

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE LIGAÇÕES CUBO EIXO POR
INTERFERÊNCIA PARA VENTILADORES DE PLÁSTICO USADOS EM
MOTORES ELÉTRICOS ASSÍNCRONOS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO
GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ALEXANDRE SILVA RIZZATTI

Florianópolis, Outubro de 2007

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE LIGAÇÕES CUBO EIXO POR
INTERFERÊNCIA PARA VENTILADORES DE PLÁSTICO USADOS EM
MOTORES ELÉTRICOS ASSÍNCRONOS

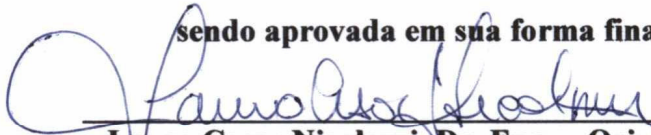
ALEXANDRE SILVA RIZZATTI

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

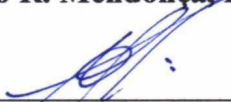
sendo aprovada em sua forma final.



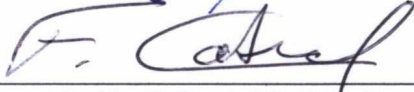
Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng. – Orientador



Paulo de Tarso R. Mendonça, Ph.D. - Co-orientador



André Ogliari, Dr. Eng. – Coordenador Acadêmico



Fernando D. Cabral, Ph.D. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA



André Ogliari - Dr. Eng.



José Carlos Pereira – Dr.



Rodrigo Souza Vieira - Dr. Eng.

À minha esposa Josemari
Aos filhos Eduardo e Juliana
Aos pais Clóvis e Maria Loiva
À minhas irmãs Mônica, Jaqueline e Natália
Aos meus amigos

AGRADECIMENTOS

À empresa WEG e aos gestores pela oportunidade, apoio financeiro, disponibilidade de tempo e recursos para a realização deste trabalho.

Aos professores Lauro Nicolazzi e Paulo de Tarso R. Mendonça pela orientação e incentivo neste trabalho e a todos os professores do curso de pós graduação em Engenharia Mecânica que contribuíram para a minha formação.

Aos colegas de curso pelo companheirismo e colaboração mútua que nos ajudou a superar os momentos mais difíceis.

Ao amigo e colega de trabalho Emerson Avelino Medeiros pela ajuda na construção do aparato experimental, acompanhamento e realização de medições durante o teste de vida em laboratório.

Especialmente à minha família pelo apoio, incentivo e paciência em todos os momentos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS	vii
SIMBOLOGIA	viii
RESUMO	xi
ABSTRACT	xii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Introdução.....	1
1.2 Objetivos e contribuições.....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 Problemas de elasticidade em coordenadas polares	6
2.2 Comportamento mecânico de materiais termoplásticos.....	9
3 LIGAÇÕES CUBO E EIXO	13
3.1 Introdução.....	13
3.2 Tipos de união	13
3.2.1 União por forma	13
3.2.1.1 Pinos transversais	13
3.2.1.2 Chavetas	13
3.2.1.3 Eixos ranhurados	14
3.2.1.4 Recartilha e Estrias.....	15
3.2.2 União por atrito	15
3.2.2.1 Ajuste prensado cônico.....	15
3.2.2.2 Anéis cônicos	17
3.2.2.3 Ajuste prensado cilíndrico.....	20
3.3 União por ajuste prensado cilíndrico	20
3.3.1 Interferência diametral	20
3.3.2 Interferência mínima	21
3.3.3 Interferência máxima	21
3.3.4 Deformação do cubo	22
3.3.5 Efeito da rugosidade superficial	22
3.3.6 Efeito da dilatação térmica	24
3.3.7 Interferência de montagem.....	26
3.3.8 Pressão de Interferência	27

3.3.9 Torque transmitido pela ligação cubo eixo	27
3.4 Métodos de fixação mais usados em ventiladores.....	29
3.4.1 Fixação por chaveta retangular	29
3.4.2 Fixação por chaveta plana	31
3.4.3 Fixação por pino elástico.....	35
3.4.4 Fixação por anel de retenção e <i>Snap Fit</i>	37
3.4.5 Fixação através de recartilha	38
3.4.6 Fixação através de estrias	40
3.4.7 Fixação através de interferência com inserto metálico no cubo.....	42
3.4.8 Fixação através de interferência	43
4 TORQUES ATUANTES SOBRE O VENTILADOR	46
4.1 Introdução.....	46
4.2 Torque atuante sobre o ventilador na partida do motor.....	46
4.3 Torque sobre o ventilador com o motor em funcionamento	52
4.4 Torque máximo que o ventilador estará sujeito	56
4.5 Torque mínimo requerido para o ventilador fixo por interferência.....	56
5 MATERIAL E MÉTODOS.....	57
5.1 Metodologia.....	57
5.1.1 Curvas de fluência do material	58
5.1.2 Método Pseudo-Elástico.....	60
5.1.3 Seleção do material do ventilador.....	61
5.2 Aparato experimental.....	64
5.2.1 Estufa.....	64
5.2.2 Corpos de prova	66
5.2.3 Buchas metálicas.....	67
5.2.4 Placa de fixação dos ventiladores	68
5.2.5 Dispositivo para medição de torque.....	69
5.2.6 Torquímetros	70
5.2.7 Painel de controle.....	71
5.2.8 Controle de temperatura	72
5.3 Procedimento de ensaio	73
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
6.1 Resultados experimentais	76
6.2 Obtenção do módulo de elasticidade do material.....	85

6.3	Considerações sobre o coeficiente de atrito	86
6.4	Comparação do torque experimental com calculado	89
6.5	Evolução dos torques durante o experimento.....	96
6.6	Análise das superfícies de contato.....	98
6.7.1	Imagens da superfície polimérica	98
6.7.2	Imagens da superfície metálica.....	102
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	105
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107
	APÊNDICE A – Introdução à viscoelasticidade	110
	APÊNDICE B – Rotina elaborada no software mathcad para verificação da capacidade de transmissão de torque através do ajuste interferente	123
	ANEXO 1 - Ventilador usado no experimento.....	125
	ANEXO 2 – Bucha de fixação do ventilador	126
	ANEXO 3 - Placa de fixação do ventilador	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Desgaste do cubo em ventilador de polipropileno de motor 2,2 kW submetido à teste de vida intermitente em um compressor alternativo.	2
Figura 1.2 – Ventilador de Poliamida 6.6 com 30% de fibra de vidro fixo num eixo de 25 mm de diâmetro através de ajuste interferente.	3
Figura 2.1 – Elemento de volume em coordenadas polares	6
Figura 2.2 – Tensões em ligações cubo/eixo	7
Figura 2.3 – Comportamento típico de fluência e recuperação de um plástico sujeito a um ciclo de carregamento e descarga.	9
Figura 3.1 – Alguns dos principais tipos de união entre cubo e eixo.....	14
Figura 3.2 – União por ajuste prensado cônico.....	16
Figura 3.3 – União de cubo e eixo através de anéis cônicos	17
Figura 3.4 – Construção de anel cônico com parafusos incorporados	18
Figura 3.5 – Ajuste por interferência.....	21
Figura 3.6 – Endentação de uma superfície rugosa por um punção plano e liso.....	23
Figura 3.7 – Contato de rugoso entre um cubo com um eixo.....	24
Figura 3.8 – Elemento de área de um cilindro em coordenadas polares	28
Figura 3.9 – Método de fixação por chaveta retangular	29
Figura 3.10 – Ventilador de polipropileno carcaça 132 II pólos com chaveta incorporada.....	30
Figura 3.11 – Método de fixação por chaveta plana	32
Figura 3.12 – Ponta de eixo de um motor elétrico de 2,2 kW com fixação do ventilador através de chaveta plana	33
Figura 3.13 – Tensão atuante num acoplamento por chaveta plana	33
Figura 3.14 – Método de fixação de ventiladores por pino elástico com retenção axial por engate rápido (<i>snap fit</i>).....	35
Figura 3.15 – Método de fixação combinado com anel de retenção e <i>Snap Fit</i>	37
Figura 3.16 – Detalhe da conformação do material do cubo sobre as cristas da recartilha.....	38
Figura 3.17 – Processo de conformação de estrias no eixo	41
Figura 3.18 – Montagem por interferência de ventilador com inserto metálico no cubo	42
Figura 3.19 – Ventilador de polipropileno construído com inserto metálico no cubo.....	42
Figura 3.20 – Motor de 0,55 kW 4 pólos carcaça 80 com ventilador fixo no eixo por interferência	44

Figura 4.1 – Típica curva de torque versus rotação de um motor elétrico de indução associado a uma carga parabólica	47
Figura 4.2 – Ensaio para obtenção do tempo de aceleração do motor a vazio.....	50
Figura 4.3 – Curva de aceleração de um motor 3kW da carcaça Nema 56 obtida no ensaio a vazio	51
Figura 4.4 – Curva de aceleração de um motor 3kW da carcaça Nema 56 obtida em dinamômetro com carga nominal.....	51
Figura 4.5 – Gráfico para a obtenção das perdas mecânicas de um motor de indução.....	55
Figura 5.1 – Bancada para teste de vida de ventiladores.....	57
Figura 5.2 – Curva de fluência ou “ <i>creep</i> ” e curvas derivadas:	59
Figura 5.3 – Curva isócrona ($S \times e$) para o Zytel 70G33L em equilíbrio à 23°C e 50% de umidade relativa.....	63
Figura 5.4 – Propriedades de resinas de Nylon Dupont Zytel®.	64
Figura 5.5 – Detalhe da estufa para ensaio de ventiladores.....	65
Figura 5.6 – Corpo de prova utilizado no ensaio	67
Figura 5.7 – Bucha de aço para acoplamento dos ventiladores	67
Figura 5.8 – Placa de fixação usada para sujeição dos ventiladores no teste de torque.....	69
Figura 5.9 – Dispositivo usado para a medição do torque resistente dos acoplamentos.....	70
Figura 5.10 – Torquímetro analógico TOHNICHI modelo DB12N - 12 Nm	71
Figura 5.11 – Torquímetro analógico CDI modelo 3002LDIN – 50 Nm	71
Figura 5.12 – Painel de controle para comandar os ciclos dos motores.....	72
Figura 5.13 – Sistema de comando para controle de temperatura do ensaio.....	72
Figura 5.14 – Medição do torque resistente dos ventiladores.....	73
Figura 5.15 – Carregamento térmico dos acoplamentos durante o experimento.....	74
Figura 6.1 – Torque versus interferência para os ventiladores após 1 hora a 25°C.....	77
Figura 6.2 – Pressão de contato gerada devido à montagem de um cubo ovalizado num eixo cilíndrico mesmo com interferência diametral média nula	78
Figura 6.3 – Torque versus interferência para os ventiladores após 100 horas a 25°C	79
Figura 6.4 – Torque versus interferência para os ventiladores após 3 horas a 80°C	80
Figura 6.5 – Torque versus interferência para os ventiladores após 100 horas a 80°C	81
Figura 6.6 – Torque versus interferência para os ventiladores após 350 horas a 80°C	82
Figura 6.7 – Torque versus interferência para ventiladores após 1400 horas a 80°C.....	83
Figura 6.8 – Torque versus interferência para ventiladores após 1300 horas a 25°C.....	84

Figura 6.9 – Obtenção do módulo de elasticidade através da curva isócrona	85
Figura 6.10 – Variação do coeficiente de atrito com a interferência	88
Figura 6.11 – Torque calculado (T) e torque experimental (Te) após 1h a 25°C	90
Figura 6.12 – Torque calculado (T) e torque experimental (Te) após 100h a 25°C	91
Figura 6.13 – Pressão no cubo do ventilador para uma interferência de 0,2 mm	92
Figura 6.14 – Curva isócrona para o Zytel 70G33L 60°C	93
Figura 6.15 – Curva isócrona para o Zytel 70G33L 125°C	93
Figura 6.16 – Torque calculado (T) e torque experimental (Te) após 100h a 80°C ($\mu=0,1$)... 94	
Figura 6.17 – Torque calculado (T) e torque experimental (Te) após 100h a 80°C ($\mu=0,07$).. 95	
Figura 6.18 – Evolução dos torques durante o experimento	96
Figura 6.19 – Acomodação da superfície de plástico sobre o aço	97
Figura 6.20 – Ventilador retirado do teste para análise após 350h à 80°C	98
Figura 6.21 – Superfície do Zytel 70G33L nas pás de um ventilador novo (200X)..... 99	
Figura 6.22 – Superfície do Zytel 70G33L no cubo de um ventilador ensaiado (100X)..... 99	
Figura 6.23 – Superfície do Zytel 70G33L no cubo de um ventilador novo (50X)..... 100	
Figura 6.24 – Superfície do Zytel 70G33L no cubo de um ventilador ensaiado (50X)..... 100	
Figura 6.25 – Superfície do Zytel 70G33L no cubo de um ventilador novo (200X)..... 101	
Figura 6.26 – Superfície do Zytel 70G33L no cubo de um ventilador ensaiado (200X)..... 101	
Figura 6.27 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio (200X)..... 102	
Figura 6.28 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio (100X)..... 102	
Figura 6.29 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio (50X)..... 103	
Figura 6.30 – Superfície de eixo da carcaça 71 com acabamento usinado (50X)	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Inclinações recomendadas para acoplamentos cônicos.....	16
Tabela 3.2 – Rugosidades máximas obtidas em função do processo de fabricação	24
Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas de alguns materiais plásticos e metálicos	26
Tabela 5.1 – Especificação dos motores utilizados no acionamento dos ventiladores	65
Tabela 5.2 – Diâmetro interno do cubo dos ventiladores fabricados para o ensaio.....	66
Tabela 5.3 – Diâmetro externo das buchas usadas no ensaio	68
Tabela 5.4 – Acoplamentos usados no ensaio e a respectiva interferência de montagem	68
Tabela 6.1 – Resultados da primeira (1º) avaliação de torque após 1 hora a 25°C	76
Tabela 6.2 – Resultados da segunda (2º) avaliação de torque após 100 horas a 25°C.....	79
Tabela 6.3 – Resultados da terceira (3º) avaliação de torque após 3 horas a 80°C	80
Tabela 6.4 – Resultados da quarta (4º) avaliação de torque após 100 horas a 80°C.....	81
Tabela 6.5 – Resultados da quinta (5º) avaliação de torque após 350 horas a 80°C	82
Tabela 6.6 – Resultados da sexta (6º) avaliação de torque após 1400 horas a 80°C	83
Tabela 6.7 – Resultados da sétima (7º) avaliação de torque. Realizada 1300 horas após o teste de vida com os acoplamentos mantidos a temperatura de 25°C.....	84

SÍMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

A	Área transversal	$[m^2]$
A_{esm}	Área de esmagamento	$[m^2]$
A_{cis}	Área de cisalhamento	$[m^2]$
A_{pino}	Área transversal do pino sujeita ao cisalhamento	$[m^2]$
A_l	Área lateral do pino elástico sujeita à compressão	$[m^2]$
A_c	Área de contato do anel com o eixo;	$[m^2]$
a	Altura da chaveta plana ao centro do eixo	$[m]$
C_m	Conjugado ou torque fornecido pelo motor	$[Nm]$
$C_{máx}$	Conjugado máximo do motor	$[Nm]$
$C_{mín}$	Conjugado mínimo do motor	$[Nm]$
C_{mmed}	Conjugado médio do motor	$[Nm]$
C_n	Conjugado nominal do motor	$[Nm]$
C_p	Conjugado de partida do motor	$[Nm]$
C_r	Conjugado resistente da carga	$[Nm]$
C_{rmed}	Conjugado resistente médio da carga	$[Nm]$
d	Diâmetro externo do eixo ou diâmetro de acoplamento	$[m]$
d_f	Diâmetro do fundo do entalhe do anel elástico no eixo.	$[m]$
d_1	Menor diâmetro de acoplamento.	$[m]$
d_2	Maior diâmetro de acoplamento	$[m]$
D	Diâmetro interno do cubo	$[m]$
D_o	Diâmetro externo do cubo	$[m]$
D_v	Diâmetro externo do ventilador	$[m]$
E_o	Módulo de elasticidade do material do cubo	$[GPa]$
E_i	Módulo de elasticidade do material do eixo.	$[GPa]$
f	Frequência da rede de alimentação do motor	$[Hz]$
F_a	Força axial de montagem	$[N]$
H	Altura da chaveta	$[m]$
h_c	Espessura do cubo	$[m]$
i	Número de ranhuras ou dentes	-
J_{ce}	Inércia de massa da carga referida ao eixo do motor	$[kg\ m^2]$
J_m	Inércia de massa do motor	$[kg\ m^2]$
J_v	Inércia de massa do ventilador	$[kg\ m^2]$
L	Comprimento do cubo ou acoplamento	$[m]$
L_e	Comprimento da estria	$[m]$
L_{ch}	Comprimento da chaveta	$[m]$

L_{Δ}	Perda de interferência devido à rugosidade	[m]
m_v	Massa do ventilador	[kg]
N_f	Coefficiente de segurança	-
n_n	Rotação nominal do motor	[rpm]
n_s	Rotação síncrona do motor	[rpm]
p	Passo da recartilha	[m]
P_{atr}	Perdas por atrito nos mancais	[W]
P_{mec}	Perdas mecânicas	[W]
P_v	Perdas de ventilação	[W]
P_{joule}	Perdas joule nos enrolamentos do estator e no rotor do motor	[W]
P_{fe}	Perdas magnéticas no ferro do estator e no rotor do motor	[W]
P_{sup}	Perdas suplementares	[W]
P	Pressão radial na superfície interna do cubo devido a interferência	[Pa]
P_c	Pressão de contato entre anel de retenção e o eixo	[Pa]
n_n	Rotação nominal do motor	[rpm]
r	Raio externo do eixo ou raio de acoplamento	[m]
r_i	Raio interno do eixo (no caso de eixo oco)	[m]
r_o	Raio externo do cubo	[m]
Ra	Rugosidade aritmética	[μ m]
Ra_i	Rugosidade aritmética do eixo	[μ m]
Ra_o	Rugosidade aritmética do cubo	[μ m]
Rt_i	Rugosidade máxima do eixo	[μ m]
Rt_o	Rugosidade máxima no cubo	[μ m]
t	Tempo entre avaliações de torque	[h]
t_a	Tempo de aceleração do motor	[s]
T	Torque	[Nm]
T_e	Torque obtido experimentalmente	[Nm]
T	Temperatura	[$^{\circ}$ C]
T_m	Temperatura de montagem	[$^{\circ}$ C]
T_i	Temperatura de funcionamento do eixo	[$^{\circ}$ C]
T_o	Temperatura de funcionamento do cubo	[$^{\circ}$ C]
t_a	Tempo de aceleração do motor	[s]
T_{vf}	Torque sobre o ventilador com o motor em funcionamento	[Nm]
T_{vp}	Torque sobre o ventilador durante a partida do motor	[Nm]
T_{req}	Torque mínimo requerido pelo ventilador fixo por interferência	[Nm]
$T_{vmáx}$	Torque máximo que o ventilador estará sujeito no motor	[Nm]
U	Força tangencial	[N]
w	Largura da chaveta	[m]
z	Coordenada longitudinal	[m]

Alfabeto Grego:

a	Coeficiente de dilatação térmica linear	$[^{\circ}\text{C}^{-1}]$
a_i	Coeficiente de dilatação térmica linear do eixo	$[^{\circ}\text{C}^{-1}]$
a_o	Coeficiente de dilatação térmica linear do cubo	$[^{\circ}\text{C}^{-1}]$
a_m	Aceleração angular do motor	$[\text{rad}/\text{s}^2]$
b	Ângulo de inclinação do cone	$[^{\circ}]$
q	Coordenada angular	$[\text{rad}]$
s	Tensão normal	$[\text{Pa}]$
s_{adm}	Tensão normal admissível	$[\text{Pa}]$
s_{esm}	Tensão de esmagamento da chaveta	$[\text{Pa}]$
d	Interferência diametral entre o eixo e o cubo.	$[\text{m}]$
d_d	Interferência diametral entre o eixo e o cubo.	$[\text{m}]$
d_t	Interferência diametral devido a variação temperatura.	$[\text{m}]$
t	Tensão de cisalhamento	$[\text{Pa}]$
t_{adm}	Tensão de cisalhamento admissível	$[\text{Pa}]$
m	Coeficiente de atrito	-
n_o	Coeficiente de Poisson do material do cubo	-
n_i	Coeficiente de Poisson do material do eixo	-
j	Ângulo de atrito	$[^{\circ}]$
w_s	Velocidade angular na rotação síncrona	$[\text{rad}/\text{s}]$
w_n	Velocidade angular na rotação nominal do motor	$[\text{rad}/\text{s}]$
m	Coeficiente de atrito	-

RESUMO

Um método de fixação de ventiladores no eixo amplamente utilizado em motores elétricos de baixa potência é a união entre o cubo e o eixo através de chaveta plana. Embora este método seja eficiente na maioria das aplicações, em algumas situações mais críticas tais como compressores, pode ocorrer desgaste do cubo do ventilador que acaba girando no eixo perdendo então sua função. Além disso, o uso de chaveta implica numa operação de fresamento adicional no eixo que acaba aumentando o tempo de fabricação e o custo do produto.

O objetivo desse trabalho é o de analisar a viabilidade técnica do uso de ajuste por interferência para fixação de ventiladores termoplásticos no eixo de motores elétricos eliminando assim a necessidade de fresamento do eixo. Para tal, são estudados os principais tipos de união cubo eixo apresentados na literatura com enfoque especial para a união através de interferência. Também são apresentados os principais métodos de fixação de ventiladores usados em motores elétricos bem como uma discussão sobre os torques atuantes no ventilador sob as condições de operação do motor. São abordados aspectos importantes relativos às características mecânicas dos materiais termoplásticos em especial os efeitos da temperatura e o comportamento viscoelásticos destes materiais através das curvas de fluência.

Uma bancada experimental, com temperatura controlada e simulando as condições mais críticas de operação, foi construída para avaliar o comportamento de um conjunto de ventiladores montados sobre buchas metálicas usando fixação por interferência. Durante o experimento foram monitorados os torques resistentes de cada acoplamento em função da interferência aplicada, temperatura e tempo. Através das curvas de fluência disponíveis para o material do ventilador sob certas condições de tempo e temperatura foi possível comparar alguns dos resultados experimentais com valores calculados através do método pseudo-elástico.

Ao final do experimento constatou-se que todos os acoplamentos avaliados ultrapassam o critério de aprovação no teste de vida comprovando a aplicabilidade deste sistema.

Palavras chave: Ventilador, Motor Elétrico, Ajuste por Interferência, Cilindro, Ligação Cubo Eixo, Polímeros, Termoplásticos, Relaxação, Viscoelasticidade.

ABSTRACT

A widely used method for holding fans in the shaft of small power electric motors is the shaft and hub connection through a flat key method. Although this method is effective in major applications, in some critical applications like compressors, it may occur wearing of the fan hub which easily get loose in the shaft due vibrations, so that it may turn around in the shaft, ending up losing your function. Besides, the use of keys implies in an additional milling operation in the shaft which increase processing time and the cost of final product.

The objective of this work is to evaluate the technical viability of the interference fit method for holding thermoplastic fans in the shaft of electric motors, eliminating the need of additional shaft milling operations. To do that, the main types of shaft and hub connection methods in the literature are studied with special attention to the interference fit method. It is also presented the most used methods for holding fans in electric motors, as well as, a discussion about the torques acting on the fan over motor operation conditions. Important aspects about mechanical features of thermoplastic materials are covered, with special attention to the temperature effects and the viscoelastic behavior of such materials showed through the material creep curves.

An experimental bench, with temperature control to simulate the most critical operation conditions, was built to evaluate the behavior of a set of fans assembled over steel bushings through interference fit. During the experiment were monitored the resistant torque of each assembled coupling as a function of the initial interference of assembly, time and temperature. Through the use of creep curves available for the fan material under certain time and temperature conditions, was possible to compare some experimental results with values calculated through the Pseudo-Elastic Method. At the end of the experiment it was noted that all couplings evaluated over passed the life test approval criteria corroborating the applicability of this system

Key words: Fan, Electric Motor, Interference fit, Cylinder, Shaft and hub union, Polymers, Thermoplastics, Relaxation, Viscoelasticity.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

A grande maioria dos motores elétricos utiliza ventiladores internos ou externos ao invólucro do motor para a dissipação do calor gerado durante o seu funcionamento. Estes ventiladores podem ser construídos em diversos materiais tais como: alumínio, aço, ferro fundido e até mesmo bronze. Porém, com o desenvolvimento da indústria de materiais termoplásticos o uso de ventiladores de polipropileno, poliamida ou outros polímeros se tornou vantajoso em relação aos metálicos pelas características inerentes aos plásticos tais como: menor peso específico, resistência à corrosão, resiliência, precisão dimensional, facilidade de processamento e custo.

Atualmente a maior parte dos fabricantes de motores elétricos, no Brasil e no exterior, utiliza ventiladores de plástico. Existem várias formas de fixação do ventilador no eixo do motor, sendo que se encontram principalmente, uniões com chaveta quadrada ou plana, união através de pino elástico, uniões através de recartilhado ou estrias no eixo e ainda através de interferência entre o cubo do ventilador e o eixo.

Nos motores fracionários abertos da WEG com potência até aproximadamente 4 kW, o ventilador é colocado internamente ao invólucro do motor sendo que a sua fixação no eixo é feita através de uma ligação por forma. Esta ligação consiste em um rebaixo no eixo que é preenchido pelo cubo do ventilador. Embora este método seja satisfatório na maioria dos casos, em algumas aplicações críticas de regime intermitente tais como compressores, por exemplo, pode ocorrer desgaste do cubo do ventilador permitindo o giro no eixo, ocasionando falha do sistema de ventilação e culminando na queima do motor. Além disso, este método de fixação requer a operação adicional de fresamento do rasgo de chaveta após o torneamento do eixo o que acaba onerando o custo do componente. Na Figura 1.1 é mostrado o detalhe do cubo de um ventilador de polipropileno fixo no eixo através de chaveta plana. Este ventilador estava em um motor que foi submetido a um teste de vida intermitente num compressor com acoplamento direto ao motor. A duração do teste de vida foi de mil horas (1000 h) sendo três (3) minutos ligado e um (1) desligado. Pode-se observar no canto da parte plana um ponto onde houve desgaste do cubo.

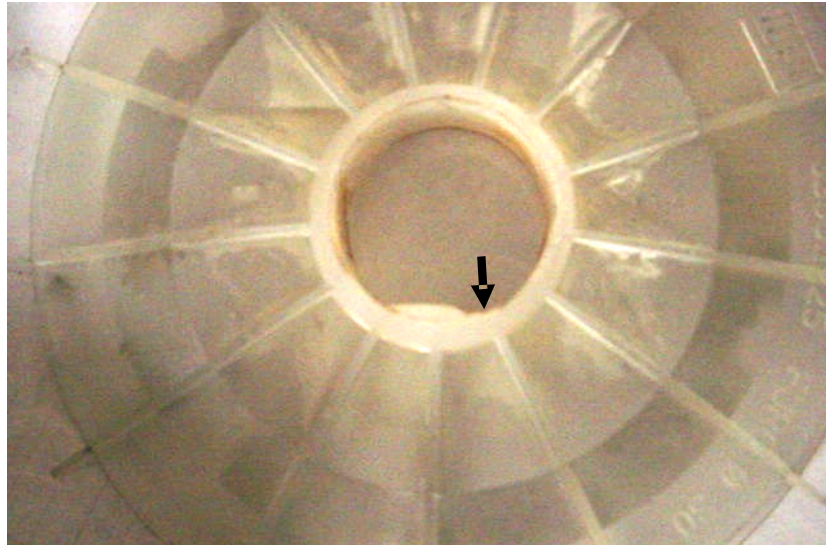


Figura 1.1 – Desgaste do cubo em ventilador de polipropileno de motor 2,2 kW submetido à teste de vida intermitente em um compressor alternativo. O diâmetro de assento do ventilador no eixo é de 30 mm (Cortesia WEG Indústrias S.A.).

O uso de ventiladores fixos no eixo com recartilha ou estrias representa um avanço neste sentido, pois os eixos podem ser obtidos por processos de fabricação mais rápidos e de menor custo que o fresamento. Ambos os métodos são usados em motores de concorrentes e até mesmo na empresa já houve experiências com resultados satisfatórios, porém em motores com ventilação externa, onde praticamente o ventilador fica sujeito à temperatura ambiente e não recebe o calor proveniente do motor.

Em 2003, conduziram-se experimentos com eixo recartilhado e estriados em comparação com chaveta plana, em ventiladores usados internamente ao motor e sujeitos à temperatura de 80°C. Variou-se também o material do ventilador em polipropileno, polipropileno com 30% de carbonato de cálcio (CaCO_3) e com poliamida 6.6. Embora os melhores resultados ainda tenham sido obtidos com chaveta plana, as variações no perfil das estrias e recartilhado inerentes a estes processos de fabricação bem como o número de peças ensaiadas não permitiram chegar a resultados conclusivos quanto à confiabilidade do uso destes métodos.

O uso de ajuste apenas com interferência entre o eixo e o cubo do ventilador já é adotado na WEG e também em motores de concorrentes no mercado externo, A. O. SMITH [27], porém com inserto metálico no cubo do ventilador. Nestes casos o inserto metálico é colocado durante o processo de injeção e é este componente que fica sujeito à pressão de interferência e conseqüentemente transmite o torque do eixo ao ventilador. Esta opção é satisfatória se for analisada pela simplificação que representa no projeto do eixo, mas por outro lado, o uso do inserto metálico acaba aumentando o custo do ventilador.

A idéia de estudar o uso de fixação de ventiladores termoplásticos no eixo através de ajuste interferente sem inserto metálico no cubo, ocorreu posteriormente, quando num *benchmarking* de motor 4 kW, dois pólos, de concorrente no mercado americano, EMERSON [28], verificou-se o uso deste método. Curiosamente este motor usava o ventilador internamente ao seu invólucro e sua aplicação era para compressores o que representa uma aplicação crítica. Posteriormente uma análise do ventilador em laboratórios da WEG revelou que o material utilizado é Poliamida (PA 6.6) com aproximadamente 30% de fibra de vidro. A Figura 1.2 mostra o rotor deste motor elétrico com o respectivo ventilador.



Figura 1.2 – Ventilador de Poliamida 6.6 com 30% de fibra de vidro fixo num eixo de 25 mm de diâmetro através de ajuste interferente. (Cortesia WEG Indústrias S.A.).

O uso deste método representa um grande ganho em termos de processo de fabricação do eixo, pois requer apenas uma superfície bem acabada que pode ser obtida por torneamento fino ou retífica. NIEMANN, [6] em seus estudos de acoplamento entre cubo e eixo já apontava o ajuste interferente como um dos métodos de fixação de menor custo. Embora aparentemente simples este método de fixação deve ser estudado com cautela, pois diferentemente dos materiais metálicos os plásticos são mais sensíveis a fatores ambientais tais como temperatura e umidade e radiação ultravioleta (UV). Além disso, têm comportamento viscoelástico e estão sujeitos à fluência, também conhecida como “*creep*”.

Em função do comportamento viscoelástico dos polímeros, a pressão de interferência e conseqüentemente a capacidade de transmissão de torque tendem a diminuir em função do tempo e da temperatura.

1.2 Objetivos, contribuições e descrição do conteúdo do trabalho.

O objetivo principal desse trabalho é analisar a viabilidade do uso de ajuste interferente para transmissão de torque em ventiladores de material termoplásticos levando em consideração os efeitos da temperatura e relaxação.

Foi construído um experimento para simular condições críticas de operação para verificar a aplicabilidade deste método de fixação de ventiladores em motores elétricos. Com isso podem-se definir critérios de projeto que permitam em função de uma dada aplicação e restrições de projeto dimensionar uma ligação confiável. Como justificativas para a realização deste trabalho citam-se:

- Aumento da produtividade e competitividade da WEG nesse segmento de motores.
- Simplificação do processo de fabricação do eixo reduzindo tempo e custo do mesmo.
- Possibilidade de estender este método de fixação a outros componentes, como por exemplo, o dispositivo centrífugo que controla a chave de partida de motores monofásicos e até mesmo nas polias fornecidas em motores usados para máquinas de lavar roupa.

O capítulo 2 apresenta uma breve revisão bibliográfica sobre as tensões atuantes numa ligação cubo eixo por interferência. Também são discutidos aspectos importantes do comportamento mecânico de materiais termoplásticos tais como os efeitos de fluência e relaxação de tensões que afetam o desempenho da ligação por interferência.

No capítulo 3 são estudados os principais tipos de união cubo eixo apresentados na literatura com enfoque especial para a união através de interferência. Também são apresentados os principais métodos de fixação de ventiladores usados em motores elétricos. Neste item em especial foram desenvolvidas relações para a capacidade de transmissão de torque de cada tipo de ligação.

No capítulo 4 é feita uma análise das características de partida e funcionamento do motor elétrico que conduziram a determinação dos torques atuantes no ventilador sob as condições de operação do motor. Para isso, é feito um levantamento experimental das curvas de aceleração de um motor durante a partida e também uma estimativa das perdas mecânicas por ventilação que conduzem potência consumida pelo ventilador em funcionamento. Observou-se que os torques atuantes sobre o ventilador são baixos e que a partida exige tanto torque quanto a condição de funcionamento.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia empregada que consiste do uso das curvas de fluência do material associada a um método de solução conhecido como Método Pseudo-Elástico. Este método é amplamente empregado para a solução para problemas viscoelásticos

de geometrias simples tais como vigas e cilindros sob interferência. É feita a seleção do material para os corpos de prova dos ventiladores que consiste de uma poliamida com 33% de fibra de vidro e uma discussão sobre as propriedades do mesmo relevantes para o problema em questão.

Construiu-se uma bancada experimental, com temperatura controlada e simulando as condições mais críticas de operação, para avaliar o comportamento de um conjunto de ventiladores montados sobre buchas metálicas usando fixação por interferência. Durante o experimento foram monitorados os torques resistentes de cada acoplamento em função da interferência aplicada, temperatura e tempo. O aparato experimental bem como o procedimento de ensaio é descrito em detalhes de tal forma que o experimento possa ser reconstituído. Ao final do experimento todos os acoplamentos avaliados ultrapassam o critério de aprovação no teste de vida comprovando a aplicabilidade deste método.

No capítulo 6 são apresentados os resultados dos ensaios de torque nos ventiladores para cada uma das sete avaliações de torque que ocorreram durante o experimento. Procurou-se realizar avaliações de torque com mais frequência no início do ensaio para melhor captar o efeito da relaxação de tensões no material plástico sobre o comportamento dos torques nos acoplamentos.

O capítulo 7 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Problemas de elasticidade em coordenadas polares

Muitos problemas de elasticidade têm solução bastante simplificada quando se trabalha com o sistema de coordenadas apropriado. Quando se trabalha com placas circulares, tubos ou discos, o sistema de coordenadas mais apropriado para a análise é o polar; não só pela sua adequação geométrica, mas principalmente pela facilidade de emprego e simplificação da solução das equações que regem o problema.

Uma introdução ao problema de elasticidade em coordenadas polares é apresentada por NICOLAZZI [8] onde são desenvolvidas as relações mais importantes da elasticidade plana a partir da análise de tensões e deformações de um elemento de volume conforme mostrado na Figura 2.1, facilitando o entendimento de como o modelo matemático é desenvolvido.

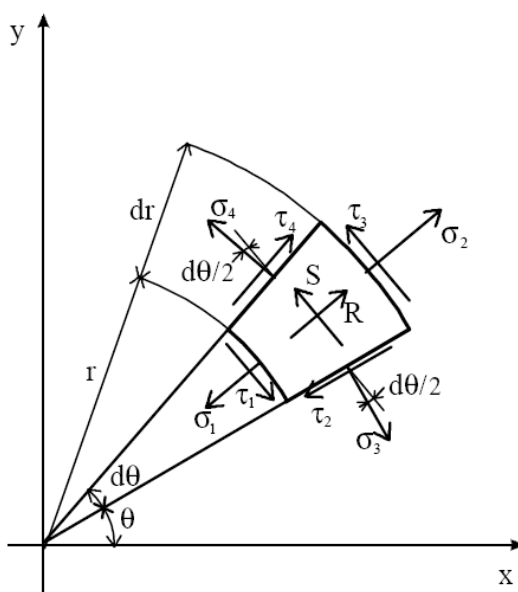


Figura 2.1 – Elemento de volume em coordenadas polares

Nesse trabalho, [8], são desenvolvidas as equações diferenciais de equilíbrio em termos dos deslocamentos do elemento de volume. A partir disto são desenvolvidas as equações para tubos de paredes espessas sujeitas a pressão interna e externa que são comuns

em aplicações da engenharia tais como ligações cubo/eixo. Um resumo do comportamento das tensões atuantes em ligações cubo eixo pode ser visto na Figura 2.2

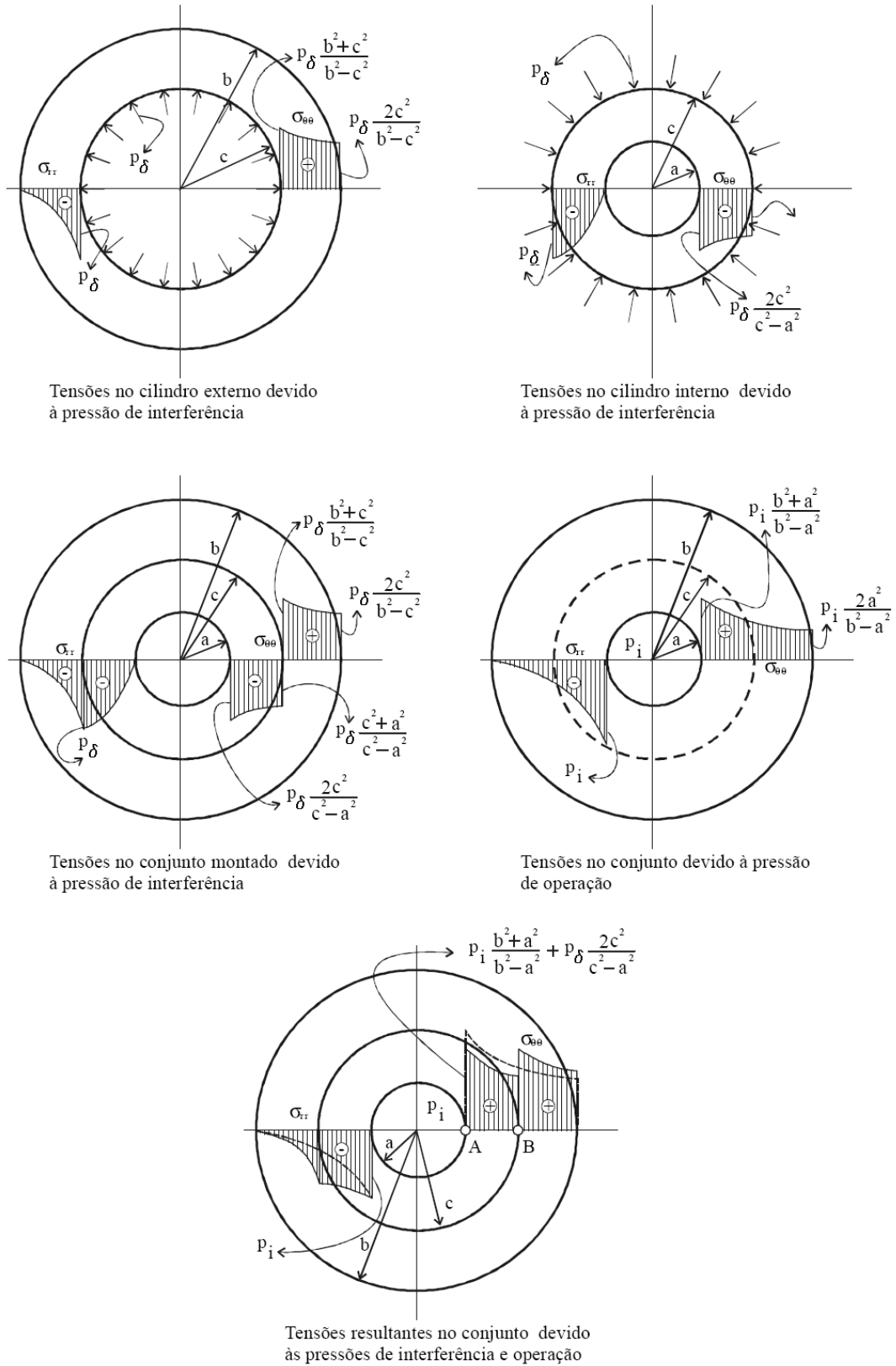


Figura 2.2 – Tensões em ligações cubo eixo, NICOLAZZI [8].

NORTON [7] fornece uma visão geral sobre o projeto de máquinas, onde num capítulo sobre eixos e acoplamentos aborda o uso de ajustes por interferência apresentando as relações de tensões neste tipo de ajuste bem como a capacidade de transmissão de torque em função da interferência aplicada. Também são apresentadas regras práticas para o valor da interferência em função do diâmetro da ligação no caso de ligação entre partes metálicas. Além disso, são abordados aspectos relativos à concentração de tensões no eixo e no cubo, bem como sugestões de projeto para reduzir a concentração de tensões.

NIEMANN [9] apresenta uma visão geral sobre os tipos de ligação cubo e eixo e sugere valores admissíveis para a pressão de interferência tanto para ligação com cubos de ferro fundido ou de aço sobre eixos de aço. Também são apresentados valores experimentais de coeficiente de atrito com e sem lubrificação e práticas para a execução destes ajustes seja por inserção direta por prensa, por aquecimento do cubo ou resfriamento do eixo. O comportamento da força de montagem e desmontagem num ajuste forçado é desenvolvido em função do deslocamento de montagem.

SHIGLEY [10] apresenta as relações de tensões tangenciais e radiais em cilindros pressurizados de parede espessa. Indica que em vasos de pressão quando a espessura da parede for menor que dez vezes o seu diâmetro ele pode ser considerado como um vaso de pressão de paredes finas. Neste caso, as tensões tangenciais e longitudinais podem ser facilmente obtidas através da relação entre as forças induzidas pela pressão interna que atuam nas paredes laterais e nas extremidades do cilindro e as respectivas áreas resistentes. Também apresenta as tensões radiais e tangenciais oriundas de ajustes com interferência, discos girantes e aborda as tensões geradas em um corpo com restrições de deslocamento nas extremidades quando sujeito a uma variação de temperatura uniforme.

O equacionamento matemático do problema que se propõe analisar é um caso de elasticidade plana de tensões ou deformações bastante explorado na literatura, [7], [8], [9], [10] e [12]. Segundo NORTON [7], a equação que determina a tensão radial ou pressão de interferência entre dois cilindros elásticos é dada por:

$$P(d) = \frac{0,5d}{\frac{r}{E_o} \left(\frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}. \quad 2.1$$

Sendo: “ δ ” é a interferência, “ r_0 ”, “ r_i ”, e “ r ” são os raios externo do cubo, interno do eixo e raio de acoplamento e “ E_0 ”, “ ν_0 ”, “ E_i ”, “ ν_i ” são o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson dos materiais do cubo e do eixo respectivamente.

2.2 Comportamento mecânico de materiais termoplásticos

Segundo CRAWFORD [1], é importante destacar que num projeto envolvendo materiais plásticos as curvas de tensão versus deformação obtidos em ensaios de relativamente curta duração, são de valor limitado e de uso restrito para o controle de qualidade do material. Isto porque o módulo de elasticidade obtido nestes ensaios não prediz precisamente o comportamento de longa duração dos plásticos, pois estes são materiais viscoelásticos. Viscoelasticidade significa que propriedades tais como, módulo de elasticidade, resistência à tração, ductilidade e coeficiente de atrito são sensíveis a parâmetros tais como: taxa de deformação, tempo, histórico de carregamento e temperatura.

De maneira geral, a alteração dimensional de uma peça de plástico em função do tempo, quando submetida a uma tensão constante é denominada de fluência ou “*creep*”. Para a maioria dos materiais, o objetivo do projeto é limitar as tensões para que não ocorra fratura. Porém para plásticos é mais provável que as deformações excessivas sejam o fator limitante na determinação das tensões de trabalho. Para melhor entendimento deste fenômeno, pode-se observar a Figura 2.3, que mostra o comportamento da deformação de um plástico em função do tempo quando submetido a um ciclo de carregamento com posterior descarregamento.

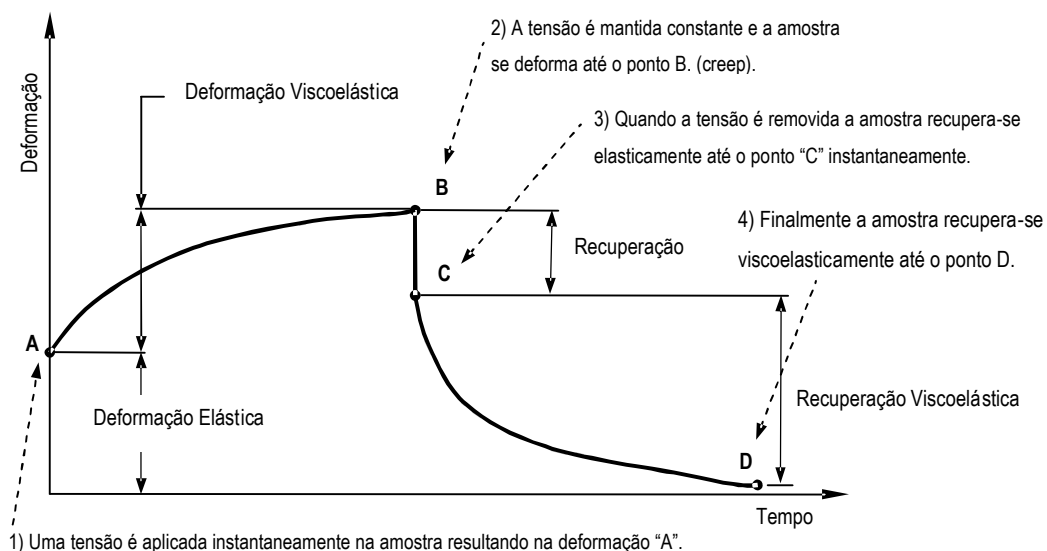


Figura 2.3 – Comportamento típico de fluência e recuperação de um plástico sujeito a um ciclo de carregamento e descarga. Fonte; Crawford, [1].

Quando uma tensão é aplicada instantaneamente o material sofre uma deformação elástica resultando numa deformação “A”. À medida que se mantém a tensão constante, o material vai se deformando visco-elasticamente até atingir o ponto “B”. Se a tensão for removida instantaneamente, o material sofre uma brusca redução na deformação para o ponto “C” o que representa a recuperação elástica. A partir de então o material inicia uma gradativa redução na deformação em direção a suas dimensões originais no ponto “D”. Esta etapa é conhecida como recuperação viscoelástica.

Outra importante consequência da natureza viscoelástica dos plásticos é o fenômeno de relaxação de tensão. Segundo CRAWFORD [1], quando o material é sujeito a uma deformação inicial, a tensão necessária para se manter esta deformação constante diminui com tempo. Esta constatação é de particular importância para este estudo, pois no ajuste interferente o que se faz é justamente sujeitar o material, no caso o cubo do ventilador, a uma deformação inicial decorrente da interferência como o eixo. Esta deformação gera um estado de tensões no cubo que produz a pressão de interferência necessária para transmissão do torque. Com o fenômeno de relaxação de tensões a interferência tende a diminuir com o tempo podendo afetar a confiabilidade do acoplamento.

Segundo SMITH [2], a causa da relaxação de tensões com o tempo é o escoamento viscoso da estrutura interna do material polimérico que ocorre pelo escorregamento lento das cadeias poliméricas, por quebra e formação de novas ligações secundárias entre cadeias moleculares e pelo desemaranhamento mecânico das cadeias. Além disso, a relaxação de tensões permite ao material atingir espontaneamente um estado de mais baixa energia, desde que exista energia de ativação necessária para que o processo ocorra. Segundo essa referência, a relaxação de tensões é dependente também da temperatura. A velocidade com que ocorre a relaxação de tensões depende do tempo de relaxação τ , que é uma propriedade do material definida como o tempo necessário para que a tensão (σ) diminua para 0,37 ($1/e$) da tensão inicial σ_0 .

A diminuição de tensão ao longo do tempo proposta por SMITH [2], é então;

$$S = S_0 e^{-t/\tau} \quad 2.2$$

A temperatura na qual ocorre a fluência de um material polimérico também é um fator determinante para a velocidade de fluência do material. Segundo SMITH [2], em temperaturas abaixo da temperatura de transição vítrea, T_g , a velocidade de fluência dos termoplásticos é relativamente baixa devido à limitada mobilidade das cadeias moleculares. Em temperatura acima de T_g , os termoplásticos se deformam facilmente através de uma combinação de deformação elástica e plástica característica do comportamento viscoelástico.

Outra propriedade importante dos plásticos é o coeficiente de dilatação térmica (α). Em comparação com os metais os plásticos apresentam elevados valores de α , segundo CRAWFORD [1], o coeficiente de dilatação térmica do polipropileno é $100 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, para Nylon 66 este valor é de $90 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, enquanto que para Nylon 66 com 33% de fibra de vidro este valor cai para $30 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$. Já para aços de médio carbono o coeficiente de dilatação térmica é de apenas $12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$. Esta propriedade também é relevante para este estudo já que, se o cubo do ventilador usar um material com alto coeficiente de dilatação térmica, quando montado sobre um eixo de aço, tenderá a reduzir a interferência quando na temperatura de operação, reduzindo assim a capacidade de transmissão de torque.

A adição de carga nos termoplásticos é um importante fator modificador de suas propriedades. Em particular a adição de fibra de vidro, além de reduzir o coeficiente de dilatação térmica, aumenta a resistência à tração, o módulo de elasticidade e reduz a fluência do material.

Segundo SMITH [2], a fluência dos materiais termoplásticos é medida pelo módulo de fluência, que é a razão entre uma tensão inicial aplicada, σ_0 e a extensão de fluência $\varepsilon(t)$, num determinado instante a uma temperatura constante de ensaio. Um elevado valor do módulo de fluência do material implica numa baixa velocidade de fluência. Por exemplo, o Nylon 66 não reforçado tem um módulo de fluência de 850 MPa após 10 h com uma tensão aplicada de 7 MPa, já com reforço de 33% de fibra de vidro o módulo sobe para 4820 MPa.

A teoria geral de viscoelasticidade linear é apresentada por FLUGGE [3], onde são definidos os modelos simples de Kelvin e Maxwell baseados em elementos discretos de mola e amortecedor para a representação do comportamento de materiais viscoelástico-lineares. É apresentado o uso da transformada de Laplace na dedução dos modelos generalizados de Kelvin e Maxwell, conduzindo à equação constitutiva de materiais viscoelásticos na forma de operadores diferenciais. Os módulos de fluência e de relaxação de tensão são definidos e empregando a regra da sobreposição linear, as relações tensão-deformação na forma integral são obtidas. O princípio de correspondência elástico-viscoelástico é apresentado, sendo mostrado o seu emprego e o das equações integrais na solução de problemas de viga de material viscoelástico sob diferentes condições de contorno.

PAGLIOSA, [4], estudou um procedimento de determinação da relação constitutiva viscoelástica para a caracterização do comportamento mecânico de materiais poliméricos. Este procedimento consiste na elaboração de um modelo viscoelástico derivado de um arranjo de molas e amortecedores, o modelo de Maxwell generalizado, resultando em uma expressão

na forma de operadores diferenciais. Os módulos de fluência e relaxação de tensão, necessários para a determinação da solução de problemas de geometria e carregamento complexos, são definidos. Para isto, o material é considerado termoreologicamente simples, permitindo o emprego do princípio da equivalência tempo-temperatura. Ensaio de fluência de curta duração são realizados em diferentes temperaturas e os dados são posteriormente transladados para uma temperatura de referência, formando uma curva de deformação completa na temperatura de referência. Um processo de ajuste de curva dos dados experimentais conduz aos parâmetros do módulo de fluência. Considerando o material elástico linear em dilatação e viscoelástico apenas em cisalhamento, diferentes métodos são avaliados para a determinação dos parâmetros da relação constitutiva na forma diferencial, do módulo de relaxação e das componentes deviatóricas dos módulos de fluência e relaxação.

MENDONÇA [5] apresenta uma abordagem geral da teoria do comportamento viscoelástico linear de plásticos como resultado de levantamentos teóricos e experimentais realizados pelo autor. Embora a teoria seja a tradicional advinda de outros autores como CRAWFORD [1] e FLÜGGE [3], Mendonça busca desenvolver em detalhes toda a formulação necessária para a manipulação e transformação de resultados experimentais em parâmetros utilizáveis na análise numérica de componentes estruturais submetidos a processos viscoelásticos lineares. São bastante detalhadas as conversões entre as séries de Proni de relaxação, fluência e sua decomposição em parcelas volumétrica e deviatórica. Do ponto de vista computacional focou três métodos: o método pseudo-elástico, adequado para problemas baseados em geometrias simples como vigas e cilindros, o método baseado no Princípio de Correspondência, e finalmente, na preparação de dados para análise por elementos finitos em especial no programa *Ansys*TM. No caso de aplicação do Princípio de Correspondência, problemas mais elaborados, de geometria e estados de tensão biaxial ou mesmo triaxial, são passíveis de serem tratados com certa facilidade desde que a solução do problema elástico seja conhecida analiticamente. Neste aspecto são apresentados procedimentos baseados no programa de manipulação simbólica de equações *Mathematica*TM. Neste trabalho, os resultados experimentais serão comparados com valores calculados através do método pseudo-elástico.

CAPÍTULO 3

LIGAÇÕES CUBO E EIXO

3.1 Introdução

O objetivo desse tipo de ligação é impedir que cubo e eixo tenham movimento relativo de rotação ou translação entre si. Para isso, a união deve transmitir integralmente o torque e força axial entre cubo e eixo. Quando a transmissão deste torque (T) e desta força axial (Fa) é feita unicamente pela força de atrito entre as peças, diz-se que a união é “por atrito”.

Os esforços também podem ser transmitidos dotando-se as peças com formas convenientes, neste caso, chama-se a ligação de união “por forma”. A seguir se lista alguns tipos de união segundo a classificação adotada por NIEMANN [9].

3.2 Tipos de união.

3.2.1 União por Forma

Os tipos mais conhecidos de união por forma são:

- Pinos transversais;
- Chavetas;
- Eixos ranhurados;
- Recartilha e Estrias.

A seguir é apresentada uma breve discussão de cada um dessas ligações, sendo que na Figura 3.1 é apresentada uma síntese das ligações cubo eixo descritas neste capítulo.

3.2.1.1 Pinos transversais

São econômicos e adequados para transmissões de pequeno torque. Reduzem razoavelmente a resistência do eixo pela necessidade de um furo transversal no eixo.

3.2.1.2 Chavetas

Encontram-se comumente chavetas do tipo plana, retangular, cônica e meia lua. A união por chaveta retangular é comumente usada para momentos de torção de sentido único, por exemplo, flanges de acoplamentos. Além disso, são encontradas como elementos de segurança para algumas uniões por assentos cônicos e forçados. Utiliza-se a chaveta plana e

meia lua para pequenos momentos de torção. A chaveta meia lua é muito usada em máquinas operatrizes e veículos motorizados.

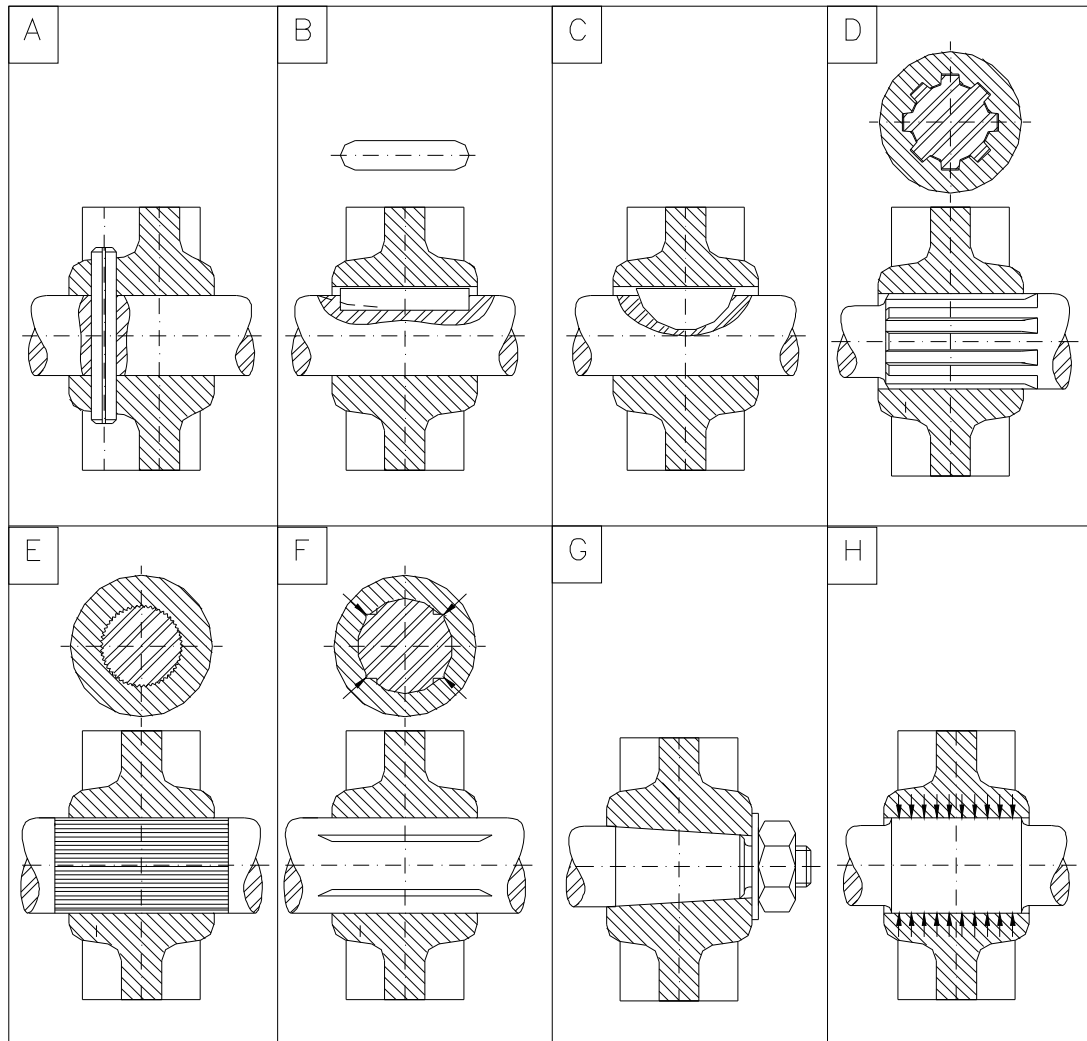


Figura 3.1 – Alguns dos principais tipos de união entre cubo e eixo. A) pino transversal, B) chaveta retangular, C) chaveta meia lua, D) ranhuras múltiplas, E) recartilha, F) estrias, G) ajuste prensado cônico, H) união por interferência.

3.2.1.3 Eixos ranhurados

Neste grupo encontram-se os eixos com ranhuras múltiplas ou com dentes similares aos de uma engrenagem. São também conhecidos como eixos entalhados. Recomendados particularmente para transmissões de elevados momentos de torção e com choques, assim como para cubos deslizantes. O torque é transmitido através das faces laterais das ranhuras, exige precisão na fabricação e tem custo mais elevado que os demais.

3.2.1.4 Recartilha e Estrias

São uniões onde não há remoção de material do eixo durante o processo. A recartilha é obtida por conformação mecânica do eixo, onde rolos cilíndricos girantes com o formato da recartilha são pressionados contra o eixo produzindo o formato desejado. Já nos eixos estriados, punções retangulares são forçados transversalmente contra o eixo produzindo estrias longitudinais. Em ambos os casos, ocorrem deslocamentos superficiais de material no eixo formando sulcos e cristas. Estas cristas se projetam além da superfície do eixo aumentando o diâmetro do eixo nesta região. Ao montar-se o cubo sobre o eixo, as cristas formadas tendem a sulcar o cubo e a união se dá tanto por interferência quanto pelas laterais das cristas. Este tipo de união é econômico e geralmente está associada com uniões por interferência. A capacidade de transmissão de torque varia sensivelmente com a altura das cristas no eixo.

3.2.2 União por atrito

Os tipos mais conhecidos de união por atrito são:

- Ajuste prensado cônico;
- Anéis cônicos.
- Ajuste prensado cilíndrico;

3.2.2.1 União por ajuste prensado cônico

A transmissão de torque ocorre pela força de atrito proveniente da pressão de contato que é gerada no acoplamento cônico das superfícies do eixo e do cubo quando sujeitas a uma força axial. Esta força axial é geralmente obtida por meio de porcas, conforme ilustrado na Figura 3.1 G ou por parafusos quando se tem um furo de centro roscado na extremidade do eixo. Segundo NIEMANN [9], o acoplamento cônico é consideravelmente mais caro que o ajuste prensado cilíndrico, além disso, o posicionamento axial entre as partes é incerto. Por outro lado, este tipo de ajuste apresenta vantagens tais como; facilidade de montagem e desmontagem, perfeita centralização entre as peças e possibilidade de controle da pressão de contato. A determinação da interferência é feita da mesma forma que para os ajustes prensados cilíndricos, considerando-se o diâmetro médio do cone como diâmetro da superfície de ajuste. A Figura 3.2 mostra um acoplamento cônico e suas respectivas dimensões de interesse.

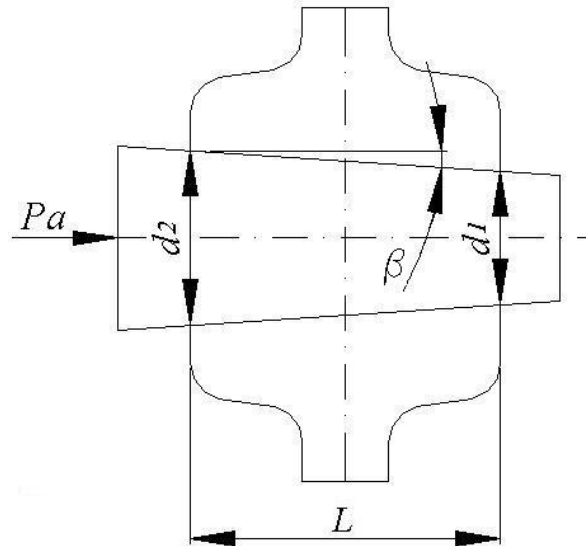


Figura 3.2 – União por ajuste prensado cônico.

Sendo:

d_1 = Menor diâmetro de acoplamento.

d_2 = Maior diâmetro de acoplamento.

L = Comprimento do acoplamento.

β = Ângulo de inclinação.

Fa = Força axial de montagem.

A norma DIN 254 [29] apresenta recomendações de inclinações comuns para cones em função do tipo de montagem que são reproduzidas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Inclinações recomendadas para acoplamentos cônicos, DIN 254 [29].

Conicidade (d_2-d_1)/ L	Inclinação $tg \beta$	Ângulo β	Recomendações
1:5	1:10	5°42'38''	Cubos facilmente desmontáveis sobre eixos
1:10	1:20	2°51'48''	Cubos desmontáveis sobre eixos e buchas reajustáveis para mancais
1:12	1:24	2°23'10''	Buchas cônicas para mancais de êmbolo
1:15	1:30	1°54'30''	Hélices, hastes do êmbolo
1:20	1:40	1°25'56''	Cone métrico para ferramentas. (DIN 233)

A relação entre a conicidade e a inclinação é dada por:

$$tg \beta = \frac{(d_2 - d_1)}{2L} \quad 3.1$$

A força axial para efetuar a montagem depende da pressão de contato e do coeficiente de atrito entre as superfícies. Além disso, num ajuste cônico deve-se levar em conta a conicidade e usa-se a equação:

$$F_a = p d L P \operatorname{tg}(\beta + j).$$

3.2

Sendo:

j = ângulo de atrito.

P – Pressão de contato entre as superfícies.

Para que a união cônica não se afrouxe devido a componente axial gerada pela pressão de contato, deve-se observar que $\beta < j$. Segundo PARETO [39], para garantir isso, costuma-se usar uma conicidade de pelo menos 1:20.

3.2.2.2 União por anéis cônicos

Este tipo de união consiste de um par de anéis cônicos, geralmente não seccionados, conforme mostrado na Figura 3.3 a que são montados entre o cubo e o eixo. O princípio de funcionamento é similar ao do ajuste prensado cônico, porém neste caso, o cubo e o eixo são cilíndricos e não é necessário o deslocamento relativo entre os mesmos para gerar a pressão de contato. Quando uma força axial é aplicada sobre os anéis, por exemplo, com o auxílio de flanges de aperto (Figura. 3.3 b e d), um anel desliza sobre o outro ocorrendo expansão do anel externo e contração do anel interno. Isto gera uma pressão de contato no eixo (P_i), e no cubo (P_o), assim como na interface entre os anéis, o que cria grandes forças de atrito entre as superfícies, e proporciona a transmissão de torque.

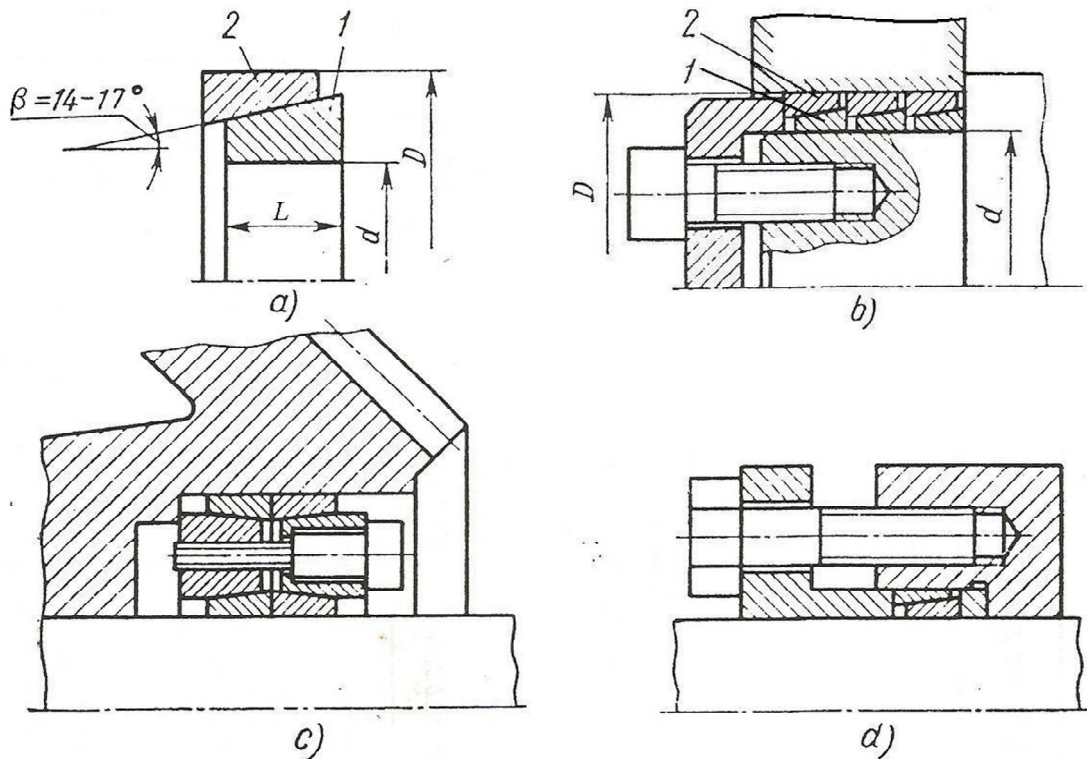


Figura 3.3 – União através de anéis cônicos, DOBROVOLSKI [11].

Segundo NICOLAZZI [8], a força axial é dividida em duas parcelas, uma para vencer as folgas entre as partes e outra para causar a pressão necessária entre o cubo e o eixo a fim de transmitir o torque. Além disso, as pressões de contato apresentam uma relação aproximada com os diâmetros do cubo e do eixo tal que;

$$\frac{P_i}{P_0} \approx \frac{D}{d} \quad 3.3$$

Existem diversos fabricantes várias construções possíveis para os anéis cônicos que podem ser encontrados desde diâmetros de eixos de 6 até 200 mm, porém o uso em acoplamentos de pequeno porte representa uma solução de maior custo quando comparado com outros métodos de fixação. Uma construção comumente usada é a mostrada na Figura 3.3 c que dispensa uso de flanges de aperto e roscas no eixo ou no cubo, pois a força axial é provida por meio de parafusos no próprio corpo do anel. Nesta construção, também ilustrada na Figura 3.4, os anéis são geralmente seccionados e pelo fato dos parafusos serem incorporados, é necessário um maior espaço para montagem, por outro lado oferecem uma maior capacidade de transmissão de torque.

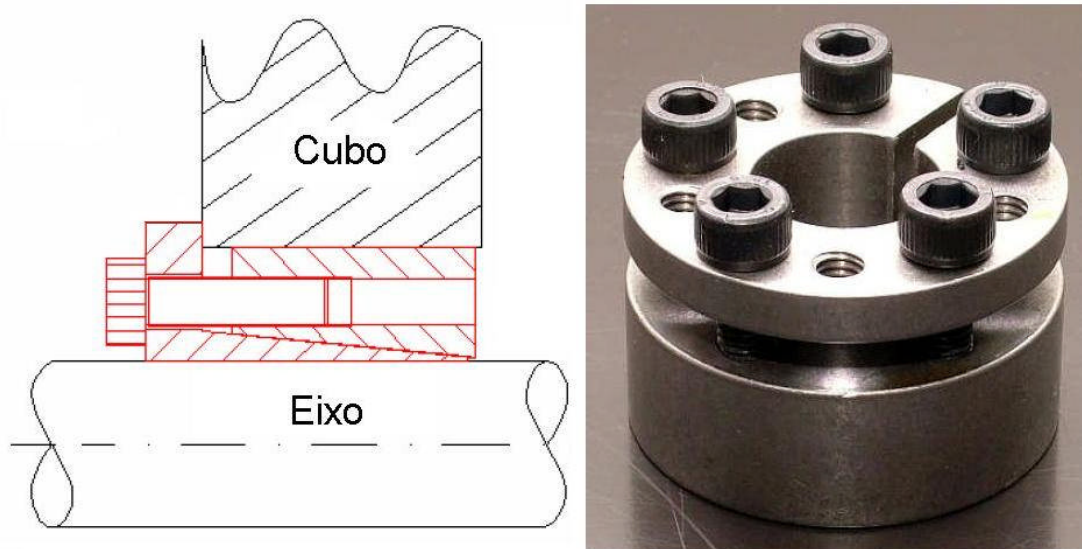


Figura 3.4 – Construção de anel cônico com parafusos incorporados, SPANNSATZ [43].

O torque transmitido, assim como a força axial e as pressões de contato no eixo e no cubo, são geralmente informados pelos fabricantes como pode ser visto em; SIT [40], RINGFEDER [41], PETER [42] e SPANNSATZ [43].

Segundo DOBROVOLSKI [11], os anéis são geralmente fabricados com aços especiais e submetidos a tratamentos térmicos para elevar a resistência mecânica, contudo

também são encontrados anéis em aço inoxidável para uso em aplicações na indústria alimentícia e química, como mostrado em PETER [42]. Para a união podem-se usar mais de um par de anéis conforme mostrado na Figura 3.3 b, porém geralmente não mais do que três pares, já que a capacidade de transmissão de torque dos anéis adicionais é drasticamente reduzida. Isto ocorre, pois a força axial aplicada no primeiro par de anéis não se transmite integralmente aos demais devido ao atrito entre as faces e deformações elásticas dos anéis. Segundo DOBROVOLSKI [11], a variação das forças axiais e consequentemente os torques correspondentes, aproxima-se de uma progressão geométrica cuja razão é dada por;

$$q = \frac{\operatorname{tg}(b)}{\operatorname{tg}(b) + 2m} \quad 3.4$$

Assim, o torque transmitido por “n” pares de anéis pode ser obtido em função do torque no primeiro par pela soma dos termos desta progressão geométrica tal que;

$$T_n = T_1 \frac{(q^n - 1)}{(q - 1)} \quad 3.5$$

Ainda segundo DOBROVOLSKI [11], o ângulo “b” geralmente varia entre 14 e 17°, particularmente, no caso de $\beta = 17^\circ$ e um coeficiente de atrito $m = 0,15$ a razão “q” vale aproximadamente 0,5 e tem-se que o torque transmitido pelo 2° par é a metade do 1°, já o torque transmitido pelo 3° par é a metade do 2° e assim por diante.

Dessa forma o torque total transmitido dado pela equação 3.5 seria.

1 par – T_1 (Obtido de tabelas do fabricante)

2 pares – $T_2 = 1,5 T_1$

3 pares – $T_3 = 1,75 T_1$

4 pares – $T_4 = 1,875 T_1$

Entre as vantagens deste método de fixação pode-se citar;

- Possibilidade de montagens e desmontagens sem comprometer a confiabilidade da união.
- Facilidade de montagem das peças na posição axial e angular desejada.
- Maiores tolerâncias na fabricação do eixo e do cubo em relação às outras uniões por atrito.
- Redução mínima da resistência a fadiga das peças em comparação com outros tipos de união, pelo fato de não haver descontinuidades geométricas nas superfícies de contato.

As principais desvantagens consistem em;

- Necessidade de se empregar estes anéis especiais, assim como o aparato necessário para gerar o esforço axial.
- A necessidade de um maior diâmetro do cubo, pode representar uma solução de maior custo e faz com que este método de fixação seja mais utilizado em acoplamentos de grande porte.

3.2.2.3 Ajuste prensado cilíndrico

Como este trabalho é focado na união por atrito com ajuste prensado cilíndrico ou ajuste por interferência, faz-se a seguir uma discussão sobre as particularidades deste tipo de união.

3.3 União por ajuste prensado cilíndrico

Neste tipo de união o cubo e o eixo são montados com interferência conforme ilustrado na Figura 3.1 H. Assim, origina-se uma pressão na superfície de ajuste, esta pressão provocará uma força de atrito que possibilitará a transmissão dos esforços. Provocará também tensões no cubo e no eixo, como as mostradas na Figura 2.2, que podem ocasionar uma falha de um desses elementos. Para não provocar falha no cubo ou no eixo, a pressão deverá ficar abaixo de determinado limite ($P_{máx}$). Além disso, para que os esforços sejam transmitidos a pressão deverá ser superior a um valor mínimo (P_{min}).

Várias entidades já padronizaram recomendações para os ajustes prensados bem como o roteiro de cálculo, entre elas a AGMA (*American Gear Manufacturing Association*) e a DIN. A primeira publica a padronização ABMA 9003-A91, Acoplamentos Flexíveis – Ajustes sem chavetas (*Flexible Couplings – Keyless Fits*) que define equações para o cálculo de ajustes por interferência. A última publicou as normas DIN 7182 [29] e DIN 7190 [29]. A DIN 7182 apresenta a nomenclatura e os conceitos associados aos tipos de tolerâncias e ajustes, sejam ajustes móveis, incertos e por interferência. Já a DIN 7190 fornece um roteiro de cálculo para ajustes por interferência.

3.3.1 Interferência diametral

A interferência diametral entre o cubo e o eixo é a responsável por gerar as pressões radiais e as forças tangenciais necessárias para garantir a união.

Segundo a definição da DIN 7182 [29], a interferência diametral (d_d) é a diferença entre os diâmetros externo do eixo (d) e interno do cubo (D) sempre que o diâmetro do eixo é maior que o diâmetro do cubo.

$$d_d = d - D \quad 3.6$$

$$d_d = 2\Delta r.$$

A Figura 3.5 ilustra um ajuste por interferência com algumas dimensões de interesse.

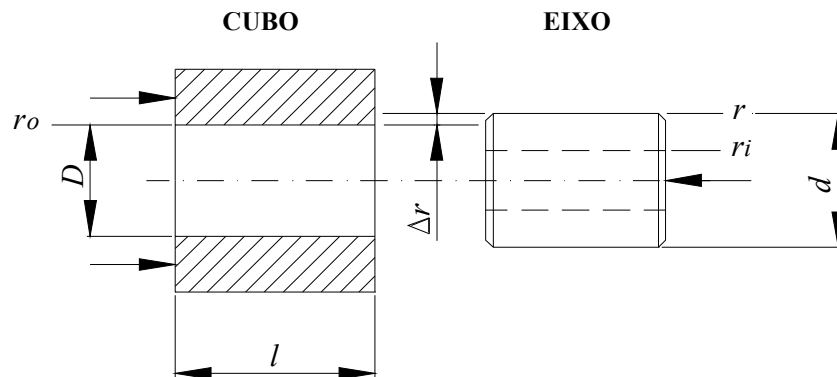


Figura 3.5 – Ajuste por interferência.

3.3.2 Interferência mínima

A interferência mínima resulta da diferença entre o menor diâmetro do eixo e o maior diâmetro do cubo DIN 7182 [29], sempre que o diâmetro do eixo é maior que o diâmetro do cubo. A interferência mínima é determinada em função do torque máximo que a ligação terá que suportar.

$$d_a \text{ mín} = d_{\text{mín}} - D_{\text{máx}} . \quad 3.7$$

3.3.3 Interferência máxima

A interferência máxima resulta da diferença entre o maior diâmetro do eixo e o menor diâmetro do cubo, sempre que o diâmetro do eixo é maior que o diâmetro do cubo. A interferência máxima é determinada a partir da falha dos materiais que compõem a ligação cubo e eixo. Para eixos de material dúctil, o limite de falha é a tensão de escoamento, já para o cubo, quando feito de material frágil, o limite de falha é a tensão limite de resistência, NICOLAZZI [8]. Para cubos de material plástico o limite de resistência também é um fator limitante, mas especial atenção deve ser dada às deformações máximas recomendadas pelo fabricante de cada material.

$$d_a \text{ máx} = d_{\text{máx}} - D_{\text{mín}} . \quad 3.8$$

3.3.4 Deformação do cubo

Quando o eixo é montado no cubo com interferência o diâmetro interno do cubo aumenta de tamanho e o diâmetro externo do eixo diminui. No caso da montagem de um cubo de material polimérico sob um eixo metálico maciço, é comum considerar que o diâmetro do eixo não se altera. Neste caso toda a deformação devido à interferência diametral (d_d) se dá no cubo. A deformação (e) é obtida diretamente pela razão do incremento o diâmetro pelo diâmetro original do cubo.

$$e = \frac{d - D}{D} = \frac{dd}{D} \quad 3.9$$

3.3.5 Efeito da rugosidade superficial

As superfícies de contato exercem um importante papel na capacidade de transmissão de torque ou força de uma união de cubo e eixo por interferência, pois este tipo de união é dependente do atrito entre as superfícies.

O estudo do contato entre duas superfícies rugosas é um problema complexo tanto do ponto de vista teórico quanto experimental.

Muitos pesquisadores estudaram o contato mecânico entre superfícies, particularmente o problema de comportamento das asperezas sob pressão, geralmente no caso de endentação de um punção plano sobre uma superfície rugosa conforme mostrado na Figura 3.6. Nesta direção podem-se citar os trabalhos de MOORE [24], WILLIANSOON [25] e CHILDS [26]. Muitos destes estudos buscavam avaliar parâmetros tais como; a proporção entre a área real de contato A_r e a área nominal A_n , a pressão real P_r e a pressão nominal P_n , bem como o comportamento das rugosidades. Estes estudos mostraram que as rugosidades persistem para diferentes experimentos sobre alta pressão, mesmo para pressões acima do limite elástico. Segundo YANG [18], este fenômeno ocorre devido ao endurecimento das asperezas devido ao carregamento de compressão em todas as direções induzido pela endentação das asperezas.

De acordo com YANG [18], nestes experimentos a deformação plástica completa nas asperezas ocorre apenas quando a pressão média de contato é muito alta e a relação $P_r/2k$ atinge valores de 2 a 10, onde k é limite de cisalhamento elástico.

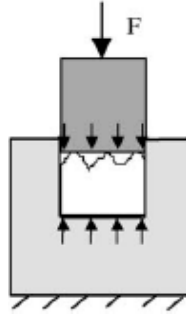


Figura 3.6 – Endentação de uma superfície rugosa por um punção plano e liso.

CHILDS [26] mostra que as superfícies com asperezas não uniformes ou de maior rugosidade, sobre certas condições, podem suportar maiores pressões do que superfícies com asperezas uniformes ou superfícies mais lisas devido ao encravamento das asperezas produzirem uma maior área real de contato.

A maioria das normas para cálculo de união por interferência se baseia na teoria de Lamé para tubos de parede espessa e geralmente não levam em conta a textura das superfícies nem o comportamento das asperezas, ou seja, consideram que as superfícies são absolutamente perfeitas. Dentre estas se podem citar a AFNOR NF E22-620 [16]. Na realidade superfícies perfeitas nunca ocorrem e diante disto, algumas normas sugerem o uso de superfícies de contato com baixa rugosidade superficial média, $Ra < 0,8 \mu m$ como proposto pela AFNOR NF E22-621 [17]. Porém, do ponto de vista de fabricação é bastante comum e prático usar superfícies com maior rugosidade.

Segundo YANG [18], a indicação do uso de baixas rugosidades superficiais não é muito razoável, pois além de reduzir o coeficiente de atrito, comprometendo o desempenho da ligação cubo eixo, aumenta os custos de fabricação.

É correto afirmar que o ajuste prensado provoca um alisamento das rugosidades superficiais, reduzindo a interferência média e assim a pressão entre as superfícies de contato. Em função disto, algumas normas e autores, [17] e [11] indicam uma perda de interferência ou perda na sobre medida como função das rugosidades das superfícies do eixo e do cubo.

A norma AFNOR NF E22-621 [17] indica que existe uma perda de interferência (L_{Δ}) devido à rugosidade que pode ser estimada em função das rugosidades aritméticas do eixo (Ra_i) e do cubo (Ra_o) conforme a equação 3.10.

$$L_{\Delta} = 3(Ra_i + Ra_o). \quad 3.10$$

Segundo DOBROVOLSKY [11], experiências demonstram que o amassamento corresponde em média a 60% da rugosidade máxima das superfícies, as quais

são mostradas de forma esquemática na Figura 3.7. Esse autor sugere que a perda na sobre-medida é dada por:

$$d d_r = 1,2(Rt_i + Rt_o). \quad 3.11$$

Sendo:

Rt_i - rugosidade máxima do eixo;

Rt_o - rugosidade máxima no cubo.

Devido aos processos usuais de fabricação, a rugosidade de cubo geralmente é maior que a do eixo, sendo que na tabela 3.2 há uma indicação da ordem da rugosidade para as superfícies obtidas por diversos tipos de processo de fabricação.

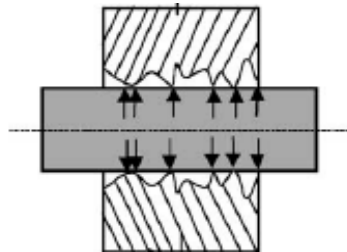


Figura 3.7 – Contato rugoso entre um cubo e um eixo.

Tabela 3.2 - Rugosidades máximas obtidas em função do processo de fabricação [11].

Processo de fabricação	Qualidade	Rugosidade máxima (mm)
Retífica	Finíssima	0,15 a 1,5
	Muito fina	1,0 a 2,5
	Fina	2,5 a 6
	Grosseira	16 a 25
Torneamento	Finíssimo c/ diamante	0,5 a 1,5
	Fino	1,5 a 5
	Normal	6 a 16
	Grosseiro	15 a 25
Fresamento	Acabamento	5 a 15
	Desbaste	15 a 25

3.3.6 Efeito da dilatação térmica

Quando a temperatura de um corpo de material isotrópico e livre de tensões varia de um valor DT , as dimensões do corpo também variam uniformemente em todas as direções, ou seja, se a temperatura aumenta o corpo se expande e se a temperatura diminui o corpo se contrai. Assim, uma barra de comprimento L permanecerá uma barra, mas experimentará uma variação de comprimento Dl , da mesma forma que um cilindro ou uma esfera de diâmetro D manterão sua geometria original, mas experimentarão uma variação diametral Dd .

As deformações do corpo serão iguais em todas as direções e são dadas por

$$e = e_x = e_y = e_z = a(\Delta T). \quad 3.12$$

Sendo:

α - Coeficiente de dilatação térmica, [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]

DT – Variação de temperatura, [$^{\circ}\text{C}$]

A variação diametral de um cilindro de diâmetro “ D ” devido a uma variação de temperatura é;

$$dd_T = eD = a(\Delta T)D. \quad 3.13$$

Se as peças de uma ligação cubo eixo têm diferentes coeficientes de dilatação térmica ou trabalham com temperaturas diferentes, há necessidade de se levar em conta o efeito da temperatura na alteração das dimensões desses elementos, visto que vai haver uma alteração da interferência e, conseqüentemente, da pressão de interferência o que causaria variação do desempenho na transmissão das solicitações.

A dilatação térmica é um importante fator de projeto que deve ser levado em consideração especialmente quando as partes em contato são de diferentes materiais. No caso de uniões por interferência onde cubos de material plástico são montados sobre eixos metálicos este efeito é ainda mais relevante devido às elevadas diferenças no coeficiente de dilatação térmica destes materiais. Assim como a maioria dos polímeros, as resinas de Nylon não reforçadas, por exemplo, têm coeficientes de dilatação térmica seis a oito vezes maiores que o aço, como pode ser observado na tabela 3.3. Já para resinas de Nylon reforçadas com fibra de vidro, o coeficiente de dilatação térmica é reduzido substancialmente, principalmente na direção das fibras onde atinge um valor aproximadamente duas vezes maior que do aço.

Nestas condições de montagem haverá uma perda (ou aumento) de sobre medida devido à temperatura dada por

$$\begin{aligned} dd_T &= a_o \Delta T_o D - a_i \Delta T_i D \\ dd_T &= D(a_o \Delta T_o - a_i \Delta T_i). \end{aligned} \quad 3.14$$

Sendo:

a_i – Coeficiente de dilatação térmica linear do eixo;

a_o – Coeficiente de dilatação térmica linear do cubo;

DT_i e DT_o – Diferença de temperatura das peças no funcionamento em relação à montagem;

$$DT_i = T_i - T_m;$$

$$DT_o = T_o - T_m;$$

T_i – Temperatura de funcionamento do eixo;

T_o – Temperatura de funcionamento do cubo;

T_m – Temperatura inicial do cubo e do eixo durante a montagem.

Tabela 3.3: Propriedades mecânicas de alguns materiais plásticos e metálicos.

Dados de várias fontes: CRAWFORD [1], DUPONT [12], NICOLAZZI [8].

Tipo de material		Módulo de elasticidade, E [GPa] ⁽¹⁾	Coefficiente de Poisson, ν ⁽²⁾	Coefficiente de dilatação térmica, $\alpha \cdot 10^{-6}$ [°C ⁻¹]
Metais	Aço carbono	207	0,292	11
	Aço inoxidável	180	0,305	11
	Alumínio	71	0,334	23
	Bronze	111	0,349	17
	Cobre	119	0,326	16
	FoFo Cinzento	100	0,211	10
	Latão	106	0,324	18
Plásticos	ABS	2,2	-	90
	Polipropileno	1,5	0,4	100
	Polietileno (HD)	1,2	-	120
	PVC (rígido)	3,0	-	70
	Nylon 66	2,8	0,41	90
	Nylon 66 (33% FV)	5,1	0,39	23
	PET	3,0	0,38	90
	PET (36% FV)	12	0,41	40

(1) Para plásticos é comum se usar o módulo de flexão que é uma medida da rigidez do material obtida em ensaios de flexão ao invés de módulo de elasticidade comumente usado para metais. Esta propriedade é muito sensível a variações de temperatura, tempo e teor de umidade.

(2) Para plásticos “ ν ” não é constante, mas dependente do tempo, temperatura, nível de tensão, tamanho da amostra etc. Existe pouca informação publicada sobre esta propriedade, mas geralmente varia de 0,3 para plásticos rígidos tais como acrílico até quase 0,5 para elastômeros.

3.3.7 Interferência de montagem

Para compensar os efeitos da perda de interferência devido à rugosidade superficial e a dilatação térmica dos materiais, a interferência de montagem para garantir a pressão de contato desejada em funcionamento é dada pela equação 3.15:

$$d = dd + dd_r + dd_T. \quad 3.15$$

É importante observar que durante a montagem, a interferência dd_T , resultante do efeito da temperatura sobre as partes, ainda não ocorreu, o que pode fazer com que a pressão máxima seja ultrapassada durante a montagem danificando, assim, a ligação cubo/eixo.

3.3.8 Pressão de Interferência

A pressão gerada na superfície de contato devido à interferência provoca também tensões no cubo e no eixo, podendo ocasionar uma falha.

Para não provocar falha no cubo e no eixo, a pressão deverá ficar abaixo de determinado limite “ P_{max} ”. Por outro lado, para que os esforços sejam transmitidos a pressão deverá ser superior a um valor “ P_{min} ”.

Conforme visto no Capítulo 2, a equação que determina a tensão radial ou pressão de interferência entre dois cilindros elásticos proposta por NORTON [7], é;

$$P(d) := \left[\frac{0.5d}{\frac{r}{E_o} \left(\frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + n_o \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - n_i \right)} \right] \quad 3.16$$

Sendo:

$P(d)$ = Pressão radial na superfície interna do cubo devido a interferência “ δ ”.

d = Interferência diametral entre o eixo e o cubo.

r_o = Raio externo do cubo.

r_i = Raio interno do eixo, no caso de eixo oco.

r = Raio de acoplamento entre o eixo e cubo.

E_o = Módulo de elasticidade do material do cubo.

E_i = Módulo de elasticidade do material do eixo.

n_o = Coeficiente de Poisson do material do cubo.

n_i = Coeficiente de Poisson do material do eixo.

3.3.9 Torque transmitido pela ligação cubo eixo

Sendo conhecidas a pressão de interferência, bem como o coeficiente de atrito μ desenvolvido no par de materiais que compõem a ligação cubo eixo, pode-se determinar o torque total transmitido pela ligação pela integração do torque infinitesimal dT que atua em cada elemento da área infinitesimal dA mostrada na Figura 3.8.

$$T = \int_A dT \quad 3.17$$

$$T = \int_A m r P(d) dA.$$

A área de cada elemento infinitesimal na superfície interna do cubo é dada por

$$dA = r d\theta dz \quad 3.18$$

Substituindo 3.18 em 3.17, integrando-se ao longo do perímetro de $\theta = 0$ a $\theta = 2\pi$ e integrando-se ao longo do comprimento do cubo de $z = 0$ a $z = L$ tem-se:

$$T = \int_A m r P(d) (r d\theta dz) \quad 3.19$$

$$T = \int_0^L \int_0^{2\pi} m r^2 P(d) d\theta dz$$

$$T = 2\pi m r^2 L P(d).$$

Sendo:

$P(d)$ = Pressão radial na superfície interna do cubo devido à interferência “d”.

T = Torque transmitido pela ligação cubo eixo na ligação por interferência.

L = Comprimento do cubo em contato com o eixo.

m = Coeficiente de atrito entre o eixo e o cubo.

r = Raio do acoplamento.

$d\theta$ = Incremento infinitesimal da coordenada angular “ θ ”.

dz = Incremento infinitesimal da coordenada longitudinal “ z ”.

dA = Elemento infinitesimal de área.

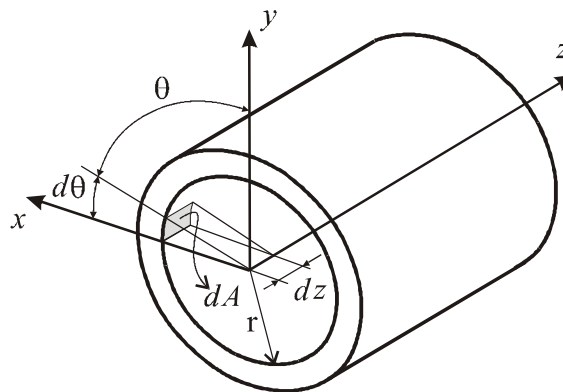


Figura 3.8 - Elemento de área de um cilindro em coordenadas cilíndricas.

3.4 Métodos de fixação mais usados em ventiladores

Os principais tipos de métodos de fixação usados em ventiladores de motores elétricos seguem basicamente os mesmos tipos de união entre cubo e eixo vistos anteriormente, principalmente os tipos de união por forma. Esta constatação é ainda mais evidente no caso de ventiladores plásticos, onde a facilidade de obtenção das mais diversas formas no processo de fabricação por injeção favorece este tipo de união. Entretanto, se por um lado o uso destes materiais facilitou a obtenção de diferentes geometrias no cubo, as uniões por forma ainda exigem em contrapartida que o eixo passe por processos de conformação ou usinagem que em conjunto com a geometria do cubo completem este tipo de fixação.

3.4.1 Fixação por chaveta retangular

Este é o método de união entre cubo e eixo mais usado na indústria em geral e está ilustrado na Figura 3.9. É bastante empregado em motores industriais com ventilação externa com potências superiores a 50 kW onde são comuns ventiladores de materiais metálicos tais como, ferro fundido, alumínio e bronze, com chavetas de aço.

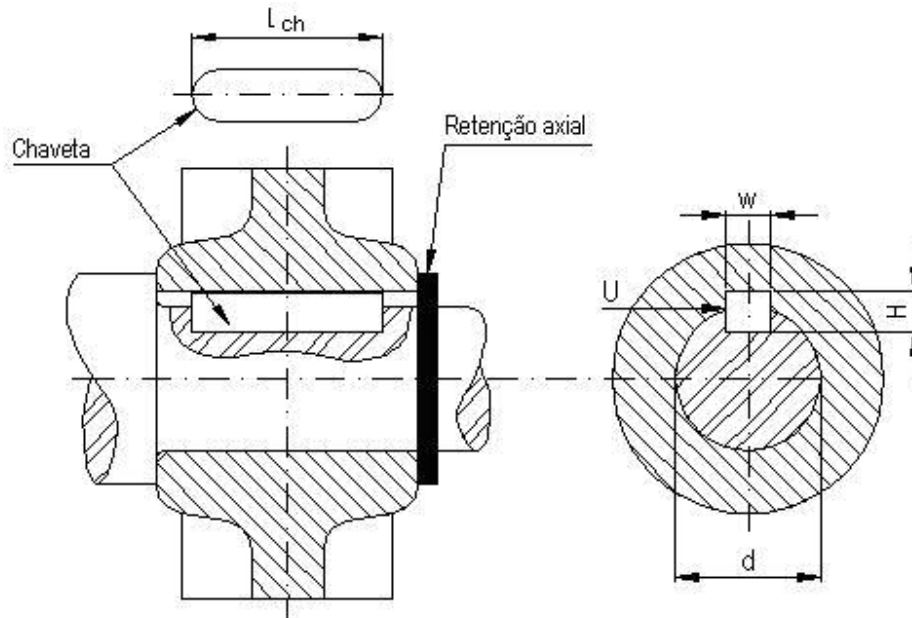


Figura 3.9 – Método de fixação por chaveta retangular

Recentemente, o desenvolvimento dos processos de injeção de ventiladores plásticos possibilitou o projeto de ventiladores com chaveta de plástico incorporada no cubo. Isto eliminou a necessidade da tradicional chaveta de aço o que impulsionou o uso deste método de fixação em ventiladores plásticos nos motores de menor potência. Um exemplo de

ventilador com chaveta incorporada é mostrado na Figura 3.10. Neste caso, a chaveta é conectada ao cubo do ventilador através de uma fina e flexível ponte de ligação formando uma peça única proveniente do processo de injeção. Assim, quando o ventilador é montado sobre o eixo, esta ponte de ligação é dobrada fazendo com que a chaveta se encaixe num canal existente no cubo. Obviamente a chaveta já poderia ter sido injetada no cubo na sua posição definitiva, eliminando assim a ponte de ligação e a necessidade de posicionamento da chaveta durante a montagem. No entanto, esta solução foi escolhida para permitir a intercambialidade deste ventilador com o método de fixação anterior através de pino elástico onde a chaveta é removida cortando-se a ponte de ligação.

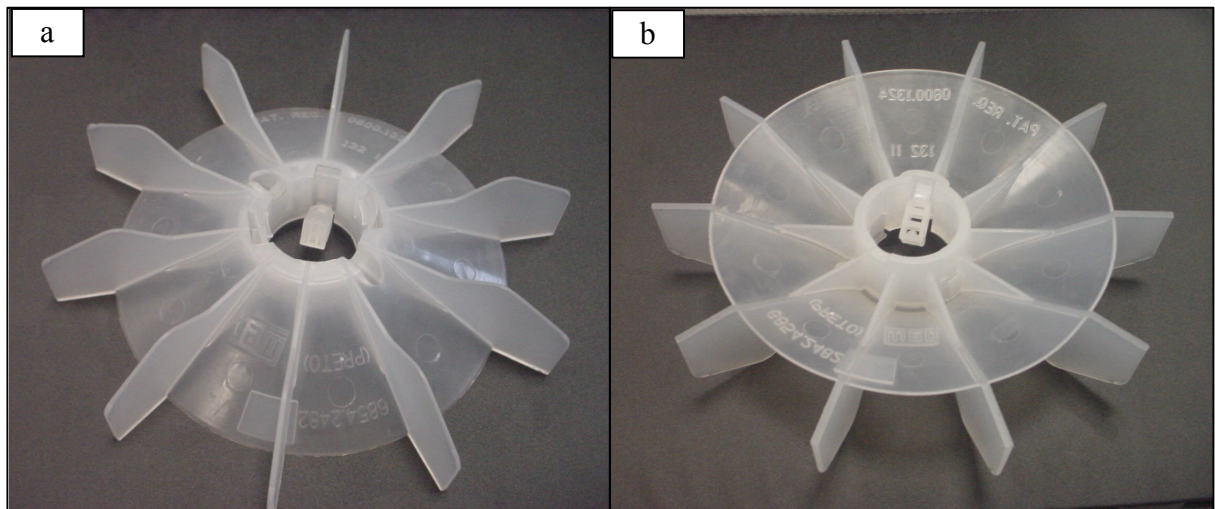


Figura 3.10 – Ventilador de polipropileno com chaveta incorporada.

a) Lado das pás, b) Lado oposto às pás. (Cortesia WEG Equipamentos Elétrico, [30]).

Capacidade de transmissão de torque:

Há dois modos de falha em chavetas: por cisalhamento e por esmagamento. Ambos são gerados pela ação da força tangencial U , que atua entre o eixo e o cubo em decorrência do torque transmitido. Uma falha por cisalhamento ocorre quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. Neste caso a tensão de cisalhamento resultante deve ser menor que a tensão admissível ao cisalhamento, NORTON [7].

$$t \leq t_{adm} = \frac{U}{A_{cis}} = \frac{2T/d}{W L_{ch}} \quad 3.20$$

Sendo:

$A_{cis} = W L_{ch}$ – área de cisalhamento (produto da largura pelo comprimento da chaveta).

A falha por esmagamento ocorre devido à compressão na área lateral da chaveta em contato com o cubo. Para uma chaveta quadrada, esta área será o produto de sua meia altura pelo seu comprimento. Segundo NORTON [7], a tensão de esmagamento é dada por:

$$S_{esm} \leq S_{adm} = \frac{U}{A_{esm}} = \frac{2T/d}{L_{ch} H/2} = \frac{4T}{d H L_{ch}}. \quad 3.21$$

Sendo:

$A_{esm} = L H/2$ – área de esmagamento para uma chaveta quadrada;

L_{ch} = Comprimento da chaveta.

Segundo NORTON [4], o coeficiente de segurança é encontrado comparando as tensões máximas atuantes com as tensões admissíveis de escoamento cisalhamento e esmagamento do material. Em cubos de material plástico acoplados com chavetas de aço o critério de esmagamento limita a transmissão de torque devido a menor resistência do plástico.

Dentre as vantagens e desvantagens deste método de fixação pode-se citar:

Vantagens:

- Confiabilidade da ligação;
- Boa capacidade de transmissão de torque.
- Elemento pode funcionar com um “fusível” limitando o torque transmitido.

Desvantagens:

- Necessidade de fresamento de canal de chaveta no eixo e no cubo;
- Maior tempo de montagem;
- Necessidade de travamento axial em ambos os lados do cubo;
- Maior número de componentes, além da chaveta o anel de retenção.

3.4.2 Fixação por chaveta plana

Este é um dos métodos mais usados em motores fracionários abertos com ventilação interna. Possuem menor capacidade de transmissão de torque que o método com chaveta retangular. Este tipo de fixação consiste na execução de uma superfície plana obtida por fresamento parcial da seção transversal do eixo conforme mostrado na Figura 3.11. O material que é retirado do eixo é compensado no cubo do ventilador possibilitando assim a restrição de giro necessária para a transmissão do torque. A montagem no eixo deve ser justa, mas não necessariamente interferente, pois uma folga de montagem excessiva pode iniciar um processo de desgaste do cubo na região das arestas laterais do rebaixo no eixo.

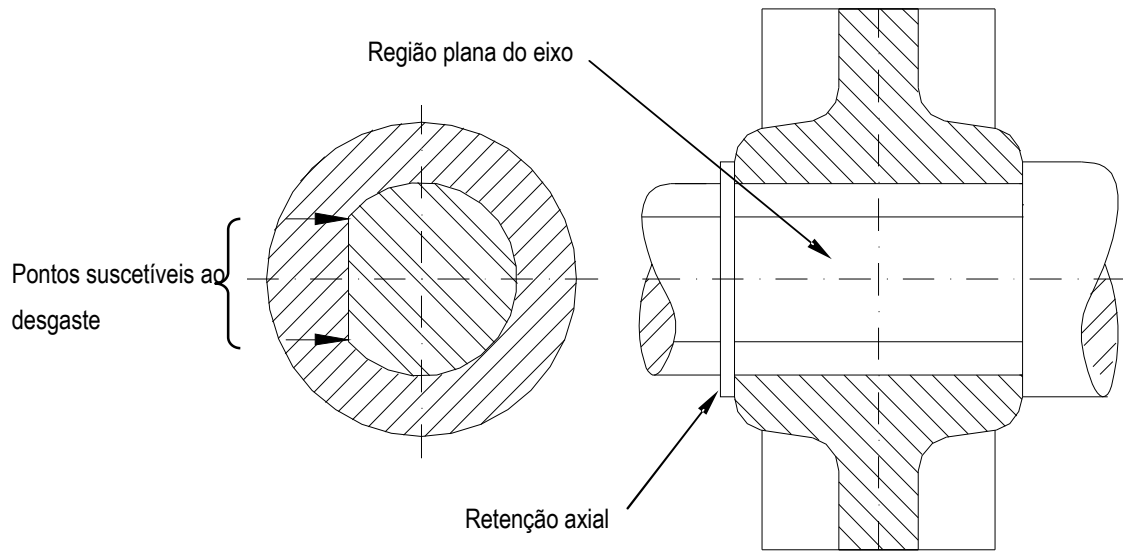


Figura 3.11 – Sistema de fixação por chaveta plana.

Em aplicações com elevado número de partidas como compressores, por exemplo, é comum ocorrer o desgaste prematuro do cubo em ventiladores de polipropileno conforme foi visto na Figura 1.1. A Figura 3.12 mostra a ponta de eixo de um motor elétrico que usa ventilador de plástico fixo por chaveta plana. Neste motor, que usava o mesmo ventilador de polipropileno mostrado na Figura 1.1, as regiões claras do eixo, Figura 3.12, mostram o acúmulo de pó gerado pelo desgaste do polipropileno. Em situações como esta, a alternativa frequentemente usada é a substituição do material do ventilador por materiais reforçados, tais como Nylon com fibra de vidro, que são mais resistentes ao desgaste.

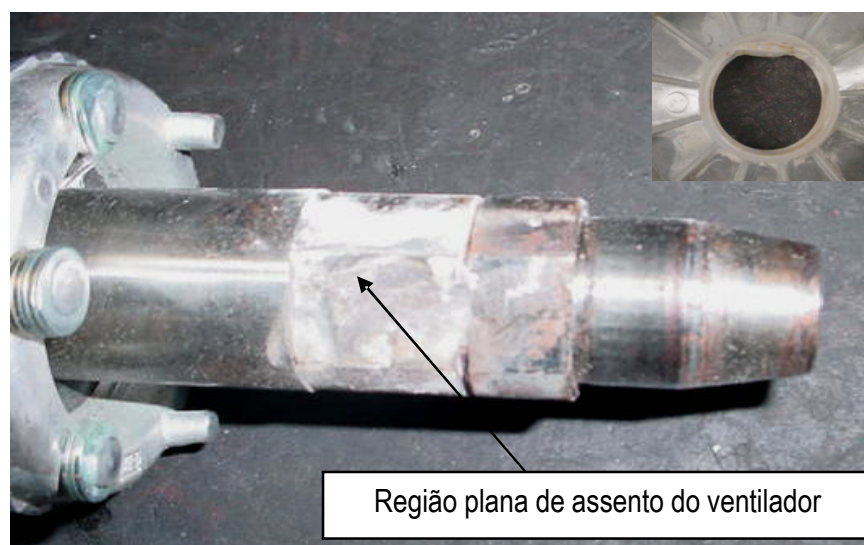


Figura 3.12 – Eixo de um motor elétrico de 2,2 kW com fixação do ventilador através de chaveta plana. No canto superior direito um detalhe do cubo do ventilador.

Capacidade de transmissão de torque por chaveta plana

Seja um acoplamento por chaveta plana conforme mostrado na Figura 3.13. Uma maneira de determinar a capacidade de transmissão de torque neste tipo de acoplamento é expressar o torque como uma função da máxima tensão admissível de compressão do material do cubo, NIEMANN [9]. Como visto anteriormente, a tensão máxima ocorre na aresta do eixo que é o ponto onde se inicia o desgaste.

A tensão varia linearmente ao longo de x tal que;

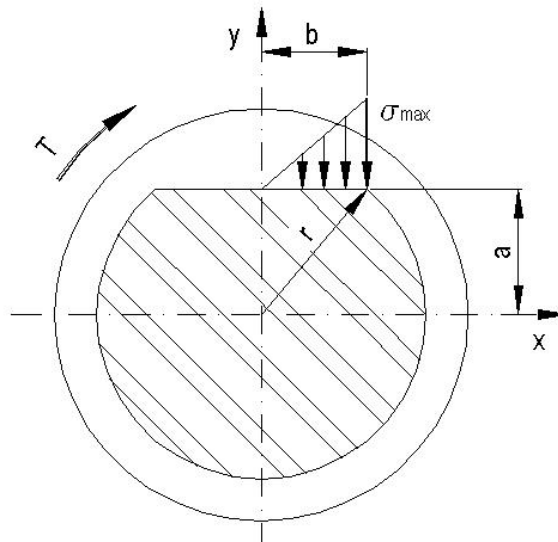


Figura 3.13 – Tensão atuante num acoplamento por chaveta plana.

$$S(x) = \begin{cases} 0 & \rightarrow x = 0 \\ S_{\max} & \rightarrow x = b. \end{cases} \quad 3.22$$

Então se pode escrever;

$$S(x) = S_{\max} \frac{x}{b}. \quad 3.23$$

O torque pode então ser obtido pela integral do produto da força $f(x)$ resultante de $\sigma(x)$

$$T = \int_A x f(x). \quad 3.24$$

Mas, $f(x) = \sigma(x) dA$ e $dA = L dx$, onde L é o comprimento do cubo.

Então a expressão para o torque fica;

$$T = \int_A S(x) x dA$$

$$T = \int_A S(x) x L dx. \quad 3.25$$

Substituindo 3.23 em 3.25, integrando-se de $x = 0$ a $x = b$ e fazendo $S_{max} = S_{adm}$ tem-se;

$$T = \int_A \left(S_{adm} \frac{x}{b} \right) x L dx$$

$$T = \frac{L}{b} \int_{x=0}^{x=b} S_{adm} x^2 dx \quad 3.26$$

$$T = \frac{S_{adm} L b^2}{3}.$$

Como $b^2 = R^2 - a^2$, então a capacidade de transmissão de torque será;

$$T = \frac{S_{adm} L (r^2 - a^2)}{3} \quad 3.27$$

Percebe-se que a capacidade de transmissão de torque cai à medida que “ a ” aumenta o que é coerente, pois significa uma menor área de retenção ao giro. No limite quando $a \rightarrow r$, a região plana desaparece e o torque é nulo. Da mesma forma, percebe-se que para manter-se um elevado torque com valores de “ a ” próximos de “ r ”, o que significa uma menor quantidade de material retirado do eixo, seria necessário usar materiais com maiores tensões admissíveis de compressão.

Dentre as vantagens e desvantagens deste método de fixação pode-se citar:

Vantagens:

- Facilidade de montagem;
- Boa confiabilidade de ligação.

Desvantagens:

- Necessidade de fresamento do eixo;
- Desgaste do cubo em certas aplicações;
- Montagens distantes dos extremos exigem escalonamentos de maiores diâmetros no eixo;
- Necessidade de travamento axial nos dois lados do cubo.

3.4.3 Fixação por pino elástico

Este método de fixação é amplamente usado em motores de média e baixa potência com ventilador externo. São adequados para baixos torques e sua montagem é relativamente simples.

A fixação se dá por um pino elástico de aço que atravessa o eixo através de um furo. A retenção no cubo é feita por intermédio de uma cavidade em forma de meia lua. Além da retenção ao giro, esta configuração também possibilita a retenção axial do ventilador em um lado, o que geralmente é suficiente quando se tem um escalonamento de diâmetro maior do eixo no lado oposto do cubo.

No caso de eixos sem escalonamento, a retenção axial do ventilador pode ser feita através de um furo no cubo, entalhes no eixo para uso de anéis de retenção ou até mesmo engate rápido. A primeira alternativa é de difícil execução, pois complica a extração da peça no processo de injeção. Já o uso de anéis de retenção no lado oposto é bastante comum e eficiente. A retenção axial por engate rápido, também conhecida pelo termo em inglês *snap fit*, é bastante utilizada no projeto de componentes plásticos. Consiste basicamente de travas que são moldadas no cubo e que se deformam durante a montagem do ventilador deslizando sobre o eixo até se encaixarem num entalhe usinado no eixo. A Figura 3.14 ilustra o método de fixação por pino elástico com retenção axial por *snap fit*.

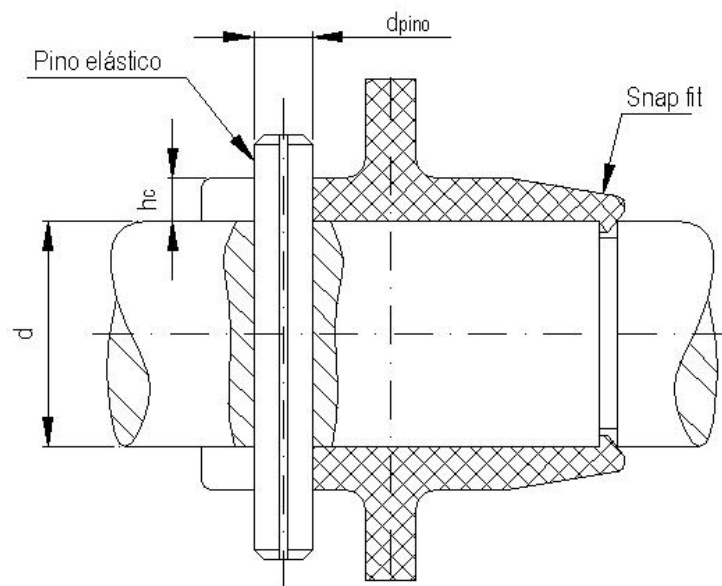


Figura 3.14 – Método de fixação de ventiladores por pino elástico com retenção axial por engate rápido (*snap fit*).

Capacidade de transmissão de torque

Para avaliar a capacidade de transmissão de torque de acoplamentos por pino elástico, conforme NBR 8320 [36] deve se garantir que as seguintes situações não ocorram;

- a) Cisalhamento do pino.
- b) Amassamento das laterais do cubo.

Da primeira condição, a tensão de cisalhamento devido à ação da força tangencial U sobre a área do pino A_{pino} , deve ser menor que a tensão de cisalhamento admissível do material do pino.

$$t_{\max} \leq t_{adm} = \frac{U}{A_{pino}} = \frac{2T}{d A_{pino}} \quad 3.26$$

Sendo;

d – diâmetro do eixo

A_{pino} – área transversal do pino sujeita ao cisalhamento.

Na segunda condição a tensão de compressão gerada pela ação da força tangencial U sobre a área de contato do pino com o cubo A_l deve ficar abaixo do valor admissível da tensão de compressão do material do cubo.

$$S_{\max} \leq S_{adm} = \frac{U}{A_l} = \frac{2T}{d h_c d_{pino}} \quad 3.27$$

Sendo:

d_{pino} – diâmetro do pino elástico.

$A_l = h_c d_{pino}$ – Área lateral do cubo em contato com o pino que está sujeita a compressão.

h_c – espessura do cubo.

Dentre as vantagens e desvantagens deste método de fixação pode-se citar;

Vantagens:

- Boa confiabilidade de ligação.
- Facilidade de montagem.
- Não necessita rígido controle dimensional do eixo.

Desvantagens:

- Necessidade de furação e usinagem do entalhe no eixo.
- Baixa capacidade de transmissão de torque.
- Necessita travamento axial de um lado do cubo.
- Concentração de tensões no furo passante no eixo

3.4.4 Fixação por anel de retenção e *Snap Fit*

Este método combina o uso de anel de retenção com um *Snap fit* que é moldado no cubo do ventilador conforme mostrado na Figura 3.15. O *Snap fit* garante o travamento axial e a restrição ao giro é feita por uma combinação de ligação por forma e atrito. O *Snap fit* se encaixa no entalhe do eixo entre a região aberta do anel de retenção. Este por sua vez exerce uma pressão no fundo do entalhe decorrente de sua montagem sobre o eixo. Esta pressão, associada ao atrito e a área de contato do anel com o eixo, proporciona o torque resistente da ligação. Este método de fixação tem baixa capacidade de transmissão de torque o que está relacionado à pequena área de contato do anel de retenção com o eixo. Embora proporcione torques limitados, é o suficiente para muitas aplicações tanto que alguns fabricantes americanos de motores elétricos tais como a *Emerson Motors* utilizam este método de fixação em motores comerciais de baixa potência. Estes motores são geralmente destinados a aplicações de regime contínuo como bombas centrífugas, por exemplo.

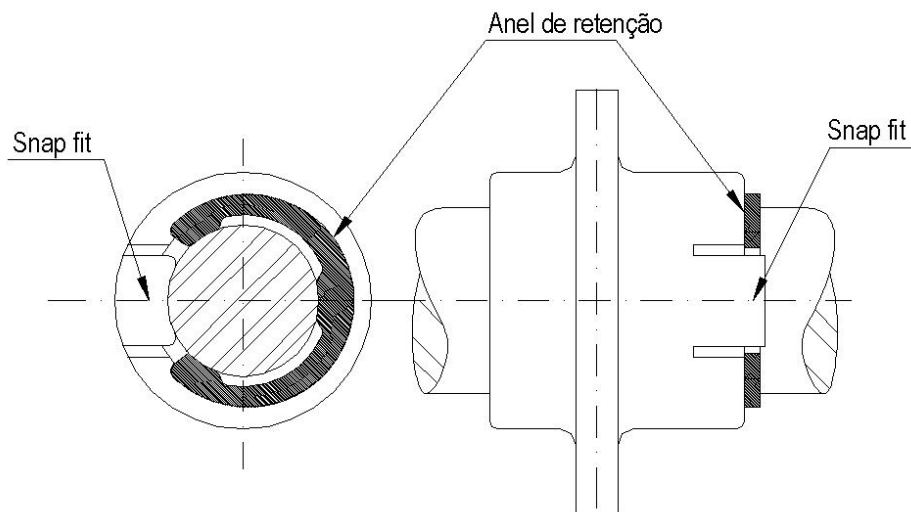


Figura 3.15 – Método de fixação combinado com anel de retenção e *Snap Fit*.

Capacidade de transmissão de torque:

$$T = P_c A_c m \frac{d_f}{2}. \quad 3.28$$

Sendo;

P_c – Pressão de contato entre o anel de retenção e o eixo;

A_c – área de contato do anel com o eixo;

d_f – diâmetro do fundo do entalhe.

Vantagens:

- Não necessita operação de fresamento do eixo;
- Facilidade de montagem;
- Não necessita rígido controle dimensional do eixo.

Desvantagens:

- O *Snap Fit* pode dificultar a desmontagem;
- Baixa capacidade de transmissão de torque.

3.4.5 Fixação através de recartilha

É comum encontrar-se ventiladores plásticos e até mesmo metálicos fixos no eixo através de recartilha. Este método consiste na montagem do cubo com interferência sobre o eixo recartilhado conforme visto na Figura 3.1E. Dependendo da interferência usada, as cristas da recartilha penetram no cubo durante a montagem podendo inclusive retirar material conforme mostrado na Figura 3.16. Esta condição de montagem proporciona aos acoplamentos com recartilha uma boa capacidade de transmissão de torque, porém induz elevadas tensões no cubo em torno das cristas. Existem vários tipos de recartilha, sendo os principais tipos; paralela, inclinada e cruzada. A mais frequentemente usada para fixação de ventiladores é a recartilha paralela. Os tipos de recartilha são normalizados pelas normas DIN 82-1973 e ANSI B94.6-1984.

A Figura 3.16 ilustra um detalhe da conformação do material do cubo sobre um eixo recartilhado bem como parâmetros geométricos de recartilha tais como o ângulo de crista θ e o passo p . A interferência de montagem é δ resultado da diferença entre o diâmetro do eixo medido sobre cristas d e o diâmetro do cubo D .

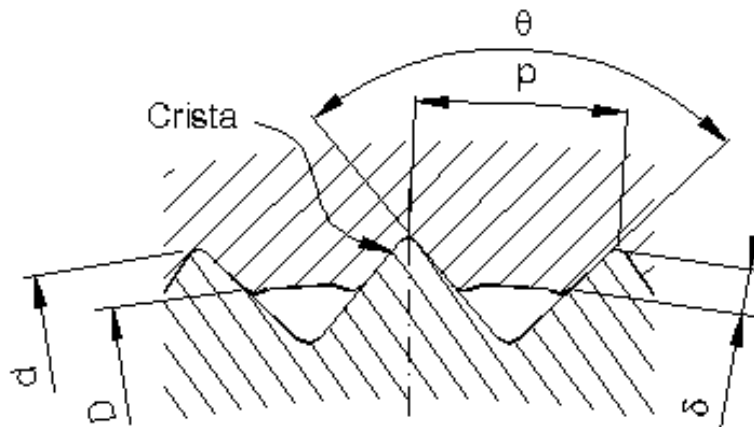


Figura 3.16 – Detalhe da conformação do material do cubo sobre as cristas da recartilha.

Capacidade de transmissão de torque

Existe pouca informação relacionada à capacidade de transmissão de torque em acoplamentos com recartilha. Segundo Dupont [12], quando se usam cubos de material plástico, a pressão de interferência tende a se reduzir com o tempo devido ao efeito da relaxação de tensões no material, reduzindo a capacidade de transmissão de torque da ligação. Em contrapartida, esta mesma referência indica que o uso de eixo recartilhado ou com maior rugosidade possibilita ao plástico fluir sobre as ranhuras da superfície do eixo melhorando a capacidade de transmissão de torque. De qualquer forma, um dimensionamento confiável da ligação passa necessariamente por uma avaliação experimental do torque. Entretanto uma estimativa do torque pode ser obtida por analogia com as uniões por ranhura múltiplas (DIN 5462 a DIN 5464) e dentes (DIN 5481), onde aqui cada crista se comporta como se fosse uma ranhura. Segundo NIEMANN [9], a equação para o torque transmitido num acoplamento por ranhuras múltiplas e dentes considerando que 75% das faces laterais tenham contato efetivo é;

$$T = 0,75 i h_d L r_m P. \quad 3.29$$

Sendo;

h_d – altura da ranhura ou dente;

i – número de ranhuras ou dentes;

L – comprimento do cubo;

r_m – raio médio dos dentes;

P – pressão específica.

O número de dentes pode ser expresso em termos do passo da recartilha;

$$i = \frac{p d}{p}. \quad 3.30$$

Como a interferência d é muito menor que d pode-se expressar o raio médio como a metade do valor de d .

$$r_m = \frac{d}{2}. \quad 3.31$$

Num acoplamento por recartilha o cubo não é usinado e durante a montagem ocorre deformação do mesmo. Isto garante um contato total nas laterais das cristas de forma que a constante 0,75 da equação 3.29 pode ser desconsiderada.

Assim, substituindo 3.30 e 3.31 na equação 3.29, considerando $h_d = d$ e substituindo P pela tensão de esmagamento do material do cubo tem-se;

$$T = \left(\frac{p d}{p}\right) d L \frac{d}{2} S_{esm} \quad 3.32$$

$$T = \frac{p d^2 d L}{2p} S_{esm}.$$

O coeficiente de segurança pode ser obtido pela relação entre a tensão de esmagamento considerada e a tensão admissível de compressão do material.

É interessante perceber que o torque é independente do ângulo da recartilha φ , isto ocorre, pois a força tangencial U decorrente do torque transmitido atua diretamente sobre a área projetada da lateral da crista $d L$.

Vantagens:

- Boa capacidade de transmissão de torque;
- Montagem entre mancais não necessita de escalonamento do eixo;
- Baixo custo;
- Processo rápido sem remoção de material do eixo;
- Menor enfraquecimento do eixo e do cubo do que num acoplamento por chaveta.

Desvantagens:

- Desmontagem difícil e não recomendada, pois compromete o torque transmitido;
- Concentração de tensões no cubo devido às cristas;
- Necessita bom controle dimensional do eixo e o cubo para garantir o torque a ser transmitido.

3.4.6 Fixação através de estrias.

Este método de fixação está ilustrado na Figura 3.1F e muito é similar a recartilha, a diferença esta basicamente no processo de obtenção das cristas no eixo e no número de cristas. As estrias são conformadas no eixo através de punções retangulares, os quais são forçados transversalmente contra o eixo conforme mostrado na Figura 3.17.

Durante a montagem sobre o eixo, as cristas formadas tendem a sulcar o cubo principalmente no caso de cubos de plástico. Similarmente a recartilha o torque é transmitido pelas laterais das cristas, por isso a capacidade de transmissão de torque varia sensivelmente com a altura das mesmas. Como neste processo o número de cristas é bem menor do que no método de fixação por recartilha, a altura das cristas deve ser maior para aumentar o torque transmitido.

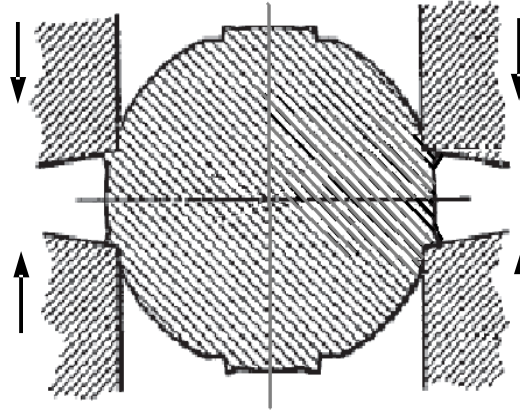


Figura 3.17 – Processo de conformação de estrias no eixo.

Isto torna este processo mais apropriado para uso com cubos de materiais moles como plástico, onde as estrias facilmente sulcam o material do cubo. Quanto maior a penetração da ferramenta sobre o eixo, maior será a altura conseguida nas cristas, quando a penetração é muito grande ocorre escoamento de toda a região do eixo entre os punções projetando material para fora da superfície do eixo formando uma chaveta por conformação. Neste caso, o cubo deve ter canais para alojar as chavetas como numa ligação por chaveta tradicional. Trabalhos neste sentido foram realizados por BOAVA *et al* [23] em 2005 que conseguiu resultados de torque quatro vezes superiores aos obtidos numa ligação por chaveta plana.

Capacidade de transmissão de torque

Para os casos de chaveta conformada o dimensionamento é feito conforme uma união por chaveta tradicional. Já para uma ligação por estrias o dimensionamento do torque é feito similarmente a ligação por recartilha. Tomando a equação 3.29 e expressando diretamente o número de estrias tem-se;

$$T = i d L_e \frac{d}{2} S_{esm} . \quad 3.33$$

Sendo;

L_e – comprimento da estria;

i – número de estrias.

As vantagens e desvantagens do método de fixação por estrias são similares à fixação por recartilha.

3.4.7 Fixação através de interferência com inserto metálico no cubo

Neste caso a ligação se dá por atrito do inserto metálico sobre o eixo. O ventilador é moldado sobre o inserto metálico durante o processo de injeção. O inserto metálico pode ser construído com uma chapa conformada conforme mostrado na montagem da Figura 3.18 ou através de uma bucha conforme mostrado no ventilador da Figura 3.19. No último caso, a bucha é recartilhada externamente na região de contato com o plástico para garantir uma melhor adesão.

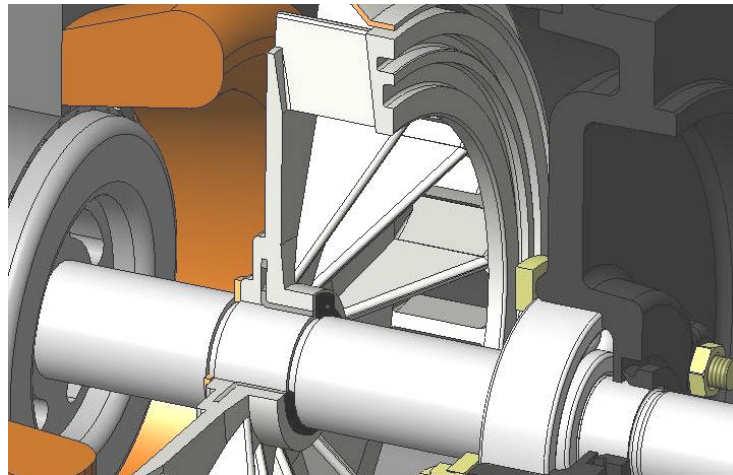


Figura 3.18 – Montagem por interferência de ventilador com inserto metálico no cubo.

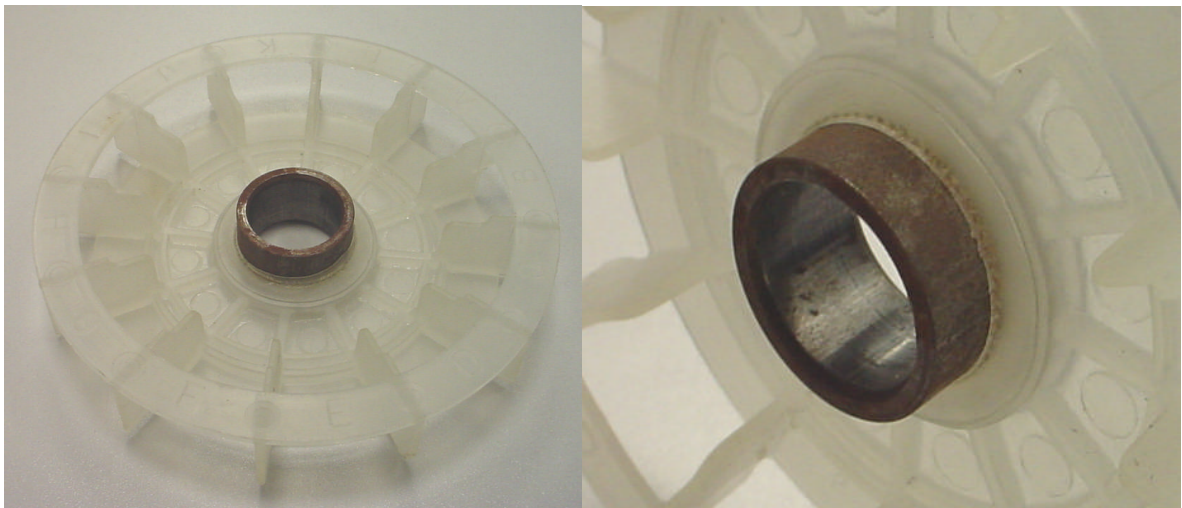


Figura 3.19 – Ventilador de polipropileno de motor da A.O.Smith [27], construído com inserto metálico no cubo (Cortesia WEG Indústrias S.A).

Capacidade de transmissão de torque

O torque transmitido pode ser calculado conforme visto na equação 3.19 repetida a seguir.

$$T = 2p \ m r^2 L P(d). \quad 3.34$$

Caso o comprimento do inserto metálico seja menor que o comprimento do cubo conforme mostrado na Figura 3.17, o valor de L da equação 3.34 deve ser o comprimento do inserto metálico.

Desempenho global

A seguir é apresentada uma série de vantagens e desvantagens desse tipo de ligação, que permitem fazer uma avaliação do desempenho desse tipo de ligação cubo eixo.

Vantagens:

- Facilidade de fabricação do eixo;
- Não necessita escalonamento do eixo;
- Maior resistência do cubo ao desgaste do que sem o inserto metálico;
- Excelente transmissão de torque;
- Não há retirada de material do eixo o que não compromete a sua resistência.

Desvantagens:

- Desmontagem difícil;
- Aumenta o tempo de injeção do ventilador;
- O inserto metálico aumenta o custo do ventilador;
- Necessita bom controle dimensional do eixo e o cubo para garantir o torque.

3.4.8 Fixação através de interferência.

A montagem por interferência é uma maneira simples, rápida e econômica de ligação de um eixo com um cubo. Como visto anteriormente, interferência tende a expandir o cubo criando uma tensão tangencial e uma pressão de interferência que com o atrito fixam o cubo no eixo. São ligações vantajosas, pois fornecem retenção axial e tangencial podendo-se assim, eliminar componentes convencionais em outros tipos de ligação tais como; chavetas, pinos, parafusos, anéis de retenção etc.

Este tipo de montagem resulta numa ligação de alta resistência e pode ser usada com materiais do cubo e eixo iguais ou diferentes. Quando materiais diferentes são usados como,

por exemplo, eixo de aço e cubo plástico, a diferença no coeficiente de dilatação térmica linear, que é maior nos plásticos, resulta numa redução da interferência quando a temperatura aumenta e uma elevação da tensão quando a temperatura diminui.

Durante análise de produtos da concorrência, percebeu-se que o eixo do motor de um determinado concorrente, mostrado na Figura 3.20, não apresentava retífica na região do assento do ventilador e que o mesmo tinha alívios de material em ambas as bordas internas do cubo provavelmente para evitar concentração de tensões. O material do ventilador é de polipropileno com 20% de fibra de vidro, embora não seja um material nobre, é adequado para uso em motores com ventilação externa. Neste tipo de motor o ventilador sopra o ar a temperatura ambiente sobre o motor de forma que o ventilador recebe pouco calor do motor e opera praticamente a temperatura ambiente.

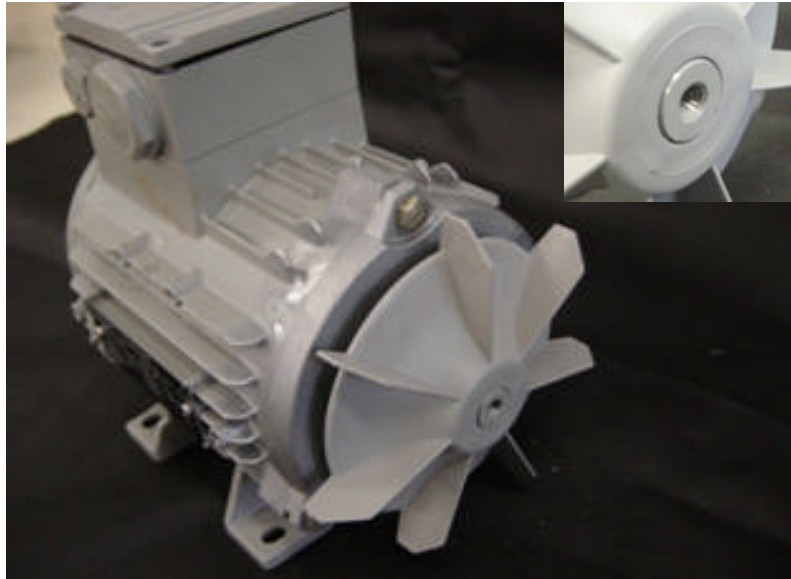


Figura 3.20 – Motor de 0,55 kW 4 pólos carcaça 80 com ventilador fixo no eixo por interferência. O ventilador é de polipropileno com 20% de fibra de vidro. (Cortesia WEG).

Capacidade de transmissão de torque

O torque transmitido pode ser calculado analogamente a equação 3.34 repetida a seguir.

$$T = 2p \ m r^2 L P(d). \quad 3.35$$

Se a interferência for muito grande as tensões e as deformações atingem valores elevados, o que num cubo de plástico pode se traduzir em:

- Uma falha imediata pelo desenvolvimento de uma trinca paralela ao eixo do cubo.
- A montagem sobrevive algum tempo, mas falha prematuramente quando a ligação é submetida, por exemplo, a variações de temperatura não previstas que podem aumentar ainda mais o nível de tensão e levar a ruptura.
- Relaxação de tensões com o tempo que reduzem a pressão de interferência e a tensão tangencial até um nível mais baixo que pode ser mantido.

Geralmente, quando o cubo é de material plástico, a interferência é maior do que em cubos metálicos devido ao menor módulo de elasticidade dos plásticos. A possibilidade do uso de maiores interferências favorece o uso campos de tolerância maiores tanto no eixo quanto no cubo o que resulta numa economia no processo de fabricação. Por outro lado, devem ser avaliados cuidadosamente os efeitos da variação na temperatura de trabalho e da relaxação de tensão que podem comprometer a resistência da união.

CAPÍTULO 4

TORQUES ATUANTES SOBRE O VENTILADOR

4.1 Introdução

Para se dimensionar um acoplamento por interferência é preciso conhecer primeiramente quais são os esforços aos quais o componente estará sujeito durante as condições de operação. No caso de ventiladores de motores elétricos as condições mais críticas do ponto de vista do torque requerido pela ligação cubo e eixo ocorrem em duas situações: durante a partida a vazio, devido à inércia do ventilador, e em funcionamento quando o motor está em plena rotação e a potência consumida pelo ventilador é máxima. A seguir é feita uma breve discussão sobre cada uma destas situações.

4.2 Torque atuante sobre o ventilador na partida do motor

Durante a partida, um motor elétrico apresenta um torque de partida C_p e tende a acelerar a carga até atingir a sua rotação nominal n_n . Esta rotação nominal é uma velocidade ligeiramente inferior à rotação síncrona n_s na qual o motor opera à potência nominal sob tensão e frequências nominais, WEG [30]. A Figura 4.1 ilustra uma típica curva de torque versus rotação de um motor elétrico de indução assíncrono de corrente alternada associada a uma determinada carga de perfil parabólico. Este tipo de curva de carga é característico de aplicações tais como bombas e ventiladores centrífugos. O ponto onde o torque fornecido pelo motor C_m se iguala ao torque resistente da carga C_r é o ponto de operação do motor. No gráfico da Figura 4.1 a curva da carga intercepta a curva do motor exatamente no ponto nominal de operação onde o motor fornece seu torque nominal C_n sob rotação nominal n_n .

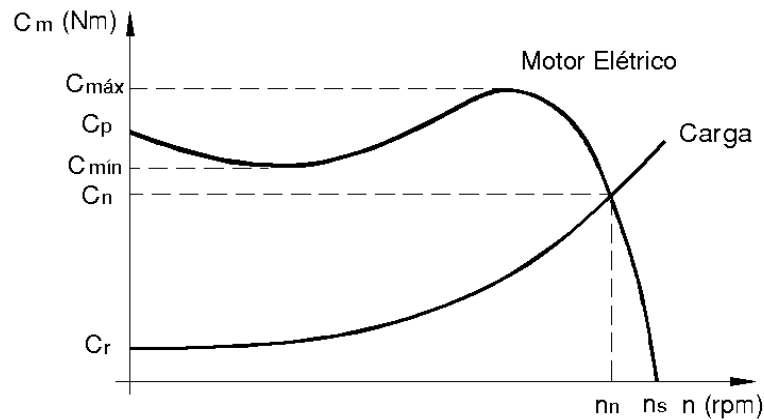


Figura 4.1 – Típica curva de torque versus rotação de um motor elétrico de indução associada a uma carga parabólica.

As variáveis da Figura 4.1 são descritas a seguir.

C_m – Conjugado ou torque fornecido pelo motor (Nm);

C_p – Conjugado de partida do motor (Nm);

C_n – Conjugado nominal do motor (Nm);

$C_{máx}$ – Conjugado máximo do motor (Nm.);

$C_{mín}$ – Conjugado mínimo do motor (Nm);

C_r – Conjugado resistente da carga (Nm);

n_n – Rotação nominal do motor (rpm);

n_s – Rotação síncrona (rpm).

Segundo ENGELMANN *et. al.* [31], a rotação síncrona é a rotação do campo magnético girante do estator e é função do número de pólos, $2p$, do motor e da freqüência de alimentação da rede f .

$$n_s = \frac{120 f}{2p} = \frac{60 f}{p} \text{ [rpm]} \quad 4.1$$

ou

$$\omega_s = \frac{2p f}{p} \text{ [rad/s]}. \quad 4.2$$

Sendo:

f – Freqüência da rede de alimentação (Hz);

p – Número de pares de pólos;

ω_s – Velocidade angular na rotação síncrona (rad/s).

Ao invés do número de pares de pólos é mais comum designar-se um motor pelo seu número de pólos $2p$. Assim, um motor com dois pares de pólos, apresenta quatro pólos

distribuídos alternadamente (um norte e um sul) ao longo da periferia do núcleo magnético do estator.

A diferença entre a rotação síncrona e a rotação de operação do motor chama-se escorregamento s , que é geralmente expresso como um percentual da rotação síncrona. Se o motor opera na rotação nominal a relação entre esta é o escorregamento, dado por;

$$n_n = n_s \left(1 - \frac{s}{100} \right) \text{ ou } \omega_n = \omega_s \left(1 - \frac{s}{100} \right). \quad 4.3$$

Sendo;

s – Escorregamento (%).

A relação entre a velocidade angular na rotação nominal do motor ω_n em radianos por segundo e n_n em rotações por minuto é;

$$\omega_n = \frac{2\pi n_n}{60} \quad 4.4$$

Segundo o catálogo geral de motores elétricos WEG [30], o tempo de aceleração do motor pode ser calculado pela equação;

$$t_a = \omega_n \frac{(J_m + J_{ce})}{(C_{mmed} - C_{rmed})}. \quad 4.5$$

Sendo;

t_a – Tempo de aceleração do motor (s);

ω_n – Velocidade angular na rotação nominal do motor (rad/s);

J_m – Inércia de massa do motor (kg m²);

J_{ce} – Inércia de massa da carga referida ao eixo do motor (kg m²);

C_{mmed} – Conjugado médio do motor (N m);

C_{rmed} – Conjugado resistente médio da carga (N m).

Quanto maior a diferença entre o conjugado médio do motor e o conjugado resistente da carga, menor será o tempo de aceleração t_a , e maior será a aceleração angular do motor α_m .

Segundo ENGELMANN *et. al.* [31], os conjugados médios do motor e da carga na equação 4.5 são valores constantes de torque que quando multiplicados pela rotação nominal, que produzem a mesma área sob as curvas de torque do motor e da carga respectivamente. Assim, o conjugado médio do motor pode ser obtido pela equação 4.6;

$$C_{mmed} = \frac{1}{n_n} \int_0^{n_n} C_m(n) dn. \quad 4.6$$

Da mesma forma, o conjugado resistente médio da carga é dado pela equação 4.7;

$$C_{rmed} = \frac{1}{n_n} \int_0^{n_n} C_r(n) dn . \quad 4.7$$

A aceleração angular do motor está associada com o seu tempo de aceleração pela equação 4.8.

$$a_m = \frac{dW}{dt} = \frac{W_n - W_0}{t_a - t_0} . \quad 4.8$$

Onde W_0 e t_0 são a rotação e tempo iniciais que geralmente na partida do motor são nulos. Esta aceleração angular do motor, associada à inércia de seu ventilador sujeitará o cubo do mesmo a um torque dado por;

$$T_{vp} = J_v a . \quad 4.9$$

Sendo;

T_{vp} – Torque sobre o ventilador durante a partida do motor (N m);

J_v – Inércia de massa do ventilador (kg m^2);

α_m – Aceleração angular do motor (rad/s^2).

Quando um motor elétrico parte a vazio, ou seja, sem carga o conjugado resistente da carga e o momento de inércia da carga são nulos, o motor acelera até uma rotação próxima síncrona. Nesta situação, o tempo de aceleração na equação 4.4 é bem menor proporcionando ao motor uma elevada aceleração angular. É por isso que a partida a vazio representa uma condição crítica do ponto de vista do torque sobre o ventilador T_{vp} , principalmente se este tiver um elevado momento de inércia. Felizmente para materiais plásticos o momento de inércia é reduzido na mesma proporção do peso específico em relação aos materiais metálicos o que representa uma vantagem para este tipo de material nesta condição.

No intuito de se avaliar a ordem de grandeza do tempo de aceleração a vazio e em carga, foram preparados ensaios em laboratório conforme mostrados na Figura 4.2.

O ensaio foi realizado com um motor monofásico de 3kW, 3600 rpm da carcaça Nema 56 (Item WEG 24755). No caso do ensaio a vazio, o motor é ligado a um taco-gerador (modelo THALHEIM D-3440) que envia um sinal de tensão linear com a rotação de 12,5mV/rpm. O taco-gerador é conectado a um osciloscópio (modelo TEKTRONIX THS 720A) que lê o sinal de tensão no tempo a cada intervalo de 8×10^{-5} s e traça uma curva de tensão versus tempo. A seguir os dados são exportados para o programa *Microsoft Excell* onde se pode gerar uma curva de rotação em função do tempo conforme mostrado na Figura 4.3. Observa-se, nesta figura, que o tempo para acelerar o motor até a rotação nominal de três mil e quinhentas rotações por minuto (3500 rpm) é de aproximadamente doze centésimos de segundo (0,12 s).

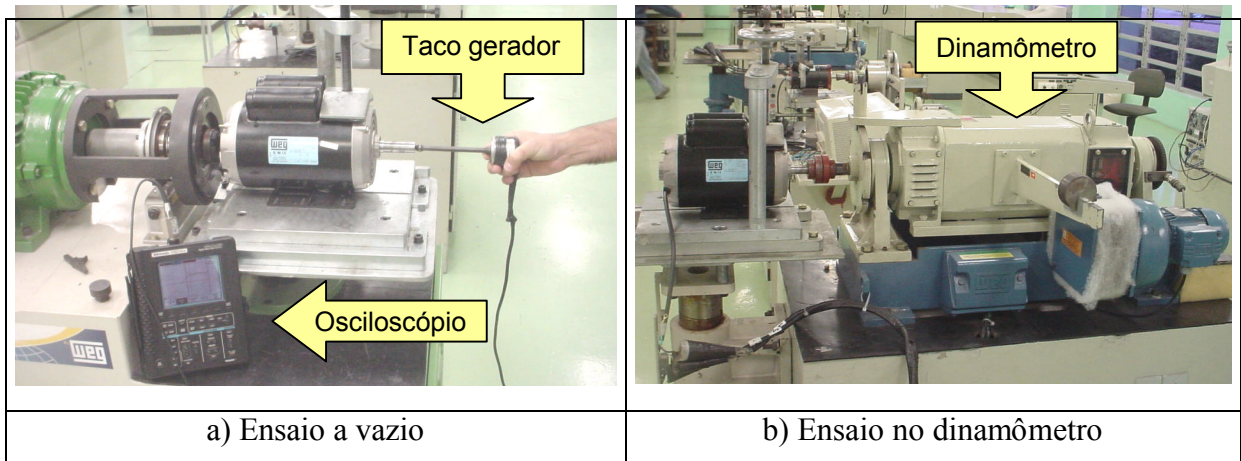


Figura 4.2 – Ensaio para obtenção do tempo de aceleração do motor a vazio (a) e em carga num dinamômetro (b).

Na Figura 4.4 é apresentado o mesmo tipo de ensaio, porém com o motor sob carga nominal aplicada através de um dinamômetro. Esse ensaio é feito com o motor conectado a um dinamômetro de excitação independente com potência de 5 kW, modelo DNF-112 240S, mostrado na Figura 4.2 b.

Comparando-se as Figura 4.3 e 4.4 se percebe que o tempo de aceleração em carga é bem superior ao tempo com o motor em vazio.

Portanto a aceleração angular do motor no ensaio a vazio pode ser aproximada pela equação 4.8;

$$a_m = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_n - \omega_0}{t_a - t_0} = \left(\frac{(2\pi n_n / 60) - 0}{0,12 - 0} \right) = 3141,7 \text{ rad} / \text{s}^2.$$

O momento de inércia do ventilador pode ser obtido com boa precisão a partir de qualquer programa de modelagem 3D disponível no mercado, modelando-se a geometria do componente e entrando-se com o peso específico do material. Outra maneira menos precisa, mas de fácil utilização é considerar o ventilador como se fosse um disco. Assim, a inércia pode ser obtida com função da massa do ventilador e de seu diâmetro por:

$$J_v = \frac{1}{2} m_v \left(\frac{D_v}{2} \right)^2 = \frac{m_v D_v^2}{8}. \quad 4.10$$

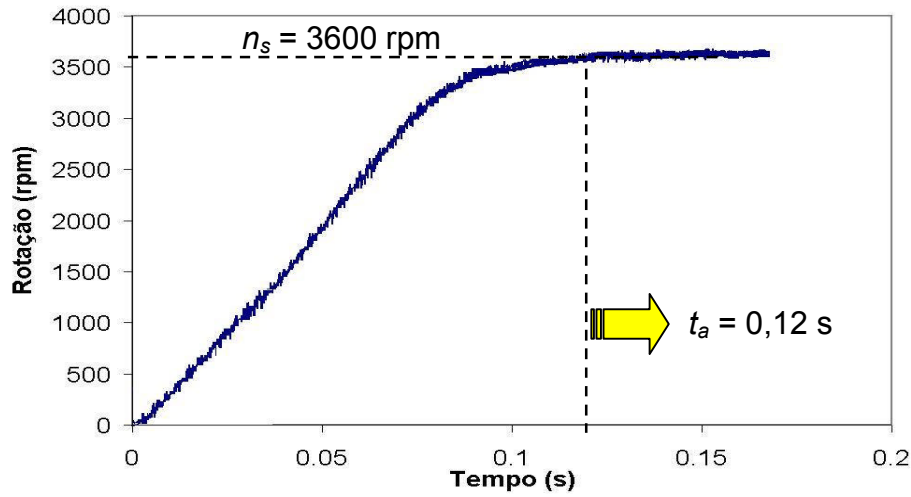


Figura 4.3 – Curva de aceleração de um motor 3kW da carcaça Nema 56, obtida no ensaio a vazio. Observa-se que o tempo de aceleração até a rotação síncrona de 3600 rpm é de aproximadamente 0,12 segundo (Cortesia WEG Indústrias S.A.)

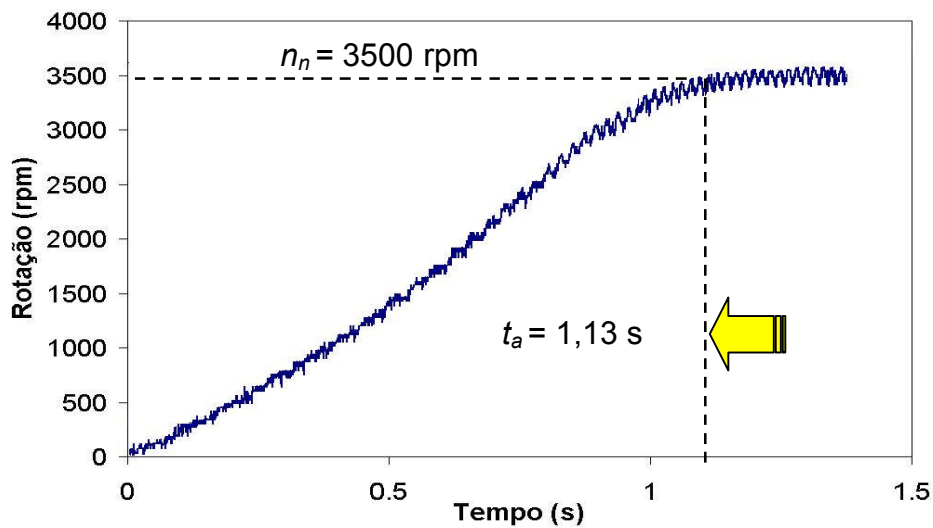


Figura 4.4 – Curva de aceleração do mesmo motor da Figura 3.19 obtida em dinamômetro com carga nominal (Cortesia WEG Indústrias S.A.).

Sendo:

m_v – massa do ventilador (kg);

D_v – diâmetro do ventilador (m).

Usando-se a os dados do ventilador do motor ensaiado a vazio na equação 4.1 tem-se;

$$J_v = \frac{m_v D_v^2}{8} = \frac{0,038(0,134)^2}{8} = 0,0000853 \text{ kgm}^2.$$

Assim, o torque que este ventilador estará sujeito durante a partida será;

$$T_{vp} = J_v a_m = 0,0000853 \cdot 3141,7 = 0,268 \text{ Nm}.$$

4.3 Torque sobre o ventilador com o motor em funcionamento.

Segundo MACINTYRE [32], os ventiladores são máquinas de fluxo que, através de suas pás e da rotação, promovem o deslocamento de gases transformando a energia mecânica do rotor nas formas de energia que o fluido é capaz de adquirir, ou seja, energia potencial de pressão e/ou energia cinética. É graças a essa energia adquirida que o ar é capaz de escoar através de dutos vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento e proporcionando a vazão para a finalidade a que o ventilador se destina.

No caso dos ventiladores de motores elétricos a finalidade é o arrefecimento do motor de forma a manter a temperatura do mesmo dentro dos limites de sua classe de isolamento. Na maioria dos motores elétricos a energia gasta para o acionamento do ventilador provém do próprio motor. Então parte da energia elétrica consumida pelo motor é transformada em energia mecânica para o acionamento do seu ventilador. Além disso, parte desta energia também é perdida devido ao atrito nos mancais. Os fabricantes de motores elétricos bem como normas internacionais que determinam características de ensaio e projeto de motores elétricos, tais como as normas IEEE 114-2001 [33], NEMA MG-1-1998 [19], IEC 60034-1 [34] e NBR-5383 [35] classificam as perdas por ventilação e atrito dos mancais como perdas mecânicas tal que;

$$P_{mec} = P_v + P_{atr}. \quad 4.11$$

Sendo:

P_{mec} – perdas mecânicas (W);

P_v – perdas de ventilação (W);

P_{atr} – perdas por atrito nos mancais (W).

Além das perdas mecânicas estas entidades também classificam outras perdas de natureza elétrica e magnética tais como;

- Perdas joule, P_{joule} (W) nos enrolamentos do estator e do rotor, decorrentes da resistência à passagem da corrente elétrica.
- Perdas magnéticas no ferro do estator e rotor P_{fe} (W), devido a efeitos de histerese e correntes parasitas.
- Perdas suplementares, P_{sup} (W) representam a parcela das perdas totais que não são computadas pela soma das perdas mecânicas, perdas joule e perdas no ferro.

Assim, segundo a IEEE 114-2001 [33] as perdas totais são;

$$P_{tot} = P_{mec} + P_{joule} + P_{fe} + P_{sup}. \quad 4.12$$

Do ponto de vista do cálculo do torque que o ventilador fica submetido, as perdas relevantes são as perdas mecânicas, mais especificamente as perdas por ventilação P_v . Essas perdas representam a potência consumida pelo ventilador, portanto o torque na qual o ventilador estará sujeito pode ser facilmente calculado pela equação 4.13.

$$T_{vf} = \frac{P_v}{\omega_s}. \quad 4.13$$

Sendo:

T_{vf} – Torque sobre o ventilador com o motor em funcionamento (N m);

ω_s – Rotação síncrona do motor (rad/s).

A rotação síncrona é usada para o cálculo do torque sobre o ventilador, pois é nesta rotação que o ventilador consome a máxima potência de ventilação.

O desafio é justamente conhecer qual é a potência consumida pelo ventilador, mas primeiramente é necessário conhecer as perdas mecânicas. Segundo ENGELMANN [31], a parcela de perdas mecânicas representa cerca de 1 a 2% da potência nominal do motor, contudo estas perdas tendem a diminuir à medida que se aumenta a potência nominal do motor. Conhecidas as perdas mecânicas, as perdas por ventilação podem ser obtidas através da equação 4.11 desde que se conheçam as perdas por atrito nos mancais. A maneira usual de se separar as perdas de ventilação e das perdas por atrito é testar o motor com e sem ventilador. A norma IEEE 114-2001 [33] apresenta três métodos de ensaio para a determinação das perdas mecânicas sendo;

- Método de retardação ou desaceleração.
- Medição no dinamômetro.
- Método de saturação sem carga.

No método de desaceleração o momento de inércia das partes girantes do motor J_m , tem que ser conhecida. O motor é ligado sem carga na tensão e frequência nominal até que a potência consumida se estabilize. O motor é então desligado e começa a desacelerar, a taxa de

desaceleração dW/dt ou a_m , é então obtida pela medição do tempo necessário para a rotação decrescer de um dado valor, por exemplo, cem rotações por minuto (100 rpm). As perdas mecânicas podem assim ser obtidas pela equação 4.14;

$$P_{mec} = J_m a_m w_s . \quad 4.14$$

Sendo:

J_m – Momento de inércia do motor (kg m^2),

a_m – Desaceleração angular do rotor ($1/\text{s}^2$) obtida na rotação síncrona w_s .

No método da medição no dinamômetro é medido diretamente o torque necessário para que o dinamômetro acione o motor na rotação síncrona. A potência mecânica consumida é obtida diretamente pelo produto deste torque pela rotação síncrona do motor. O dinamômetro usado para este teste tem que ser tal que o torque produzido pelas perdas mecânicas represente pelo menos quinze (15%) da capacidade de torque do dinamômetro.

O terceiro método de medição, o método da saturação sem carga, embora mais complexo, é bastante usado pelos fabricantes de motores já que fornece não apenas as perdas mecânicas, mas também as demais perdas elétricas e magnéticas do motor. É através deste método é que os fabricantes fazem a separação das perdas do motor necessárias para o cálculo do rendimento e também para trabalhos de otimização do projeto elétrico. A determinação das demais perdas foge dos objetivos deste trabalho, de forma que, a seguir, é mostrado o procedimento para a determinação das perdas mecânicas. Neste método, o motor é ligado sem carga na tensão e frequência nominais até que a potência consumida se estabilize. A seguir são feitas leituras da potência absorvida, ou seja, perdas totais P_{tot} e da corrente absorvida, I_a para valores de tensão variando de cento e vinte e cinco por cento (125%) da tensão nominal decrescendo até um determinado valor na qual um decréscimo de tensão provoca um aumento da corrente. Geralmente se faz leitura até valores abaixo de cinquenta por cento (50%) da tensão nominal. Então se faz os gráficos dos valores da potência absorvida menos as perdas joule P_{Joule} versus a tensão, U conforme o da Figura 4.5. A extrapolação desta curva até o eixo de tensão nula fornece o valor das perdas mecânicas. Isto ocorre, pois quando a tensão é nula as perdas suplementares e as perdas no ferro também são nulas.

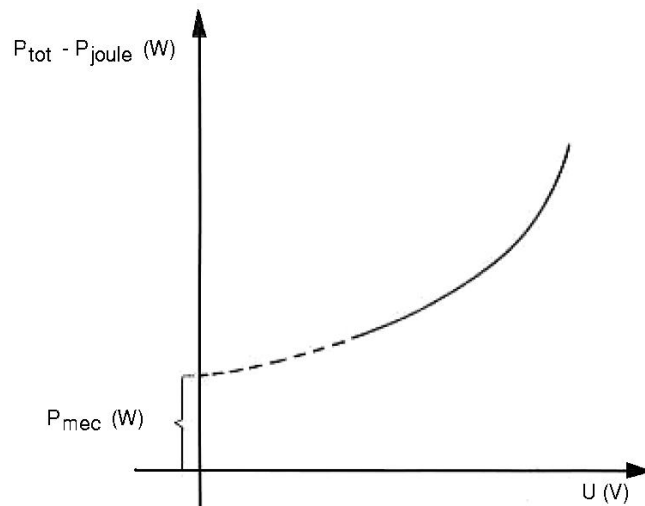


Figura 4.5 – Gráfico para a obtenção das perdas mecânicas de um motor de indução.

Para isso as perdas joule para cada valor de tensão são calculadas pela equação 4.15.

$$P_{joule} = \frac{I_a^2}{2} \left(R_s + \frac{P_1}{I_1^2} \right). \quad 4.15$$

Sendo;

R_s – resistência do estator medida na temperatura do teste, (Ω);

I_a – corrente absorvida medida para cada valor de tensão, (A);

P_1 – potência absorvida medida com o rotor travado com 50% de tensão nominal, (W);

I_1 – corrente absorvida medida com o rotor travado com 50% de tensão nominal, (A).

A repetição deste ensaio retirando-se o ventilador do motor fornece as perdas por atrito, dessa forma as perdas por ventilação podem ser obtidas, como visto anteriormente, a partir da equação 4.11.

Caso não se tenha o valor das perdas mecânicas obtida por um dos métodos citados acima, pode-se considerar que as perdas mecânicas representem cerca de 1 a 2% da potência nominal do motor, conforme proposto por ENGELMANN [31]. Assim o torque que o ventilador está sujeito quando em funcionamento pode ser obtido pela equação 4.13. Tomando por exemplo o motor de 3kW, operando a 3600 rpm, mostrado na da Figura 4.2, e considerando que as perdas por ventilação representem 1,5% da potência nominal o torque sobre o ventilador é;

$$T_{vf} = \frac{P_v}{\omega_s} = \frac{0,015(3000)}{(2\pi 3600 / 60)} = 0,12 Nm .$$

Comparando-se este resultado com o torque obtido para o ventilador na partida, mostrado no exemplo do item 4.2, percebe-se que este valor é menor, porém da mesma ordem de grandeza o que justifica a verificação dos torques em ambas as situações.

4.4 Torque máximo que o ventilador estará sujeito

O torque máximo que o ventilador estará sujeito, $T_{vmáx}$ será o maior valor encontrado entre o torque verificado na partida T_{vp} visto em 4.2 e o torque em funcionamento T_{vf} visto em 4.3, ou seja:

$$T_{vmáx} = máx \left\{ \begin{array}{l} T_{vp} \\ T_{vf} \end{array} \right\}. \quad 4.16$$

4.5 Torque mínimo requerido para o ventilador fixo por interferência

O torque mínimo requerido para que o ventilador não gire no eixo do motor deve ser maior que o torque máximo que o ventilador estará sujeito de forma que a relação entre estes fornecerá o coeficiente de segurança do acoplamento.

$$T_{req} = T_{vmáx} N_f . \quad 4.17$$

Sendo;

T_{req} – Torque mínimo requerido pelo ventilador fixo por interferência, (N m);

$T_{vmáx}$ - Torque máximo que o ventilador estará sujeito no motor, (N m);

N_f – Coeficiente de segurança.

CAPÍTULO 5

MATERIAL E MÉTODOS

5.1 Metodologia

A WEG dispõe de um laboratório onde são realizados testes de vida de motores e componentes. Montou-se neste laboratório uma bancada experimental com temperatura controlada simulando condições críticas de operação do motor, para avaliar o comportamento de um conjunto de ventiladores montados sobre buchas de aço usando método de fixação por interferência. Esta bancada experimental é mostrada na Figura 5.1.

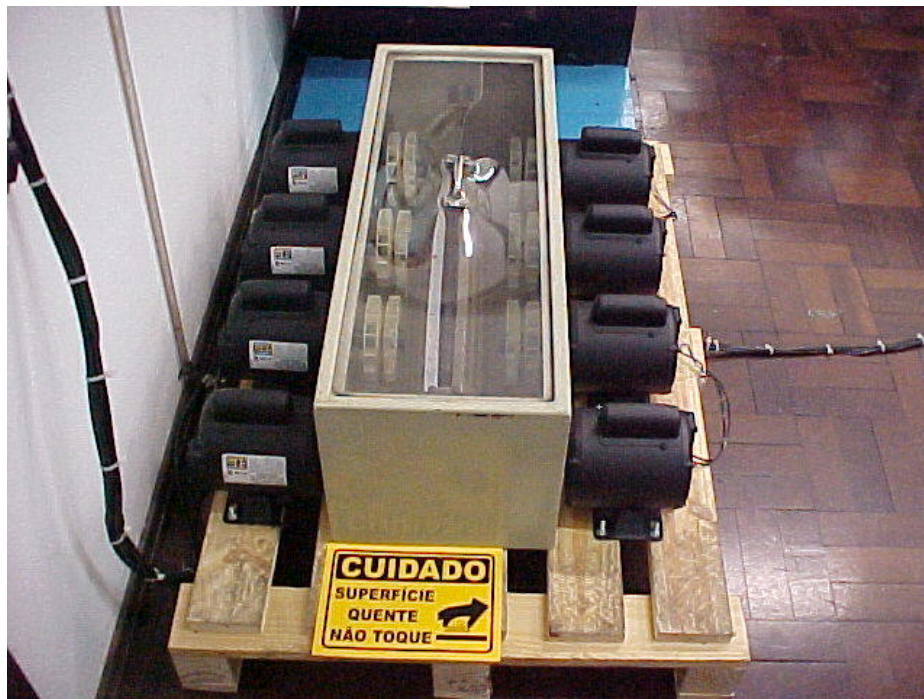


Figura 5.1 – Bancada para teste de vida de ventiladores (*WEG Indústrias S.A.*).

Foi selecionado um material para ensaio do ventilador e foram fabricados trinta (30) ventiladores e oito (8) buchas. Após a medição dos respectivos diâmetros de acoplamento, diâmetro interno do ventilador e o externo da bucha foram selecionados dezesseis (16) ventiladores tais que quando montados sobre as buchas forneceram acoplamentos com valores diferentes de interferência. Em cada bucha foram montados dois (2) ventiladores. Estes acoplamentos foram confinados em um invólucro e sujeitos a ciclos de partidas e paradas num

ambiente com temperatura controlada de oitenta graus centígrados (80°C). Esta temperatura visa simular a condição que o ventilador está sujeito durante o funcionamento no motor.

Para permitir a visualização do ensaio o invólucro foi construído com uma tampa de acrílico na parte superior. Foram monitorados os torques resistentes de cada par em função da interferência aplicada, temperatura e tempo antes, durante e depois do experimento. Os resultados experimentais são comparados com valores calculados através da equação do torque para cubos cilíndricos montados por interferência (Equação 3.26), bem como as curvas de propriedades viscoelásticas do material selecionado.

Os ventiladores devem suportar pelo menos mil horas (1.000 h) neste ensaio e um número de ciclos não inferior a cem mil (100.000). Estas condições de ensaio são geralmente utilizadas pela WEG e por clientes, tais como fabricantes de compressores, em processos de aprovação de motores.

5.1.1 Curvas de fluência do material

Segundo Crawford, [1], os dados experimentais das propriedades viscoelásticas de plásticos são normalmente apresentados na forma de curvas de fluência ou curvas de “*creep*”. Este tipo de curva representa a interdependência entre tensão, deformação e tempo numa dada temperatura e são obtidas através da realização do ensaio de fluência do material. O ensaio de fluência consiste na medição da extensão de um corpo de prova em função do tempo, quando sujeito a uma carga de tração constante, numa determinada temperatura. No Apêndice A é feita uma introdução à viscoelasticidade onde também é mostrado o comportamento do material durante o ensaio de fluência. Segundo PAGLIOSA [4], para a realização deste ensaio, é necessário dispor de um aparato experimental, o qual deve atender certos requisitos para produzir resultados válidos. Estes requisitos são estabelecidos na norma ASTM D2990-77, [37]. Não é objetivo deste trabalho a determinação das curvas de propriedades viscoelásticas do material sendo que neste, estas serão obtidas diretamente do fabricante. Do ponto de vista de projeto, os dados da curva de fluência são mais úteis quando apresentados na forma de curvas derivadas da curva de fluência conforme mostrado na Figura 5.2.

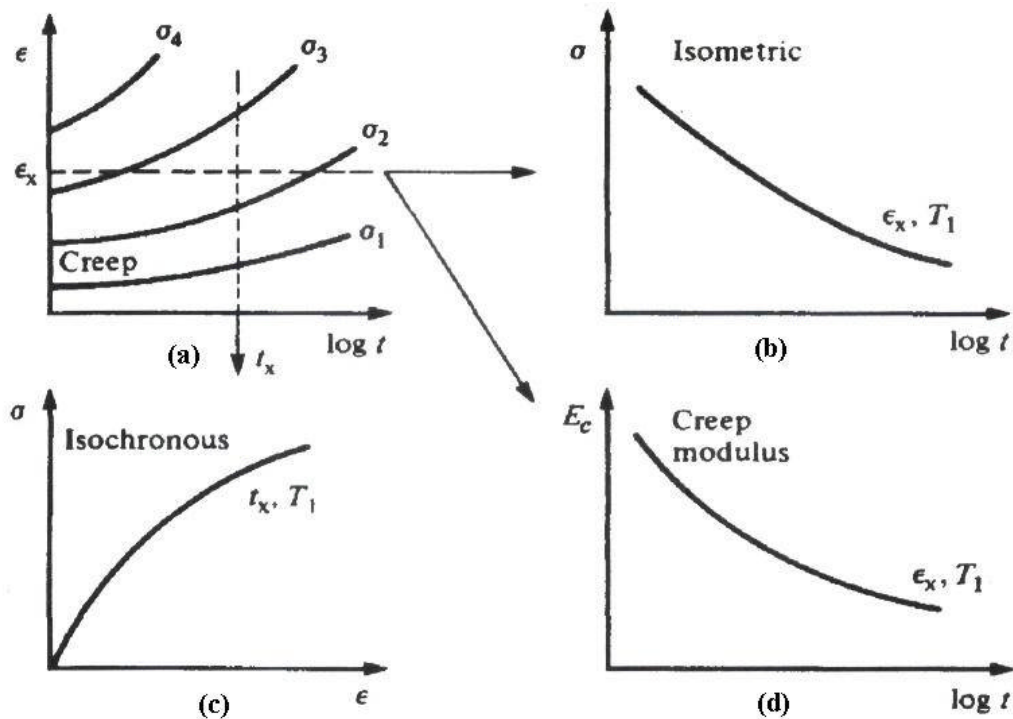


Figura 5.2 – Curva de fluência ou “creep” (a) e curvas derivadas: Isométrica (b), Isócrona (c) e Curva de Módulo x tempo ou “Creep Modulus” (d). Fonte: Crawford [1]

A curva isométrica $\sigma \times \log t$ (Figura 5.2b), representa o decaimento ou relaxação da tensão em função do tempo para um valor de deformação e constante numa temperatura constante. Esta curva é obtida cortando-se a curva de “creep” num dado valor de deformação e traçando a curva de tensão em função do tempo. Estes dados são geralmente usados como uma boa aproximação da relaxação de tensão no plástico visto que este tipo de ensaio representa um procedimento menos comum do que o ensaio de fluência. Além disso, dividindo-se o eixo vertical da curva isométrica (σ) pela deformação ϵ , se obtém a curva de módulo versus tempo ($E \times \log t$) ou módulo de relaxação (Figura 5.2d). Esta curva é particularmente útil quando da utilização do método pseudo-elástico, porém, é difícil encontrar os dados nesta forma e geralmente os fabricantes apresentam os dados na forma de curvas isométricas e isócronas.

A curva isócrona $\sigma \times \epsilon$, é obtida cortando-se a curva de “creep” num dado valor de tempo constante e traçando um gráfico tensão versus a deformação conforme mostrado na Figura 5.2c. Esta curva é geralmente apresentada pelos fabricantes de materiais plásticos já que é preferida pela maioria dos engenheiros os devido a sua similaridade com as curvas tensão deformação de materiais metálicos, DUPONT [12].

5.1.2 Método Pseudo-Elastico

Uma introdução ao comportamento viscoelástico de plástico é apresentada no Apêndice A, onde pode ser visto que para estes materiais as tensões e deformações são dependentes do tempo sob carregamento e da temperatura. Consequentemente quando componentes estruturais são projetados usando plásticos, deve-se lembrar que as equações clássicas disponíveis para o projeto de molas, vigas placas, cilindros etc., foram desenvolvidas considerando as seguintes hipóteses:

- As deformações são pequenas.
- O módulo de elasticidade é constante.
- As deformações são independentes da história de carregamento e são imediatamente reversíveis.
- O material é isotrópico.
- O material se comporta da mesma forma sob tensão e compressão.

Como estas hipóteses não são sempre válidas para materiais plásticos, estas equações clássicas não podem ser usadas indiscriminadamente. Particularmente as equações clássicas levam em conta que as tensões (S) são diretamente proporcionais as deformações (e) e que a constante de proporcionalidade é o módulo de elasticidade (E). Como pode ser visto no Apêndice A e também a partir das curvas de fluência, nos plásticos o módulo de elasticidade não é constante e a relação constitutiva do material resulta numa equação diferencial envolvendo tensão, deformação e tempo. Este sistema de equações diferenciais é resultado da idealização do comportamento dos materiais viscoelásticos como molas e amortecedores cujas constantes têm que ser determinadas através de um processo de experimentação e ajuste conforme descrito por PAGLIOSA [4], MENDONÇA [5] *et. al.* Esta abordagem fornece resultados precisos mas sua solução passa necessariamente pela longa experimentação do material para a determinação da equação constitutiva a pela complexa solução destas equações diferenciais seja através do uso da transformada de Laplace, seja por métodos numéricos.

Segundo CRAWFORD [1], um método que é amplamente aceito é o Método Pseudo-elástico. Este método consiste no uso das curvas de fluência do material e suas derivadas para extração de propriedades dependentes do tempo e da temperatura tais como o módulo de elasticidade e deformação. Estas propriedades são então usadas nas equações clássicas da

resistência dos materiais para solução de problemas que tem solução analítica conhecida tais como barras sob tração, vigas sob flexão e cilindros sob pressão.

Este método fornece bons resultados na maioria dos casos desde que o valor escolhido para o módulo de elasticidade leve em conta a vida do componente e os limites de deformação admissíveis do material.

5.1.3 Seleção do material do ventilador

O material selecionado para o ensaio dos ventiladores foi uma resina de Nylon 6.6 reforçada com 33% de fibra de vidro, fornecida pela Dupont [12], conhecida pelo nome comercial Zytel 70G33L. A escolha pelo Nylon se deve ao fato deste material já ser usado pela WEG e outros fabricantes de motores [27] e [28], em aplicações mais severas tais como motores para compressores. Mais especificamente, este material foi selecionado em conjunto com o fabricante para esta aplicação devido a uma boa resistência a fluência sob tensões elevadas mesmo em temperaturas altas e por extensos períodos de tempo. O reforço com fibra de vidro confere a esse material, além do aumento da resistência a fluência, uma série de vantagens em relação aos Nylons não reforçados as quais são destacadas abaixo:

- **Elevado módulo de elasticidade:** Quanto maior o módulo maior será a pressão de contato para uma mesma interferência e conseqüentemente maior o torque que pode ser transmitido. Felizmente neste material o elevado módulo também é acompanhado de elevada resistência mecânica.
- **Elevada resistência mecânica:** No projeto de componentes plásticos a tensão de escoamento tem mais significado que a tensão de ruptura. A tensão de escoamento do material é percebida na curva de tensão versus deformação como o ponto onde o material continua a se deformar sem que haja um incremento de tensão. A Dupont [12] recomenda que a máxima tensão de projeto não ultrapasse a metade da tensão de escoamento do material. Porém na maioria das resinas reforçadas a ruptura ocorre antes do escoamento e o máximo valor de tensão atingido é a tensão de ruptura. Neste caso não há escoamento e o material é considerado frágil. Esta característica sugere a necessidade de atenção com relação aos limites de deformação do material que neste caso fica em torno de 3% em temperatura de 23°C. Contudo CRAWFORD [1] recomenda limites de deformação em torno de 1% para plásticos dúcteis e 0,5% para plásticos frágeis tais como acrílico e poliestireno. Já no caso de materiais

termo-fixos como o Baquelite, por exemplo, este autor sugere deformações na faixa de 0,2 a 0,3%.

- **Excelente resistência à temperatura:** As propriedades mecânicas dos plásticos, tais como a resistência à tração, são extremamente dependentes da temperatura. No entanto, o reforço com fibra de vidro confere ao material uma maior retenção das propriedades mecânicas em altas temperaturas quando comparado a materiais não reforçados. Uma das características indicativas da resistência de um material plástico à temperatura é o seu índice de distorção ao calor, mais conhecido como HDT (*Heat Distorsion Temperature*) medido conforme ASTM D638 [38]. Este índice indica a temperatura no qual o plástico atinge uma determinada deformação sob certo nível de tensão. Enquanto que um Nylon sem reforço possui um índice HTD de 90°C sob tensão de 1,8 MPa, o mesmo material com 33 % de fibra de vidro atinge um índice de 250°C na mesma tensão, DUPONT [12].

- **Baixo coeficiente de dilatação térmica;** Conforme visto no item 3.3.6 o coeficiente de dilatação térmica é um importante fator de projeto quando da utilização de ligação por interferência, principalmente quando se combinam materiais diferentes no cubo e no eixo. Os plásticos em geral têm coeficiente de dilatação térmica 6 a 8 vezes maiores que os metais o que reduz a bruscamente a interferência com o aumento de temperatura. Porém no do material selecionado, o reforço com fibra de vidro reduz o coeficiente de dilatação térmica para um valor de $23 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, que é da ordem de apenas 2 vezes o coeficiente de dilatação térmica do aço.

- **Boa estabilidade dimensional:** Os Nylons em geral são sensíveis a presença de umidade apresentando um incremento dimensional com o aumento do teor de umidade, contudo a adição de reforço reduz a absorção de umidade e melhora a estabilidade dimensional.

- **Boa resistência à fluência:** O reforço com fibra de vidro confere ao material excelente resistência a fluência sob elevadas tensões mesmo em elevadas temperaturas sobre longos períodos de tempo. Na Figura 5.3 é mostrada a curva isócrona do Zytel 70G33L para diversos intervalos de tempo. Desta curva pode ser obtido o módulo de elasticidade do material para cada tempo numa determinada deformação, isto é feito dividindo-se o valor de tensão pela respectiva deformação. A linearidade das curvas para cada tempo indica que neste material o módulo praticamente não varia em função da deformação.

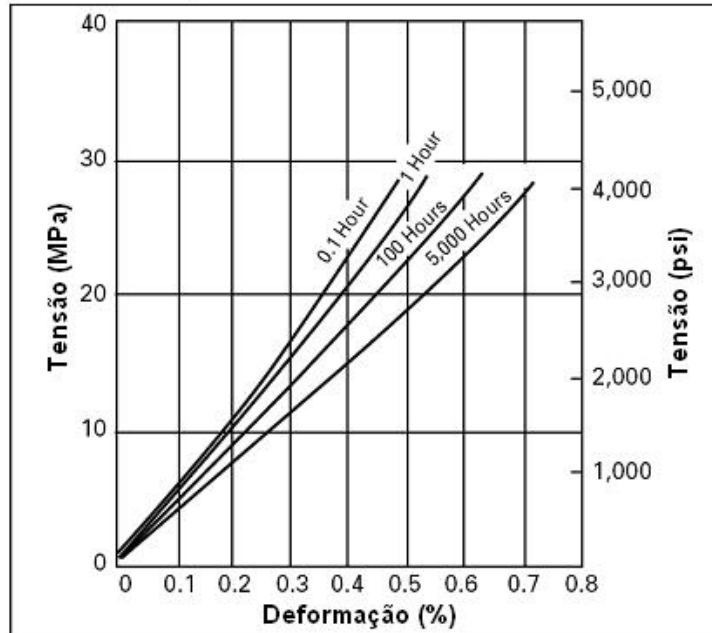


Figura 5.3 – Curva isócrona ($\sigma \times e$) para o Zytel 70G33L em equilíbrio à 23°C e 50% de umidade relativa. Fonte: Dupont [12].

- **Maior Coeficiente de atrito:** O coeficiente de atrito é um importante fator no projeto de acoplamentos por interferência, pois afeta diretamente a capacidade de transmissão de torque. O coeficiente de atrito depende de muitas variáveis, tais como temperatura, folga, material, dureza e acabamento superficial. Os valores também são dependentes da pressão e velocidade. O Nylon em geral tem baixo coeficiente de atrito, porém a adição de fibra de vidro melhora sensivelmente esta característica. Segundo a Dupont [12], os Nylons reforçados com fibra de vidro têm coeficiente de atrito estático variando de 0,15 a 0,40 em contato com o aço. É comum se encontrar tabelas com coeficientes de atrito estático e dinâmico para diversos pares de materiais, porém se encontram valores dispersos em uma ampla faixa de valores o que sugere uma avaliação experimental para determinação do coeficiente de atrito na condição de aplicação.

Algumas propriedades do material selecionado neste trabalho, bem como outros da mesma família, são mostradas na Figura 5.4.

metálica. A especificação dos motores usados no acionamento está na Tabela 5.1. Para manter uma temperatura constante de 80°C dentro do invólucro, este foi equipado com uma resistência elétrica interna de 1250 W. Esta resistência era ligada e desligada automaticamente por um controlador externo de temperatura, programado para a temperatura do ensaio, de acordo com a leitura de um termopar instalado dentro da estufa.

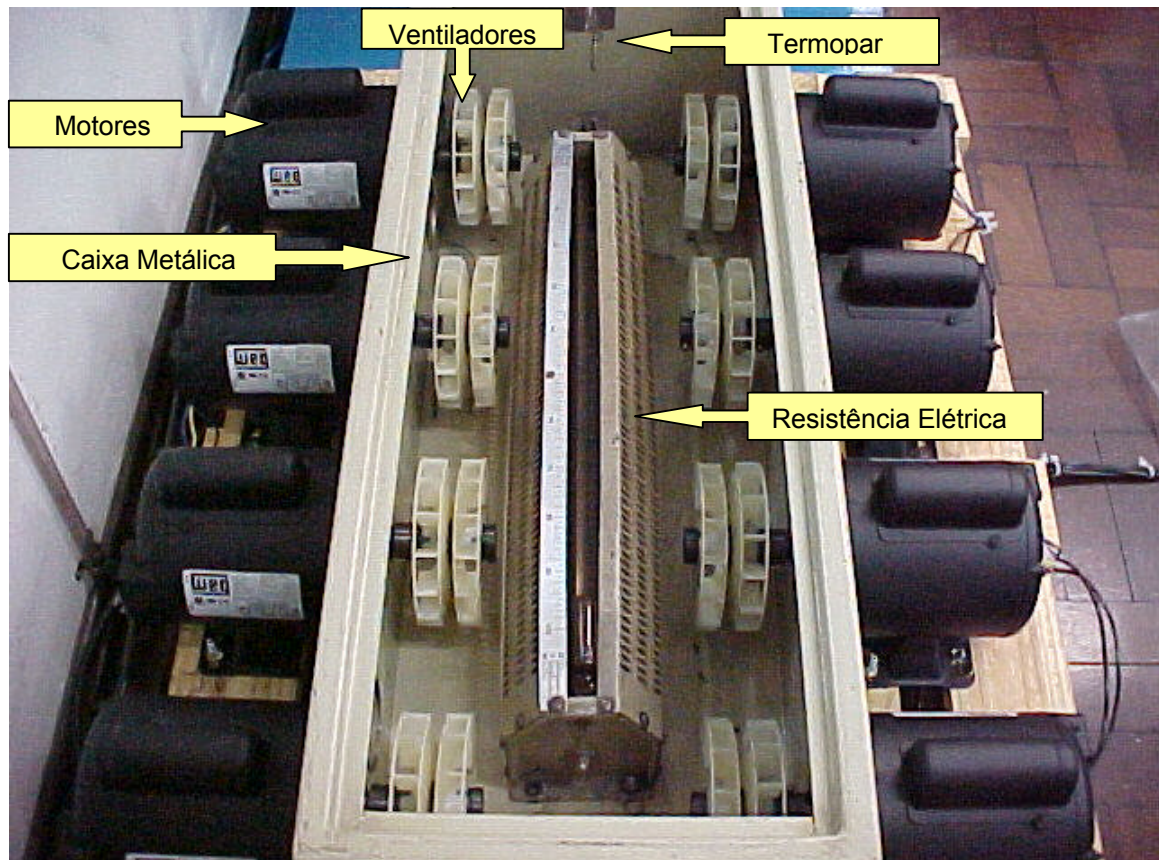


Figura 5.5 – Detalhe da estufa para ensaio de ventiladores.

Tabela 5.1 – Especificação dos motores utilizados no acionamento dos ventiladores

Modelo	B48	Corrente	4,5/2,250 A
Frequência	60 Hz	Regime	S1
Rotação	3440 rpm	Fator de serviço	1,35
Classe de Isolamento	B	Grau de Proteção	IP21
Potência	0,25 CV	Item N°	04316
Tensão	110/220 V	EB N°	6456.4258
Capacitor	145-179 mF – 110 V		

5.2.2 Corpos de prova

Os ventiladores usados como corpo de prova no ensaio são injetados com o material selecionado, (Zytel 70G33L) e com dimensões conforme desenho mostrado no Anexo 1. Foi usado o mesmo molde de injeção de um ventilador atualmente utilizado na WEG em motores da carcaça Nema 56 que usa método de fixação por chaveta plana. Para a obtenção dos corpos de prova foi alterado o pino central do molde de injeção por um pino completamente cilíndrico, com diâmetro de aproximadamente 30 mm. As medidas do diâmetro interno do cubo dos ventiladores são mostradas na Tabela 5.2 e foram obtidas com um paquímetro digital Mitutoyo série 500 com resolução de 0,01 mm e incerteza de medição de $\pm 0,02$ mm.

Tabela 5.2 – Diâmetro interno do cubo dos ventiladores fabricados para o ensaio.

Ventilador	Medida no lado das pás (mm)*		Medida no lado oposto às pás (mm)*		Média	Desvio padrão
	D ₁	D ₂	D ₁	D ₂		
1	29,60	29,68	29,60	29,65	29,63	0,040
2	29,58	29,64	29,54	29,64	29,60	0,040
3	29,57	29,64	29,55	29,66	29,61	0,039
4	29,58	29,60	29,63	29,62	29,61	0,039
5	29,54	29,61	29,59	29,66	29,60	0,039
6	29,57	29,59	29,64	29,64	29,61	0,039
7	29,55	29,63	29,63	29,67	29,62	0,039
8	29,59	29,66	29,59	29,66	29,63	0,039
9	29,60	29,61	29,63	29,67	29,63	0,039
10	29,59	29,62	29,61	29,67	29,62	0,039
11	29,61	29,66	29,60	29,63	29,63	0,040
12	29,60	29,67	29,60	29,65	29,63	0,041
13	29,58	29,62	29,60	29,69	29,62	0,041
14	29,54	29,57	29,65	29,66	29,61	0,041
15	29,59	29,67	29,57	29,67	29,63	0,040
16	29,62	29,67	29,58	29,67	29,64	0,039
17	29,58	29,66	29,55	29,66	29,61	0,039
18	29,58	29,62	29,62	29,70	29,63	0,038
19	29,60	29,68	29,62	29,67	29,64	0,037
20	29,56	29,66	29,60	29,68	29,63	0,037
21	29,55	29,65	29,60	29,64	29,61	0,036
22	29,63	29,68	29,61	29,64	29,64	0,033
23	29,59	29,68	29,61	29,66	29,64	0,035
24	29,64	29,66	29,59	29,68	29,64	0,034
25	29,60	29,68	29,62	29,68	29,65	0,034
26	29,66	29,67	29,70	29,61	29,66	0,033
27	29,63	29,66	29,60	29,60	29,62	0,026
Média	29,59	29,65	29,60	29,66	29,62	0,040

* Medidas tomadas de um lado e do outro das pás do ventilador a 5 mm das extremidades. Os diâmetros pontos 1 e 2 representam medições tomadas em ângulos de 0 e 90°.

O ventilador usado como corpo de prova no ensaio é mostrado na Figura 5.6. A Figura 5.6A mostra o ventilador com o lado das pás voltado para cima e a indicação dos pontos onde foram tomadas as medidas “D₁” e “D₂” do diâmetro interno do cubo. Na Figura 5.6B é mostrado o lado oposto às pás.

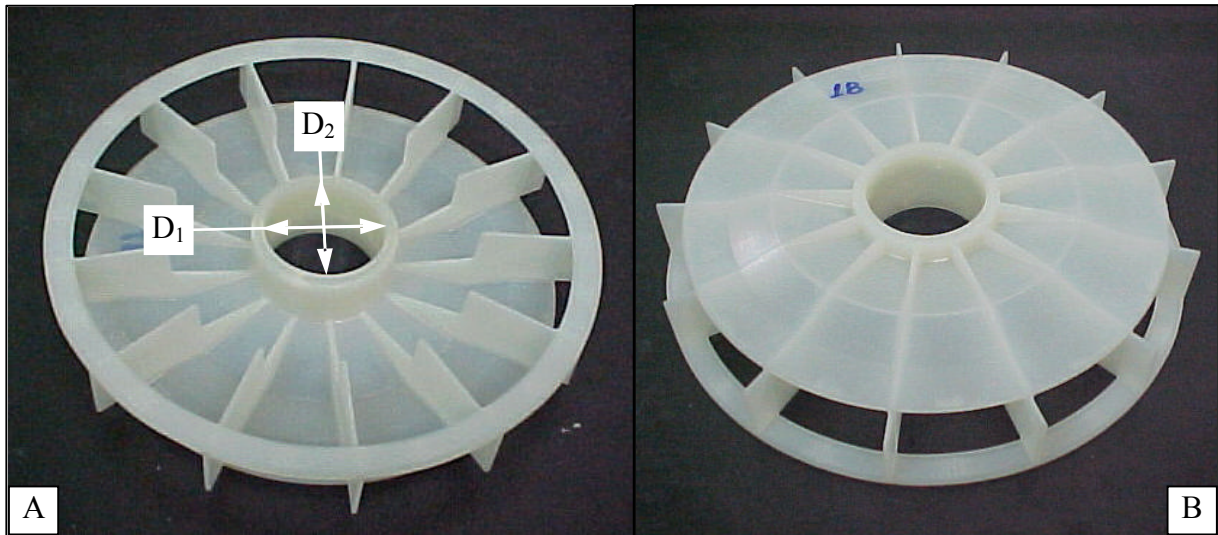


Figura 5.6 – Um dos corpos de prova utilizados no ensaio.

5.2.3 Buchas metálicas

As buchas onde se montaram os ventiladores foram fabricadas em aço ABNT 1045 e receberam um tratamento superficial de enegrecimento para fornecer certa resistência à corrosão. Foram fabricadas oito buchas conforme desenho do Anexo 2 com diferentes diâmetros de acoplamento. Na Figura 5.7 é ilustrada uma destas buchas com a indicação dos respectivos diâmetros de acoplamento A e B.

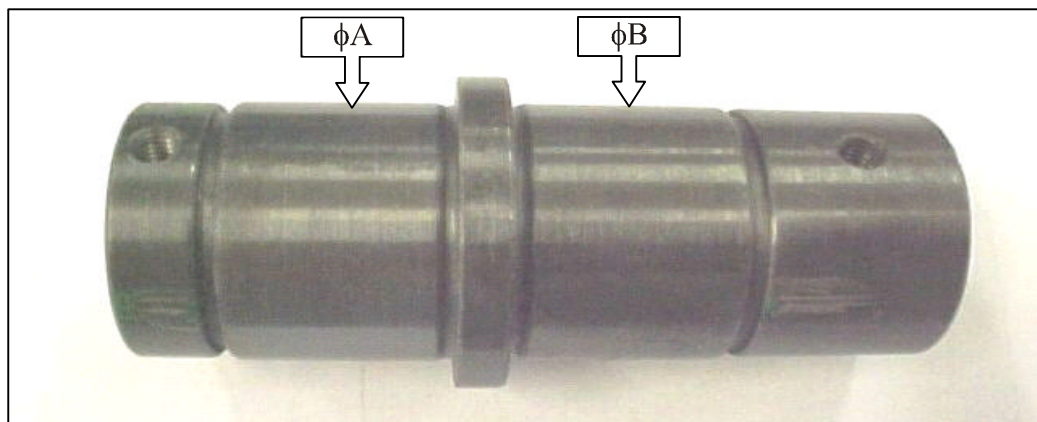


Figura 5.7 – Bucha de acoplamento dos ventiladores.

As buchas têm um furo central passante de 15,9 mm para permitir o acoplamento com o eixo do motor instalado fora da caixa metálica. As medidas dos diâmetros médios de acoplamento das buchas são informadas na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Diâmetro externo das buchas usadas no ensaio.

Diâmetro externo das buchas (mm)		
Bucha	ϕA	ϕB
1	29,70	29,70
2	29,68	29,68
3	29,74	29,74
4	29,72	29,72
5	29,77	29,77
6	29,77	29,78
7	29,85	29,85
8	29,85	29,83

Foram selecionados alguns ventiladores tais que quando montados nas posições A e B das buchas forneceram acoplamentos com diferentes valores de interferência conforme mostrado na Tabela 5.4

Tabela 5.4 – Acoplamentos usados no ensaio e a respectiva interferência de montagem.

Interferência (mm)	Acoplamento		
	Ventilador	Bucha	Posição
0,02	26	2	A
0,04	23	2	B
0,05	25	1	B
0,06	24	1	A
0,08	19	4	B
0,09	15	4	A
0,10	16	3	B
0,12	13	3	A
0,13	22	5	A
0,14	12	6	A
0,16	14	5	B
0,17	17	6	B
0,20	8	8	B
0,22	20	7	A
0,23	7	8	A
0,25	5	7	B

5.2.4 Placa de fixação dos ventiladores

Para permitir a avaliação do torque resistente de cada acoplamento, foi fabricada uma placa de aço ABNT 1020 enegrecido conforme mostrado na Figura 5.8. Esta placa foi

projetada conforme desenho do Anexo 3 e sua função é garantir a sujeição do ventilador durante os testes de torque.

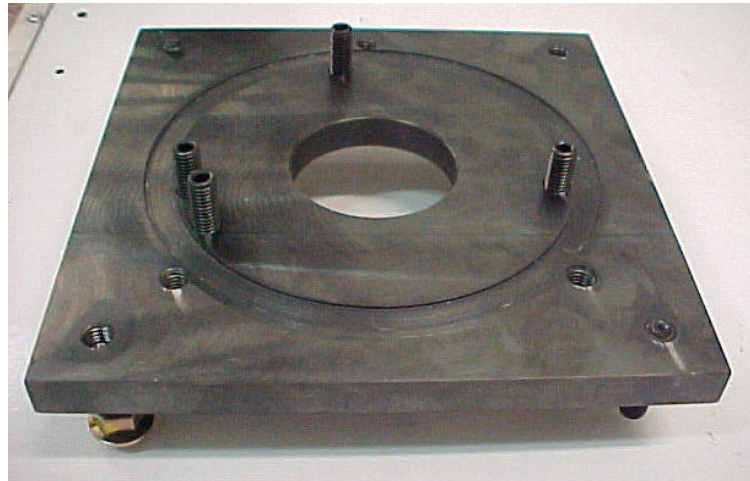


Figura 5.8 – Placa de fixação usada para sujeição dos ventiladores no teste de torque.

A peça consiste em uma placa quadrada com 170 mm de lado e 9,5 mm de espessura. Esta placa tem um sulco circular para encaixe do ventilador, um furo central de alívio para a passagem da bucha e pinos roscados que se projetam perpendicularmente a mesma. A função do sulco é centralizar o ventilador, já os pinos se encaixam entre as pás do ventilador impedindo o seu giro durante o teste de torque. Além disso, a placa contém furos nas 4 extremidades para que pudesse ser fixada em uma mesa.

Esta forma de sujeição foi escolhida, pois evita que se produzam esforços de fixação radiais no ventilador que pudessem interferir na leitura de torque.

5.2.5 Dispositivo para medição de torque

O dispositivo para a medição do torque consiste da placa de fixação do ventilador onde se encaixa o acoplamento bucha ventilador e um pino com um canal de chaveta que se encaixa no furo central da bucha conforme mostrado na Figura 5.9. O pino tem uma cabeça sextavada numa extremidade preparada para receber um soquete de 13 mm do torquímetro. Durante a medição do torque o torquímetro é acoplado na extremidade sextavada do pino. Ao se aplicar um torque sobre o torquímetro, este é transmitido para a bucha através do pino chavetado, a mesma encontra resistência ao giro devido a seu acoplamento por interferência no ventilador inferior que está preso na placa de fixação. Quando o torque aplicado no torquímetro é superior ao torque resistente da ligação por interferência, a bucha desliza no

ventilador inferior que permanece fixo. O ventilador superior por sua vez gira junto com a bucha. O torque resistente medido é obtido diretamente da leitura do máximo valor atingido pelo ponteiro de arraste do torquímetro. Para se fazer a medição do torque no ventilador superior, se inverte a posição de montagem do acoplamento bucha ventilador sobre a placa de fixação, prendendo desta vez o ventilador que estava na parte superior na placa de fixação.

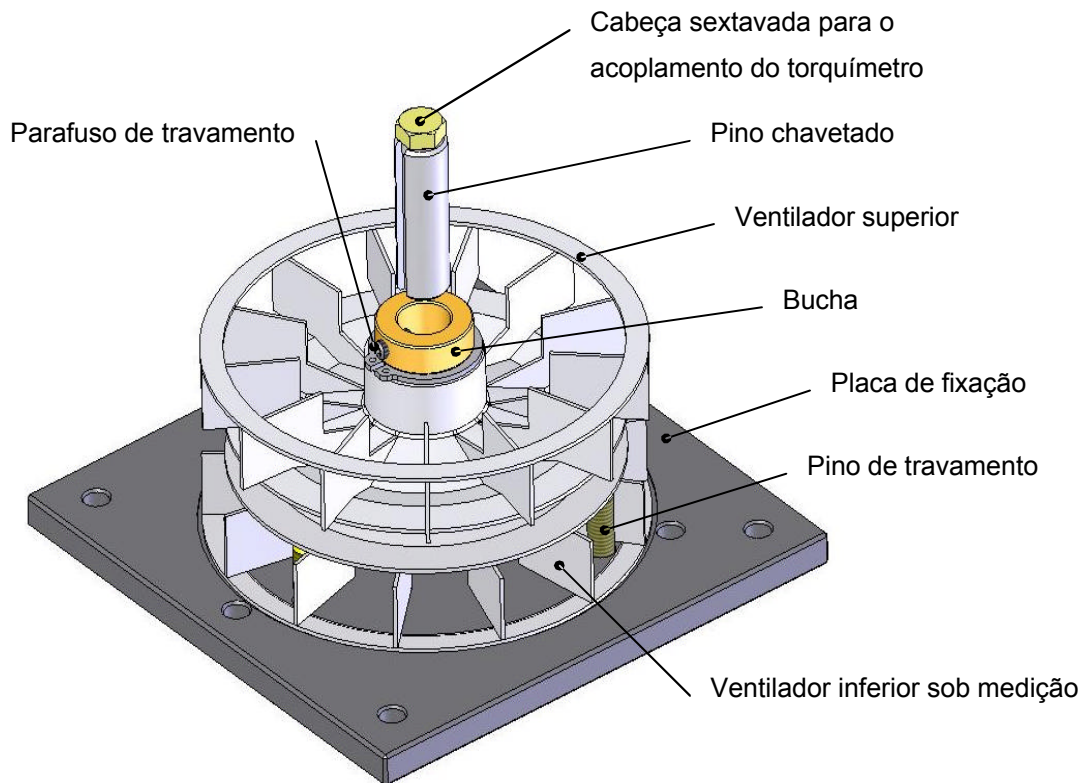


Figura 5.9 – Dispositivo usado para a medição do torque resistente dos acoplamentos.

5.2.6 Torquímetro

Para a medição do torque resistente de cada acoplamento usaram-se dois torquímetro analógicos. O primeiro da marca TOHNICHI modelo DB12N com capacidade de medição até 12 Nm e com resolução de 0,2 Nm tem ponteiro de arraste e é mostrado na Figura 5.10. Este torquímetro foi usado para avaliação dos torques nos acoplamentos com menor interferência.

O outro torquímetro usado foi da marca CDI *Torque Products* modelo 3002LDIN. Este torquímetro tem capacidade de medição até 50 Nm com resolução de 0,5 Nm e é mostrado na Figura 5.11.

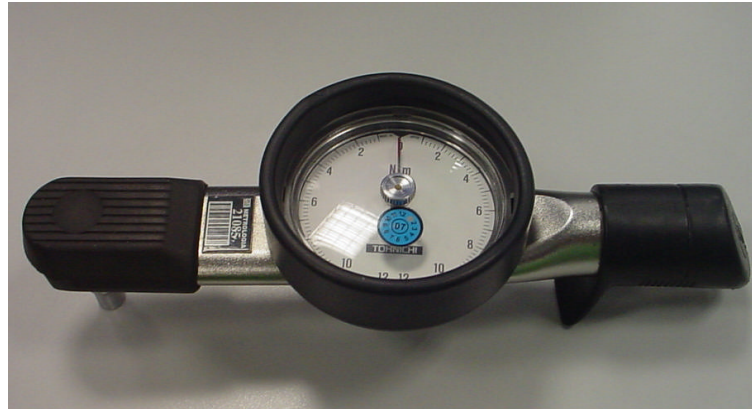


Figura 5.10 – Torquímetro analógico TOHNICHI modelo DB12N - 12 Nm.



Figura 5.11 – Torquímetro analógico CDI modelo 3002LDIN – 50 Nm

5.2.7 Painel de controle

A função do painel de controle era fazer a ciclagem dos corpos de prova através do acionamento dos motores. Além disso, o painel de controle controla o tempo de ciclo e o número de ciclos do ensaio. Para isto o painel de controle é composto de dois temporizadores, um para controle de tempo de motor ligado e outro para controlar o tempo de motor desligado. Possui também um contador de número de ciclos e contadores que sob comando dos temporizadores fazem o ligamento e desligamento dos motores. Os temporizadores foram regulados para um tempo de ciclos de 2s ligado e 11s desligado. Estes tempos foram determinados tal que o motor atingisse a rotação nominal quando ligado e que depois de desligado os ventiladores parassem de girar.



Figura 5.12 – Painel de controle para comandar os ciclos dos motores.

5.2.8 Controle de temperatura

A temperatura da estufa era controlada por um controlador de temperatura micro processado com mostrador digital modelo GEFRAN 400. Este controlador foi programado para receber um sinal de tensão de um termopar tipo T, (Cobre-Constantan), montado dentro da estufa de forma a manter uma temperatura de 80°C no interior da mesma. Para isso, o controlador de temperatura foi ligado a um contator que ligava ou desligava a resistência elétrica dentro da estufa se ocorresse uma variação de temperatura de 0,1°C com relação à temperatura programada dentro da mesma. Na Figura 5.13 é mostrado o sistema de controle de temperatura do ensaio.

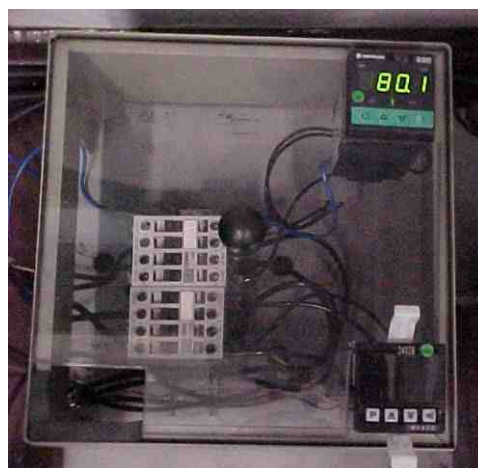


Figura 5.13 – Sistema de comando para controle de temperatura do ensaio.

5.3 Procedimento de ensaio

No início do experimento os corpos de prova de ventiladores são montados nas buchas de aço, cujas interferências são especificadas na Tabela 5.4, e deixados sob temperatura ambiente de 25°C durante uma hora. Em seguida, com a utilização do dispositivo de medição de torque e dos torquímetros foram feitas medições de torque para cada acoplamento conforme representado na Figura 5.14.



Figura 5.14 – Medição do torque resistente dos ventiladores.

A ordem de medição dos acoplamentos obedeceu à seqüência de montagem de tal forma que o tempo decorrido após a montagem fosse o mesmo para cada acoplamento. O mesmo tipo de medição foi realizado depois de cem (100) horas.

Após as duas verificações iniciais de torque em temperatura ambiente, os acoplamentos foram colocados dentro da estufa a uma temperatura de 80°C e após três (3) horas nesta condição foi feita uma terceira verificação de torque.

Em seguida os acoplamentos foram conectados aos eixos dos motores dentro da estufa e se iniciou o ensaio dos acoplamentos em ciclos de 2s ligado e 11s desligado para verificar se algum dos corpos de prova giraria no eixo.

Todos os ventiladores receberam uma marcação com tinta entre o cubo e a bucha para que fosse identificado qualquer movimento relativo entre os mesmos durante o ensaio em decorrência do processo de ciclagem. A identificação de um movimento relativo entre o ventilador e a bucha configuraria o início do processo de falha do acoplamento.

Durante o teste de vida foram feitas verificações intermediárias para monitorar o comportamento dos torques nos acoplamentos em períodos de 100, 350 h. Após cada verificação de torque os ventiladores foram reposicionados sobre as buchas de aço na posição inicial de montagem. Além disso, ao final do ensaio cíclico, após 1400 horas a 80°C e um total de 390.000 ciclos, foi realizada uma sexta verificação do torque nos acoplamentos. Nesta condição todos os acoplamentos permaneciam intactos e como já haviam atingido a condição de aprovação o ensaio foi encerrado. Na seqüência, os acoplamentos ficaram em temperatura ambiente de 25°C e finalmente, após 1300 horas nesta condição, foi feita a sétima e última verificação de torque.

Para um melhor entendimento das condições que os acoplamentos foram submetidos e das medições realizadas, o gráfico da Figura 5.15 ilustra o carregamento térmico a qual os mesmos foram submetidos. Para cada ponto destacado foi feita uma avaliação de torque.

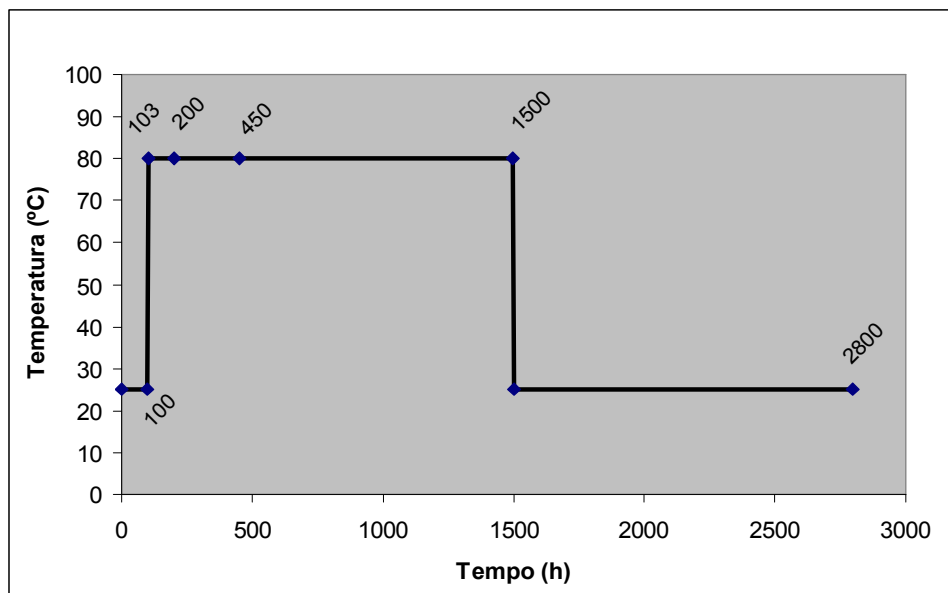


Figura 5.15 - Carregamento térmico dos acoplamentos durante o experimento.

Neste capítulo foi apresentada a metodologia usada neste trabalho que consiste basicamente na avaliação experimental do torque resistente em função do tempo e temperatura de um conjunto de acoplamentos bucha ventilador fixos por interferência. Foram apresentadas as curvas de fluência do material e suas curvas derivadas que demonstram o comportamento do material plástico em função do tempo e temperatura. Foi selecionado um material para os corpos de prova e discutidas características e propriedades do mesmo que são importantes quando do uso de um método de fixação por interferência. Também foi apresentada a descrição do aparato experimental usado neste trabalho com seus dispositivos e

instrumentação de controle e medição. Foi mostrado o procedimento para obtenção dos corpos de prova, e a seleção dos acoplamentos em função das respectivas medições de cubo e eixo. Procurou-se descrever em detalhes o aparato experimental bem como o procedimento para medição de torque, e os dispositivos de medição para que este experimento possa ser reconstituído.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Resultados experimentais

A seguir são apresentadas tabelas com os resultados das medições de torque para cada tempo e temperatura avaliados e também gráficos mostrando o comportamento do torque em função da interferência para cada situação. Foram feitas seis (6) medições de torque para cada acoplamento em cada situação, uma medição inicial e cinco (5) medições subseqüentes. Percebeu-se que a medição inicial sempre apresentou um valor de torque superior as medições subseqüentes que apresentaram valores de torque similares. O tempo decorrido entre a primeira e a última medição para cada acoplamento foi em torno de 3 minutos de forma que se pode desconsiderar qualquer efeito de relaxação de tensão durante este período, mesmo para a primeira avaliação de torque que ocorreu uma hora após a montagem.

A tabela 6.1 apresenta os resultados da primeira avaliação de torque realizada após uma (1) hora da montagem sob temperatura de 25°C.

Tabela 6.1 – Resultados da primeira (1^a) avaliação de torque após 1 hora a 25°C.

Número do Ventilador	Interferência (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subseqüentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	11,2	8,0	11,2	9,2	10,7	8,6	9,5	1,37
23	0,04	12,4	12,4	10,6	10,0	9,0	9,2	10,2	1,37
25	0,05	12,4	12,4	8,6	8,3	9,0	8,0	9,3	1,79
24	0,06	16,2	11,6	11,2	16,2	11,8	11,1	12,4	2,15
19	0,08	23	15	13	13	12	13	13,2	1,10
15	0,09	30	15	15	15	15	15	15,0	0,00
16	0,10	20	12	11	11	10	10	10,8	0,84
13	0,12	25	15	15	14	14	14	14,4	0,55
22	0,13	28	20	18	19	19	18	18,8	0,84
12	0,14	31	21	20	19	19	18	19,4	1,14
14	0,16	25	15	15	14	14	14	14,4	0,55
17	0,17	28	21	19	19	18	20	19,4	1,14
8	0,20	40	25	25	25	25	23	24,6	0,89
20	0,22	45	25	20	25	25	25	24,0	2,24
7	0,23	35	30	35	30	30	30	31,0	2,24
5	0,25	40	25	25	20	23	23	23,2	2,05

Nesta tabela assim como nas demais, é apresentado o valor da medição inicial e das cinco (5) medições subseqüentes além da média e do desvio padrão das cinco últimas (5) medições. Optou-se por descartar o valor da medição inicial no cálculo da média e do desvio padrão tendo em vista que esta medição sempre apresentava valores nitidamente superiores aos valores das medições posteriores. Além disso, do ponto de vista de projeto a adoção destes valores é mais conservativa, visto que na aplicação o ventilador só irá girar no eixo do motor mediante um torque superior ao obtido na medição inicial na condição de ensaio considerada. Para ressaltar a diferença entre a medição inicial e os demais, os valores da Tabela 6.1 foram plotados na Figura 6.1. Os resultados em azul correspondem ao ensaio inicial e os em rosa aos valores médios dos demais ensaios. Também são apresentadas neste gráfico as linhas de tendência com a equação da reta que melhor se ajusta aos pontos, obtida através de regressão linear, bem como o valor do quadrado do coeficiente de correlação (R^2).

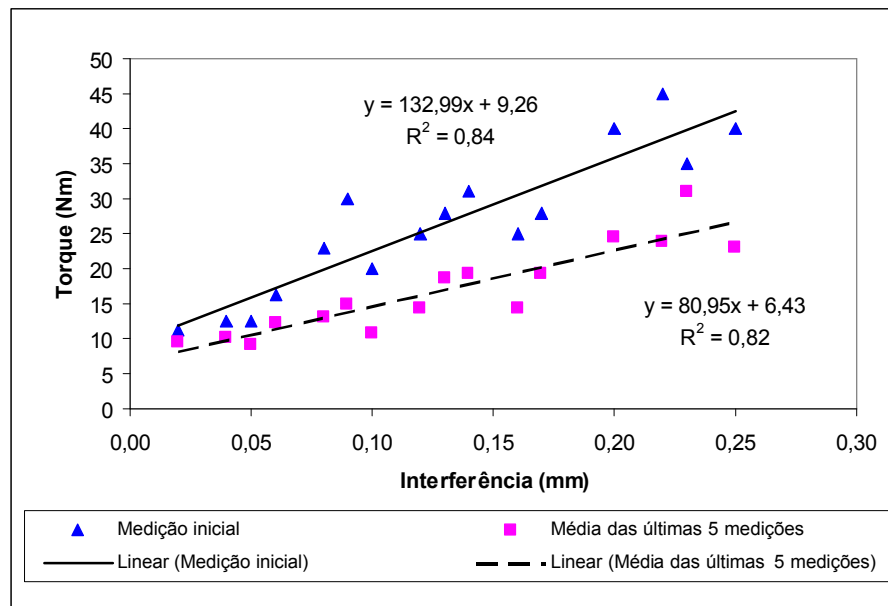


Figura 6.1 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 1 hora a 25°C (primeira avaliação de torque).

Observando este gráfico nota-se uma tendência de crescimento linear do torque em função da interferência. Isto já era esperado visto que para uma mesma geometria e material a pressão de interferência varia linearmente com a interferência e o torque linearmente com a pressão conforme visto na equação 3.19. Embora os resultados apresentem certa dispersão, é nítida a diferença entre a medição inicial e as medições subseqüentes que apresentaram torques num patamar inferior. Acredita-se que esta diferença esteja relacionada à acomodação da superfície do plástico sobre as rugosidades da superfície metálica conforme já descrito por Dupont [12]. Assim, quando o ventilador gira sobre a bucha de aço durante a primeira

medição, o acoplamento inicial que foi construído ao longo do tempo de contato entre as superfícies é rompido, fazendo com que as medições imediatamente posteriores apresentem valores inferiores.

Outra constatação interessante é que as equações das linhas de tendência apontam para um valor residual de torque quando a interferência é nula. Conforme previsto na solução analítica da equação 3.19, se esperava que o torque fosse nulo para uma interferência nula. No entanto, suspeita-se que isto esteja relacionado a imperfeições geométricas do diâmetro interno do cubo do ventilador conforme pode ser observado nas médias das medições entre os pontos 1 e 2 da Tabela 5.2. Percebe-se que existe uma ovalização média em torno de cinco centésimos de milímetro (0,05 mm) no cubo dos corpos de prova. Isto faz com que um determinado acoplamento cuja interferência, inicialmente calculada como nula pela média dos diâmetros do cubo ($D_{médio}$) e do eixo (d), apresente na realidade uma região de interferência nas proximidades do diâmetro menor do cubo. Esta interferência origina uma pressão (P) que fornece um torque residual mesmo com interferência nula. Esta explicação pode ser melhor entendida observando-se o desenho da Figura 6.2. A ovalização do cubo é uma característica inerente ao processo de injeção principalmente quando do uso de materiais cristalinos como o Nylon com fibra de vidro que apresentam diferentes contrações de moldagem no sentido longitudinal e transversal a fibra de vidro, Dupont [12].

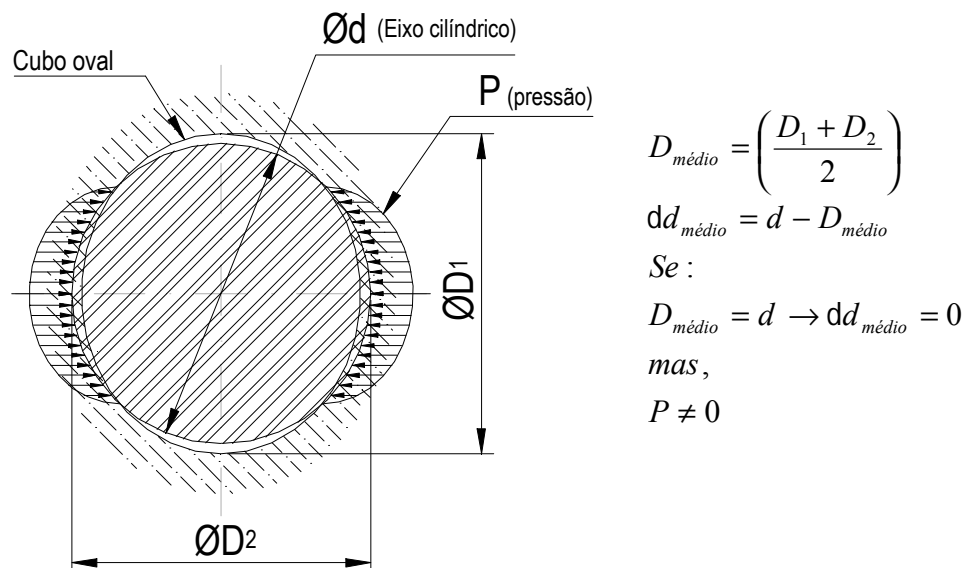


Figura 6.2 – Pressão de contato gerada devido à montagem de um cubo ovalizado num eixo cilíndrico mesmo com interferência diametral média nula.

A seguir se apresentam os resultados das demais avaliações de torque. Na Tabela 6.2 são mostrados os valores obtidos após 100 horas a 25°C. Os mesmos têm seu gráfico traçado

na Figura 6.3. Pode-se perceber que em todas as avaliações de torque mostradas a seguir o valor inicial do torque é sempre superior aos valores das demais medições conforme observado na primeira avaliação.

Tabela 6.2 – Resultados da segunda (2ª) avaliação de torque após 100 horas a 25°C.

Número do Ventilador	Interferência (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	7,0	5,2	5,0	5,2	5,0	5,0	5,1	0,11
23	0,04	8,6	7,0	6,6	6,8	6,6	6,8	6,8	0,17
25	0,05	8,4	6,6	6,4	6,5	6,2	6,3	6,4	0,16
24	0,06	9,2	8,4	7,6	8,0	7,4	7,6	7,8	0,40
19	0,08	11,4	10,4	11,0	11,0	11,0	10,0	10,7	0,46
15	0,09	13,0	11,5	11,8	11,4	11,6	11,4	11,5	0,17
16	0,10	11,4	10,2	10,6	10,4	10,4	10,4	10,4	0,14
13	0,12	11,2	11,2	10,8	10,6	10,4	10,8	10,8	0,30
22	0,13	16	13	12	13	12	11	12,2	0,84
12	0,14	15	13	13	12	10	10	11,6	1,52
14	0,16	14	11	13	11	11	11	11,4	0,89
17	0,17	19	13	11	12	10	10	11,2	1,30
8	0,20	23	19	16	16	16	16	16,6	1,34
20	0,22	25	18	18	17	18	18	17,8	0,45
7	0,23	25	20	18	19	19	16	18,4	1,52
5	0,25	25	18	15	17	16	16	16,4	1,14

Os resultados da Tabela 6.2 são mostrados no gráfico da Figura 6.3.

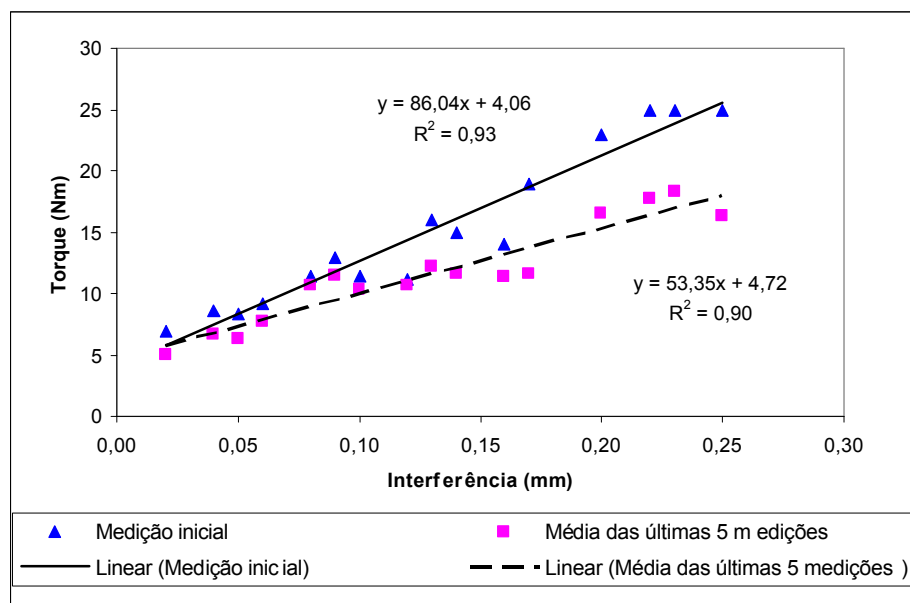


Figura 6.3 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 100 horas a 25°C (segunda avaliação de torque).

Tabela 6.3 – Resultados da terceira (3ª) avaliação de torque após 3 horas a 80°C.

Número do Ventilador	Interferência ⁽¹⁾ (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	2,8	2,0	2,1	2,2	2,2	2,2	2,1	0,09
23	0,04	5,0	3,2	3,4	3,3	3,3	3,4	3,3	0,08
25	0,05	3,8	2,7	2,8	2,6	2,8	2,7	2,7	0,08
24	0,06	4,6	3,8	3,8	3,7	3,8	4,0	3,8	0,11
19	0,08	7,6	5,2	5,4	5,4	5,8	5,7	5,5	0,24
15	0,09	7,4	5,4	5,4	5,2	5,4	5,4	5,4	0,09
16	0,10	6,8	5,2	5,2	5,1	5,0	5,2	5,1	0,09
13	0,12	8,0	5,6	5,7	5,6	5,6	5,8	5,7	0,09
22	0,13	10,2	7,8	7,9	7,8	7,9	8,0	7,9	0,08
12	0,14	10,0	8,0	8,6	8,4	8,6	8,4	8,4	0,24
14	0,16	9,0	6,6	6,7	6,9	7,1	7,0	6,9	0,21
17	0,17	11,0	8,0	8,4	7,0	8,2	7,8	7,9	0,54
8	0,20	14,2	11,2	11,6	11,8	12,0	11,8	11,7	0,30
20	0,22	14,6	12,2	12,0	12,4	12,6	12,2	12,3	0,23
7	0,23	16,0	13,2	13,4	13,2	13,8	13,4	13,4	0,24
5	0,25	14,2	11,6	11,4	11,4	11,2	11,2	11,4	0,17

1 – Para efeito de comparação dos torques esta tabela indica a interferência inicial de montagem a 25°C.

Os resultados da Tabela 6.3 são mostrados no gráfico da Figura 6.4. Observa-se uma significativa redução dos torques. Esse efeito se deve a temperatura que reduz o módulo de elasticidade do material e, conseqüentemente, a interferência inicial de montagem em torno de 0,02 mm.

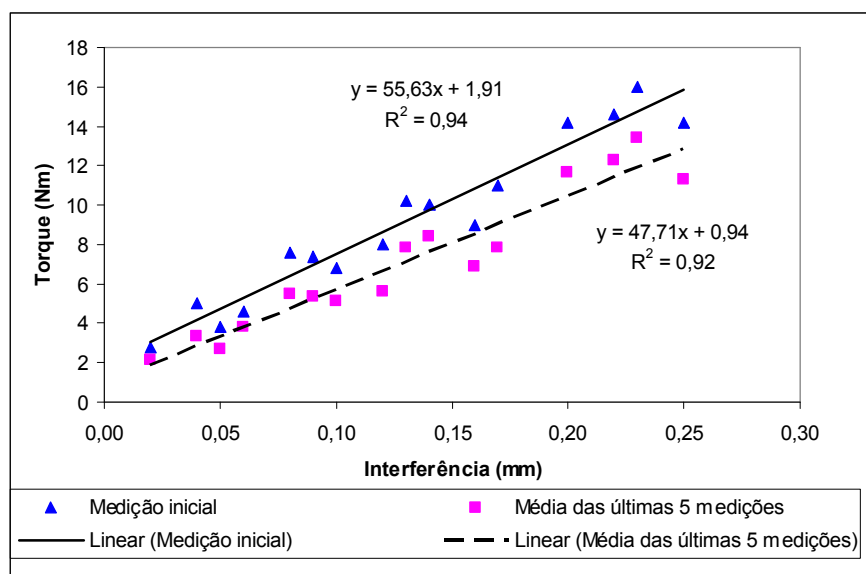


Figura 6.4 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 3 horas a 80°C (terceira avaliação de torque).

Tabela 6.4 – Resultados da quarta (4ª) avaliação de torque após 100 horas a 80°C.

Número do Ventilador	Interferência ⁽¹⁾ (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	5,4	4,2	4,0	4,0	3,8	3,9	4,0	0,15
23	0,04	6,0	4,0	4,2	3,9	4,0	4,0	4,0	0,11
25	0,05	4,9	3,4	3,3	3,2	3,2	3,1	3,2	0,11
24	0,06	6,2	4,4	4,4	4,4	4,5	4,6	4,5	0,09
19	0,08	9,8	6,5	6,4	6,2	6,5	6,5	6,4	0,13
15	0,09	10,4	7,0	7,2	7,6	7,2	7,2	7,2	0,22
16	0,10	9,4	6,2	6,1	6,0	6,0	6,0	6,1	0,09
13	0,12	10,4	7,0	6,7	6,8	6,8	6,9	6,8	0,11
22	0,13	12,8	9,8	9,6	9,6	9,6	9,4	9,6	0,14
12	0,14	11,4	9,8	9,4	9,2	9,8	9,4	9,5	0,27
14	0,16	12,8	8,5	8,4	8,0	8,0	8,4	8,3	0,24
17	0,17	12,0	8,0	7,6	8,2	8,2	8,2	8,0	0,26
8	0,20	17,2	13,0	13,0	12,8	13,0	13,6	13,1	0,30
20	0,22	16,2	13,0	12,0	12,4	12,4	12,2	12,4	0,37
7	0,23	18,8	15,6	15,6	15,6	15,0	15,4	15,4	0,26
5	0,25	16,1	12,8	12,0	12,0	12,2	12,0	12,2	0,35

1 – Para efeito de comparação dos torques esta tabela indica a interferência inicial de montagem a 25°C.

Os resultados da Tabela 6.4 são apresentados na Figura 6.5.

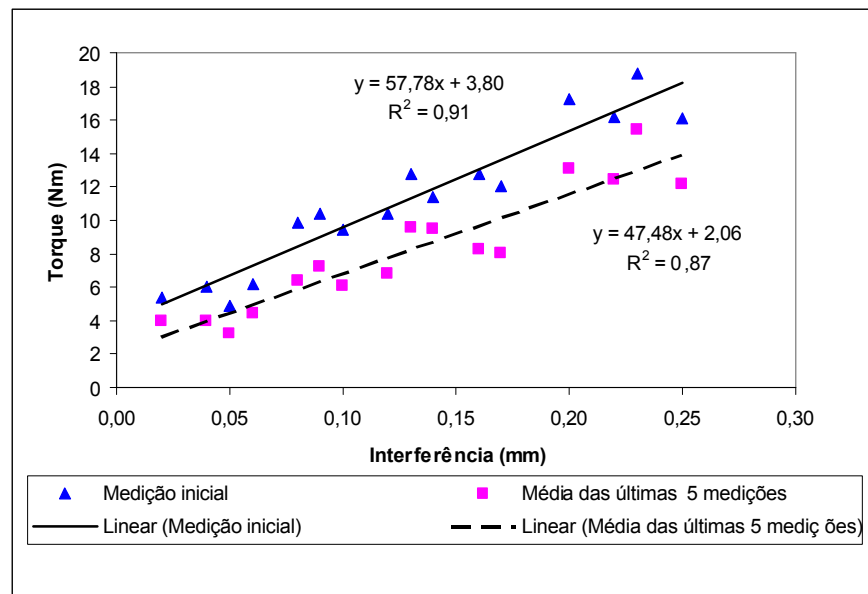


Figura 6.5 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 100 horas a 80°C (quarta avaliação de torque).

Tabela 6.5 – Resultados da quinta (5ª) avaliação de torque após 350 horas a 80°C.

Número do Ventilador	Interferência ⁽¹⁾ (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	7,4	5,0	4,8	4,7	5,0	4,5	4,8	0,21
23	0,04	9,8	6,2	6,0	7,0	6,2	6,2	6,3	0,39
25	0,05	9,4	5,8	5,6	5,5	6,2	5,4	5,7	0,32
24	0,06	9,4	6,0	5,7	5,8	5,7	5,8	5,8	0,12
19	0,08	12,6	6,8	7,1	7,2	8,0	7,4	7,3	0,45
15	0,09	13,8	9,0	8,8	10,0	9,2	9,1	9,2	0,46
16	0,10	11,6	7,4	7,6	7,6	8,2	7,4	7,6	0,33
13	0,12	12,0	8,0	7,6	7,6	8,8	8,0	8,0	0,49
22	0,13	14,7	10,4	10,4	11,2	10,6	11,0	10,7	0,36
12	0,14	14,0	9,4	9,6	9,8	11,0	9,8	9,9	0,63
14	0,16	15,4	9,2	8,8	8,6	9,4	9,0	9,0	0,32
17	0,17	13,0	8,0	8,0	8,2	10,0	10,0	8,8	1,06
8	0,20	19,0	14,0	14,0	14,0	14,4	14,2	14,1	0,18
20	0,22	17,0	11,0	11,0	12,5	11,6	11,8	11,6	0,63
7	0,23	19,0	15,2	15,1	16,5	16,0	15,6	15,7	0,58
5	0,25	17,0	12,0	11,4	12,9	12,0	11,8	12,0	0,55

1 – Para efeito de comparação dos torques esta tabela indica a interferência inicial de montagem a 25°C.

Os resultados da Tabela 6.5 são mostrados no gráfico da Figura 6.6.

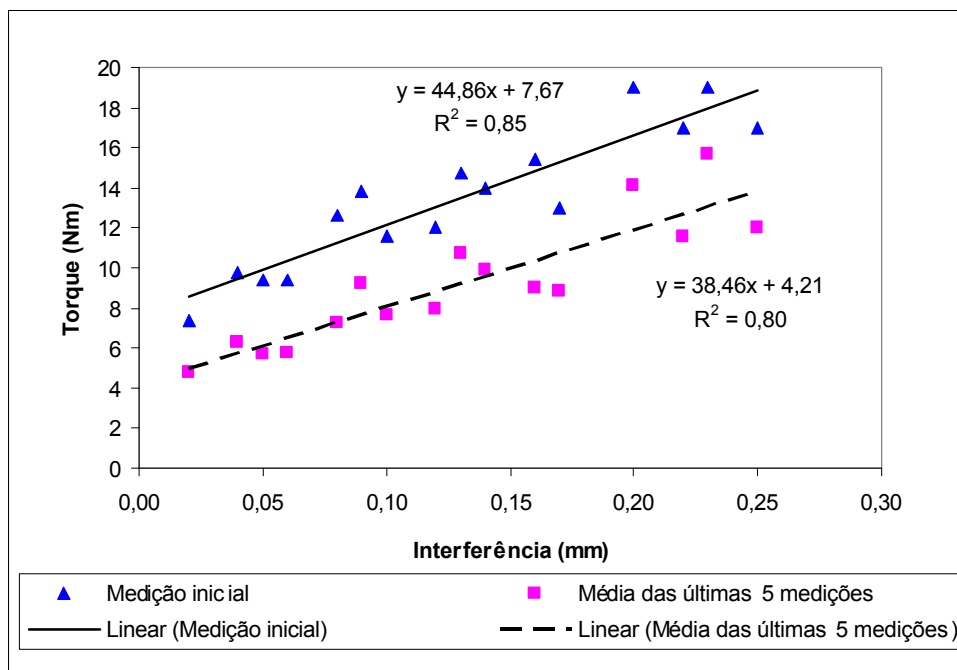


Figura 6.6 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 350 horas a 80°C (quinta avaliação de torque).

Tabela 6.6 – Resultados da sexta (6ª) avaliação de torque após 1400 horas a 80°C.

Número do Ventilador	Interferência ⁽¹⁾ (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	7,4	4,5	4,5	5,0	5,0	4,8	4,8	0,25
23	0,04	10,4	6,4	6,4	7,0	6,8	6,3	6,6	0,30
25	0,05	9,8	6,8	6,7	6,5	6,4	6,3	6,5	0,21
24	0,06	10,6	5,8	6,0	5,8	5,7	5,8	5,8	0,11
19 ⁽²⁾	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-
15 ⁽²⁾	0,09	-	-	-	-	-	-	-	-
16	0,10	11,4	7,0	6,6	6,5	7,2	6,8	6,8	0,29
13	0,12	12,6	8,2	7,6	7,6	7,6	7,8	7,8	0,26
22	0,13	18,0	11,4	11,2	12,0	12,0	12,0	11,7	0,39
12	0,14	16,6	11,4	11,4	11,6	12,4	11,2	11,6	0,47
14	0,16	14,0	8,3	8,0	8,0	9,0	8,4	8,3	0,41
17	0,17	14,0	7,7	7,8	9,2	8,5	9,0	8,4	0,68
8	0,20	17,6	12,5	12,5	12,8	13,4	13,2	12,9	0,41
20	0,22	18,8	14,4	14,4	14,6	15,8	15,8	15,0	0,73
7	0,23	14,6	13,5	14,0	16,0	15,5	15,8	15,0	1,13
5	0,25	18,0	12,0	11,8	13,4	12,5	12,8	12,5	0,64

1 – Para efeito de comparação dos torques esta tabela indica a interferência inicial de montagem a 25°C.

2 – Ventiladores foram retirados do experimento para análise em laboratório após a 5ª avaliação de torque.

Os resultados da Tabela 6.6 são traçados no gráfico da Figura 6.7.

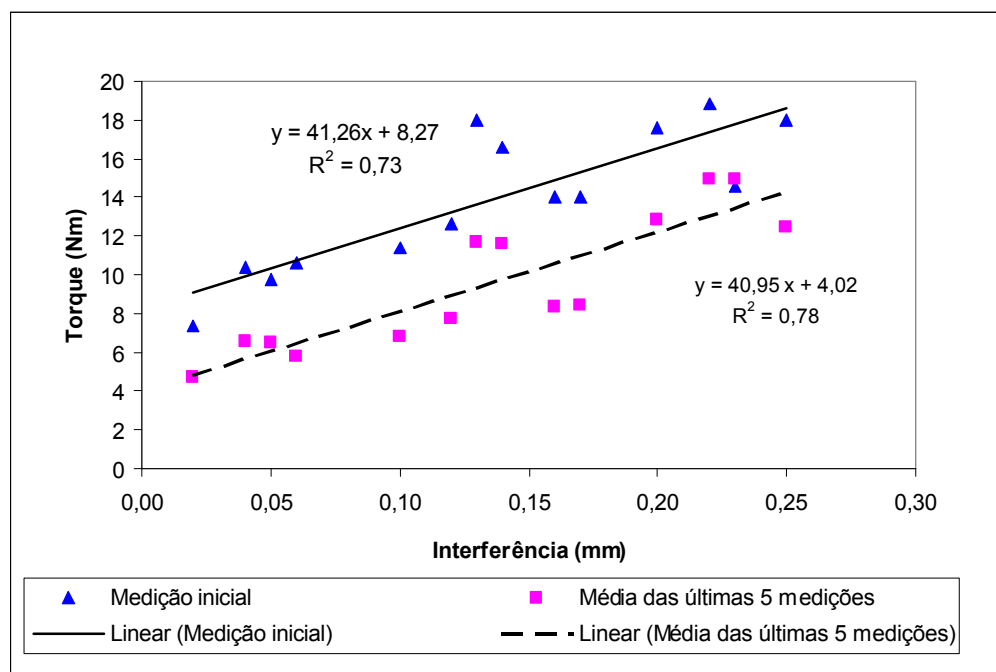


Figura 6.7 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 1400 horas a 80°C (sexta avaliação de torque).

Tabela 6.7 – Resultados da sétima (7ª) avaliação de torque. Realizada 1300 horas após o término do teste de vida com os acoplamentos mantidos a temperatura de 25°C.

Número do Ventilador	Interferência ⁽¹⁾ (mm)	Torque (Nm)							
		Medição Inicial	Medições subsequentes						
			1	2	3	4	5	Média	Desvio padrão
26	0,02	2,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	0,00
23	0,04	5,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	0,00
25	0,05	5,0	3,5	3,0	3,0	3,5	3,0	3,2	0,27
24	0,06	5,0	3,5	3,5	4,0	3,5	3,5	3,6	0,22
19 ⁽²⁾	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-
15 ⁽²⁾	0,09	-	-	-	-	-	-	-	-
16	0,10	7,5	4,5	4,5	4,5	4,0	4,0	4,3	0,27
13	0,12	5,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	0,00
22	0,13	12,0	7,5	7,5	7,0	7,0	6,5	7,1	0,42
12	0,14	11,5	6,5	7,0	7,0	7,0	7,0	6,9	0,22
14	0,16	9,0	5,0	4,5	5,0	5,0	4,5	4,8	0,27
17	0,17	11,5	6,5	6,0	6,0	7,0	6,5	6,4	0,42
8	0,20	14,0	8,0	8,0	8,5	8,0	8,5	8,2	0,27
20	0,22	12,0	8,0	8,0	8,0	8,0	7,5	7,9	0,22
7	0,23	15,0	8,5	8,0	9,0	8,0	9,0	8,5	0,50
5	0,25	13,0	7,5	7,0	7,5	7,5	7,5	7,4	0,22

1 – Para efeito de comparação dos torques esta tabela indica a interferência inicial de montagem a 25°C.

2 – Ventiladores foram retirados do experimento para análise em laboratório após a 5ª avaliação de torque.

Os resultados da Tabela 6.7 são apresentados no gráfico da Figura 6.8.

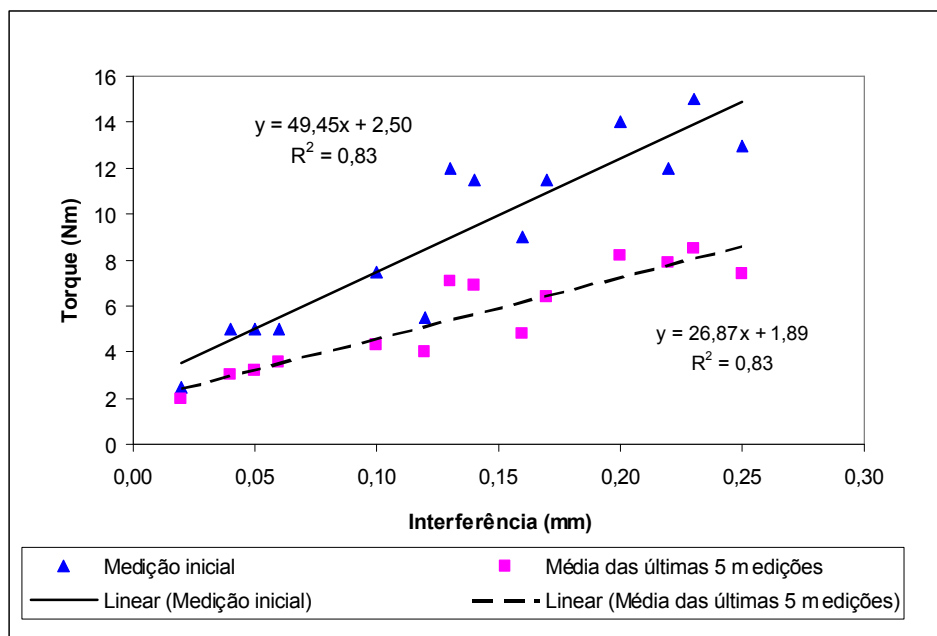


Figura 6.8 – Torque versus interferência para ventiladores de Zytel-70G33L após 1300 horas a 25°C depois do fim do teste de vida (sétima avaliação de torque).

6.2 Obtenção do módulo de elasticidade do material

Segundo MENDONÇA [5], o módulo de elasticidade do material pode ser obtido através da curva isócrona do material na temperatura e tempo considerado pelo método da secante. Este método consiste em entrar na curva isócrona com o valor da deformação e obter o valor da tensão para o tempo considerado. O módulo de elasticidade é então obtido dividindo-se a tensão pela deformação conforme mostrado na equação 6.1.

$$E_0(T, t) = \frac{S(T, t)}{e} \quad 6.1$$

Tomando-se, por exemplo, a curva isócrona do material para a temperatura de 23°C, (Figura 5.3), o módulo de elasticidade do material durante a primeira avaliação de torque (após 1h) pode ser estimado conforme mostrado no exemplo da Figura 6.9.

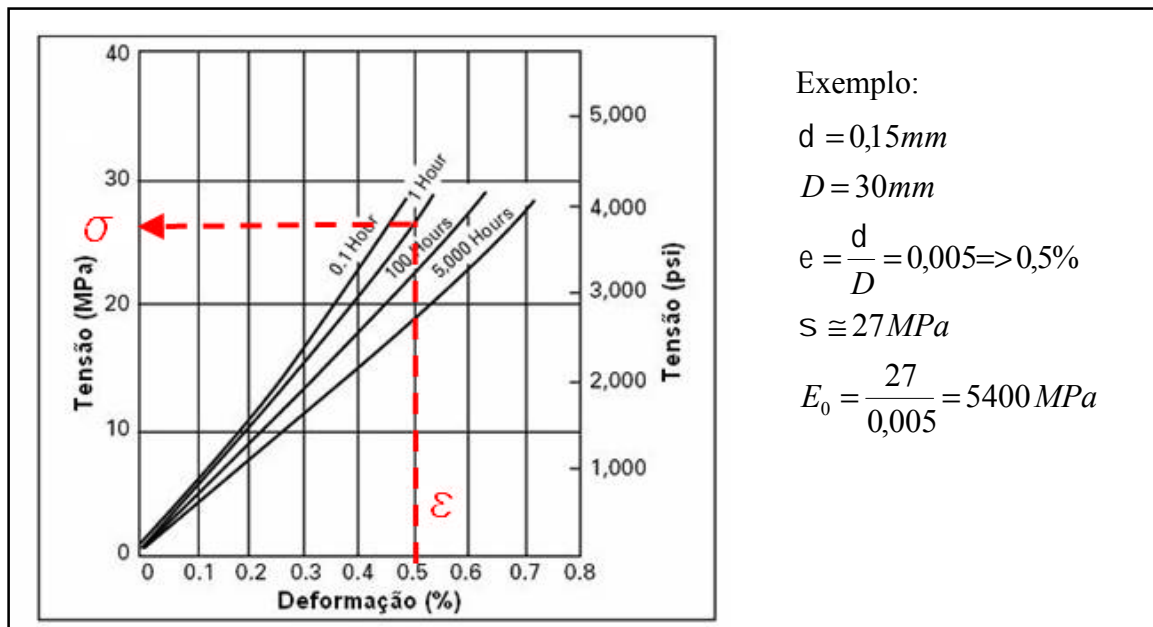


Figura 6.9 – Obtenção do módulo de elasticidade do material através da curva isócrona. (Zytel 70G33L em equilíbrio à 23°C e 50% de umidade relativa).

No exemplo da Figura 6.9 usou-se como dado de entrada uma deformação de 0,5% que foi obtida considerando uma interferência média de 0,15mm. No entanto, é interessante observar que qualquer que fosse a deformação utilizada, o módulo praticamente permaneceria constante visto que, para este material, o comportamento da tensão com a deformação na condição considerada é praticamente linear. Conforme pode ser visto na Figura A1 do Apêndice A, esta linearidade é um indicativo do comportamento viscoelástico linear deste material.

6.3 Considerações sobre o coeficiente de atrito

Como visto no item 5.1.3 o coeficiente de atrito entre duas superfícies é dependente de uma série de fatores tais como o par de materiais utilizado, pressão de contato, acabamento superficial, velocidade relativa entre outros. É devido a esta série de fatores que os coeficientes de atrito encontrados na literatura apresentam-se numa ampla faixa de valores. Dessa forma, para dados mais confiáveis recomenda-se a experimentação.

Para que se possam comparar os valores obtidos experimentalmente para o torque resistente dos acoplamentos com valores calculados é necessário se obter uma melhor estimativa do coeficiente de atrito nas condições reais de aplicação.

Observando-se a equação da pressão de interferência (Equação 3.16) percebe-se que para um mesmo par de materiais e uma mesma geometria de cubo e eixo, a pressão de interferência pode ser expressa como função de um fator (C_I) e da interferência conforme mostrado na equação 6.2.

$$P(d) = C_I d . \quad 6.2$$

Sendo:

$$C_I = \frac{0,5}{\frac{r}{E_0} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + \nu_0 \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)} . \quad 6.3$$

As únicas possíveis variáveis na expressão 6.3 seriam as relativas às propriedades do material plástico do cubo, ou seja, o módulo de elasticidade (E_0) e o coeficiente de Poisson (ν_0). Considerando-se que o coeficiente de Poisson do plástico se mantenha constante, o que é uma das premissas do uso do Método Pseudo-Elastico, resta então como variável o módulo de elasticidade ou “*Creep Modulus*”. No entanto, conforme visto em 6.3, através da curva isócrona, para um mesmo período de tempo a partir da montagem do acoplamento, o módulo de elasticidade pode ser considerado constante.

Isto significa que para todas as medições realizadas durante uma determinada avaliação de torque o valor de C_I é constante. Analogamente, avaliando-se a expressão para o torque transmitido através de uma união por interferência (Equação 3.19) reescrita em 6.4, percebe-se que o torque é diretamente dependente do coeficiente de atrito (μ), da pressão de

interferência $P(d)$ e de constantes geométricas do cubo como o raio de acoplamento (r) e o comprimento do cubo (L).

$$T = 2\mu m r^2 L P(d). \quad 6.4$$

Então, pode-se expressar a Equação 6.4 na forma:

$$T = C_2 m P(d). \quad 6.5$$

Sendo,

$$C_2 = 2\mu r^2 L. \quad 6.6$$

Substituindo 6.2 em 6.5;

$$T = C_2 m (C_1 d). \quad 6.7$$

Agrupando-se as constantes C_1 e C_2 numa única constante C tem-se;

$$T = C m d. \quad 6.8$$

Sendo,

$$C = \frac{\mu r^2 L}{\frac{r}{E_0} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + n_0 \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - n_i \right)}. \quad 6.9$$

A expressão 6.8 é interessante, pois apresenta o torque como uma função do coeficiente de atrito e da interferência, além de uma constante característica do acoplamento C que depende dos materiais, da condição de tempo e temperatura e da geometria do acoplamento.

No item 6.2 foi visto que os resultados para o torque obtido experimentalmente se comportavam conforme uma reta, ou seja:

$$T_e = Ad + B. \quad 6.10$$

Sendo:

T_e – Torque obtido experimentalmente (Nm);

d – interferência diametral;

A e B – constantes.

Igualando-se a expressão do torque calculado (6.8) com a expressão do torque experimental (6.10), pode-se expressar o coeficiente de atrito como função da interferência tal que:

$$m = \frac{Ad + B}{Cd} \quad 6.11$$

Sendo,

m – Coeficiente de atrito;

A – Coeficiente angular da reta de torque experimental (N);

B – Valor estimado para o torque experimental com interferência nula. (Nm);

C – Constante característica do acoplamento para a medição considerada (N);

d – Interferência diametral (m).

Assim, tomando-se as constantes A e B da medição experimental do torque e calculando C a partir da geometria do acoplamento, propriedades do material do eixo e das propriedades do plástico no tempo e temperatura considerados, é possível obter uma estimativa do coeficiente de atrito na situação considerada. A Figura 6.12 apresenta o comportamento do coeficiente de atrito em função da interferência obtido conforme procedimento acima para a primeira avaliação de torque (após 1 h a 25°C).

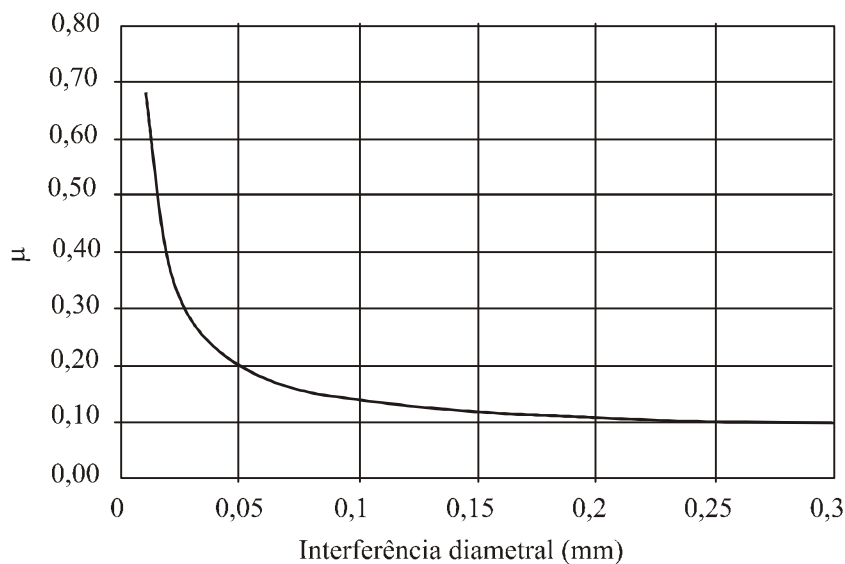


Figura 6.10 – Variação do coeficiente de atrito com a interferência.

Analisando a Figura 6.12 se percebe que para valores muito baixos de interferência o coeficiente de atrito teria que assumir valores muito elevados para fornecer o mesmo torque obtido experimentalmente. Isto não faz sentido fisicamente e estes valores elevados de atrito representam a solução para uma expressão matemática que parte do princípio que com interferência nula a pressão de contato também é nula. Então, como o atrito não pode assumir estes valores elevados o que ocorre na realidade é que existe uma pressão de interferência

devido a imperfeições geométricas do cubo conforme sugerido no item 6.2. Outra importante informação que se pode obter da Figura 6.12 é que quando a interferência aumenta o coeficiente de atrito tende a um valor constante para a condição considerada. Este valor pode ser obtido diretamente da equação 6.11 observando-se que para elevadas interferências de montagem o coeficiente de atrito tende a;

$$m = \frac{A}{C}. \quad 6.12$$

Portanto tomando os dados da geometria do acoplamento com as dimensões do cubo do ventilador conforme Anexo 1 e as propriedades do aço e do material plástico na condição inicial se tem:

$$C = \frac{p r^2 L}{\frac{r}{E_0} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + n_0 \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - n_i \right)} \quad 6.13$$

$$C = \frac{p \cdot 0,015^2 \cdot 0,0215}{\frac{0,015}{5,4 \cdot 10^9} \left(\frac{0,018^2 + 0,015^2}{0,018^2 - 0,015^2} + 0,39 \right) + \frac{0,015}{207 \cdot 10^9} \left(\frac{0,015^2 + 0^2}{0,015^2 - 0^2} - 0,29 \right)}$$

$$C = 9,1885 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Tomando-se o valor de $A = 80.950 \text{ N}$, obtido na primeira avaliação de torque tem-se:

$$m = \frac{80950}{9,1885 \cdot 10^5} = 0,088. \quad 6.14$$

6.4 Comparação do torque experimental com calculado

Agora que se tem uma estimativa do coeficiente de atrito real na aplicação é possível comparar os resultados experimentais com valores calculados. Contudo, para a faixa de interferência que se está trabalhando se adota um coeficiente de atrito $m = 0,1$.

Para a comparação do torque calculado pela expressão 6.8 e o torque obtido experimentalmente, usam-se as equações das linhas de tendência obtidas com a média dos torques para as cinco (5) medições subseqüentes à medição inicial de cada avaliação de torque. Esta escolha deve-se ao fato destas medições apresentarem valores de torque mais conservativos. Além disso, esta escolha reduz a possibilidade de crescimento do coeficiente de atrito com o tempo, devido a uma possível acomodação da superfície do plástico sobre o

aço. Assim se existe este acoplamento entre superfícies, este seria rompido na primeira medição de torque visto que para isso o ventilador gira no eixo durante a medição.

Do gráfico da Figura 6.1 a equação linha de tendência para o torque experimental é;

$$T_e = Ad + B \quad 6.15$$

$$T_e = 80950d + 6,43 \quad [N.m]$$

O valor da constante A foi majorado em mil vezes (1000x) para se adequar à unidade de interferência em metros.

Tomando-se o valor de C calculado em 6.13 e substituindo na equação 6.8, o torque calculado para a primeira avaliação é:

$$T = C m d \quad 6.16$$

$$T = 9,1885 \cdot 10^5 \cdot 0,1d$$

$$T = 91885 d \quad [Nm]$$

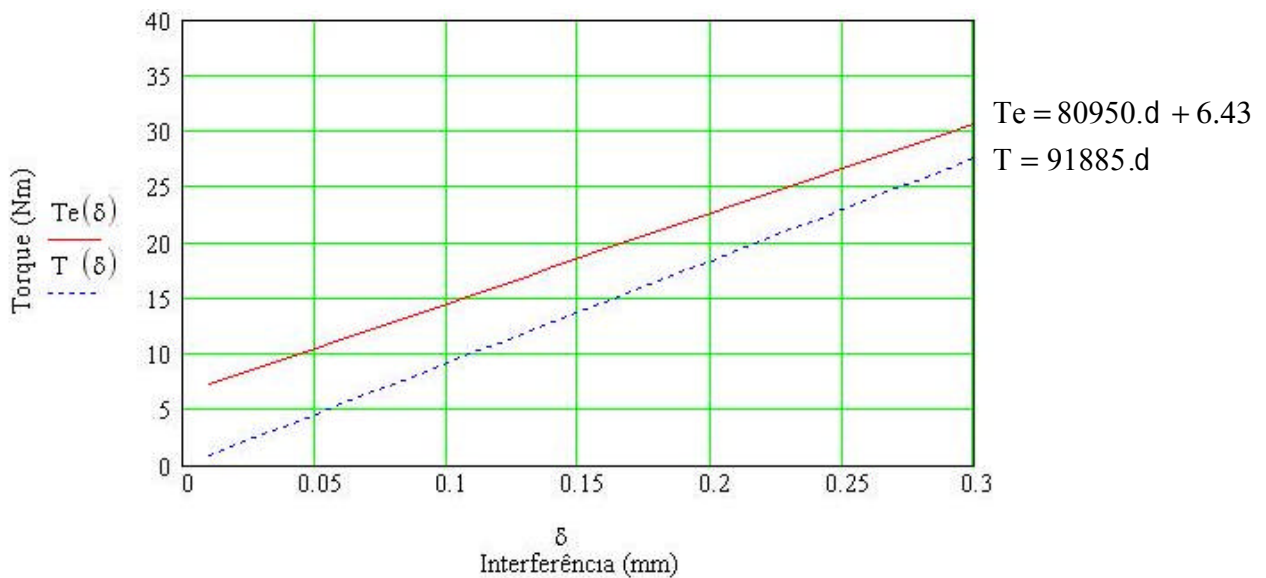


Figura 6.11 – Torque calculado (T) e torque experimental (T_e) após 1h a 25°C.

Observa-se que o valor do torque calculado é inferior ao valor obtido experimentalmente. Inicialmente a diferença é o valor da constante $B = 6,43$ N.m da equação do torque experimental (6.15) quando da interferência nula.

Passa-se a seguir para a comparação do torque na segunda avaliação de torque. Para isso o valor de C da equação 6.13 tem que ser recalculado para as propriedades do material plástico durante a segunda avaliação de torque. Assim, calcula-se o módulo de elasticidade do material nesta condição aplicando o mesmo procedimento adotado no item 6.2.

Como a segunda avaliação de torque também ocorreu sob temperatura ambiente, pode-se usar novamente o gráfico da Figura 5.3, porém agora se extrai o valor da tensão para a curva de 100 h. Dessa forma entrando-se no gráfico com o mesmo valor de deformação, $\epsilon = 0,5\%$, se obtém:

$$E_0(25^\circ C, 100h) = \frac{S(25^\circ C, 100h)}{e} = \frac{23,6}{0,005} = 4720 \text{ MPa} . \quad 6.17$$

Com este valor de módulo, a constante C recalculada segundo a equação 6.13 é: $C = 8,035 \cdot 10^5$. Usando o mesmo coeficiente de atrito o torque calculado será:

$$T = C m d \quad 6.18$$

$$T = 8,035 \cdot 10^5 \cdot 0,1 d$$

$$T = 80350 d \quad [Nm]$$

Os torques calculado e experimental são apresentados na Figura 6.12

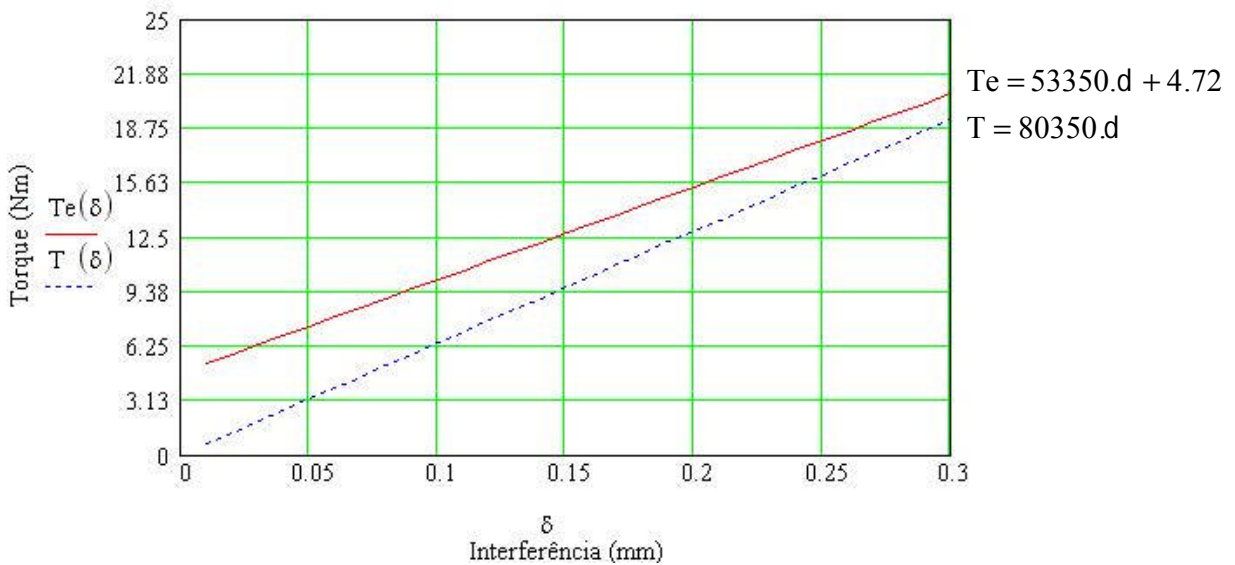


Figura 6.12 – Torque calculado (T) e torque experimental (T_e) após 100h a $25^\circ C$.

Analogamente ao gráfico da Figura 6.11 o torque calculado apresenta valores inferiores aos obtidos experimentalmente. Como visto anteriormente esta diferença está relacionada à constante B da equação de torque experimental que indica a existência de uma pressão de contato mesmo para interferência nula. Além disso, vale lembrar que a geometria do cubo do ventilador usado não é um cilindro perfeito, mas sim, um cilindro reforçado com nervuras de na região de ligação do cubo com as pás. Isto obviamente conduz a uma maior pressão nas proximidades desta região para uma mesma interferência quando comparado com a solução para a pressão de interferência em um cilindro perfeito (Equação 3.16).

Esta elevação de pressão na região próxima às nervuras pode ser observada na Figura 6.13. Nesta figura são mostradas as tensões normais ou pressão de interferência na face interna do cubo do ventilador para uma interferência diametral de 0,2 mm. Esta imagem foi obtida através de uma simulação elástica no programa *Ansys 10.0*, utilizando-se um modelo geométrico idêntico ao ventilador da Figura 5.6. Para simular o efeito da interferência foi aplicado um deslocamento radial prescrito de 0,1 mm em todos os nós da face interna do cubo. O tipo de elemento utilizado foi o “*solid186*” com tamanho de 1 mm o que resultou numa malha com 80618 elementos e 128318 nós. As propriedades do material foram extraídas da Figura 5.4, sendo utilizado um módulo de elasticidade inicial $E_0 = 6205$ MPa.

Nota-se que na região das nervuras do cubo, (lado oposto às pás do ventilador – Figura as pressões normais alcançam valores três vezes (3x) superiores a outra extremidade do cubo onde não existem nervuras e a pressão de interferência tende um valor constante.

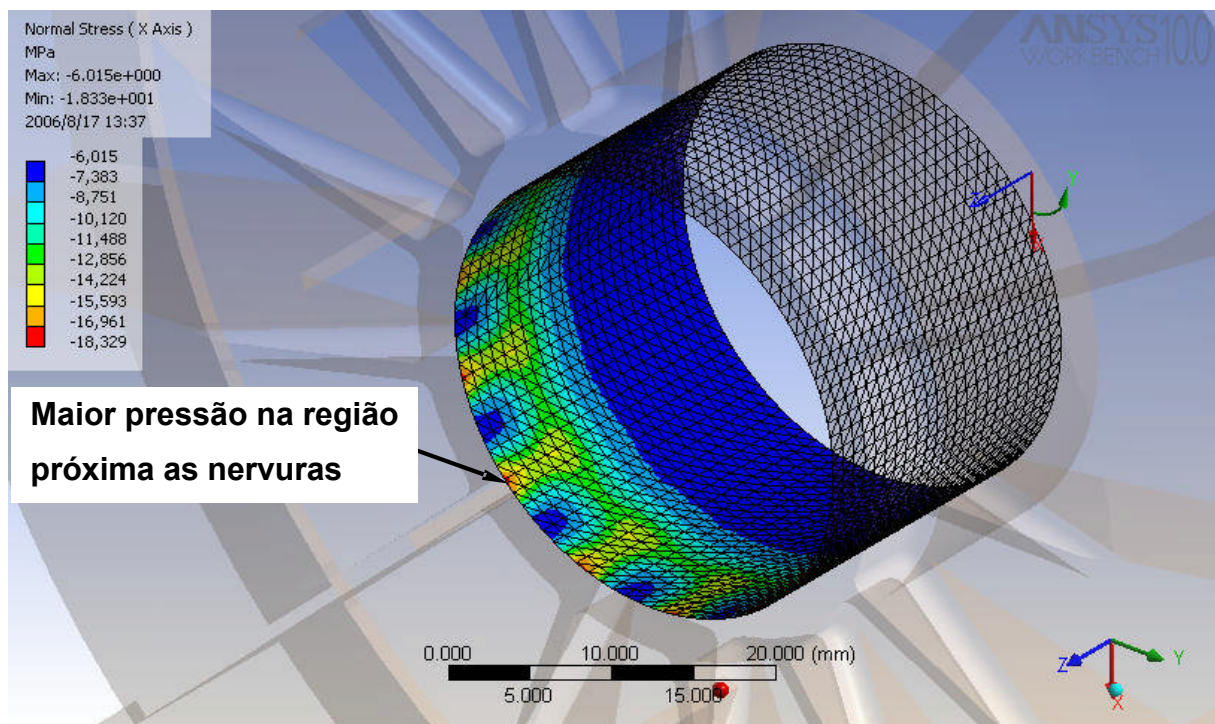


Figura 6.13 – Pressão na face interna do cubo do ventilador para uma interferência de 0,2 mm.

Esta majoração da pressão de interferência seja pela ovalização do cubo que induz à pressões de contato no par cubo/eixo mesmo com interferência nula ou pela existência de nervuras no cubo induz a valores experimentais de torque superiores aos calculados pelo método empregado. No entanto do ponto de vista de projeto isto vem a favor da segurança da ligação cubo e eixo.

Para a comparação das avaliações de torque realizadas em temperatura de 80°C com os valores de torque calculados é necessário obter as propriedades do plástico na temperatura de

trabalho e no tempo desejado. Infelizmente não se tem estas propriedades para temperatura de 80°C. No entanto se tem disponível curvas isócronas para o material selecionado para temperaturas de 60°C e 125°C conforme mostrado nas Figuras 6.14 e 6.15.

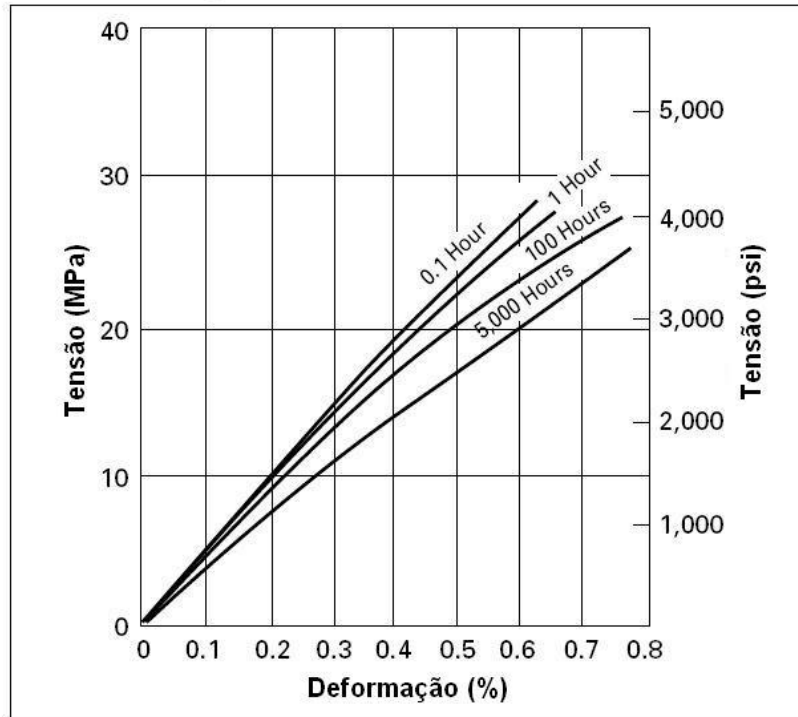


Figura 6.14 – Curva isócrona para o Zytel 70G33L à 60°C. Fonte: Dupont [12].

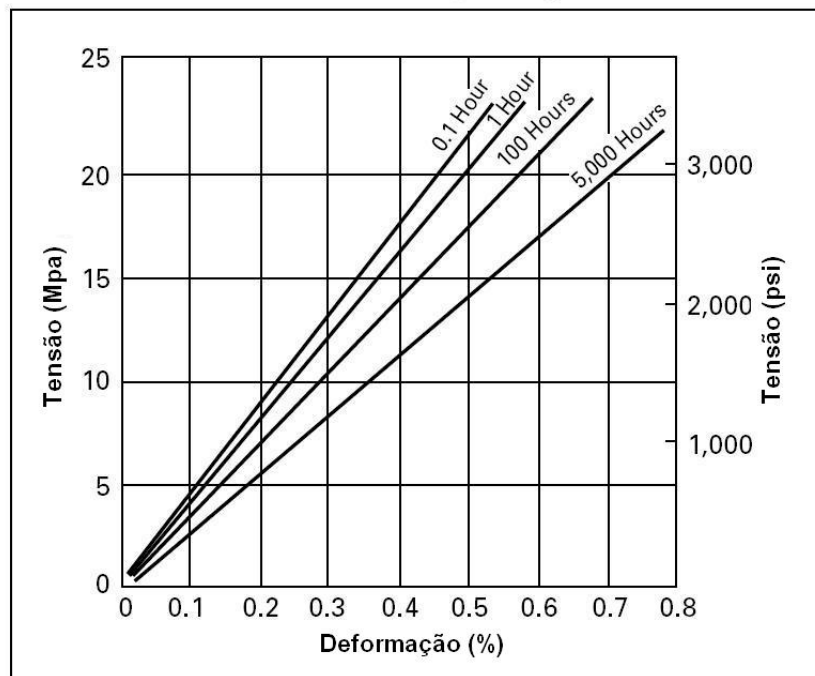


Figura 6.15 – Curva isócrona para o Zytel 70G33L à 125°C. Fonte: Dupont [12].

Uma alternativa neste caso é uma estimativa do módulo a 80°C a partir de uma interpolação dos módulos nas temperaturas de 60°C e 125°C, porém neste caso só se pode comparar com a quarta (4ª) avaliação de torque que ocorre depois de 100 h a 80°C. Procedendo-se desta forma, e usando o procedimento adotado no item 6.2 o módulo de elasticidade estimado é: $E(80^\circ\text{C}, 100\text{h}) = 3900 \text{ MPa}$. Recalculando-se a constante C se obtém $6,642 \cdot 10^5$.

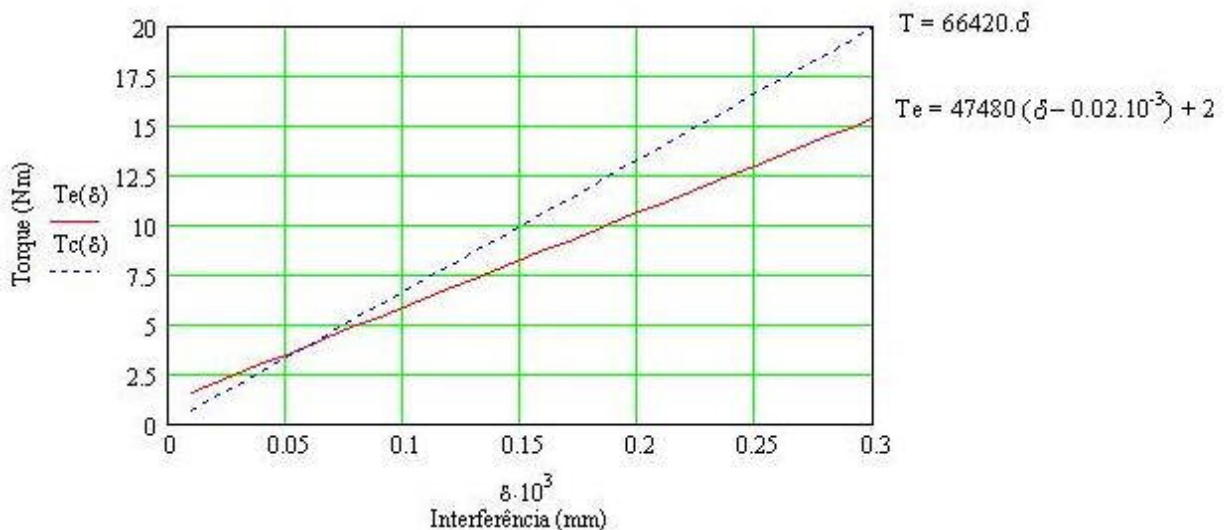


Figura 6.16 – Torque calculado (T) e torque experimental (T_e) após 100h a 80°C ($m = 0,1$).

Na Figura 6.16 é considerado um coeficiente de atrito de 0,1 e na determinação do torque, a interferência para o torque experimental foi corrigida através e uma redução de 0,02 mm. Este valor é a perda de interferência dd_T calculada conforme a equação 3.14, que ocorre devido ao $\Delta T = 55^\circ\text{C}$ com relação a temperatura de montagem usando-se os coeficientes de dilatação térmica do plástico e do aço conforme Tabela 3.3.

É interessante observar que usando este coeficiente de atrito de 0,1 o torque calculado tende a divergir do experimental para maiores interferências. No entanto vale observar que a mudança de temperatura pode ter alterado o valor do coeficiente de atrito. De fato, recalculando o coeficiente de atrito através da expressão 6.12 se tem:

$$m = \frac{A}{C} = \frac{47480}{6,642 \cdot 10^5} = 0,0715 . \quad 6.19$$

Recalculando também o torque para $m = 0,0715$ conforme feito em 6.16 se tem o gráfico mostrado na Figura 6.17

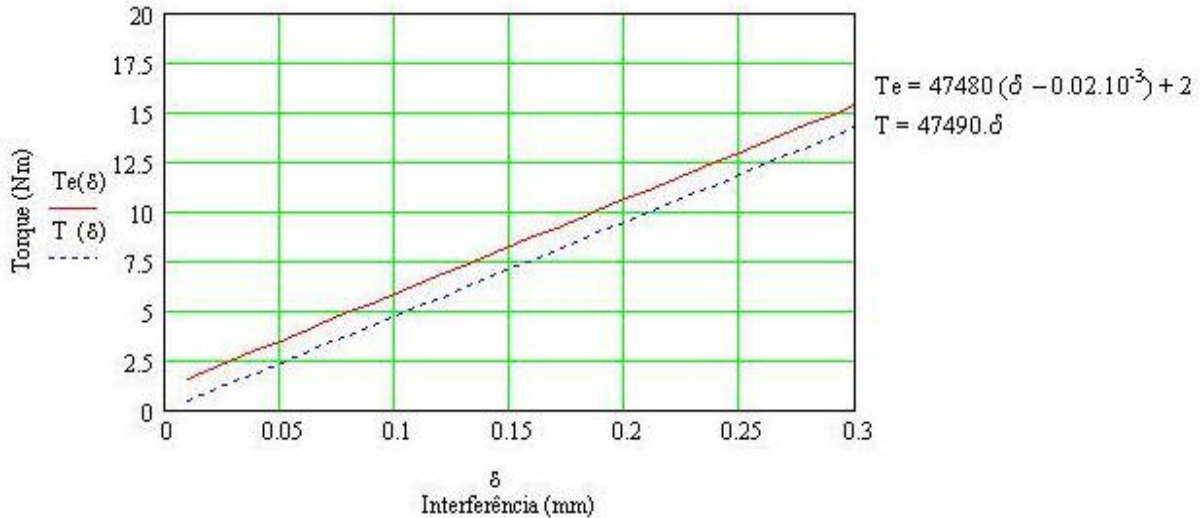


Figura 6.17 – Torque calculado (T) e torque experimental (T_e) após 100h a 80°C ($m = 0,0715$).

A comparação entre o comportamento do torque calculado (T) nas Figuras 6.16 e 6.17 revela a importância do uso de um coeficiente de atrito o mais próximo do real.

É interessante ressaltar também que os valores calculados para o coeficiente de atrito a partir das avaliações experimentais revelaram-se abaixo dos indicados na literatura para este par de materiais. Conforme visto no item 5.1.3, o valor do coeficiente de atrito deveria se situar na faixa de 0,15 a 0,40. Acredita-se que esta diferença esteja relacionada a dois fatores. O primeiro pelo fato do material selecionado, (Zytel 70G33L), conter em sua composição lubrificante para melhorar a alimentação da extrusora e a extração do molde. Esta característica é indicada pelo sufixo “L” na descrição do material.

O outro fator que pode ter contribuído para a redução do coeficiente de atrito é pelo fato das buchas de aço fabricadas para o experimento terem sofrido um processo de enegrecimento em óleo para melhorar a resistência à corrosão. Este processo pode ter deixado resquícios de óleo sobre a superfície da bucha que podem ter reduzido o atrito.

Todavia, cabe ressaltar também, que no processo de fabricação de eixos para motores elétricos é usado um fluido de corte que contém certo percentual de óleo solúvel em água. Este fluido de corte melhora o desempenho de usinagem e também garante certa resistência a corrosão. Diante disso, é possível que quando os ventiladores forem montados sobre os eixos de motores elétricos este acoplamento também apresente um baixo coeficiente de atrito.

Conforme já sugerido anteriormente é sempre recomendável a verificação do coeficiente de atrito nas condições reais da aplicação.

6.5 Evolução dos torques durante o experimento.

Uma das preocupações do uso de acoplamentos por interferência com cubos de material plástico é o provável decaimento dos torques com o tempo devido ao fenômeno de relaxação de tensões no cubo. Esta relaxação de tensões tende a reduzir a pressão de interferência e esta diretamente relacionada à queda do módulo de elasticidade do material ou *Creep Modulus* conforme visto na curva de fluência do material da Figura 5.2d.

No intuito de verificar se os torques realmente tendem a se reduzirem com o tempo, são tomadas as equações das linhas de tendência para cada uma das avaliações de torque realizadas conforme Figura 5.15 e calculados os torques para quatro (4) valores distintos de interferência. Estes valores são mostrados no gráfico da Figura 6.18.

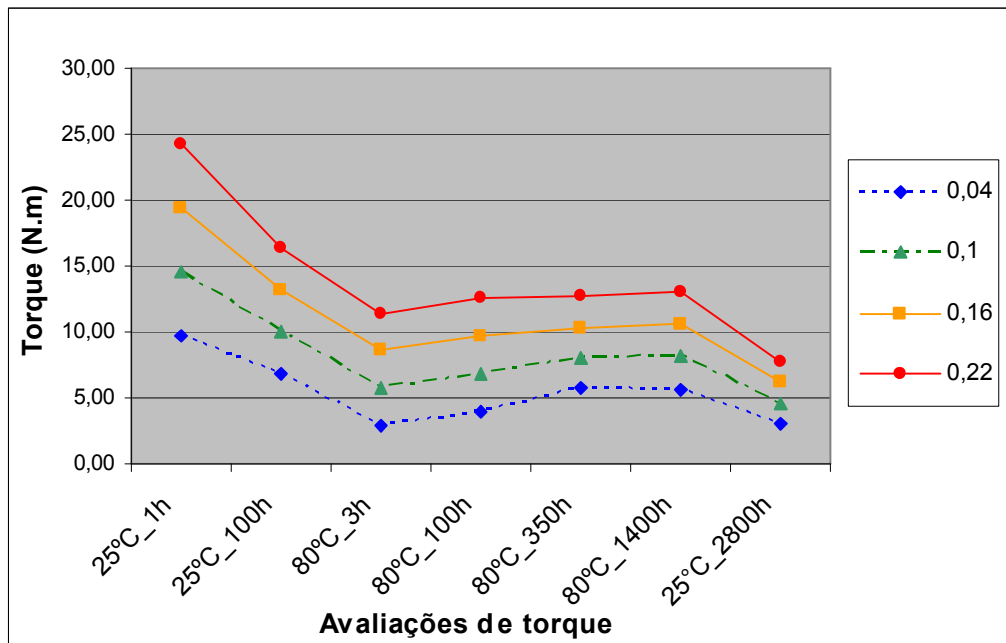


Figura 6.18 – Evolução dos torques durante o experimento.

Observa-se que inicialmente os torques decaem rapidamente com o tempo o que pode ser visto nas três primeiras avaliações de torque. Este fenômeno é coerente com o comportamento das curvas isócronas do material que apresentam uma rápida queda de inclinação nos primeiros períodos de tempo. No entanto, durante as avaliações de torque realizadas sob temperatura de 80°C as curvas indicam que os torques ao invés de continuarem caindo, apresentaram um leve crescimento, voltando a cair na última avaliação de torque.

Esse crescimento do torque sobre a influência da temperatura parece não fazer sentido,

pois como visto nas Figuras 6.14 e 6.15 a tensão e conseqüentemente o módulo de elasticidade do material se reduzem para uma mesma deformação com o aumento de temperatura.

A explicação para este fenômeno vai além dos objetivos deste trabalho, mas acredita-se que esteja relacionada ao aumento da área real de contato que seria provocado pela conformação da superfície do plástico sobre as asperezas da bucha de aço. De fato, quando um material com menor rigidez é pressionado sobre uma superfície rugosa, parece coerente que este material se molde à superfície do material mais rígido conforme sugere a Figura 6.19.

Este fenômeno seria maior ainda se o módulo do material se reduzir com o tempo e a temperatura, como ocorre num material viscoelástico.

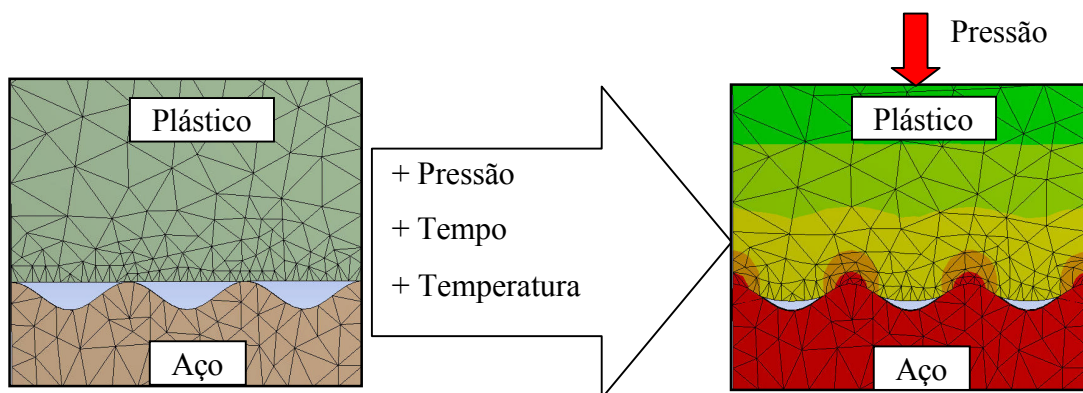


Figura 6.19 – Acomodação da superfície de plástico sobre o aço

Assim para um material elástico haveria uma conformação inicial entre as superfícies que se manteria com o tempo e a temperatura, porém quando um dos materiais é viscoelástico é provável que este processo de moldagem continue. Isto aumentaria a área real de contato entre as superfícies compensando a perda de pressão de interferência a ponto de manter ou aumentar a capacidade de transmissão de torque do acoplamento. Estas são apenas hipóteses para o fenômeno de aumento dos torques com o tempo sob maior temperatura e sua comprovação científica fica como sugestão para trabalhos futuros. Uma análise preliminar dessa hipótese é apresentada na Figura 6.19.

6.6 Análise das superfícies de contato.

Após a quarta (4ª) avaliação de torque, quando os acoplamentos estavam a 350 h sob temperatura de 80°C e atingido um número de cem mil (100.000) ciclos de operação, os corpos de prova de números quinze (15) e dezenove (19) foram retirados do ensaio para análise. O objetivo foi avaliar o aspecto das superfícies de contato para a verificação de um possível desgaste. Um destes ventiladores é mostrado na Figura 6.20 que foi cortado durante o processo de retirada da bucha.



Figura 6.20 – Ventilador retirado do teste para análise após 350h à 80°C.

Observando-se a Figura 6.20 se percebe um amarelamento superficial da peça quando comparado com um ventilador novo, conforme mostrado na Figura 5.6, que tem como característica um coloração branca natural com certa transparência. Segundo Dupont [12], esta coloração é típica de um Nylon quando submetido a elevadas temperaturas por um longo período de tempo.

6.6.1 Imagens da superfície polimérica.

Foram feitas também imagens das superfícies de um ventilador novo e comparadas com as do corpo de prova retirado do ensaio. Estas imagens, mostradas nas Figuras 6.21 a 6.22, foram obtidas com sistema de digitalização de imagens (*Image Pro Express*) acoplado em microscópio ótico REICHERT POLYVAR2 MET com capacidade de ampliação de 40 a 2.000 vezes.

A Figura 6.21 mostra o aspecto superficial do plástico em um ventilador novo obtido na região das pás. As finas estrias inclinadas e escuras são sulcos formados no material provavelmente devido ao acabamento superficial do molde de injeção (usinado). As lamelas brilhantes e coloridas são devido à refração da luz nas fibras de vidro que afloraram na

superfície. As regiões sinuosas escuras são cavidades provavelmente formadas durante o processo de solidificação do plástico sobre a superfície do molde.

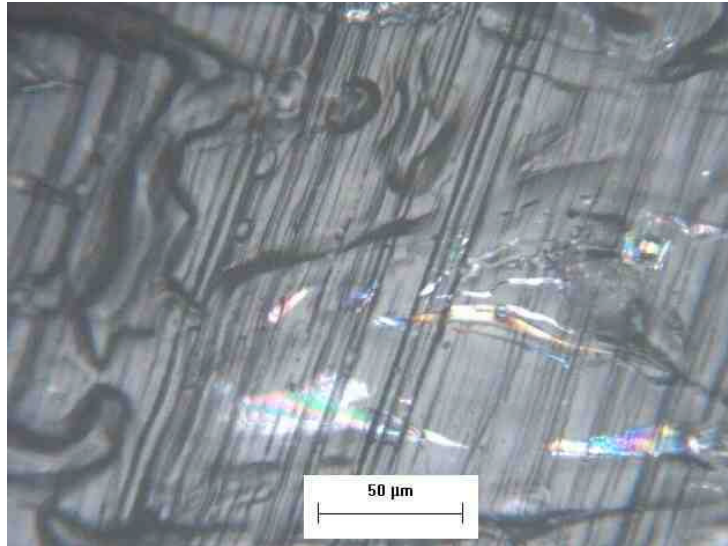


Figura 6.21 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região das pás de um ventilador novo. A rugosidade média medida na superfície foi $Ra = 0,46 \text{ mm}$ (aumento 200X).

A Figura 6.22 apresenta uma foto da superfície de um ventilador ensaiado, obtida na região interna do cubo. A larga faixa horizontal no centro da foto tem espessura de 134 mm e representa um risco decorrente da montagem do ventilador na bucha. Nota-se que estrias verticais não são tão perceptíveis quanto na Figura 6.21, o que revela um melhor acabamento superficial do molde de injeção nesta região (o pino central do molde é retificado).

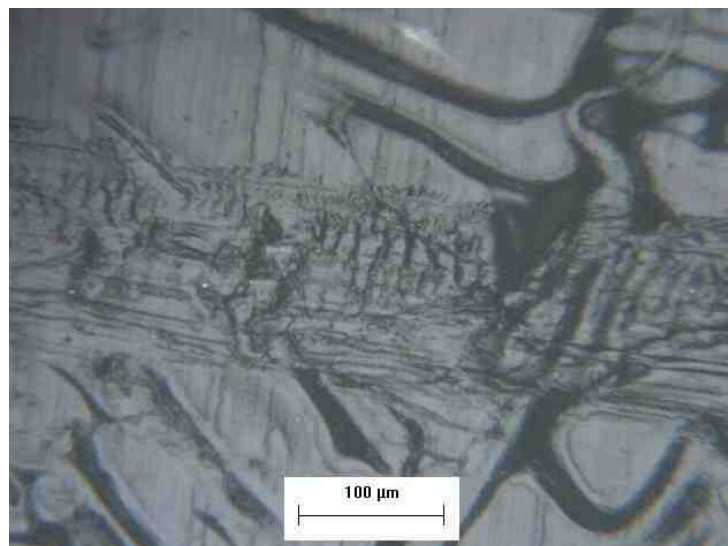


Figura 6.22 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região interna do cubo de um ventilador ensaiado. Rugosidade $Ra = 0,34 \text{ mm}$ (aumento 100X).

As Figuras 6.23 e 6.24 apresentam uma comparação entre as superfícies de um ventilador novo e outro ensaiado. Na Figura 6.23 a transição entre as regiões claras (elevações) e escuras (cavidades) é mais suave revelando aspectos do relevo da superfície. Já a Figura 6.24 apresenta-se mais opaca com uma transição mais abrupta entre as regiões o que indica certo desgaste provavelmente provocado pelas sucessivas medições de torque.

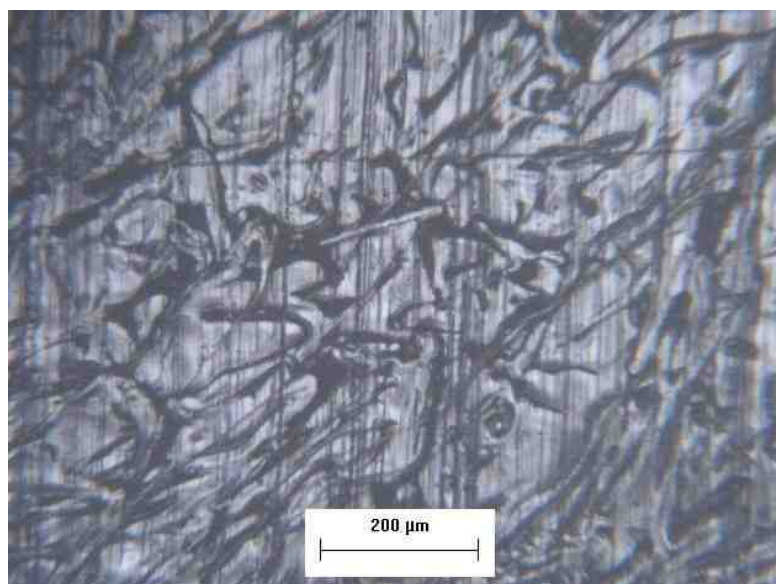


Figura 6.23 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região do cubo de um ventilador novo. Rugosidade $Ra = 0,38 \text{ mm}$ (aumento 50X).

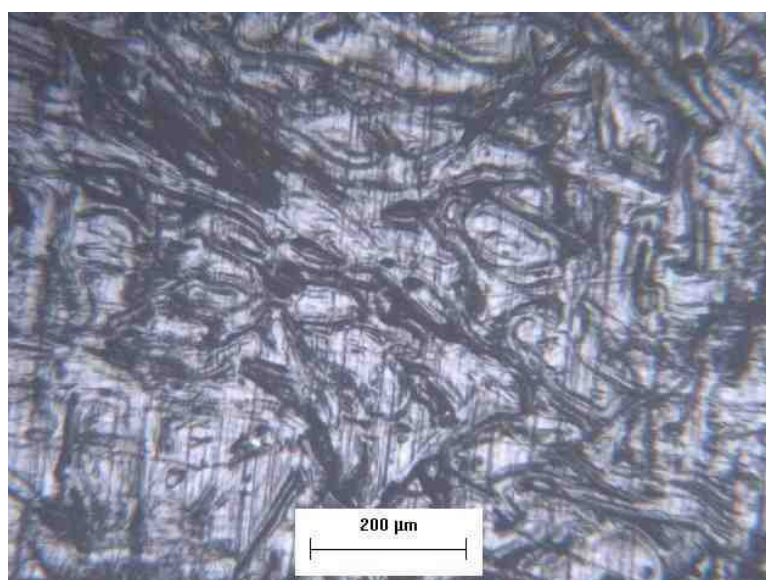


Figura 6.24 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região do cubo de um ventilador ensaiado montado com interferência de 0,09mm. Rugosidade $Ra = 0,34 \text{ mm}$ (aumento 50X).

As Figuras 6.25 e 6.26 apresentam uma comparação entre as superfícies de um ventilador novo e outro ensaiado na região interna do cubo, porém com uma maior ampliação.

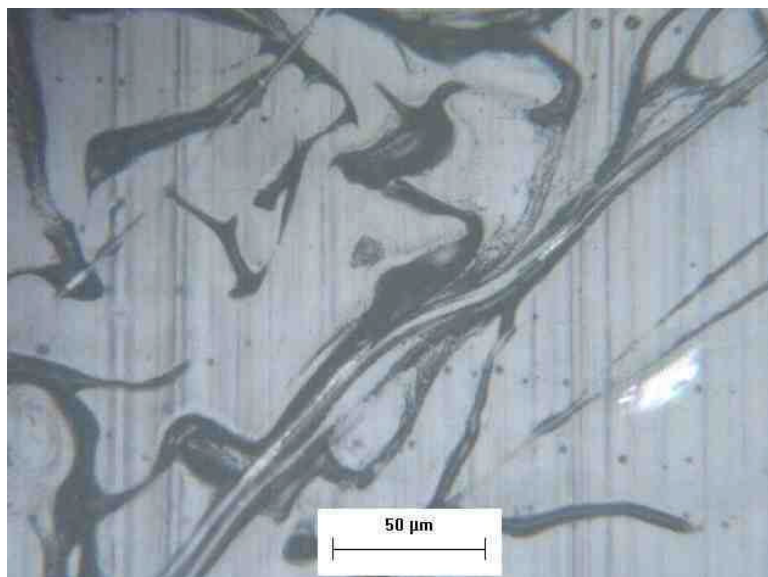


Figura 6.25 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região do cubo de um ventilador novo. A região brilhante é provavelmente devido à refração da luz numa fibra de vidro que aflorou na superfície. Rugosidade $Ra = 0,38 \text{ mm}$ (aumento 200X).

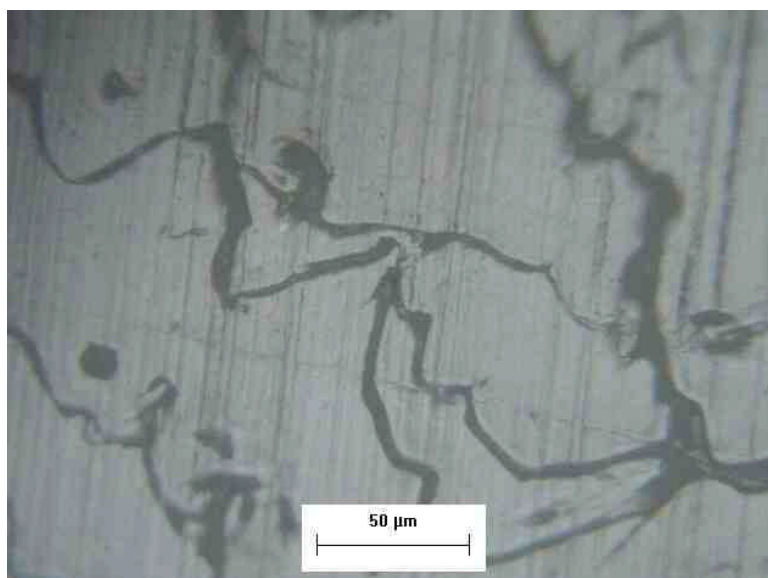


Figura 6.26 – Superfície do polímero Zytel 70G33L na região do cubo de um ventilador ensaiado montado com interferência de 0,09mm. Nota-se uma superfície mais desgastada mais escura, provavelmente devido ao *stress* térmico sofrido (350 h à 80°C) que causou um “amarelamento” da peça. Rugosidade $Ra = 0,34 \text{ mm}$ (aumento 200X).

6.6.2 Imagens da superfície metálica.

De mesma forma que para a superfície do plástico também foram feitas imagens da bucha de aço ABNT 1045 enegrecida em óleo onde foram montados os ventiladores. Estas imagens são mostradas em seqüência nas Figuras 6.27, 6.28 e 6.29 com ampliação regressiva de 200X, 100X e 50X.

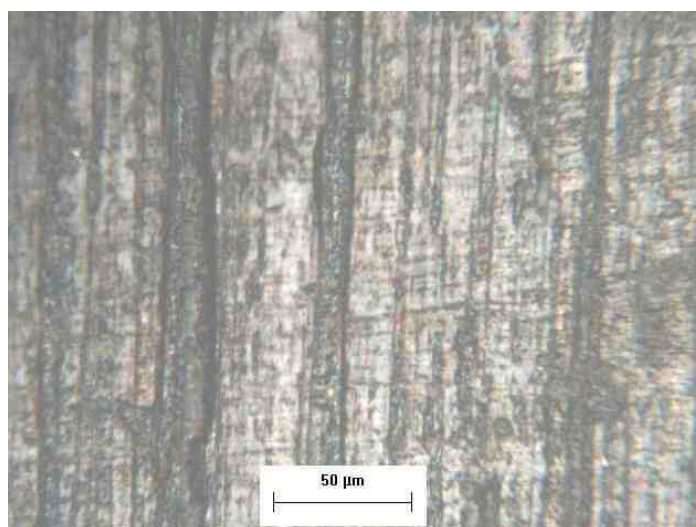


Figura 6.27 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio (Aumento 200X).

As estrias verticais escuras são sulcos que variam de 5 a 24 μm de espessura resultantes dos processos de torneamento e retífica, as regiões mais claras são elevações na superfície. Nota-se que à medida que a ampliação é reduzida, a superfície fica mais escura devido à menor incidência da luz nas cavidades.

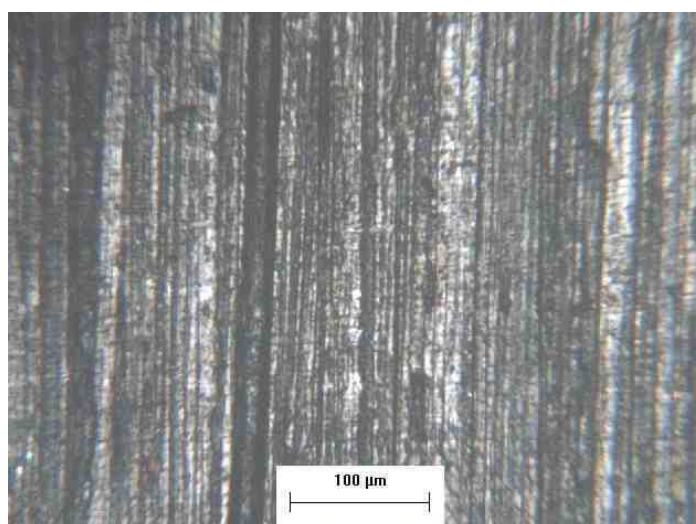


Figura 6.28 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio (Aumento 100X).

Não foi percebido nas fotos da bucha de aço sinais de desgaste superficial como parece ter ocorrido na superfície do plástico.

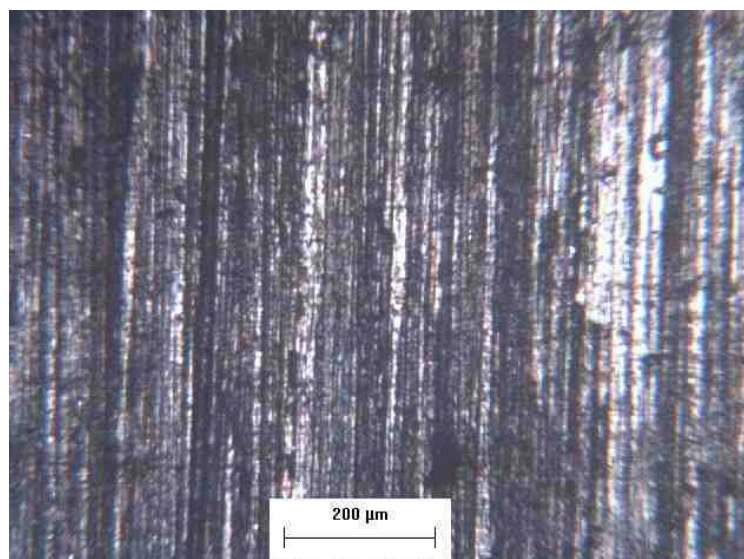


Figura 6.29 – Foto da superfície da bucha de aço retificada usada no ensaio. A rugosidade média medida na superfície é de $Ra = 0,90 \text{ mm}$ (Aumento 50X).

Para efeito de comparação da superfície da bucha de aço onde foram acoplados os ventiladores com a de um eixo usado em um motor elétrico foi adicionada a foto da Figura 6.30. Esta foto mostra a superfície de um eixo de aço ABNT 1045 da carcaça 71 obtida na região do assento do ventilador com acabamento superficial usinado e diâmetro 12 js9. Neste eixo o ventilador é fixo por pino elástico similar ao mostrado na Figura 3.14

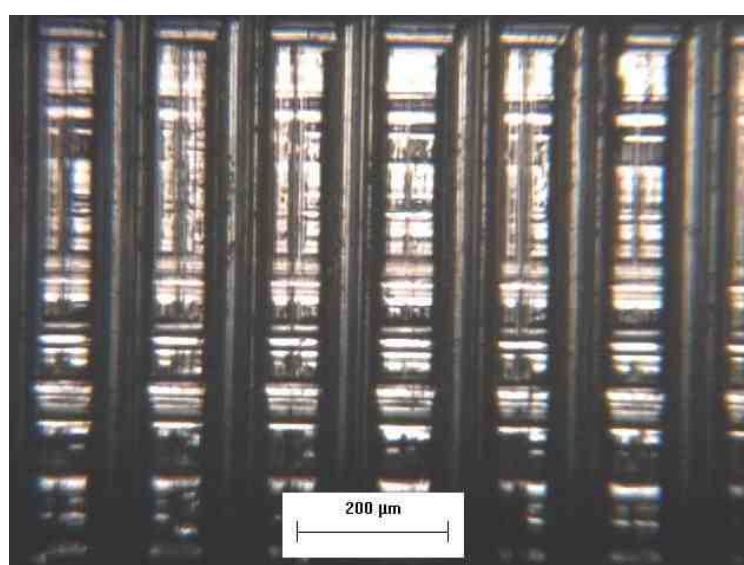


Figura 6.30 – Superfície de eixo da carcaça 71 com acabamento usinado. A rugosidade média medida na superfície é de $Ra = 4,25 \text{ mm}$. (Aumento 50X).

Nota-se a grande diferença de acabamento superficial entre as superfícies mostradas na Figura 6.29 (retificado) e Figura 6.30 (usinado), esta diferença também é evidenciada pela comparação das rugosidades mostradas nas figuras. O aspecto da superfície usinada lembra a imagem de uma rosca. De fato as regiões mais escuras são cavidades (fundo da rosca) e o espaçamento médio entre elas em torno de $144 \mu m$, é resultante do avanço da ferramenta de corte.

Neste trabalho optou-se pelo uso de buchas com acabamento superficial retificado para garantir um melhor controle dimensional e da interferência dos acoplamentos. Esta escolha conduziu a resultados de torque bastante satisfatórios, bem acima dos torques atuantes no ventilador mesmo nos acoplamentos de baixa interferência. Contudo segundo YANG [18], o uso de acabamentos superficiais mais rugosos além de mais econômico conduz a maiores coeficientes de atrito. No caso do uso de um acoplamento com material polimérico este aumento de rugosidade da superfície metálica pode ser ainda mais vantajoso visto que conforme já descrito por Dupont [12], a superfície do plástico tende a se acomodar sobre a superfície metálica. Não foi objetivo deste trabalho, avaliar o comportamento dos torques em função de diferentes tipos de acabamento superficial de forma que esta avaliação fica como sugestão para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho abordou a utilização de ajuste por interferência para a fixação de ventiladores no eixo de motores elétricos visando avaliar a aplicabilidade deste método de fixação associada ao uso de materiais termoplásticos levando em consideração as características da aplicação e o comportamento viscoelástico dos plásticos. Atualmente a maioria dos fabricantes de motores elétricos utiliza métodos de fixação por forma tais como chavetas, pinos elásticos, recartilha ou estrias que representam soluções de maior custo quando comparadas com o uso e ajuste por interferência. Este trabalho mostrou que a partir correta escolha do material é possível dimensionar uma ligação por interferência que resista às condições de aplicação.

Percebe-se que o comportamento dos torques varia linearmente com a interferência como era esperado, contudo, todas as medições apontavam para um valor torque residual de torque mesmo com interferência nula. Este torque residual está relacionado com imperfeições geométricas, tais como ovalização do cubo que promovem uma pressão de contato em certas regiões mesmo quando se tem uma interferência média nula. A partir desta constatação foram feitas importantes considerações sobre o comportamento do coeficiente de atrito numa ligação por interferência. Comparando-se os resultados experimentais de torque com a expressão analítica para o torque em uma ligação por interferência foi possível demonstrar que o coeficiente de atrito decai com o aumento da interferência. Além disso, demonstrou-se que para elevadas interferências o coeficiente de atrito tende a um valor constante.

Outra constatação interessante é a nítida diferença de torque observada entre a medição inicial e medições imediatamente subseqüentes que apresentaram torques num patamar inferior.

Observa-se também que sob temperatura ambiente os torques decrescem com o tempo, conforme era previsto. No entanto sob o efeito de temperatura de 80°C, os torques apresentaram uma queda inicial seguidos de um moderado crescimento com o tempo.

Acredita-se que a diferença entre a medição de torque inicial e as medições subseqüentes, bem como o fenômeno de crescimento dos torques com a temperatura esteja relacionado à acomodação da superfície do plástico sobre as rugosidades da superfície

metálica aumentando a área real de contato entre as superfícies. Foram avaliadas as superfícies de contato do plástico e do aço. Percebeu-se um aparente desgaste na superfície do polímero provavelmente devido às sucessivas medições de torque a que cada acoplamento foi submetido. Não foi observado desgaste na superfície metálica. O estudo mais detalhado deste comportamento não foi objetivo deste trabalho e é deixado como sugestão para trabalhos futuros, assim como a influência da rugosidade da superfície metálica no comportamento dos torques de uma ligação cubo eixo com material viscoelástico.

Através das curvas de fluência disponíveis para o material do ventilador sob certas condições de tempo e temperatura foi possível comparar alguns dos resultados experimentais com valores calculados através do método pseudo-elástico. Em geral os valores de torque calculados através deste método mostraram-se mais conservativos quando comparados com os resultados experimentais, porém bastante satisfatórios em relação ao exigido pela aplicação. Esta diferença se deve ao fato dos corpos de prova usados no ensaio apresentarem nervuras de reforço na região de ligação com as pás o que proporcionou maiores pressões de interferência e conseqüentemente torques mais elevados.

Com este trabalho foi demonstrado que o uso de ajuste por interferência é viável para a fixação de ventiladores já que os torques obtidos foram muito superiores aos exigidos na aplicação mesmo quando baixas interferências são usadas. Esta constatação é bastante importante, pois encoraja futuros estudos para a extensão do uso deste método de fixação a outros componentes usados em motores elétricos. Entre estes componentes podemos citar o dispositivo centrífugo de partida usado em motores monofásicos e até mesmo polias de plástico usadas para transmissão de potência em motores para eletrodomésticos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CRAWFORD, R. J. *Plastics Engineering*. Maxwell Macmillan International Editions, 2nd edition USA 1987.
- [2] SMITH, William F. *Princípios de Ciência e Engenharia de materiais*. Editora McGrall-Hill Portugal 1998.
- [3] FLÜGGE, W. *Viscoelasticity*, 2nd. Edition, Springer-Verlag.
- [4] PAGLIOSA, Cleber. “Determinação experimental de propriedades viscoelásticas de material polimérico.” Florianópolis, 2004. Dissertação de mestrado 101p. UFSC.
- [5] MENDONÇA, Paulo de Tarso R. *Apostila da Disciplina de Análise estrutural de Componentes Plásticos*. Curso de mestrado *Latu Senso em Desenvolvimento e Processos de Componentes Plásticos*, SOCIESC, Curitiba, Fevereiro 2005.
- [6] ROYLANCE, David. *Engineering Viscoelasticity*. Department of Materials Science and Engineering, Massachusetts Institute of Technology – MIT. Cambridge, October 24, 2001.
- [7] NORTON, Robert L. *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*. Trad. João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar.[et al.] – 2^o edição – Ed. Bookman - Porto Alegre, 2004.
- [8] NICOLAZZI, L. C. *Apostila da Disciplina de Componentes mecânicos de motores elétricos*. UFSC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Curso de Mestrado Profissionalizante em Projeto Mecânico de Motores Elétricos, Jaraguá do Sul, 2004.
- [9] NIEMANN, G., *Elementos de Máquinas* – Ed. Edgard Blücher Ltda – Universidade de São Paulo. Vol. I; II e III, 1978
- [10] SHIGLEY, Joseph E., Mischke, Charles R., Budynas, Richard G. *Mechanical Engineering Design*, 7th edition. McGraw-Hill, New York, 2004.
- [11] DOBROVOLSKI V., Zablonki K., Radchid A., Erlij L. *Elementos de máquinas*. Tradução ao espanhol. Editoria Mir, URSS. 1980
- [12] DUPONT, *Engineering Polimers, Design Guide – Module II*, USA, 2005
- [13] TZENG J. T. *Viscoelastic analysis of composite cylinders subjected to rotation*, *Journal of Composite Materials (USA)*. Vol. 36, N^o 2, p. 229-239. 2002.
- [14] A. ÖZEL et al. *Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method*. *Materials and Design* 2005; 26: p. 281–289.
- [15] Braseq – Brasileira de Equipamentos Ltda. *Viscosidade e Reologia: Noções Básicas*. Disponível em <http://www.braseq.com.br/pdf/brookfield.pdf> . Acesso em 15/06/2005.

- [16] NF E22-620, Assemblage frettés sur portée cylindrique: Fonction, réalisation, calcul., AFNOR, Paris la défense, 1984.
- [17] NF E22-621, Assemblage frettés, dimensions, tolérances et états de surface pour assemblages usuels, AFNOR, Paris la defense, 1980.
- [18] G. M. Yang, J. C. Coquille, J. F. Fontaine, M. Lambertin, Influence of roughness on characteristics of tight interference fit of a shaft and a hub, *International Journal of Solids and Structures*. Vol. 38, issues 42-43, October 2001, pp. 7691-7701.
- [19] NEMA MG 1-2003, Motors and Generators, National Electrical Manufactures Association, revision 1-2004.
- [20] IEC 60204-1, Safety of Machinery – Electrical equipment of machines, Part 1-General Requirements. International Electrotechnical Commission, 4th edition 1997.
- [21] HACA 100, Safety and Performance Standards for Home Air Compressors, CAGI - Compressed Air and Gas Institute. Comply with UL Standard 1450 “Motor operated air compressors, vacuum Pumps and Painting Equipment” or CSA C22.2 N°68 “ Motor operated Appliances (Household and Comercial)”.
- [22] Efunda Engineering Fundamentals, Glossary of Polymers. Disponível em <http://www.efunda.com/materials/polymers/definitions.html> . Acesso em 04/06/2005.
- [23] BOAVA C. *et al.* Análise de fixação de ventiladores por chaveta conformada. Relatório Técnico do Depto de Engenharia Industrial, WEG Industrias S.A, 2005.
- [24] [MOORE](#), A.J.W., 1948. Deformation of Metals in Static and in Sliding Contact. *Proc. Roy. Soc. London. A* 195, pp. 213–243.
- [25] [WILLAMSON](#), J.B.P. and Hunt, 1972. Asperity persistence and the real area of contact between rough surfaces. *Proc. R. Soc. Lond. A* 327, pp. 147–157.
- [26] [CHILDS](#), T.H.C., 1977. The persistence of roughness between surfaces in static contact. *Proc. Roy. Soc. Lond. A* 353, pp. 35–53.
- [27] A. O. Smith Electrical Products Company, 531 North Fourth Street, Tipp City, OH 45371, USA. <http://www.aosmithmotors.com> Tel 1(937) 667-2431 Fax 1(937) 667-5030.
- [28] Emerson Motor Company, 8100 West Florissant Avenue, St. Louis, MO 63136, USA. <http://www.emersonmotors.com> Tel 1(888) 637-7333 - Fax 1(314) 553-3712.
- [29] Manual 1-DIN, Normas fundamentais para la técnica mecânica 8º edição espanhola, editorial Balzola-Bilbao, 1970.
- [30] WEG Equipamentos Elétricos, Catálogo geral de motores elétricos, 2007. Av. Prefeito Waldemar Grubba, 3000. Jaraguá do Sul - SC. 89256-900 www.weg.com.br Tel (47) 3372-4000 Fax (47) 3372-4040
- [31] ENGELMANN, Richard H., MIDDENDORF, William H., Handbook of Electric Motors. Department of Electrical and Computer Engineering, University of Cincinnati, Cincinnati, Ohio. Ed. Marcel Dekker, Inc New York, USA, 1995

- [32] MACINTYRE, A. J., Ventilação Industrial e controle da poluição. Editora Guanabara 2ª edição, Rio de Janeiro, 1990.
- [33] Institute of Electric and Electronics Engineers Inc., Test procedure for single-phase induction motors, IEEE-114, New York, NY, 2001.
- [34] International Electric Committee, IEC 60034-1, Rotating Electric Machines, part 1 – Rating and Performance. Genebra, Suíça 1986.
- [35] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 5383: Máquinas Elétricas Girantes – Parte 1: Motores de Indução – Ensaios. Rio de Janeiro, 2006.
- [36] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8320: Pino elástico leve – Material e dimensões. Rio de Janeiro, 1983.
- [37] ANSI/ASTM D2990-77, Standard test methods for tensile, compressive, and flexural creep and creep-rupture of plastics, Annual Book of ASTM Standards, Part 35, 1980.
- [38] ANSI/ASTM D 638 - 77a, Standard test method for tensile properties of plastics, Annual Book of ASTM Standards, Part 35, 1980.
- [39] PARETO, L., Elementos de Máquinas, Editora Hemus 1ª edição, São Paulo, 2003.
- [40] SIT - Power transmission products, Via Watt, 15 - 20143 Milan - Italy <http://www.sitspa.com/Catalogo/tcatalog/pdf/031.pdf> Tel.-39.02891441 Fax 39.0289181327.
- [41] RINGFEDER Corporation, 165 Carver Ave., P.O. Box 691, Westwood, NJ 07675 - USA <http://www.ringfeder.com/PDF/W-300-3.pdf> Tel-800-245-2580 Fax - 1-664-6053.
- [42] PETER – Shaft/Hub connections, Lützeltaler Str. 5a, D - 63868 Großwallstadt - GmbH www.gerwah.com Tel 49 (0) 6022-2204-0 Fax 49 (0) 6022-2204-11.
- [43] SPANNSATZ – Weidinger Industrietechnik GmbH - Marktplatz 9 - D-90542 Eckental www.spannsatz.info Tel.:09126 285012 Fax: 09126 285011.

APÊNDICE A

INTRODUÇÃO À VISCOELASTICIDADE

A.1 Introdução

Em um material perfeitamente elástico (comportamento hookeano), a tensão, S , é diretamente proporcional à deformação, e , e esta relação para um estado uniaxial de tensão e deformação pode ser escrita como:

$$S = Ee . \quad (\text{A.1})$$

Sendo E uma constante conhecida como módulo de elasticidade do material.

Em um fluido perfeitamente viscoso (Newtoniano), a tensão de cisalhamento, t , é diretamente proporcional à taxa de deformação (de/dt ou \dot{e}) e a relação é:

$$t = m\dot{e} . \quad (\text{A.2})$$

Sendo m , também, uma constante e corresponde à viscosidade do fluido.

Segundo CRAWFORD [1], os materiais poliméricos exibem propriedades mecânicas intermediárias a estes dois casos ideais e, portanto, são chamados materiais viscoelásticos. Num material viscoelástico a tensão é uma função da deformação e do tempo e então podem ser descritos por uma equação da forma:

$$S = f(e, t) . \quad (\text{A.3})$$

Este tipo de resposta é conhecido como viscoelasticidade não linear onde a tensão é uma função genérica f , da deformação e do tempo. Para pequenas deformações ($e < 1\%$), a deformação e a resposta no tempo podem ser separadas, fornecendo a equação geral para um material viscoelástico linear do tipo:

$$S = e(t) E(t) . \quad (\text{A.4})$$

Sendo $E(t)$, é o módulo de elasticidade do material dependente do tempo e em qualquer instante a tensão é proporcional à deformação.

As diferenças entre os comportamentos elásticos e viscoelásticos podem ser mais bem entendidas observando a Figura A.1 que ilustra as curvas de tensão versus deformação para três materiais distintos obtidas em intervalos de tempo diferentes.

Os efeitos viscoelásticos que ocorrem nos polímeros a temperaturas ambientes também são observados em metais, a diferença é que nos metais estes fenômenos ocorrem apenas a elevadas temperaturas. A dependência temporal do comportamento viscoelásticos dos polímeros manifesta-se de duas maneiras, a fluência e a relaxação de tensões.

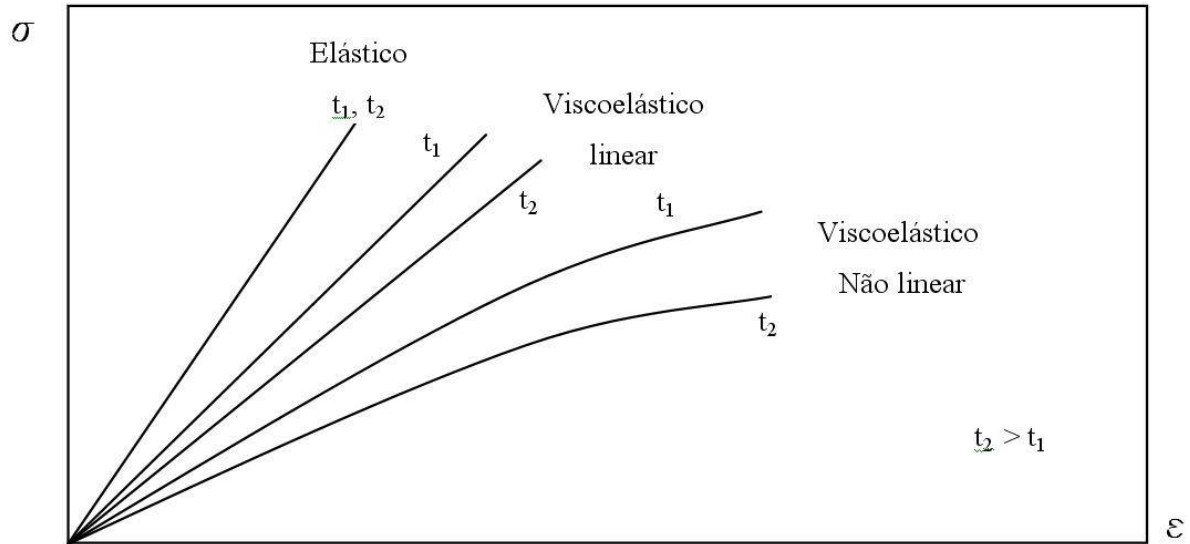


Figura A.1 – Curva de tensão x deformação para materiais elásticos e viscoelásticos obtida em intervalos de tempos diferentes.

A.2 Fluência

Em um material elástico, quando um carregamento é aplicado instantaneamente e mantido constante, a deformação subsequente também é instantânea. Esta deformação é constante no decorrer do tempo e totalmente recuperável quando o carregamento é removido. Isto não ocorre com um material viscoelástico. A resposta deste material para um carregamento constante aplicado instantaneamente é mostrada na Figura A.2.

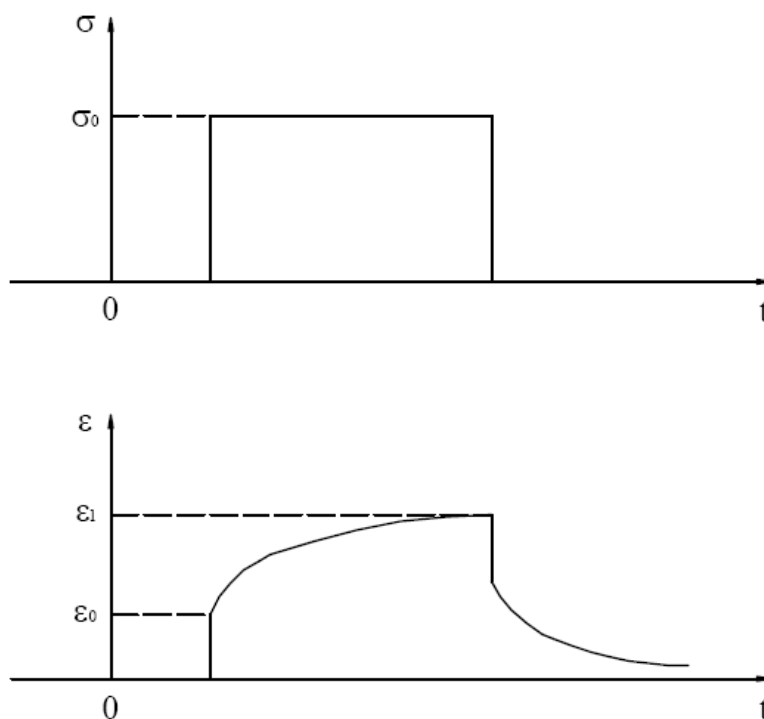


Figura A.2 – Fluência e recuperação de fluência.

Ocorre uma deformação elástica instantânea inicial, seguida por uma deformação depende do tempo, ou seja, a fluência do material. Pode ocorrer também um escoamento viscoso permanente do material, principalmente quando o carregamento é muito elevado ou é aplicado durante um período de tempo muito longo, ou ainda, se a temperatura for elevada.

Ao remover o carregamento ocorre um processo inverso e um certo nível de recuperação instantânea é seguida por uma recuperação da deformação que se estende por um certo tempo. O escoamento viscoso do material durante a aplicação do carregamento resulta em uma deformação residual quando o carregamento é removido.

A.3 Relaxação

Em um processo de fluência, observa-se a variação da deformação do material em relação ao tempo, devido a um carregamento aplicado instantaneamente e que é mantido constante. No processo de relaxação de tensão, ocorre a aplicação instantânea de uma deformação que é então mantida constante, enquanto observa-se a variação da tensão no material em relação ao tempo. Sob estas condições a tensão aumenta instantaneamente e então passa a ocorrer mais lentamente uma relaxação da tensão no material durante certo período de tempo, até atingir um valor constante de tensão, como mostrado na Figura A.3.

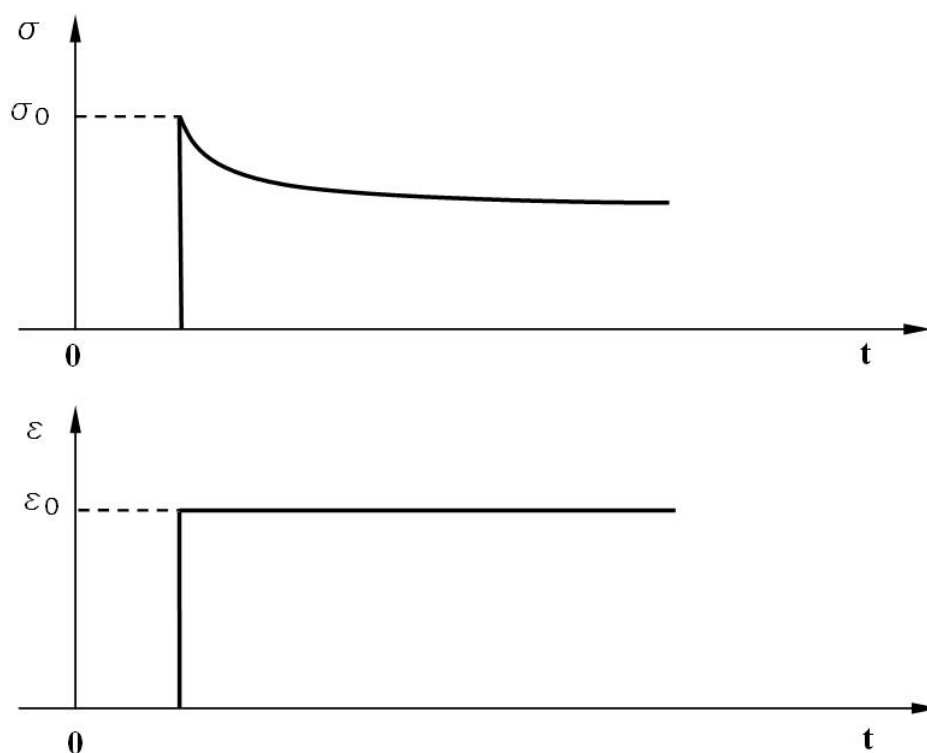


Figura A.3 – Relaxação de tensão.

A.4 Modelos viscoelásticos

O comportamento mecânicos dos plásticos pode ser simulado usando modelos físicos simples como molas e amortecedores, CRAWFORD [1]. Embora os modelos não contenham informações sobre os fenômenos físicos que ocorrem a nível molecular no material tais como o desenrolamento e escorregamento de cadeias moleculares, SMITTH [2], eles servem o propósito de representar a resposta do material sob condições de fluência e relaxação. Dessa forma, estes modelos são úteis na representação do comportamento dos materiais viscoelásticos através do estabelecimento das equações diferenciais que governam o problema, Flügge [3].

A.4.1 Modelo fluido de Maxwell

O modelo de Maxwell consiste de uma mola em série com um amortecedor conforme mostrado na Figura A.4. A mola representa a fração de energia mecânica reversível (elástica) do sistema enquanto o amortecedor está relacionado ao processo entrópico de desenrolamento e escorregamento molecular do material que é um processo de natureza fluída (viscosa).



Figura A.4 – Modelo de Maxwell

Quando uma tensão S é aplicada sobre o modelo, a mola apresenta uma deformação e_1 e o amortecedor uma deformação e_2 .

A mola é o componente elástico do sistema e obedece a relação (A.1)

$$S_1 = Ee_1. \quad (\text{A.5})$$

O amortecedor é o componente viscoso do sistema e neste caso a tensão no amortecedor, S_2 é proporcional à taxa de deformação \dot{e}_2 .

$$S_2 = m\dot{e}_2. \quad (\text{A.6})$$

Para a condição de equilíbrio de forças, supondo uma mesma área se tem:

$$S = S_1 = S_2. \quad (\text{A.7})$$

Como a mola e o amortecedor estão conectados em série a deformação total do sistema é dada por:

$$e = e_1 + e_2. \quad (\text{A.8})$$

Derivando a Equação (A.8) em relação ao tempo e substituindo as respectivas taxas de deformação da mola \dot{e}_1 e do amortecedor \dot{e}_2 na expressão resultante, encontra-se a relação constitutiva entre a tensão S e a deformação e no modelo de Maxwell.

$$\dot{e} = \dot{e}_1 + \dot{e}_2 \longrightarrow \dot{e} = \frac{\dot{S}}{E} + \frac{S}{m}. \quad (\text{A.9})$$

Definindo $p_1 = m/E$ e $q_1 = m$, a expressão (A.9) pode ser escrita da seguinte forma

$$S + p_1\dot{S} = q_1\dot{e}. \quad (\text{A.10})$$

Esta equação contém derivadas no tempo de tal forma que não existe simplesmente uma constante de proporcionalidade entre tensão e deformação como ocorre nos materiais elásticos. O conceito de módulo de elasticidade como a razão entre a tensão e a deformação tem de ser ampliado para contemplar este comportamento mais complexo.

A equação (A.10) pode ser resolvida para a tensão $S(t)$, desde que a deformação $e(t)$ seja especificada, ou para a deformação se a tensão for especificada. O comportamento representado por esta equação pode ser estudado submetendo um corpo de prova hipotético a um ensaio com dois estágios.

Num primeiro estágio, aplica-se num instante $t = 0$ uma tensão $S = S_0$ que se mantendo constante ao longo de um intervalo de tempo produz uma deformação $e(t)$. Este ensaio é conhecido como ensaio de fluência.

Neste caso a derivada da tensão é nula ($\dot{S} = 0$) e a equação (A.10) torna-se uma equação diferencial em $e(t)$ da forma

$$\dot{e}(t) = \frac{S_0}{q_1}. \quad (\text{A.11})$$

A equação (A.11) indica uma taxa de aumento constante da deformação com o tempo que é uma característica típica de um fluido. Integrando-se esta equação diferencial obtém-se

$$e(t) = \frac{S_0}{q_1} t + C_1 \quad t > 0. \quad (\text{A.12})$$

A constante C_1 pode ser determinada em função das condições iniciais. Como a tensão S_0 é aplicada instantaneamente em $t = 0$, neste instante a sua derivada $\dot{S}(t)$, tem uma singularidade. Para lidar isso, integra-se a equação (A.10) em torno deste ponto.

$$\int_{-t}^{+t} \dot{S} dt + p_1[S(+t) - S(-t)] = q_1[e(+t) - e(-t)]. \quad (\text{A.13})$$

Quando $t \rightarrow 0$, o primeiro termo desta equação anula-se e como em $t = 0^-$ não há tensão aplicada, a deformação também é nula. Fazendo $e(0^+) = e_0$, a deformação inicial, chega-se então a

$$p_1 S_0 = q_1 e_0 \quad (\text{A.14})$$

ou

$$e_0 = \frac{p_1}{q_1} S_0, \quad \text{Isto é,} \quad e_0 = \frac{m/E}{m} S_0 = \frac{S_0}{E}. \quad (\text{A.15})$$

A solução de (A.12) no instante $t = 0^+$ fornece o valor de C_I

$$C_I = e_0 = \frac{p_1}{q_1} S_0 = \frac{S_0}{E_0}. \quad (\text{A.16})$$

Com o valor de C_I a equação (A.12) fica

$$e(t) = \frac{S_0}{q_1} (p_1 + t). \quad (\text{A.17})$$

Este ensaio está representado graficamente na Figura A.5 no intervalo e $0 < t < t_1$.

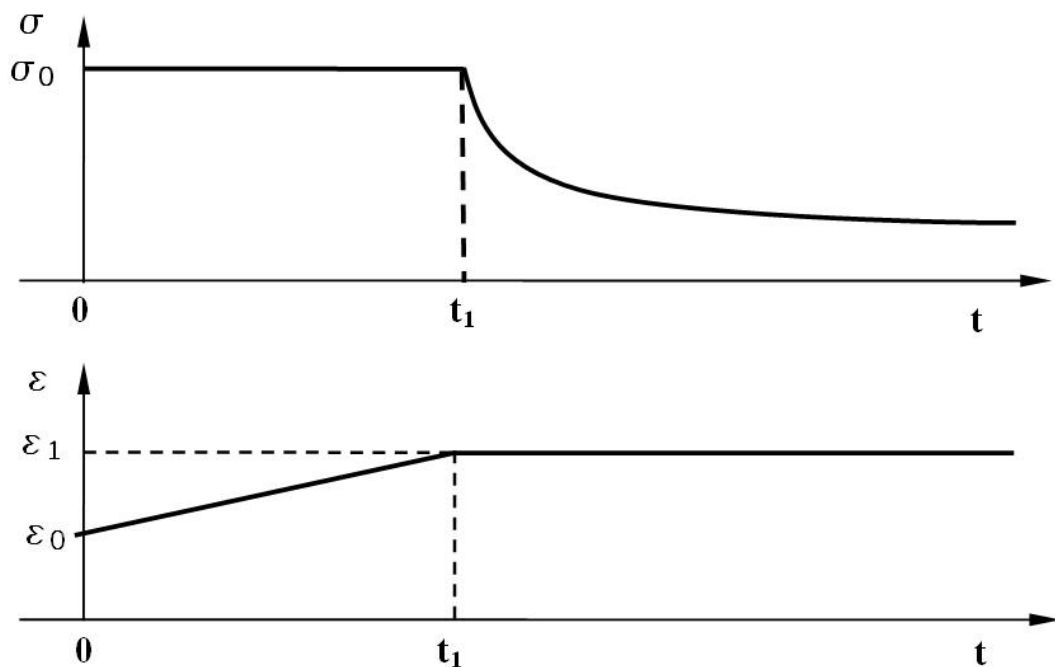


Figura A.5 – Ensaio de fluência e relaxação de tensão no modelo de Maxwell.

Num segundo estágio que inicia no tempo $t = t_1$ a deformação é mantida constante no valor e_1 e ao longo do ensaio monitora-se a tensão $S(t)$. Este ensaio é conhecido como ensaio de relaxação de tensão. Neste caso $\dot{e}(t) = 0$ e a equação (A.10) torna-se uma equação diferencial homogênea para a tensão da forma

$$S + p_1 \dot{S} = 0 \quad (\text{A.18})$$

Separando as variáveis e integrando:

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \frac{dS}{dt} = -\frac{S}{p_1} \\ \int_{S_0}^S \frac{dS}{S} &= -\frac{1}{p_1} \int_0^t dt \\ \ln S - \ln S_0 &= -\frac{t}{p_1} \\ \ln \left[\frac{S}{S_0} \right] &= -\frac{t}{p_1} \\ \frac{S}{S_0} &= e^{(-t/p_1)} \\ S(t) &= S_0 e^{(-t/l)} \quad t > t_I \\ &\text{ou} \\ S(t) &= C_2 e^{(-t/l)} \quad t > t_I. \end{aligned} \tag{A.19}$$

Sendo $l = p_1$ é o tempo de relaxação.

Na Figura A.5 as curvas para um tempo $t > t_I$ representam graficamente este estágio do ensaio. No primeiro estágio do ensaio, a deformação ε aumenta sob uma tensão S constante, o que caracteriza o fenômeno de fluência. No segundo estágio, a tensão diminui sob uma deformação constante, o que por sua vez caracteriza a relaxação de tensão. De acordo com este modelo, um material submetido a uma tensão finita possui uma capacidade ilimitada de deformação, o que é uma propriedade típica de um fluido. Por este motivo, este modelo de material é denominado fluido de Maxwell, embora apresente uma resposta elástica no instante de aplicação do carregamento com um módulo inicial, ou módulo de impacto E_0 , FLÜGGE [3].

Tempo de Relaxação

Observando a equação (A.19), percebe-se que o tempo de relaxação, l é o tempo necessário para que a tensão inicial reduza-se de um valor $1/e$. Este também é o tempo na qual a tensão passa por um ponto de inflexão quando traçada em relação ao logaritmo do tempo.

O tempo de relaxação é fortemente dependente da temperatura e outros fatores que afetam a mobilidade do material e é inversamente proporcional a taxa de mobilidade

molecular. Além disso, é bastante dependente da temperatura de transição vítrea do material T_g , acima de desta temperatura o tempo de relaxação é pequeno e abaixo de T_g é bem maior, ROYLANCE [6].

Módulo de Relaxação

Neste momento é oportuno definir o módulo de relaxação E_{rel} , como uma relação entre a tensão num dado instante do ensaio $S(t)$ e a deformação inicial e_0 . Porém como inicialmente apenas a mola se deforma, a relação inicial entre tensão e deformação é $S_0 = e_0 E_0$.

Assim:

$$E_{rel}(t) = \frac{S(t)}{e_0} = \frac{S_0}{e_0} e^{(-t/l)} = E_0 e^{(-t/l)}.$$

Esta importante função é traçada esquematicamente na Figura A.6. Os dois parâmetros ajustáveis do modelo, E_0 e l , podem ser usados para forçar o modelo a se ajustar a uma curva experimental do módulo de relaxação em dois pontos. Escolhe-se a rigidez da mola para o valor do módulo de elasticidade inicial E_0 e l é escolhido de tal forma que o valor E_0 / e combine com os dados experimentais num instante de tempo $t = l$.

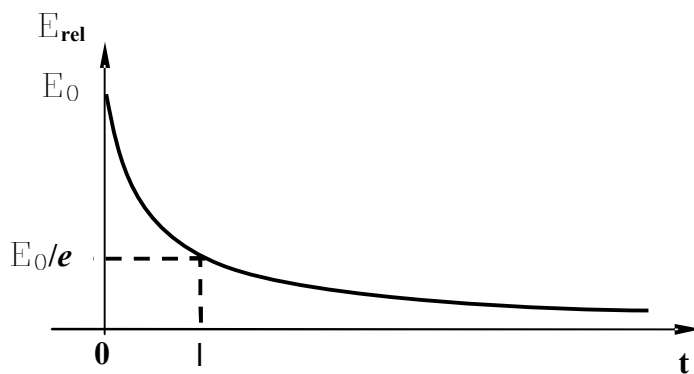


Figura A.6 – Módulo de relaxação para o modelo de Maxwell.

Para obter o valor da constante C_2 é necessário o valor da tensão no início deste estágio, ou seja, $S(t_1^+)$. Como a taxa de deformação \dot{e} é finita ao longo de todo o ensaio, conclui-se que $S(t_1^-) = S(t_1^+) = S_0$.

Introduzindo este valor em (A.19), obtém-se C_2 .

$$S(t_1) = S_0 = C_2 e^{-(t_1/P_1)} \quad (\text{A.20})$$

$$C_2 = S_0 e^{(t_1/P_1)}.$$

Com C_2 da equação (A.20) na equação (A.19), obtém-se,

$$S(t) = S_0 e^{[(t_1-t)/P_1]} \quad t > t_1. \quad (\text{A.21})$$

A.4.2 Modelo sólido de Kelvin

Outro modelo simples é apresentado na Figura A.7. Neste caso, tem-se uma mola associada em paralelo com um amortecedor, de forma que a deformação ϵ dos dois elementos é a mesma e a tensão total S é composta por uma componente S_1 atuando na mola e uma componente S_2 atuando no amortecedor.

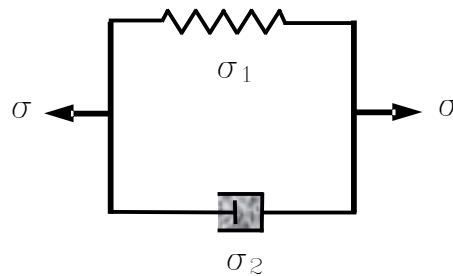


Figura A.7 – Modelo de Kelvin – Mola e amortecedor em paralelo.

Assim as equações de equilíbrio deste modelo são:

$$S_1 = Ee \quad (\text{A.22})$$

$$S_2 = m\dot{e}. \quad (\text{A.23})$$

Como a mola e o amortecedor estão associados em paralelo a tensão total S é a soma das componentes S_1 e S_2 .

$$S = S_1 + S_2. \quad (\text{A.24})$$

Ou

$$S = Ee + m\dot{e}. \quad (\text{A.25})$$

Esta é a equação constitutiva do material de Kelvin que também pode ser escrita na forma

$$S = q_0 e + q_1 \dot{e}. \quad (\text{A.26})$$

Novamente, para estudar o comportamento representado por este modelo, realiza-se o ensaio de dois estágios. No primeiro estágio, o ensaio de fluência, tem-se uma tensão constante $S = S_0$ e a equação (A.26) tem como solução

$$e(t) = \frac{S_0}{q_0} + C_1 e^{-t/\tau_1} \quad (\text{A.27})$$

sendo $\tau_1 = q_1/q_0$ o tempo de fluência.

No instante $t = 0$ de aplicação do carregamento, a tensão S varia instantaneamente de 0 a S_0 permanecendo finita, o mesmo devendo ocorrer com a taxa de deformação \dot{e} dada por (A.26). Consequentemente a condição inicial para (A.27) é $e(0+) = 0$, o que resulta no valor de $C_1 = -S_0/q_0$. Desta forma tem-se

$$e(t) = \frac{S_0}{q_0} (1 - e^{-t/\tau_1}) \quad (\text{A.28})$$

que é a expressão da deformação de fluência, ilustrada na Figura A.8 no intervalo de tempo $0 < t < t_1$. Estendendo este ensaio por um longo período de tempo, $t \rightarrow \infty$, a deformação não aumenta indefinidamente, mas aproxima-se de um valor limite e_∞ , proporcional a tensão, de forma semelhante ao que ocorre com um sólido elástico. Este modelo é denominado sólido de Kelvin

$$e_\infty = \frac{S_0}{q_0} \quad \text{isto é,} \quad e_\infty = \frac{S_0}{E_\infty}. \quad (\text{A.29})$$

Sendo,

E_∞ - Módulo assintótico, FLÜGGE [3].

O segundo estágio do ensaio inicia no instante $t = t_1$, quando a deformação é mantida constante em $\varepsilon = \varepsilon_1$. A partir de (A.26) e usando (A.28), chega-se a seguinte expressão para a tensão;

$$\begin{aligned} S &= q_0 e_1, \\ S &= S_0 (1 - e^{-t/t_1}). \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

No ensaio de relaxação, a tensão diminui instantaneamente até certo valor e permanece constante o restante do ensaio, ou seja, a relaxação é incompleta.

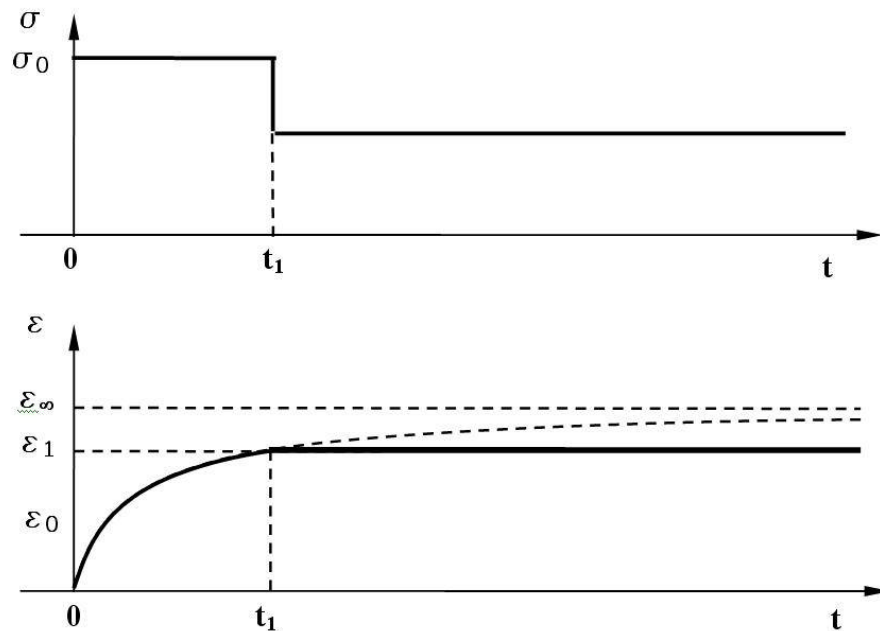


Figura A.8 – Ensaio de fluência e relaxação de tensão no modelo de Kelvin.

Como será visto adiante, a transformada de Laplace desempenha um importante papel no estudo de modelos viscoelásticos. Desta forma, a seguir é feita uma breve descrição da transformada de Laplace.

Transformada de Laplace

Seja uma função $f(t)$, contínua por partes e de ordem exponencial no domínio $(0, \infty)$. Então a integral

$$\int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt, \quad (\text{A.31})$$

converge para certos valores de s , definindo uma função de “ s ” denominada Transformada de Laplace, representada por $\mathcal{L}[f]$. Através de $\mathcal{L}[f]$ e do comportamento de f em 0, pode-se exprimir a transformada da derivada de f

$$\mathcal{L}[f'] = s \mathcal{L}[f] - f(0^+). \quad (\text{A.33})$$

Sendo: $f(0^+) = \lim_{t \rightarrow 0^+} f(t)$.

De modo mais geral, se $f, f^{(1)}, \dots, f^{(n-1)}$ são contínuas para $t > 0$ e se $f^{(n)}$ é contínua por partes e de ordem exponencial no domínio $[0^+; \infty)$, então

$$\mathcal{L}[f^{(n)}] = s^n \mathcal{L}[f] - s^{n-1} f(0^+) - s^{n-2} f^{(1)}(0^+) - \dots - f^{(n-1)}(0^+). \quad (\text{A.34})$$

Uma importante aplicação da Transformada de Laplace se refere à solução de problemas de valor inicial. Dada uma equação diferencial linear de ordem n com coeficientes constantes

$$a_n f^{(n)} + \dots + a_1 f^{(1)} + a_0 f = h(t), \quad (\text{A.35})$$

e as condições iniciais

$$\left\{ \begin{array}{l} f(0) = f_0, \\ f'(0) = f_1, \\ \vdots \\ f^{(n-1)}(0) = f_{n-1}. \end{array} \right. \quad (\text{A.36})$$

Então se pode usar (A.33) para transformar este problema de valor inicial numa equação linear da forma:

$$\mathcal{L}[f] = \varnothing(s). \quad (\text{A.37})$$

Quando $h(t)$ é de ordem exponencial. Determinando, $\mathcal{L}^{-1}[\varnothing]$, obtêm-se a solução do problema;

$$f(t) = \mathcal{L}^{-1}[\varnothing]. \quad (\text{A.37})$$

A seguir são listadas as Transformadas de Laplace para algumas funções;

	$f(t)$	$f(s)$
(1)	$\Delta(t)$	$1/s$
(2)	$\delta(t)$	1
(3)	e^{at}	$1/(a+s)$
(4)	$\frac{1}{a}(1 - e^{at})$	$1/s(a+s)$
(5)	$\frac{t}{a} - \frac{1}{a^2}(1 - e^{at})$	$1/s^2(a+s)$
(6)	t^n	$n!s^{-(n+1)}$

APÊNDICE B

Rotina elaborada no programa *Mathcad* para verificação da capacidade de transmissão de torque através do ajuste interferente.

CÁLCULO DA CAPACIDADE DE TRANSMISSÃO DE TORQUE PARA UM VENTILADOR FIXO NO EIXO ATRAVÉS DE AJUSTE POR INTERFERÊNCIA

ELABORADO:	Alexandre Silva Rizzatti	DATA:	18/01/2006
CARÇAÇA:	Nema 56	POTÊNCIA:	3.kW
POLARIDADE:	2 pólos	FREQÜÊNCIA:	60 Hz

Este procedimento faz a verificação do coeficiente de segurança da interferência entre o cubo e o eixo para que não haja escorregamento.

Obs.: Os dados de entrada estão realçados em amarelo

Os resultados estão realçados em verde

Definição da unidade **RPM**: $\text{RPM} := \text{min}^{-1}$

Definição da unidade **MPa**: $\text{MPa} := 10^6 \cdot \text{Pa}$

Definição da unidade **GPa**: $\text{GPa} := 10^9 \cdot \text{Pa}$

Definição da unidade **hp**: $\text{hp} = 0.746 \text{ kW}$

Definição da unidade **cv**: $\text{cv} := 0.736 \text{ kW}$

DADOS

Material do Eixo.....Aço Carbono SAE 1045

Material do cubo do ventilador.....Poliamida 6.6 com 33% de fibra de vidro (Dupont Zytel 70G33L)

Potência nominal do motor:

$$P := 3 \cdot \text{kW}$$

Rotação síncrona:

$$n_s := 3600 \cdot \text{RPM}$$

Diâmetro nominal do eixo:

$$d := 30 \cdot \text{mm}$$

Diâmetro externo do cubo:

$$D_o := 36 \cdot \text{mm}$$

Comprimento do cubo do ventilador:

$$L := 21.5 \cdot \text{mm}$$

Limite de escoamento do material do cubo:

$$\sigma_{ea} := 186 \cdot \text{MPa}$$

Módulo de elasticidade do material do cubo

$$E_o := 6.205 \cdot \text{GPa}$$

Coefficiente de Poisson do material do cubo:

$$\nu_o := 0.39$$

Limite de escoamento do material do eixo:

$$\sigma_{ee} := 290 \cdot \text{MPa}$$

Módulo de elasticidade do material do eixo:

$$E_i := 207 \cdot \text{GPa}$$

Coefficiente de Poisson do material do eixo:

$$\nu_i := 0.3$$

Coefficiente de atrito estático:

$$\mu := 0.1$$

Interferência diametral:

$$\delta := 0.20 \cdot \text{mm}$$

Momento de Inércia do Ventilador:

$$J_v := 0.0000853 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Tempo de aceleração a vazio (medido):

$$t_a := 0.12 \cdot \text{sec}$$

CÁLCULOS:

Aceleração angular na partida a vazio

$$\alpha := \frac{2 \cdot \pi n_s}{t_a} \quad \alpha = 3141.6 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Torque sobre o ventilador na partida do motor:

$$T_{vp} := J_v \cdot \alpha \quad T_{vp} = 0.268 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Raio interno do eixo: $r_i := 0 \text{ mm}$

Raio do eixo: $r := \frac{d}{2}$

Raio externo do cubo: $r_o := \frac{D_o}{2}$

Pressão no contato:
$$p := \frac{\frac{\delta}{2}}{\frac{r}{E_o} \left(\frac{r^2 + r_o^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$
 $p = 6.945 \text{ MPa}$

Tensão radial máxima no eixo: $\sigma_{ir} := -p$ $\sigma_{ir} = -6.945 \text{ MPa}$

Razão entre a tensão de escoamento e a tensão radial máxima no eixo: $f_{ir} := \left| \frac{\sigma_{ee}}{\sigma_{ir}} \right|$ $f_{ir} = 41.757$

Tensão tangencial máxima no eixo: $\sigma_{it} := -p \cdot \frac{r_i^2 + r^2}{r^2 - r_i^2}$ $\sigma_{it} = -6.945 \text{ MPa}$

Razão entre a tensão de escoamento e a tensão tangencial máxima no eixo: $f_{it} := \left| \frac{\sigma_{ee}}{\sigma_{it}} \right|$ $f_{it} = 41.757$

Tensão radial máxima no cubo: $\sigma_{or} := -p$ $\sigma_{or} = -6.945 \text{ MPa}$

Razão entre a tensão de escoamento e a tensão radial máxima no cubo: $f_{or} := \left| \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{or}} \right|$ $f_{or} = 26.782$

Tensão tangencial máxima no cubo: $\sigma_{ot} := p \cdot \frac{r^2 + r_o^2}{r_o^2 - r^2}$ $\sigma_{ot} = 38.5 \text{ MPa}$

Razão entre a tensão de escoamento e a tensão tangencial máxima no cubo: $f_{ot} := \left| \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{ot}} \right|$ $f_{ot} = 4.8$

Capacidade de transmissão de torque da ligação: $T := 2 \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot L \cdot \mu \cdot p$ $T = 21.1 \text{ N} \cdot \text{m}$

Coefficiente de segurança do torque a ser transmitido: $f_s := \frac{T}{T_{vp}}$ $f_s = 78.8$

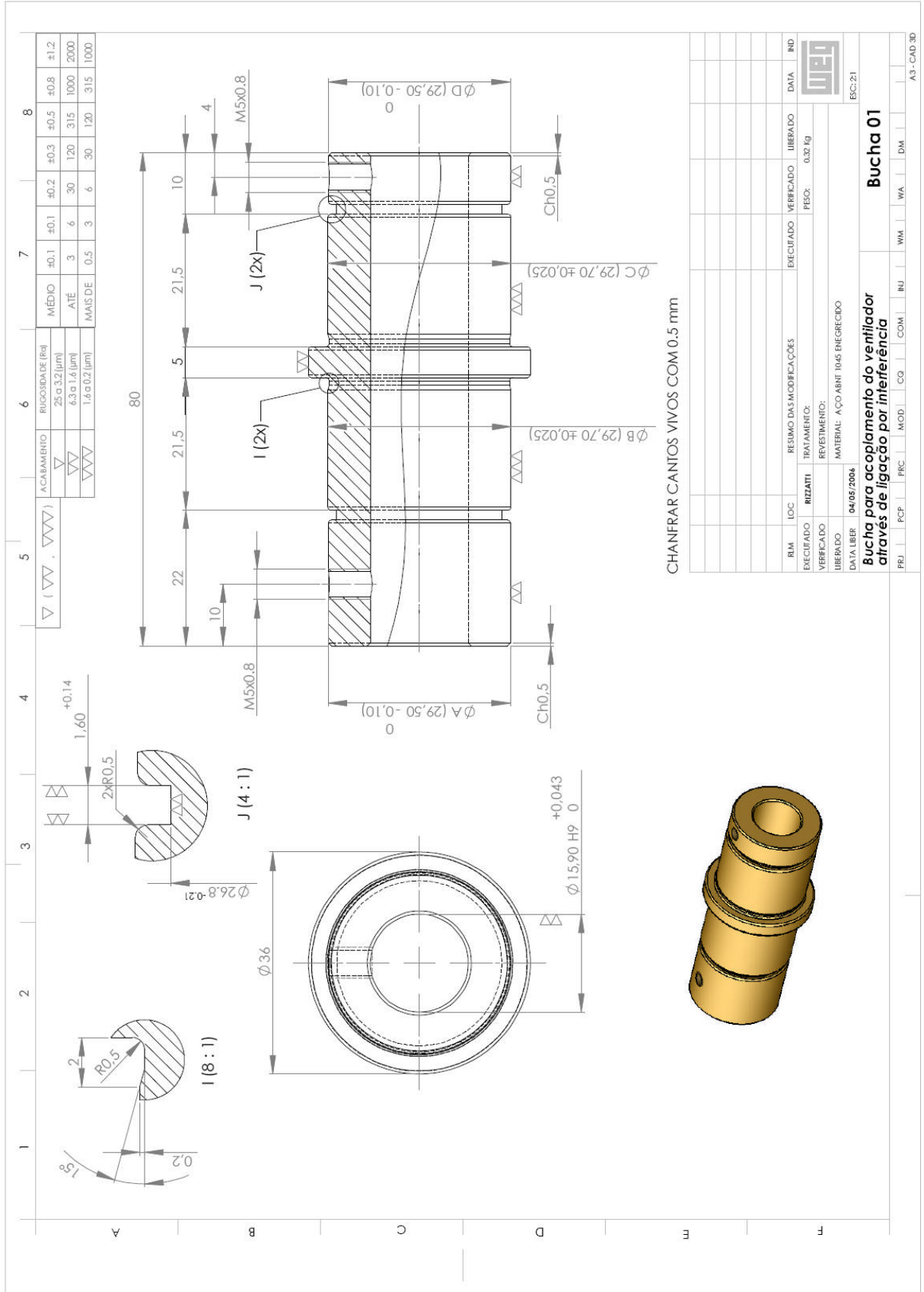
Cálculo das tensões normais equivalentes no raio interno do cubo (Tensão de von Mises):

Tensão principal σ_1 : $\sigma_{1i} := \sigma_{ot}$ Tensão principal σ_2 : $\sigma_{2i} := \sigma_{or}$

$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_{1i}^2 - \sigma_{1i} \cdot \sigma_{2i} + \sigma_{2i}^2}$ $\sigma_{eq} = 42.413 \text{ MPa}$

Razão entre a tensão de escoamento e a tensão máxima equivalente no cubo: $f_{eq} := \left| \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{eq}} \right|$ $f_{eq} = 4.385$

ANEXO 2 – Bucha de fixação do ventilador



Anexo 3 – Placa de fixação do ventilador

