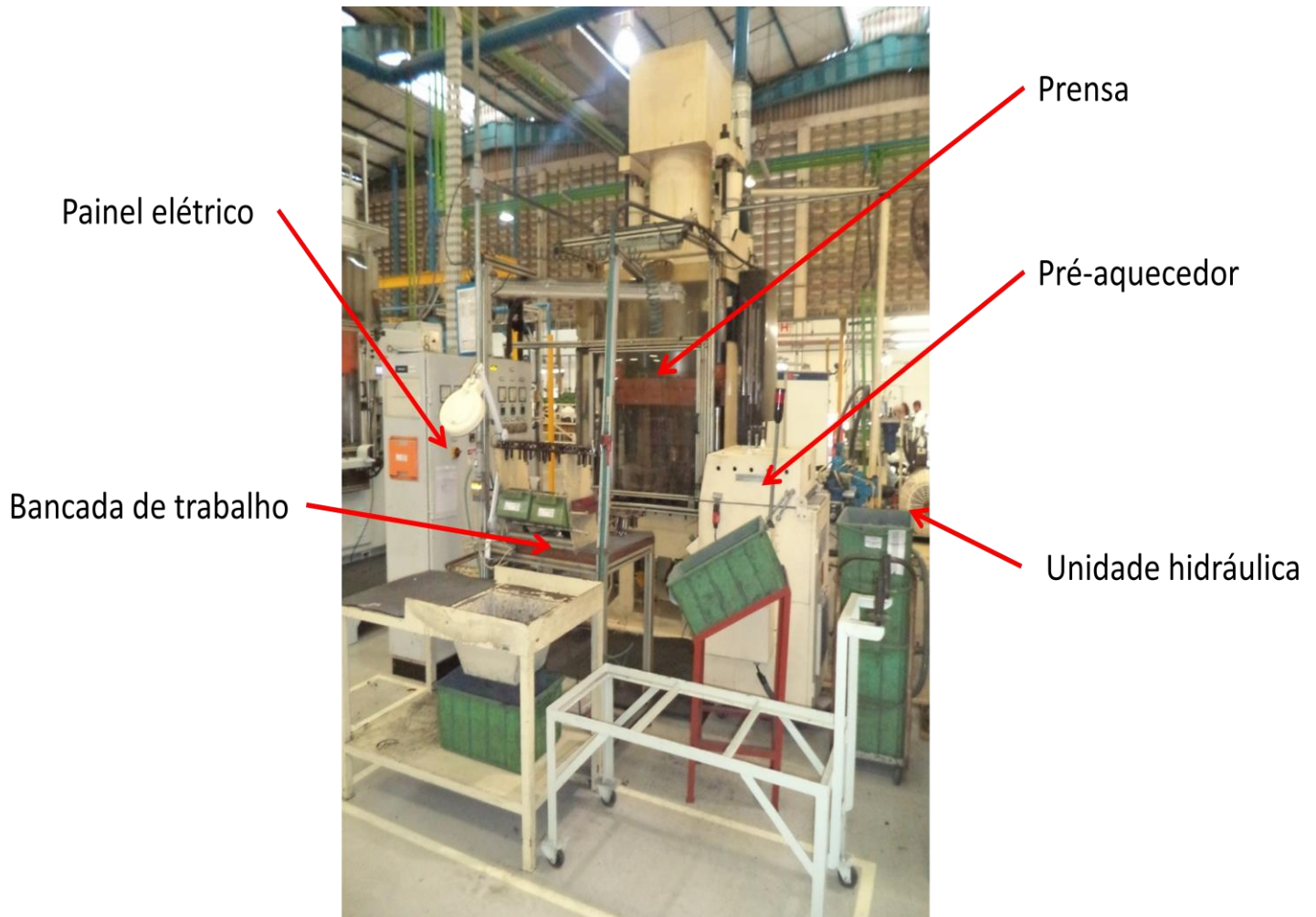
3.1 Prensa Ciola

Adquirida no ano de 1979 e utilizada atualmente para produção da tampa da bobina de ignição asfáltica, a prensa hidráulica da fabricante Ciola é o equipamento onde estão instalados os empilhamentos de molas Belleville, cujo dimensionamento é o foco do presente trabalho.

Alguns outros equipamentos e acessórios anexos à prensa também são necessários para a fabricação do produto. Dentre os principais, destacam-se: pré-

aquecedor, unidade hidráulica, bancada de trabalho e painel elétrico, que estão indicados na Fig. (3.5):

Figura 3.5 – Prensa Ciola e equipamentos anexos.



Fonte: AUTOR, 2018.

O pré-aquecedor tem a função de pré-aquecer a matéria prima que será prensada no molde, reduzindo dessa forma a energia necessária fornecida pelas resistências para aquecimento, assim como a pressão necessária de prensagem.

A unidade hidráulica é composta por uma bomba de engrenagens, válvulas e reservatório de óleo. O óleo é bombeado e confere energia hidráulica ao martelo superior, que desce e realiza o fechamento da prensa.

Por se tratar de um processo que não é completamente automatizado, torna-se necessária uma bancada de trabalho, sobre a qual o operador da máquina realiza

trabalhos de segregação de peças e faz preparativos para a inserção de pinos e bornes metálicos que são prensados juntamente com a matéria prima.

O painel elétrico é usado para controle e visualização das variáveis de processo, como temperatura das zonas de aquecimento do molde, pressão de fechamento, pressão de extração e tempo de ciclo.

A Figura (3.6) mostra a vista frontal da Prensa Ciola. O molde utilizado atualmente é formado por vinte e uma cavidades e opera na produção da tampa da bobina de ignição asfáltica, feita de baquelite ou poliéster. As condições operacionais atuais para a prensagem de baquelite são:

- Pressão de prensagem: 170 bar;
- Temperatura do molde superior: 175 °C;
- Temperatura do molde inferior: 145 °C;
- Tempo efetivo de prensagem: 134 s.

Figura 3.6 – Vista frontal da Prensa Ciola.

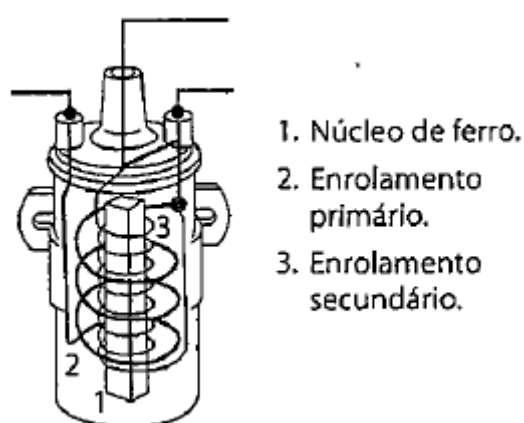


Fonte: AUTOR, 2018.

3.2 Tampa da bobina de ignição

A bobina de ignição é construída a partir de um núcleo ferromagnético envolto adequadamente por dois enrolamentos, chamados de enrolamento primário e secundário, conforme ilustrado pela Fig. (3.7). Sob o aspecto construtivo, ela é exatamente igual a um transformador de tensão do tipo de elevador de tensão, sendo o enrolamento primário formado por um fio de bitola maior e com um número relativamente pequeno de espiras, e o enrolamento secundário constituído por um número maior de espiras e com um fio de bitola de menor diâmetro (BRUNETTI, 2017).

Figura 3.7 – Bobina de Ignição.



Fonte: BRUNETTI, 2017.

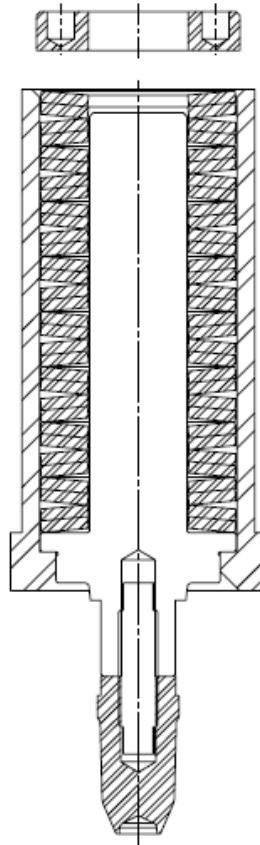
A tampa – também chamada de torre – é a parte que guia e mantém o espaçamento entre os enrolamentos primário e secundário, do interior até a saída da bobina. Na empresa onde esse estudo foi conduzido, os materiais utilizados para fabricação desse componente são resina fenólica (ou baquelite) e poliéster. A inspeção feita é somente visual para detecção de trincas, que podem condenar o funcionamento do produto através da permissão de fuga de corrente, gerando conseqüentes variações de tensão.

3.3 Condição atual de empilhamento de molas

O atual empilhamento é do tipo série-paralelo, indicado pela Fig. (3.8). O operador responsável pela montagem enche o “copo” com a capacidade máxima de 32 molas e aplica a pré-carga através do aperto de uma peça usinada na extremidade superior. As características da mola utilizada são:

- Modelo DIN Série A;
- Material: liga de aço 51CrV4 (1.8159) / UNSG61500;
- Dureza: 42 a 52 HRC;
- Tratamento: fosfato de zinco e óleo;
- $D_e = 50$ mm;
- $D_i = 25,4$ mm;
- $t = 3$ mm;
- $l_0 = 4,1$ mm;
- $h_0 = 1,1$ mm;
- $h_0/t = 0,37$ mm.

Figura 3.8 – Empilhamento atual de molas Belleville.



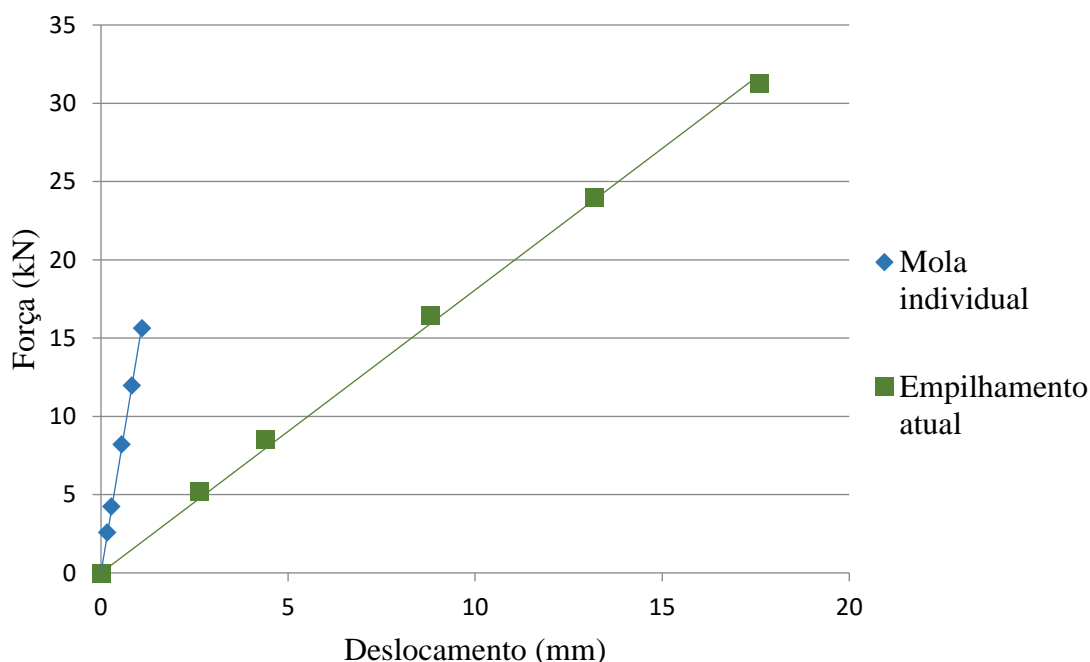
Fonte: AUTOR, 2018.

Das Eqs. (2.2) e (2.3):

- $\delta = 1,9685$;
- $K_I = 0,6878$.

Substituindo os dados encontrados na Eq. (2.10) é possível obter a curva de rigidez para uma mola individual. Por meio das Eqs. (2.18) e (2.19) torna-se possível a obtenção da relação gráfica da força do empilhamento em função do seu deslocamento, o que corresponde à curva de rigidez procurada. A Figura (3.9) mostra ambas as curvas, com ausência de pré-carga e desconsiderando-se os efeitos da temperatura e atrito. O ponto final de cada uma delas indica o momento em que as molas encontram-se em posição plana ($s = h_0$).

Figura 3.9 – Curvas de rigidez: mola individual e empilhamento atual.



Fonte: AUTOR, 2018.

Como mostrado na Fig. (2.4), para uma razão h_0/t de até 0,4, a curva de rigidez é praticamente linear. Esse fato pode ser observado na Fig. (3.9), onde ambas as curvas foram aproximadas por uma reta, apresentando boa precisão ($R^2 = 0,998$).

As Eqs (3.2) e (3.3) representam, respectivamente, o comportamento da força em função do deslocamento para a mola individual e para o empilhamento atual.

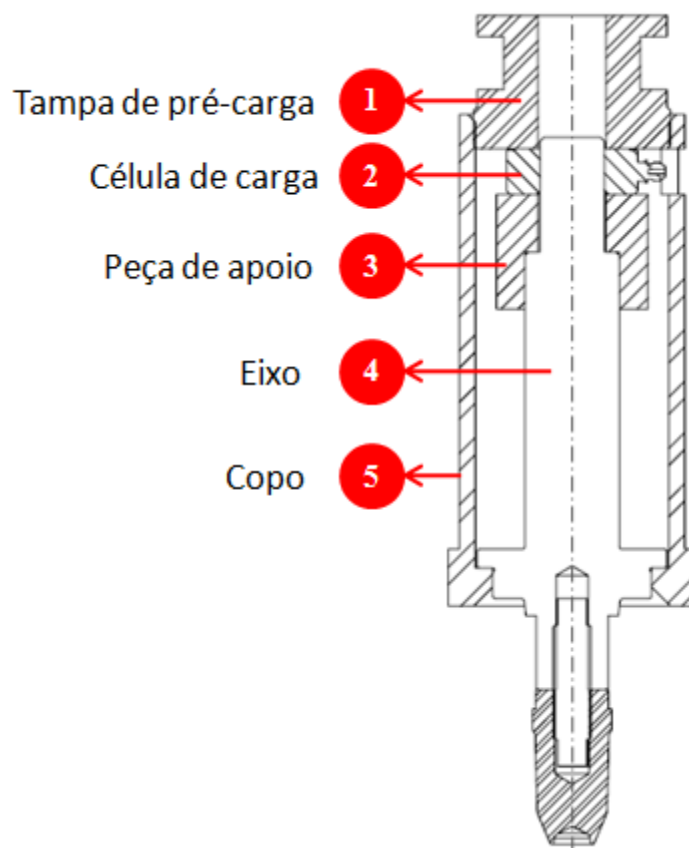
$$F = 14,46 \cdot s \quad (3.2)$$

$$F_{ges} = 1,807 \cdot s_{ges} \quad (3.3)$$

3.4 Instrumentação para aquisição de dados de força de prensagem

Para que fosse possível a medição da força real de prensagem, algumas adaptações ferramentais tiveram que ser feitas, conforme mostrado pela Fig. (3.10).

Figura 3.10 – Modificação ferramental para inserção de célula de carga.



Fonte: AUTOR, 2018.

A usinagem dos componentes foi feita em função das dimensões da célula de carga, modelo Kistler 9041A – item “2” da Fig. (3.10) –, que era a única disponível na empresa para a realização do experimento.

O item “1” indica a tampa superior que foi confeccionada para promover a devida pré-carga de aperto através do uso de uma chave fixa. Como é necessário que a

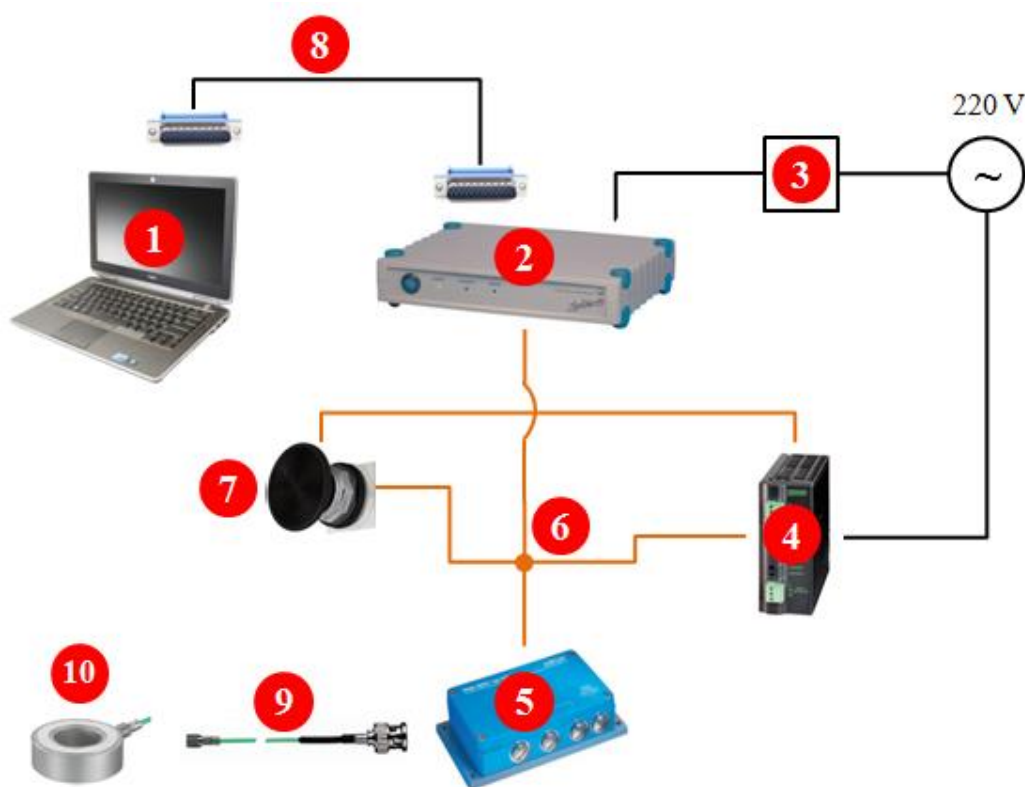
célula de carga esteja montada entre dois planos paralelos, rígidos e com bom acabamento superficial (KISTLER GROUP, 2018), o item “1” foi endurecido a 58 HRC e retificado em uma de suas faces com rugosidade de Rz4, a fim de promover boa distribuição de força e não danificar os anéis da célula de carga. O mesmo aconteceu com o item “3”, que foi fabricado para servir de assento para o instrumento de medição, deixando-o na altura desejada.

O eixo, indicado pelo número “4” da legenda, teve que ser torneado em uma de suas extremidades para que tivesse um ajuste deslizante tendendo à folga com o furo da célula de carga.

O item “5” representa o “copo”, onde foi feito um rasgo para a passagem do cabo da célula.

Além do ferramental alterado, também foram utilizados outros equipamentos para a aquisição de dados, que estão indicados na Fig. (3.11) por meio de um diagrama esquemático.

Figura 3.11 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.



Fonte: AUTOR, 2018.

A legenda com a descrição da funcionalidade de cada equipamento é mostrada na Tabela (3.1):

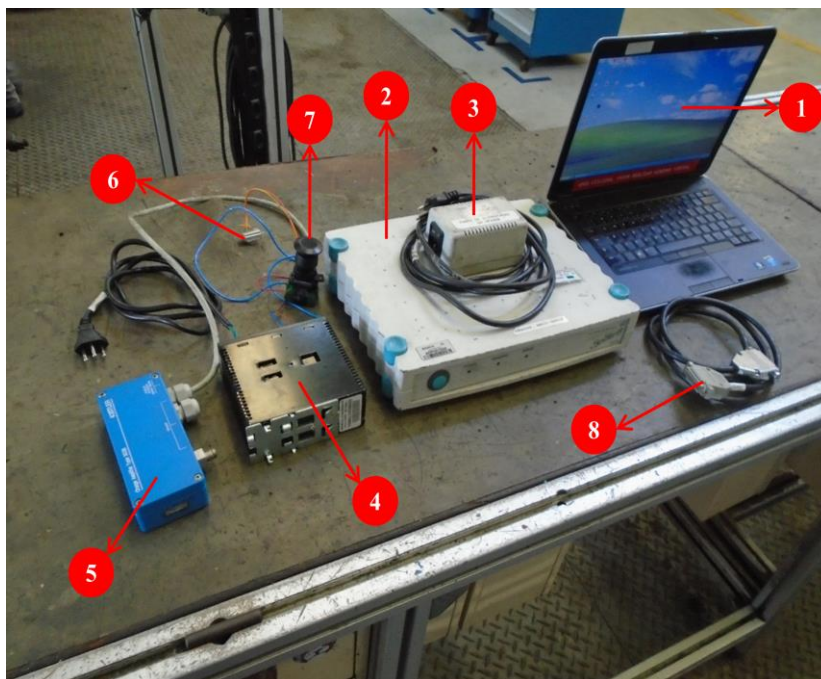
Tabela 3.1 – Legenda da Fig. (3.11) com respectivas funções dos equipamentos.

Item	Equipamento	Função
1	Notebook Dell Latitude E6440	Integrar os dados da célula de carga e do Spider através do software Catman Express 4.5.
2	Spider 8 HBM	Aquisição de dados.
3	Fonte de alimentação do Spider	Prover energia para funcionamento do Spider.
4	Fonte de alimentação MURR	Alimentar célula de carga Kistler com tensão 24 VDC e 5A.
5	Amplificador Kistler 5038	Converter sinal elétrico, em pC, para tensão proporcional em V.
6	Cabo confeccionado	Integrar amplificador, fonte MURR, Spider e botão.
7	Botão tipo push button	Promover o curto circuito para início e fim da medição.
8	Cabo DB-25 para DB-25	Interligar Spider ao Notebook.
9	Cabo Kistler 1631C	Transmitir sinal da célula de carga para o Amplificador
10	Célula de carga Kistler 9041A	Absorver força de prensagem e converter em sinal elétrico, em pC.

Fonte: AUTOR, 2018.

A Figura (3.12) mostra os equipamentos reais utilizados, com a mesma referência do diagrama esquemático:

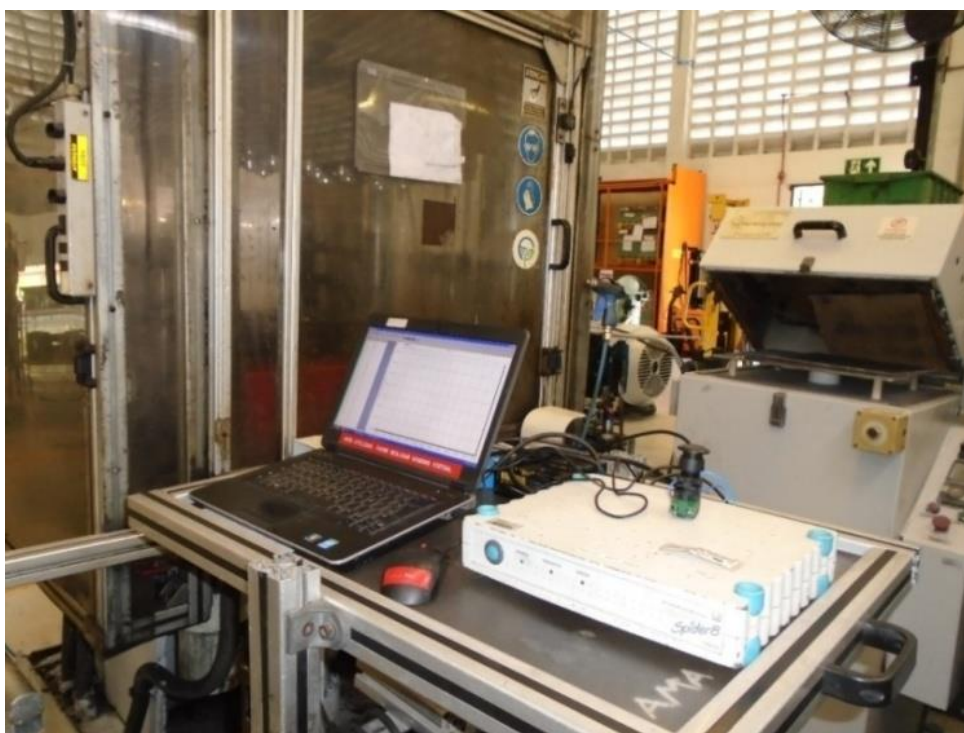
Figura 3.12 – Equipamentos reais utilizados para a medição e registro da força de prensagem.



Fonte: AUTOR, 2018.

A montagem final do aparato na frente da máquina pode ser observada pela Fig. (3.13). Para a realização dos testes foi necessária a presença do operador para manuseio da matéria prima e acionamento da máquina.

Figura 3.13 – Aparato experimental em funcionamento.



Fonte: AUTOR, 2018.

Os testes foram executados utilizando-se 15 cavidades para prensagem, valor abaixo da capacidade máxima da prensa de 21. O motivo da subutilização da máquina foi a demanda de produção e disponibilidade de ferramental. Em 14 cavidades o processo manteve-se inalterado, tendo sido utilizadas as molas conforme empilhamento da Fig. (3.8). Por questões de acessibilidade, o ferramental para aquisição de força foi montado na primeira fila, à frente do operador. Além disso, adotou-se como hipótese que a força máxima teria maior probabilidade de se encontrar no plano direito de simetria, uma vez que o molde usado atualmente possui irregularidades e pequeno grau de empenamento. Dessa forma, a força foi medida na cavidade indicada na Fig. (3.14):

Figura 3.14 – Cavidade onde foi medida força de prensagem.



Fonte: AUTOR, 2018.

Embora o *data sheet* do cabo da célula de carga afirme que o mesmo suporta uma temperatura de até 200 °C, optou-se por fazer um isolamento do ponto onde havia contato direto com a parede do molde, que fica em uma temperatura de cerca de 175 °C. Tal medida foi tomada para prolongar a vida útil do cabo, já que ficaria ali por alguns dias até haver disponibilidade para execução do experimento. A Figura (3.15a) mostra uma imagem ampliada da instalação do “copo” instrumentado, cabo e isolamento adaptado. A Fig. (3.15b) mostra como ficou o molde após instalação do “copo”:

Figura 3.15 – Instalação do “copo”.

Figura 3.15a – Local de instalação do “copo” instrumentado.

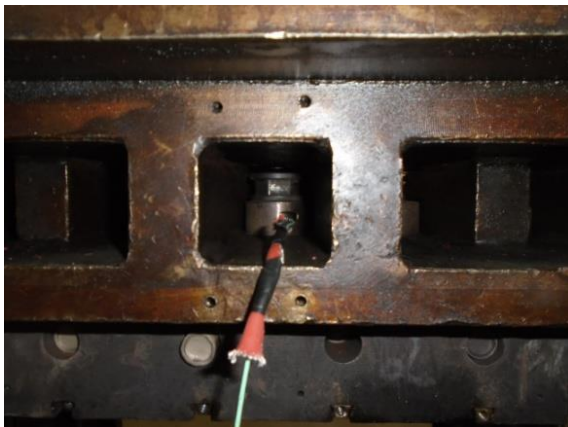


Figura 3.15b – Molde após a instalação do “copo” para medição de força de prensagem.



Fonte: AUTOR, 2018.

3.5 Calibração

A Figura (3.16) mostra a célula de carga, modelo Kistler 9041A, que foi utilizada na medição das forças de prensagem. Antes do uso foi feita uma calibração juntamente com outra célula de carga, que possuía faixa de medição de 0 – 50 kN e já estava calibrada, servindo como referencial de medição. O processo se deu então pela medição de uma mesma força pelos dois transdutores. Pelo fato da célula Kistler possuir uma faixa diferente, de 0 – 90 kN (sem pré-carga), sua faixa de tensão (em V) no Spider teve que ser ajustada por tentativa e erro, até que a curva coincidisse com a da célula referencial.

Figura 3.16 – Célula de carga modelo Kistler 9041A.

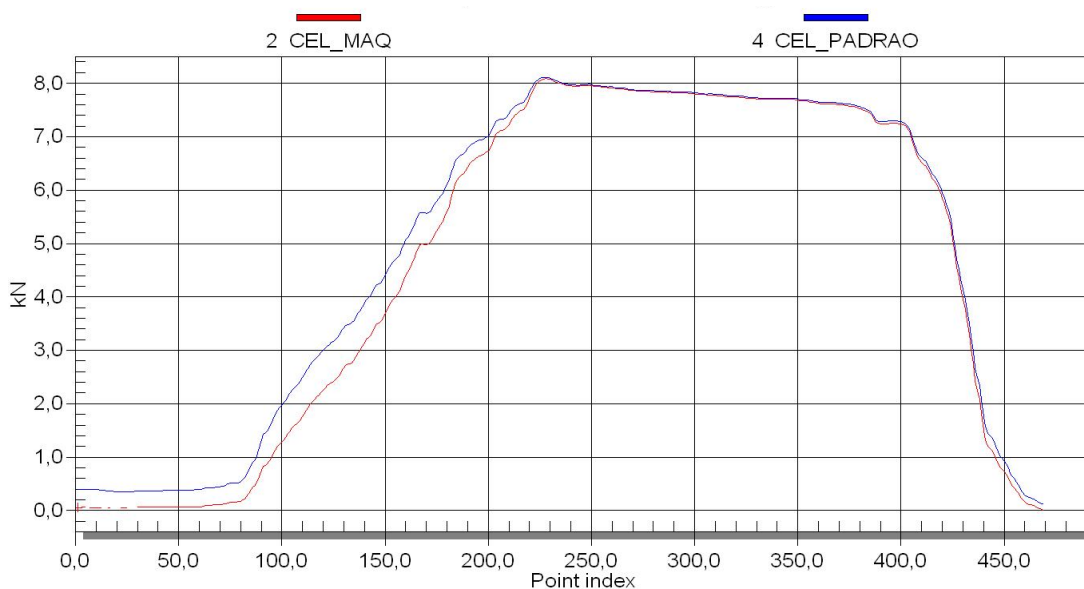


Fonte: KISTLER GROUP, 2018.

Para minimizar os erros provenientes da posterior pré-carga, a calibração foi feita com a célula Kistler já montada no “copo”, com a aplicação de uma pré-carga de aproximadamente 12 kN (13,3% da faixa), o que reduziu a faixa de medição da célula para 0 – 78 kN.

Após algumas tentativas obteve-se um resultado com erro inferior a 1% nos momentos de estabilização da força, o que foi considerado aceitável para dar partida nos testes de prensagem. A Figura (3.17) mostra o resultado final da calibração. A curva em vermelho, nomeada “2 CEL_MAQ”, representa a célula Kistler 9041A, enquanto a curva em azul, nomeada “4 CEL_PADRAO” representa a célula adotada como referencial padrão de medição.

Figura 3.17 – Curva de calibração da célula de carga Kistler 9041A.



Fonte: AUTOR, 2018.

Em todo o processo experimental, desde a calibração até a execução dos testes, manteve-se o mesmo padrão para registro gráfico, sendo o eixo das ordenadas o valor de força (em kN), e o eixo das abscissas o valor de índice de ponto, sendo a taxa de registro 50 pontos por segundo. Essas eram as unidades padrão do Spider, e optou-se por não alterá-las para uma maior velocidade nas medições e registro de dados.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a calibração da célula de carga e instalação do “copo” na máquina, os dados puderam ser obtidos. Ao todo foram feitos 10 registros, que podem ser observados individualmente no Capítulo 6 – Apêndices. Os valores de força máxima de prensagem, cuja obtenção era o objetivo principal dos testes, são mostrados na Tabela (4.1).

Tabela 4.1 – Valores de força máxima de prensagem a uma pressão de 170 bar.

Teste	Força máxima de prensagem [kN]	Força máxima de prensagem média [kN]	Desvio padrão [kN]
1	70,608	70,386	0,545
2	70,132		
3	70,512		
4	68,928		
5	70,464		
6	70,788		
7	70,668		
8	70,724		
9	70,424		
10	70,616		

Fonte: AUTOR, 2018.

Durante a execução dos testes todos os parâmetros de processo mantiveram-se constantes:

- Pressão de prensagem: 170 bar;
- Temperatura do molde superior: 175 °C;
- Temperatura do molde inferior: 145 °C;
- Material prensado: baquelite.

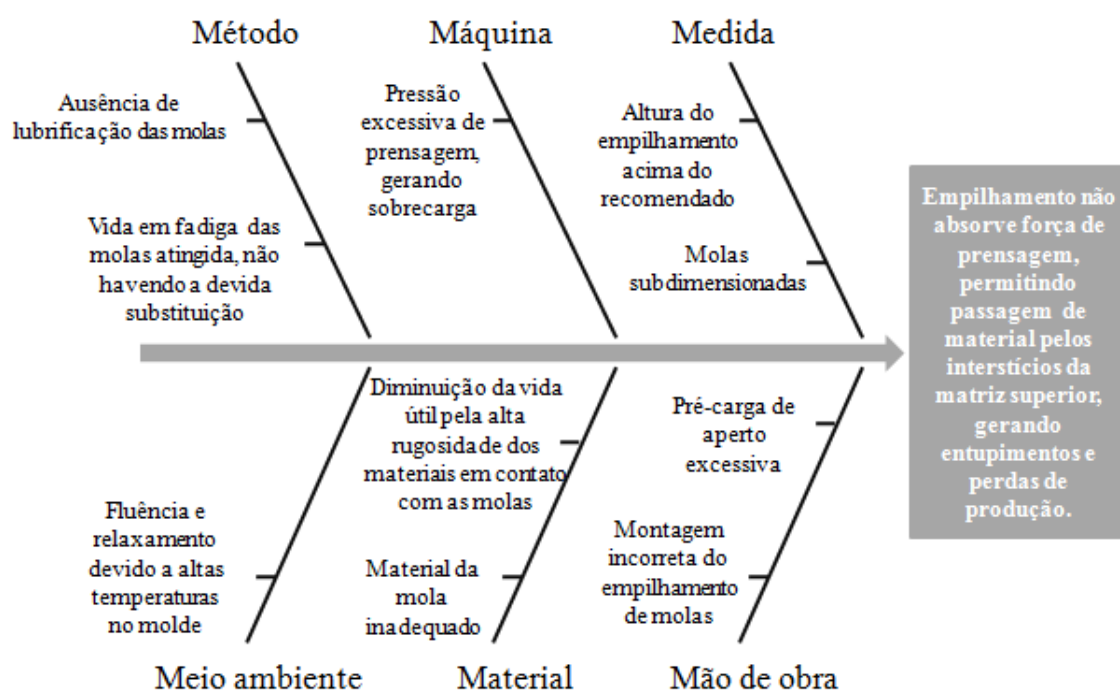
Da Tabela (4.1) obteve-se o valor de $70,4 \pm 0,5$ kN como força máxima de prensagem. A partir desse dado, tornou-se possível o cumprimento dos objetivos específicos desse trabalho.

4.1 Avaliação do empilhamento atual

O empilhamento atual, mostrado na Fig. (3.8) é ineficaz na contenção da força de prensagem, fato que está gerando a falha de entupimento da matriz superior. Uma tentativa de solucionar esse problema foi a utilização de um batente mecânico na extremidade do “copo”, indicado pelas Figs. (3.3a) e (3.4a). No entanto, tal tentativa tem se apresentado ineficiente, haja visto que os entupimentos são constantes quando o batente sai de posição, como mostrado pela Figs. (3.3b) e (3.4b).

A partir dessa condição que estava gerando perdas de produção foi elaborado um diagrama de Ishikawa para se descobrir a(s) causa(s) raiz do problema, conforme mostrado pela Fig. (4.1).

Figura 4.1 – Diagrama de Ishikawa para falha de entupimento da matriz superior.



Fonte: AUTOR, 2018.

Com os resultados da medição de força de prensagem, concluiu-se que as molas estavam subdimensionadas para a condição operacional atual, não sendo capazes de suportar uma força superior a 31,28 kN (desconsiderando a pré-carga), conforme indicado pelo gráfico da Fig. (3.9).

A pré-carga utilizada atualmente, de aproximadamente 17,8 kN mediante ao avanço rosqueado de 10 mm da tampa de fechamento, gera uma compressão em cada mola individual de $s = 0,57 \cdot h_0$, ou seja, as molas ficam 57% comprimidas antes sofrerem o esforço, valor muito superior à faixa de 15 a 20% recomendada por Spirol (2018).

Outras não conformidades como ausência de lubrificação e elevada rugosidade das superfícies adjacentes ($R_z 16$) contribuem substancialmente para a diminuição da vida útil das molas, fato que viria a ser comprometedor ainda que as molas estivessem bem dimensionadas.

Mediante as diversas irregularidades apresentadas, conclui-se que o empilhamento atual precisa ser redimensionado de modo que atenda as condições operacionais.

4.2 Redimensionamento do empilhamento de molas

Após pesquisas de mercado com diversos fabricantes como Spirol, Mubea e Schnorr, foi constatado que não há empilhamento padrão que possa absorver uma força de 70 kN em um deslocamento máximo de 5 mm. Teoricamente seria possível através de uma pilha de 6 ou mais molas em paralelo, no entanto essa solução não é recomendada devido ao *pitting*, que resulta em uma redução drástica da vida útil das molas.

A partir dessa restrição de projeto, o redimensionamento foi feito de forma a limitar o empilhamento de molas até uma condição de deslocamento individual máximo inferior à faixa recomendada ($s \leq 0,75 h_0$). Para cumprir esse objetivo, o eixo teve seu comprimento alterado para tangenciar a parede do molde antes de alguma mola atingir 75% de deslocamento, servindo como um limitador do curso e impedindo que o empilhamento estivesse em sobrecarga. Além disso, o comprimento da peça que executa pré-carga foi calculado para que, no fim do aperto, exercesse uma pré-carga de 17,5%, dentro da faixa ideal de 15 a 20% do deslocamento máximo de uma mola.

O material da mola manteve-se inalterado, uma vez que a liga de aço 51CrV4 (1.8159) suporta temperaturas de até 200 °C (MUBEA, 2018).

A Figura (4.2) mostra o empilhamento atual e o empilhamento proposto, após montagem da peça que realiza pré-carga:

Figura 4.2 – Empilhamento.

Figura 4.2a – Atual.

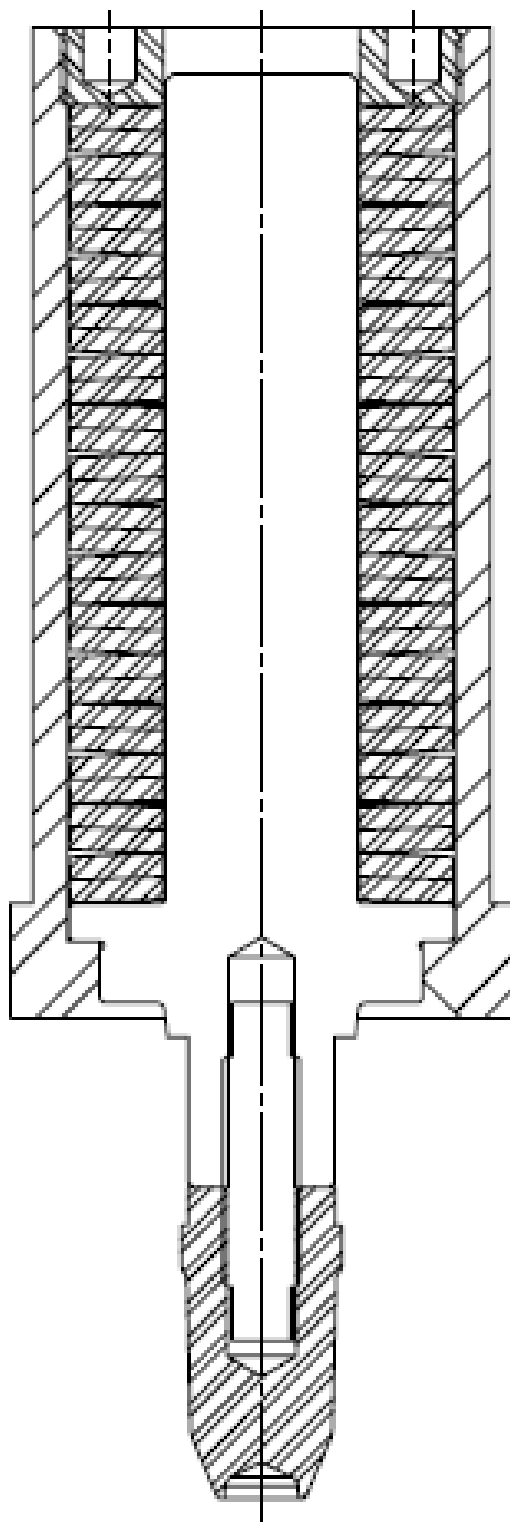
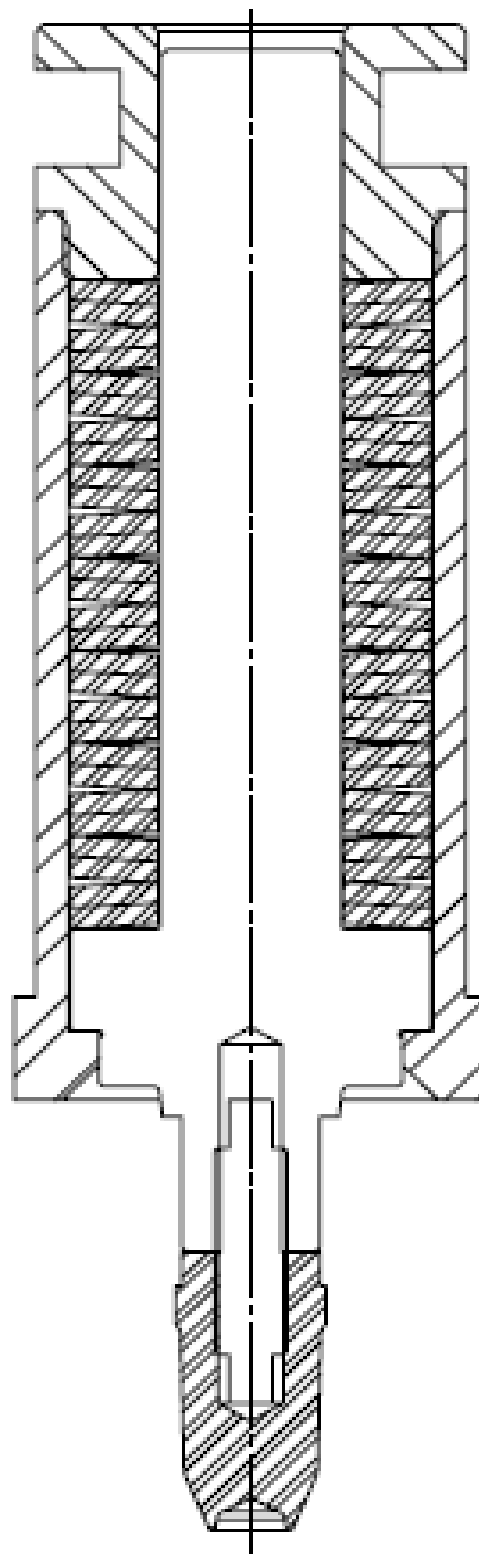


Figura 4.2b – Proposto.



Fonte: AUTOR, 2018.

A Tabela (4.2) mostra uma comparação do empilhamento atual com o empilhamento proposto.

Tabela 4.2 – Empilhamento atual x empilhamento proposto

Empilhamento	Nº de molas em série	Nº de molas em paralelo	Total de molas
Atual	16	2	32
Proposto	14	2	28

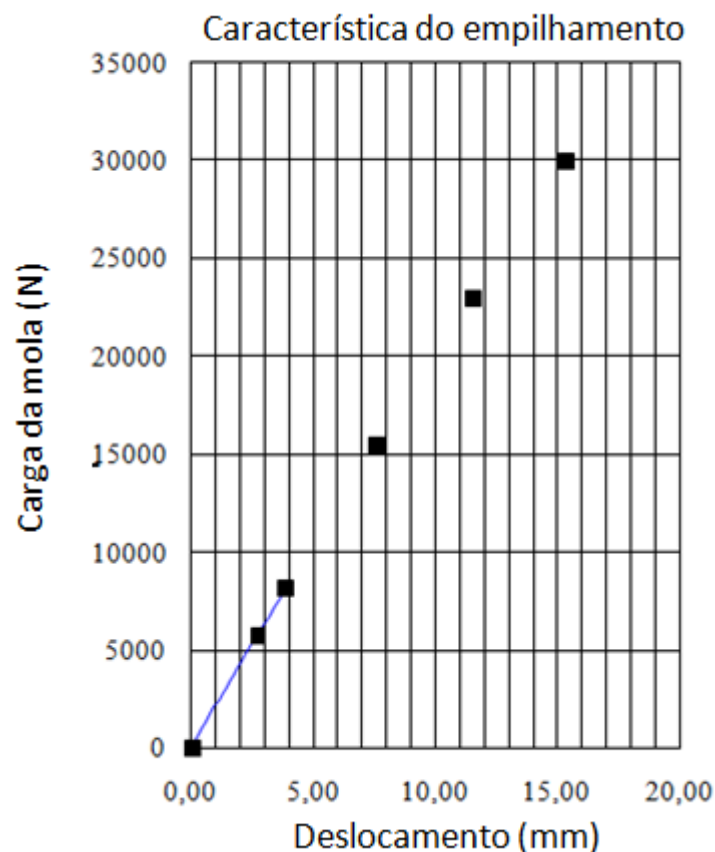
Fonte: AUTOR, 2018.

Através da solução proposta conclui-se que não haverá entupimentos, visto que na condição crítica de 70 kN o próprio eixo limitará o movimento ao tocar a superfície do molde. Um simples cálculo de tensões atesta que o impacto do eixo na parede do molde não causará danos no ferramental. Para uma força de 70 kN atuando em um diâmetro de 25 mm, tem-se uma tensão de compressão de 142,6 MPa, inferior ao limite de escoamento de 470 MPa do aço utilizado no eixo (SAE 4340 temperado e revenido a 45 HRC) e no bloco do molde.

Além da ausência de entupimentos, as molas continuarão executando seu trabalho de amortecer o impacto no bico central sem o risco de ultrapassarem o deslocamento máximo recomendado, fator que aumentará consideravelmente a vida útil do conjunto.

Para a análise do empilhamento, foi utilizado o software *Disc Spring Calculation Program*, da Mubea®, feito em Excel, que fornece gráficos com base nos cálculos de Almen e László. Através do vasto banco de dados e das funções iterativas presentes no programa, é possível prever o comportamento das molas quando submetidas a altas temperaturas, fato que não seria possível somente pelos cálculos analíticos de Almen e László. Com o uso do programa foi gerado o gráfico de força x deslocamento do empilhamento proposto, indicado na Fig. (4.3):

Figura 4.3 – Curva força x deslocamento para o empilhamento proposto.



Fonte: AUTOR, 2018.

Percebe-se na Fig. (4.3) uma descontinuidade da curva a partir de 4 mm de deslocamento do empilhamento. Essa limitação ocorre pois, a partir dessa distância, o eixo passa a transmitir unicamente toda a força de prensagem ao tocar na parede do molde. Dessa forma, as molas são protegidas de ultrapassarem o deslocamento máximo permissível.

Outra premissa de projeto adotada foi a obtenção de vida infinita para o empilhamento. De acordo com o software *Disc Spring Calculation Program*, para obtenção de vida infinita é necessário que o empilhamento tenha um deslocamento inferior a 4,85 mm após pré-carga. Essa condição é garantida, pois, a 4 mm, as molas param de ser comprimidas. A Tabela (4.3) mostra os resultados fornecidos pelo *software* para variação da vida em fadiga em função do curso do empilhamento.

Tabela 4.3 – Vida em fadiga em função do curso do empilhamento.

Deslocamento do empilhamento [mm]	Curso real do empilhamento após pré-carga [mm]	Altura de uma mola (l) [mm]	s/h_0 [%]	Vida em fadiga a partir da pré-carga [ciclos]	Coeficiente de segurança para vida infinita a partir da pré-carga
0	-	4,100	0	-	-
2,695 (pré-carga)	0	3,908	17,5	-	-
3,850	1,155	3,825	25	$> 2 \times 10^6$	4,20
4,620	1,925	3,770	30	$> 2 \times 10^6$	2,52
5,390	2,695	3,715	35	$> 2 \times 10^6$	1,80
6,160	3,465	3,660	40	$> 2 \times 10^6$	1,40
6,695	4,000	3,622	43	$> 2 \times 10^6$	1,21
6,930	4,235	3,605	45	$> 2 \times 10^6$	1,15
7,546 (fim da vida infinita)	4,851	3,561	49	$> 2 \times 10^6$	1,00
7,700	5,005	3,550	50	1560000	0,97
8,470	5,775	3,495	55	262000	0,84
9,240	6,545	3,440	60	42600	0,74
10,010	7,315	3,385	65	6680	0,66
10,780	8,085	3,330	70	0	0
11,550	8,855	3,275	75	0	0

Fonte: AUTOR, 2018.

Observando-se a Tab. (4.3), conclui-se que o empilhamento terá um coeficiente de segurança de 1,21 para um curso máximo de 4 mm. Logo, uma vez garantida a precisão dimensional dos componentes usinados de forma a promover um intervalo de tolerância de + 0,851 / - 0 mm para o curso máximo de 4 mm, o empilhamento terá vida infinita.

Um menor número de molas poderia ser utilizado no empilhamento, contudo, quanto menor fosse esse número, mais justa seria a faixa de operação e amortecimento do conjunto, o que poderia vir a ser prejudicial no longo prazo devido a desgastes. O valor limitante de 4 mm foi considerado ideal pois permite uma usinagem dentro de uma faixa razoável para aplicação de tolerâncias e é inferior ao limite conservador de 5 mm pré-estabelecido para que não haja entupimentos.

4.3 **Análise de *payback* do dimensionamento proposto**

Para a determinação da viabilidade econômica do dimensionamento proposto foi feita uma análise de *payback* simples, na qual os seguintes custos foram levados em consideração:

- Hora extra do operador para repor produção perdida da tampa da bobina;
- Hora extra do operador para repor a produção perdida na máquina em que estava trabalhando;
- Usinagem de novo ferramental.

O custo de perda de produção não foi contabilizado pois as eventuais intercorrências de manutenção na máquina não afetam a produção, uma vez que o ciclo é relativamente “lento”.

Atualmente na empresa apenas um colaborador possui o devido treinamento para realizar a retirada do conjunto do copo com as molas quando há entupimento. Além disso, esse operador não trabalha diretamente na Prensa Ciola, mas em outro equipamento. Ou seja, quando há o modo de falha de entupimento da matriz superior, o mesmo é deslocado da máquina em que trabalha para a Prensa Ciola para realizar a desmontagem para desentupimento e limpeza. Não obstante, o operador que normalmente trabalha na máquina entra em período ocioso aguardando o término da manutenção.

Quando há esse deslocamento de mão de obra, a demanda normalmente não é atingida nos turnos de trabalho, o que acarreta custos indesejáveis de hora extra. Dessa forma, quando há falha de entupimento na matriz superior da Prensa Ciola, há gastos com hora extra tanto para repor a produção perdida nessa máquina, como para repor a produção perdida na máquina em que o operador mantenedor estava trabalhando.

Na empresa em que foi conduzido esse trabalho, o valor da hora do operador que trabalha na máquina é de R\$ 0,60 / min. Em regime de hora extra, há um fator multiplicador que varia conforme o dia da semana. Para efeitos de cálculo, o fator de 1,5 foi adotado, pois corresponde à maioria dos casos. Levando-se em conta que são gastos, em média, 120 minutos por semana para desentupimentos da matriz superior, e que o ano possui 52 semanas – considerando-se o ano de 2019 – o custo com hora extra, em base anual, pode ser obtido, conforme mostrado pela Eq. (4.1):

$$Custo \text{ com hora extra} = 0,60 \left[\frac{R\$}{min} \right] * 1,5 * 120 \left[\frac{min}{sem} \right] * 52 \left[\frac{sem}{ano} \right] * 2 \quad (4.1)$$

Na Equação (4.1) o fator “2” corresponde ao multiplicador que abrange os custos de hora extra na Prensa Ciola e na outra máquina em que o operador mantenedor normalmente trabalha. Resolvendo a Eq. (4.1), obtém-se o valor de R\$ 11.232,00 por ano com hora extra.

Outro custo relevante para a análise de *payback* é o do novo ferramental a ser implantado. Os itens do conjunto foram orçados com um determinado fornecedor cadastrado pela empresa e estão listados na Tab. (4.4), juntamente com os respectivos custos de usinagem:

Tabela 4.4 – Orçamento de usinagem de fornecedor cadastrado.

Item	Custo unitário	Quantidade a ser comprada	Custo total
Copo	R\$ 278,15	21	R\$ 14.190,75
Eixo	R\$ 257,70		
Tampa de pré-carga	R\$ 139,90		
Mola	R\$ 4,00	672 (condição atual) ou 588 (condição proposta)	R\$ 2.688,00 (condição atual) ou R\$ 2.352,00 (condição proposta)

Fonte: AUTOR, 2018.

Atualmente a empresa troca as molas com frequência anual, independentemente de elas terem ou não atingido a vida em fadiga. Os outros itens normalmente não são repostos, mesmo apresentando desgastes ou avarias.

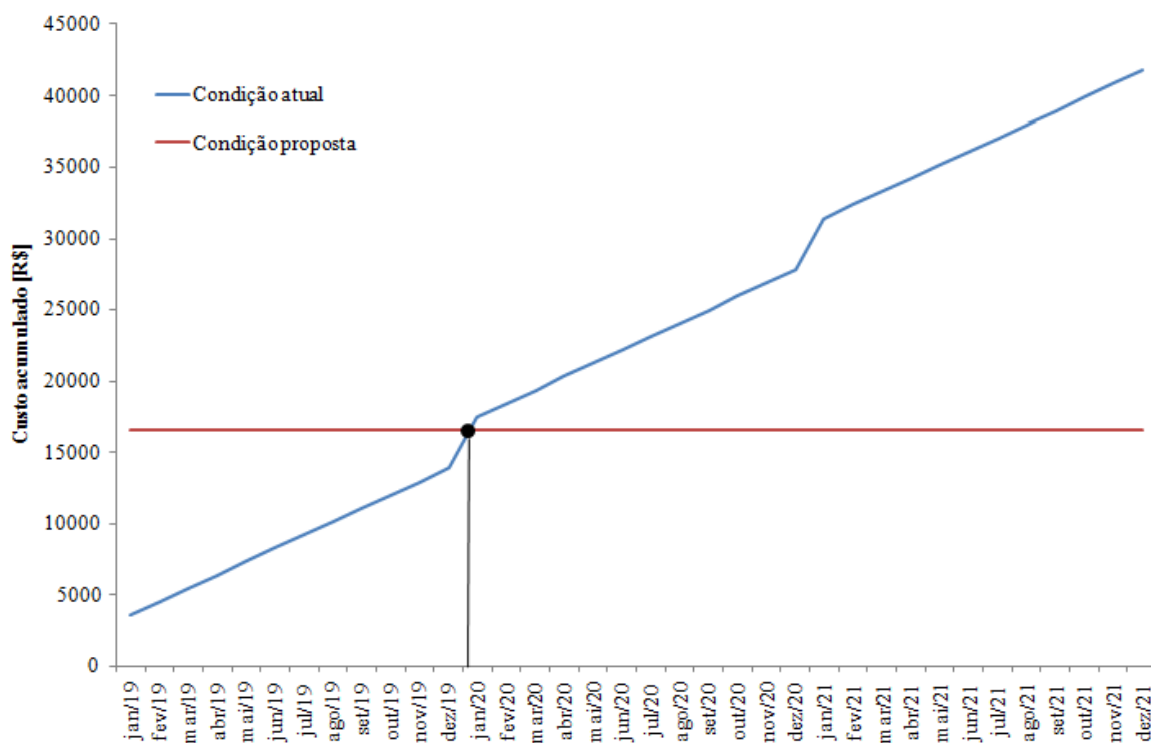
Com base no orçamento da fabricação dos componentes e do custo com hora extra, tornou-se possível o levantamento dos custos principais em função da condição atual e da condição proposta, que está representado pela Tab. (4.5):

Tabela 4.5 – Comparação de custos: situação atual x situação proposta.

Custo	2019		2020		2021	
	Atual	Proposto	Atual	Proposto	Atual	Proposto
Hora extra do operador para repor perda de produção	R\$ 11.232,00	R\$ 0,00	R\$ 11.232,00	R\$ 0,00	R\$ 11.232,00	R\$ 0,00
Usinagem do copo	R\$ 0,00	R\$ 5.841,15	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00
Usinagem de eixo	R\$ 0,00	R\$ 5.411,70	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00
Usinagem de tampa	R\$ 0,00	R\$ 2.937,90	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00	R\$ 0,00
Compra das molas	R\$ 2.688,00	R\$ 2.352,00	R\$ 2.688,00	R\$ 0,00	R\$ 2.688,00	R\$ 0,00
Total	R\$ 13.920,00	R\$ 16.542,75	R\$ 13.920,00	R\$ 0,00	R\$ 13.920,00	R\$ 0,00

Fonte: AUTOR, 2018.

Com os dados obtidos da Tab.(4.5), tornou-se possível a determinação do tempo de *payback* mediante a construção de um gráfico, representado pela Fig.(4.4):

Figura 4.4 – Determinação gráfica do tempo de *payback*.

Fonte: AUTOR, 2018

A Figura (4.4) mostra que o investimento considerado na condição proposta se igualará à condição atual no início de Janeiro de 2020, o que totaliza um tempo aproximado de *payback* de 12 meses, para um investimento total de R\$ 16.542,75.

Na empresa em que esse trabalho foi conduzido, para que qualquer projeto seja aprovado, uma dos pré-requisitos é que o tempo máximo de *payback* seja de 24 meses. Logo, conclui-se que a condição proposta possui aplicabilidade e retorno financeiro dentro de um prazo aceitável para a empresa.

Contudo, caso a empresa considere o investimento relativamente alto para a máquina e o setor, duas propostas adicionais podem ser adotadas como solução alternativa:

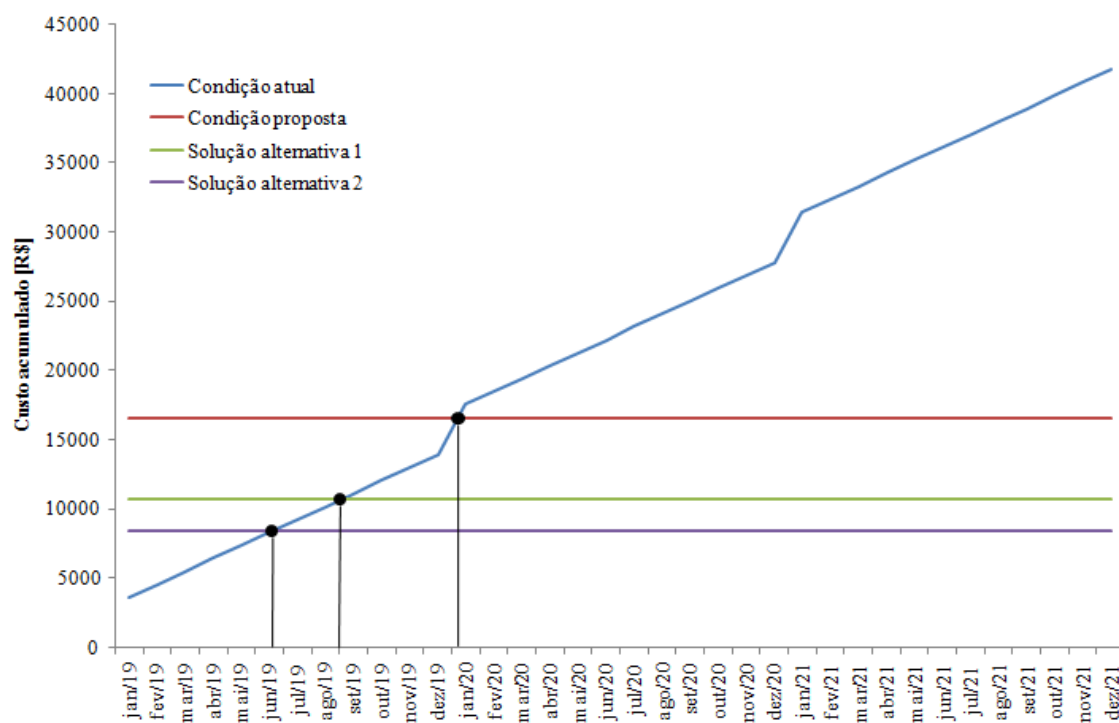
- Solução alternativa 1: aproveitar os copos existentes;
- Solução alternativa 2: aproveitar os copos e as molas existentes.

Embora os copos estejam já em condição avançada de desgaste, e possuam dureza inapropriada para contato direto com as molas – 40 HRc –, eles ainda podem ser utilizados. Como na solução proposta somente há alteração geométrica no eixo, os copos atuais podem ter a região roscada retrabalhada e serem usados normalmente. Sugere-se, entretanto, que seja feito um tratamento térmico de têmpera e revenimento até uma dureza de 58 HRc e retificação do diâmetro interno, onde pode haver contato com as molas.

A solução alternativa 2 consiste em uma ação ainda menos conservadora, incluindo-se o reaproveitamento das molas atuais. Levando-se em conta o tempo de uso e o empilhamento indevido feito atualmente, presume-se que todas ou grande parte das molas tenham atingido a vida em fadiga. Tal solução tenderá a reduzir o efeito de amortecimento elástico do empilhamento, podendo diminuir a vida útil das matrizes mediante a baixa atenuação da força de impacto.

Considerado a primeira condição proposta e as soluções alternativas 1 e 2, obteve-se os correspondentes tempos de *payback*, conforme exibido pela Fig. (4.5).

Figura 4.5 – Determinação gráfica do tempo de *payback* para a condição proposta e soluções alternativas 1 e 2.



Fonte: AUTOR, 2018

A Tabela (4.6) mostra os valores investidos, assim como os tempos de *payback*, vantagens e desvantagens para cada condição mostrada na Fig. (4.5):

Tabela 4.6 – Sumário de valores investidos e tempos de *payback* para condições propostas.

Condição	Investimento	Tempo de <i>payback</i>	Vantagens	Desvantagens
Proposta	R\$ 16.542,75	12 meses	<p>Todos os componentes novos, fabricados de acordo com recomendação do fabricante em relação à dureza e rugosidade</p> <p>Aquisição de novas molas é uma garantia de que vida em fadiga não foi atingida, fato que garante amortecimento elástico contínuo com boa eficiência</p> <p>Conjunto dimensionado para vida infinita, não sendo necessária substituição periódica dos componentes</p>	Custo e tempo de <i>payback</i> relativamente altos
Solução alternativa 1	R\$ 10.701,60	8 meses	Custo e tempo de <i>payback</i> praticamente 35% menores que condição proposta	Necessário retrabalho dos copos: retificação do diâmetro interno e tratamento de têmpera e revenimento até uma dureza de 58 HRC
Solução alternativa 2	R\$ 8.349,60	5,5 meses	Solução mais barata e com retorno mais rápido dentre as listadas	<p>Necessário retrabalho dos copos</p> <p>Possível redução do efeito elástico em função de vida em fadiga já atingida pelas molas</p> <p>Encurtamento da vida útil das matrizes pela baixa atenuação da força de impacto durante prensagem</p>

Fonte: AUTOR, 2018

5. CONCLUSÃO

Em uma máquina que realiza moldagem por compressão foi constatado que o empilhamento de molas Belleville, responsável unicamente por atenuar o impacto da prensagem, não estava sendo eficaz na contenção dessa força, permitindo que matéria prima de processo escoasse nos interstícios do ferramental. Com a passagem de produto, tornava-se necessária intervenção imediata do operador, o que acarretava indesejáveis perdas de produção. A primeira tentativa de contenção foi a utilização de um batente mecânico para impedir o entupimento mediante limitação do curso das molas. No entanto, tal solução também não tem apresentado bons resultados, uma vez que a falha continua.

Identificadas as condições de contorno do problema, foi desenvolvido um aparato experimental para medição da força de prensagem – dado não fornecido pela máquina –, a fim de que o empilhamento fosse redimensionado, e que fosse eliminada a solução paliativa do batente mecânico. Após obtenção de um resultado de 70 kN, foi constatado que não há empilhamento de molas Belleville que absorva essa força em um deslocamento de 5 mm dentro das limitações geométricas do local de instalação das molas.

Apesar da impossibilidade de reter a força de prensagem unicamente com as molas Belleville, foi proposta uma solução de aumentar o comprimento do eixo central, de modo que este passasse a atuar como batente mecânico, e não mais uma peça solta simplesmente apoiada em sua extremidade. Além disso, o conjunto de molas foi redimensionado para ter seu curso de pré-carga e de trabalho dentro da faixa recomendada pelo fabricante para vida infinita.

Por fim foi feita uma análise de *payback* do dimensionamento proposto, na qual se obteve um tempo de retorno de 24 meses para um investimento de R\$ 16.542,75, que abrange usinagem e compra de novas molas Belleville. Como o tempo de *payback* máximo adotado pela empresa onde foi conduzido esse estudo é de 24 meses, conclui-se que o dimensionamento proposto é tecnicamente e economicamente aplicável. Além disso, foram feitas propostas com menor tempo de *payback* considerando-se o reaproveitamento de componentes disponíveis na empresa.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Na empresa em que foi conduzido esse estudo existem quatro Prensas Ciola, de mesma capacidade. A prensa 1 opera atualmente com pressão de 100 bar, as prensas 2 e 3 trabalham com pressão de 150 bar e a prensa 4, a qual teve a força de prensagem medida, com pressão de 170 bar. Embora cada prensa fabrique um produto diferente, o material a ser prensado é o mesmo: resina fenólica.

Na Prensa Ciola 4, algumas matrizes já apresentaram trincas após certo tempo de utilização. Atribui-se tal fato, dentre as possíveis causas, ao excesso de força exercida pelo bico central na matriz durante a compressão do material. Como apenas uma parcela da força é amortecida pelo empilhamento de molas Belleville, o restante é transmitido para matriz inferior no momento em que o eixo pressiona o batente mecânico contra a parede do molde.

Destarte, embora o dimensionamento proposto solucione a questão do entupimento, não serão evitadas eventuais trincas nas matrizes, uma vez que tal falha está diretamente relacionada às condições de processo, em especial à pressão hidráulica exercida no martelo superior, que move a prensa. Com isso, sugere-se que seja conduzido um estudo de Planejamento de Experimentos (DOE) com variação dos principais parâmetros da máquina – temperatura de pré-aquecimento, tempo de pré-aquecimento, temperatura do molde, pressão de prensagem, pressão de extração, tempo de prensagem etc – a fim de se obter o produto final dentro das especificações técnicas, com a mínima geração de esforço mecânico para a matriz, que é um componente crítico que possui alto custo.

Uma vez variados os parâmetros, será possível medir diretamente a força atuante na matriz inferior repetindo-se o procedimento que foi feito nesse trabalho, o que permitirá um novo dimensionamento do empilhamento de molas para uma condição ótima.

REFERÊNCIAS

BRUNETTI, Franco. et al. **Motores de Combustão Interna: Volume 1: 5ª** reimpressão. Blucher, 2017.

CALLISTER, William D.; RETWISCH, David G. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**: 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

KISTLER. **Cables**. Kistler Group. Switzerland, 2011.

KISTLER. **Force Measurement with Load Washers**. Kistler Group. Switzerland, 2013.

KISTLER. **Industrial Charge Amplifier**. Kistler Instrumente AG. Switzerland, 2006.

KISTLER. **Load Washers**. Kistler Group. Switzerland, 2018.

MUBEA. **Disc Spring Calculation Program**: Version 19.7.98. Daaden, Germany, 1998.

MUBEA. **Disc Spring Manual**. Mubea Disc Springs. Daaden, Germany, 2018.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**: 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

ROSATO, Dominick V.; ROSATO, Donald V. **Plastics engineered product design**. Elsevier, 2003.

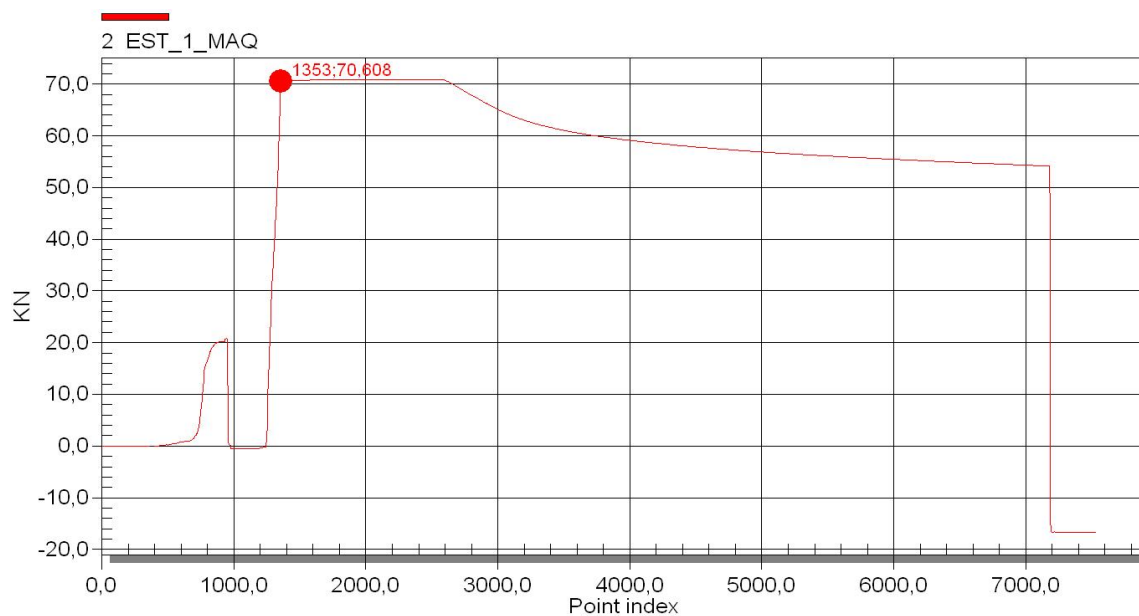
SCHNORR. **Handbook for Disc Springs**. Schnorr Corporation. Ann Arbor, USA, 2003.

SPIROL. **Molas Prato**. Spirol International Corporation, 2018.

APÊNDICES

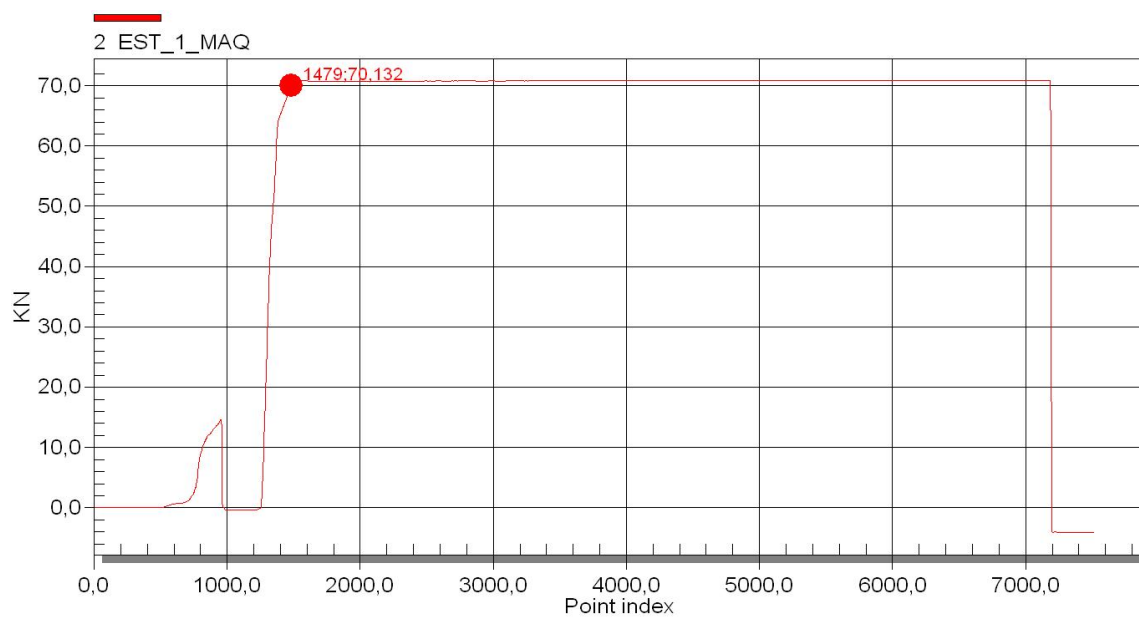
APÊNDICE A – CURVAS DE FORÇA DE PRENSAGEM

Figura A.1 – Teste 1 a 170 bar.



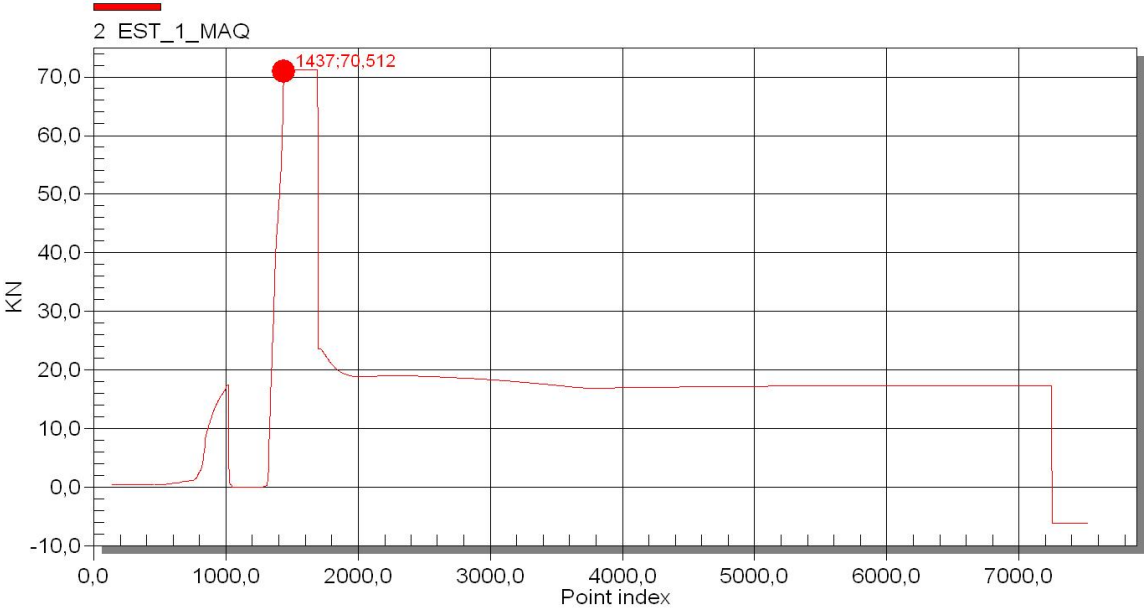
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.2 – Teste 2 a 170 bar.



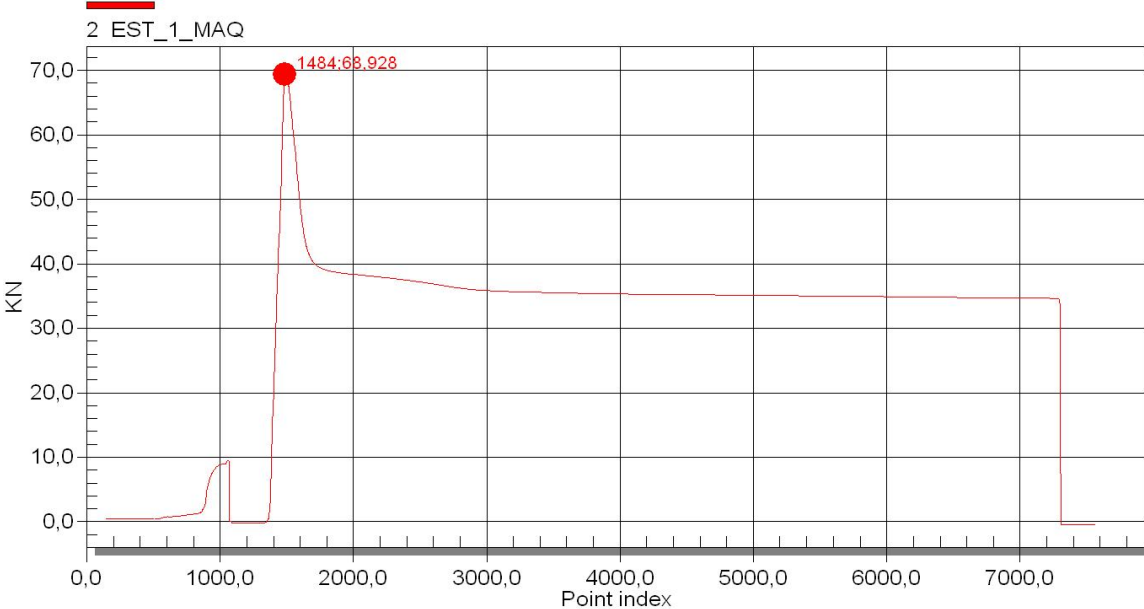
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.3 – Teste 3 a 170 bar.



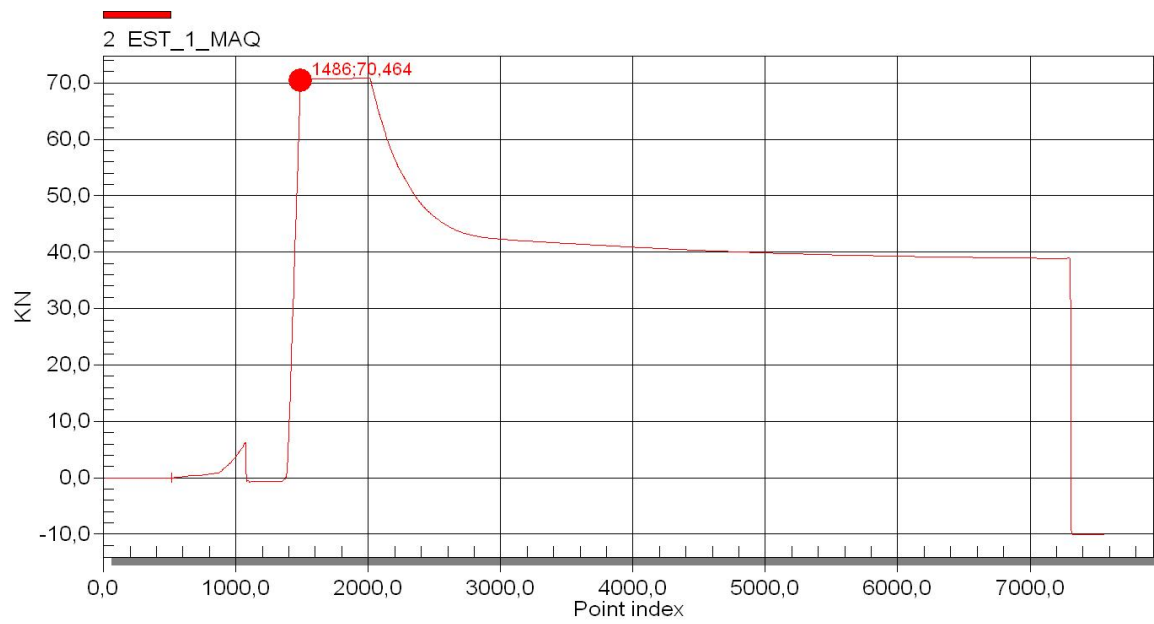
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.4 – Teste 4 a 170 bar.



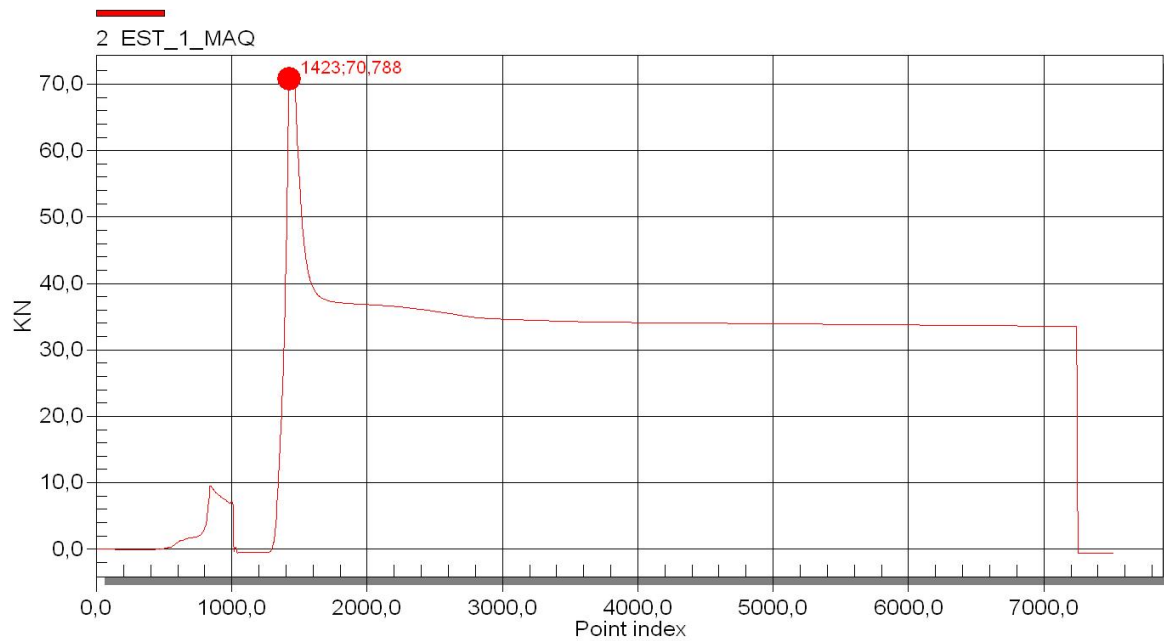
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.5 – Teste 5 a 170 bar.



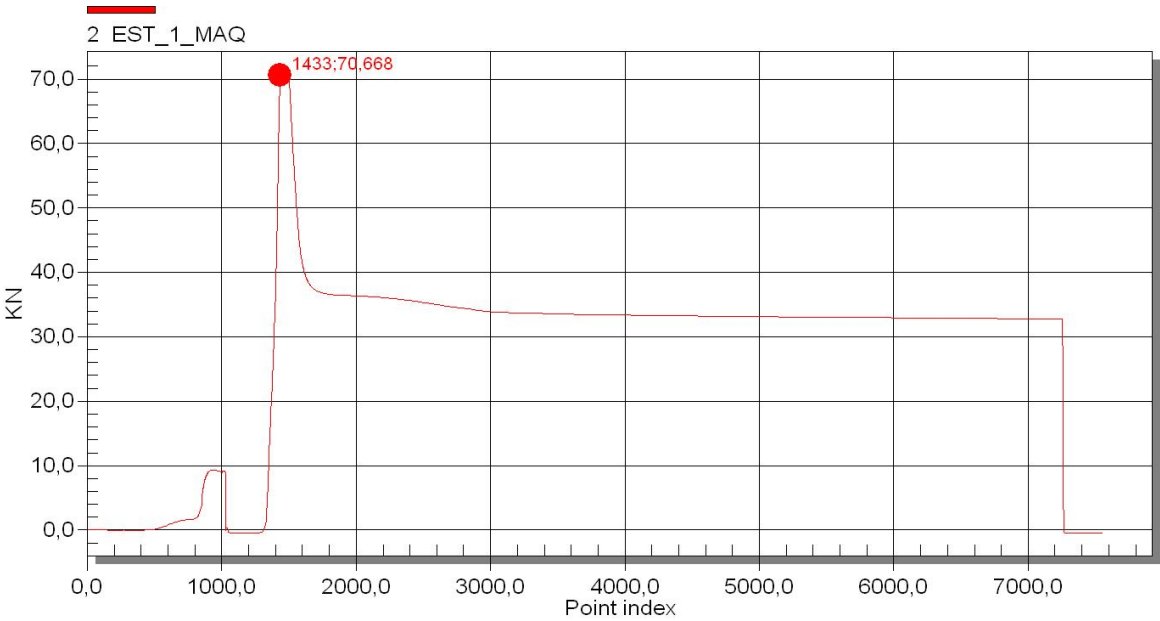
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.6 – Teste 6 a 170 bar.



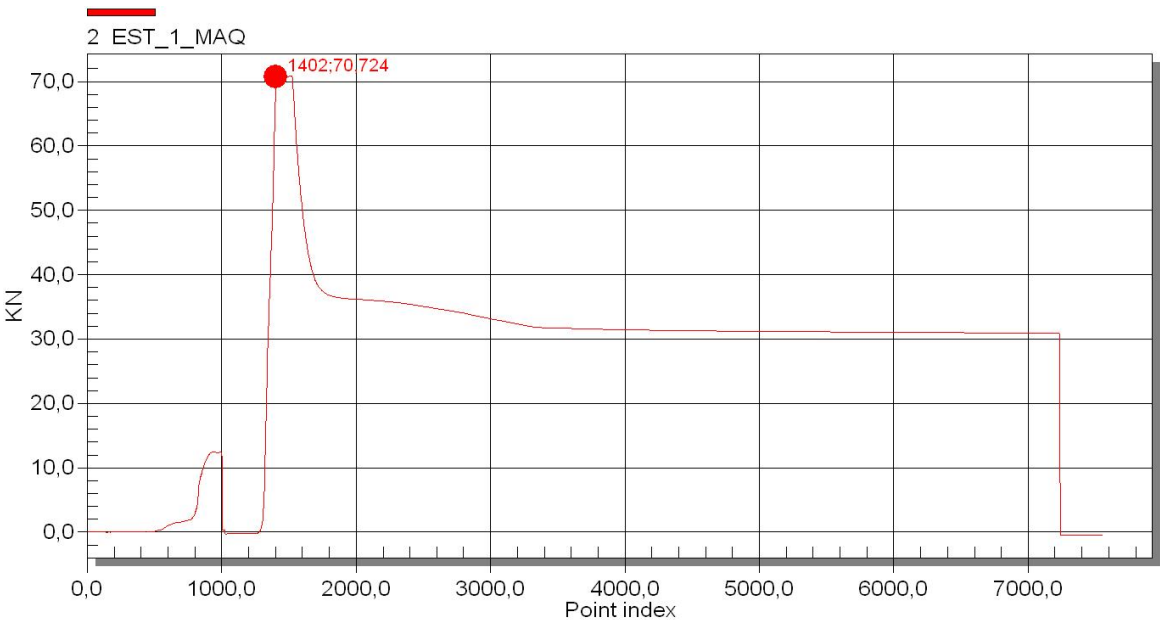
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.7 – Teste 7 a 170 bar.



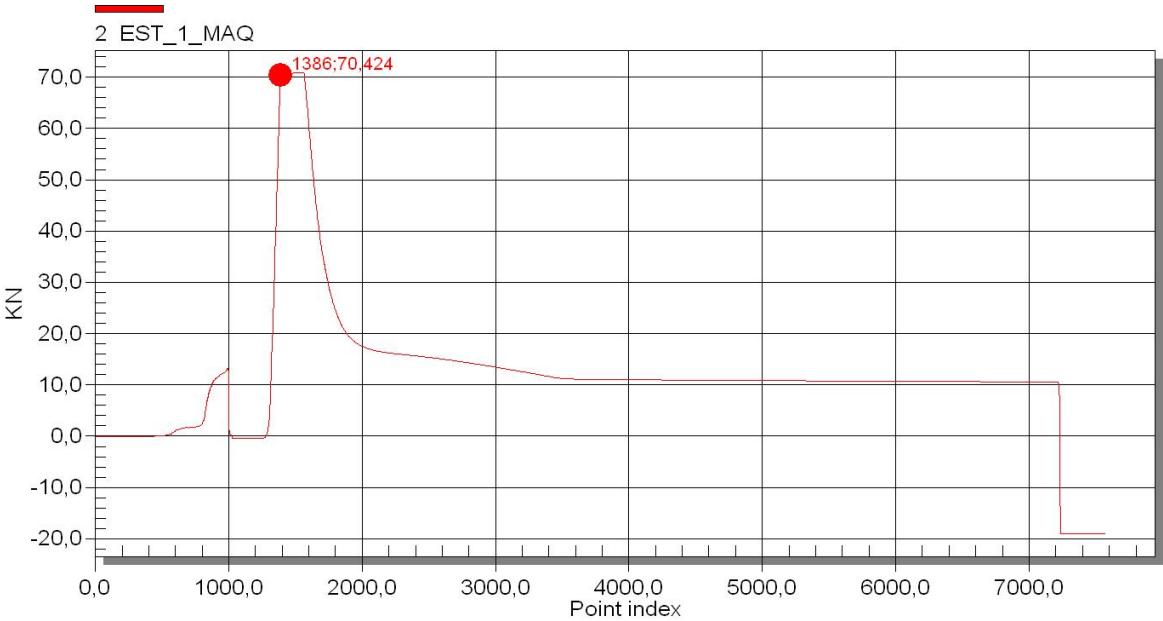
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.8 – Teste 8 a 170 bar.



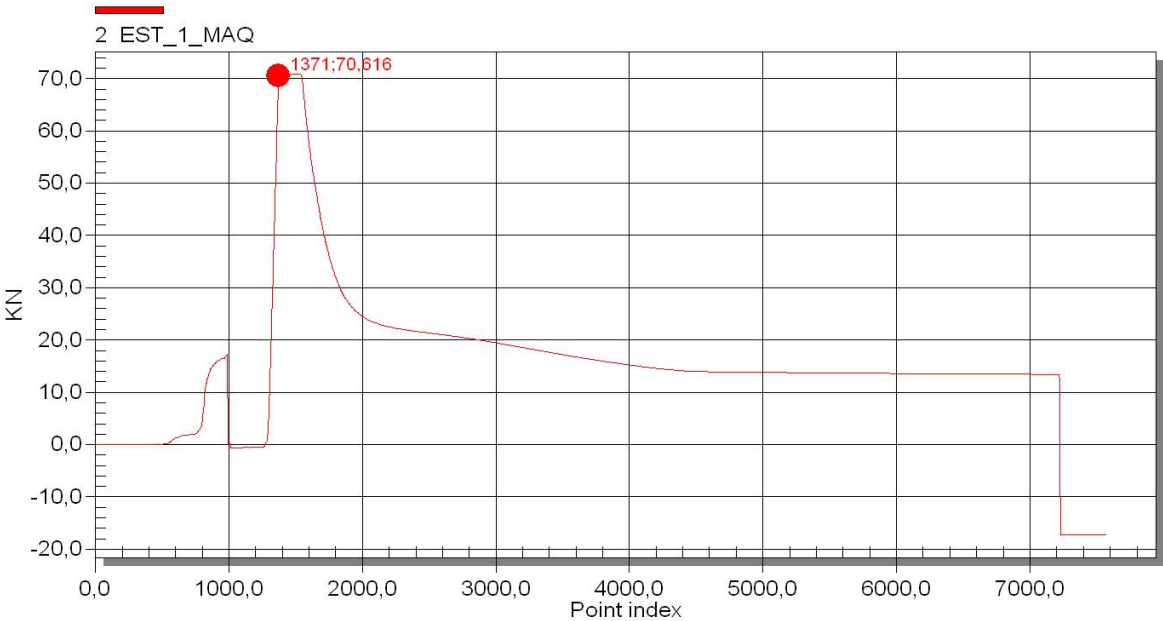
Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.9 – Teste 9 a 170 bar.



Fonte: AUTOR, 2018.

Figura A.10 – Teste 10 a 170 bar.



Fonte: AUTOR, 2018.