

UNESP  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

CONS. SOBRE A INFLUENCIA DO  
FLUXO DE AR DE RESF. NO MOT.  
ACIONADOR DE VENT. AXIAIS DE  
SOPRO LIVRE

Guaratinguetá  
1997



1110000376



*"Considerações Sobre a  
Influência do Fluxo de Ar de  
Resfriamento no Motor  
Acionador de Ventiladores  
Axiais de Sopro Livre "*

*ELIANE BARBOSA DE AMORIM*

66

376

376



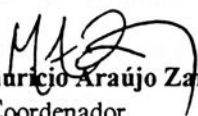
"CONSIDERAÇÕES SOBRE A INFLUÊNCIA DO FLUXO DE AR DE  
RESFRIAMENTO NO MOTOR ACIONADOR DE VENTILADORES AXIAIS DE  
SOPRO LIVRE"

*ELIANE BARBOSA DE AMORIM*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

  
Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO  
Orientador / Unesp-Feg

  
Prof. Dr. VAGNER JOSÉ OLIVA  
Unesp-Feg

  
Prof. Dr. MANOEL EDUARDO MIRANDA NEGRISONI  
EFEI

376

Julho de 1997



## AGRADECIMENTOS

Ao professor Paulo Magalhães Filho agradeço a orientação e apoio que me foram reservados. Aos professores Luiz Roberto Carrocci e Antônio Eduardo Hermeto pela amizade, apoio e ensinamentos que me foram dedicados, e à todos os demais que, de alguma forma, ajudaram-me a concluir esta dissertação.

Um agradecimento especial ao técnico Antônio Roberto de Freitas (Fefeu) que sempre esteve atento as nossas necessidades e com muita dedicação.

Aos meus Pais  
e a um grande Amigo.



# CONTEÚDO

<b>Capítulo I - Generalidades sobre Ventiladores</b>	<b>01</b>
1.1-Introdução	01
1.2-Erro cometido ao se desconsiderar a compressibilidade do ar/gás	01
1.3-Classificação	02
1.4-Tipos de Ventiladores	05
1.5-Fundamentos da Teoria dos Ventiladores	06
1.5.1-Diagrama de Velocidades	06
1.5.2-Equações Fundamentais	08
1.5.3-Equação da Energia	09
1.5.4-Alturas Energéticas	10
1.5.4.1-Altura de Elevação ou Pressão Total	11
1.5.4.2-Altura Útil de Elevação	12
1.5.4.3-Altura Motriz de Elevação	12
1.5.5-Potência	12
1.5.5.1-Potência Útil ou Hidráulica	12
1.5.5.2-Potência Total de Elevação	13
1.5.5.3-Potência Efetiva ou Mecânica ou de Eixo	13
1.5.6-Rendimentos	13
1.5.6.1-Rendimento Hidráulico	13
1.5.6.2-Rendimento Mecânico	13
1.5.6.3-Rendimento Total	13
1.5.6.4-Rendimento Volumétrico	14
1.5.7-Perdas	14
1.5.7.1-Perda Global	14
1.5.7.2-Perdas Internas	14
1.5.7.3-Perdas Externas	15
<b>Capítulo II - Tipos e Características de Ventiladores Axiais</b>	<b>16</b>
2.1-Definições e Generalidades	16
2.2-Tipos de Ventiladores Axiais	17
2.3-Cálculo pela Teoria da Asa de Sustentação	18



2.4-Projeto do Ventilador	20
2.5-Ventiladores Propulsores e de Sopro Livre	21
2.6-Eficiência de Ventiladores Axiais de Sopro Livre	23
2.7-Folga na Extremidade	24
<b>Capítulo III - O Conjugado de Acionamento e sua Determinação</b>	<b>26</b>
3.1-Generalidades	26
3.2-Tipos de Motores utilizados em Ventiladores	27
3.2.1-Motores de Indução	27
3.2.2-Motores com Imã Permanente	28
3.2.3-Motores “ <i>Shaded-Pole</i> ”	28
3.2.3.1-Construção e Princípio de Funcionamento dos Motores “ <i>Shaded-Pole</i> ”	28
3.2.3.2-Características de Operação e Aplicações dos Motores “ <i>Shaded-Pole</i> ”	30
3.3-Características de Acionamento	31
3.3.1-Característica “Conjugado <i>versus</i> Velocidade de Cargas Mecânicas”	31
3.3.2-Característica “Conjugado <i>versus</i> Velocidade de Rotação de Motores Elétricos”	32
3.3.3-Ponto de Funcionamento	33
3.3.4-Curvas da “Corrente <i>versus</i> Rotação” e da “Corrente <i>versus</i> Tempo” durante a aceleração de um Motor de Indução	35
3.3.5-Potência e Energia durante a Partida	38
<b>Capítulo IV - Consumo de Energia, Ruídos e Vibrações nos Ventiladores Axiais de Pequena Potência</b>	<b>39</b>
4.1-Cálculo da Corrente Estatórica e Rotórica	39
4.2-Perdas por Efeito Joule	39
4.3-Solicitações Elétricas do Estator	41
4.4-Perdas Superficiais	41
4.5-Perdas Adicionais	41
4.6-Perdas Mecânicas	41
4.7-Perdas no Ferro do Estator	42
4.8-Ruído de Ventiladores	42
4.8.1-Introdução	42
4.8.2-Características de Ruído	42
4.8.3-Causas de Ruídos em Ventiladores	42



4.8.4-Fontes de Ruídos em Equipamentos	44
4.8.5-Amortização e Isolamento Acústico de Ruídos	45
4.9-Alinhamento	46
4.9.1-Cuidados Adicionais	47
4.10-Vibração	47
<b>Capítulo V - O Resfriamento do Motor Acionador</b>	<b>49</b>
5.1-Introdução	49
5.2-Potência, Aquecimento e Refrigeração dos Motores Elétricos	51
5.2.1-Determinação da Potência	52
5.2.2-Perdas em Motores Elétricos	53
5.3-Dissipação de Calor nas Máquinas Elétricas	53
5.4-Estudo do Comportamento Térmico das Máquinas Elétricas	55
5.4.1-O Balanço de Calor	55
5.4.2-Análise Teórica do Comportamento Térmico do Motor Ensaiado	64
5.5-A Elevação de Temperatura do Motor e sua Medição	65
5.6-Principais Serviços Nominais de uma Máquina	66
5.6.1-Aquecimento da Máquina em Regime Contínuo	67
5.7-Ventilação de Máquinas Elétricas	68
<b>Capítulo VI - Comportamento Experimental do Conjunto Motor-Ventilador</b>	<b>71</b>
6.1-Introdução	71
6.2-Escolha do Conjunto Motor-Ventilador e Seleção dos Testes	71
6.2.1-Escolha do Conjunto	71
6.2.2-Seleção dos Testes	72
6.3-Ensaio do Conjunto	74
6.3.1-A Finalidade do Banco de Testes de Penetração e Alinhamento	74
6.3.2-Com Motor de Corrente Contínua	77
6.3.3-Com Motor de Corrente Alternada	86
6.3.3.1-Primeira Fase	86
6.3.3.2-Segunda Fase	95
<b>Capítulo VII - Análise dos Resultados</b>	<b>132</b>
7.1-Introdução	132
7.2-Resultados dos Ensaios com Motor de Corrente Contínua e Normal de Linha	132



7.3-Resultados dos Ensaiois com Motor Normal de Linha para variações de Hélices e Tampas Traseiras	132
7.4-Análise Comparativa Teórico-Experimental	134
<b>Capítulo VIII - Conclusões e Recomendações</b>	<b>153</b>
<b>Apêndice I - Máquinas de Fluxo</b>	<b>154</b>
I.1-Generalidades	154
I.2-Campo de Aplicação	154
I.3-Transformações de Energias Características	155
I.4-Classificações Usuais	156
I.5-Diagrama de Classificação das Máquinas de Fluxo	157
<b>Apêndice II - Equipamentos Utilizados nos Ensaiois</b>	<b>158</b>
<b>Apêndice III - Cálculo das Superfícies de Troca e Áreas de Passagem</b>	<b>160</b>
III.1-Cálculo das Superfícies de Troca de Calor	161
III.1.1-Cálculo da Área das Espiras	161
III.1.2-Cálculo da Superfície Interna do Motor	162
III.1.3-Cálculo da superfície Externa do Motor	162
III.2-Cálculo da Área de Passagem de Ar nas Tampas Traseiras	163
III.2.1-Cálculo da Área de Passagem do Fluxo de Ar nas Tampas Traseiras	163
III.2.1.1-Tampa Traseira Sem os Furos Laterais	163
III.2.1.2-Tampa Traseira com uma Carreira de Furos nas Laterais	164
III.2.1.3-Tampa Traseira com duas Carreiras de Furos nas Laterais	164
III.3-Cálculo da Área de Passagem de Ar na Tampa Dianteira	166
III.3.1-Cálculo da Área de Passagem do Fluxo de Ar na Tampa Dianteira Normal	166
III.3.2-Cálculo da Área de Passagem do Fluxo de Ar na Tampa Dianteira Sugerida	166
<b>Apêndice IV - Medição de Massa e Cálculo das demais Características do Conjunto</b>	<b>168</b>
IV.1-Medição dos Componentes do Conjunto	168
IV.2-Cálculo do Calor Específico do Motor	168
IV.3-Cálculo do Coeficiente de Dissipação $k_{diss}$	169
<b>Bibliografia</b>	<b>189</b>



## LISTA DE FIGURAS

Fig.1.1-Modalidades Construtivas dos Rotores dos Ventiladores	03
Fig.1.2-Forma das Pás de Ventiladores Centrifugos	04
Fig.1.3-Ventiladores de dois Estágios	04
Fig.1.4-Diagrama de Velocidade para pontos 01(entrada), 02(saída) e M(ponto qualquer)	07
Fig.2.1-Esquema de Ventilador Axial	17
Fig.2.2-Classificação de Ventiladores Axiais	17
Fig.2.3-Forças e Distribuição de Pressão em uma Asa de Sustentação	18
Fig.2.4-Forças agindo em uma pá	19
Fig.2.5-Asa de Sustentação (Aeronaves)	20
Fig.2.6-Asa de Sustentação (Máquinas de Fluxo)	20
Fig.2.7-Três Métodos de Fixação de Ventiladores Axiais	24
Fig.3.1-Polo de Motor “ <i>Shaded-Pole</i> ”	29
Fig.3.2-Conjugado <i>versus</i> Velocidade de Carga Mecânica	32
Fig.3.3-Curva Conjugado <i>versus</i> Velocidade de Rotação para Motores de Indução de Rotor em Gaiola	33
Fig.3.4-Acionamento Estável de um Motor	35
Fig.3.5-Curvas da Corrente <i>versus</i> Rotação Típica de um Motor de Indução	36
Fig.3.6-Conjugado Motor de Aceleração <i>versus</i> Rotação	37
Fig.3.7-Corrente <i>versus</i> Tempo	37
Fig.4.1-Anel Circular	40
Fig.5.1-Visualização das Potências de Entrada, Saídas e Perdas	52
Fig.5.2-Curvas de Aquecimento e Resfriamento para uma Máquina Elétrica suposta como um Corpo Homogêneo	58
Fig.5.3- $\theta/\theta_{\max}$ em função de $t/\tau$	62
Fig.5.4-Determinação da Constante de Tempo $\tau$ à partir da Curva de Aquecimento	63
Fig.5.5-Detreminação Experimental de $\tau$ e $\theta_{\max}$ - Construção Gráfica	64
Fig.5.6-Curvas para Análise do Comportamento Térmico do Motor	64
Fig.5.7-Sistemas de Ventilação de Circuito Fechado	70
Fig.6.1-Tampas Traseiras Sem Furo, com 01 Furo e 02 Furos	73
Fig.6.2-Hélice Modificada e Hélice Normal	73



Fig.6.3-Banco de Testes	75
Fig.6.4-Ventilador, Estroboscópio, Anemômetro, Psicrômetro	76
Fig.6.5-Conjunto de Instrumentos de Medidas de Grandezas Elétricas e Fonte Reguladora de Tensão	76
Fig.6.6-Teodolito e Anemômetro	77
Fig.6.7-Motor de Corrente Contínua com a Hélice Normal	78
Fig.6.8-Motor de Corrente Contínua com a Hélice Modificada	78
Fig.6.9-Motor Normal de Linha - Conjunto Motor-Ventilador	86
Fig.6.10-Motor de Corrente Alternada	87
Fig.6.11-Conjunto Rotor-Estator	87
Fig.6.12-Rotor	88
Fig.6.13-Estator	88
Fig.6.14- Tampas Traseiras do Conjunto Rotor-Estator	89
Fig.6.15-Tampas Traseiras do Conjunto Rotor-Estator	89
Fig.6.16-Tampa Dianteira Normal do Conjunto Rotor-Estator	90
Fig.6.17-Conjunto Motor-Ventilador e suas respectivas Temperaturas	95



## LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1.1-Motor de Corrente Contínua - Hélice Normal	79
Tabela 6.1.2-Motor de Corrente Contínua - Hélice Modificada	80
Tabela 6.1.3-Motor de Corrente Alternada - Hélice Normal	91
Tabela 6.1.4-Motor de Corrente Alternada - Hélice Modificada	91
Tabela 6.2.1- à 6.2.18-Tabelas de Variação de Temperaturas	96
Tabela IV.1-Tabela de $\tau$ e $k_{diss}$ Coeficiente de Dissipação	170

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 6.1.1- Variação da Velocidade do Sopros de Ar <i>versus</i> Corrente - Motor de Corrente Contínua - Hélice Normal	81
Gráfico 6.1.2- Variação da Velocidade do Sopros de Ar <i>versus</i> Corrente - Motor de Corrente Contínua - Hélice Modificada	82
Gráfico 6.1.3- Variação de Rotação <i>versus</i> Corrente Média - Motor de Corrente Contínua	83
Gráfico 6.1.4- Variação da Rotação <i>versus</i> Média das Velocidades do Sopros de Ar - Motor de Corrente Contínua	84
Gráfico 6.1.5-Média das Velocidade do Sopros de Ar <i>versus</i> Corrente Média - Motor de Corrente Contínua	85
Gráfico 6.1.6-Média das Velocidades do Sopros de Ar <i>versus</i> Corrente Média - Motor Normal de Linha	92
Gráfico 6.1.7-Variação da Rotação <i>versus</i> Média das Velocidades do Sopros de Ar - Motor Normal de Linha	93
Gráfico 6.1.8-Variação da Rotação <i>versus</i> Corrente Média - Motor Normal de Linha	94
Gráficos 6.2.1-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Normal - $n = 1550$ [rpm]	114
Gráficos 6.2.2-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Normal - $n = 1440$ [rpm]	115
Gráficos 6.2.3-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Normal - $n = 1250$ [rpm]	116
Gráficos 6.2.4-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Modificada - $n = 1440$ [rpm]	117



Gráficos 6.2.5-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Modificada - n = 1230 [rpm]	118
Gráficos 6.2.6-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Modificada - n = 970 [rpm]	119
Gráficos 6.2.7-Variação da Temperatura do Ferro - Hélice Normal-Tampa Traseira Sem Furo	120
Gráficos 6.2.8-Variação da Temperatura do Ferro- Hélice Normal-Tampa Traseira com 01 Furo	121
Gráficos 6.2.9-Variação da Temperatura do Ferro- Hélice Normal-Tampa Traseira com 02 Furos	122
Gráficos 6.2.10-Variação da Temperatura do Ferro-Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo	123
Gráficos 6.2.11-Variação da Temperatura do Ferro- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo	124
Gráficos 6.2.12-Variação da Temperatura do Ferro- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos	125
Gráficos 6.2.13-Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Normal- n = 1550 [rpm]	126
Gráficos 6.2.14- Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Normal- n = 1440 [rpm]	127
Gráficos 6.2.15- Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Normal- n = 1250 [rpm]	128
Gráficos 6.2.16- Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Modificada n = 1440 [rpm]	129
Gráficos 6.2.17- Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Modificada n = 1230 [rpm]	130
Gráficos 6.2.18- Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Hélice Modificada n = 950 [rpm]	131
Gráficos 7.1.1-Variação de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal-Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1550 [rpm]	135
Gráficos 7.1.2-Variação de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1440 [rpm]	136
Gráficos 7.1.3-Variação de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1270 [rpm]	137
Gráficos 7.1.4-Variação de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1550 [rpm]	138



Graficos 7.1.5-Varição de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1450 [rpm]	139
Graficos 7.1.6-Varição de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1250 [rpm]	140
Graficos 7.1.7-Varição de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1550 [rpm]	141
Graficos 7.1.8-Varição de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1440 [rpm]	142
Graficos 7.1.9-Varição de Theta/Theta Máximo xTempo t/Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1270 [rpm]	143
Graficos 7.1.10-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1450 [rpm]	144
Graficos 7.1.11-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1230 [rpm]	145
Graficos 7.1.12-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1000 [rpm]	146
Graficos 7.1.13-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal - Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1450[rpm]	147
Graficos 7.1.14-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1100 [rpm]	148
Graficos 7.1.15-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 990 [rpm]	149
Graficos 7.1.16-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 1440 [rpm]	150
Graficos 7.1.17-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 1250 [rpm]	151
Graficos 7.1.18-Varição de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 950 [rpm]	152
Graficos IV.1-Varição de Theta x Tempo Tal-Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1550 [rpm]	171
Graficos IV.2-Varição de Theta x Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1440 [rpm]	172
Graficos IV.3-Varição de Theta x Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira Sem Furo - n = 1280 [rpm]	173



Graficos IV.4-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1550 [rpm]	174
Graficos IV.5-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1450 [rpm]	175
Graficos IV.6-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1250 [rpm]	176
Graficos IV.7-Variação de Theta x Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1550 [rpm]	177
Graficos IV.8-Variação de Theta x Tempo Tal - Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1440 [rpm]	178
Graficos IV.9-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Normal- Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1270 [rpm]	179
Graficos IV.10-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1450 [rpm]	180
Graficos IV.11-Variação de Theta x Tempo Tal Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos - n = 1230 [rpm]	181
Graficos IV.12-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 02 Furos- n = 1000 [rpm]	182
Graficos IV.13-Variação de Theta x Tempo Tal - Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1450[rpm]	183
Graficos IV.14-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1210 [rpm]	184
Graficos IV.15-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira com 01 Furo - n = 1000 [rpm]	185
Graficos IV.16-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 1440 [rpm]	186
Graficos IV.17-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 1250 [rpm]	187
Graficos IV.18-Variação de Theta x Tempo Tal- Hélice Modificada-Tampa Traseira Sem Furo - n = 970 [rpm]	188



## SIMBOLOGIA

$\alpha$	ângulo entre a velocidade absoluta $c$ e a velocidade periférica $u$ ; ângulo da pá com o plano de rotação
$\alpha_{rad}$	coeficiente de radiação
$\beta$	ângulo entre a velocidade relativa $w$ e o prolongamento da velocidade $u$
$\gamma$	peso específico
$\delta$	ângulo de inclinação da asa; ângulo de incidência
$\varepsilon$	coeficiente de escorregamento
$\varphi$	ângulo de fase; coeficiente adimensional
$\eta$	rendimento
$\eta_{total}$	rendimento total
$\eta_h$	rendimento hidráulico
$\eta_m$	rendimento mecânico
$\eta_v$	rendimento volumétrico
$\lambda$	comprimento de onda
$\lambda_{cond}$	coeficiente de condutibilidade térmica
$v$	velocidade relativa do ar na superfície resfriada
$\theta$	temperatura
$\theta_0$	temperatura inicial
$\theta_{máx}$	temperatura máxima
$\rho$	massa específica
$\tau$	constante de tempo
$\tau'$	aumento de temperatura da superfície resfriada, acima da temperatura do meio
$\omega$	velocidade de rotação; velocidade angular
$\omega_0$	velocidade de rotação à vazio
$\omega_s$	velocidade de rotação síncrona
$\Psi_{r.conv}$	soma dos coeficientes de radiação e de convecção
<b>A</b>	área; solicitação elétrica estatórica
<b>b</b>	largura da pá
<b>B</b>	calor dissipado por unidade de tempo na unidade de temperatura
<b>c</b>	velocidade absoluta; calor específico
<b><math>c_a</math></b>	coeficiente de arrasto; coeficiente empírico
<b><math>c_s</math></b>	coeficiente de sustentação
<b><math>c_m</math></b>	componente meridional da velocidade absoluta
<b><math>c_u</math></b>	componente periférica da velocidade absoluta
<b>C</b>	conjugado desenvolvido
<b><math>C_{AC}</math></b>	conjugado de aceleração
<b><math>C_R</math></b>	conjugado resistente
<b><math>C_b</math></b>	conjugado básico
<b><math>C_{conv}</math></b>	constante que depende das condições ambientais, e varia dentro de certos limites
<b><math>C_M</math></b>	conjugado disponível do motor
<b><math>d_m</math></b>	diâmetro médio
<b><math>d_i</math></b>	diâmetro interno
<b><math>d_e</math></b>	diâmetro externo



$D$	diâmetro externo do ventilador
$D_i$	diâmetro interno do estator
$E_p$	energia de perda
$f$	frequência
$F_a$	força de arrasto
$F_s$	força de sustentação
$g$	aceleração da gravidade
$h$	altura do plano piezométrico
$h_{conv}$	coeficiente de convecção
$h'_{conv}$	coeficiente de convecção através de superfície ventilada
$H$	altura energética
$H_e$	altura total de elevação
$H_{est}$	energia estática ou de pressão
$H_{din}$	energia dinâmica ou cinética
$H_m$	energia fornecida pelo eixo do motor
$H_u$	altura útil de elevação
$H_p$	perdas mecânicas
$H_{ph}$	perdas hidráulicas
$i$	inclinação geométrica ; intensidade do som
$i_1$	intensidade de referência do som
$i_2$	intensidade do som para o nível considerado
$I_R$	corrente rotórica
$I_a$	corrente nos anéis
$I_p$	corrente de partida
$I_n$	corrente nominal
$J$	inércia
$k$	razão de calor específico ; constante
$k_{diss}$	coeficiente de dissipação de calor ; constante
$K$	coeficiente de perda de carga
$l_a$	comprimento médio do circuito elétrico
$L$	comprimento da corda do perfil
$m$	massa do corpo homogêneo
$\dot{m}$	vazão mássica total
$\dot{m}_r$	vazão mássica real
$\dot{m}_f$	vazão mássica de fuga
$M_{al}$	momento de atrito lateral
$n$	rotação
$n_0$	rotação à vazio
$n_s$	rotação síncrona
$N_R$	número de condutores rotóricos ativos por fase
$N_e$	potência total ; número de condutores estatóricos por fase
$p$	pressão ; número de pares de polos
$p_\infty$	pressão no meio ilimitado
$p_a$	pressão acústica



$p_1$	pressão de referência
$p_2$	pressão do som para o nível considerado
$P$	potência
$P_{apar}$	potência aparente
$P_{at}$	perda por atrito
$P_{cu}$	peso do cobre
$P_{est}$	pressão estática
$P_{ef}$	potência eficaz
$P_{eixo}$	potência de eixo
$P_{Fe}$	perdas no ferro
$P_g$	potência do campo girante
$P_{hidráulica}$	potência hidráulica
$P_i$	potência interna
$P_{mag}$	perdas magnéticas
$P_{mec}$	perdas mecânicas
$P_p$	perda global
$P_{pal}$	perdas por atrito lateral
$P_{pext}$	perdas externas
$P_{pfr}$	perdas intersticiais internas
$P_{ph}$	perdas hidráulicas
$P_{pi}$	perdas internas
$P_{pp}$	perdas periféricas
$P_{total}$	potência total
$P_u$	potência útil ; potência elétrica absorvida
$\Delta p$	variação de pressão
$\Delta p_{est}$	variação de pressão estática
$\Delta P_{perdas}$	variação das perdas de carga
$q$	pressão de estagnação
$q_{cond}$	calor de condução
$q_{rad}$	calor de radiação
$Q$	vazão ; calor por unidade de tempo
$Q'$	calor dissipado
$Q_f$	vazão de fugas
$r$	raio
$r_b$	resistência na barra
$R$	constante dos gases ; regulagem de velocidade
$R_a$	resistência do anel
$s$	escorregamento ; folga
$s_i$	escorregamento nominal
$S$	área de dissipação
$S_a$	área da secção transversal do anel
$t$	tempo
$T$	temperatura ; torque
$T_{ins}$	diminuição de temperatura no isolante
$T_{ro}$	aumento de temperatura da superfície à ser resfriada
$T_{wo}$	aumento de temperatura do enrolamento em relação à temperatura do agente refrigerante



$\Delta T_{0,med}$	aumento médio de temperatura do enrolamento em relação à temperatura do agente refrigerante
$U$	tensão
$u$	velocidade periférica
$v$	volume específico
$W$	perda de potência por efeito Joule
$W_a$	perda de potência por efeito Joule no anel
$W_b$	perda de potência por efeito Joule na barra
$W_{cu}$	perda no cobre
$w$	velocidade relativa
$w_\infty$	velocidade do ar na corrente não perturbada
$Y$	energia específica
$Y_{est}$	energia específica de pressão
$Y_{din}$	energia específica de velocidade
$Y_{pá}$	trabalho específico disponível
$Y_{ph}$	perdas de trabalho específico
$y_{máx}$	espessura máxima do perfil
$z$	distância vertical



## Resumo

Os Ventiladores Axiais de Sopro Livre são máquinas de fluxo que operam dentro de limites de compressibilidade que as classificam como máquinas hidráulicas.

O desempenho dos rotores axiais de sopro livre em sua grande maioria é feito por motores elétricos que necessitam de resfriamento adequado para que a classe de isolamento e o custo do motor não cheguem a inviabilizar o projeto do conjunto rotor/motor.

Dentro de um motor elétrico temos fontes de calor distintas, pois o rotor e o estator do mesmo geram calor que devem ser retirados por esse fluxo de ar.

O fluxo de ar de resfriamento desses motores é parte do fluxo principal de ar que atravessa o conjunto, portanto, se este fluxo não tiver um direcionamento correto, não tiver temperatura e velocidade adequadas, não devemos esperar um bom desempenho do conjunto.

Comercialmente, o estilo e a apresentação de um ventilador de mesa para conforto é importante, no entanto, devemos aliar o estilo, o consumo de energia e o custo do produto para que possamos comercializá-lo.

Este trabalho apresenta um estudo aplicado à ventilador axial de mesa, produzido por empresa nacional, de 12" de diâmetro.

Inicialmente foram testadas em banco de ensaio normalizado (IEC-385), conjuntos normais de linha e medidas de temperaturas e velocidades de passagem do fluxo de ar nos principais pontos do motor acionador.

Verificou-se que alternativas de passagem de fluxo de ar, diminuiriam a temperatura das partes ativas do motor acionador, e com isso, o desempenho do conjunto teria melhoras significativas para o fabricante.

Essas modificações permitiram que o conjugado resistivo da hélice pudesse ser aumentado, incrementado com isso, a vazão livre de ar, contribuindo com o conforto térmico do usuário.

São apresentadas as soluções encontradas e as aplicadas pelo fabricante no produto final.

Palavras-chaves: ventiladores axiais, resfriamento de motores elétricos, eletrodomésticos.



## Abstract

Freely discharging axial-flow fans are machines of flow that work inside limits of compressibility classifying them as hydraulics machines.

The performance of the free axial-flow rotor on its majority, is done by electrical motors that need adequate cooling so that the class of isolation and the motor cost don't manage to impracticize the project of motor/rotor entirety.

Inside an electrical motor we have distinct heat sources because its rotor and stator generate heat which must be removed by this flow of air.

The cooling air flow of these motors is part of the main air flow that crosses the set, so if this flow doesn't have a correct course, adequate temperature and speed, we are not supposed to expect a good performance from the set.

Commercially, the presentation, and style of a table fan for comfort, is important, but we have to join style, energy consume and cost so that we can commercialize it.

This work presents a study applied to axial table fan of 12" diameter produced by National factory.

Initially, they were tested in test apparatus standart (I.E.C 385), normal set of lines and measures of temperatures and speed of passage of air flow on the main points of the operating motor.

It was verified that alternatives of air flow passage, decreased the temperature of the active parts from the operating motor, and with that, the set performance significant improvement for the manufacturer.

These modifications allowed the resistive conjugate from the helix to enlarge, increasing this way, the free outflow from the air, contributing with the thermic comfort from user.

The solutions that are found and applied by manufacturer on the final product are presented.

**Keywords :** axial flow fan, electric motor cooling, household appliance.



## CAPITULO I

# GENERALIDADES SOBRE VENTILADORES

### 1.1 - INTRODUÇÃO

*Ventiladores* são turbomáquinas que se destinam a produzir o deslocamento dos gases. Analogamente ao que ocorre com as turbomáquinas, a rotação de um rotor, dotado de pás adequadas, acionado por um motor, geralmente o motor elétrico, realiza a transformação de energia mecânica do rotor nas formas de energia que o fluido é capaz de assumir, ou seja, a energia potencial de pressão e a energia cinética. Devido a energia adquirida, o fluido (ar ou gás) torna-se capaz de escoar em dutos ou em sistemas de descarga livre, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento, proporcionando a vazão de fluido de acordo com a finalidade desejada.

O que distingue um *ventilador* de um *turbocompressor*, é que as variações de pressão no interior do ventilador são tão pequenas que o fluido pode ser considerado praticamente incompressível, (no fluido incompressível, a diferença de pressão é menor que  $0,10 \text{ kgf/cm}^2$  [ 1 ]). Quando a compressão é superior a aproximadamente  $2,5 \text{ kgf/cm}^2$ , empregam-se os turbocompressores, cuja teoria de funcionamento, em princípio, é a mesma que a dos ventiladores, havendo porém, necessidade de se levar em consideração os fenômenos termodinâmicos decorrentes da compressão do fluido e os aspectos inerentes ao resfriamento dessas máquinas.

### 1.2 - ERRO COMETIDO AO SE DESCONSIDERAR A COMPRESSIBILIDADE DO AR / GÁS

Muitos gases reais, entre eles o ar e os gases diatômicos, obedecem praticamente a equação dos gases perfeitos

$$pv = RT \quad (1.1)$$

e 
$$v = 1/\rho$$



Ao se comprimir um gás adiabaticamente, eleva-se sua temperatura e aumenta-se sua densidade, ou diminui-se seu volume específico, ou seja, todos os gases são compressíveis. Mas algumas das hipóteses do fluido incompressível que serve de base para a definição de Turbomáquinas Hidráulicas ( TMH ), não se realizam em nenhum gás.

A questão sobre a compressibilidade do gás é :

"Para que incremento de pressão total, criado por uma máquina, poderá se considerar o Ventilador uma TMH, e não como um compressor ou uma Turbomáquina Térmica (TMT) ? "

A resposta à essa questão pode se reduzir em 3 pontos [ 2 ] :

(1) Não há nenhuma regra adotada universalmente. Assim, por exemplo, o projeto e construção de um ventilador destinado à criar uma pressão total de 300 mmH<sub>2</sub>O pode realizar-se como uma TMT ou, se desprezarmos a compressibilidade, como uma TMH .

(2) Nos ventiladores de pequena potência, pode-se estabelecer uma linha divisória convencional :

$$\Delta P_{\text{total}} \leq 1000 \text{ mmH}_2\text{O} \quad \text{ventilador ( TMH )}$$

$$\Delta P_{\text{total}} > 1000 \text{ mmH}_2\text{O} \quad \text{turbocompressor ( TMT )}$$

(3) Nos ventiladores de altas capacidade e potência, a tendência é :

$$\Delta P_{\text{total}} \leq 300 \text{ mmH}_2\text{O} \quad \text{ventilador ( TMH )}$$

$$\Delta P_{\text{total}} > 300 \text{ mmH}_2\text{O} \quad \text{turbocompressor ( TMT )}$$

### 1.3 - CLASSIFICAÇÃO

Existem vários critérios segundo os quais se podem classificar os Ventiladores [ 2 ] :

a) Segundo o nível energético de pressão que estabelecem :

- Baixa pressão : até uma pressão efetiva de 0,02 kgf / cm<sup>2</sup>

( 200 mmH<sub>2</sub>O )

- Média pressão : para pressões de 0,02 à 0,08 kgf / cm<sup>2</sup>

( 200 à 800 mmH<sub>2</sub>O )

- Alta pressão : para pressões de 0,08 à 0,250 kgf / cm<sup>2</sup>

( 800 à 2500 mmH<sub>2</sub>O )

- Pressão muito alta : para pressões de 0,250 à 1,00 kgf / cm<sup>2</sup>

( 2500 à 10.000 mmH<sub>2</sub>O )

b) Segundo a modalidade construtiva :

- Centrífugas : quando a trajetória de uma partícula gasosa no rotor se realiza em uma superfície que é aproximadamente um plano normal ao eixo, portanto, uma espiral ( fig.1.1a );

- Helicoidais : quando a partícula em sua passagem no interior do rotor descreve uma hélice sobre uma superfície de revolução cônica, cuja geratriz é uma linha curva ( fig.1.1b e 1.1c );

- Axiais : quando a trajetória descrita por uma partícula em sua passagem pelo rotor é uma hélice descrita em uma superfície de revolução aproximadamente cilíndrica ( fig.1.1d ).

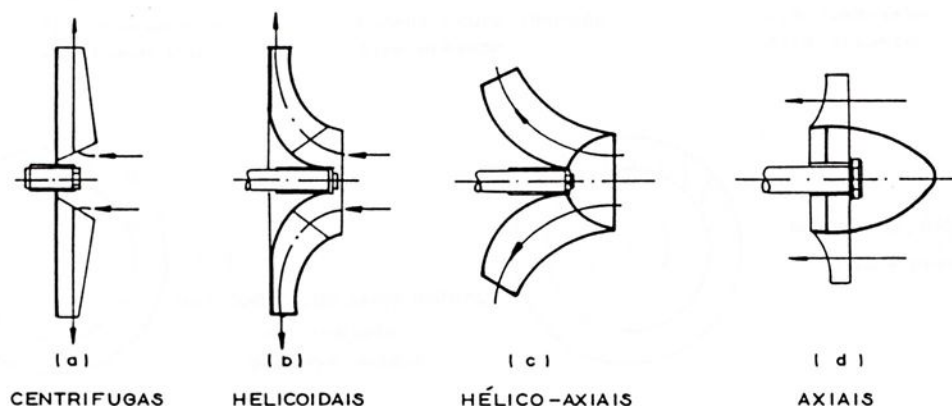


FIG. 1.1-MODALIDADES CONSTRUTIVAS DOS ROTORES DOS VENTILADORES [ 2 ]

c) Segundo a forma das pás :

- pás radiais retas ( fig. 1.2a );

- pás inclinadas para trás, curvas ( fig.1.2b ) ou planas ( fig.1.2e). Podem ser lisas ou com perfil em asa ( aerofólio );

- pás inclinadas para frente ( fig.1.2c );

- pás curvas de saída radial ( fig.1.2d ).

d) Segundo o número de entradas de aspiração no rotor:

- entrada unilateral ou simples aspiração;

- entrada bilateral ou dupla aspiração.

e) Segundo o número de rotores :

- simples estágio, com apenas um rotor;

- duplo estágio, com dois rotores montados num mesmo eixo. O ar, após passar pela caixa do 1º estágio, penetra na caixa do 2º estágio com a energia proporcionada pelo 1º rotor (menos as perdas) e recebe a energia do 2º rotor, que se soma à do 1º estágio. Conseguem-se, assim, pressões elevadas, da ordem de 3000 à 4000 mmH<sub>2</sub>O ( fig. 1.3 ).

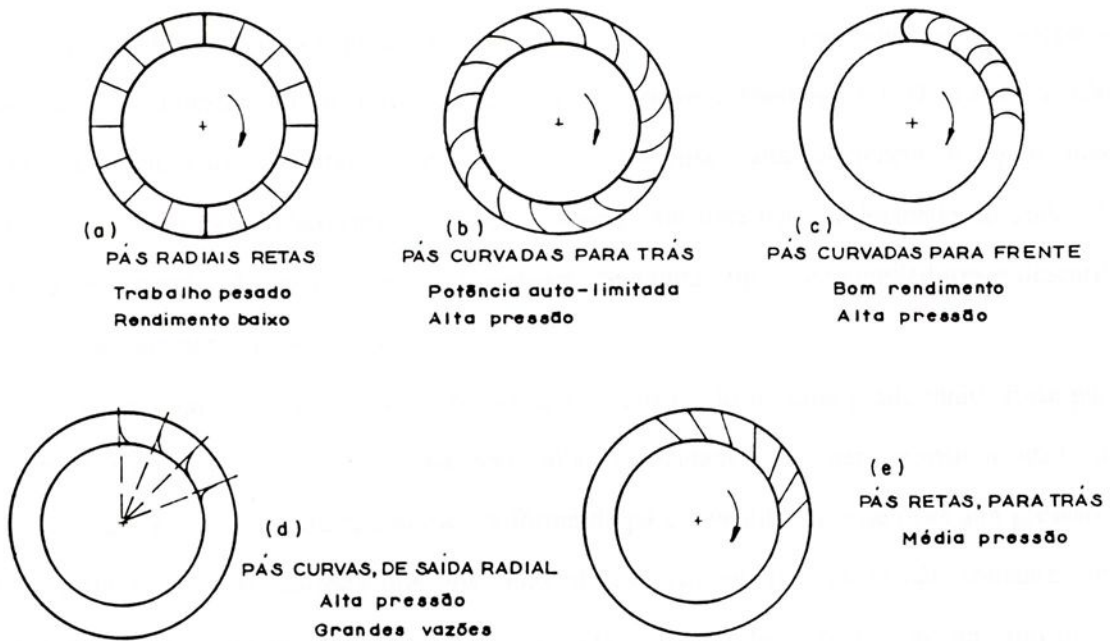


FIG. 1.2 - FORMA DAS PÁS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS [ 3 ]

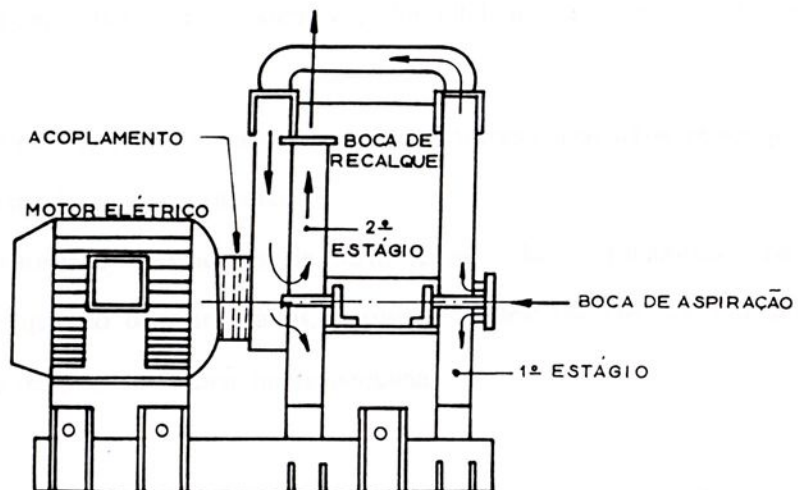


FIG.1.3 - VENTILADORES DE DOIS ESTÁGIOS [ 3 ]

## 1.4 - TIPOS DE VENTILADORES

Uma grande variedade de tipos de *Ventiladores* está disponível no mercado, e a maioria está padronizada através de uma ampla classe de tamanhos [ 4 ] .

Existem construções de grades com pás duplamente curvadas. A curvatura na borda de entrada das pás é na direção da rotação da grade, à fim de se minimizar as perdas por choque; a curvatura da ponta da pá é para trás para assegurar uma velocidade moderadamente alta e adequada, e pequenas variações nas características de potência, permitindo a conexão direta em motores de pequenos tamanhos[ 4 ]. O uso de grades estacionárias na entrada garante uma operação silenciosa , alta eficiência e fluxo mais uniforme . A carcaça relativamente grande resulta em uma baixa velocidade de saída . O constante aumento das características de pressão de alguns tipos de ventiladores e descarga livre asseguram uma operação estável.

As *pás duplamente curvadas* asseguram a construção de uma grade muito forte para resistir à ação centrífuga ocasionada pela alta velocidade ou para resistir à ação de deformação devido à altas temperaturas. A forma da pá em ventiladores de mais alta pressão é mais acentuada e mais estreita que nos ventiladores padrões. Isto exige não somente uma construção mais robusta para ventiladores de altas velocidades, como também aumenta a pressão estática e a eficiência. O tamanho da carcaça, naturalmente, é maior para uma mesma capacidade e pressão, e isso vai resultar em um custo inicial maior. Estas considerações são secundárias quando grandes potências estão envolvidas. Os pontos primordiais à serem considerados são a máxima eficiência, resistência e durabilidade sob certas condições de cargas.

Os ventiladores de *pás retas* têm diversas variações. Rotores construídos de aço podem ser usados tanto como exaustores ou sopradores.

Ventiladores *propulsores* e ventiladores de *fluxo axial* são ventiladores de alta velocidade específica, e quando bem adaptados, permitem o deslocamento de um grande volume de ar contra uma resistência estática muito pequena.



## 1.5 - FUNDAMENTOS DA TEORIA DOS VENTILADORES

### 1.5.1 - Diagrama de Velocidades

Nos *ventiladores*, bem como em todas as chamadas turbomáquinas, uma partícula de fluido em contato com a pá do elemento propulsor não tem a mesma trajetória que a do ponto do mesmo, com a qual a cada instante se acha em contato. Ao mesmo tempo em que o ponto da pá descreve uma circunferência, a partícula percorre uma trajetória sobre a superfície da pá ( movimento relativo ). Da composição desse movimento relativo e do movimento simultâneo do ponto da pá, resulta para a partícula um movimento segundo uma trajetória absoluta em relação ao sistema de referência fixo ao qual se acha o observador. Esta trajetória absoluta seria, portanto, aquela que o observador veria a partícula descrever.

Para um determinado ponto **M** correspondente a uma partícula de fluido em contato com a pá, pode-se caracterizar o movimento pela velocidade ao longo da trajetória correspondente. Assim, na figura 1.4, temos :

*u* - velocidade circunferencial ou periférica, tangente à circunferência descrita pelo ponto **M** da pá. Seu módulo é dado pelo produto da velocidade angular  $\Omega$  e pelo raio correspondente ao ponto **M**, ou seja :

$$u = \Omega \cdot r = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r \quad (1.2)$$

*w* - é a velocidade relativa da partícula no ponto **M**;

*c* - é a velocidade absoluta, soma vetorial das duas anteriores e tangente à trajetória absoluta no ponto **M** ;

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (1.3)$$



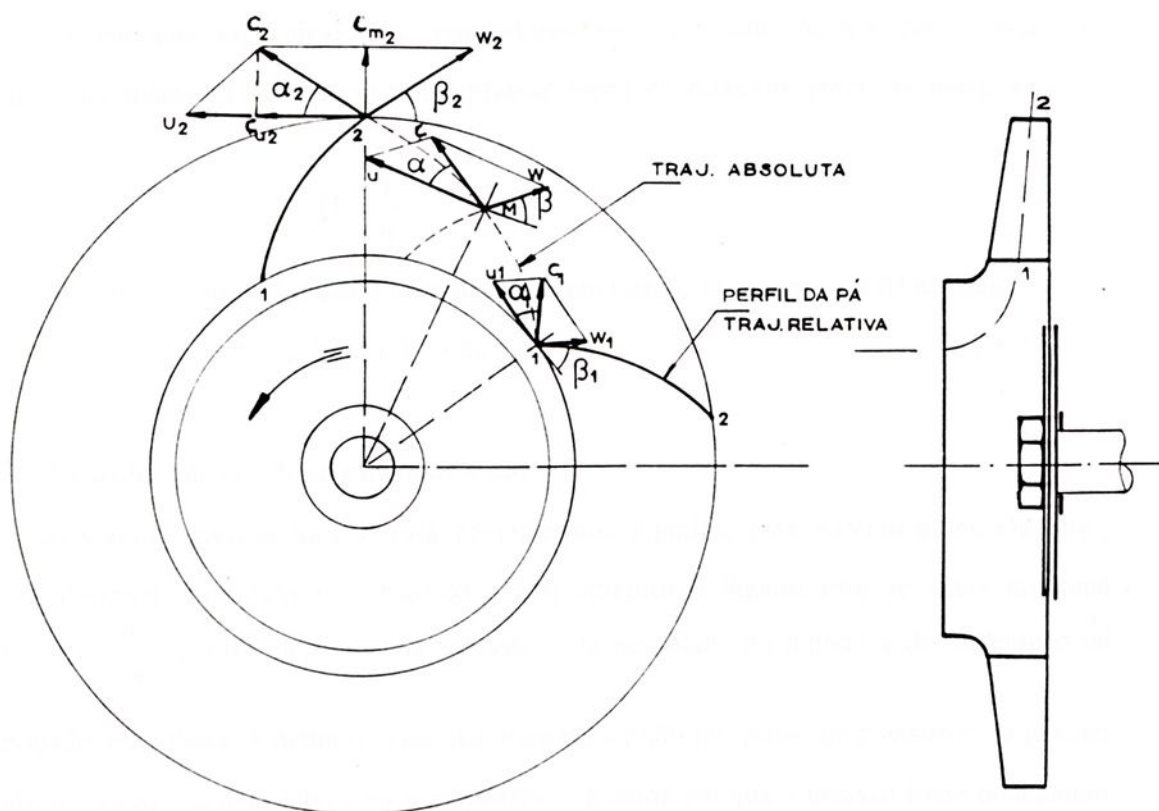


FIG. 1.4 - DIAGRAMA DE VELOCIDADES PARA PONTOS 1 (ENTRADA), 2 (SAÍDA) E M (PONTO QUALQUER) DA PÁ [3]

O diagrama formado pelos vetores  $\bar{u}, \bar{c}, \bar{w}$ , é denominado *Diagrama de Velocidades*, onde também estão indicados :

- o ângulo  $\alpha$ , que é o ângulo formado entre a velocidade absoluta  $c$  e a velocidade periférica  $u$ ;

- o ângulo  $\beta$ , que é o ângulo formado entre a velocidade relativa  $w$  e o prolongamento de  $u$ . É o ângulo de inclinação da pá no ponto considerado ;

- a componente periférica  $c_u$ , que é a projeção de  $c$  sobre  $u$  ;

- a componente meridional  $c_m$ , que é a projeção de  $c$  sobre a direção radial ou meridiana .

São especialmente importantes os diagramas para a entrada e saída das pás do rotor, designados com os índices 1 e 2, respectivamente, pois, representam as grandezas que aparecem na *Equação de Euler*, conhecida como *Equação da Energia para as Turbomáquinas*.

### 1.5.2 - Equações Fundamentais

As energias específicas nos ventiladores se expressam, no S.I., por energia por unidade de massa ( J / kg ). Podemos expressar essas energias em termos de altura, sendo :

$$H = \frac{Y}{g} \quad (1.4)$$

Podemos, ainda, expressar a fórmula acima em termos de incremento de pressão :

$$\rho \cdot Y = \rho \cdot g \cdot H = \Delta p \quad (1.5)$$

As razões que justificam esta prática são :

a) A altura piezométrica  $h$  está presente nos líquidos, mas não nos gases. De fato, ao se conectar um tubo piezométrico a um conduto de líquido, este se eleva até uma altura  $h = \frac{P}{\rho \cdot g}$ , que depende da pressão, da densidade do líquido e da aceleração da

gravidade; esta altura  $h$  define a superfície livre do líquido ou *plano piezométrico*. O gás, ao contrário, escaparia pelo tubo para a atmosfera, à medida em que a pressão fosse diminuindo no interior do tubo piezométrico ;

b) A altura dinâmica no líquido, e não nos gases, se transforma em altura piezométrica medida ( *Tubo de Pitot* ) ;

c) A altura de posição ou altura geodésica nos gases, com relação aos outros termos da *Equação de Bernoulli*, é desprezível.

Primeiramente, vejamos as equações fundamentais da Energia :

- *Equação da Energia de Bernoulli*

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2 \cdot g} + z = \frac{Y}{g} = H \quad (1.6)$$

- *Equação Geral de Euler para Ventiladores*

$$\Delta p = \rho \cdot (u_2 \cdot c_{u_2} - u_1 \cdot c_{u_1}) \quad (1.7)$$

### 1.5.3 - Equação da Energia

Se for aplicada uma potência  $N_e$  pelo motor à uma massa de gás de peso específico  $\gamma$ , este gás adquire uma energia  $H_e$ , devido a qual tem condições de escoar segundo uma vazão  $Q$ . Então, teremos :

$$N_e = \gamma \cdot Q \cdot H_e \quad (1.8)$$

*Euler* deduziu a energia  $H_e$  cedida pelo rotor ao fluido :

$$H_e = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}}{g} \quad (1.9)$$

Na maioria dos casos projeta-se o rotor de modo a ocorrer a entrada do fluido radialmente no rotor, o que elimina o termo negativo ( condições de entrada meridiana,  $\alpha = 90^\circ$  ), de modo que a equação de *Euler* se simplifica :

$$H_e = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g} \quad (1.10)$$

Temos que :

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_m}{\text{tg}\beta_2},$$

onde :

$$c_m = c_{u2} \cdot \text{tg}\alpha_2,$$

$$c_{u2} = u_2 - c_{u2} \cdot \frac{\text{tg}\alpha_2}{\text{tg}\beta_2}$$

Então, teremos que :

$$c_{u2} = \frac{u_2}{1 + \frac{\text{tg}\alpha_2}{\text{tg}\beta_2}}$$

Tomando-se

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{\text{tg}\alpha_2}{\text{tg}\beta_2}},$$

podemos escrever :

$$H_e = \frac{u_2^2 \cdot \varphi}{g} \quad (1.11)$$

Observa-se, portanto, a importância fundamental do que se passa à saída do rotor e, portanto, da velocidade periférica de saída,  $u_2$ , e do ângulo de inclinação das pás à saída do rotor,  $\beta_2$ .

Se aplicarmos a equação de *Bernoulli* aos pontos na saída e na entrada do rotor, chegaremos à uma expressão para a altura,  $H_e$ , útil na análise do que ocorreu no rotor do ventilador :

$$H_e = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2.g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2.g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2.g} \quad (1.12)$$

De fato, a energia cedida pelo rotor se apresenta sob duas formas :

- Energia estática ou de pressão:  $H_{est}$

$$H_{est} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2.g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2.g} \quad (1.13)$$

- Energia dinâmica ou cinética :  $H_{din}$

$$H_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2.g} \quad (1.14)$$

A parcela  $(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2.g})$  representa a energia proporcionada pela variação da força centrífuga entre os pontos 1 e 2, e  $(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2.g})$  representa a energia despendida para fazer a velocidade relativa variar ao longo da pá, do valor  $w_1$  ao  $w_2$ .

As grandezas referentes ao que ocorre à entrada e à saída do rotor são fundamentais para o projeto do ventilador.

Em ventiladores *centrifugos*, analisamos a entrada e a saída da caixa do ventilador, e em ventiladores *axiais*, a entrada e a saída da peça tubular.

Designamos as grandezas à seção de entrada do ventilador por 0 e as referentes à seção de saída, por 3 [ 1 ].

### 1.5.4 - Alturas Energéticas

*Alturas de elevação* representam as parcelas de energia que a unidade de peso de um fluido possui para se deslocar entre dois pontos determinados, e são expressas em altura de coluna fluida de peso específico  $\gamma$ . Essa altura representa o desnível energético entre dois pontos, que pode ser de pressão, de energia cinética ou ambos.

#### 1.5.4.1 - Altura de Elevação ou Pressão Total : $H_e$

É a energia total ganha pelo fluido em sua passagem pelo ventilador.

$$H_e = \frac{p_3 - p_0}{\gamma} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2 \cdot g} = H_{est} + H_{din} \quad (1.15)$$

Em termos de energia específica disponível, teremos :

$$Y_{pa} = \frac{p_3 - p_0}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2} = Y_{est} + Y_{din} \quad (1.16)$$

Esta energia é composta de duas parcelas :

a)  $H_{est}$  - altura de carga estática ou pressão estática e representa o ganho de energia de pressão do fluido.

$$H_{est} = \frac{p_3}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} = H_{est_3} - H_{est_0} \quad (1.17)$$

Ou ainda, em termos de energia específica de pressão, temos :

$$Y_{est} = \frac{p_3}{\rho} - \frac{p_0}{\rho} \quad (1.18)$$

b)  $H_{din}$  - altura dinâmica ou pressão dinâmica, que representa o ganho de energia cinética do fluido em sua passagem pelo ventilador.

$$H_{\text{din}} = \frac{c_3^2}{2.g} - \frac{c_0^2}{2.g} = H_{\text{din}3} - H_{\text{din}0} \quad (1.19)$$

Ou ainda, em termos de energia específica de velocidade, temos:

$$Y_{\text{din}} = \frac{c_3^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (1.20)$$

#### 1.5.4.2 - *Altura Útil de Elevação* : $H_u$

É a energia cedida pelo rotor do ventilador ao fluido. Uma parte dessa energia se perde no próprio ventilador por atritos e turbilhonamento ( $H_{\text{ph}}$ ).

Então, teremos a altura útil :

$$H_u = H_c - H_{\text{ph}}$$

$$Y = Y_{\text{pá}} - E_p = Y_{\text{est}} + Y_{\text{din}} - E_p \quad (1.21)$$

#### 1.5.4.3 - *Altura Motriz de Elevação* : $H_m$

É a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor que aciona o ventilador. Nem toda essa energia é aproveitada pelo rotor. Uma parte desta se perde sob a forma de perdas mecânicas,  $H_p$ , nos mancais e transmissões. Então, teremos :

$$H_m = H_c - H_p \quad (1.22)$$

### 1.5.5 - Potências

#### 1.5.5.1 - *Potência Útil ou Hidráulica* : $P_u$ ou $P_h$

É a potência que o fluido recebe na sua passagem pelo ventilador.

$$P_u = \gamma \cdot Q \cdot H_u$$

$$P_u = \gamma \cdot Q \cdot \frac{Y}{g}$$

$$P_u = \rho \cdot Q \cdot Y \quad (1.23)$$



### 1.5.5.2 - Potência Total de Elevação : $P_{total}$

É a potência cedida pelas pás do rotor ao fluido .

$$P_{total} = \gamma \cdot Q \cdot H_c$$

$$P_{total} = \gamma \cdot Q \cdot \frac{Y_{pá}}{g}$$

$$P_{total} = \rho \cdot Q \cdot Y_{pá} \quad (1.24)$$

### 1.5.5.3 - Potência Efetiva ou Mecânica ou de Eixo : $P_{eixo}$

$$P_{eixo} = \gamma \cdot Q \cdot H_m$$

$$P_{eixo} = \gamma \cdot Q \cdot \frac{H_u}{\eta_{total}}$$

$$P_{eixo} = \gamma \cdot Q \cdot \frac{Y/g}{\eta_{total}}$$

$$P_{eixo} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta_{total}} \quad (1.25)$$

## 1.5.6 - Rendimentos :

### 1.5.6.1 - Rendimento Hidráulico : $\eta_h$

$$\eta_h = \frac{P_u}{P_{total}} = \frac{Y}{Y_{pá}} \quad (1.26)$$

### 1.5.6.2 - Rendimento Mecânico : $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{P_{total}}{P_{eixo}} = \frac{Y_{pá}}{Y} \cdot \eta_{total} \quad (1.27)$$

### 1.5.6.3 - Rendimento Total : $\eta_{total}$

$$\eta_{total} = \frac{P_u}{P_{eixo}} = \eta_h \cdot \eta_m \quad (1.28)$$

#### 1.5.6.4 - *Rendimento Volumétrico* : $\eta_v$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f} \quad (1.29)$$

onde  $Q_f$  é a vazão de fugas e representa o gás que fica circulando continuamente no interior do ventilador em consequência das diferenças de pressão que provocam recirculação de uma parcela da vazão, e  $Q$  é o volume real de gás deslocado pela ação do ventilador, na unidade de tempo.

#### 1.5.7 - **Perdas** :

As transformações de energia em máquinas de fluxo não se dão através de processos reversíveis, mas sim, irreversíveis. Nestes processos reais, as irreversibilidades ou perdas são avaliados através do rendimento total da máquina.

##### 1.5.7.1 - *Perda Global* : $P_p$

A perda global é definida como sendo :

$$P_p = P_{\text{eixo}} - P_u \quad (1.30)$$

As perdas globais se subdividem em perdas internas e perdas externas.

$$P_p = P_{p_i} + P_{p_{\text{ext}}} \quad (1.31)$$

##### 1.5.7.2 - *Perdas Internas* : $P_{p_i}$

As perdas internas têm a propriedade de transmitir calor ao fluido de trabalho, e somados à potência útil, elas resultam na *potência interna*, a qual deve ser entregue ao eixo dos ventiladores.

$$P_i = P_u + P_{p_i} \quad (1.32)$$

As perdas internas, por sua vez, podem ser separadas em perdas de escoamento (hidráulicas), perdas intersticiais internas (fugas) e perdas por atrito lateral.



$$P_{p_i} = P_{p_h} + P_{p_f} + P_{p_{al}} \quad (1.33)$$

Normalmente, as perdas por fuga e por atrito lateral são agrupadas e denominadas perdas periféricas ( $P_{pp}$ ).

As perdas hidráulicas representam uma perda de trabalho específico ( $Y_{p_h}$ ), e esta perda de trabalho deve ser fornecida pelas pás ao fluido,  $Y_{pá}$  juntamente com o trabalho específico  $Y$ .

$$Y_{p_h} = Y_{pá} - Y$$

$$Y_{p_h} = \frac{P_{p_h}}{m} \quad (1.34)$$

As perdas intersticiais ou por fugas têm menor influência na pressão. Elas ocorrem nos interstícios entre a carcaça e o rotor da máquina. Pode ocorrer ainda, uma perda adicional ( fuga ) devido à compensação do empuxo axial.

$$m_r = m - m_f \quad (1.35)$$

$$m = \rho \cdot Q$$

onde  $m_r$  é a vazão mássica que realmente participa da troca de energia,  $m_f$  é a vazão mássica de fuga e  $m$  é a vazão mássica total.

As perdas por atrito lateral são causadas pela força de resistência de atrito do fluido que ocorre entre as partes móvel e fixa da máquina .

$$P_{p_{al}} = M_{al} \cdot \omega \quad (1.36)$$

onde  $M_{al}$  é o momento de atrito lateral e  $\omega$  é a velocidade de rotação.

### 1.5.7.3 - Perdas Externas : $P_{p_{ext}}$

Tais perdas são constituídas, principalmente, pelas perdas em mancais e nos acoplamentos. O calor gerado por estas perdas não é transmitido ao fluido de trabalho.



## CAPÍTULO II

# TIPOS E CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES AXIAIS

### 2.1 - DEFINIÇÃO E GENERALIDADES

*Ventiladores Axiais* incluem todas as classes de ventiladores onde o fluxo de ar através do propulsor é substancialmente paralelo ao eixo sobre o qual o propulsor é montado. Esses podem constituir de um propulsor mais simples montado na ponta do eixo do motor, como um ventilador de mesa, ou pode ser montado sobre um aro na entrada, adequado para montagem na parede como um exaustor, ou pode consistir ainda de uma montagem mais elaborada, possuindo pás guias na entrada, na saída, ou em ambos.

Mais particularmente, o ventilador axial vem sendo relacionado à última classe mencionada, e normalmente, consiste de um ventilador de múltiplas pás, formada por pás montadas sobre um disco ou cubo de proporções relativamente grandes, e adaptado ao aerofólio que é composto pelas pás guias.

Em ventiladores axiais, temos as seguintes características básicas :

- O rotor está no plano de rotação ;
- O rotor consiste de um cubo que tem pás na direção radial ;
- São usados para baixas pressões e grandes vazões.

Seus principais componentes são:

- Um conjunto de pás no rotor que formam a grade móvel entre o injetor e o difusor. O diâmetro interno das pás guias deve ser o mais próximo do diâmetro do conduto para se ter melhor eficiência ;

- O rotor consiste, geralmente, de um cubo e de 3 à 8 pás. O limite real varia de 2 à 50 pás ;

- Pás guias anteriores e posteriores .

As pás guias e o rotor estão dispostas como uma grade de pás de comprimento infinito (fig. 2.1). A inclinação de cada pá no cubo é igual ou menor que na extremidade. Sua secção transversal deve ser diferente, uma vez que a velocidade na superfície da pá varia para cada raio .



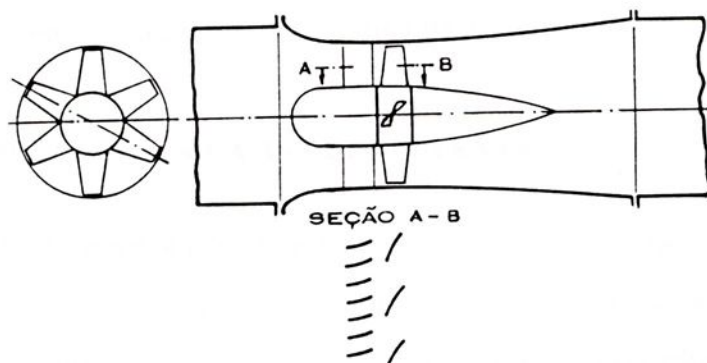
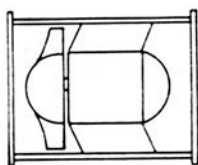
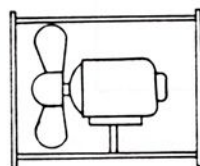


FIG.2.1 - ESQUEMA DE VENTILADOR AXIAL [ 5 ]

## 2.2 - TIPOS DE VENTILADORES AXIAIS

Os ventiladores axiais são classificados como a ilustração (fig.2.2) :

a) VENT. PROPULSOR  
DE SOPRO LIVRE

b) VENT. TUBO-AXIAL



c) VENT.SOPRO LIVRE

FIG.2.2 - CLASSIFICAÇÃO DE VENTILADORES AXIAIS [ 4 ]

a) O *Ventilador Propulsor* é o ventilador de disco em uma montagem simples em aro tubular, com pás diretrizes :

b) O *Ventilador Tubo-Axial* é um ventilador montado em aro tubular sem pás diretrizes na entrada ou saída. A forma da pá pode ser curva ou reta :

c) O *Ventilador de Sopro Livre* tem pás diretrizes à frente ou atrás do rotor e não possui aro guia.

O Ventilador Axial é considerado um ventilador de baixa pressão.

### 2.3 - CÁLCULO PELA TEORIA DA ASA DE SUSTENTAÇÃO

Na fig.2.3 representamos um perfil de asa onde a direção da corrente não perturbada é dada pela direção da velocidade  $w_\infty$ , onde o símbolo  $\infty$  representa a não influência do perfil sobre a direção da corrente. Devido à variação de pressão entre as partes inferior e superior do perfil, surge uma circulação em torno deste. A parte inferior do perfil é representada com sinais ( + ) indicando o lado de estagnação, e a parte superior, com sinais ( - ) indicando o lado de sucção, onde ocorre a aceleração da corrente. Esta circulação provoca o aparecimento de uma força, que por sua vez, é decomposta em duas componentes: uma força normal à direção do fluxo denominada *Força de Sustentação* ( $F_s$ ), e uma outra uma força na direção da corrente denominada *Força de Arrasto* ( $F_a$ ), e pequena se comparada à força de sustentação.

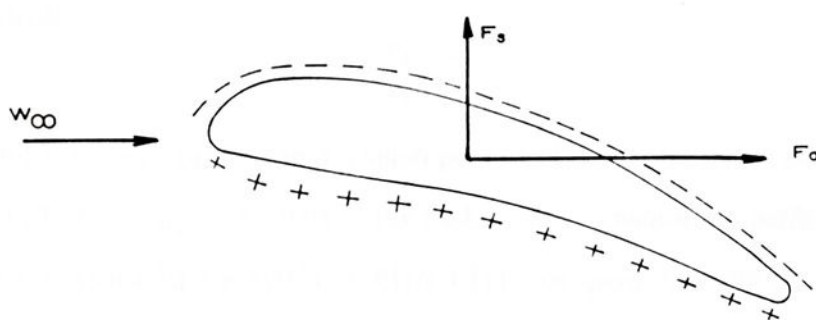


FIG.2.3 - FORÇAS E DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO EM UMA ASA DE SUSTENTAÇÃO [ 1 ]

Se uma pá é colocada contra a direção do fluxo ,tomando-se uma velocidade do ar  $w$ , para um ângulo de incidência  $\delta$ , ou seja, uma pá móvel, podemos relacionar tais forças com o auxílio de coeficientes, dimensões construtivas do perfil e a chamada pressão de estagnação, definida como:

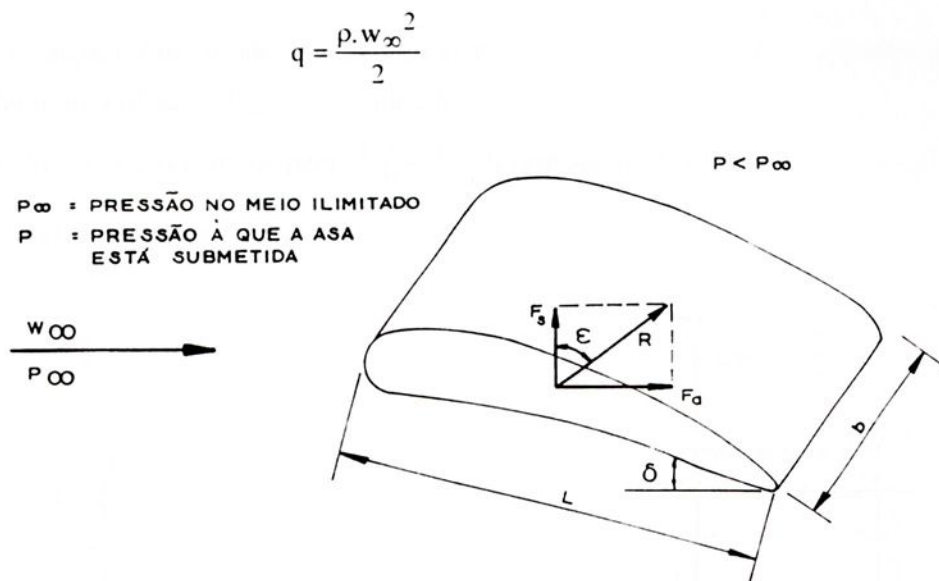


FIG.2.4 - FORÇAS AGINDO EM UMA PÁ [ 1 ]

Teremos , então :

$$\text{- Força de Sustentação : } F_s = c_s \cdot q \cdot A = c_s \cdot \frac{\rho \cdot w_{\infty}^2}{2} \cdot L \cdot b \quad (2.1)$$

$$\text{- Força de Arrasto : } F_a = c_a \cdot q \cdot A = c_a \cdot \frac{\rho \cdot w_{\infty}^2}{2} \cdot L \cdot b \quad (2.2)$$

onde  $c_s$  é o coeficiente de sustentação,  $c_a$  é o coeficiente de arrasto e  $q$  representa a pressão de estagnação.

O ângulo  $\epsilon$  dá o ângulo de inclinação, e é denominado *Coefficiente de Escorregamento*, e segue a relação :

$$\operatorname{tg} \epsilon \cong \epsilon = \frac{F_a}{F_s} = \frac{c_a}{c_s} \quad (2.3)$$

O coeficiente de escorregamento mínimo possui valores normalmente compreendidos no intervalo  $0,04 \leq \epsilon_{\min} \leq 0,08$ , associados aos chamados perfis normalizados *GÖTTINGEN* ( Alemanha ) e *NACA* ( EUA ) [1], os quais possuem suas características padrões especificadas em tabelas. Por estas tabelas notamos que geralmente a relação  $L/b = 1/5$ , pois trata-se de perfis normalmente ensaiados para serem usados no cálculo e projeto de aeronaves. Em aeronaves temos perfis livres com corrente de transposição, não só no topo, mas também nas arestas laterais ( fig.2.5 ). Nas máquinas de fluxo, as asas são as pás e não possuem arestas laterais livres, pois, interiormente temos o cubo e

exteriormente, a carcaça. Em virtude da inexistência da corrente de transposição em torno das arestas, consideramos a relação  $L/b = 1/\infty$  ( fig.2.6 ).

Desse modo, os cálculos feitos para  $L/b = 1/5$  devem ser corrigidas segundo teorias de transposição, como as de *Prandtl* .

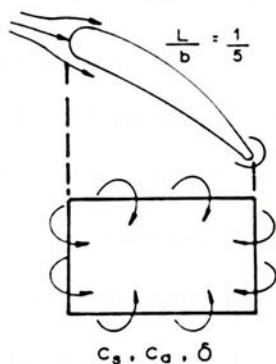


FIG.2.5- ASA DE SUSTENTAÇÃO (AERONAVES) [ 1 ]

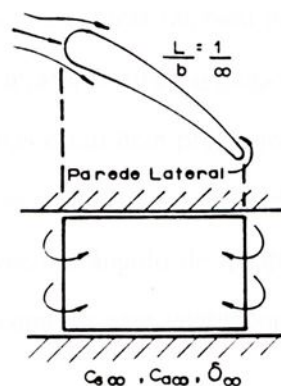


FIG.2.6-ASA DE SUSTENTAÇÃO (MAQ.FLUXO) [ 1 ]

Para o cálculo das máquinas de fluxo axiais, segundo a teoria da asa de sustentação , é necessário se conhecer as funções  $c_s = f(\delta)$  para o perfil escolhido. Essas funções são estabelecidas por análise estatística de ensaios, sendo sua forma geral do tipo [ 1 ] :

$$c_s = m \cdot \frac{y_{\max}}{L} + n \cdot \delta$$

onde  $y_{\max}$  é a espessura máxima do perfil, e  $m$  a  $n$  são constantes numéricas para uma família de perfis, e  $\delta$  é o ângulo de incidência.

## 2.4 - PROJETO DO VENTILADOR

No projeto de ventiladores axiais, então envolvidos o uso de muitas variáveis, e cada uma é tratada mais independentemente possível [ 4 ].

a) **Ângulo da pá** : depende do perfil escolhido e a sustentação requerida. À fim de se manter um aumento uniforme na pressão estática, o ângulo da pá deve ser variado para diferentes raios. Pode-se observar através da equação ( 2.1 ) que o produto do coeficiente de sustentação (  $c_s$  ) , a largura da pá (  $b$  ) e velocidade relativa média do ar (  $w_r$  ) devem ser uma constante .

b) **Comprimento da corda do perfil** : este pode variar ou ser constante. Se houver variação, o comprimento geralmente aumentará em direção ao centro do rotor, para produzir um rotor mais forte e com maior sustentação quando se fizer necessário .

c) **Curvatura do perfil** : é escolhida para se obter uma sustentação apropriada. Maior curvatura é usada para velocidades específicas baixas. As maiores curvaturas também podem ser usadas quando se tem maiores quantidades de pás. Grandes curvaturas estão associadas às pás com grande circulação e maior sustentação, mas quando as pás estão bem próximas uma das outras, ou sobrepostas, ocorrem interferências e os valores de sustentação são reduzidos.

d) **Espessura do perfil** : perfis espessos são menos sensíveis ao ângulo de incidência. Esses perfis tendem a produzir maior empuxo, e são os menos adequados para ventiladores de muitas pás ou de altas velocidades.

e) **Número de pás** : é adequado à pressão requerida. Para baixas pressões o número de pás varia de 2 a 4 . Como a pressão aumenta com o número de pás, ventiladores de alta pressão podem ter até 26 pás.

f) **Folga entre a ponta da pá do ventilador e a carcaça do mesmo** : para ventiladores do tipo *sopro livre* , onde o aumento da pressão estática através da pá não é alta, a folga pode ser maior.

g) **Materiais usados para ventiladores axiais** : esse materiais são, principalmente, aços, ligas de alumínio e plásticos. O aço é usado para pás de espessura única e/ou pás ocas. O alumínio fundido é também usado devido ao fato de ser leve. O plástico é comumente usado em ventiladores de uso doméstico, para pequenos equipamentos, na indústria automobilística e na eletro-eletrônica .

## 2.5 - VENTILADORES PROPULSORES E DE SOPRO LIVRE

Os ventiladores propulsores são representações mais simples dos ventiladores existentes. O ventilador consiste basicamente de pás planas colocadas em um largo disco como um cubo, formando um ângulo com o plano de rotação. O ventilador propulsor é normalmente formado de pás de simples curvatura, de grande área, ou em forma de aerofólio e pode ser montado sobre um cubo grande ou pequeno, de acordo com o uso do ventilador.

Tais ventiladores são mais usados quando se deseja movimentar o ar sem ajuda da



tubulação. Eles, normalmente, operam para fluxo livre ou contra pressões moderadas, e são freqüentemente instalados do lado de fora da parede para exaurir o ar "inconveniente" ou fornecer ar fresco vindo de fora. Outra aplicação útil é para recircular o ar dentro de um ambiente. Uma vez que a temperatura efetiva pode ser diminuída pelo movimento de ar, esses ventiladores têm a finalidade de produzir um efeito de resfriamento no verão, e para isto, o ventilador é normalmente do tipo portátil, e é colocado sobre uma parede ou mesa. Existem também os ventiladores usados para dissipar o calor gerado em equipamentos e trocadores de calor.

Esses ventiladores, normalmente, tem suas pás colocadas formando um ângulo entre 20° e 30° com o plano de rotação. O ângulo maior desenvolve mais pressão e capacidade para um dado tamanho e velocidade, mas também requer maiores potências. O melhor ângulo, que é o ângulo dado para a maior eficiência, depende da aplicação e das características desejadas. Temos que considerar também o número de pás. Em geral, 2 a 4 pás com ângulos de inclinação relativamente grandes ( 25° à 30° ) são melhores para trabalhar com maiores volumes à baixa pressão, enquanto que, acima de 4 pás e menores ângulos (15° à 20° ) são mais adequadas para volumes menores à altas pressões. Porém, para se ter uma dada velocidade de rotação na entrada, podemos modificar essas condições, o que poderá resultar em uma menor eficiência [ 4 ].

Quando é necessário confinar o fluxo de ar e projetá-lo à uma longa distância sem resistência externa, então é aconselhável o uso de um cubo menor e pás em perfil.

O ventilador propulsor comum pode ter eficiência total de 10% à 50% dependendo da precisão usada no projeto. A maioria dos ventiladores deste tipo apresenta eficiência entre 30% à 40%. Se o ventilador estiver montado em um aro de entrada bem projetado e descarga através de um tubo ou difusor, a eficiência total poderá ser de 50% à 60% [ 4 ].

Teoricamente, o fluxo de ar através de um ventilador propulsor é uma função da tangente do ângulo da pá formado com o plano de rotação. O termo "inclinação geométrica", convenientemente usado, é a distância que o propulsor avançaria através do ar para uma revolução se fosse uma hélice e sem deslizar [ 4 ].

É definido pela equação :

$$i = \pi.D.tg\alpha \quad , \quad (2.4)$$

onde  $\alpha$  é o ângulo da pá com o plano de rotação ( graus ).



A inclinação pode ser constante para o comprimento da pá, ou variável onde se considera uma inclinação média.

A capacidade do fluxo livre do ventilador propulsor sem tubo guia pode ser determinado aproximadamente pela seguinte equação [ 4 ] :

$$Q = k \cdot D^3 \cdot n \cdot \text{sen} \alpha \quad (2.5)$$

O valor de  $k$  varia de 1 à 1,4 para propulsores simples em estrutura de aro , de 1,2 à 1,6 para propulsores simples em estrutura em aro e saída cônica , e de 1,5 à 2,0 para o mesmo "sopro" em dutos de mesmo tamanho .

Para ventiladores de *descarga livre*, não consideramos que haja grandes diferenças na pressão estática entre dois pontos do ambiente.

## 2.6- EFICIÊNCIA DE VENTILADORES AXIAIS DE SOPRO LIVRE

Em ventiladores de parede ou de mesa , os mesmos têm de soprar uma vazão de ar  $Q$  em um espaço que tem uma maior pressão estática .

A potência necessária para esta tarefa é  $Q \cdot \Delta p$  , e a potência requerida pelo ventilador é  $P_{\text{eixo}}$  . Então , teremos :

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta p}{P_{\text{eixo}}} \quad (2.6)$$

Também deve ser levado em conta a energia de saída,  $\frac{\rho \cdot c_2^2}{2}$  . Então :

$$\eta_{\text{total}} = \frac{Q \cdot [\Delta p_{\text{est}} + \frac{\rho \cdot c_2^2}{2}]}{P_{\text{eixo}}} \quad (2.7)$$

A fig.2.7 mostra 3 tipos de ventiladores axiais, suas características e suas respectivas eficiências .

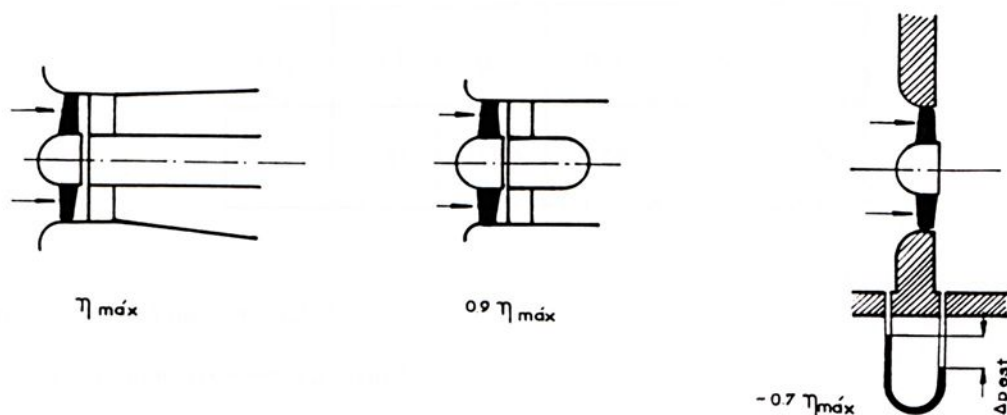


FIG.2.7 - TRÊS MÉTODOS DIFERENTES DE FIXAÇÃO DE VENTILADORES AXIAIS [ 5 ]

## 2.7 - FOLGA NA EXTREMIDADE :

Os efeitos da folga na extremidade dependem do tipo de rotor do ventilador, do tamanho do rotor, bem como do tipo de instalação usada.

O efeito da folga na extremidade que atua na pressão estática e na vazão volumétrica está relacionada linearmente com a própria folga [ 6 ], onde as perdas do sistema são representadas por:

$$\Delta p_{\text{perdas}} = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot c^2 \quad (2.8)$$

onde  $K$  representa o coeficiente de perda de carga .

A eficiência estática está relacionada à pressão estática, vazão volumétrica e potência de entrada do ventilador. Quando temos menor folga, temos maior pressão estática e maior vazão, e isso vai resultar em maior eficiência.

Para se reduzir o consumo energético, deve-se otimizar as folgas entre a extremidade da pá e o aro guia.

O tamanho da folga aí existente, i.é., a razão  $s/D$  , tem um grande efeito na eficiência. A eficiência diminui drasticamente com o aumento da folga. Uma queda de  $\Delta\eta \cong 2\%$  pode estar condicionada à um aumento na folga de  $0,1\%$  [ 5 ]. Isso significa que dado a largura da folga, a eficiência máxima de um ventilador axial pode ser estimada .

O ventilador axial com menor folga tem um limite ótimo de eficiência, tal como seguem os resultados de valores ótimos para as razões  $s/D$  [ 5 ].

$s/D$ %	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\eta$	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80

onde :  $s$  - folga na extremidade

$D$  - diâmetro externo do rotor



## CAPÍTULO III

# O CONJUGADO DE ACIONAMENTO E SUA DETERMINAÇÃO

### 3.1 - GENERALIDADES

Os ventiladores para uso doméstico são regulamentados por normas de segurança que condicionam o fabricante a especificar o conjunto *motor - ventilador*.

Porém, para o fabricante, não consiste somente em oferecer um conjunto com boas características, mas sobretudo, oferecer boa qualidade com mínimo custo.

Em geral, ventiladores deste tipo são acionados por motores "*shaded-pole*" ( polos sombreados ), que na realidade, são motores monofásicos à indução .Tais motores não possuem escovas e, em uso contínuo, sua durabilidade atinge dezenas de anos. Porém, a eficiência do mesmo no ponto de operação é muito baixa ( de 7% à 8% ) [ 7 ].

#### **Fatores que definem o motor [ 8 ]:**

- Rendimento ;
- Tipo de serviço : intermitente ;
  - temporário ;
  - contínuo ;
- Potência à qual um motor é solicitado à fornecer .

Devemos otimizar o ventilador de tal forma que a relação  $Q/P_u$  (vazão recalçada e potência elétrica absorvida ) seja a maior possível para uma vazão pré-determinada. Isso vai implicar em menor potência solicitada ao motor e, conseqüentemente, diminuição do material ativo na sua fabricação.

## 3.2 - TIPOS DE MOTORES UTILIZADOS EM VENTILADORES

### 3.2.1- Motores de Indução

A grande maioria de motores elétricos, monofásicos ou polifásicos, empregados nas indústrias são do tipo assíncrono, também conhecidos como *Motores de Indução*. Tais motores são de construção simples, custo reduzido, vida útil longa e de fácil manuseio e manutenção. O enrolamento deste tipo de motor não possui ligação elétrica com a linha de alimentação. As correntes rotóricas são geradas pela indução eletromagnética. Seu funcionamento baseia-se nas propriedades dos campos magnéticos produzidos por sistemas polifásicos, isto é, nos *campos rotativos* [ 12 ].

Entre os elementos comuns a todos os tipos de motores, estão as partes estruturais como: carcaça, tampas laterais, porta-mancais, eixo, chavetas, guias de ar, ventiladores externos e internos, trocadores de calor ( ar/ar, ar/água ), etc.

Em motores de indução, o núcleo do estator geralmente é constituído por um pacote de chapas de aço silício separadas por camadas de verniz. O pacote de chapas poderá constituir-se de uma única peça ou ser subdividida em vários pacotes menores, montados sobre o eixo com pequenos intervalos entre eles, à fim de permitir a passagem do ar de refrigeração. Algumas vezes, em motores de baixa potência são usadas simplesmente chapas de aço com baixo teor de carbono, tratadas termicamente para crescimento do grão e para deposição de uma camada de óxido isolante na superfície [ 11 ].

Para motores de baixa tensão, os fios que compõem o enrolamento são geralmente de cobre ( algumas vezes, o alumínio ), de seção circular e isolados com camadas de verniz. Para motores de média tensão, os condutores são de cobre, geralmente de seção retangular, isolados com fitas de material isolante à base de mica ou fibra de vidro, aglomerados com resina sintética. Uma vez inseridas nas ranhuras do estator, os enrolamentos sofrem uma amarração com cadarços de fibra de vidro e são submetidos à uma impregnação com resina epoxi ou poliéster, que lhes proporcionará maior rigidez mecânica [ 11 ].

O núcleo do rotor é basicamente igual ao do estator. Em se tratando de motores de gaiola, o enrolamento do rotor é composto de barras de cobre ( liga de cobre ), inseridas nas ranhuras e soldadas, nas duas extremidades, a anéis de curto-circuito, também de cobre ou



liga. Em motores de pequena potência a gaiola é invariavelmente constituída de alumínio fundido [ 11 ].

Dependo das características de desempenho desejadas, as barras do rotor poderão ter seção circular, retangular, trapezoidal ou em forma de L . É possível a construção de rotores com duas gaiolas independentes, uma mais próxima da periferia do rotor ( gaiola externa ou de partida ) e outra montada embaixo da primeira ( gaiola interna ou de funcionamento ) .

### 3.2.2 - Motores com Imãs Permanentes

Uma interessante variante do motor de corrente contínua é aquele em que o campo é criado por imãs permanentes, ao invés de sê-lo por enrolamentos. Este é o caso, por exemplo, dos motores de avanço e posicionamento de máquinas operatrizes, e alguns ventiladores de uso doméstico.

O material utilizado na fabricação dos imãs é de uma liga muito especial, à fim de garantir que as propriedades magnéticas do imã não degenerem.

### 3.2.3 - Motores "Shaded-Pole"

Motores "shaded-pole" são motores de corrente alternada de indução monofásica , com imã permanente, do tipo gaiola de esquilo. Não possuem escovas, apresentam grande durabilidade, porém, possuem baixa eficiência [ 9 ].

Tais motores são de pequeno tamanho, para potências bem pequenas (1/500 à 1/6 HP), são de construção barata, possuem baixo torque de partida, pequena capacidade de sobrecarga e podem ter velocidade controlada.

#### 3.2.3.1 - Construção e Princípio de Funcionamento dos Motores "Shaded-Pole"

Como já foi dito, este é o motor mais simples e mais barato. É essencialmente uma máquina de indução, uma vez que o rotor tipo gaiola de esquilo admite potências próximas à do rotor do motor de indução polifásica. Existe, porém, uma diferença extremamente importante entre os dois tipos e que se refere à seu campo magnético .

O motor de indução cria um verdadeiro campo girante, no mesmo sentido que ele, é constante em magnitude e gira com velocidade síncrona ao redor de todo o centro. O campo do motor "*shaded-pole*" não cria campo magnético girante, o torque não é uniforme e varia a cada instante .

A figura 3.1 ilustra a construção de um polo de um motor "*shaded-pole*". Cada um dos polos laminados do estator tem uma fenda de cerca de  $1/3$  da distância de uma das margens. Ao redor da menor área formada por esta fenda , é colocada uma espira de cobre pesado , curto-circuitada; o ferro ao redor da qual a espira sombreada é colocada é chamado de parte sombreada do polo , enquanto que a parte livre é a parte não sombreada. A espira excitante, não visível na figura, não circunda o polo .

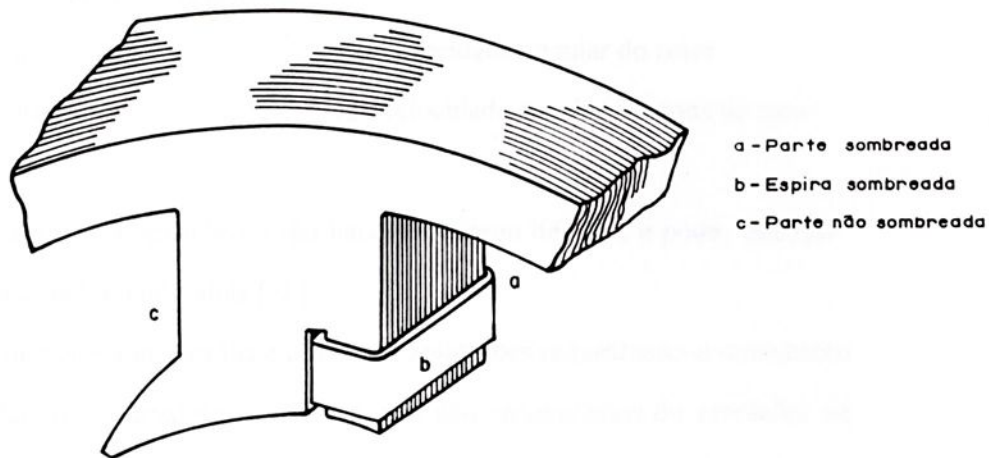


FIG.3.1 - POLO DE MOTOR "*SHADED-POLE*" [9]

Quando o enrolamento está conectado em uma fonte de alimentação AC , o eixo magnético mudará da parte não sombreada para a parte sombreada do polo. Esta mudança no eixo magnético é, de fato, equivalente à uma movimentação física real do polo. O resultado é que o rotor, gaiola de esquilo, irá rodar na direção da parte sombreada para a parte não sombreada. Para entender como isso ocorre será necessário determinarmos a posição do centro do polo magnético para vários valores instantâneos de corrente no enrolamento excitante, como a troca de corrente alternada em magnitude e direção durante o ciclo.

### 3.2.3.2 - Características de Operação e Aplicações dos Motores "Shaded-Pole"

Compensando a simples construção e o pequeno custo do motor de polos sombreados, existem muitas outras desvantagens como o baixo torque de partida, capacidade de sobrecarga muito pequena e baixa eficiência.

Esses motores são construídos comercialmente em tamanhos de 1/500 à 1/6 [ HP ] para 25 à 60 ciclos de serviço. O torque total de carga é desenvolvido para valores de escorregamento ( s ) comparativamente altos, cerca de 10% à 25% , e torques máximos na ordem de 1,25 vezes os valores fixados [ 9 ]. "Escorregamento" significa a perda de rotação do rotor, necessária para que um conjugado eletromagnético seja produzido.

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s} \quad (3.1)$$

onde : s - escorregamento ( perda de rotação )

n - rotação do rotor

$\omega$  - velocidade angular do rotor

$n_s$  - rotação síncrona

$\omega_s$  - velocidade angular síncrona do rotor

A eficiência para pequenos tamanhos é tão baixa, em torno de 5%, e pode alcançar, no máximo, 35% em velocidades muito altas [ 9 ].

Quando o motor de polos sombreados é usado em aplicações requisitando o movimento de ar, tal como os ventiladores, sopradores e circuladores, não necessitamos do ventilador de resfriamento interno, normalmente presente nesse tipo de motor, pois teremos uma considerável soma de ar capaz de resfriá-lo. Todavia, quando usado em equipamentos que não têm circulação de ar, eles normalmente possuem pequenos ventiladores internos, à fim de que o aumento de temperatura possa ser mantido em valores razoáveis. O escorregamento do rotor aumenta quando a tensão do motor é diminuída.

Nenhuma alteração no fluxo de ar resulta em uma variação correspondente no torque que, na volta, afeta a velocidade para o qual o motor gira.

O torque T de um pequeno motor é geralmente dado em termos de "libra-onça". Porém, para motores de baixa potência, unidades como a "libra-pé" são mais convenientes, pois seus valores serão menores que 1 (uma) unidade .



Então, teremos :

$$\text{hp} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{rpm}}{33,0} \cdot T \quad (3.2)$$

$$\text{de onde : } T = \frac{33,0}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\text{hp}}{\text{rpm}} = \frac{5,250 \cdot \text{hp}}{\text{rpm}} \quad [\text{lb-ft}] \quad (3.3)$$

### 3.3 - CARACTERÍSTICAS DE ACIONAMENTO

*Acionamento elétrico* é um sistema capaz de converter energia elétrica em energia mecânica, produzindo trabalho e mantendo controle sobre tal processo de conversão. Um sistema de acionamento compreende o motor elétrico e seu equipamento de comando, e/ou controle, os órgãos de transmissão de energia mecânica do motor à máquina acionada que realiza a função desejada.

#### 3.3.1 -Característica “Conjugado *Versus* Velocidade de Cargas Mecânicas”

Para um sistema dotado de movimento de rotação tem-se :

$$P = C \cdot \omega \quad (3.3)$$

onde **P** é a potência desenvolvida em Watt, **C** é o conjugado desenvolvido ou o torque em Joule, e  $\omega$  é a velocidade angular do movimento em rad/s.

Dizer que uma carga mecânica requer uma determinada potência **P** equivale a afirmar que tal carga necessita de um dado conjugado **C** à uma velocidade de rotação  $\omega$ .

Em função de suas características de *conjugado versus velocidade*, as cargas mecânicas podem ser divididas em 6 grandes grupos [ 8 ]:

- 1) Conjugado constante, praticamente independentes da rotação ( fig.3.2.a ). Ex.: guinchos, guindastes, transportadores de correias sob carga constante ;
- 2) Conjugado que varia linearmente com a rotação ( fig. 3.2.b ). Ex.: moinhos de rolos, bomba de pistão, plainas e serras para madeira ;
- 3) Conjugado que varia com o quadrado de rotação ( variação parabólica ) . ( fig. 3.2.c ). Ex.: ventiladores, misturadores, centrífugas, bombas centrífugas, exaustores, compressores ;
- 4) Conjugado que varia inversamente com a rotação, resultando em potência constante (fig. 3.2.d ). Ex.: máquinas operatrizes como as frezadoras e mandriladores ;

5) Conjugado que varia de forma não uniforme com a rotação, não sendo suficientemente precisas as aproximações por funções matemáticas (fig. 3.2.e). Ex.: um forno rotativo de grande porte ;

6) Cargas que não solicitam conjugados ( volantes ). O propósito do volante é liberar a maior parte da energia cinética nela armazenada para suprir picos de demanda de energia por parte da máquina acionada .

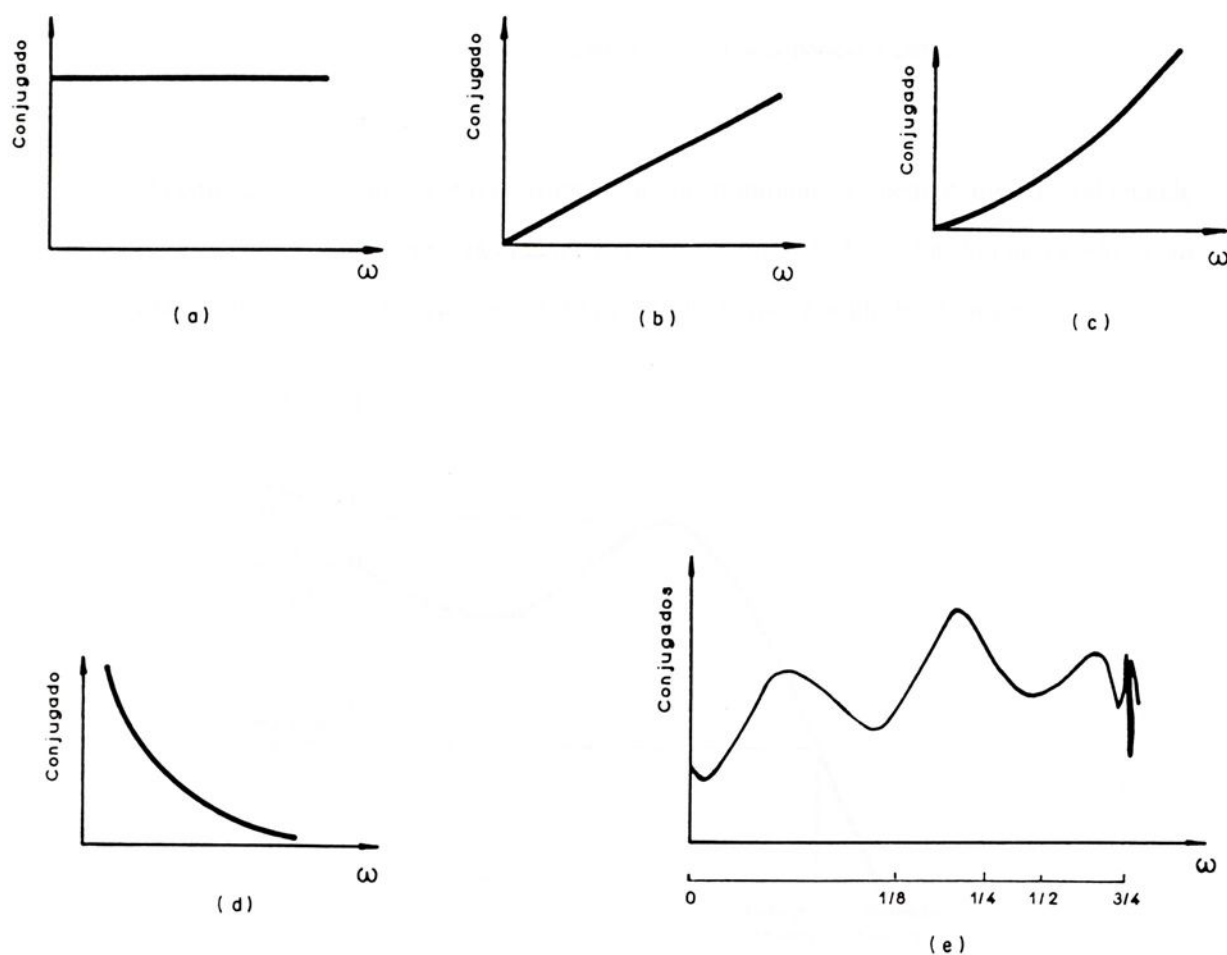


FIG. 3.2 - CONJUGADO VERSUS VELOCIDADE DE CARGA MECÂNICA [ 8 ]

### 3.3.2 - Característica “Conjugado Versus Velocidade de Rotação de Motores Elétricos”

A figura 3.3 mostra a dependência entre o conjugado desenvolvido por um motor elétrico e sua rotação. Em geral, o comportamento destas curvas características dos motores difere daqueles das cargas, pois, ao contrário das cargas adicionais, os motores elétricos tendem a apresentar um decréscimo de conjugado para velocidades crescentes.

Define-se "regulagem de velocidade" de motor elétrico, solicitado a fornecer à carga mecânica um valor dado em potência [ 8 ], a relação :

$$R = \frac{n_0 - n}{n} \quad ( 3.4 )$$

onde :  $n_0 = \frac{\omega_0}{2 \cdot \pi}$  é a rotação do motor elétrico em vazio

$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$  é a rotação do motor acionando a carga .

O conjugado disponível em motores de indução diminui à medida que a velocidade aumenta, à partir de uma certa velocidade. Formato específico de curva de *conjugado versus velocidade* de motores de indução de rotor em gaiola é apresentado na figura 3.3 .

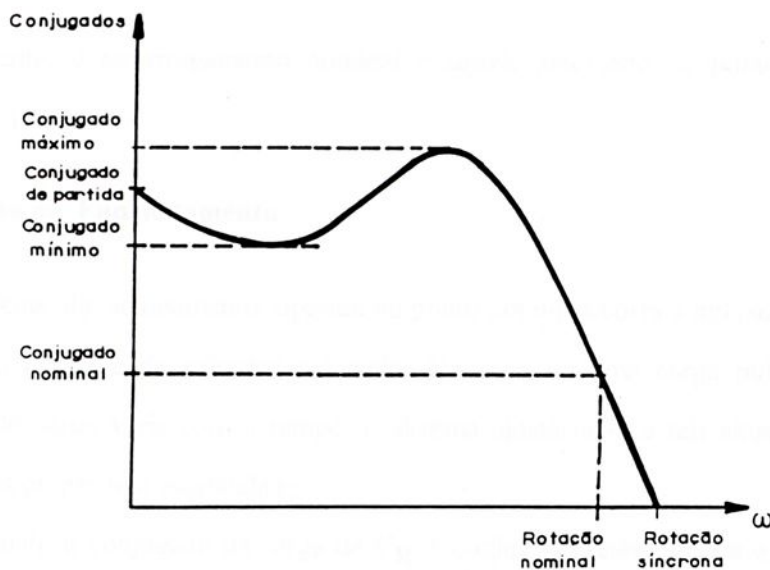


FIG.3.3 - CURVA CONJUGADO VERSUS VELOCIDADE DE ROTAÇÃO PARA MOTORES DE INDUÇÃO DE ROTOR EM GAIOLA [8]

É comum a introdução do conceito de "conjugado básico" para expressar os diversos valores do conjugado do motor com percentuais deste conjugado básico . Define-se como conjugado básico a relação entre a potência nominal e a velocidade angular síncrona ; no caso do motor de indução, portanto, um valor numérico decorrente de uma situação fisicamente inexequível, pois este tipo de motor, na realidade, não desenvolve conjugado à rotação síncrona.

$$C_b = \frac{\text{Potencia\_Nominal}}{\text{velocidade\_angular\_síncrona}} \quad (3.5)$$

A Associação Brasileira de Normas Técnicas [ 10 ] associou o conjugado básico com aquele que ocorre à potência nominal e rotação nominal; trata-se de uma alteração em relação à versão anterior da norma que tratava de máquina de indução, onde se considerava a rotação síncrona na definição de conjugado básico. Neste texto, adota-se a conceituação de conjugado básico segundo a primeira forma, assumindo a rotação síncrona.

Para máquinas de indução define-se ainda o conceito de escorregamento numa velocidade  $i$  como sendo :

$$s_i = \frac{\text{velocidade\_síncrona} - \text{velocidade\_i}}{\text{velocidade\_síncrona}} \quad (3.6)$$

e naturalmente, o escorregamento nominal é aquele associado ao ponto de velocidade nominal do motor.

### 3.3.3 - Ponto de Funcionamento

O sistema de acionamento operará no ponto em que ocorra a intersecção das curvas ( $C \times \omega$ ) do motor e da máquina acionada. No caso de uma carga pulsante, onde o conjugado de carga varia com o tempo, o sistema ajustar-se-á a tais situações dentro de certos limites ou perderá estabilidade.

Chamando o conjugado da carga de  $C_R$  ( conjugado resistente ) e o conjugado disponível no motor de  $C_M$ , temos a seguinte condição para que um acionamento seja estável :

$$\frac{dC_M}{d\omega} > \frac{dC_R}{d\omega} \quad (3.7)$$

A figura 3.4 apresenta uma situação de acionamento estável. Se o surgimento de qualquer transitório de velocidade deslocar o ponto de funcionamento  $P$  originalmente à velocidade  $\omega$ , a velocidade  $\omega_1$ , o conjugado motor aumenta, enquanto o conjugado resistente diminui; desta forma atuando um conjugado resultante que acelerará o sistema de

volta à velocidade  $\omega$  ; se o transitório levar o sistema à uma velocidade  $\omega_2$  , o conjugado motor será menor que o conjugado resistente, ocorrendo uma desaceleração do sistema com retorno à velocidade  $\omega$ .

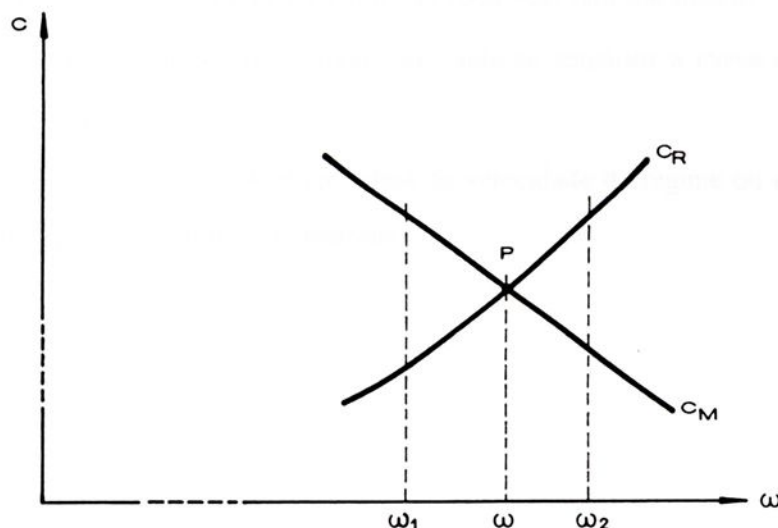


FIG.3.4 - ACIONAMENTO ESTÁVEL DE UM MOTOR [8]

### 3.3.4 - Curvas da “Corrente Versus Rotação” e da “Corrente Versus Tempo” durante a Aceleração de um Motor de Indução

O conhecimento da curva *corrente versus tempo* é de fundamental importância, principalmente para o estudo de proteção do motor. Tal curva pode ser determinada a partir da curva *corrente versus rotação*.

Consideremos um motor de indução apresentando uma variação genérica de corrente  $I$  absorvida da rede. A figura 3.5 mostra a variação da corrente  $I$  (em porcentagem de corrente nominal) com a rotação (em porcentagem de velocidade síncrona).

A corrente de partida varia de 5 à 7 vezes a corrente nominal, sendo neste exemplo de 6 vezes.

A curva da *corrente versus velocidade* é inerente ao motor, enquanto a curva da *corrente versus tempo* depende do sistema de acionamento.

A figura 3.6.a apresenta a curva do conjugado de aceleração,  $C_{AC}$ , versus rotação, onde temos que:  $C_{AC} = C_M - C_R$ .

Ao linearizarmos tal curva, cria-se uma função em degraus. A figura 3.6.b mostra os mesmos intervalos para a curva *corrente versus rotação*. Admitindo-se que durante o tempo que se leva para ir da rotação inicial à final de cada intervalo linearizado, a corrente absorvida seja uma corrente média "a" neste intervalo, pode-se construir a curva da *corrente versus tempo* ( fig. 3.7 ) [ 8 ].

À medida em que a curva se aproxima da velocidade de regime ou nominal, deve-se notar que as imprecisões tornam-se maiores

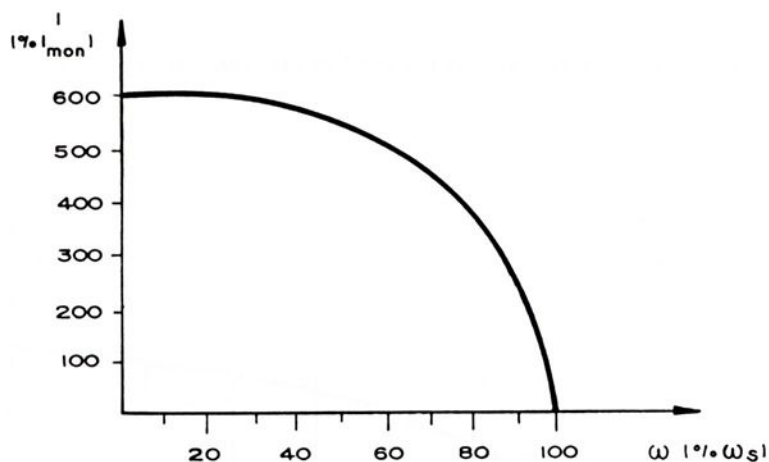


FIG.3.5 - CURVAS DA CORRENTE VERSUS ROTAÇÃO TÍPICA DE UM MOTOR DE INDUÇÃO [ 8 ]

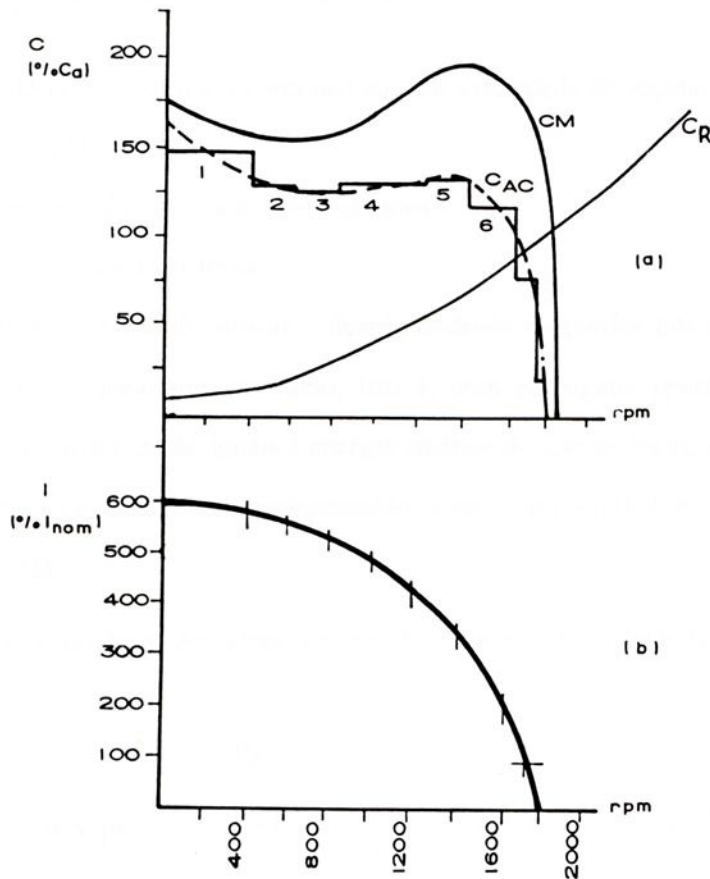


FIG 3.6 - CONJUGADO MOTOR DE ACELERAÇÃO VERSUS ROTAÇÃO [8]

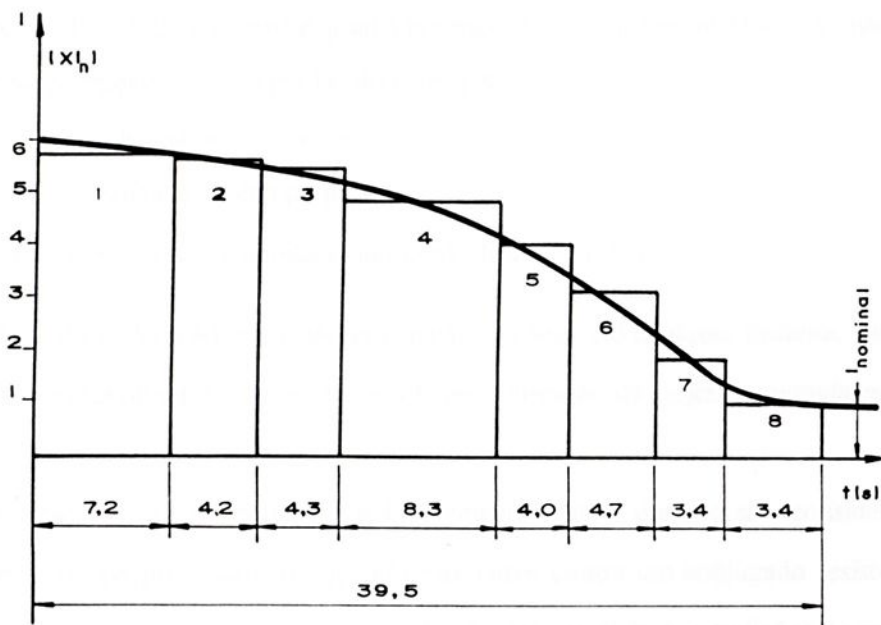


FIG. 3.7 - CORRENTE VERSUS TEMPO [8]

### 3.3.5 - Potência e Energia Durante a Partida

Para acelerar um sistema do repouso até sua velocidade de regime, é necessário suprir o motor de energia suficiente para :

- fornecer energia cinética às parte girantes ;
- suprir as perdas do sistema .

**Do ponto de vista do motor :** desprezando-se as perdas por atrito e ventilação, e supondo-se o motor acelerado em vazio, isto é, com conjugado resistente nulo, as perdas Joules, somente no rotor, serão iguais à energia cinética de que as partes girantes estão dotadas quando atingida a velocidade de funcionamento. Este é um ponto relevante quando ocorrem partidas freqüentes .

Seja  $P_g$  a potência do campo girante,  $C$  o conjugado desenvolvido e  $\omega_s$  a velocidade síncrona. Logo :

$$P_g = C \cdot \omega_s \quad (3.11)$$

Porém, temos que :  $P = C \cdot \omega$  e  $s = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s}$

Então, teremos:

$$P = P_g \cdot \frac{\omega}{\omega_s} = (1 - s) \cdot P_g \quad (3.12)$$

A potência  $P$  cedida pelo eixo é igual à potência disponível no entreferro da máquina  $P_g$ , menos a parcela correspondente às perdas no rotor [ 8 ]:

$P \rightarrow$  potência no eixo do motor

$P_g \rightarrow$  potência do campo girante

$s \cdot P_g \rightarrow$  potência consumida como perda Joule no rotor .

No período de aceleração em qualquer rotação, ou seja, em qualquer instante, enquanto a primeira parcela representa a potência empregada na aceleração da carga, a segunda representa as perdas Joule no rotor.

O calor desenvolvido na partida é evidentemente maior, quando são consideradas as perdas mecânicas do próprio motor ou quando este partir contra um conjugado resistente não nulo. Na seleção do motor, uma atenção particular deverá ser dada às condições de partida no tocante à inércia a ser acionada e à freqüência de partidas.

## CAPÍTULO IV

# CONSUMO DE ENERGIA, RUÍDOS E VIBRAÇÕES NOS VENTILADORES AXIAIS DE PEQUENA POTÊNCIA

### 4.1 - CÁLCULO DA CORRENTE ESTATÓRICA E ROTÓRICA

Uma vez se conhecendo a potência  $P$  em [C.V.] do rotor, a tensão da linha, o fator de potência e o rendimento  $\eta$ , a corrente absorvida em [ A ] pelo motor, da linha de alimentação, é dado por :

$$I = \frac{736.P}{U.(\eta.\cos\phi)} \quad (4.1)$$

Para avaliar a corrente rotórica é preciso avaliar o número dos ampère-condutores rotóricos, que para motores monofásicos até 1 CV, pode ser considerado :

$$N_R \cdot I_R = 0.6.N_e \cdot I$$

$$\therefore I_R = 0,6 \cdot \frac{N_e \cdot I}{N_R} \quad (4.2)$$

onde:  $N_R$  é o número de condutores rotóricos por fase ,

$N_e$  é o número de condutores estatóricos por fase

O valor da corrente nos anéis pode ser calculado como :

$$I_a = \frac{N_R \cdot I_R}{2 \cdot \pi \cdot p} \quad (4.3)$$

onde  $p$  é o número de pares de polos.

### 4.2 - PERDAS POR EFEITO JOULE

Para rotores tipo gaiola de esquilo, é preciso ter presente que as barras e os anéis são circulares distintos, sendo percorridos, respectivamente, por correntes  $I_R$  e  $I_a$  . Assim sendo, as perdas nos mesmos devem ser calculadas separadamente [ 12 ].

Se  $r_b$  for a resistência numa barra e  $N_R$  o número das mesmas, a perda por efeito Joule nas barras resulta, em Watt :

$$W_b = r_b \cdot I_R^2 \cdot N_R \quad (4.4)$$

Nos anéis, o comprimento médio do circuito elétrico é dado por :

$$l_a = \pi \cdot d_m \quad (4.5)$$

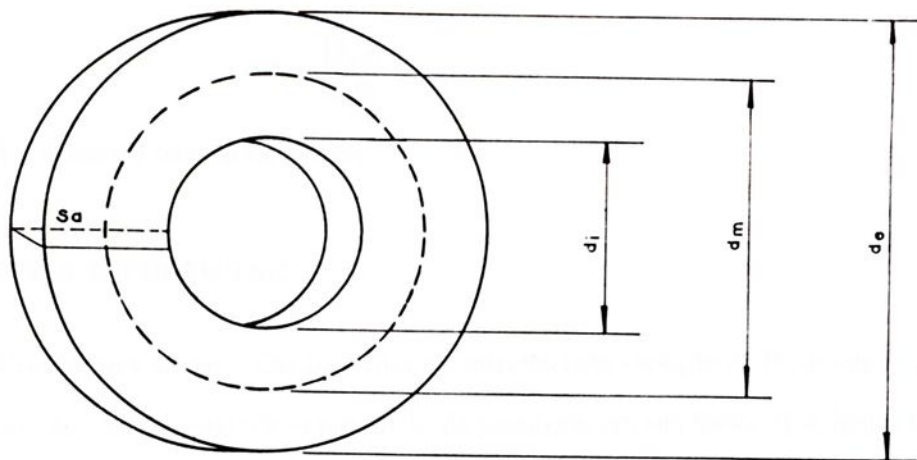


FIG. 4.1 - ANEL CIRCULAR [ 12 ]

Sendo  $S_a$  a seção de cada anel, a resistência do mesmo resulta :

$$R_a = \frac{\rho \cdot l_a}{S_a} \quad (4.6)$$

Sendo dois os anéis que curto-circuitam as barras, a perda de potência por efeito Joule resulta :

$$W_a = 2 \cdot R_a \cdot I_a^2 \quad (4.7)$$

A perda de potência total resulta :

$$W = W_b + W_a \quad (4.8)$$

Para condutores de cobre, as perdas por efeito Joule, podem ser, também, calculadas com base na perda específica em Watt por Quilograma ( W/kg ) :

$$W_{cu} = W / kg \cdot P_{cu} = W_{cu} \cdot P_{cu} \quad (4.9)$$

onde :  $P_{cu}$  representa a massa do cobre.

### 4.3 - SOLICITAÇÕES ELÉTRICAS DO ESTATOR

A solicitação elétrica do estator é representada pelo efeito Joule que os condutores estatóricos exercem na zona de entreferro. Esse efeito é medido em ampére-condutores por centímetro de periferia estatórica, que nos motores monofásicos é expresso por :

$$A = \frac{N_c \cdot I}{\pi \cdot D} \quad (4.10)$$

onde  $D$  é o diâmetro interno do estator.

### 4.4 - PERDAS SUPERFICIAIS

**a) Perdas do Estator** - São as perdas produzidas pela variação de fluxo que se produz na extremidade dos dentes estatóricos por efeito da passagem em sua frente, dos dentes rotóricos.

As perdas superficiais estatóricas podem ser consideradas como sendo 30% das perdas que se verificam nos dentes do estator.

**b) Perdas do Rotor** - São perdas devido à variação do fluxo que se produz na superfície periférica rotórica por efeito da passagem desta sob os dentes e rasgos rotóricos.

### 4.5 - PERDAS ADICIONAIS

São as perdas que se verificam nos parafusos de fixação dos núcleos rotóricos e estatóricos, nos condutores de cobre por efeito de recozimento e diminuição da secção nas curvas, etc.

### 4.6 - PERDAS MECÂNICAS

São as perdas devido aos atritos nos suportes e à ventilação. Por isso, dependem do tipo de ventilação e da velocidade de rotação do motor.

O cálculo das mesmas é muito complexo, por isso, costuma-se avaliá-los em frações de potência total da máquina em função da velocidade de rotação das mesmas.

Em geral, não são computados para efeito de aquecimento.



## 4.7 - PERDAS NO FERRO DO ROTOR

Uma vez que a velocidade do rotor é muito próxima da de sincronismo, a frequência de variação de fluxo no mesmo é muito pequena. Por esta razão, as perdas no ferro do núcleo rotórico são consideradas nulas.

## 4.8 - RUÍDO DE VENTILADORES

### 4.8.1 - Introdução

*Ruído* é o som que, por sua intensidade, seu tom, ou duração, resulta desagradável ao ouvido humano e causa danos ao organismo. O meio mais radical e econômico de se combater o ruído é eliminá-lo em sua origem, enquanto se é possível. Devemos adotar medidas para a proteção do meio ambiente contra o ruído.

Nos ventiladores, mesmo nos turbocompressores, sons com frequência de ruídos tentam contra o conforto do meio ambiente. Por isso, o comportamento acústico do ventilador constitui, muitas vezes, um fator decisivo na seleção do mesmo.

A aerodinâmica tem contribuído muito para esclarecer os fenômenos do ruído, sobretudo nos ventiladores axiais.

### 4.8.2 - Características de Ruído

O ruído é causado por partículas de ar colocadas em movimento pela onda vibratória. Esta onda de som "viaja" com uma velocidade radial constante. Uma onda de som pode ocorrer em um sólido, líquido ou gás. Em ar, ondas de som existem como condensação e rarefação. A frequência com que a onda vibratória determina o nível de ruído, e a amplitude da onda, determinam a intensidade e o nível de sonoridade [ 4 ] .

### 4.8.3 - Causas de Ruídos em Ventiladores

As pás de um ventilador criam ao seu redor um campo de pressão, o qual varia em cada ponto do espaço; por isso, originam ondas acústicas, as quais se interagem e se propagam pelo ar, pela estrutura e pelo solo da edificação. Esse campo de pressão, origem do ruído de ventiladores, depende de muitas variáveis do projeto, tal como o passo, forma, tamanho e

número de pás do rotor, bem como dos materiais empregados.

As causas que influenciam no ruído do ventilador se resumem à seguir :

1) A frequência do som do ventilador é igual ao produto de uma velocidade de rotação pelo número de pás [ 2 ];

2) A intensidade do som produzido diretamente pelas pás é aproximadamente proporcional à velocidade periférica na ponta das pás . Reduzindo-se a velocidade, diminui-se a intensidade do som [ 2 ];

3) Estudos mostraram que a intensidade do som de um ventilador aumenta com função de sua própria frequência [ 13 ] , [ 15 ] ;

4) A distância excessivamente pequena entre a borda de saída das pás e a parede da caixa espiral é causa de ruído. A pá não pode ser de tal comprimento que a folga entre a ponta da pá e a carcaça seja infinitamente pequeno. Aumentado-se a distância, diminui-se o ruído, porém, diminui-se também a eficiência do ventilador . Existe uma posição intermediária adequada entre o aerofólio finito e o infinito (folga zero) [ 5 ]

5) A propagação do som em ventiladores é devido à um processo de fluxo ao longo do conduto e das pás. Os ruídos não surgem somente em função do atrito do fluxo com os componentes do mesmo. Ao examinarmos um propulsor sem pás guias e sem carcaça, notamos a presença de ruído, que é gerado devido ao campo de pressão ao redor da pá propulsora. Se o propulsor for inserido em uma carcaça, uma parte do ruído é refletida por todo o conduto, e a outra parte será devidamente absorvida pelo material da parede do mesmo [ 5 ];

6) Em ventiladores axiais sem pás guias, soprando livremente, demonstrou-se um aumento notável na pressão do som, para uma ampla classe de frequências, conforme a folga entre a carcaça e as pás do propulsor aumenta [ 14 ] , [ 15 ] ;

7) O número de pás diretrizes fixas não deve ser igual e nem múltiplas das pás móveis. [ 2 ]. Quando isso ocorre, o nível de ruído causado é consideravelmente alto, principalmente durante as interrupções [ 5 ];

8) O difusor sem pás produz menos ruídos que com pás diretrizes [ 2 ] ;

9) As vibrações forçadas da carcaça e os dutos de admissão e escape podem causar ruídos de grande intensidade em condições de ressonância [ 2 ];



10) O equilíbrio estático ou dinâmico do motor, o mau alinhamento e a flexão excessiva dos eixos podem causar ruídos [ 2 ];

11) O motor de acionamento e rolamento de esfera, às vezes, são causas de ruídos quando trabalhando em baixas rotações. O uso de mancais deslizantes elimina a última causa [ 2 ];

12) Ao se diminuir o rendimento do ventilador para uma mesma revolução, aumenta-se a intensidade do ruído e aumenta-se, simultaneamente, a vazão do ventilador. Isto não significa que a energia perdida no ventilador se converta em energia acústica, uma vez que esta última representa somente uma parte insignificante da energia perdida que, fundamentalmente se transforma em calor. O ruído causado por energias perdidas são de mais baixa frequência [ 2 ].

#### 4.8.4 - Fontes de Ruídos em Equipamentos

Os ruídos de equipamentos são ruídos oriundos das partes rotatórias, mas também podem ocorrer outros. Ruídos de motor podem ser devido à ruídos magnéticos, ruídos de escova, ou ondas periódicas causadas por alteração nas linhas de voltagem ou frequência. Acoplamentos flexíveis muitas vezes causam ruídos normais, devido às perdas nos apoios e atritos de superfície.

Deixando de lado os ruídos inerentes aos ventiladores, os ruídos normais podem ser causados por eixos inclinados, anéis colocados impropriamente e perdas no propulsor, junções, rodas, rebites, chaves ou suporte dos ventiladores .

Ruídos normais dos ventiladores ocorrem devido aos projetos dos mesmos, tamanho, velocidade de operação e tipo de projeto de mancais. Todavia, onde existem mancais anti-fricção especialmente selecionados para operação silenciosa, eles podem ser satisfatoriamente usados em algumas aplicações de ventiladores. Frequentemente, mancais de rolamento de esfera são montados independentemente da caixa do ventilador.

Os ruídos de ar ocorridos dentro do ventilador são complexos , devido aos vários tipos de ruídos . Porém, estes podem ser “grosseiramente” classificados [ 4 ] :

1) Como **impulso** - isso se refere, principalmente à variação da velocidade do ar nas pás de passagem no ponto de expansão. Um grande número de pás produz uma razão maior de impulso e maior inclinação, para velocidade constante . Os ventiladores com pás curvadas para a frente, necessariamente têm um grande número de pás. Uma vez que eles operam à baixa

velocidade de rotação para a mesma pressão de ar, isto equivale, em parte, à "frequência da pá";

2) Como **assovio** : isso se refere ao ruído produzido pelo ar passando contra e ao redor dos lados de uma pá de borda fina ;

3) Como **vibração** : isso é normalmente causado pelo ar passando paralelamente à uma pá, de maneira não uniforme . A vibração é mais acentuada quando o ventilador está operando em condições instáveis .

Normalmente o ruído na corrente de ar é causado também pela alta velocidade do ar, mas a turbulência excessiva pode ser parcialmente responsável e esta, por sua vez, pode ser causada por [ 4 ]:

- a) Rotação indevida do ventilador ;
- b) Roda inclinada na caixa do ventilador ;
- c) Projeto incorreto de duto de conexão de entrada e saída em ventiladores sensíveis à colocação de dutos.

O ruído mais baixo produzido por um ventilador axial corresponde ao ponto de mais alta eficiência. Maiores cuidados, todavia, devem ser tomadas na seleção de ventiladores, para assegurar que eles operem dentro dos limites desejados. Se a capacidade for reduzida, tal que o fluxo de ar não siga a forma da pá , pode ocorrer um aumento brusco na intensidade do ruído. Frequentemente, o ventilador axial é rotulado como responsável pelo ruído, quando na realidade, se sua própria seção fosse corrigida, de muito contribuiria para diminuir este ruído.

Se um ventilador deve ser extremamente silencioso, o uso de dados específicos de som deve ser estudado.

#### 4.8.5 - Amortização e Isolamento Acústico de Ruído

A amortização de ruído é obtida com o emprego de amortecedores ou silenciadores, que podem ser de duas classes : de *reflexão* e de *absorção* [ 2 ]. Nos de *reflexão* , o ruído simplesmente se reflete de volta à fonte. Nos de *absorção*, a energia de ruído é absorvida por um material poroso, e transformado em calor. O uso de *silenciadores de reflexão* é muito restrito, pois dão origem a muitas perdas aerodinâmicas. No caso de *amortização por absorção*, os dutos são revestidos com materiais porosos. O efeito amortizador será maior



quanto maior for a superfície recoberta e de maior comprimento, e quanto mais elevado for o índice de absorção da substância empregada.

O *isolamento acústico* de ruídos se converge montando o ventilador sobre *isoladores acústicos*, que reduzem a transmissão de vibração acústica à superfície do local de apoio. Para a seleção de isoladores acústicos, temos que levar em conta as fontes principais de vibração dos ventiladores, que são [ 2 ] :

- a) Desequilíbrio do rotor ;
- b) Forças aerodinâmicas .

As montagens mais freqüentes para isolamentos acústicos do ruído são :

a) Montagens e instalações de ventiladores pequenos, de ventilador e motor sobre uma mesma base de estrutura de aço, provida de isoladores acústicos em seus extremos ; esta montagem tem a vantagem de manter perfeitamente o alinhamento do conjunto *motor - ventilador* ;

b) Montagens sobre isoladores acústicos do rotor e dos ventiladores em separado : os isoladores acústicos se constroem de diferentes tipos e materiais porosos ( feltros, etc ) e de materiais resínicos. Os materiais resínicos conservam melhor sua elasticidade com o tempo e não a perdem com o contato com a água e o óleo.

A transmissão de ruído pelos condutos se evita :

a) Reduzindo o fluxo e trocas de seção hidrodinamicamente, para evitar o descolamento do fluxo ;

b) Utilizando materiais não metálicos para condutos e outros materiais não condutores de som ;

c) Isolando acusticamente os diferentes ramos do conduto com materiais resínicos, evitando, também, as juntas realizadas com estruturas ou flanges metálicos .

#### 4.9 - ALINHAMENTO

Mesmo se tratando de transmissões diretas, é fundamental que o motor esteja rigorosamente alinhado com o ventilador . Um alinhamento deficiente pode causar sobrecargas no eixo, deformações incompatíveis e uma brusca redução na vida dos mancais.



#### 4.9.1 - Cuidados Adicionais

O local de instalação deve ser plano, limpo e isento de vibrações. Vibrações excessivas sacrificam os mancais durante o período de parada.

A disposição relativa do motor e do ventilador acionado deve ser tal que permita um acesso fácil para inspeção periódicas, controles locais em eventuais componentes.

#### 4.10 - VIBRAÇÃO

Há uma tendência em se associar a *vibração* do motor ao *balanceamento* de suas partes girantes. Embora isso seja verdade, o motor pode vibrar por diversas razões.

Algumas vezes, o motor funciona suavemente, isento de vibrações, no início de operação e, particularmente, passa a vibrar. Se desligado e religado à seguir, continua a vibrar. Porém, se mantido em repouso por um tempo suficientemente longo, volta a operar inicialmente sem vibrações e à seguir passa a vibrar. A provável causa é uma alteração de geometria com a elevação da temperatura, dilatação das barras ou anéis de curto-circuito do enrolamento da armadura do pacote rotórico, etc. Nesses casos, é necessário verificar a existência de componentes frouxos ( na condição de temperatura de operação ) e corrigir tal situação. Quando a dilatação de componentes do rotor é parâmetro do projeto do motor, o balanceamento deve ser feito à temperatura de funcionamento.

A vibração do motor dependerá não só do balanceamento das partes girante, mas também da resposta em frequência do sistema, neste caso, constituído pela estrutura do motor em si e pela sua fixação [ 4 ].

Reitera-se que operando em uma dada base, um motor isento de vibrações quando testado pelo fabricante, pode apresentar vibrações aceitáveis; neste caso, é necessário alterar a resposta em frequência do sistema, pelo aumento da rigidez do conjunto ou mais raramente, por sua redução.

Transmissões incorretamente alinhadas podem gerar vibrações. Para verificar se as vibrações anômalas em um motor provêm de um acoplamento incorreto, é necessário colocá-lo a funcionar desacoplado, verificar que nessa condição a vibração está em seus limites aceitáveis, e proceder à remontagem do acoplamento de forma correta.



Em máquinas de corrente alternada, uma causa de vibrações pode ser o desbalanceamento magnético. As forças que atuam no entreferro entre o estator e o rotor, tendem a aproximá-los, e produzem vibração com o dobro da frequência de alimentação. Embora uma pequena vibração nessas condições seja normal, uma assimetria no entreferro pode reforçar essa vibração, inclusive produzindo ruído.

Em motores de indução, geralmente, as vibrações na frequência de escorregamento são baixas. Entretanto, esta frequência e suas harmônicas podem interagir com frequências mais altas para produzir pulsações.

Um ponto importante a ser observado em motores de indução, é a tendência do aumento de vibração com o tempo de operação, em termos de horas, dias e semanas. Medidas feitas em intervalos dessa magnitude e que mostram um aumento consistente da vibração, indicam possíveis aumentos de desbalanceamento, aumento de excentricidade do rotor ou assimetria do entreferro por desgaste dos mancais, desbalanceamento magnético por abertura de barras da gaiola rotórica (quando também ocorrem oscilações na corrente de alimentação do motor), ou ainda, curto-circuito no enrolamento estatórico (quando ocorre desbalanceamento nas correntes de cada fase) [ 16 ].

## CAPÍTULO V

# O RESFRIAMENTO DO MOTOR ACIONADOR

### 5.1 - INTRODUÇÃO

As perdas de energia, elétrica e mecânica, nas máquinas elétricas, são devido à transformação dessas formas de energia em calor, o que produz aquecimentos indesejáveis em algumas partes da máquina. Para assegurar a confiabilidade das máquinas elétricas, deve-se limitar esse aquecimento.

O problema mais importante e o mais difícil de resolver consiste em assegurar o nível necessário de isolamento nos enrolamentos perante a elevação de temperatura a que se fez referência, pois os materiais usados tendem a se degradar até mesmo à temperaturas relativamente pouco elevadas. Por esta razão, o que limita a carga máxima admissível numa máquina é a temperatura admitida pelos isolantes utilizados.

Os materiais conduzem eletricidade em algum nível. Assim, *isolantes* são materiais de altíssima condutividade - tão alta que a passagem de corrente por eles pode ser, na maioria dos casos, negligenciada quando se trata de equipamentos elétricos de potência.

Os materiais isolantes utilizados na construção das máquinas elétricas dividem-se, segundo o seu comportamento perante o calor, em classes **Y, A, E, B, F, H e C**, segundo a bibliografia [ 17 ].

À classe **Y** pertencem os materiais fibrosos de celulose e seda não impregnados nem mergulhados em líquido isolantes, e também outros materiais cujo comportamento corresponde a estes. A temperatura a que os materiais de classe **Y** devem resistir sem deteriorização é de 90° C.

À classe **A** pertencem os materiais fibrosos de celulose ou seda que foram impregnados ou mergulhados em líquido isolante, bem como outros materiais de comportamento análogo perante o calor. A resistência ao calor dos materiais da classe **A** corresponde a uma temperatura de 105°C.

À classe **E** pertencem certas películas orgânicas sintéticas, bem como outros materiais que resistem à temperatura de 120°C sem perda de qualidade .



À classe **B** pertencem os isolantes à base de mica ( inclusive estruturas orgânicas ), amianto e fibra de vidro utilizados com aglutinantes orgânicos e composições de impregnação, bem como todos os materiais cuja resistência ao calor permite temperaturas de 130°C.

À classe **F** pertencem os materiais à base de mica, amianto e fibra de vidro combinados com aglutinantes e composições de impregnação sintéticas e resistem à 155°.

À classe **H** pertencem os materiais à base de mica e amianto, fibra de vidro em combinação com silicone e resistem até a 180°C.

À classe **C** pertencem a mica, cerâmicos, vidro e quartzo utilizados sem aglutinantes orgânicos.

Além de resistirem ao calor, os isolantes devem satisfazer a muitas outras exigências das quais as mais importantes são [ 11 ] :

- resistência ao choque térmico resultante do aquecimento até a temperatura de serviço;
- uma resistividade elevada do material à quente ;
- resistência ao choque térmico resultante do resfriamento até a temperatura ambiente ou menos;
- resistência quando exposto à umidade;
- resistência à vibração, ao esforço mecânico, e uma elasticidade que o material deve conservar durante a ação prolongada do aquecimento de serviço ;
- o material deve ser facilmente tratado ;
- o preço dos materiais usados deve ser tão baixo quanto possível .

Estas exigências são de uma importância tanto maior quanto maior for a potência da máquina e sua tensão nominal .

Um acréscimo excessivo de temperatura pode igualmente influir de modo negativo sobre as condições mecânicas de trabalho de certas peças da máquina. No entanto, uma construção adequada dos componentes da máquina e uma exploração cuidadosa sobre suas características podem evitar maiores dificuldades.



## 5.2 - POTÊNCIA, AQUECIMENTO E REFRIGERAÇÃO DOS MOTORES ELÉTRICOS

O estudo da potência a ser solicitada à um motor elétrico em diferentes condições de regime de funcionamento, as implicações no aquecimento e os métodos de refrigeração utilizados são de grande importância para o funcionamento adequado do equipamento.

### 5.2.1 - Determinação da Potência

No caso de um acionamento em que a potência solicitada ao motor permanece constante ao longo do tempo, a determinação da potência é relativamente simples, conhecidos o conjugado resistente da carga e a rotação de funcionamento, a potência será definida por [ 8 ]:

$$P = C.\omega \quad ( 5.1 )$$

Por potência nominal em regime contínuo, isto é, com o fornecimento de uma potência constante e sem paradas, entende-se aquela potência que o motor pode fornecer em condições normais de operação ( altitude menor que 1000 metros e temperatura ambiente não superior à 40°C, alimentação com tensões equilibradas, ambiente isento de umidade e poeiras excessivas, ausência de vibrações, etc ) durante uma vida útil suficientemente longa; o fator limitante, via de regra, é o sistema isolante da máquina.

A equação 5.1 expressa a potência nominal do motor, se o número de partidas for tal, que o aquecimento do motor devido à elas, bem como o aquecimento devido à uma partida, seja negligenciável diante do aquecimento, devido ao funcionamento contínuo à potência solicitada pela carga. É importante ter-se em mente que a potência solicitada ao motor é definida por suas características, ou seja, independentemente da potência nominal do motor. Se um motor elétrico somente é solicitado por pequenos períodos, permanecendo à vazio durante as solicitações, a elevação de temperatura desse motor será menor e a potência solicitada poderá ser maior que aquela em regime contínuo; contudo, deve-se analisar a disponibilidade de conjugados e lembrar que em tal situação o motor apresentará um fator de potência mais baixo.

O parâmetro de diferenciação dos tipos de regime de serviço, é a variação da carga com o tempo. Regimes reais são usualmente mais regulares que os regimes definidos pelas normas;



porém, quando testando e estabelecendo o desempenho de um motor, ou procedendo à sua seleção, o regime a ser considerado é o que mais se aproxima do regime real do ponto de vista da solicitação térmica .

### 5.2.2 - Perdas em Motores Elétricos

A potência transmitida à carga pelo eixo do motor é menor que a potência ativa absorvida da rede, devido às perdas no motor.

A figura 5.1 apresenta uma visão dessas perdas, de onde temos :

- $P_{apar}$  é a potência aparente ,
- $P_{mag}$  representa as perdas magnéticas ,
- $P_{at}$  representa as perdas por atrito ,
- $P_{Cu}$  representa as perdas no cobre ,
- $P_{Fe}$  representa as perdas no ferro ,
- $P_{mec}$  representa as perdas mecânicas ,
- $P_{útil}$  é a potência útil.

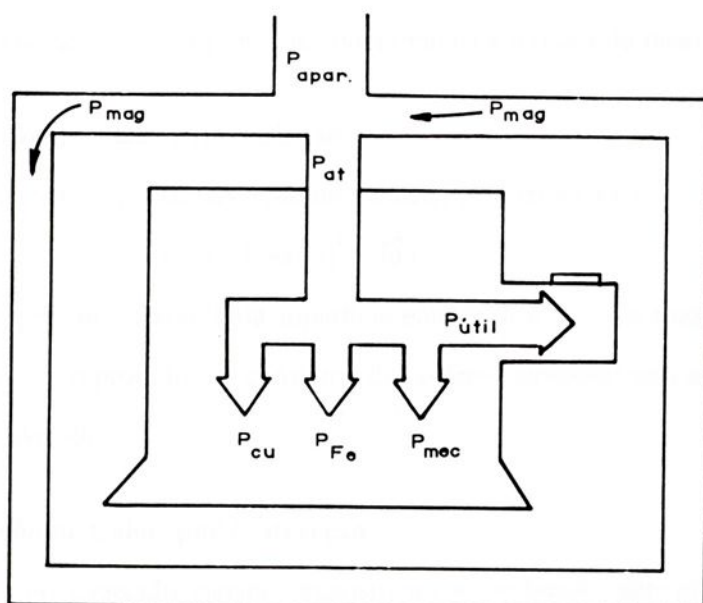


FIG.5.1 - VISUALIZAÇÃO DAS POTÊNCIAS DE ENTRADA, SAÍDA E PERDAS

### 5.3 - DISSIPACÃO DE CALOR NAS MÁQUINAS ELÉTRICAS

As partes aquecidas de uma máquina dissipam calor no ambiente por condução, convecção e radiação [ 17 ].

#### a) Dissipação de Calor por Condução

A dissipação de calor por condução em máquinas elétricas é de grande significância, principalmente para transferência de calor em corpos sólidos, enquanto que nos gases e líquidos a convecção é de maior importância.

Se tivermos duas superfícies paralelas, cada qual com uma área  $S$  e com temperaturas constante  $T_1$  e  $T_2$ , então, a quantidade de calor é conduzida durante um dado período através do meio entre as superfícies [ 18 ].

$$q_{\text{cond}} = \frac{\lambda_{\text{cond}} \cdot S}{\delta} \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.3)$$

onde:  $\delta$  representa a espessura do isolamento ( distância entre as superfícies consideradas );

$T_1$  representa a temperatura na máquina;

$T_2$  representa a temperatura do isolante;

$\lambda_{\text{cond}}$  representa o coeficiente de condutibilidade térmica do meio.

#### b) Dissipação de Calor por Radiação

Para um corpo negro ideal de *Stefan-Boltzmann*, a lei é [ 18 ]:

$$q_{\text{rad}} = \alpha_{\text{rad}} \cdot (T_1^4 - T_0^4) \quad (5.4)$$

onde  $T_1$  é a temperatura absoluta da superfície emitidora e  $T_0$  é a temperatura absoluta do meio, e onde  $\alpha_{\text{rad}}$  é o produto da constante de *Stefan-Boltzmann* pela superfície de troca de calor e pela emissividade.

#### c) Dissipação de Calor por Convecção

Se um corpo aquecido estiver exposto ao ar ambiente sem uma fonte externa de movimentação do fluido, o movimento de ar será devido aos gradientes de densidade nas proximidades do corpo [ 18 ].

Esse fenômeno se refere a *convecção natural*, diferente da *convecção forçada* que é causada pela circulação artificial do ar do meio resfriador, como por exemplo, pelo sopro de ar com auxílio de um ventilador.

O calor dissipado por convecção para uma superfície pode ser expressa por [ 18 ] :

$$q_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} \cdot \tau' \quad (5.5)$$

Uma vez que a transferência do fluxo de calor só pode ocorrer por condução pura na camada de fluido adjacente ao sólido, isso nos permite usar a *Lei de Fourier*, associando o coeficiente de condutibilidade térmica,  $\lambda_{\text{cond}}$ , com o coeficiente de convecção,  $h_{\text{conv}}$  :

$$h_{\text{conv}} = \frac{\lambda_{\text{cond}}}{\tau'} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0'}$$

onde :  $h_{\text{conv}}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção;

$\tau'$  é o aumento de temperatura da superfície resfriada acima da temperatura do meio resfriado;

$\frac{\partial T}{\partial y}$  é a variação da temperatura na direção  $y$ ;

$y$  é a direção normal à superfície sólida, com sentido definido *positivo* quando aponta para fora.

O calor dissipado por *radiação e convecção* para uma superfície  $S$  será :

$$Q' = \Psi_{r,\text{conv}} \cdot S \cdot \tau' \quad (5.6)$$

onde:

$$\Psi_{r,\text{conv}} = \alpha_{\text{rad}} + h_{\text{conv}} \quad ,$$

e representa o coeficiente de dissipação de calor para igual emissividade e calor. Para condições médias, este valor é de aproximadamente  $14 \text{ W} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$  [ 18 ].

Em máquinas elétricas, as condições para dissipação de calor por radiação e convecção são diferentes para as várias superfícies. Em máquinas modernas ventiladas, o calor removido por convecção forçada prevalece sobre o removido por radiação, que mais tarde, será negligenciado [ 17 ].

#### d) Calor Dissipado das Superfícies em Contato com o Fluxo de Ar de Resfriamento [ 17 ]

Neste caso, é necessário distinguir dois tipos:

1) *Calor dissipado por uma superfície externa exposta a um fluxo de ar* : por exemplo, o resfriamento do lado de fora da superfície de um comutador em uma máquina do tipo aberta ;

2) *Calor dissipado por uma superfície interna exposta a um fluxo de ar* : por exemplo, o resfriamento das superfícies de dutos em máquinas com ventilação interna. O aumento de dissipação de calor nessas condições é, praticamente, devido ao aumento na convecção. Este problema é de difícil resolução devido as grandes diferenças na construção de máquinas elétricas e pela complexidade de fenômenos aerodinâmicos nos dutos internos e espaço interno da máquina.

Por outro lado, o aumento na dissipação de calor quando soprando em superfícies abertas, é estudado por meio de fórmulas empíricas. Uma das fórmulas mais comumente usada é [ 17 ]:

$$h'_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} \cdot (1 + c_a \cdot \sqrt{v}) \quad (5.7)$$

onde :

$h'_{\text{conv}}$  é o coeficiente de transferência de calor através da superfície ventilada;

$h_{\text{conv}}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural;

$v$  é a velocidade relativa do ar na superfície resfriada ( m/s );

$c_a$  é um coeficiente empírico.

Se o sopro for uniforme sobre toda a superfície, de acordo com dados experimentais ,  $c_a = 1,3$ . Quando o sopro não é uniforme, este valor diminui .

## 5.4 - ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DAS MÁQUINAS ELÉTRICAS

### 5.4.1 - O Balanço de Calor

A máquina elétrica é um corpo não-homogêneo e em seu interior há diferentes fontes de calor, de diferentes intensidades. Porém, para os objetivos desta análise, a máquina elétrica será associada a uma corpo homogêneo submetido à uma única fonte de calor em seu interior.

Onde :

$Q$  é o calor gerado no interior da máquina por unidade de tempo ( J/s );

$B$  é o calor dissipado por unidade de tempo em cada unidade de temperatura ( J/s.° C );

$c$  é o calor específico da máquina elétrica admitindo-a como um corpo homogêneo ( J/kg.°C );

$m$  é a massa do corpo homogêneo ( kg );

$\theta$  é o aumento de temperatura da máquina em relação ao ambiente (°C ).

A máquina apresentará diferentes aumentos de temperatura em suas diferentes partes, mas em primeira aproximação, pode-se assumir que após um determinado tempo, os aumentos de temperatura ficam proporcionais entre si. Usualmente, o maior interesse recai na temperatura dos enrolamentos estatóricos, onde está o sistema isolante; contudo, em alguns casos, tem-se interesse na determinação do ponto mais quente em outros lugares da máquina, ou na gaiola rotórica numa superfície do invólucro. Neste item, concentrar-se-á a análise do enrolamento estatórico .

Num intervalo de tempo infinitesimal  $dt$  , a quantidade de calor gerado no interior da máquina menos a quantidade de calor dissipado, resulta na quantidade de calor que aumentará a temperatura do enrolamento estatórico, ou seja:

$$Q \cdot dt - B \cdot \theta \cdot dt = C \cdot d\theta \quad , \quad \text{onde } C = c \cdot m \quad (5.8)$$

ou

$$Q - B \cdot \theta = C \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (5.9)$$

$$\frac{d\theta}{dt} + \frac{B}{C} \cdot \theta = \frac{Q}{C} \quad (5.10)$$

A equação 5.10 é uma *Equação Diferencial Linear de Primeira Ordem* cujo fator integrante é:

$$I = e^{\int \frac{B}{C} \cdot dt} = e^{\frac{B}{C} \cdot t}$$

cuja solução será:



$$e^{\frac{B}{C}t} \cdot \theta' + e^{\frac{B}{C}t} \cdot \frac{B}{C} \cdot \theta = e^{\frac{B}{C}t} \cdot \frac{Q}{C}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \theta \cdot e^{\frac{B}{C}t} \right) = \frac{Q}{C} \cdot e^{\frac{B}{C}t}$$

$$\int \frac{d}{dt} \left( \theta \cdot e^{\frac{B}{C}t} \right) \cdot dt = \int \frac{Q}{C} \cdot e^{\frac{B}{C}t} \cdot dt$$

Então, teremos :

$$\theta \cdot e^{\frac{B}{C}t} = \frac{Q}{C} \cdot \frac{C}{B} \cdot e^{\frac{B}{C}t} + C_1 \quad , \quad (5.11)$$

de onde vem que :

$$C_1 = \theta \cdot e^{\frac{B}{C}t} - \frac{Q}{B} \cdot e^{\frac{B}{C}t}$$

Temos que: para  $t = 0$  ,  $\theta = 0$

Então:

$$C_1 = -\frac{Q}{B}$$

Levando o valor de  $C_1$  na equação 5.11, vem:

$$\theta \cdot e^{\frac{B}{C}t} = \frac{Q}{B} \cdot e^{\frac{B}{C}t} - \frac{Q}{B}$$

$$\therefore \theta = \frac{Q}{B} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{B}{C}t} \right) \quad (5.12)$$

Da equação 5.10, temos que:

$$\frac{d\theta}{dt} + \frac{B}{C} \cdot \theta = \frac{Q}{C}$$

Para  $\frac{d\theta}{dt} = 0$  ,  $\theta = \theta_{\max}$

$$0 + \frac{B}{C} \cdot \theta_{\max} = \frac{Q}{C}$$

$$B \cdot \theta_{\max} = Q$$

$$\therefore \frac{Q}{B} = \theta_{\max} \quad (5.13)$$

Levando a equação 5.13 na equação 5.12, teremos:

$$\theta = \theta_{\max} \cdot (1 - e^{-\frac{B}{C} \cdot t}) \quad (5.14)$$

Deve-se lembrar que o aumento de temperatura  $\theta$  no início é zero, isto é, a máquina está em equilíbrio térmico com o ambiente no estado inicial. No caso de resfriamento, desaparecendo a fonte de calor e admitindo-se que o campo esteja inicialmente à temperatura  $\theta_{\max}$ , a expressão que descreve o processo é :

$$\theta = \theta_{\max} \cdot e^{-\frac{B}{C} \cdot t} \quad (5.15)$$

A figura 5.2 descreve o comportamento térmico de uma máquina elétrica admitida como sendo um corpo homogêneo para as condições de aquecimento e resfriamento.

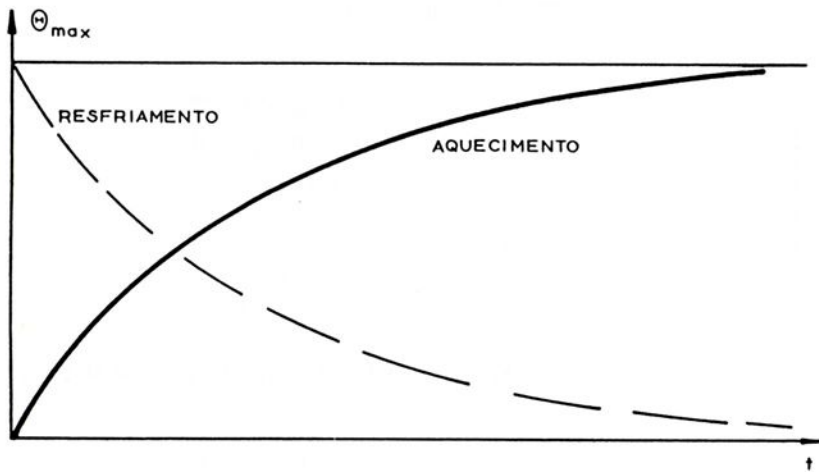


FIG.5.2- CURVAS DE AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO PARA UMA MÁQUINA ELÉTRICA SUPOSTA COMO UM CORPO HOMOGÊNIO [ 8 ]

A equação 5.8 pode ser melhor analisada lembrando-se que :

$$C = m.c \quad ,$$

e fazendo

$$B = S.k_{\text{diss}}$$

onde :  $k_{\text{diss}}$  é o coeficiente de dissipação de calor ( Watt/ °C.m<sup>2</sup> )

$S$  é a área de dissipação ( m<sup>2</sup> )

Então, a equação 5.8 pode ser reescrita como :

$$Q.dt - S.k_{\text{diss}}.\theta.dt = m.c.d\theta \quad (5.16)$$

Tendo-se  $\frac{d\theta}{dt} = 0$  ,  $\theta = \theta_{\text{max}}$

Portanto, conhecendo-se o valor máximo que a diferença de temperatura irá atingir, teremos:

$$Q = S.k_{\text{diss}}.\theta_{\text{max}} \quad (5.17)$$

Substituindo-se a equação 5.17 na equação 5.16, obtém-se :

$$S.k_{\text{diss}}.\theta_{\text{max}}.dt - S.k_{\text{diss}}.\theta.dt = m.c.d\theta \quad (5.18)$$

ou

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{(\theta_{\text{max}} - \theta)}{\left(\frac{m.c}{S.k_{\text{diss}}}\right)}$$

onde :

$$\tau = \left(\frac{m.c}{S.k_{\text{diss}}}\right) \quad , \quad (5.19)$$

e  $\tau$  é a constante de tempo, em segundos. Dessa forma :

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{\tau}{(\theta_{\text{max}} - \theta)} \quad (5.20)$$

Integrando a expressão 5.20 , teremos:

$$\int \frac{1}{\tau} dt = \int \frac{1}{(\theta_{\max} - \theta)} d\theta$$

$$\frac{t}{\tau} = -\ln(\theta_{\max} - \theta) + C_2$$

ou então,

$$t = -\tau \cdot \ln(\theta_{\max} - \theta) + C_2 \quad (5.21)$$

Sendo  $\theta = \theta_0$  para  $t = 0$ , teremos :

$$0 = -\tau \cdot \ln(\theta_{\max} - \theta_0) + C_2$$

$\therefore$

$$C_2 = \tau \cdot \ln(\theta_{\max} - \theta_0)$$

Então, a equação 5.21 pode ser escrita como :

$$t = -\tau \cdot \ln(\theta_{\max} - \theta) + \tau \cdot \ln(\theta_{\max} - \theta_0)$$

$\therefore$

$$t = \tau \cdot \ln\left(\frac{\theta_{\max} - \theta_0}{\theta_{\max} - \theta}\right)$$

$$\frac{t}{\tau} = \ln\left(\frac{\theta_{\max} - \theta_0}{\theta_{\max} - \theta}\right) \quad (5.22)$$

ou ainda,

$$e^{\frac{t}{\tau}} = \left(\frac{\theta_{\max} - \theta_0}{\theta_{\max} - \theta}\right)$$

Rearranjando a equação acima, teremos:

$$(\theta_{\max} - \theta) \cdot e^{\frac{t}{\tau}} = (\theta_{\max} - \theta_0)$$

$$\theta_{\max} \cdot e^{\frac{t}{\tau}} - \theta \cdot e^{\frac{t}{\tau}} = \theta_{\max} - \theta_0$$

$$-\theta \cdot e^{\frac{t}{\tau}} = \theta_{\max} - \theta_{\max} \cdot e^{\frac{t}{\tau}} - \theta_0$$

$$\theta \cdot e^{\frac{t}{\tau}} = \theta_{\max} \cdot (e^{\frac{t}{\tau}} - 1) + \theta_0$$

Portanto ,

$$\theta = \theta_{\max} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) + \theta_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (5.23)$$

Se não houvesse dissipação de calor, a equação 5.18 ficaria:

$$S \cdot k_{\text{diss}} \cdot \theta_{\max} \cdot dt = m \cdot c \cdot d\theta$$

Tomando-se:  $\tau = \left(\frac{m \cdot c}{S \cdot k_{\text{diss}}}\right)$  , teremos:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta_{\max}}{\tau} \quad , \quad \text{para } \theta = 0$$

Da equação 5.17 , temos:

$$\frac{\theta_{\max}}{Q} = \frac{1}{S \cdot k_{\text{diss}}} \quad (5.24)$$

Da equação 5.19 , temos que:

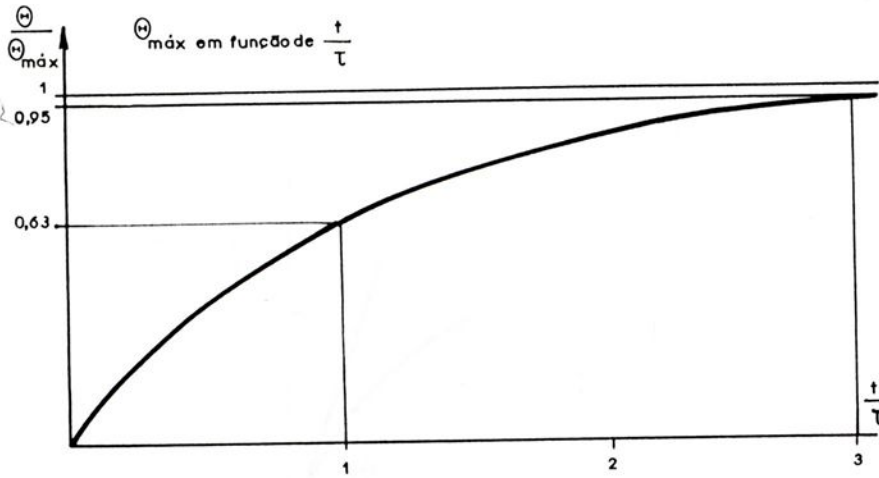
$$\frac{\tau}{m \cdot c} = \frac{1}{S \cdot k_{\text{diss}}} = \frac{\tau}{C} \quad (5.25)$$

Comparando as equações 5.24 e 5.25 , teremos:

$$\frac{\theta_{\max}}{Q} = \frac{\tau}{C} \quad (5.26)$$

A figura 5.3 apresenta  $\theta/\theta_{\max}$  em função de  $t/\tau$ . A análise da expressão 5.23 quando  $\theta_0 = 0$ , isto é, a máquina está inicialmente em equilíbrio com o ambiente, leva a conclusões relevantes :

- se  $t = \tau$  , então  $\theta = \theta_{\max} \cdot (1 - e^{-1})$ . Para  $t \geq 3 \cdot \tau$  , a máquina está praticamente em sua temperatura de regime . As constantes de tempo usuais para transformadores têm ordem de grandeza de horas; para motores, variam de 30 minutos à 2 horas. Quanto maior for a máquina, maior será a sua constante de tempo térmica .

FIG.5.3 -  $\theta_{\max}$  EM FUNÇÃO DE  $t/\tau$  [8]

- a equação 5.18 reescrita leva à:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta_{\max} - \theta}{\tau} \quad (5.27)$$

ou seja, a variação de temperatura com o tempo em cada ponto da curva de aquecimento é função linear da temperatura. Se não houvesse dissipação de calor, a constante de tempo  $\tau$  seria o tempo necessário para levar a máquina à temperatura  $\theta_{\max}$ , que para  $\theta = 0$ , tem-se:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta_{\max}}{\tau} \quad (5.28)$$

o que permite achar  $\tau$  experimentalmente através da curva de aquecimento. Na figura 5.4, a tangente à curva de aquecimento na origem, intercepta o valor de  $\theta_{\max}$  no tempo correspondente a uma constante de tempo. Isto é, caso não houvesse a dissipação do calor a máquina atingiria sua temperatura máxima após decorrido um tempo igual a sua constante de tempo.

Por outro lado, a análise das equações 5.17 e 5.19 permite escrever que para qualquer curva de aquecimento :

$$\frac{\theta_{\max}}{Q} = \frac{\tau}{m.c} = \frac{\tau}{C} \quad (5.29)$$

ou seja, aumentando-se a quantidade de calor gerado no interior da máquina, aumenta-se a máxima temperatura que esta máquina atingirá, pois sua constante de tempo permanece inalterada.

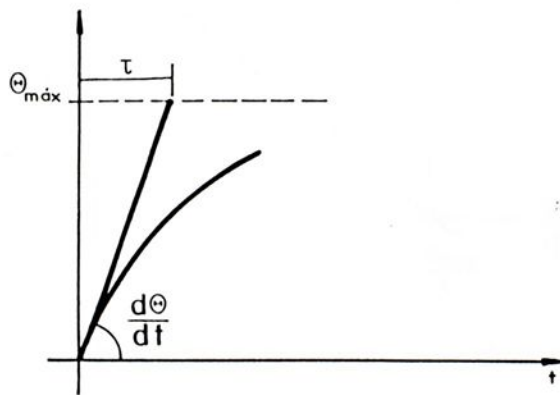


FIG.5.4 - DETERMINAÇÃO DA CONSTANTE DE TEMPO  $\tau$  À PARTIR DA CURVA DE AQUECIMENTO [8]

A rigor, a variação da constante de tempo de uma máquina só ocorre quando são mudadas as condições de dissipação de calor ( $k_{\text{diss}}$ ). Esse fato acontece, por exemplo, quando um motor auto-ventilado percorre um ciclo de trabalho que inclui a condição de máquina parada. Um outro exemplo é o da máquina auto-ventilada com variação de velocidade. Nesses casos, a constante de dissipação de calor é menor com velocidades menores, ou com a máquina em repouso, acarretando maior constante de tempo ( equação 5.19 ).

De modo geral, quanto mais intensa for a refrigeração da máquina, menor é sua constante de tempo, ou seja, mais rapidamente ela atinge sua temperatura de regime. Máquinas de grandes dimensões tem constantes de tempo da ordem de várias horas .

Da equação 5.27,  $\theta = \theta_{\text{max}} - \tau \cdot \frac{d\theta}{dt}$ , ou seja é uma reta, e portanto, obtendo-se a inclinação da curva de aquecimento  $\frac{d\theta}{dt}$  em dois pontos, determinando-se a constante de tempo  $\tau$  e  $\theta_{\text{max}}$ . A figura 5.5 mostra essa construção gráfica .

Ressalte-se que esse método de determinação de  $\tau$  e  $\theta_{\text{max}}$  baseiam-se na hipótese de homogeneidade da máquina elétrica, hipótese admitida para todo o desenvolvimento apresentado e, portanto, os resultados assim obtidos devem ser encarados como orientativos . Por outro lado, para uma família de motores de iguais características de dissipação, ventilação, etc, e da qual se disponha de valores de  $\tau$  consistentes, é possível a utilização desse método para fins comparativos.

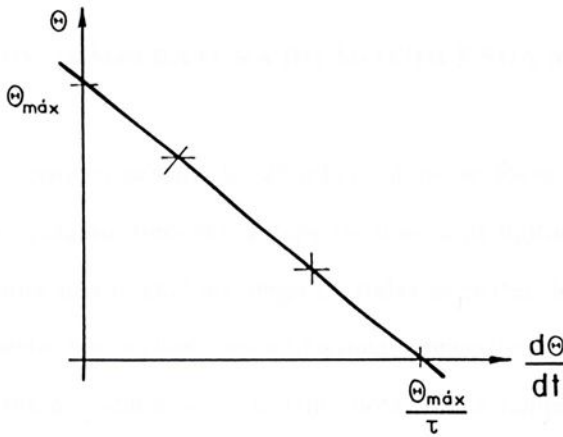


FIG.5.5 - DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE  $\tau$  E  $\theta_{\max}$  - CONSTRUÇÃO GRÁFICA [8]

#### 5.4.2 - Análise Teórica do Comportamento Térmico do Motor Ensaiado

Para a análise de calor no motor aqui ensaiado, precisamos de mais informações, sendo estas obtidas à partir do cálculo do comportamento dos parâmetros da equação 5.23.

Para tanto, foram utilizados valores do coeficiente de dissipação de calor na faixa de 60 à 100 Watts/ °C.m<sup>2</sup> [23].

Foi montado um programa computacional para resolução e traçado das curvas de comportamento ( figura 5.6 ).

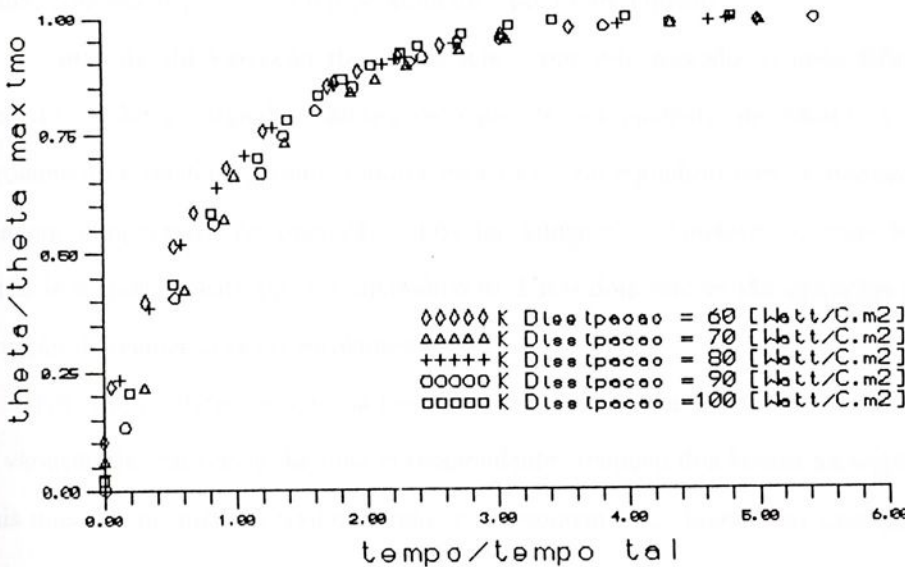


FIG.5.6 - CURVAS PARA ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DO MOTOR

## 5.5 - A ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA DO MOTOR E SUA MEDIÇÃO

A temperatura do sistema isolante foi abordado como se fosse absolutamente uniforme em todos os pontos. No entanto, tratando-se especificamente de motores elétricos de indução, sabe-se que a temperatura não é igual ao longo de todas as partes do motor. As cabeças de bobina de um motor aberto, por exemplo, estarão a uma temperatura inferior a da parte central, na parte média do pacote do estator. É importante notar que a temperatura da cabeça não é significativa para avaliar a temperatura do enrolamento, exceto no caso de dois motores idênticos ( mesmo fabricante, mesmo modelo, mesmo lote de fabricação ) ; ainda assim, tem-se apenas uma noção qualitativa das temperaturas relativas .

Há três métodos usuais de medição da temperatura do enrolamento [ 19 ]:

- **método termométrico** - consiste na colocação de termômetro nas partes acessíveis do motor ; este método permite medir a temperatura em regiões "frias", como as cabeças da bobina, onde há espaço para sua colocação, não permitindo assim, uma avaliação precisa da temperatura junto ao condutor, pois só permite acesso à superfície externa do sistema ;

- **detector embutido** - um sensor tipo resistência calibrada é inserida no enrolamento. No caso de bobinas pré-firmadas, podem ser colocadas no interior da ranhura, permitindo avaliar com maior precisão a temperatura do "ponto mais quente" ;

- **método da variação da resistência** - por este método, o mais difundido por sua precisão, embora exigindo maiores recursos de equipamento de ensaio, a resistência do enrolamento é medida quando o motor está frio ( em equilíbrio com o ambiente ), e quando está em temperatura de operação, após ter atingido o equilíbrio térmico fornecendo sua potência nominal, verificado em dinamômetro. Esses dois valores são utilizados para calcular a elevação da temperatura do enrolamento.

No caso da determinação da temperatura do enrolamento pelos outros métodos que não da variação de resistência, há uma correspondente redução dos limites admissíveis de regiões mais quentes, no método termométrico, e um aumento dos limites, no caso da determinação mais próxima deste.

Sempre que se aborda a questão "temperatura do motor " , é necessário distinguir três parâmetros :

- a temperatura ambiente, associada à uma temperatura do meio refrigerante ;



- a temperatura do enrolamento, "média" das temperaturas nas diferentes regiões do mesmo ;

- a temperatura do ponto mais quente .

Na ausência de qualquer informação específica sobre a área onde serão instalados os motores, admite-se uma temperatura ambiente de 40°C; é usual não serem consideradas temperaturas abaixo de tal valor, exceto em casos muito particulares, como motores no interior de câmaras frigoríficas, sendo, no entanto, freqüentes situações onde o meio refrigerante é superior à 40°C, como nas imediações de fornos, acionamentos siderúrgicos ou em máquinas operatrizes onde o motor fica confinado.

## 5.6 - PRINCIPAIS SERVIÇOS NOMINAIS DE UMA MÁQUINA ELÉTRICA

Além da temperatura e da tensão nominal, o *ciclo de trabalho* de máquinas elétricas têm grande influência sobre a capacidade da mesma . O ciclo de trabalho está intimamente ligado à temperatura, e geralmente, também leva em conta fatores ambientais. Assim como a capacidade nominal e o ciclo de trabalho são reduzidos por um aumento da temperatura ambiente, também são aumentados por uma diminuição da temperatura ambiente. O ciclo de trabalho é estabelecido como sendo [ 20 ]:

- a) **Serviço contínuo ;**
- b) **Serviço temporário ;**
- c) **Serviço intermitente ;**
- d) **Serviço variável.**

O serviço de uma máquina diz-se *contínuo* se o período de trabalho é tão grande que as temperaturas de todas as partes da máquina atingem valores praticamente permanentes, mantendo-se constante a temperatura do ar de resfriamento. Para a mesma potência, a máquina em regime contínuo será *maior* em tamanho, fisicamente, comparada à uma máquina de ciclo intermitente.

A máquina pode funcionar indefinidamente com a condição de o excesso de temperatura dos seus elementos não ultrapassar os limites fixados pelas normas.

O serviço *temporário* é aquele em que a máquina trabalha durante um certo tempo, indicado na sua placa de características, não devendo o aumento de temperatura das suas diferentes peças ultrapassar os limites admitidos pelas normas . Neste tipo de serviço, o período

de trabalho da máquina é tão curto que o excesso de temperatura da máquina sobre a temperatura do ar ambiente considerada constante, não chega a atingir o valor permanente e o período de repouso ou de marcha em vazio é tão grande, que a máquina praticamente esfria.

O serviço *intermitente* é um serviço em que os curtos períodos de trabalho alternam com pausa, isto é, com curtos períodos de paradas ou de marcha em vazio. É caracterizado pelo fator de marcha, designação de trabalho e a duração de um ciclo ( período de trabalho mais a pausa ). Este fator de marcha vem indicado na placa de características.

Em serviço intermitente, a máquina pode trabalhar com o fator de marcha indicado na placa de características, durante todo o tempo que se queira, desde que os excessos de temperatura não ultrapassem os limites admitidos pelas normas .

Os fatores de marcha normalizados são de 15, 25, 40 e 60%, admite-se que durante a pausa, a máquina esteja em repouso, e que a duração do ciclo não ultrapasse 10 minutos.

No *serviço variável*, quer as cargas, quer os períodos de tempo em que os requisitos de carga ocorram, podem estar sujeitos à uma ampla variação, sem repouso, durante um período de tempo razoavelmente longo, sem que haja, entretanto, qualquer regularidade.

#### 5.6.1 - Aquecimento da Máquina em Regime Contínuo

A maioria das máquinas elétricas, com exceção das máquinas de tração, são designadas para operações em regime contínuo, bem como o motor do ventilador estudado neste trabalho.

Para o cálculo fundamental de tais máquinas elétricas, consideramos que o aumento de temperatura atinge um valor estável.

A direção do fluxo de calor e a quantidade de calor dissipada da superfície resfriada pode ser estabelecida através do desenho esquemático da máquina. Também pode ser calculada a velocidade do ar de resfriamento para cada superfície a ser resfriada. Pode-se determinar :

- a) A diminuição de temperatura  $T_{ins}$  no isolante do enrolamento ;
- b) O aumento da temperatura ,  $T_{ro}$  , da superfície a ser refrigerada.

E ainda, quando gases e líquidos se movem em dutos, é necessário levar em conta o aumento médio de temperatura do seu próprio meio de resfriamento  $\Delta T_{0,med}$  .

O aumento de temperatura do enrolamento em relação à temperatura do agente refrigerante entrando na máquina,  $T_{\omega 0}$  , é expresso pela soma :

$$T_{\omega 0} = T_{ins} + T_{ro} + \Delta T_{0,med} \quad (5.30)$$

O aumento de temperatura obtido não deve exceder os valores permitidos.

Devido à complexidade do fenômeno aerodinâmico na máquina, a velocidade do agente refrigerante para uma dada superfície é determinada somente de forma aproximada. É difícil também, a determinação precisa das direções e magnitudes do fluxo térmico em separado na máquina. Ainda, o cálculo térmico dá resultados suficientemente precisos, quando se dispõe de dados experimentais suficientes.

## 5.7 - VENTILAÇÃO DE MÁQUINAS ELÉTRICAS

De acordo com o método de resfriamento, distinguem-se os seguintes tipos de máquinas [ 17 ]:

a) *Máquinas com resfriamento natural* na qual não existe aparelho especial de ventilação. Este método de resfriamento é usado em máquinas de pequenas frações de potência, com classificação dentro de algumas centenas de Watts, uma vez que as condições de resfriamento são comparativamente favoráveis.

b) *Máquinas com auto-ventilação interna*. Dependendo da direção do fluxo de ar na máquina, podemos classificá-la em:

b.1) Ventilação induzida ;

b.2) Ventilação forçada .

A ventilação induzida é usada com mais frequência : uma vantagem desse método é que o ar entra na máquina, frio, enquanto que em máquinas com ventilação forçada o aumento de temperatura do ar devido a perdas chega de  $3^{\circ}\text{C}$  à  $7^{\circ}\text{C}$  . O resultado disso é o volume de ar forçado para dentro da máquina, que deve ser aumentado de 15% à 70% [ 17 ].

Dependendo de como o fluxo de ar passa sobre as partes aquecidas da máquina, nós podemos distinguir dois sistemas fundamentais de ventilação :

- Radial ;

- Axial.

Um sistema de ventilação *radial* simples é usado em uma máquina de indução com dutos radiais de ventilação.

Algumas vantagens do sistema de ventilação radial são :

- perdas mínimas de energia para ventilação ;

- satisfatória uniformidade de aquecimento da máquina no sentido axial .



A desvantagem desse sistema de ventilação é que isso torna a máquina pouco compacta, uma vez que os canais de ventilação ocupam cerca de 20% do comprimento do induzido; a dissipação de calor é menor que em outros sistemas, e o sistema, em certos casos, é instável com relação a quantidade de ar resfriado fluindo através da máquina [ 17 ].

Em sistema de ventilação *axial* empregado em máquinas de indução, se os dutos axiais estiveram dispostos somente na parte rotatória, o sistema é denominado *axial simples* ; se estiver disposto em ambas as partes da máquina, o sistema é denominado *axial duplo*. A desvantagem da ventilação axial é a transferência de calor não uniforme . Existe ainda, o sistema de ventilação *radial-axial combinados* [ 17 ].

Pesquisas mostram que em máquinas de pequena potência, e em parte, média potência, o melhor resultado é obtido com um sistema de ventilação *axial* . Em máquinas de média e grande potência, o sistema *radial* dá melhores resultados.

c) *Máquinas com auto-ventilação externa*. A máquina com auto-ventilação externa é usada nos casos onde o ar contém gases explosivos ou vapor ácido que podem destruir o isolamento; neste caso, as máquinas devem estar totalmente fechadas, isto é, arranjadas de tal forma que o ar não possa entrar na máquina. Neste caso, todo o calor desenvolvido na máquina seria dissipado no meio ambiente somente pela superfície externa do conjunto.

O conjunto é resfriado com sistema de resfriamento forçado através de um ventilador colocado do outro lado do acoplamento, e no final do conjunto. Para aumento da transferência de calor da parte mais interna da máquina para a superfície mais externa, o ar é circulado com a ajuda de um ventilador e aletas.

d) *Ventilação em circuito aberto e circuito fechado*. A auto ventilação e a ventilação independente podem ser de dois tipos :

d.1) *Circuito aberto* ;

d.2) *Circuito fechado* .

No sistema de ventilação de *circuito aberto* uma máquina é resfriada pela entrada de ar frio que passa através da máquina e é liberado ao meio ambiente. Para prevenir o entupimento da máquina com poeira que o ar sempre contém, um filtro pode ser montado na entrada de ar, mas deve ser limpo com frequência. Ainda, o filtro aumenta a resistência do fluxo de ar requerendo potência adicional do ventilador.

O sistema de *circuito fechado* é um sistema em que o mesmo volume de ar passa através de um circuito fechado, ou seja, ele passa através da máquina, e é aquecido; então ele passa através do resfriador de ar, resfria e retorna para dentro da máquina. O ar ainda circula em um sistema fechado ambos na direção do ventilador **V** - máquina **M** - resfriador de ar **R** (fig. 5.7.a), ou na direção do ventilador **V** - resfriador **R** - máquina **M** (fig. 5.7.b). No último caso, o ar resfriado entra diretamente do resfriador de ar dentro da máquina, e no primeiro caso, o ar é levemente aquecido na passagem através do ventilador.

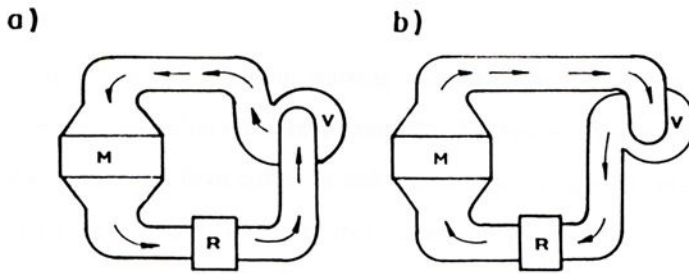


FIG. 5.7 - SISTEMAS DE VENTILAÇÃO DE CIRCUITO FECHADO

## CAPÍTULO VI

# COMPORTAMENTO EXPERIMENTAL DO CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR

### 6.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo, será descrito todo o procedimento dos ensaios, bem como os dados obtidos dos mesmos.

Todo ensaio, que deve seguir normas técnicas, tem o objetivo de estabelecer os procedimentos à serem seguidos durante a execução dos testes destinados à determinação das características das máquinas, bem como os valores mínimos exigíveis para a aceitação destas.

Para efeito de ensaio em motores elétricos, existem normas nacionais e internacionais. Basicamente, o conteúdo dessas normas é, quase que na totalidade, coincidente e os pontos de divergência entre elas não são de singular relevância. Mesmo assim, é importante especificar qual a norma, ou normas, que deverão ser observadas.

No nosso caso, *ventiladores de uso doméstico*, são regulamentados por normas que orientem o fabricante na especificação do conjunto *motor-ventilador* [ 24 ], garantindo ao usuário uma relação ótima de *potência consumida versus vazão de ar*.

### 6.2 - ESCOLHA DO CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR E SELEÇÃO DOS TESTES

#### 6.2.1 - Escolha do Conjunto

Foi selecionado um conjunto motor-ventilador da linha de produção seriada da empresa ARNO S/A, fabricante nacional, que utiliza para acionamento do conjunto um motor “*shaded-pole*”, descrito no item 3.2.3, girando no sentido horário, cujo diâmetro nominal da hélice é de 30 cm e a potência consumida na faixa de 60 à 100 Watts.

Tal escolha se deu pelo fato deste conjugado satisfazer a relação *potência consumida versus vazão de ar* exigida por norma [ 24 ].

Foram selecionados dois tipos de hélices: uma com ângulo de saída de produção seriada, aqui denominada *Hélice Normal*, e outra com ângulo maior, denominada *Hélice Modificada* [ 25 ], com o objetivo de se obter uma maior vazão de ar e maior penetração.



A *hélice modificada* foi escolhida com o objetivo de se ter um maior conjugado resistivo à fim de se provocar um maior aquecimento no motor fabricado em série.

### 6.2.2 - Seleção dos Testes

A determinação do conjugado resistivo ( $C_R$ ), sendo de grande importância para o funcionamento do conjunto motor-ventilador ( item 3.3.3 ), nos levou a incluir testes utilizando motor de imã permanente, acionado por corrente contínua, devido ao fato deste tipo de motor desenvolver um conjugado que, dentro de certas faixas de rotação, as perdas por efeito Joule são insignificantes. Com isso, à partir deste conjugado, mantivemos a hélice funcionando em rotações bem determinadas, conhecendo assim, o seu conjugado resistivo à partir da corrente consumida.

Conhecida a ordem de grandeza das correntes consumidas pelas hélices normal e modificada, saberíamos, teoricamente, o valor de  $\theta_{max}$ , conseqüentemente a quantidade de calor à ser retirada do motor acionador original de série, quando do funcionamento sob um maior carregamento.

Devido ao exposto, escolhemos testes para medidas de temperatura, velocidade de penetração e corrente, em conjuntos acionados pelos motores normais de série. Para tanto, fizemos uso de tampas variáveis, sendo estas denominadas tampa traseira sem furo, tampa traseira com 01 (um) furo e tampa traseira com 02 (dois) furos, à fim de se verificar a influência da entrada lateral de ar no resfriamento do motor.

A figura 6.1 ilustra as tampas traseiras utilizadas nos ensaios, mostrando o posicionamento dos furos laterais, e a figura 6.2, mostra as hélices modificada e normal.

As denominações 01 (um) furo e 02 (dois) furos, são simplificativas, visto que a referência é o número de carreiras de série de 03 (três) furos em posições definidas conforme figura 6.1.

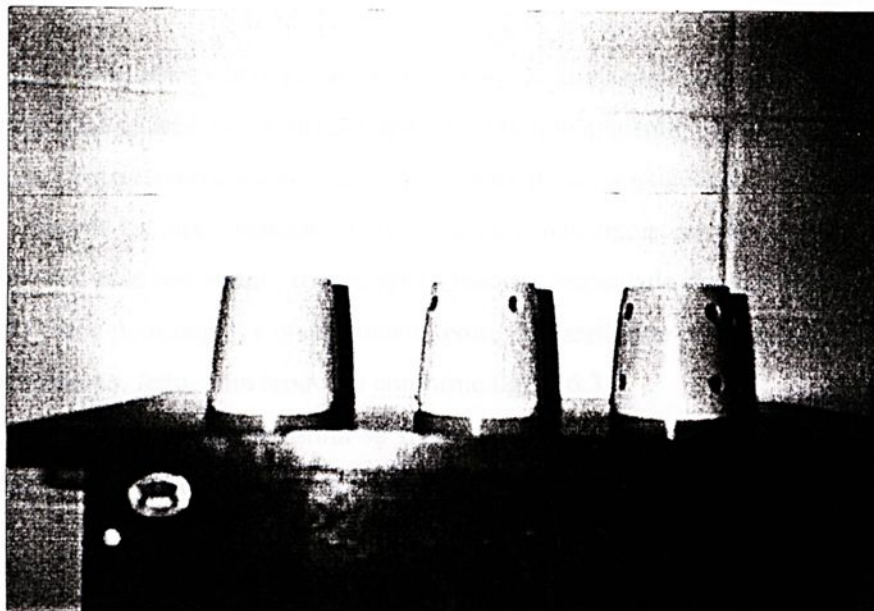


FIG. 6.1 - TAMPAS TRASEIRAS SEM FURO , COM 01 (UM) FURO e (DOIS) FUROS

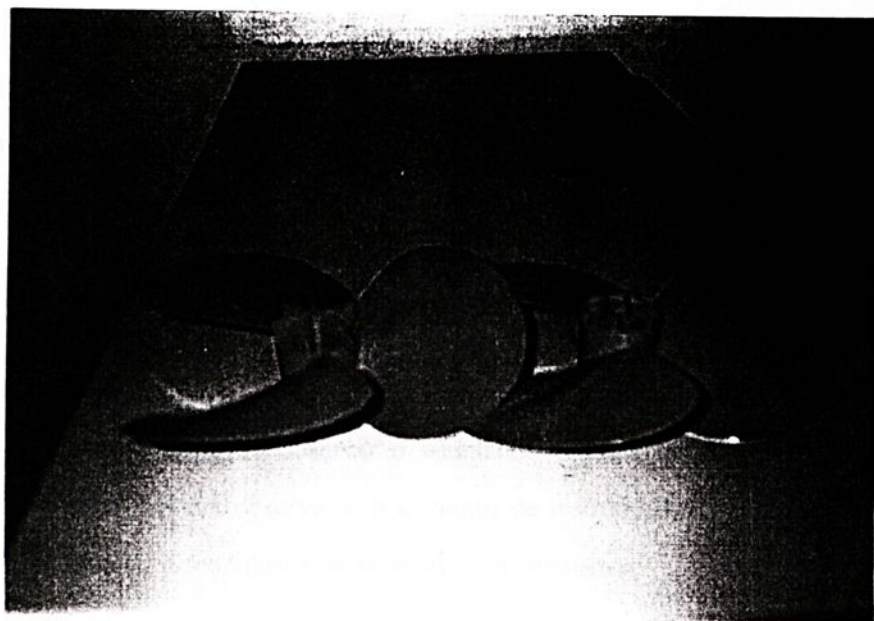


FIG.6.2 - HÉLICE MODIFICADA E HÉLICE NORMAL

## 6.3 - ENSAIO DO CONJUNTO

### 6.3.1 - A Finalidade do Banco de Teste de Penetração e de Alinhamento

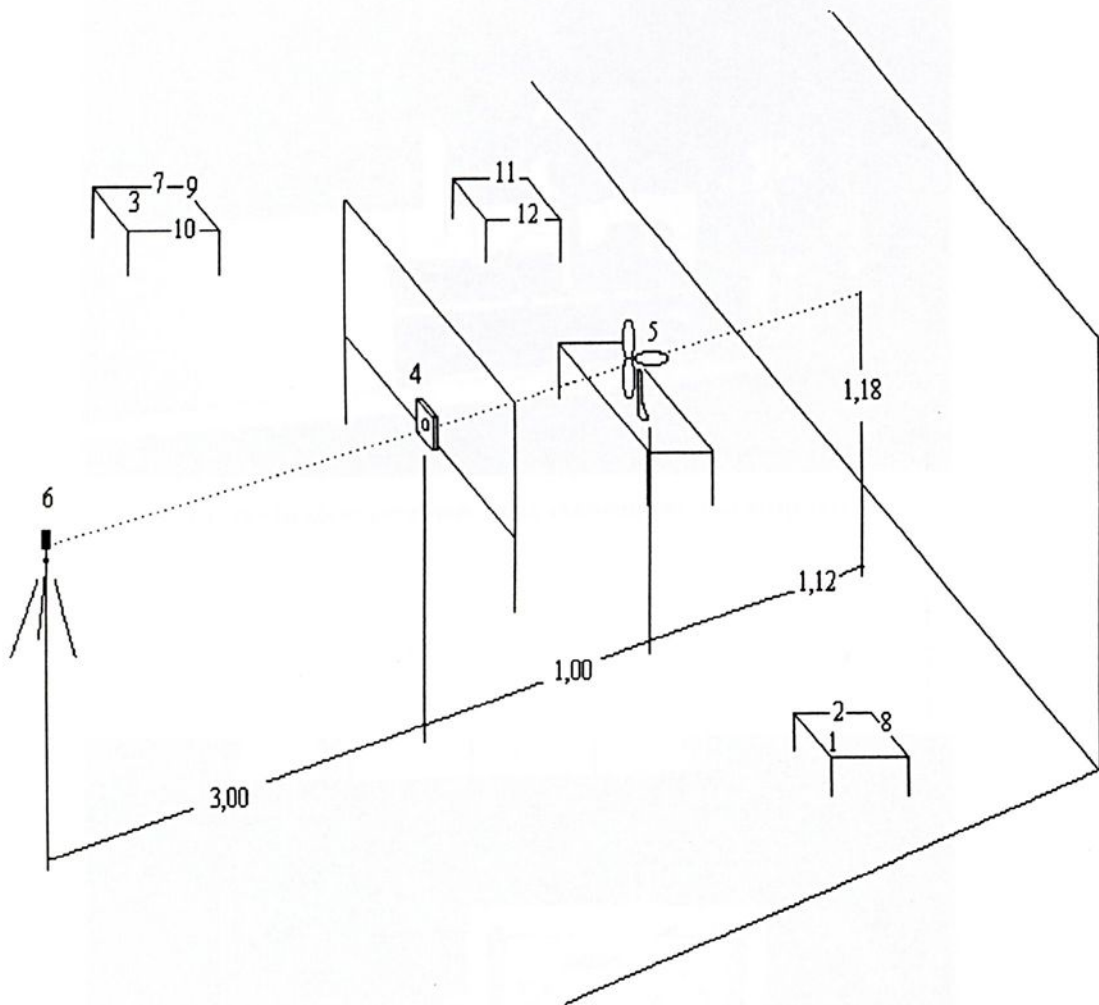
Os *Ventiladores Axiais de Sopros Livres* são utilizados para movimentação do ar em ambientes onde se deseja a circulação deste, e conseqüentemente, o conforto térmico.

As normas internacionais [ 24 ] apresentam diversas exigências, sendo uma delas, a de se ter velocidades determinadas em planos perpendiculares ao de rotação da hélice do conjunto. No caso em estudo, foi escolhido medir a velocidade do ar à distância de 01 (um) metro do plano de rotação, e o alinhamento entre o aparelho de medição desta velocidade e o eixo do conjunto, feito com teodolito conforme figura 6.3.

O banco de testes constitui-se dos seguintes componentes descritos abaixo, cujas características estão no Apêndice II. :

- 1 - Fonte Reguladora de Tensão
- 2 - Conjunto de Instrumentos de Medidas de Grandezas Elétricas
- 3 - Psicrômetro
- 4 - Anemômetro
- 5 - Motor *Shaded-pole*
- 6 - Teodolito:
- 7 - Estroboscópio:
- 8 - Varivolt:
- 9 - Trena:
- 10 - Paquímetro:
- 11 - Termopar:
- 12 - Termômetro Digital
- 13 - Balança

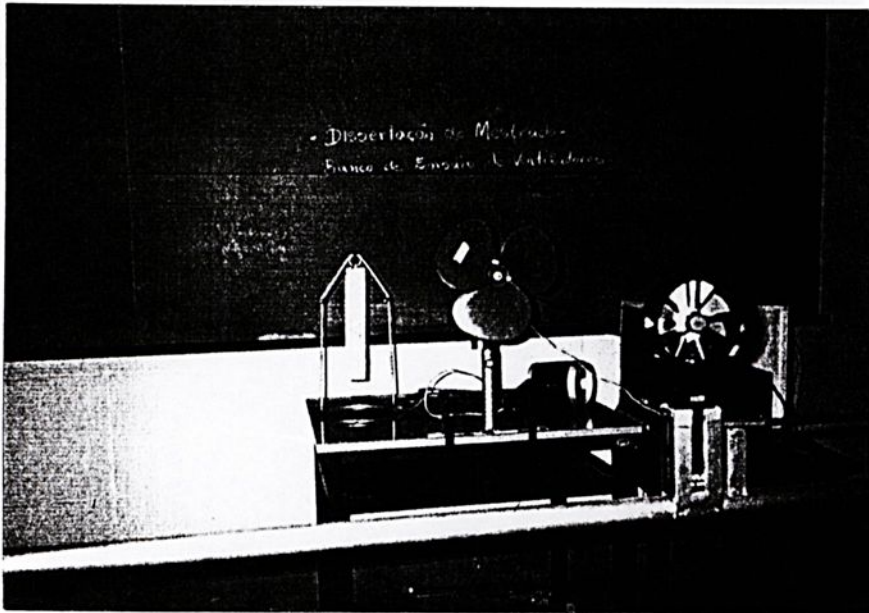
Na figura 6.4 podemos observar o ventilador, o estroboscópio, o anemômetro e o psicrômetro; na figura 6.5 observa-se o conjunto de instrumentos e a fonte reguladora de tensão; na figura 6.6, o teodolito e, novamente, o anemômetro.



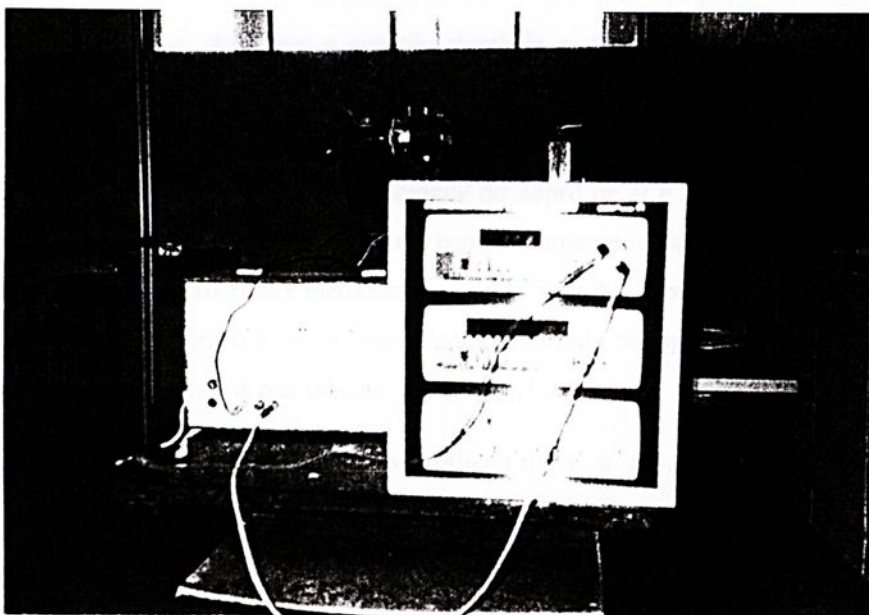
Unidade: metro [ m ]

FIG. 6.3 - BANCO DE TESTES

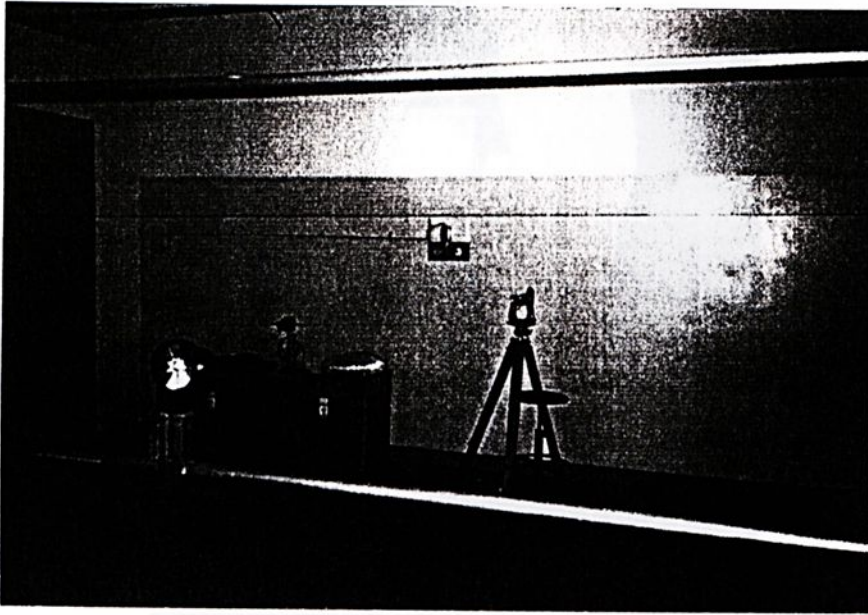




6.4 - VENTILADOR, ESTROBOSCÓPIO, ANEMÔMETRO, PSICRÔMETRO



6.5 - CONJUNTO DE INSTRUMENTOS DE MEDIDAS DE GRANDEZAS ELÉTRICAS E FONTE REGULADORA DE TENSÃO



6.6 - TEODOLITO E ANEMÔMETRO

### 6.3.2 - Com Motor de Corrente Contínua

Para iniciarmos os ensaios, regulamos a fonte de tal forma a alcançarmos uma corrente contínua de 2,0 A. O conjunto foi colocado em funcionamento por cerca de 2,0 (duas horas) à fim de estabilizar a temperatura do motor. Após este tempo, a corrente foi reduzida para valores que fixassem a rotação desejada e que fosse mantida em torno desta durante todo o ensaio .

Com o auxílio de um estroboscópio, fixamos a rotação do motor em rotações variando de 1600 à 1000 rpm , e medimos a velocidade do sopro de ar e a corrente do motor com o auxílio de um anemômetro e um amperímetro, respectivamente, descritos no item 6.3.1.

Foram realizadas 10 (dez) medidas para cada rotação e para cada tipo de hélice ( a normal ilustrada na figura 6.7 e a modificada, ilustrada na figura 6.8 ) , e os resultados obtidos podem ser observados nas tabelas 6.1.1 e 6.1.2.

Com esses dados, foram plotados os gráficos 6.1.1 a 6.1.5 para cada tipo de hélice e rotações pré-determinadas.

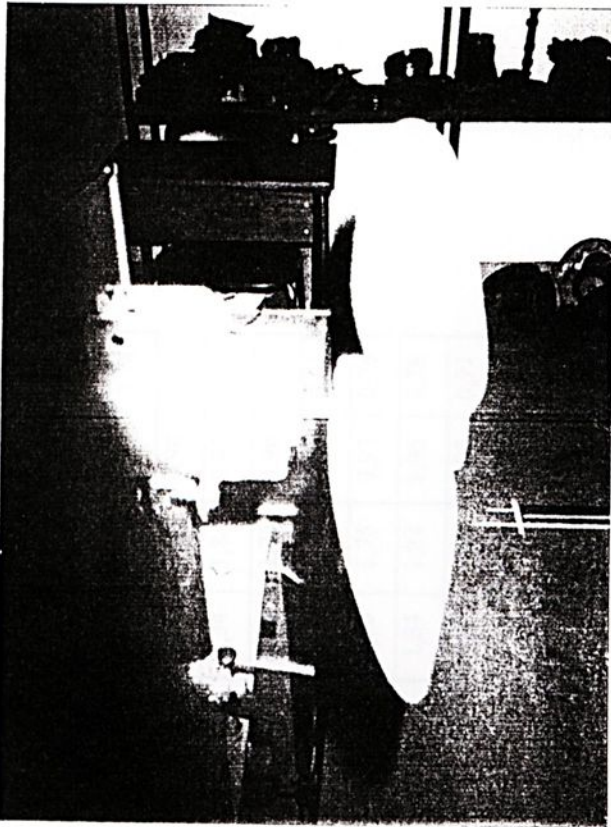


FIG. 6.7 - MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA COM A HÉLICE NORMAL

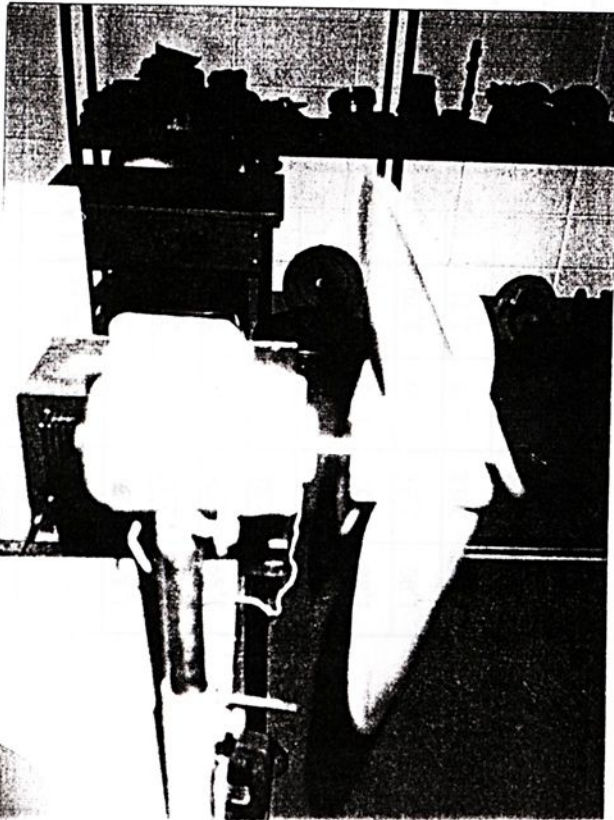


FIG. 6.8 - MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA COM A HÉLICE MODIFICADA

$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1600 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1500 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1400 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1300 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1200 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1100 \text{ rpm}$		$T_{BU}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}=19,4^{\circ}\text{C}$ $n = 1000 \text{ rpm}$	
I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)	I ( A )	v (m/s)
1,89	2,90	1,78	2,73	1,60	2,51	1,52	2,12	1,45	2,23	1,35	1,80	0,97	0,78
1,88	2,67	1,78	2,73	1,61	2,26	1,52	2,09	1,45	2,26	1,33	1,88	0,98	0,75
1,89	2,76	1,78	2,93	1,63	2,29	1,53	2,05	1,46	2,29	1,34	1,84	0,95	0,70
1,90	2,88	1,77	2,71	1,64	2,21	1,54	2,20	1,45	2,36	1,34	1,75	0,96	0,79
1,87	2,55	1,77	2,70	1,65	2,31	1,53	2,10	1,44	2,28	1,33	1,76	0,96	0,71
1,88	2,53	1,77	2,77	1,63	2,18	1,52	2,03	1,43	2,26	1,33	1,75	0,97	0,76
1,90	2,68	1,79	2,79	1,62	2,12	1,54	2,38	1,43	2,17	1,34	1,81	0,95	0,78
1,89	2,82	1,75	2,71	1,62	2,30	1,54	2,29	1,42	2,09	1,33	1,90	0,93	0,77
1,88	2,66	1,77	2,77	1,60	2,14	1,53	2,44	1,43	2,13	1,35	1,92	0,94	0,76
1,88	2,63	1,76	2,82	1,59	2,13	1,55	2,39	1,44	2,11	1,36	1,86	0,95	0,76

Tabela 6.1.1 - Motor de Corrente Contínua - Hélice Normal



$T_{BUJ}= 15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1600\text{ rpm}$		$T_{BUJ}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1500\text{ rpm}$		$T_{BUJ}= 15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1400\text{ rpm}$		$T_{BUJ}= 15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1300\text{ rpm}$		$T_{BUJ}=15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1200\text{ rpm}$		$T_{BUJ}= 15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n=1100\text{ rpm}$		$T_{BUJ}= 15,4^{\circ}\text{C}$ $T_{BS}= 22,0^{\circ}\text{C}$ $n= 1000\text{ rpm}$	
I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)	I (A)	v (m/s)
1,72	2,40	1,65	2,22	1,95	2,60	1,82	2,67	1,76	2,76	1,54	1,87	1,40	1,89
1,71	2,35	1,65	2,32	1,98	2,79	1,80	2,55	1,73	2,73	1,56	2,13	1,40	1,91
1,72	2,42	1,63	2,27	1,97	2,74	1,83	2,49	1,72	2,67	1,56	2,27	1,40	1,80
1,72	2,60	1,64	2,41	2,01	3,01	1,81	2,72	1,72	2,66	1,53	2,24	1,41	1,90
1,72	2,44	1,63	2,32	1,97	3,06	1,80	2,25	1,73	2,62	1,56	2,28	1,41	1,94
1,72	2,55	1,64	2,40	2,02	3,16	1,80	2,14	1,71	2,47	1,55	2,32	1,41	1,93
1,71	2,51	1,65	2,40	1,97	3,09	1,80	2,25	1,72	2,48	1,55	2,17	1,41	1,93
1,72	2,77	1,64	2,50	1,96	2,93	1,80	2,44	1,72	2,50	1,54	2,08	1,42	2,00
1,71	2,47	1,64	2,36	1,97	2,93	1,82	2,48	1,73	2,50	1,55	2,14	1,43	2,03
1,70	2,41	1,65	2,39	1,97	2,69	1,82	2,82	1,73	2,59	1,55	2,29	1,42	2,12

Tabela 6.1.2 - Motor de Corrente Contínua - Hélice Modificada



Gráfico 6.1.1 - Variação da Velocidade do Sopra do Ar x Corrente Motor de Corrente Contínua

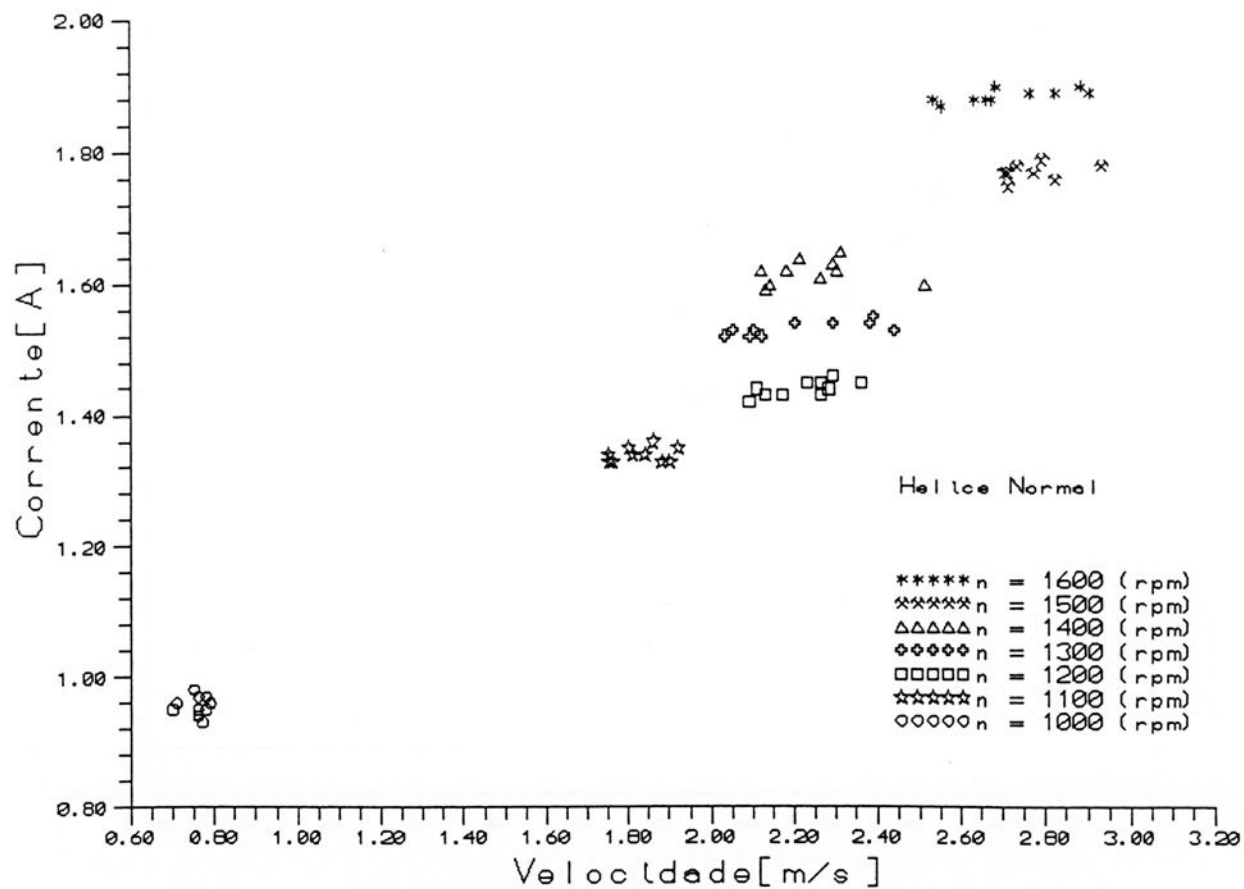


Gráfico 6.1.2 - Variação da Velocidade do Sopra de Ar X Corrente  
Motor de Corrente Contínua

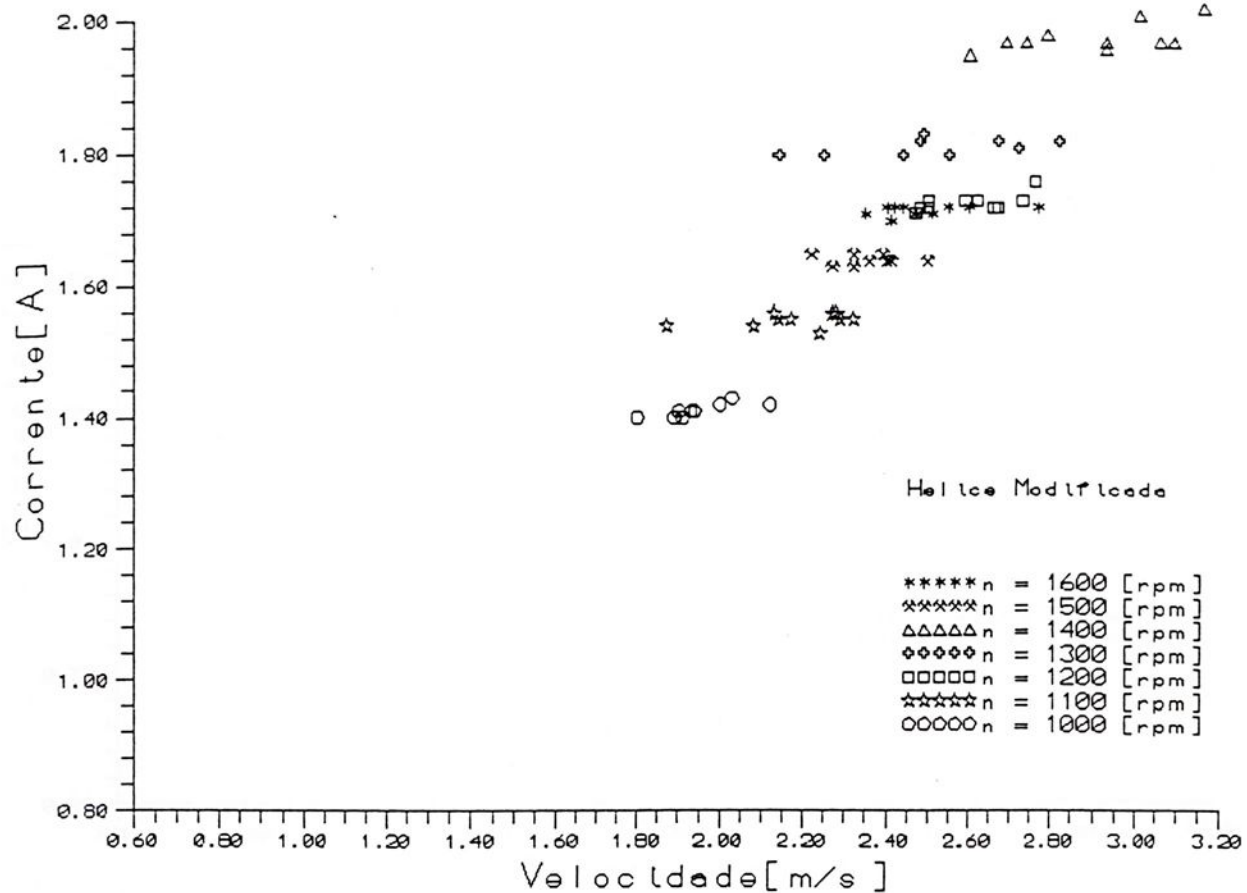


Grafico 6.1.3- Variação da Rotacao X Corrente Medida  
Motor de Corrente Continua

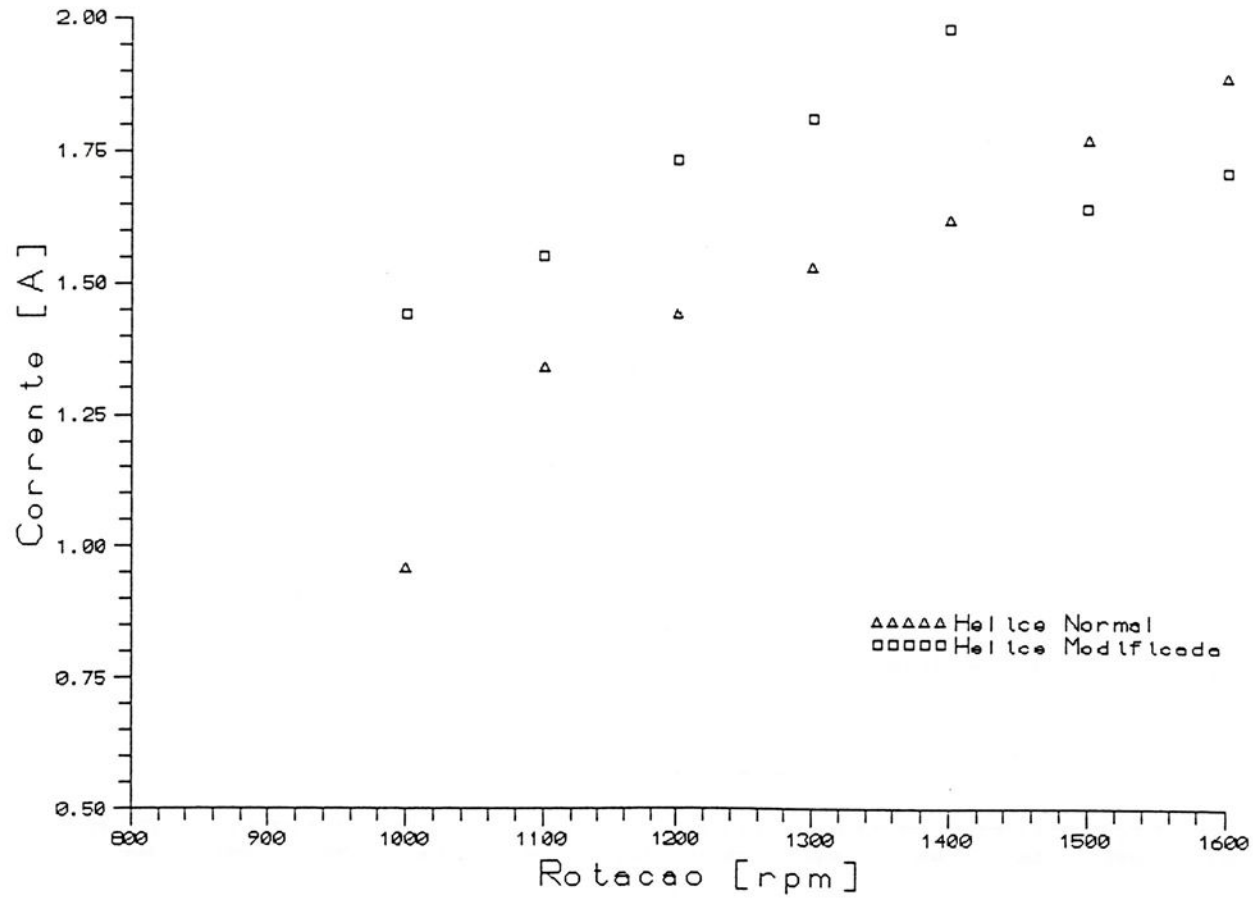


Gráfico 6.1.4 - Variação da Rotação X Média das Velocidades do Sopro de Ar  
Motor de Corrente Contínua

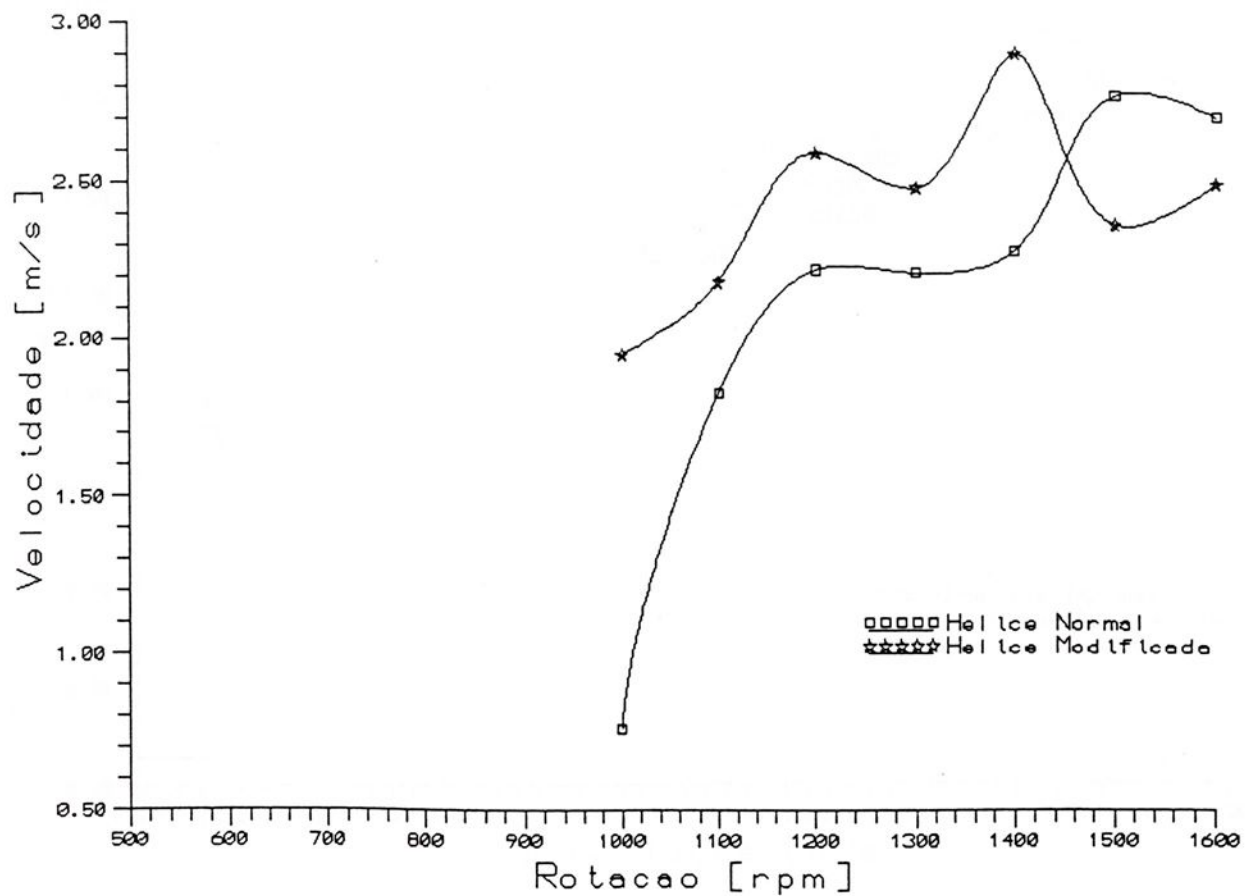
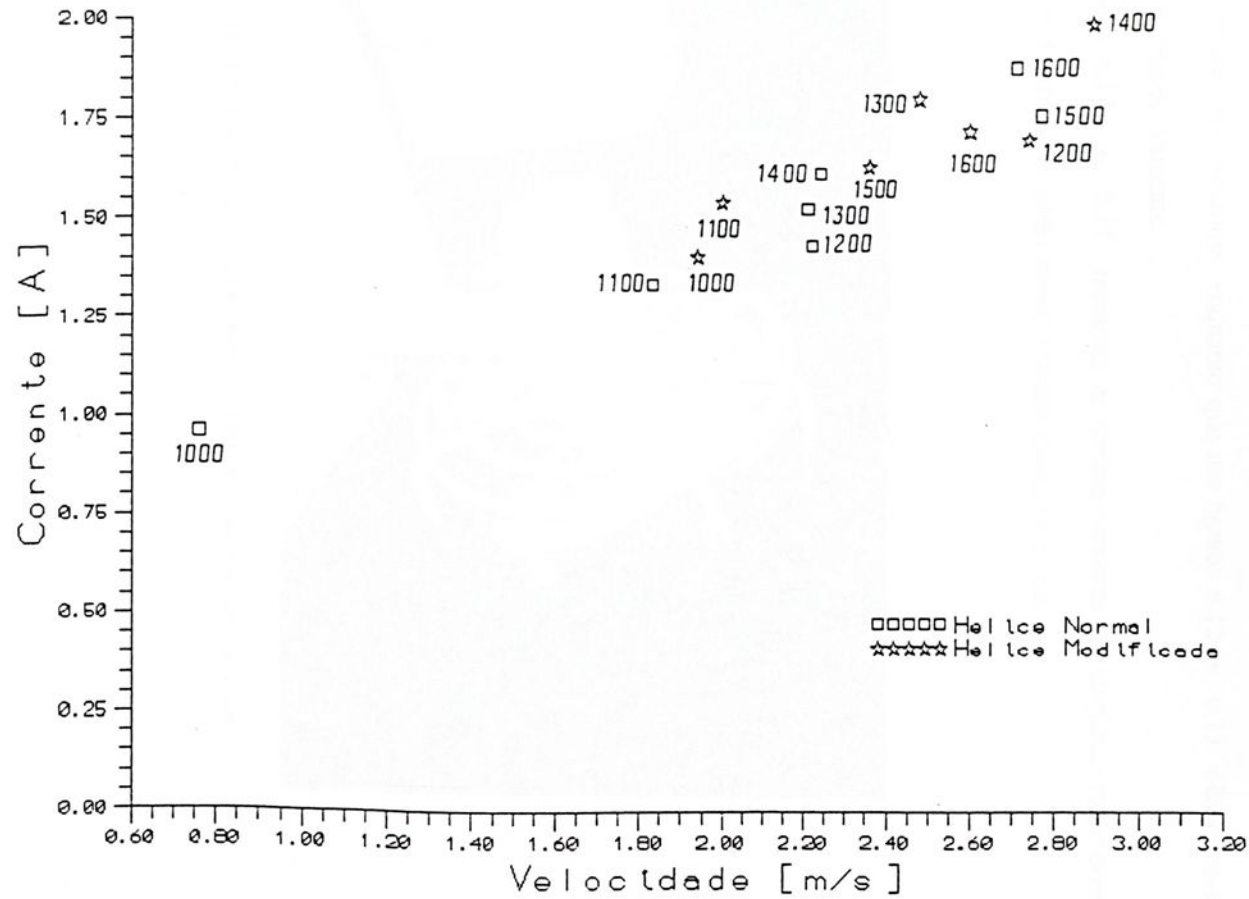


Gráfico 6.1.5 - Média das Velocidades do Sopros de Ar X Corrente Média  
Motor de Corrente Contínua



### 6.3.3 - Com Motor de Corrente Alternada

#### 6.3.3.1 - Primeira Fase

O motor de corrente alternada ( figuras 6.9 à 6.16 ) foi submetido à ensaios semelhantes ao que foi submetido o motor de corrente contínua, inclusive com relação ao tempo de estabilização da corrente, e os resultados podem ser observados nas tabelas 6.1.3 à 6.1.4, de onde plotamos os gráficos 6.1.6 à 6.1.8.

A figura 6.10 mostra o motor normal de linha na sua totalidade. Na figura 6.11, observa-se o conjunto *rotor-estator* enquanto que nas figuras 6.12 e 6.13 observam-se o rotor e o estator, respectivamente.

As figuras 6.14 e 6.15 mostram as tampas traseiras do conjunto rotor-estator, enquanto que na figura 6.16 observamos a tampa dianteira do mesmo.

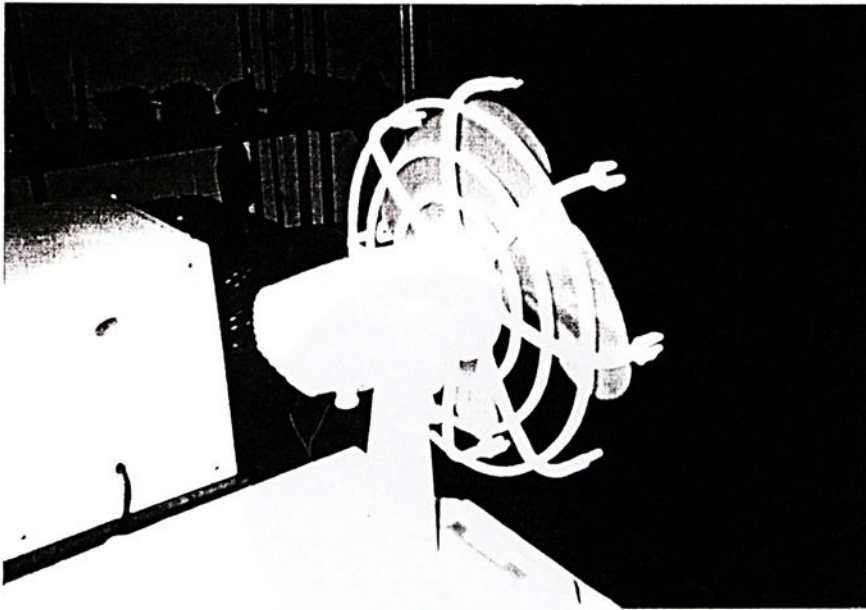


FIG. 6.9 - MOTOR NORMAL DE LINHA - CONJUNTO *MOTOR - VENTILADOR*

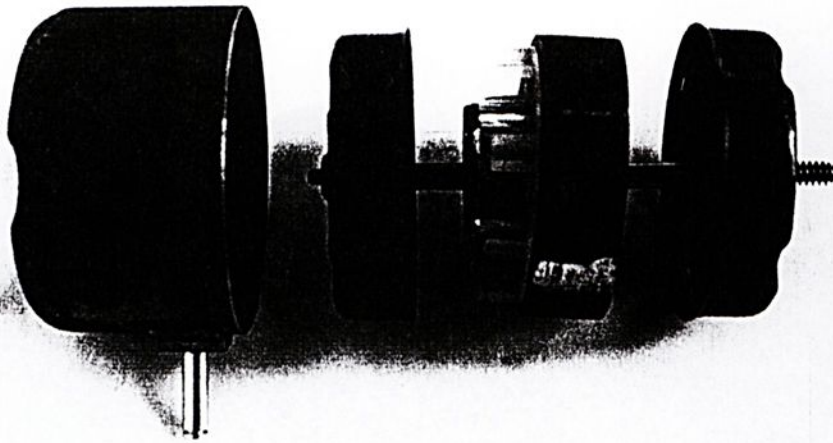


FIG. 6.10 - MOTOR DE CORRENTE ALTERNADA

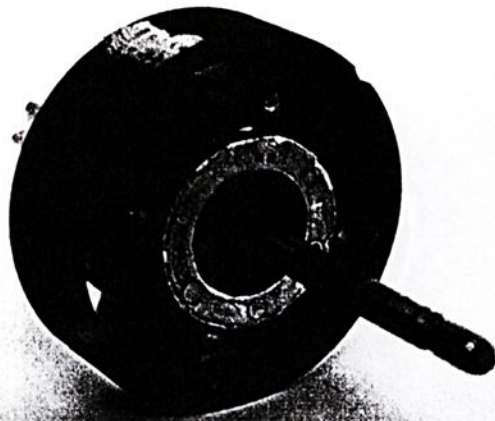


FIG. 6.11 - CONJUNTO ROTOR - ESTATOR

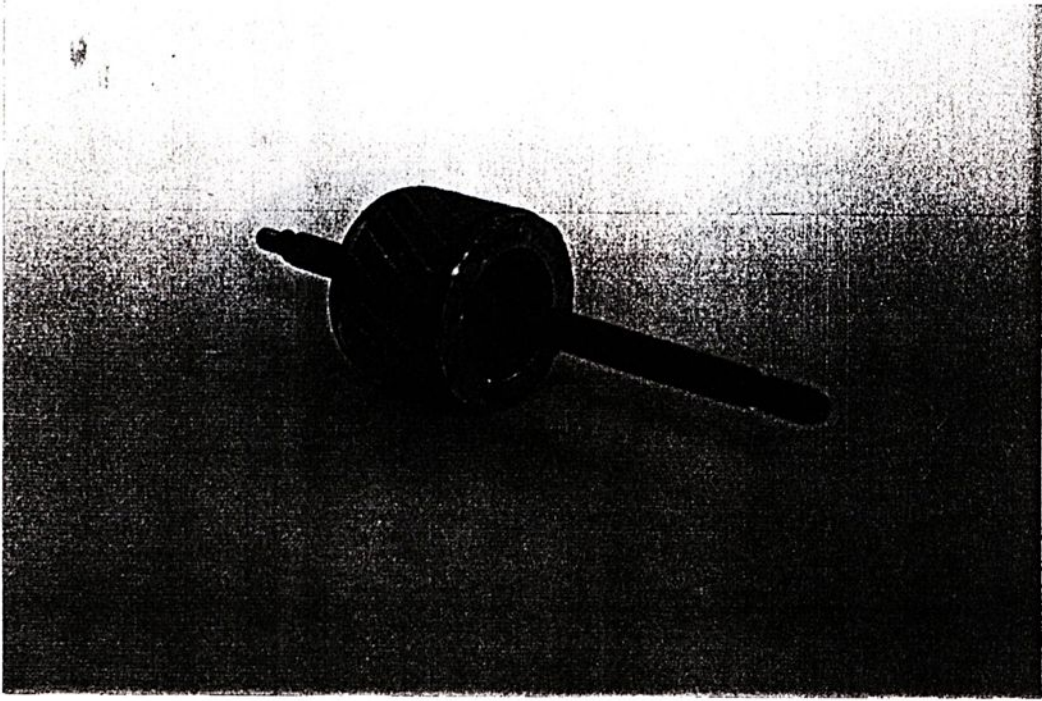


FIG. 6.12- ROTOR



FIG. 6.13 - ESTATOR

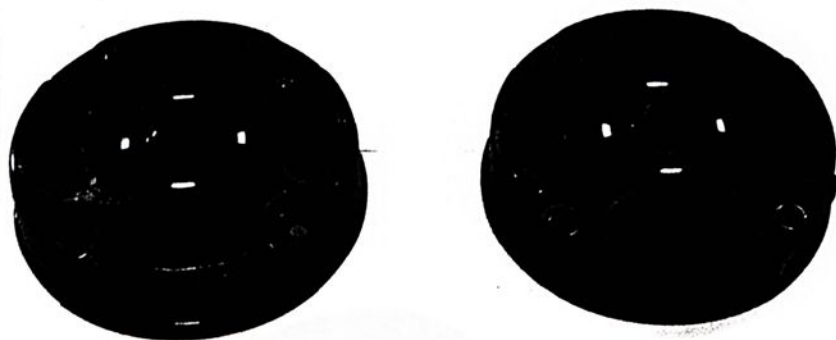


FIG. 6.14 - TAMPAS TRASEIRAS DO CONJUNTO ROTOR - ESTATOR

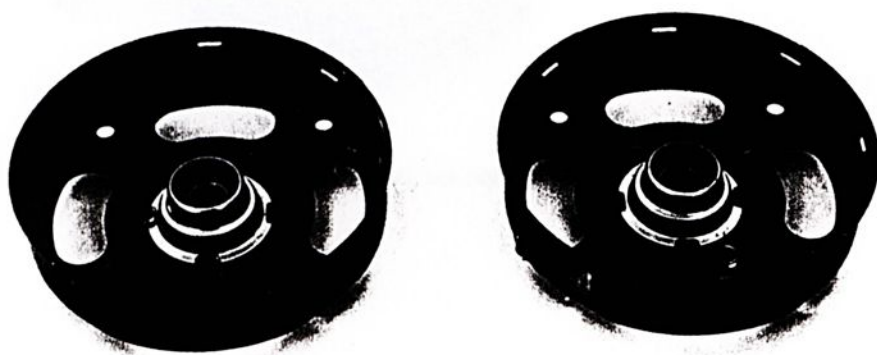


FIG. 6.15 - TAMPAS TRASEIRAS DO CONJUNTO ROTOR - ESTATOR

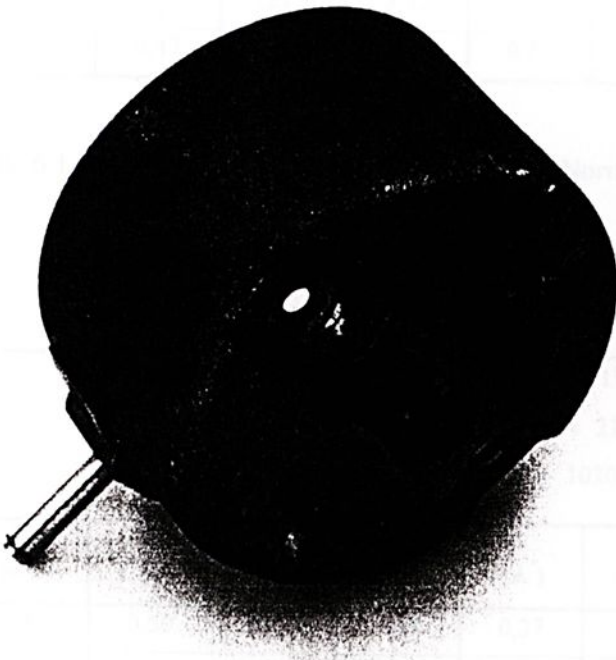


FIG. 6.16 - TAMPA DIANTEIRA NORMAL DO CONJUNTO ROTOR - ESTATOR

$T_{BU} = 17,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 21,6^{\circ}C$ $n = 1540$ [rpm]			$T_{BU} = 17,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 21,6^{\circ}C$ $n = 1430$ [rpm]			$T_{BU} = 17,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 21,6^{\circ}C$ $n = 1300$ [rpm]		
I (A)	U (V)	v (m/s)	I (A)	U (V)	v (m/s)	I (A)	U (V)	v (m/s)
0,68	127,0	3,81	0,47	127,0	3,28	0,35	127,3	3,16
0,68	127,0	3,53	0,47	127,2	3,63	0,35	127,2	3,10
0,68	127,2	3,41	0,47	127,1	3,77	0,35	127,0	3,07
0,68	127,4	3,49	0,47	127,1	3,31	0,35	127,2	3,05
0,68	127,3	3,50	0,47	127,3	4,01	0,35	127,0	3,06
0,68	127,3	3,30	0,47	127,2	3,37	0,35	127,0	2,75
0,68	127,1	3,62	0,47	127,0	3,29	0,35	127,1	3,28
0,68	127,0	3,61	0,47	127,1	3,22	0,35	127,2	3,34
0,68	127,4	3,64	0,47	127,0	3,96	0,35	127,1	3,41

Tabela 6.1.3 - Motor Normal de Linha - Hélice Normal

$T_{BU} = 16,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 20,0^{\circ}C$ $n = 1420$ [rpm]			$T_{BS} = 16,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 20,0^{\circ}C$ $n = 1240$ [rpm]			$T_{BU} = 17,8^{\circ}C$ $T_{BS} = 21,6^{\circ}C$ $n = 1020$ [rpm]		
I (A)	U (V)	v (m/s)	I (A)	U (V)	v (m/s)	I (A)	U (V)	v (m/s)
0,72	127,2	3,85	0,50	127,2	3,10	0,37	127,3	2,73
0,73	127,5	3,94	0,50	127,3	3,58	0,37	127,4	2,74
0,72	127,2	4,09	0,50	127,5	3,56	0,37	127,1	2,64
0,72	127,3	4,01	0,50	127,4	3,06	0,37	127,5	2,55
0,73	127,5	4,05	0,50	127,6	3,84	0,37	127,2	2,36
0,72	127,3	4,05	0,50	127,3	3,26	0,37	127,3	2,86
0,72	127,4	4,21	0,50	127,5	3,89	0,37	127,1	2,74
0,72	127,1	3,62	0,50	127,5	3,40	0,37	127,0	2,78
0,71	127,0	3,83	0,50	127,0	3,32	0,37	127,6	2,80

Tabela 6.1.4 - Motor Normal de Linha - Hélice Modificada



Grafico 6.1.6 - Média das Velocidades do Sopros de Ar X Corrente Média  
Motor Normal de Linha

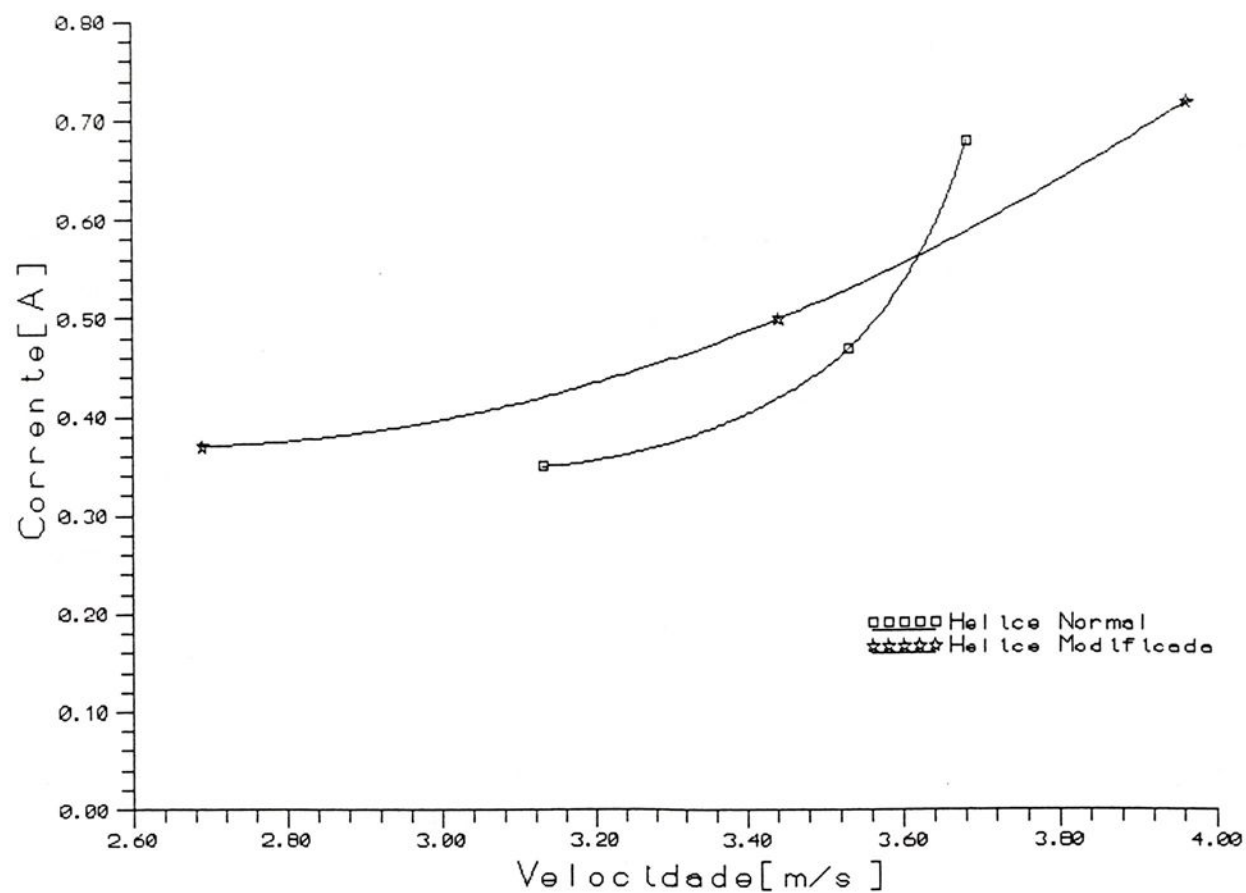


Grafico 6.1.7 - Variação da Rotação X Média das Velocidade do Sopros de Ar  
Motor Normal de Linha

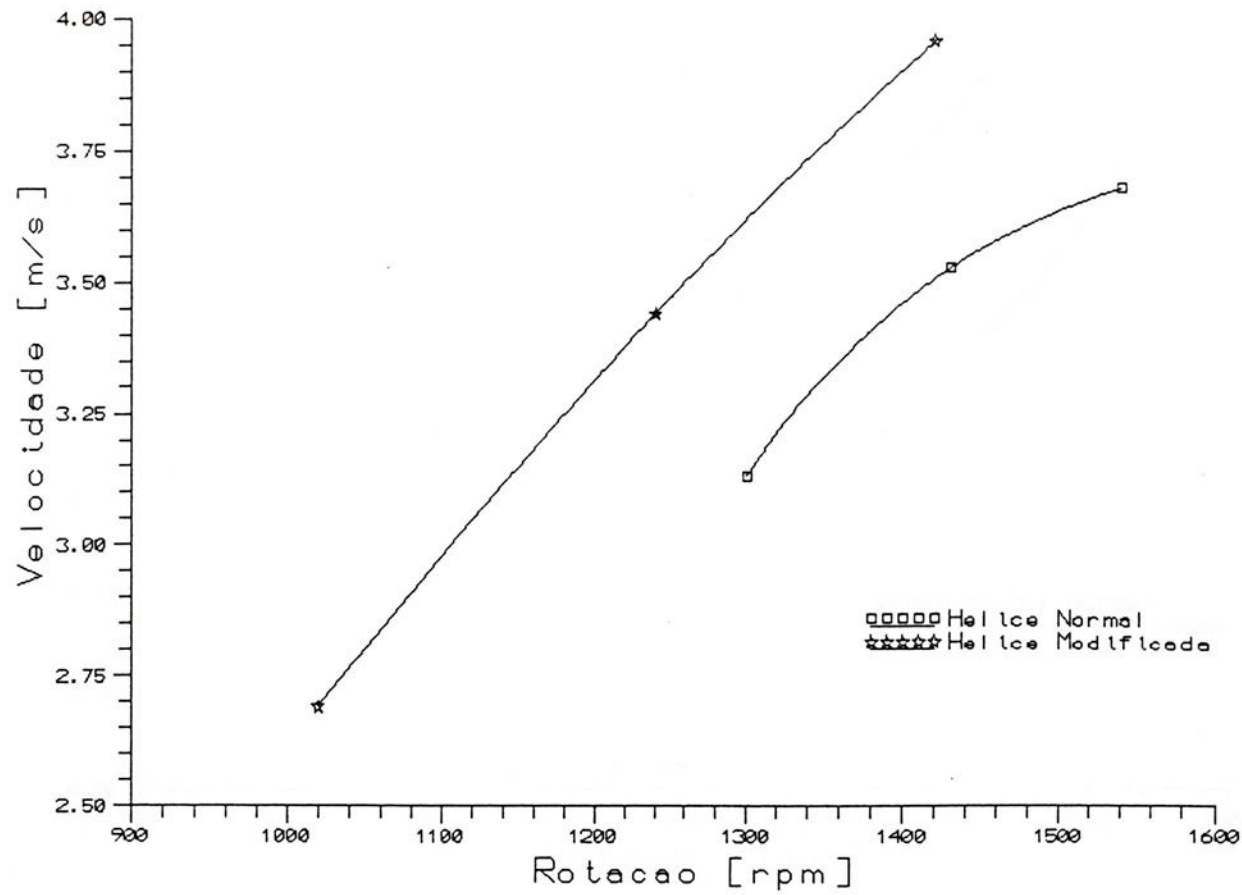
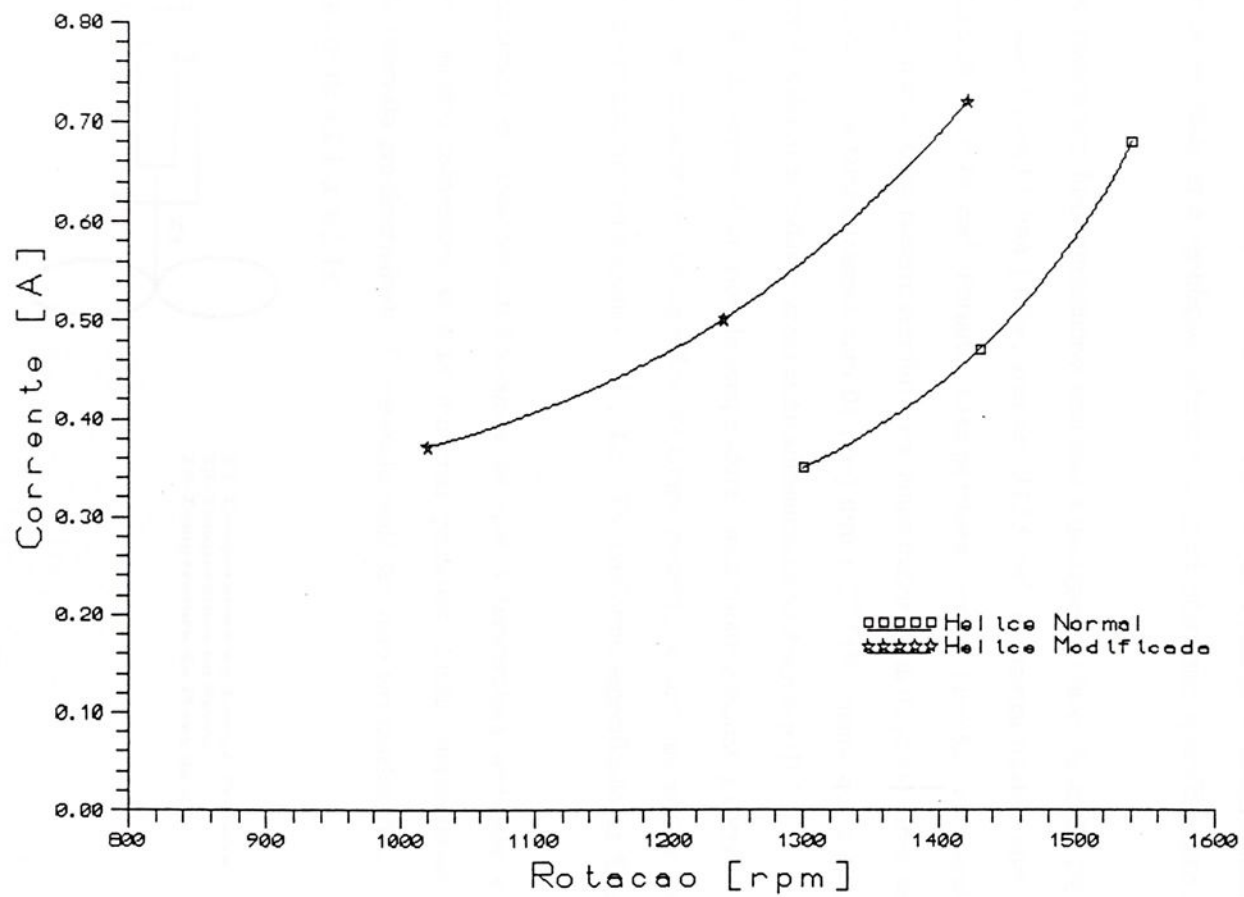


Gráfico 6.1.8 - Variação da Rotacao X Corrente Média  
Motor Normal de Linha



### 6.3.3.2 - Segunda Fase

Após a primeira fase dos ensaios, o motor de corrente alternada foi ensaiado para três rotações distintas e pré-determinadas do conjunto, para cada uma das hélices, *normal* e a *modificada* e diferentes tampas traseiras.

A hélice *modificada*, já justificada a sua escolha, teve o ângulo de saída de suas pás aumentado, à fim de se obter uma maior vazão de ar em relação a hélice de pás com inclinação *normal* [ 25 ]. As *tampas traseiras* podiam apresentar uma ou duas carreiras de furos laterais, ou nenhum furo. Tais furos foram confeccionados nas tampas traseiras e, posteriormente, ensaiados à fim de se observar a ventilação lateral e, conseqüentemente, o resfriamento do motor.

A tampa traseira sem furos apresentava área para a passagem do fluxo de ar de  $20,70 \text{ cm}^2$ , a tampa traseira com 01 (um) furo, área de  $23,55 \text{ cm}^2$  e a tampa traseira com 02 (dois) furos, uma área de  $26,40 \text{ cm}^2$ . Portanto, a tampa traseira com 01 (um) furo apresentava área  $13,76\%$  maior que a tampa traseira sem furos e a tampa traseira com 02 (dois) furos, uma área  $12,10\%$  maior que a tampa traseira com 01 (um) furo e  $27,53\%$  maior que a tampa traseira sem furos. O cálculo de todas as áreas estão apresentadas no Apêndice III.

À partir daí, iniciamos os ensaios de temperatura, onde foram medidas a corrente, a tensão, rotação e as temperaturas na superfície da tampa traseira, no ferro do estator e no fluxo de ar, respectivamente denominados **T1**, **T2**, **T3**, conforme especificado na figura 6.17.

Para iniciarmos as medições, certificávamos de que a temperatura ambiente e a temperatura do conjunto estivessem as mais próximas possíveis. Então, iniciavam-se as medições à cada intervalo pré-determinado. O resultado pode ser visto nas tabelas 6.2.1 à 6.2.18, e os gráficos de 6.2.1 à 6.2.18.

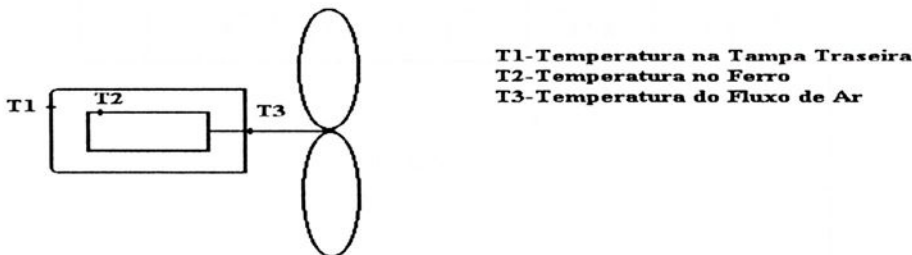


FIG. 6.17 - CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR E SUAS RESPECTIVAS TEMPERATURAS

TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 29 / 07 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	13:40	15:40
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1560	1540
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	17,8	17,8
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	21,2	21,2

t min	I ( A )	U ( V )	T1 ( ° C )	T2 ( ° C )	T3 ( ° C )
0	—	—	19,2	20,0	20,2
2	0,73	127,3	25,2	25,1	24,8
4	0,72	127,4	30,5	29,7	27,5
6	0,71	127,1	34,5	32,8	30,1
8	0,71	127,2	37,1	35,3	32,0
10	0,70	127,2	39,4	37,1	33,0
12	0,70	127,3	41,0	38,4	32,9
14	0,69	127,0	42,2	39,3	33,8
16	0,69	127,5	43,1	40,1	33,2
18	0,69	127,1	43,8	39,5	34,1
20	0,69	127,3	44,3	40,2	34,5
24	0,69	127,4	45,0	41,8	35,7
28	0,69	127,1	46,0	42,2	35,2
32	0,69	127,0	46,0	42,2	35,3
36	0,69	127,1	46,1	42,7	35,8
40	0,69	127,0	46,1	42,7	35,7
44	0,69	127,5	46,1	42,8	35,4
48	0,69	127,1	46,1	42,7	35,8
52	0,69	127,0	46,1	42,8	35,7
56	0,69	127,5	46,2	42,8	35,3
60	0,68	127,3	46,2	42,8	35,8

Tabela 6.2.1



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 29 / 07 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	16:15	17:15
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1440	1440
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	20,0	20,0
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,0	17,2

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	20,2	20,2	20,2
2	0,50	127,5	23,7	23,2	22,5
4	0,49	127,2	27,0	26,0	24,5
6	0,49	127,3	29,4	28,1	26,2
8	0,48	127,2	31,4	29,8	27,0
10	0,48	127,4	32,8	31,0	27,3
12	0,48	127,2	33,7	31,9	28,4
14	0,48	127,2	34,6	32,5	28,5
16	0,48	127,0	35,3	33,0	28,3
18	0,48	127,1	35,7	33,4	29,0
20	0,48	127,3	36,0	33,7	29,6
24	0,47	127,0	36,7	34,3	29,4
28	0,47	127,1	36,8	34,4	30,0
32	0,47	127,3	37,2	34,8	29,7
36	0,47	127,4	37,2	34,7	29,9
40	0,47	127,5	37,2	34,7	29,9
44	0,47	127,3	37,1	34,7	29,9
48	0,47	127,6	37,4	35,0	30,2
52	0,47	127,4	37,4	34,9	39,9
56	0,47	127,2	37,3	34,8	29,9
60	0,47	127,4	37,4	34,9	29,9

Tabela 6.2.2



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 30 / 07 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	10:40	11:40
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1260	1300
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	21,2	21,4
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	18,0	17,2

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	22,2	22,2	21,7
2	0,37	127,4	24,4	24,0	23,9
4	0,36	127,1	26,6	25,8	25,2
6	0,35	127,0	28,4	27,4	26,0
8	0,35	127,3	30,1	28,8	26,8
10	0,35	127,2	31,2	29,6	27,5
12	0,35	127,1	32,0	30,3	28,7
14	0,35	127,0	32,7	31,1	28,5
16	0,35	127,3	33,2	31,4	28,8
18	0,35	127,5	33,6	31,8	29,1
20	0,35	127,6	34,0	32,0	29,8
24	0,34	127,1	34,4	32,4	29,3
28	0,34	127,5	34,6	32,9	29,8
32	0,34	127,0	35,1	33,0	30,1
36	0,34	127,1	35,2	33,2	29,9
40	0,34	127,4	35,3	33,1	30,1
44	0,34	127,4	35,3	33,3	29,8
48	0,34	127,5	35,5	33,1	30,1
52	0,34	127,1	35,3	33,1	29,9
56	0,34	127,0	35,3	33,1	30,1
60	0,34	127,3	35,3	33,1	30,1

Tabela 6.2.3

TIPO DE HÉLICE :		NORMAL			
TAMPA TRASEIRA :		01 FURO			
DATA : 30 / 07 / 94		INÍCIO	TÉRMINO		
HORA :		13:42	15:42		
ROTAÇÃO ( rpm ) :		1560	1520		
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :		21,6	21,6		
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :		17,4	17,4		

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	21,0	21,2	22,4
2	0,72	127,0	25,6	24,6	26,5
4	0,71	127,1	31,9	30,8	29,1
6	0,70	127,5	35,9	34,3	31,2
8	0,70	127,3	38,7	36,7	32,4
10	0,65	127,2	40,8	38,4	33,8
12	0,65	127,5	42,3	39,7	34,8
14	0,65	127,4	43,5	40,8	34,9
16	0,68	127,5	44,4	41,6	35,7
18	0,68	127,6	45,0	42,0	36,7
20	0,68	127,2	45,5	42,2	36,5
24	0,68	127,4	46,2	43,1	36,9
28	0,68	127,5	46,6	43,4	36,7
32	0,68	127,1	47,0	43,7	36,6
36	0,68	127,0	47,0	43,6	36,7
40	0,68	127,1	47,1	43,9	37,7
44	0,68	127,2	47,4	44,1	38,5
48	0,68	127,3	47,4	44,2	38,6
52	0,68	127,1	47,3	44,1	38,1
56	0,68	127,0	47,3	43,8	37,9
60	0,68	127,0	47,0	43,7	37,8

Tabela 6.2.4



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	01 FURO	
DATA : 30 / 07 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	15:50	16:50
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1460	1450
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	22,0	23,0
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	18,6	19,0

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	23,0	23,0	22,6
2	0,48	127,6	26,0	25,8	25,2
4	0,47	127,5	29,4	28,5	27,1
6	0,47	127,4	32,0	30,7	28,6
8	0,47	127,7	33,8	32,3	29,2
10	0,47	127,3	35,2	33,4	30,4
12	0,47	127,2	36,3	35,0	30,5
14	0,47	127,2	37,0	35,5	30,8
16	0,47	127,4	37,6	35,8	31,4
18	0,47	127,6	38,1	36,1	31,2
20	0,46	127,1	38,3	36,4	31,6
24	0,46	127,1	38,8	36,7	31,4
28	0,46	127,0	38,9	36,8	31,6
32	0,46	127,2	39,2	36,9	32,4
36	0,46	127,1	39,2	36,9	32,5
40	0,46	127,6	39,1	36,8	32,9
44	0,46	127,1	39,4	37,1	31,8
48	0,46	127,0	39,4	37,1	32,7
52	0,46	127,2	39,5	37,1	32,3
56	0,46	127,4	39,5	37,2	32,3
60	0,46	127,0	39,6	37,2	32,8

Tabela 6.2.5



376



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	01 FURO	
DATA : 02 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	8:14	9:14
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1220	1280
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	18,0	18,2
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	13,2	13,9

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	19,3	19,3	18,8
2	0,38	127,2	21,2	20,8	20,8
4	0,37	127,0	24,0	23,1	22,4
6	0,37	127,2	23,8	24,6	23,1
8	0,37	127,0	26,7	25,5	24,0
10	0,37	127,1	28,0	26,7	25,1
12	0,36	127,1	29,5	27,7	25,5
14	0,36	127,3	30,1	28,3	25,6
16	0,36	127,2	31,6	28,9	26,8
18	0,36	127,5	31,0	29,0	26,8
20	0,36	127,4	31,5	29,1	26,9
24	0,36	127,3	31,0	29,3	28,2
28	0,36	127,2	31,5	29,7	27,4
32	0,36	127,4	32,1	29,9	27,1
36	0,36	127,6	32,2	30,0	28,5
40	0,35	127,2	32,2	30,1	27,5
44	0,35	127,3	32,4	30,3	27,5
48	0,35	127,1	32,7	30,5	27,5
52	0,35	127,5	32,7	30,8	27,7
56	0,35	127,1	22,4	30,3	27,3
60	0,35	127,0	32,3	30,1	27,6

Tabela 6.2.6



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL		
TAMPA TRASEIRA :	02 FUIROS		
DATA : 02/ 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO	
HORA :	10 :14	11:14	
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1560	1530	
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	18,4	18,4	
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	15,2	15,2	

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( °C )	T 2 ( °C )	T 3 ( °C )
0	—	—	20,2	20,2	19,4
2	0,73	127,3	24,0	23,5	22,6
4	0,72	127,5	29,0	27,8	25,8
6	0,71	127,3	32,6	31,0	28,1
8	0,70	127,0	35,2	33,0	29,6
10	0,70	127,5	37,1	35,0	29,9
12	0,70	127,7	38,8	36,2	31,0
14	0,70	127,3	39,7	38,9	30,5
16	0,69	127,3	40,3	37,7	31,8
18	0,69	127,2	41,2	38,1	31,9
20	0,69	127,1	41,8	38,7	31,9
24	0,69	127,3	42,2	30,3	32,2
28	0,69	127,2	42,9	39,5	32,2
32	0,69	127,0	43,3	39,9	32,9
36	0,69	127,3	43,1	39,9	32,7
40	0,69	127,5	42,8	39,7	32,9
44	0,69	127,0	43,6	40,0	32,9
48	0,69	127,1	43,3	40,0	32,8
52	0,69	127,4	43,6	40,1	32,9
56	0,69	127,3	43,5	40,1	33,2
60	0,68	127,0	43,6	40,0	32,8

Tabela 6.2.7

TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	02 FUIROS	
DATA : 02 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	13:40	14:40
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1440	1440
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	19,4	19,4
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	15,4	15,4

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	21,2	21,2	20,4
2	0,49	127,6	25,0	24,3	23,2
4	0,48	27,3	28,0	27,0	24,8
6	0,48	127,0	30,4	29,2	26,2
8	0,48	127,2	31,9	30,2	26,9
10	0,48	127,1	33,2	31,4	27,6
12	0,47	127 0	34,4	32,4	28,2
14	0,47	127,0	34,9	33,0	29,6
16	0,47	127,5	35,3	33,3	29,9
18	0,47	127,2	35,7	33,6	29,6
20	0,47	127,3	36,4	34,0	29,5
24	0,47	127,2	36,4	34,0	29,3
28	0,47	127,5	36,6	34,6	29,5
32	0,47	127,1	36,7	34,5	31,2
36	0,47	127,0	36,4	34,1	31,4
40	0,47	127,4	36,7	34,5	26,7
44	0,47	127,0	37,1	34,7	29,9
48	0,47	127,3	36,8	34,3	29,9
52	0,47	127,2	36,7	34,3	29,6
56	0,47	127,2	36,8	34,4	29,2
60	0,47	127,0	36,7	34,2	29,1

Tabela 6.2.8



TIPO DE HÉLICE :	NORMAL	
TAMPA TRASEIRA :	02 FUIROS	
DATA : 02 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	15:36	16:36
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1240	1300
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	19,4	19,4
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	16,4	16,4

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	20,8	20,7	20,3
2	0,36	127,0	22,7	22,5	22,2
4	0,36	127,1	25,1	24,3	23,6
6	0,36	127,1	27,3	26,2	24,9
8	0,36	127,3	29,0	27,7	25,7
10	0,35	127,5	30,1	28,5	26,8
12	0,35	127,4	30,8	29,1	27,5
14	0,35	127,3	31,7	29,8	27,6
16	0,35	127,1	32,1	30,2	27,4
18	0,35	127,2	32,4	30,4	27,7
20	0,35	127,3	32,6	30,5	27,4
24	0,35	127,2	33,0	30,8	27,8
28	0,35	127,4	33,3	31,2	28,3
32	0,35	127,2	33,5	31,3	28,2
36	0,35	127,4	33,4	31,3	27,9
40	0,35	127,5	33,4	31,2	27,9
44	0,35	127,1	33,5	31,4	28,9
48	0,35	127,2	33,4	31,1	27,8
52	0,34	127,0	33,3	31,1	28,0
56	0,34	127,2	33,5	31,3	27,9
60	0,34	127,1	33,6	31,4	28,1

Tabela 6.2.9



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	02 FUROS	
DATA : 03 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	8:09	9:09
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1460	1430
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	19,0	19,4
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,0	17,0

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	19,6	19,6	19,4
2	0,76	127,6	24,2	23,5	22,8
4	0,75	127,3	29,1	27,5	25,1
6	0,74	127,2	32,6	30,4	27,1
8	0,73	127,0	35,1	32,6	28,0
10	0,73	127,3	36,7	33,9	29,0
12	0,73	127,1	38,3	35,5	29,8
14	0,72	127,2	39,0	36,1	30,8
16	0,72	127,1	39,8	36,7	30,7
18	0,72	127,3	40,5	37,0	30,5
20	0,72	127,0	40,9	37,4	30,5
24	0,73	127,4	41,2	37,7	31,1
28	0,72	127,1	41,6	37,8	31,7
32	0,72	127,5	42,0	38,1	31,0
36	0,72	127,2	41,7	38,2	32,0
40	0,71	127,0	41,7	38,2	31,5
44	0,71	127,1	41,9	38,2	31,7
48	0,71	127,2	41,9	38,3	32,0
52	0,72	127,1	42,0	38,5	31,8
56	0,71	127,1	42,2	38,5	32,2
60	0,71	127,0	42,0	38,6	32,0

Tabela 6.2.10



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	02 FUROS	
DATA : 03/08/94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	10:14	11:14
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1200	1250
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	19,6	19,6
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,2	17,6

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	20,6	20,6	20,3
2	0,54	127,3	23,0	22,6	22,3
4	0,52	127,5	26,9	26,0	24,9
6	0,52	127,4	29,7	28,3	25,8
8	0,51	127,4	31,9	29,9	26,8
10	0,51	127,1	33,1	31,1	28,7
12	0,51	127,5	34,6	32,4	28,1
14	0,50	127,3	35,2	33,0	28,9
16	0,50	127,4	36,0	33,5	28,8
18	0,50	127,1	36,2	33,8	30,7
20	0,51	127,5	37,1	34,3	29,8
24	0,50	127,3	37,1	34,2	29,2
28	0,50	127,0	36,9	34,2	30,1
32	0,50	127,1	37,3	34,7	30,0
36	0,50	127,5	37,5	34,8	29,3
40	0,50	127,1	37,5	34,8	30,5
44	0,50	127,2	37,8	34,9	29,5
48	0,50	127,4	37,5	34,7	29,3
52	0,50	127,1	37,3	34,7	29,5
56	0,49	127,0	37,6	34,6	29,4
60	0,50	127,0	37,6	34,8	29,3

Tabela 6.2.11



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	02 FUROS	
DATA : 03 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	14:10	15:10
ROTAÇÃO ( rpm ) :	960	1020
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	21,0	21,0
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	18,6	18,6

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	22,0	21,9	21,2
2	0,39	127,0	24,5	24,1	24,1
4	0,38	127,1	27,9	27,1	26,6
6	0,38	127,5	30,4	29,2	28,3
8	0,38	127,2	32,1	30,5	28,3
10	0,37	127,2	33,3	31,5	29,1
12	0,37	127,0	34,5	32,4	29,7
14	0,37	127,1	35,4	33,0	29,8
16	0,37	127,3	35,7	33,4	30,7
18	0,37	127,5	36,2	33,8	30,1
20	0,37	127,3	36,8	34,3	30,5
24	0,37	127,0	37,4	34,7	30,1
28	0,37	127,6	37,1	34,6	30,5
32	0,37	127,1	37,2	34,7	30,1
36	0,37	127,4	37,8	35,2	30,4
40	0,37	127,5	37,6	35,1	31,1
44	0,37	127,3	37,8	35,1	30,1
48	0,37	127,2	37,6	35,1	31,8
52	0,36	127,0	38,0	35,3	31,7
56	0,37	127,3	37,0	35,3	30,8
60	0,37	127,0	37,7	35,1	31,1

Tabela 6.2.12



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	01 FURO	
DATA : 03 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	16:30	17:30
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1460	1440
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	20,3	20,3
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,9	17,9

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	21,7	21,7	21,2
2	0,75	127,2	26,3	25,2	25,0
4	0,74	127,1	31,0	28,3	28,2
6	0,73	127,3	34,4	31,5	28,8
8	0,72	127,2	37,3	34,7	30,2
10	0,72	127,4	39,2	36,4	31,5
12	0,72	127,3	40,6	37,4	31,4
14	0,72	127,2	41,3	38,1	31,9
16	0,71	127,1	42,1	38,7	32,7
18	0,71	127,5	42,4	39,0	33,2
20	0,71	127,4	43,0	39,3	32,9
24	0,71	127,3	43,4	39,6	32,7
28	0,71	127,2	44,0	40,1	33,4
32	0,71	127,3	44,1	40,4	33,7
36	0,70	127,0	44,1	40,1	33,8
40	0,71	127,5	43,9	40,1	33,3
44	0,71	127,1	44,0	40,0	33,3
48	0,71	127,2	44,3	40,4	33,8
52	0,70	127,1	44,0	40,1	33,2
56	0,71	127,1	43,8	40,1	33,7
60	0,70	127,0	43,7	39,9	33,3

Tabela 6.2.13



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	01 FURO	
DATA : 04 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	8:14	9:14
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1200	1220
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	19,0	20,0
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	16,6	17,0

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	19,8	19,8	19,4
2	0,54	127,0	23,6	22,7	22,1
4	0,53	127,1	27,4	26,3	24,1
6	0,52	127,1	30,2	28,6	25,6
8	0,52	127,0	32,3	30,4	26,8
10	0,52	127,2	34,0	31,7	27,8
12	0,51	127,1	34,9	32,5	28,9
14	0,51	127,2	35,7	33,0	28,2
16	0,51	127,1	36,3	33,5	29,5
18	0,51	127,5	36,7	33,9	28,6
20	0,50	127,4	37,1	34,1	28,6
24	0,50	127,1	37,5	34,5	28,7
28	0,50	127,2	37,6	34,7	30,5
32	0,51	127,3	37,7	35,0	29,9
36	0,50	127,2	37,7	34,7	29,6
40	0,50	127,5	37,7	34,8	30,7
44	0,50	127,2	37,9	35,1	30,7
48	0,50	127,1	37,9	34,9	29,9
52	0,50	127,5	38,0	35,1	31,0
56	0,50	127,3	38,1	35,2	30,8
60	0,50	127,0	37,9	34,8	31,1

Tabela 6.2.14



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	01 FURO	
DATA :04 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	9:57	10:57
ROTAÇÃO ( rpm ) :	970	1020
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	20,0	20,0
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,0	17,0

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	21,3	21,2	20,5
2	0,39	127,0	23,6	22,9	22,8
4	0,39	127,1	26,5	25,1	24,5
6	0,38	127,0	29,0	27,2	25,5
8	0,38	127,5	30,7	28,6	27,1
10	0,38	127,6	32,3	29,7	28,2
12	0,38	127,4	33,4	30,7	28,5
14	0,38	127,5	34,4	31,4	28,4
16	0,37	127,2	35,0	31,9	29,7
18	0,37	127,1	35,6	32,4	29,6
20	0,37	127,1	35,8	32,5	30,0
24	0,37	127,0	36,5	33,0	30,0
28	0,37	127,3	36,3	32,7	29,6
32	0,37	127,5	36,2	32,5	29,8
36	0,37	127,6	36,3	32,7	29,6
40	0,37	127,0	36,3	32,7	29,7
44	0,37	127,1	36,5	32,7	29,6
48	0,37	127,0	36,3	32,6	29,8
52	0,37	127,3	36,1	32,4	29,6
56	0,37	127,2	36,4	32,7	29,5
60	0,37	127,2	36,6	32,9	29,9

Tabela 6.2.15



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 06 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	10:50	11:50
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1460	1420
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	20,8	21,6
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,2	17,4

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	21,4	21,5	21,3
2	0,75	127,3	25,9	25,4	24,9
4	0,74	127,4	31,0	29,8	27,7
6	0,73	127,5	34,8	32,8	29,8
8	0,73	127,4	37,2	35,1	30,7
10	0,72	127,2	39,1	36,7	31,5
12	0,72	127,5	40,5	37,9	32,4
14	0,71	127,1	41,5	38,5	32,7
16	0,72	127,4	42,2	39,1	33,7
18	0,72	127,5	42,7	39,9	33,3
20	0,72	127,3	43,0	39,9	34,1
24	0,71	127,1	43,5	40,1	33,3
28	0,71	127,0	44,0	40,9	34,5
32	0,71	127,2	44,1	40,7	33,7
36	0,71	127,3	44,4	41,0	35,2
40	0,71	127,0	44,5	41,2	35,3
44	0,71	127,6	44,6	41,1	35,7
48	0,71	127,0	44,4	41,3	35,2
52	0,70	127,2	44,5	41,0	34,2
56	0,71	127,5	44,6	41,2	34,1
60	0,71	127,1	44,7	41,3	34,6

Tabela 6.2.16



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 06 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	13:52	14:52
ROTAÇÃO ( rpm ) :	1240	1260
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	21,4	23,4
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	17,2	16,8

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	23,8	23,7	23,0
2	0,52	127,0	27,9	27,2	26,0
4	0,51	127,1	31,1	30,2	28,2
6	0,51	127,2	33,6	32,1	29,4
8	0,50	127,0	35,3	33,5	30,2
10	0,50	127,3	36,5	34,5	30,4
12	0,50	127,2	37,4	35,3	31,1
14	0,50	127,2	38,2	35,9	31,7
16	0,49	127,1	38,7	36,3	32,1
18	0,49	127,2	39,3	37,0	32,4
20	0,49	127,0	39,6	37,2	32,4
24	0,49	127,3	39,9	37,3	32,5
28	0,49	127,3	40,0	37,6	32,7
32	0,49	127,2	40,2	37,5	33,0
36	0,49	127,4	40,1	37,5	32,5
40	0,49	127,5	40,4	37,6	32,9
44	0,49	127,6	40,6	37,8	32,7
48	0,49	127,2	40,6	37,9	32,2
52	0,49	127,3	40,7	38,0	33,0
56	0,49	127,5	40,7	37,9	32,7
60	0,49	127,3	40,7	38,0	32,4

Tabela 6.2.17



TIPO DE HÉLICE :	MODIFICADA	
TAMPA TRASEIRA :	SEM FURO	
DATA : 06 / 08 / 94	INÍCIO	TÉRMINO
HORA :	15:44	16:44
ROTAÇÃO ( rpm ) :	920	1000
T <sub>BS</sub> ( ° C ) :	22,0	22,2
T <sub>BU</sub> ( ° C ) :	16,0	15,6

t min	I ( A )	U ( V )	T 1 ( ° C )	T 2 ( ° C )	T 3 ( ° C )
0	—	—	23,2	23,1	22,5
2	0,39	127,1	25,7	25,4	25,6
4	0,38	127,2	28,9	28,0	27,4
6	0,38	127,3	31,1	29,9	28,7
8	0,38	127,3	33,0	31,7	29,7
10	0,37	127,2	34,4	32,7	31,5
12	0,37	127,1	35,6	33,7	30,5
14	0,37	127,0	36,4	34,5	31,1
16	0,37	127,5	37,0	34,9	31,4
18	0,37	127,4	37,5	35,3	31,5
20	0,37	127,5	37,7	35,5	32,3
24	0,37	127,2	38,3	35,5	32,4
28	0,37	127,4	38,6	36,3	32,7
32	0,37	127,4	38,8	36,3	32,1
36	0,37	127,3	39,0	36,6	32,1
40	0,37	127,4	38,9	36,5	32,1
44	0,37	127,1	38,8	36,3	32,5
48	0,37	127,0	38,8	36,3	32,1
52	0,36	127,2	38,7	36,3	32,7
56	0,37	127,0	38,8	36,4	33,0
60	0,37	127,0	38,8	36,4	32,2

Tabela 6.2.18



Gráfico 6.2.1 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

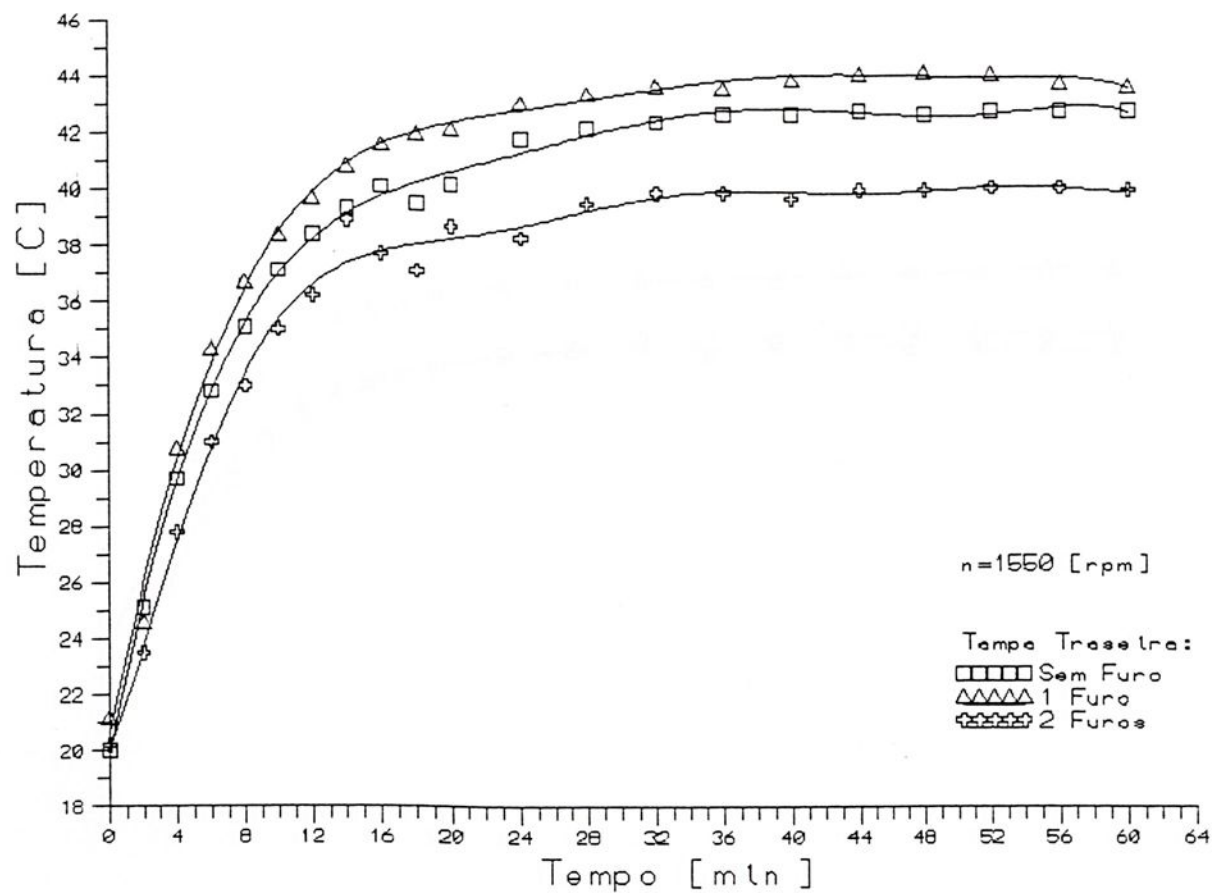


Gráfico 6.2.2 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

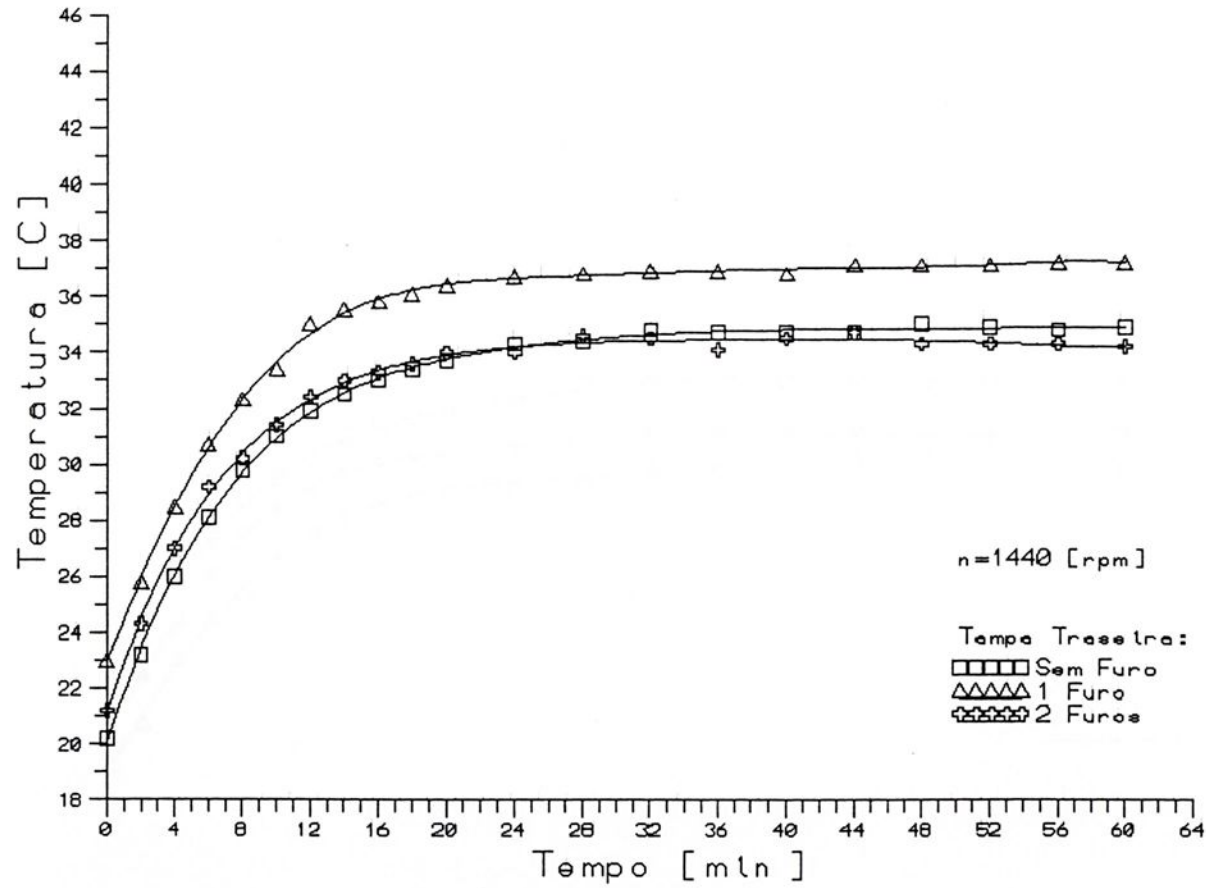


Gráfico 6.2.3 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

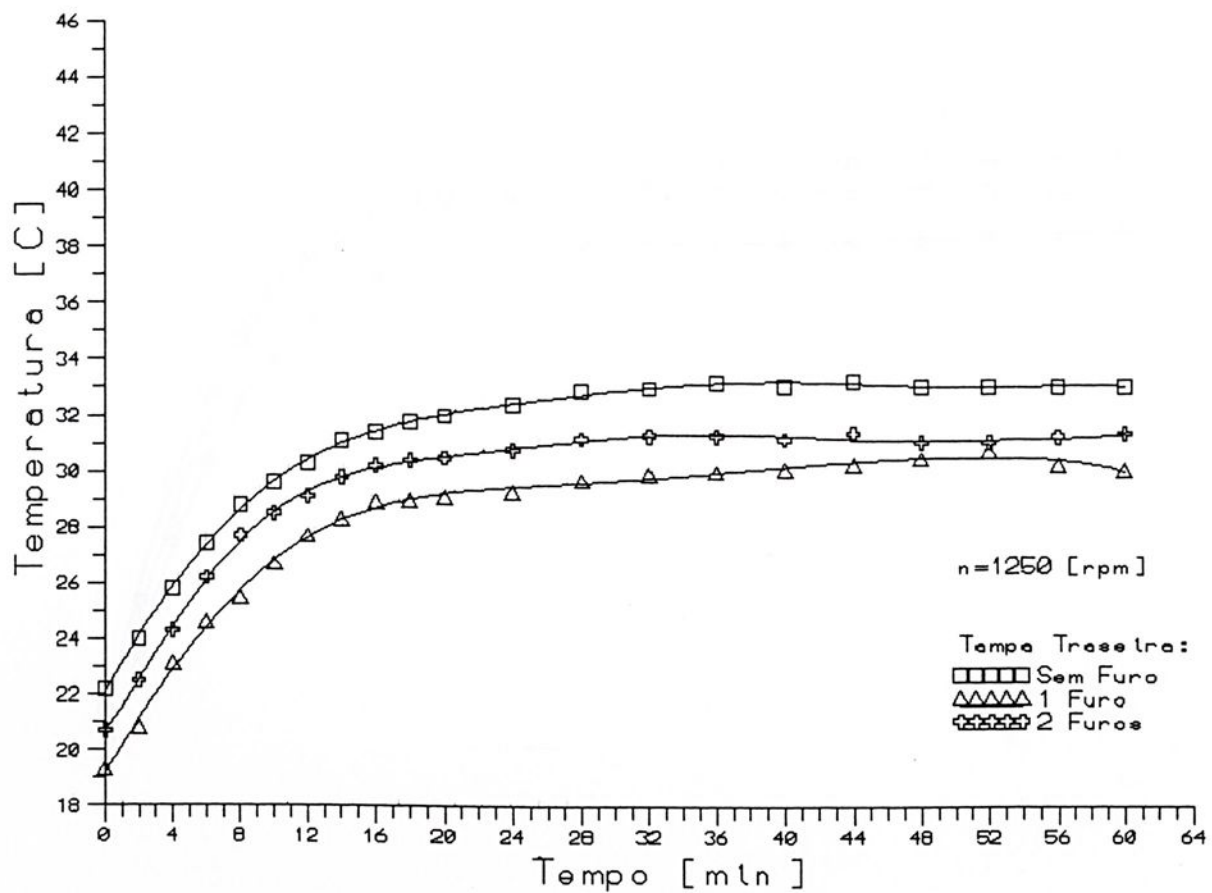


Gráfico 6.2.4 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

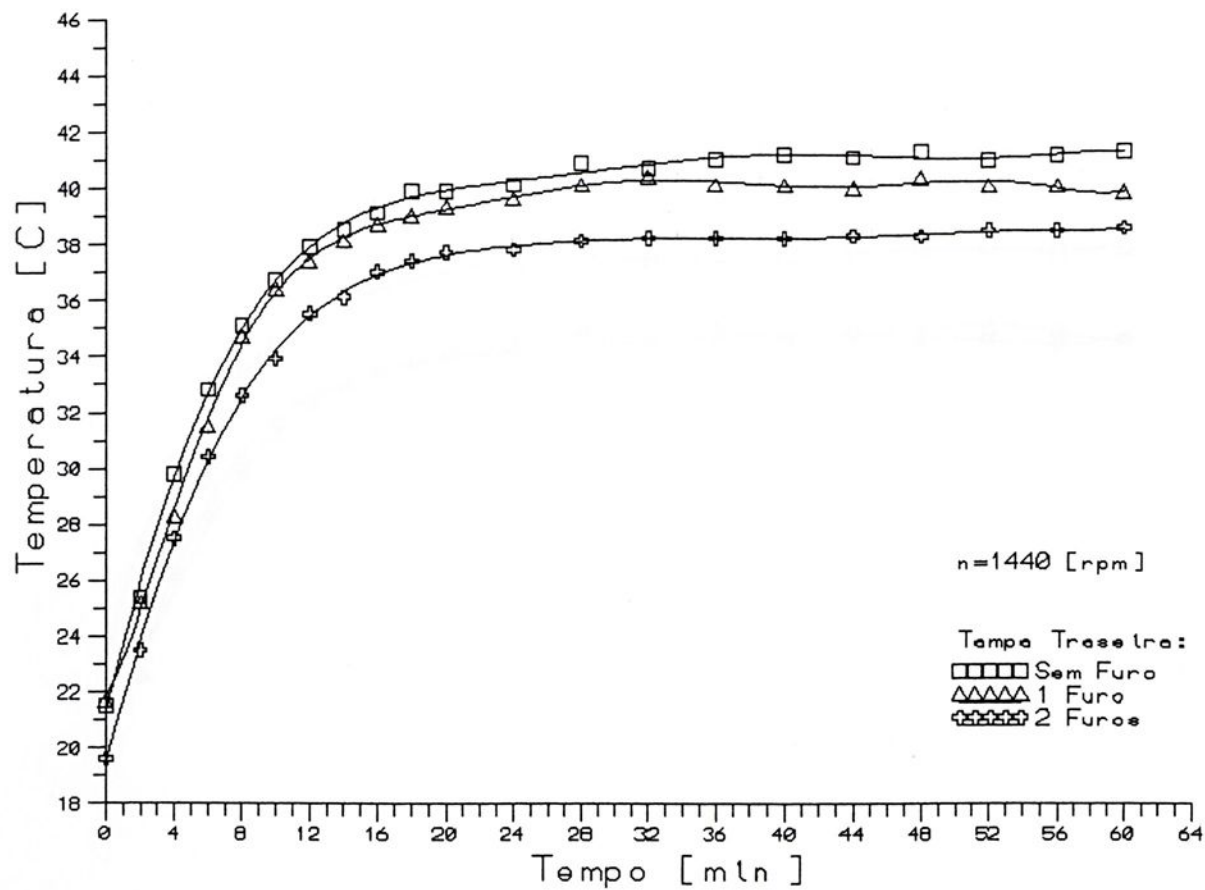


Gráfico 6.2.5 - Variação da Temperatura do Ferro - Helicó Modificada  
Motor Normal de Linha

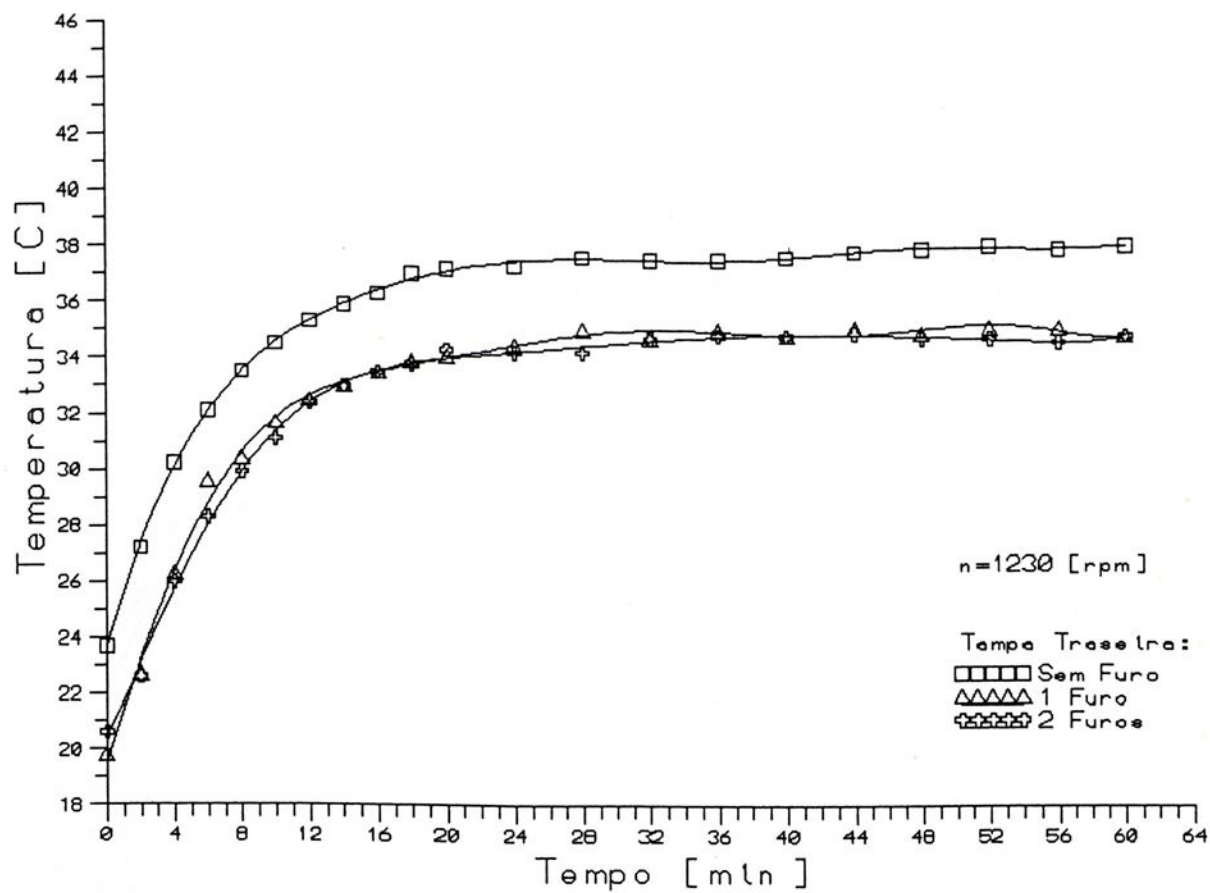


Gráfico 6.2.6 - Variação da Temperatura do Ferro - Hélice Modificada  
Motor Normal de Linha

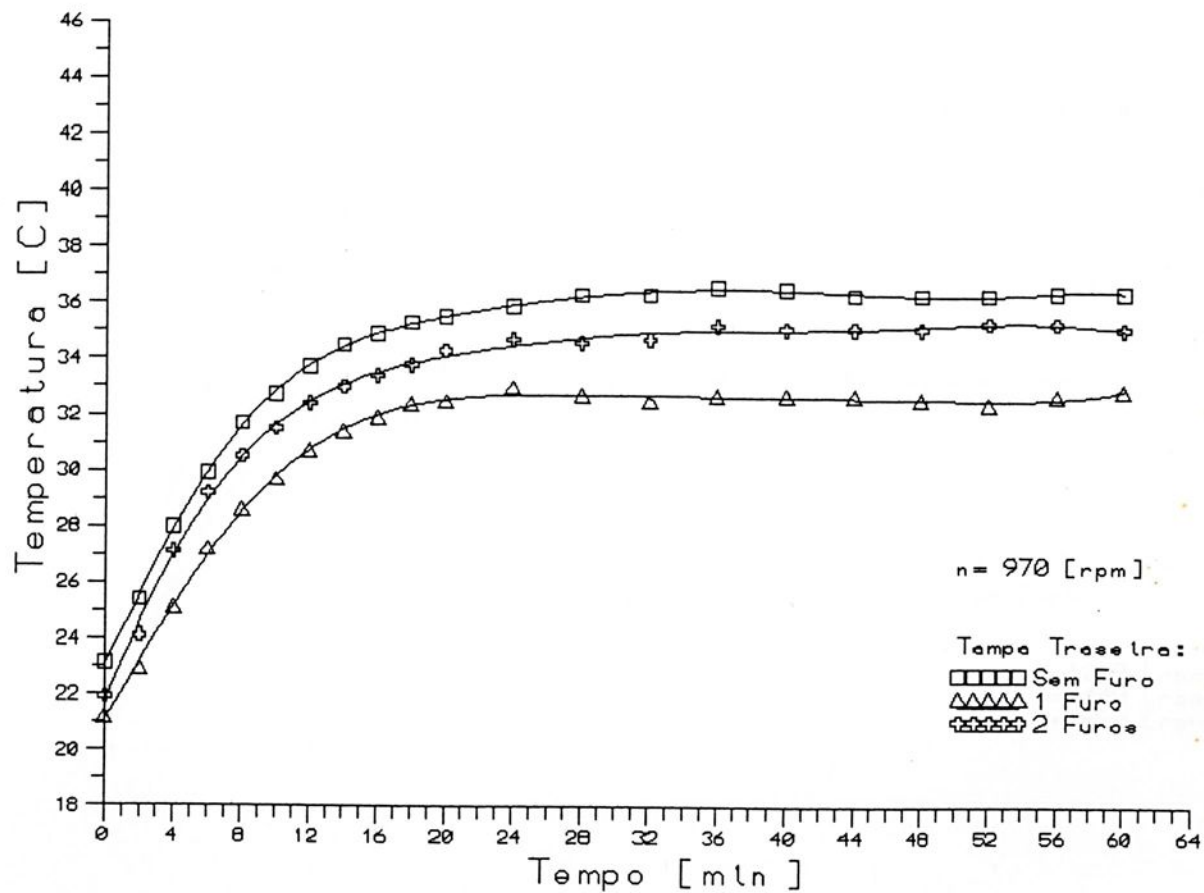


Grafico 6.2.7 - Variação da Temperatura do Ferro-Helic Normal  
Motor Normal de Linha

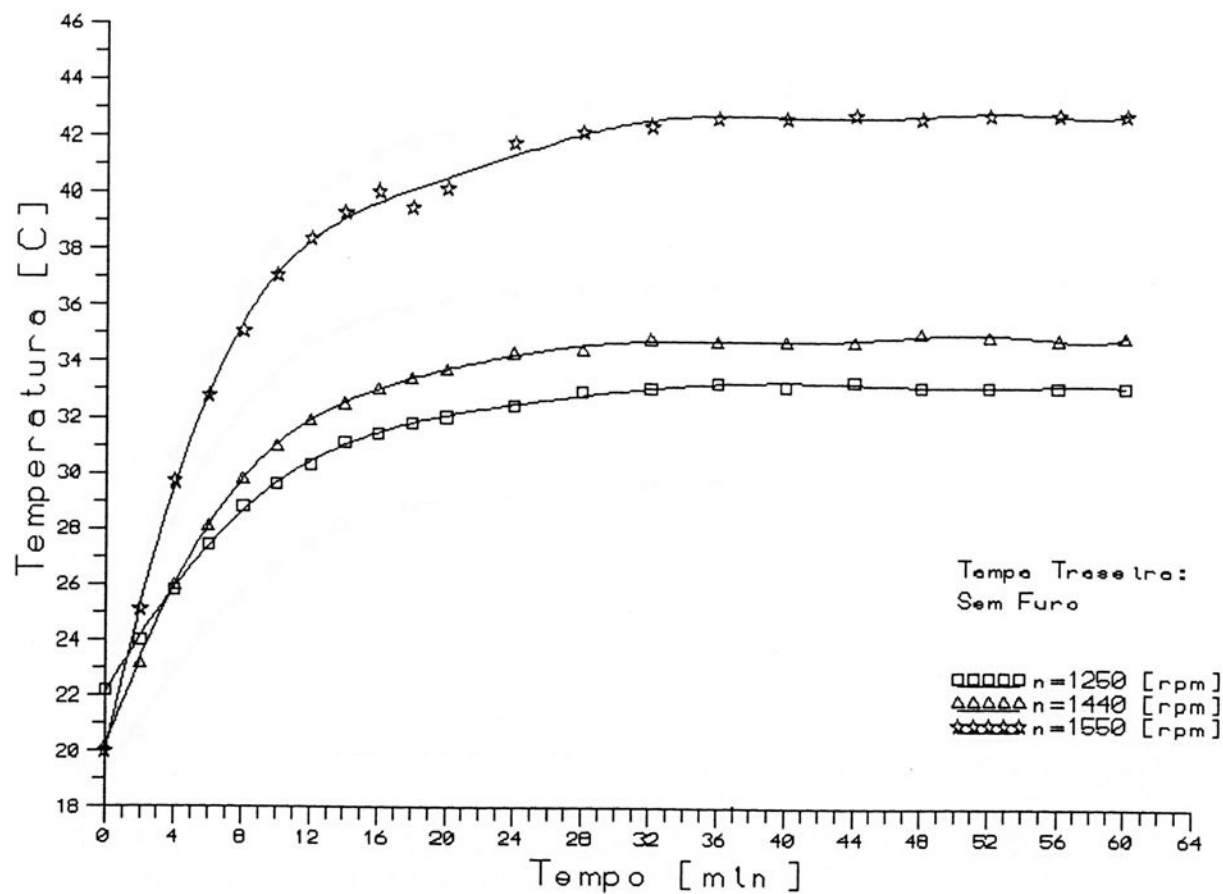


Gráfico 6.2.8 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

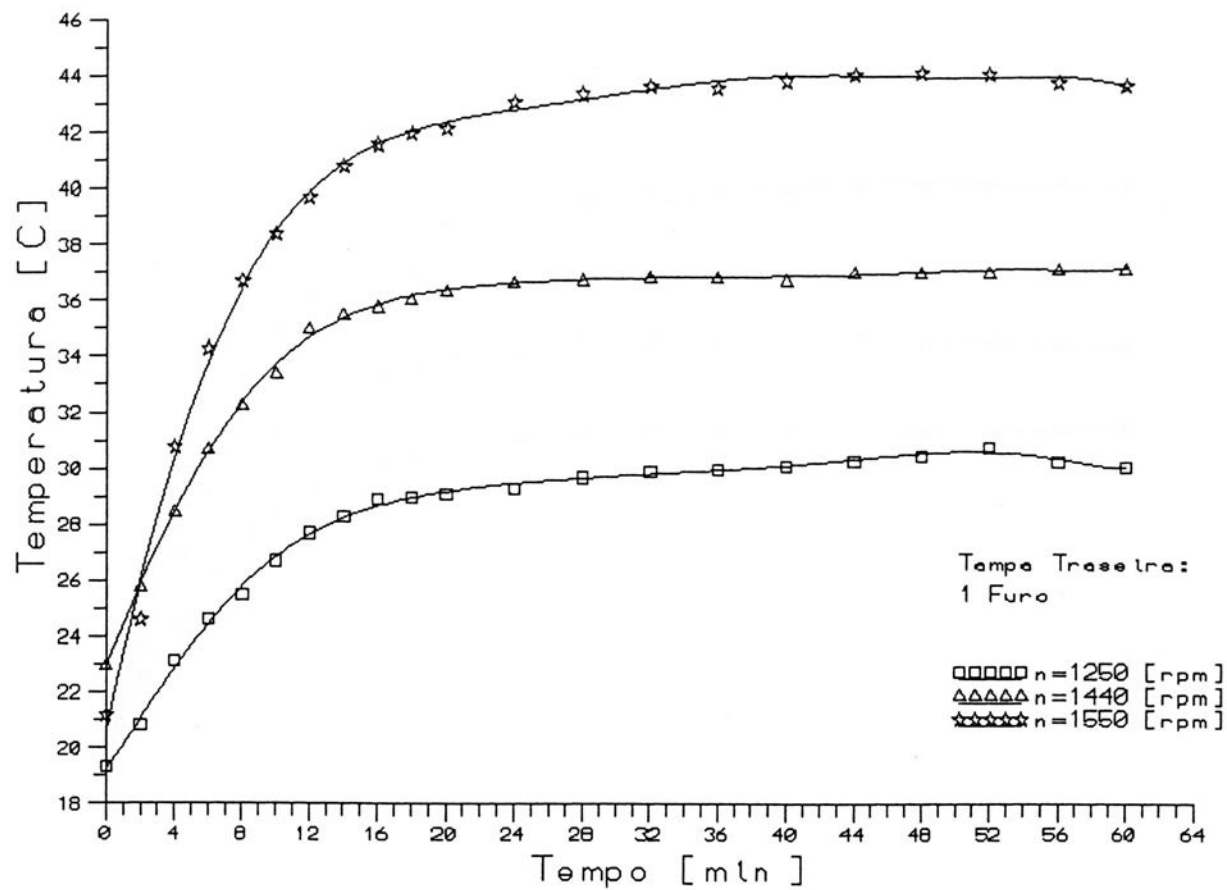


Gráfico 6.2.9 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

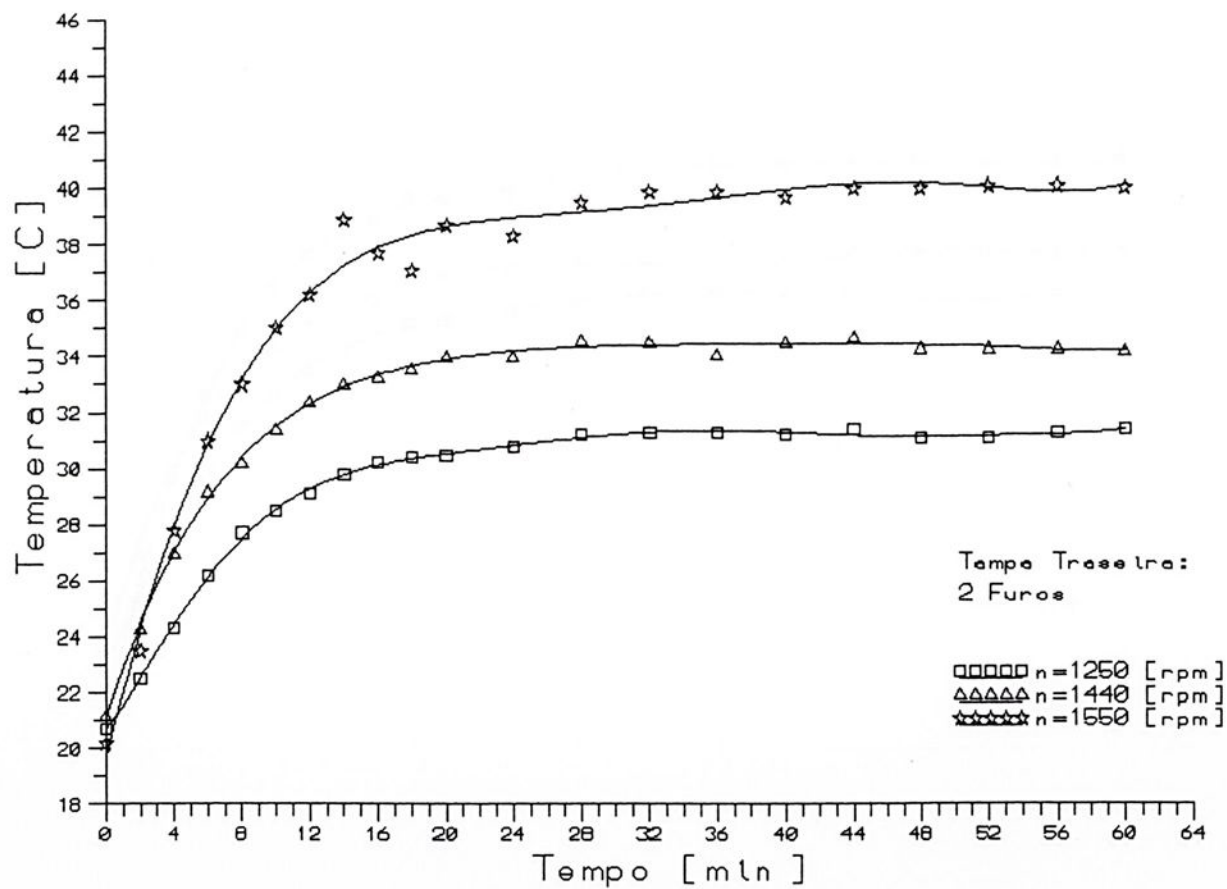


Grafico 6.2.10 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

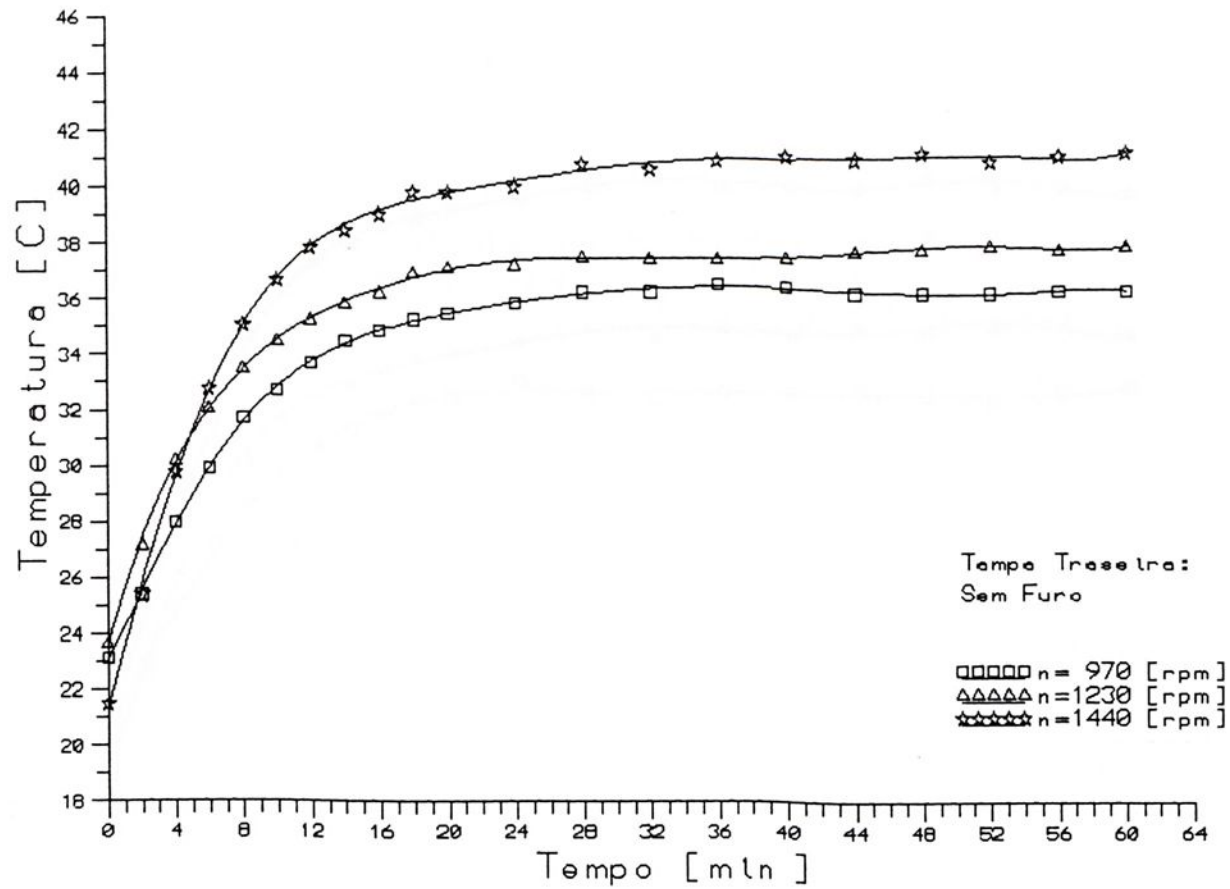


Grafico 6.2.11 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

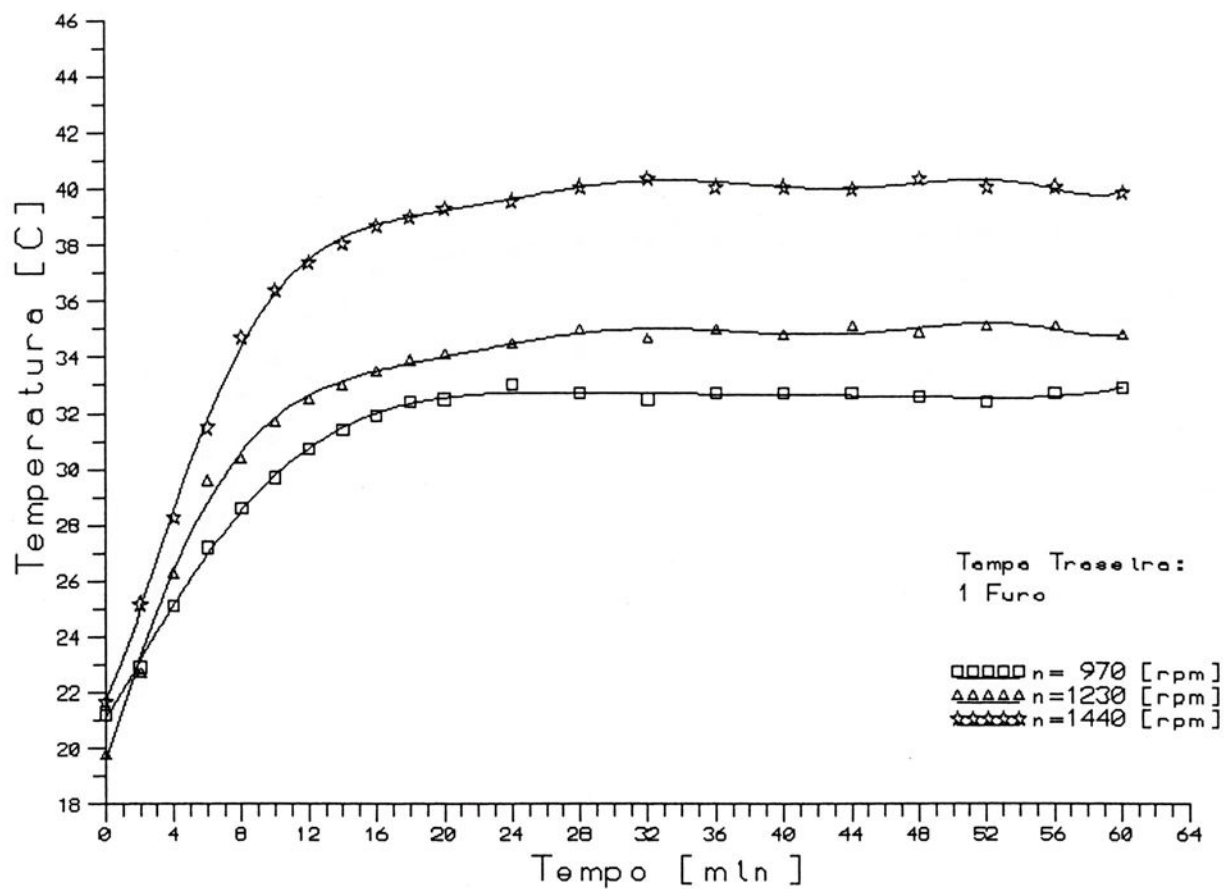


Gráfico 6.2.12 - Variação da Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

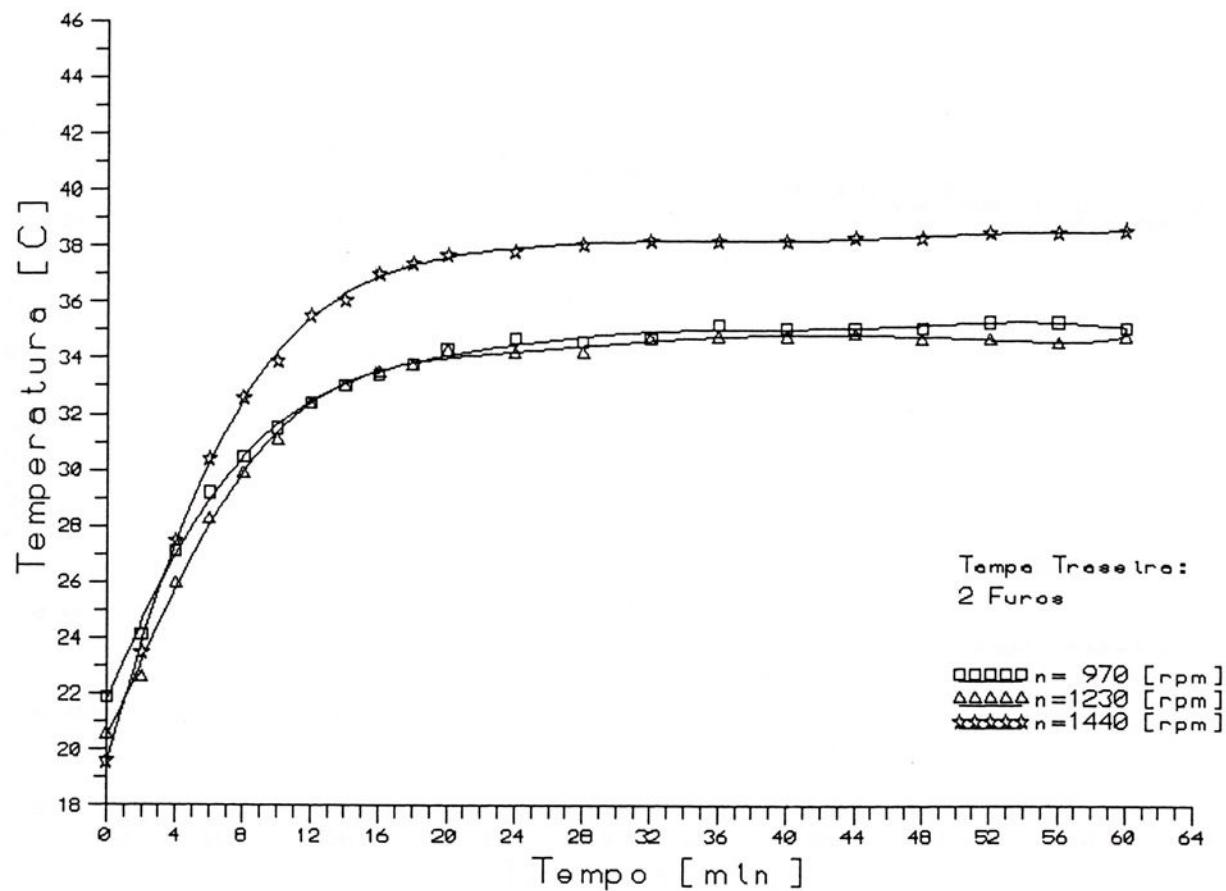


Gráfico 6.2.13 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Helice Normal  
Motor Normal de Linha

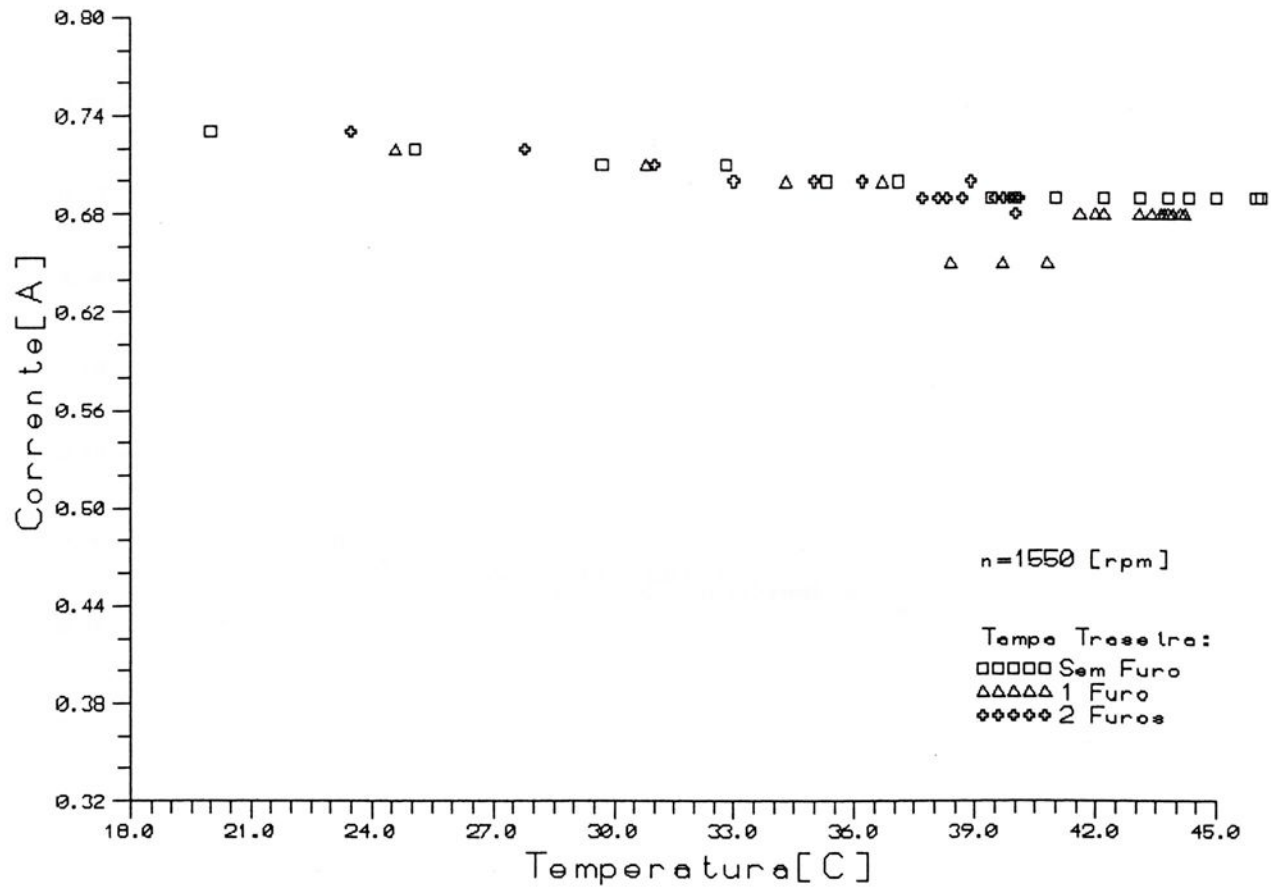


Gráfico 6.2.14 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro - Hélice Normal  
Motor Normal de Linha

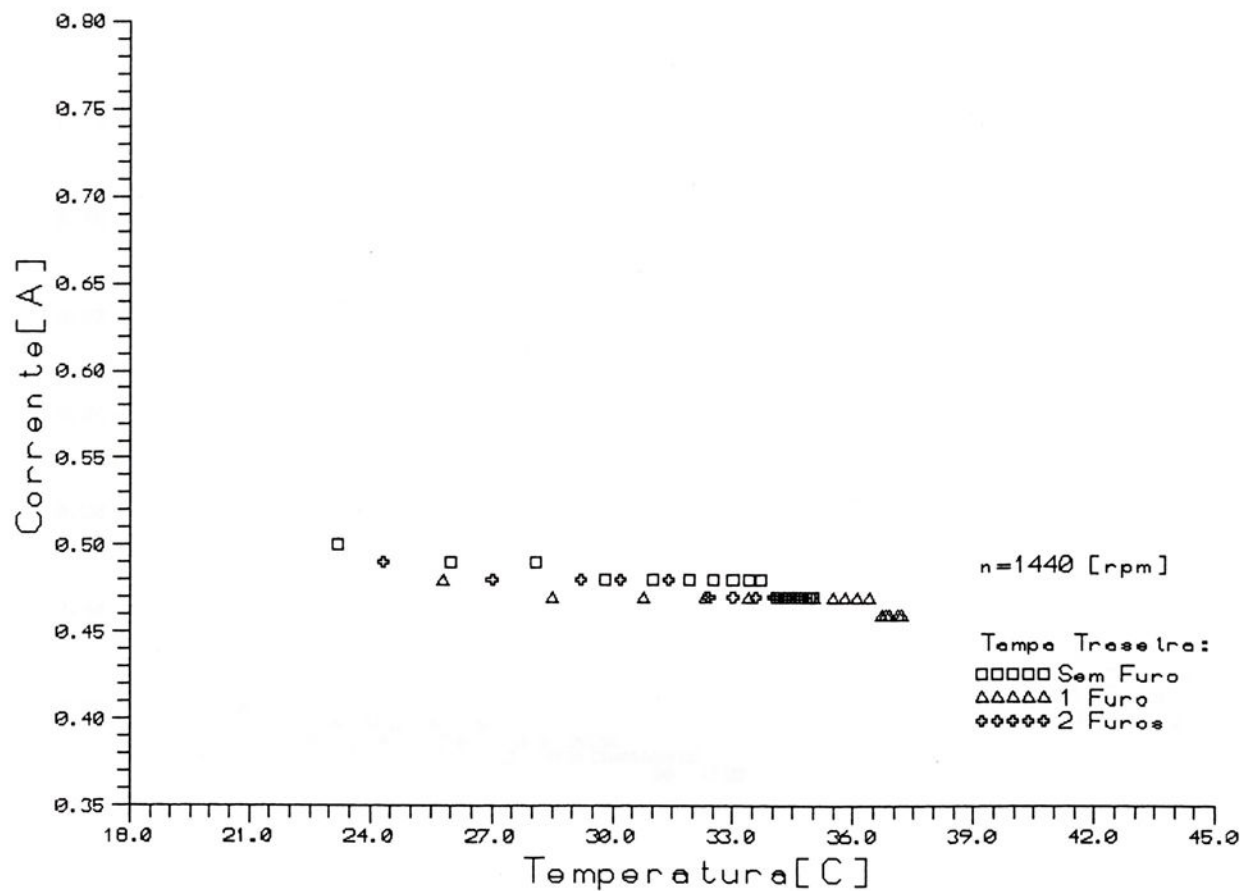


Gráfico 6.2.15 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro - Helice Normal  
Motor Normal de Linha

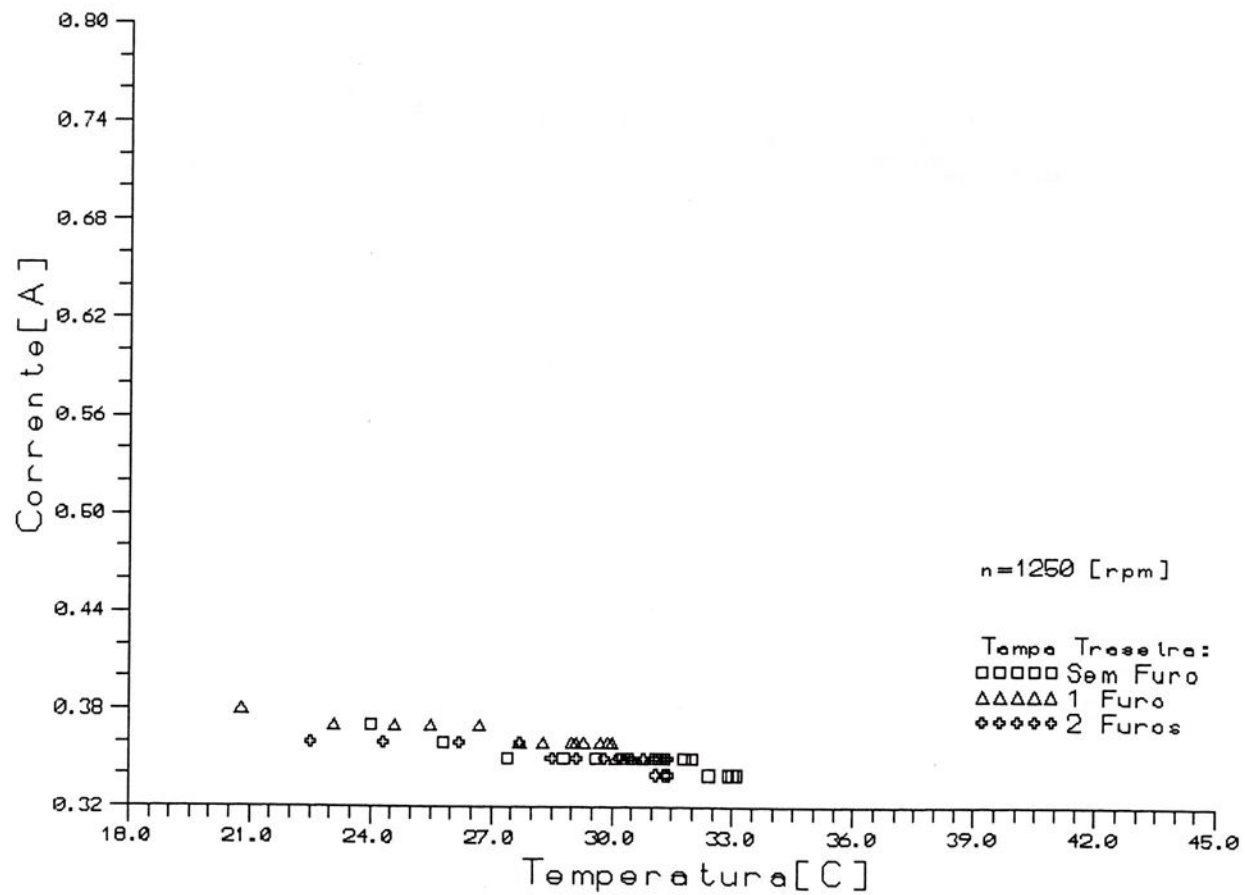


Gráfico 6.2.16 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

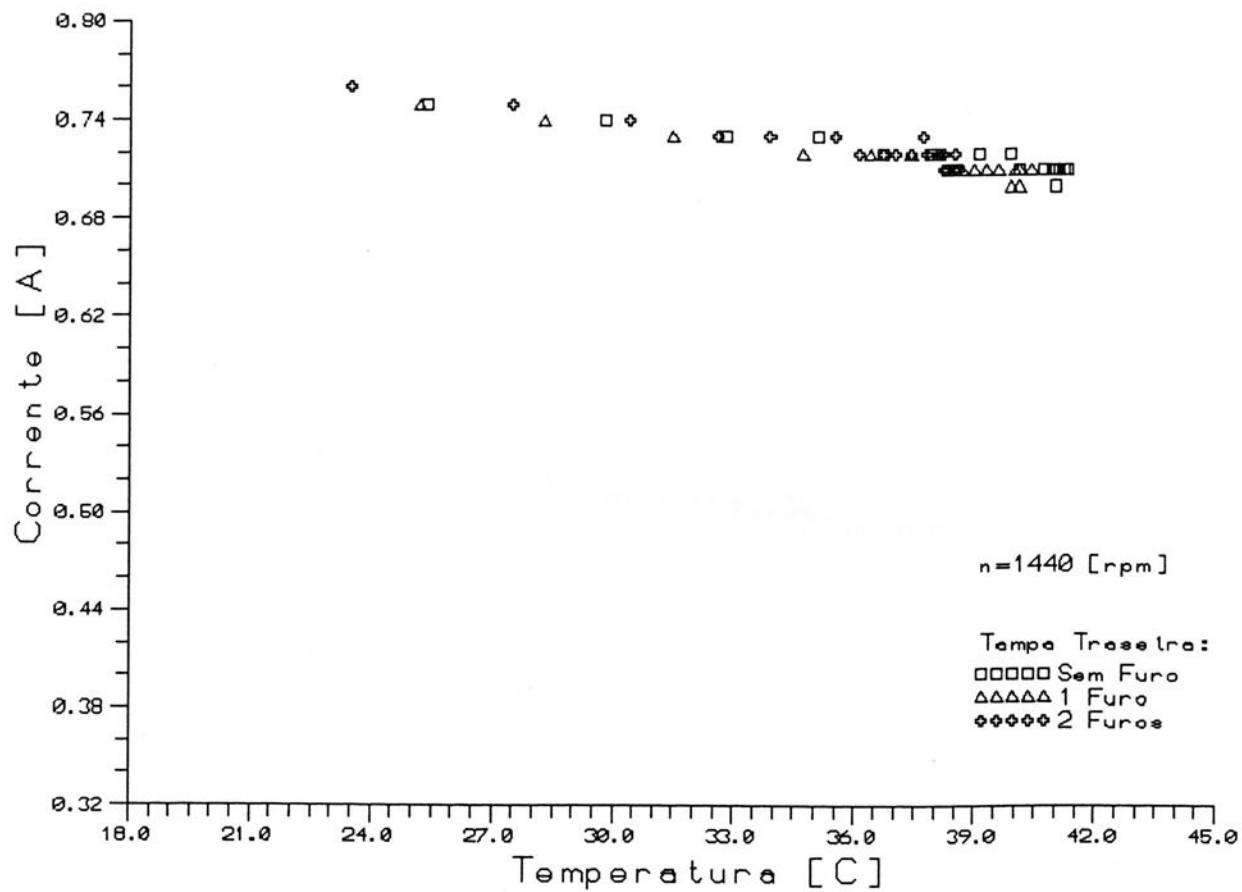


Gráfico 6.2.17 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha

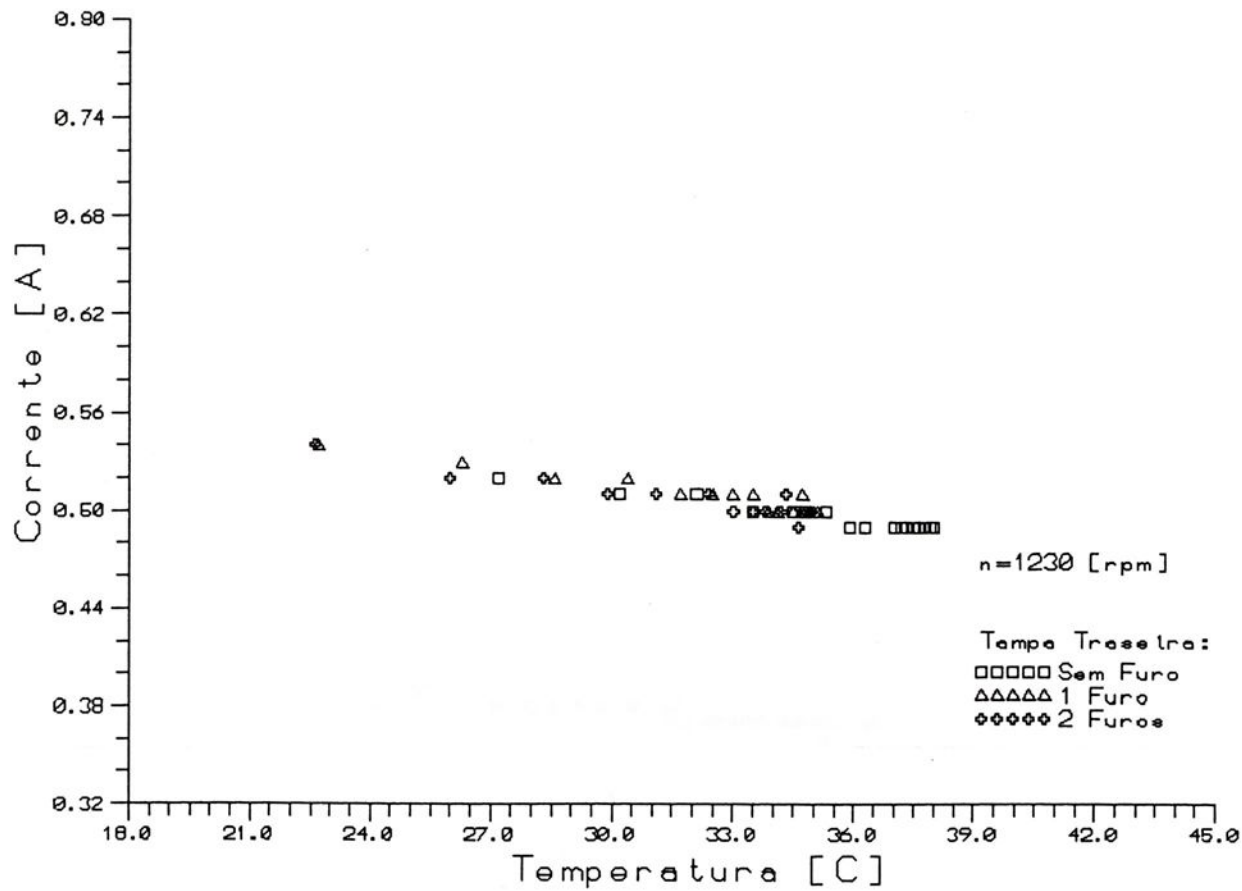
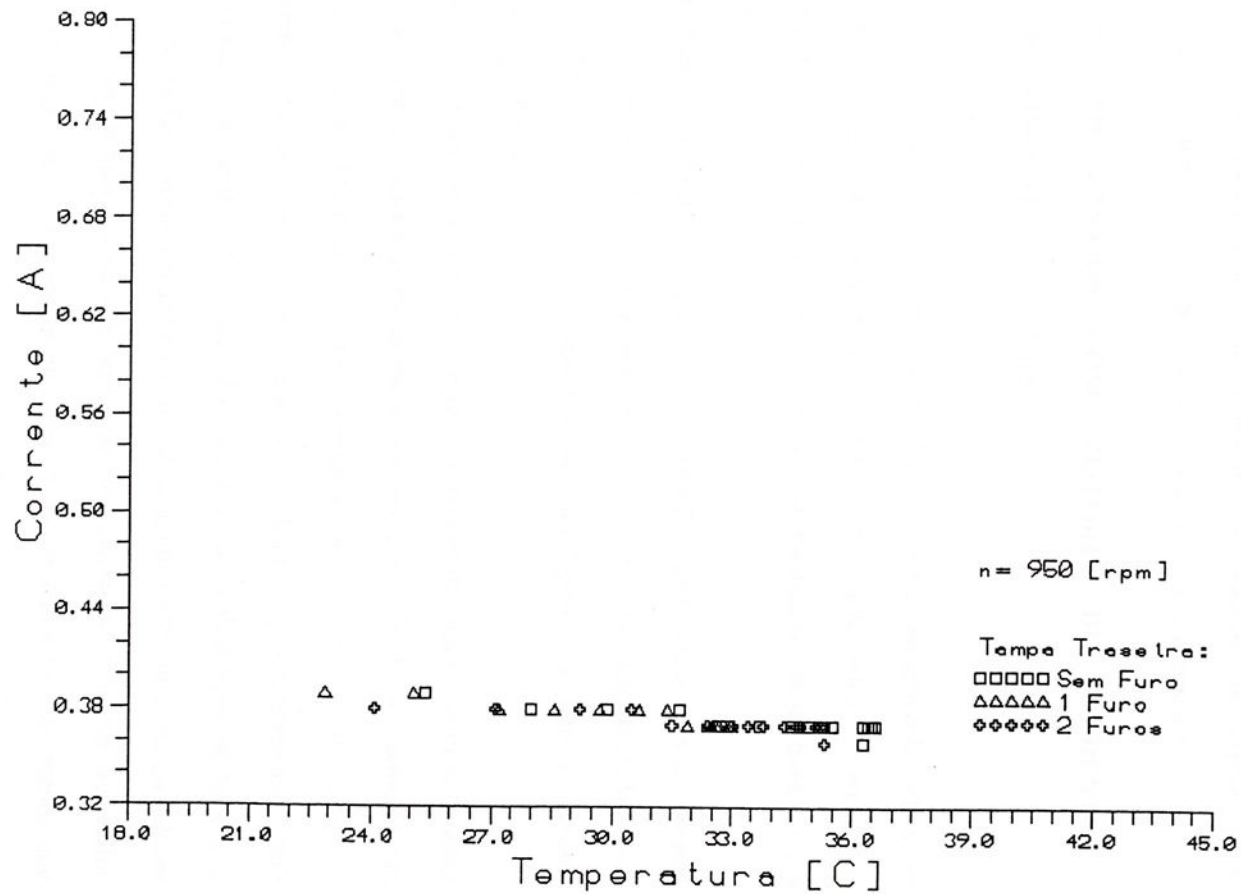


Grafico 6.2.18 - Variação da Corrente x Temperatura do Ferro-Helice Modificada  
Motor Normal de Linha



## CAPITULO VII

# ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 7.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo faremos uma análise de todos os gráficos resultantes das tabelas obtidas nos ensaios de temperatura ( item 6.3.3.2 ), bem como análises dos demais ensaios.

### 7.2 - RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA E NORMAL DE LINHA

Das tabelas 6.1.1 para a *hélice normal*, e 6.1.2 para a *hélice modificada*, referentes aos ensaios com Motor de Corrente Contínua, obtivemos os resultados referentes às variações de *Velocidade do Sopro de Ar com a Corrente*, apresentadas nos gráficos 6.1.1 e 6.1.2, respectivamente.

Das mesmas tabelas, obtivemos os gráficos das variações de *Rotação com a Corrente Média* apresentada no gráfico 6.1.3, das variações de *Rotação com a Velocidade do Sopro de Ar* apresentada no gráfico 6.1.4, e das *Velocidades Médias do Sopro de Ar com a Corrente Média* apresentada no gráfico 6.1.5.

A estabilidade da corrente nesses ensaios, para as rotações definidas, permitiu concluir ( gráfico 6.1.3 ) que a corrente média máxima exigida pela hélice modificada praticamente não alterava o seu valor, no entanto, linearizava o conjunto resistivo entre 1000 e 1400 rpm.

O comportamento da velocidade do fluxo de ar, à uma distância pré-determinada ( item 6.3.1 ), pode ser verificado no gráfico 6.1.5 quando comparamos os dois tipos de hélices, e verificamos que o ponto de funcionamento da hélice modificada, em 1000 rpm, atingiu valores em torno de 2 m/s, que comparado com a hélice normal carregaria o motor acionador praticamente da mesma maneira, com a vantagem de se trabalhar numa rotação menor que traria, como consequência, significativos ganhos para o conforto acústico.



Das tabelas 6.1.3 para hélice normal, e 6.1.4 para hélice modificada referentes aos ensaios com Motor de Corrente Alternada, denominado *Motor Normal de Linha*, obtivemos os resultados referentes às variações de *Velocidade Média do Sopro de Ar com a Corrente Média*, apresentada no gráfico 6.1.6 e as *Variações de Rotação com a Velocidade Média do Sopro de Ar*, apresentada no gráfico 6.1.7 e as *Variações de Rotação com a Corrente Média* apresentadas no gráfico 6.1.8.

Os ensaios com diferentes hélices, utilizando motor normal de linha, nos forneceu, como pode ser observado nos gráficos 6.1.6 à 6.1.8, faixas de operação do conjunto bem mais amplas no caso da hélice modificada, mantendo-se praticamente o mesmo nível de corrente para pontos de rotação mais baixos, e velocidades de penetração para o conforto bem mais favoráveis.

### 7.3 - RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MOTOR NORMAL DE LINHA PARA VARIAÇÕES DE HÉLICES E TAMPAS TRASEIRAS

Dos ensaios realizados, obtivemos as tabelas de 6.2.1 à 6.2.18, onde foram apresentados os resultados dos ensaios para *hélice normal* e *hélice modificada*, levando-se também em consideração o tipo de *tampa traseira* utilizada para cada caso, à fim de se observar a ventilação sobre o motor proporcionando-lhe seu resfriamento, sendo essas tampas traseiras as já mencionadas: *tampa traseira sem furo*, *tampa traseira com 01(um) furo* e *tampa traseira com 02(dois) furos*.

Os gráficos 6.2.1, 6.2.2 e 6.2.3 mostram a variação da Temperatura do Ferro, distingüidos pela rotação, com a *hélice normal*, e os gráficos 6.2.4, 6.2.5 e 6.2.6 com a *hélice modificada*.

Os gráficos 6.2.7, 6.2.8 e 6.2.9 mostram a mesma variação com a *hélice normal*, distingüidos pela diferenciação nas tampas traseiras, e os gráficos 6.2.10, 6.2.11 e 6.2.12 com a *hélice modificada*.

Os gráficos 6.2.13, 6.2.14 e 6.2.15 mostram a variação da *Corrente com a Temperatura do Ferro*, com a *hélice normal*, e os gráficos 6.2.16, 6.2.17 e 6.2.18 com a *hélice modificada*.



Da análise dos gráficos 6.2.1 à 6.2.6, verifica-se que dentro da faixa de carregamento do motor acionador, a abertura lateral para resfriamento é benéfica para níveis de temperatura no ferro do motor ( temperatura  $T_2$  - figura 6.17 ).

Por outro lado, montando os gráficos de 6.2.7 à 6.2.12, que comparam situações definidas com tampas traseiras distintas, verifica-se também o benefício da abertura lateral para o resfriamento do ferro do motor. Os gráficos de 6.2.13 à 6.2.18 ilustram o comportamento da corrente do motor nas mesmas situações já descritas.

No Apêndice III, descreve-se o cálculo das área de passagem do fluxo de ar, e no Apêndice IV estão descritos os cálculos dos *Coefficientes de Dissipação* para cada ensaio realizado.

#### 7.4 - ANÁLISE COMPARATIVA TEÓRICA - EXPERIMENTAL

Com os dados obtidos nos ensaios de temperatura do motor normal de linha (item 6.3.3.2 ), obtivemos os valores  $\tau$  e  $k_{diss}$  experimentais ( Apêndice IV ), e através das equações 5.19 e 5.23, obtivemos os resultados teóricos, que comparados, nos forneceram os gráficos de 7.1.1 à 7.1.18, o que nos permitiu verificar que o método experimental adotado, é bem coerente com as suposições teóricas realizadas.



Grafico 7.1.1 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}}$  x Tempo  $t/\text{Tempo total}$   
 Motor Normal de Linha

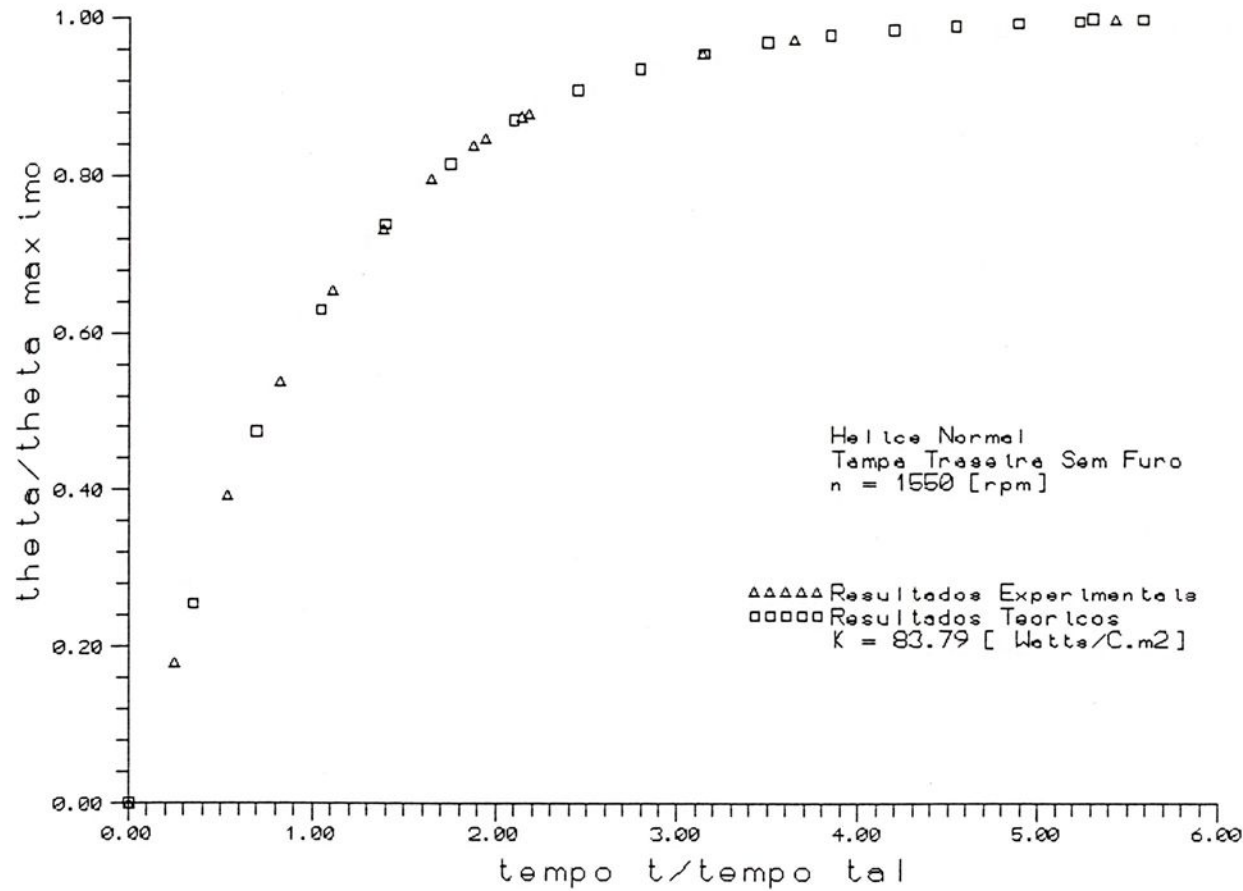


Grafico 7.1.2 - Variacao de Theta/Theta Maximo x Tempo t/Tempo tal  
Motor Normal de Linha

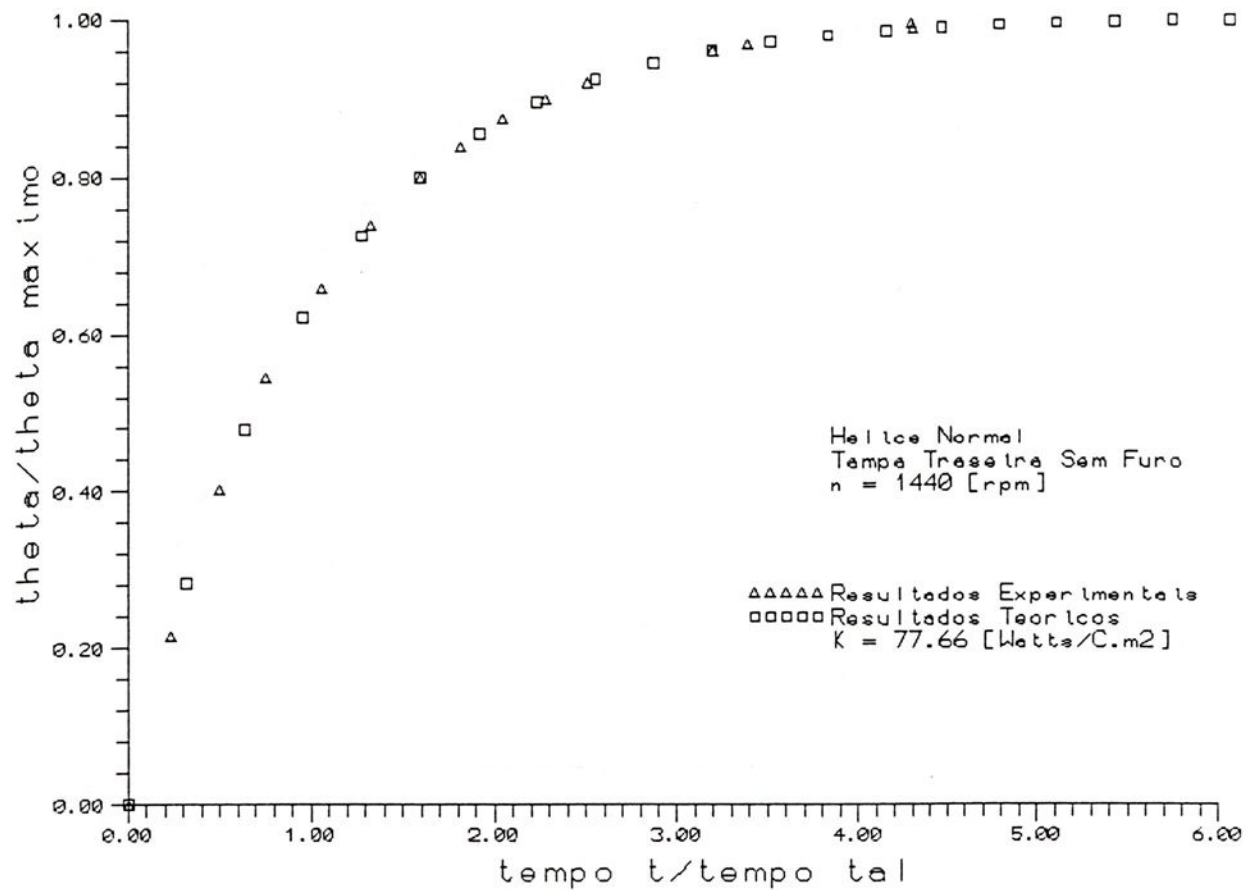


Gráfico 7.1.3 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

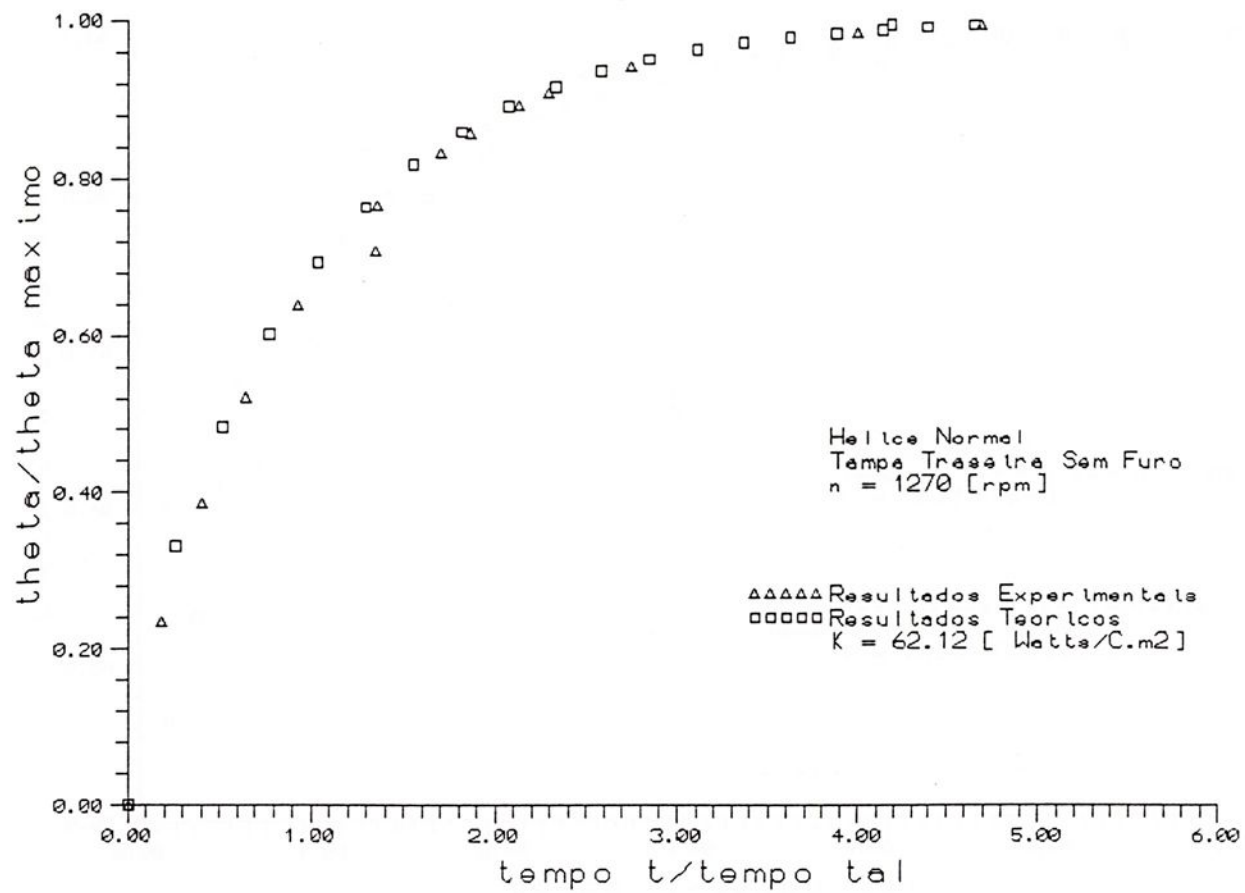


Grafico 7.1.4 - Variação de Theta/Theta Máximo x Tempo t/Tempo total

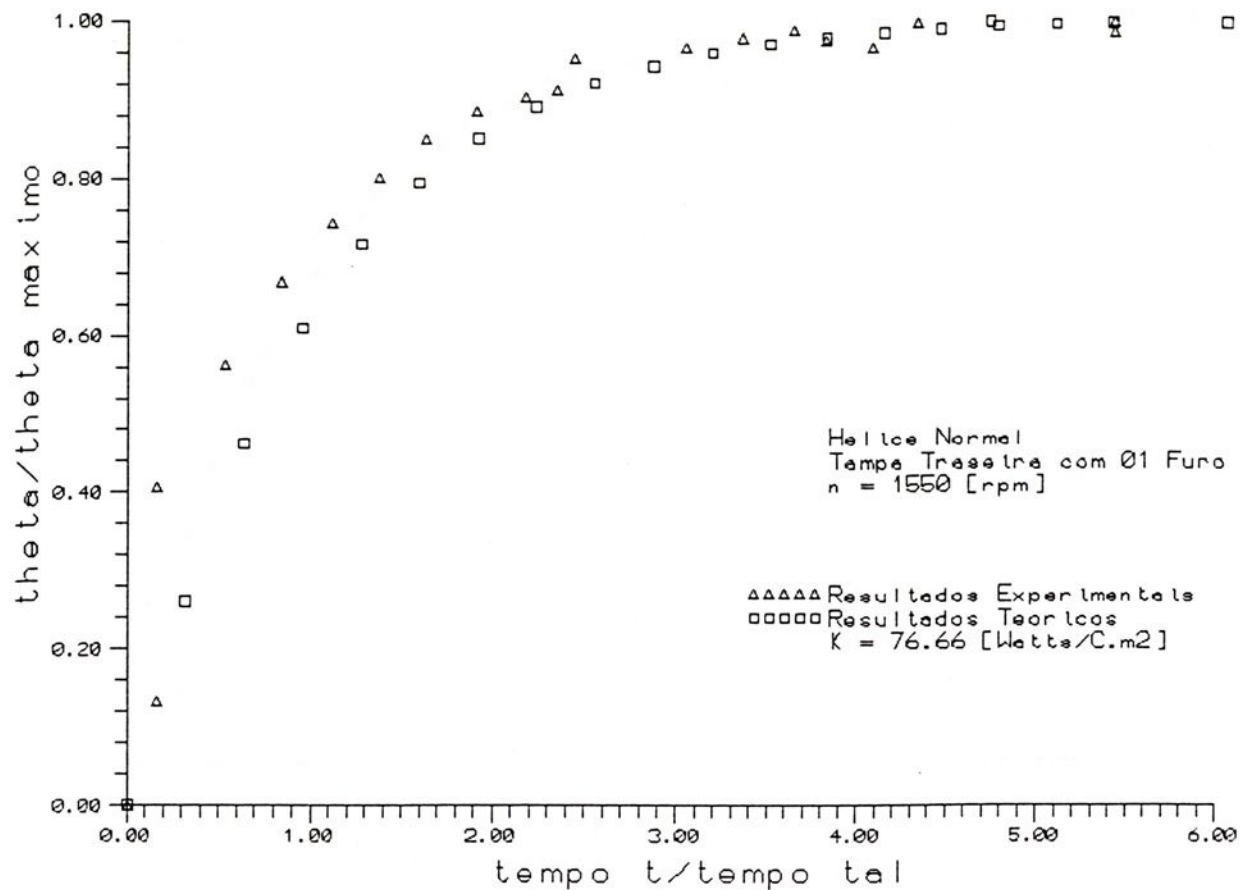


Gráfico 7.1.5 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{Maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

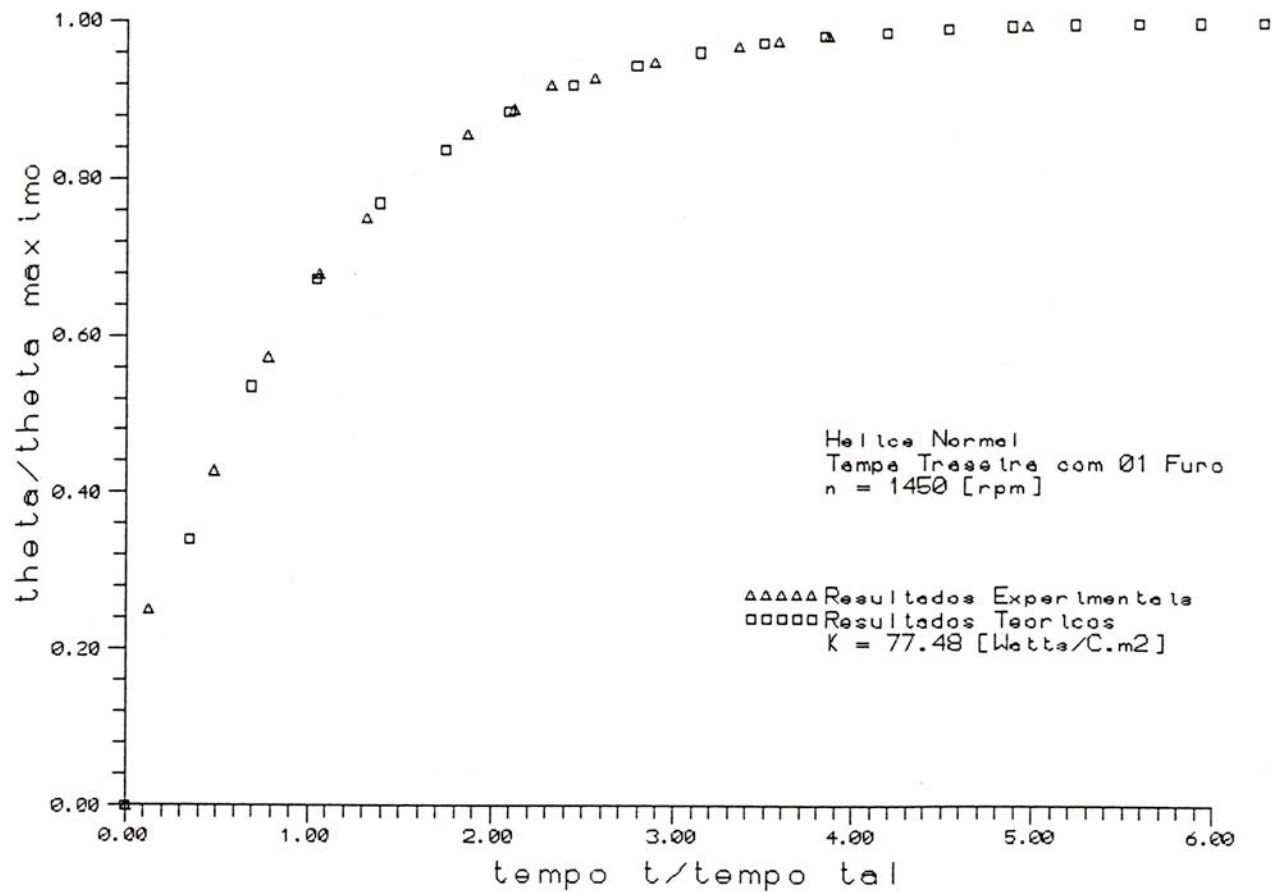


Grafico 7.1.6 - Variação de  $\Theta/\Theta_{\text{Maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

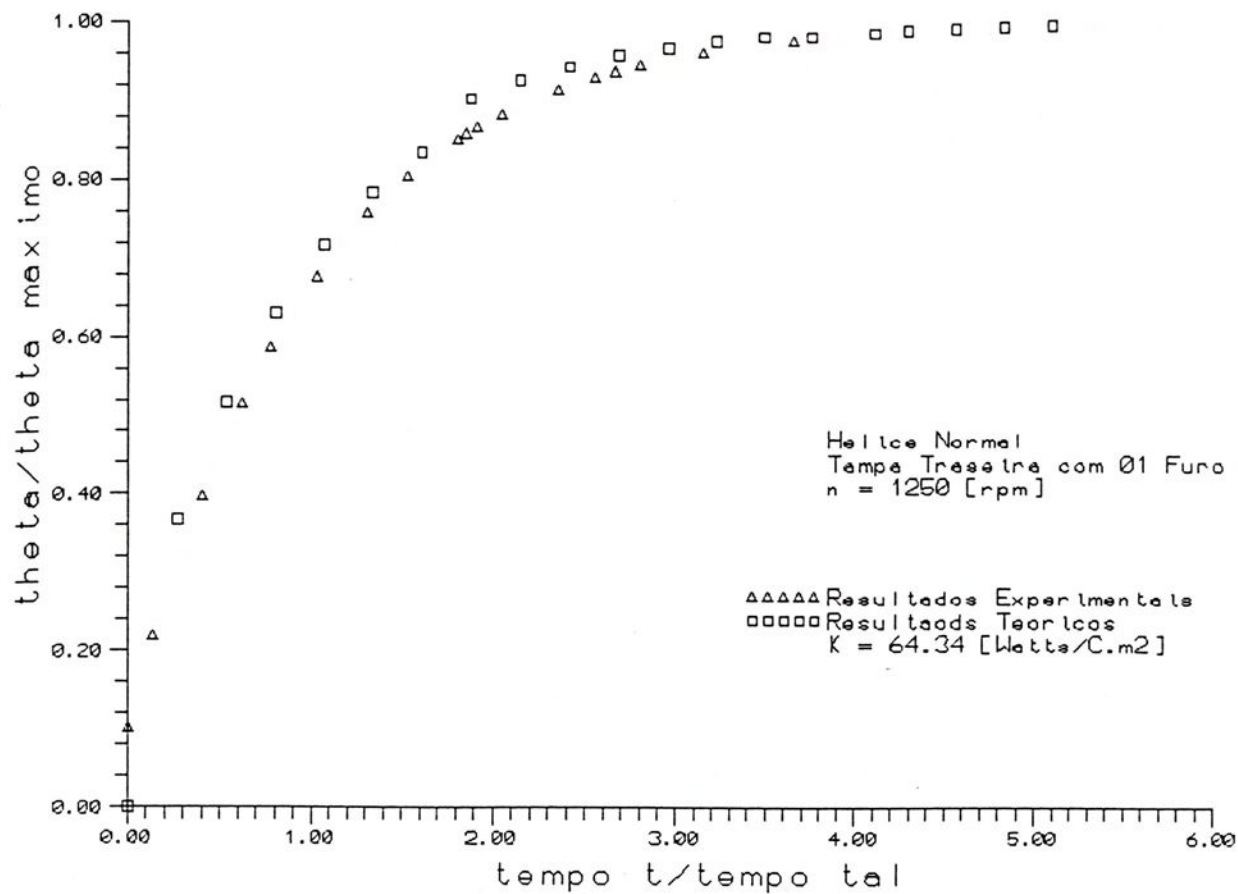


Gráfico 7.1.7 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}}$  x Tempo  $t/\text{Tempo tal}$   
 Motor Normal de Linha

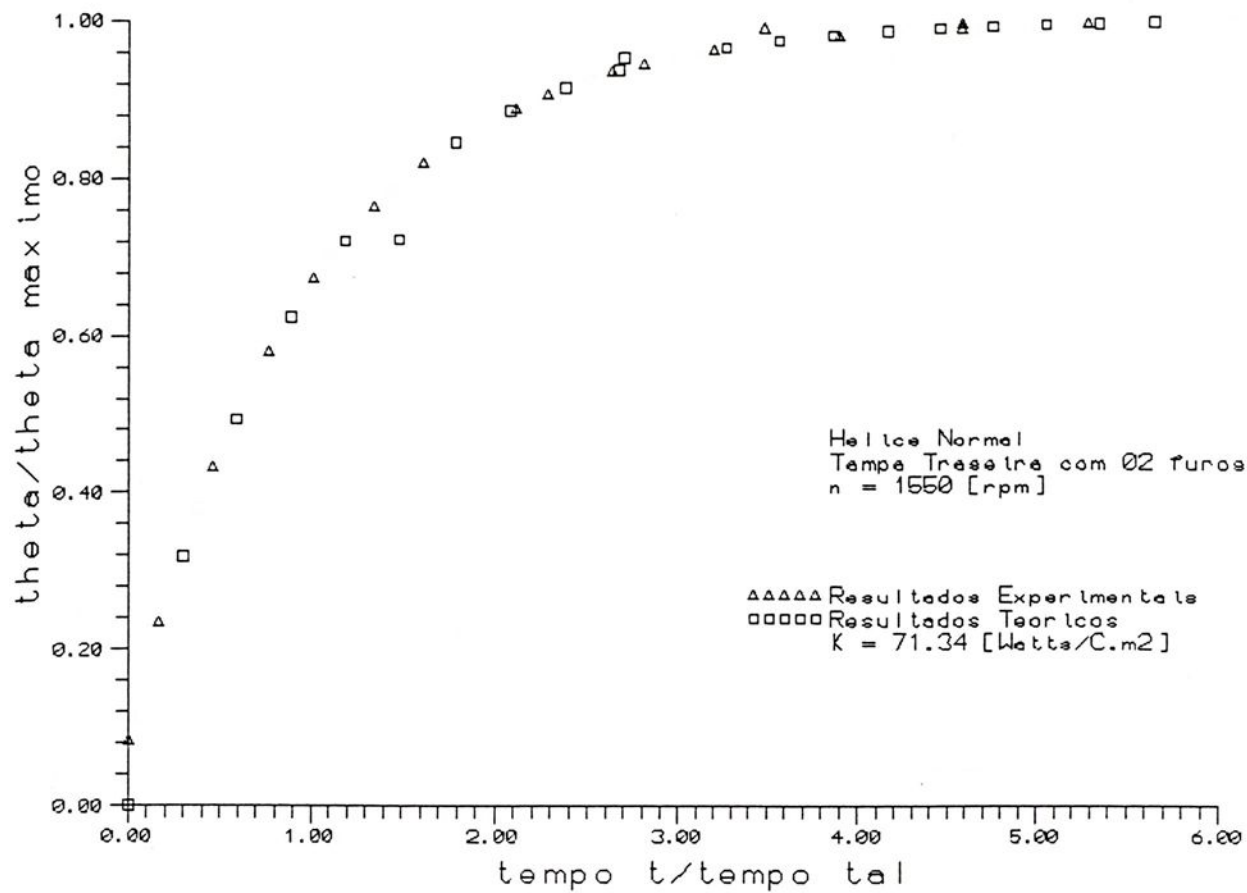


Gráfico 7.1.8 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{Maximo}}$  x Tempo  $t/\text{Tempo total}$   
 Motor Normal de Linha

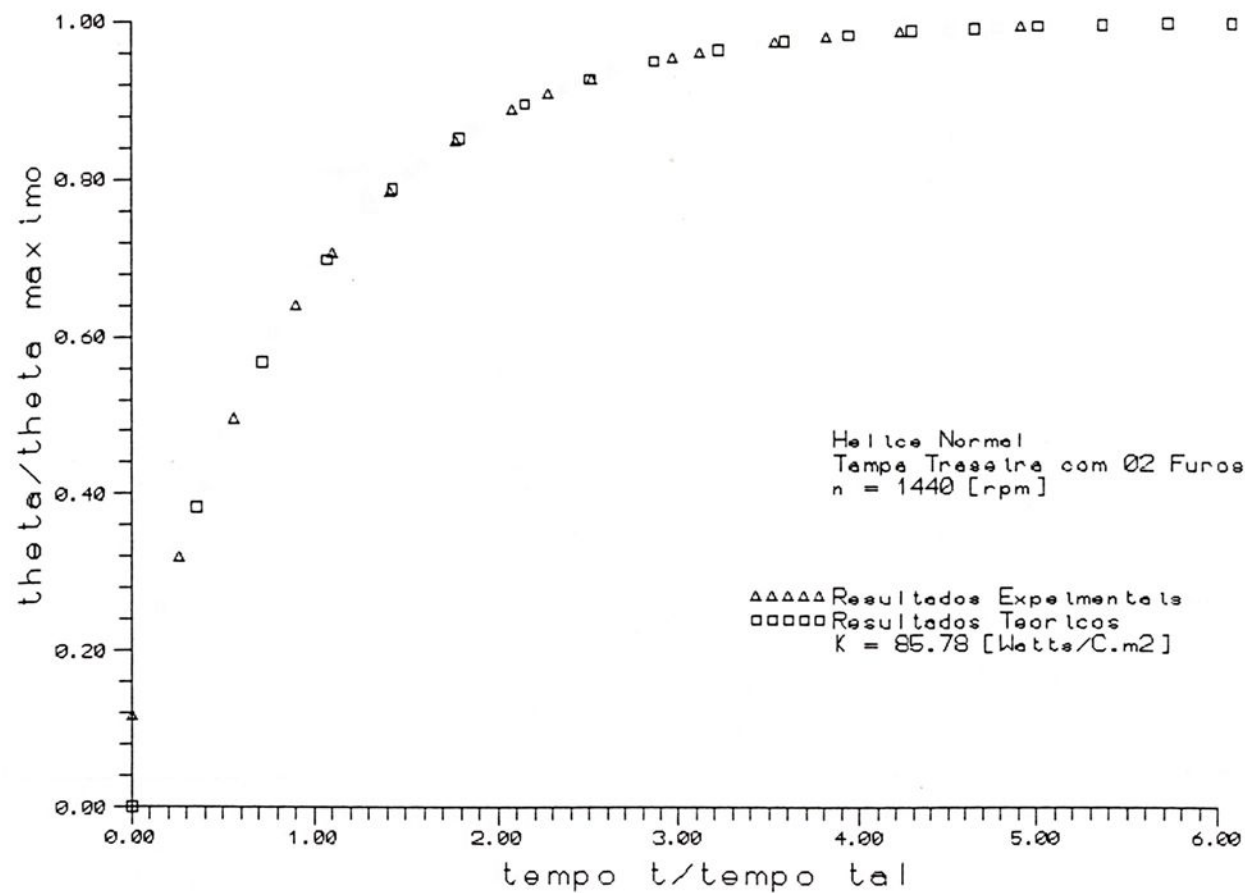


Gráfico 7.1.9 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}}$  x Tempo  $t/\text{Tempo total}$   
 Motor Normal de Linha

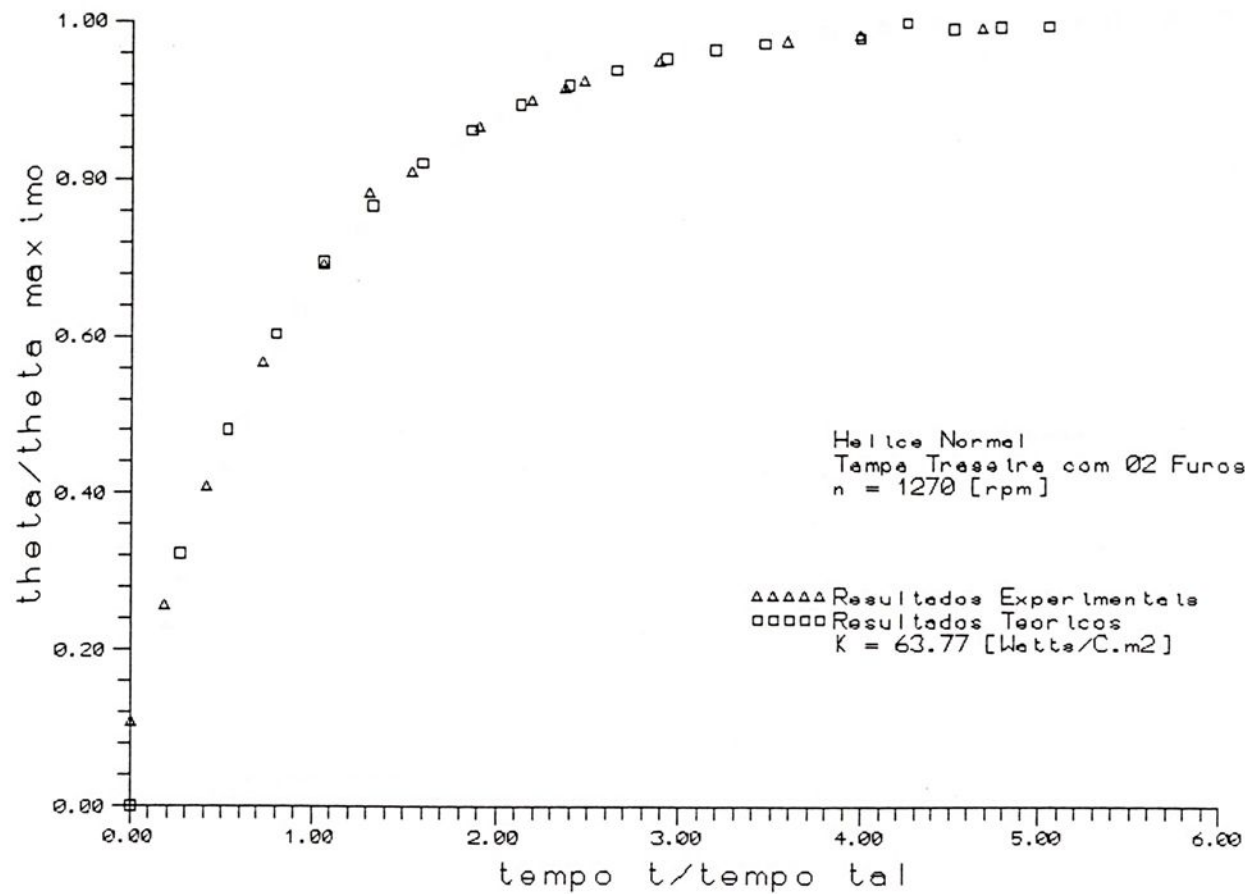


Gráfico 7.1.10 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{Maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normale de Linha

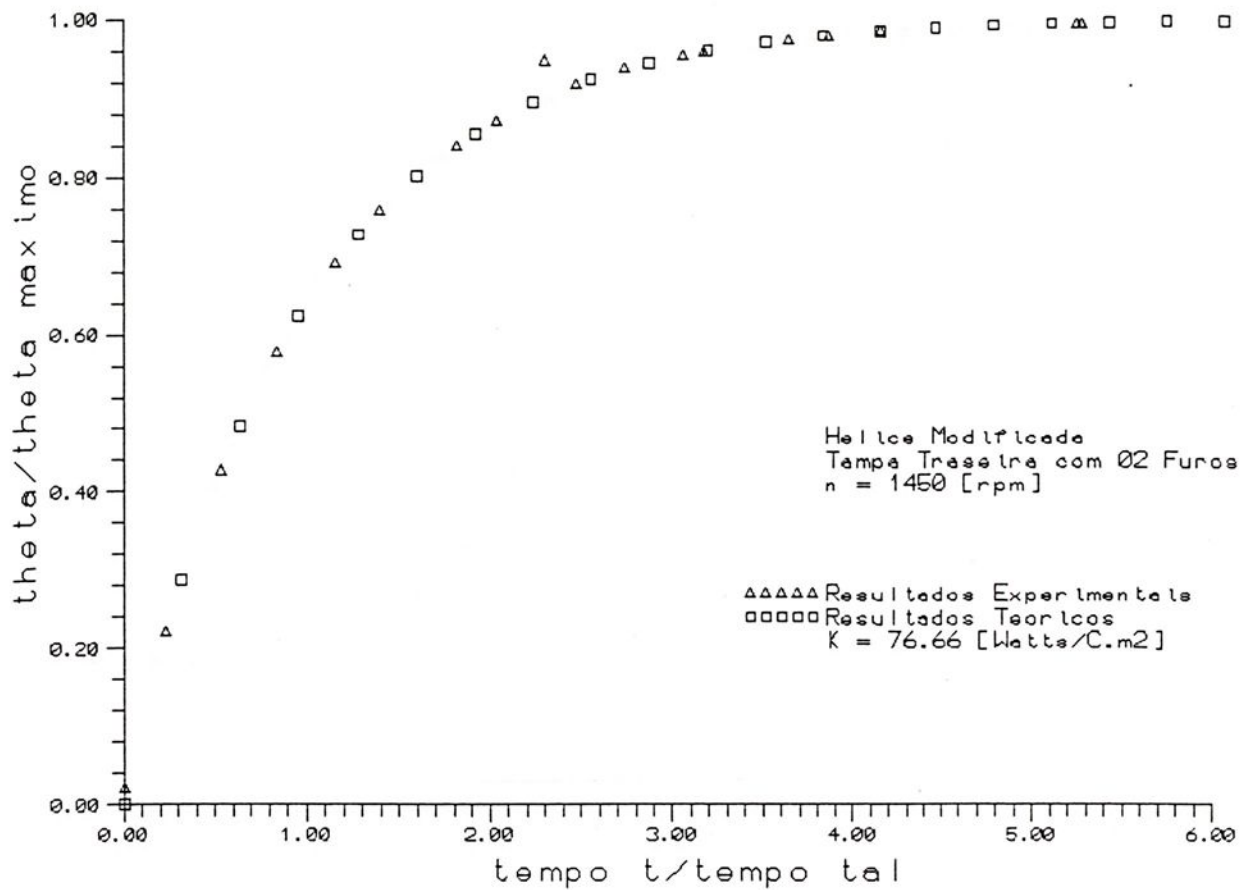


Gráfico 7.1.11 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

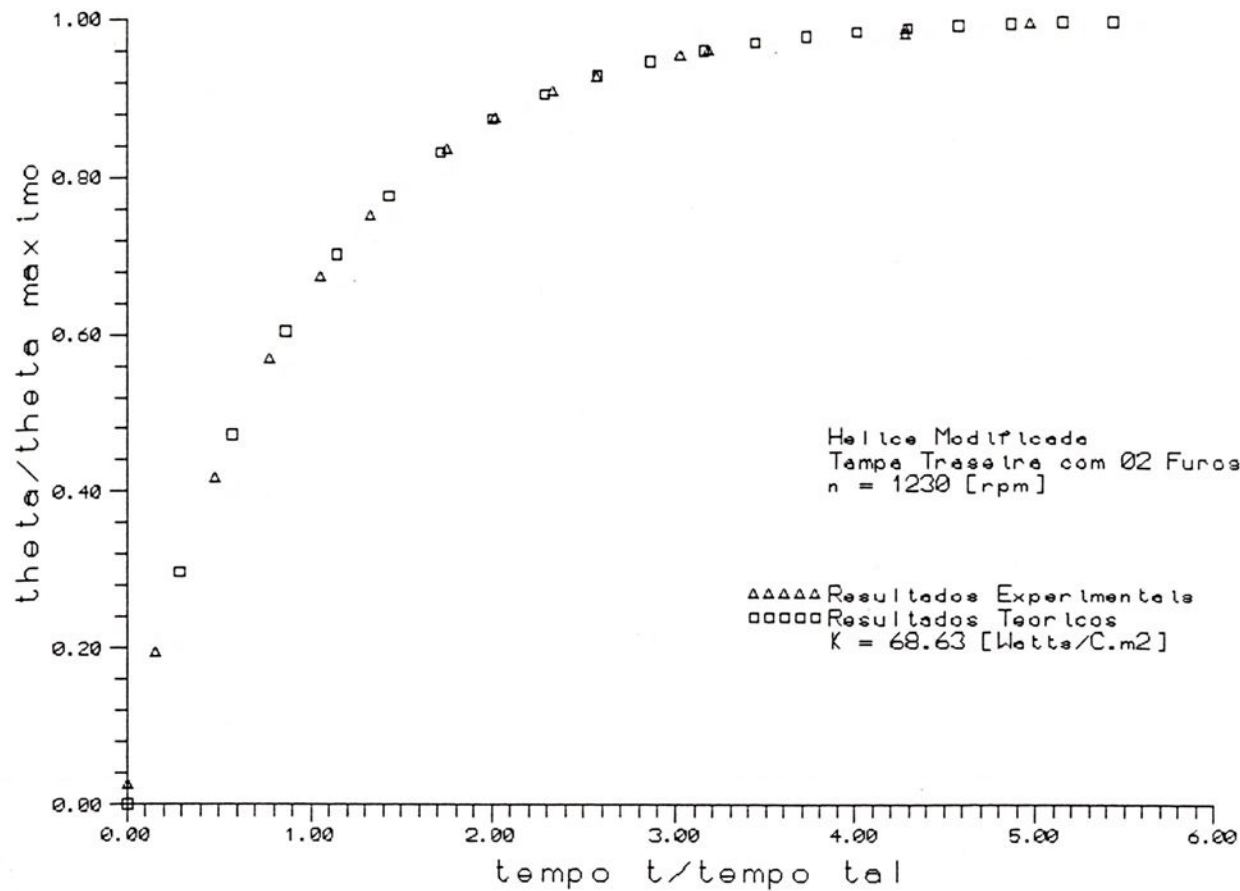


Gráfico 7.1.12 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{Maximo}}$  x Tempo  $t/\text{Tempo tal}$   
 Motor Normal de Linha

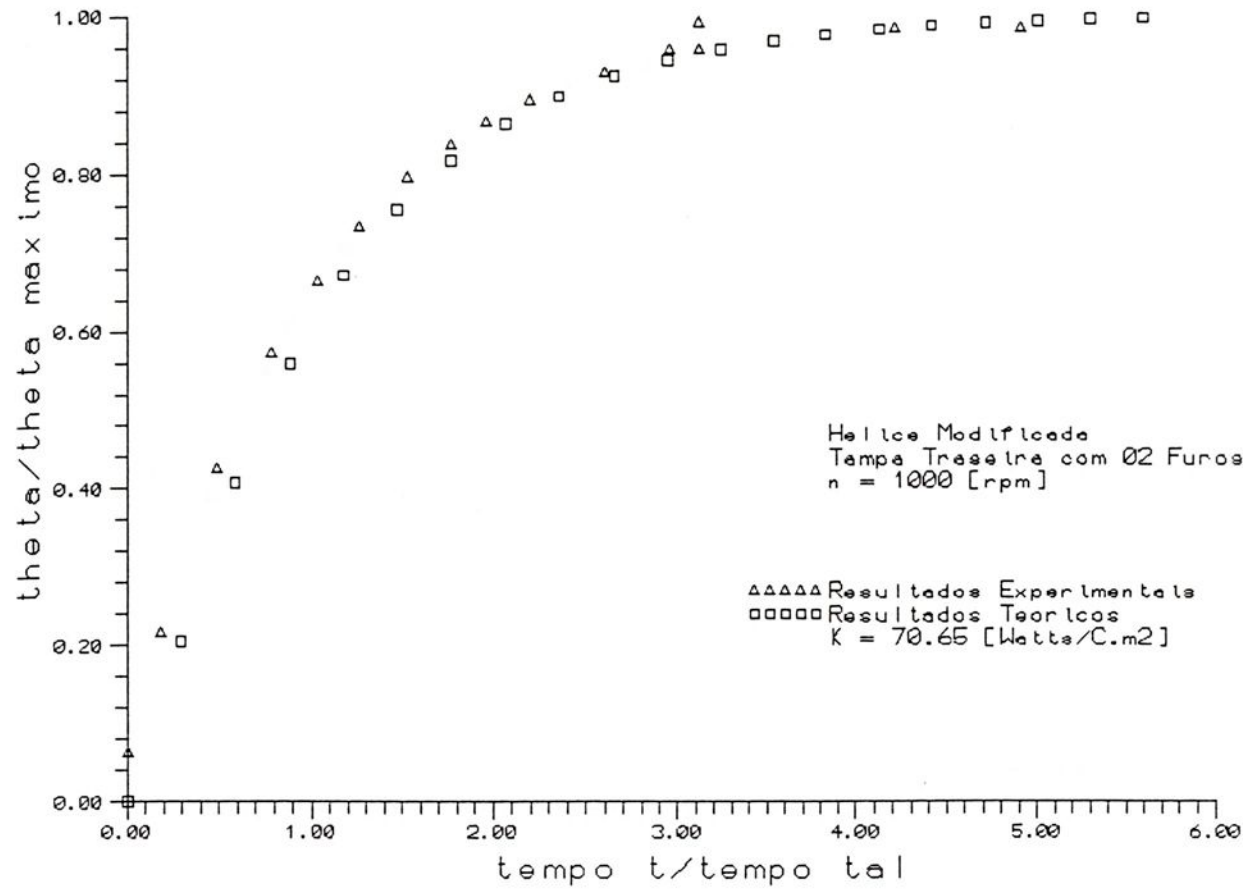


Grafico 7.1.13 - Variacao de Theta/Theta Maximo x Tempo t/Tempo total  
 Motor Normal de Linha

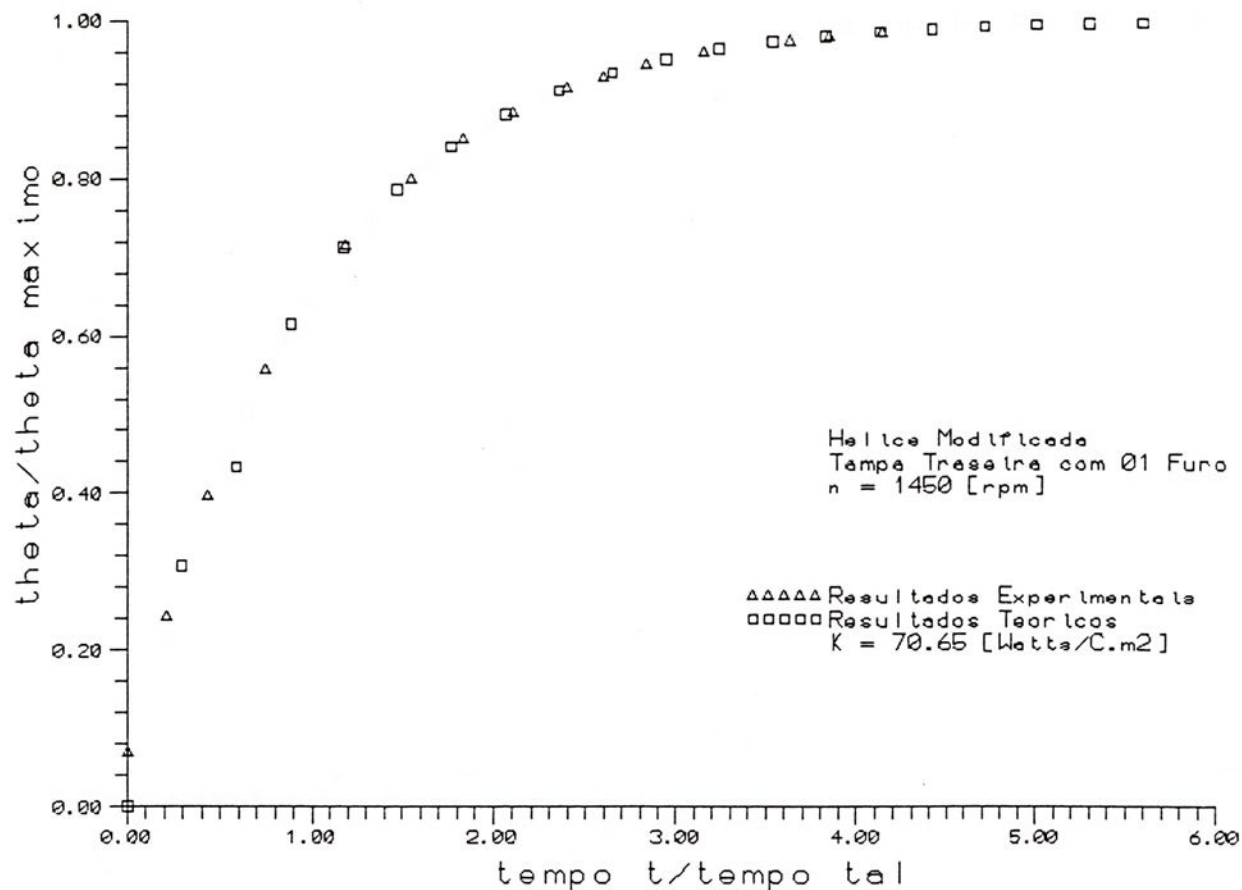


Gráfico 7.1.14 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

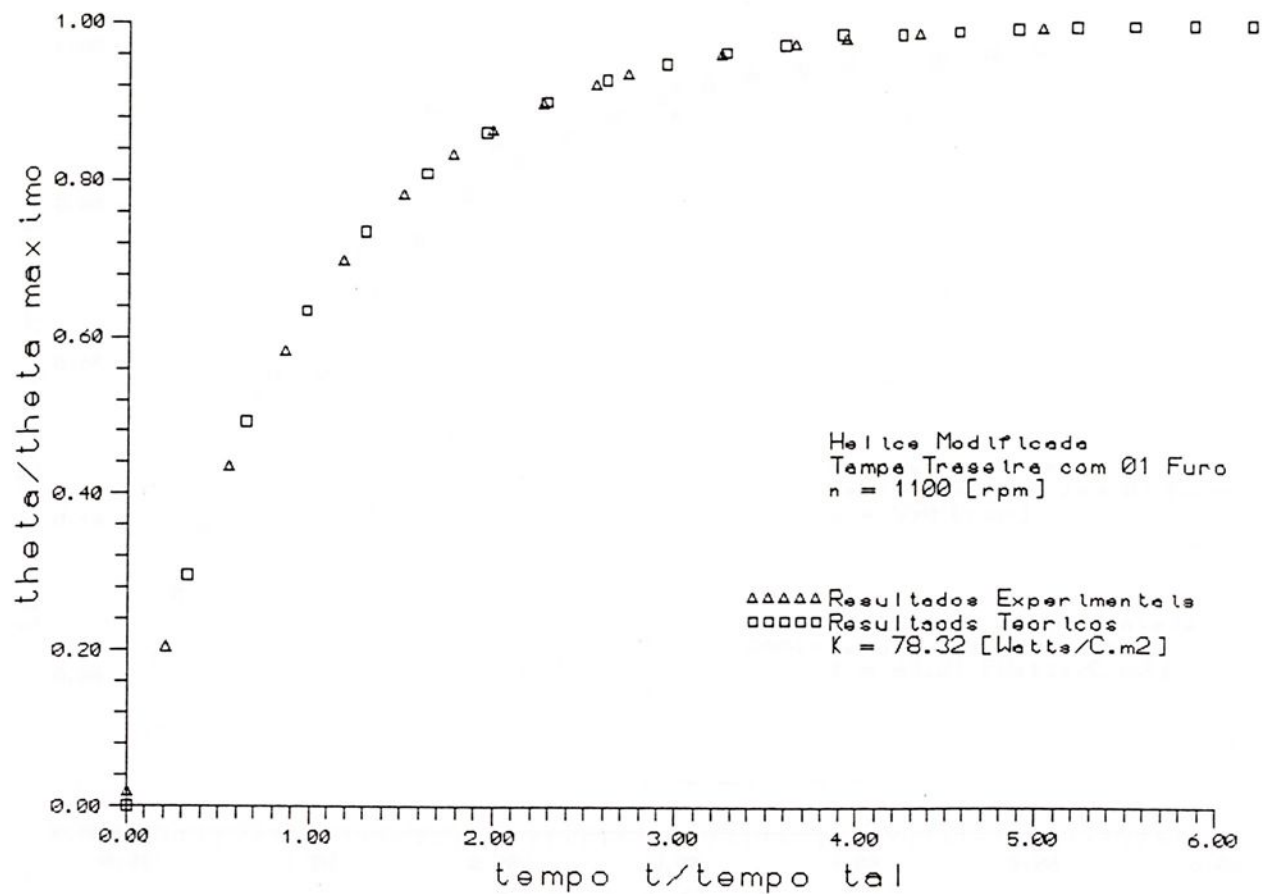


Gráfico 7.1.15 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

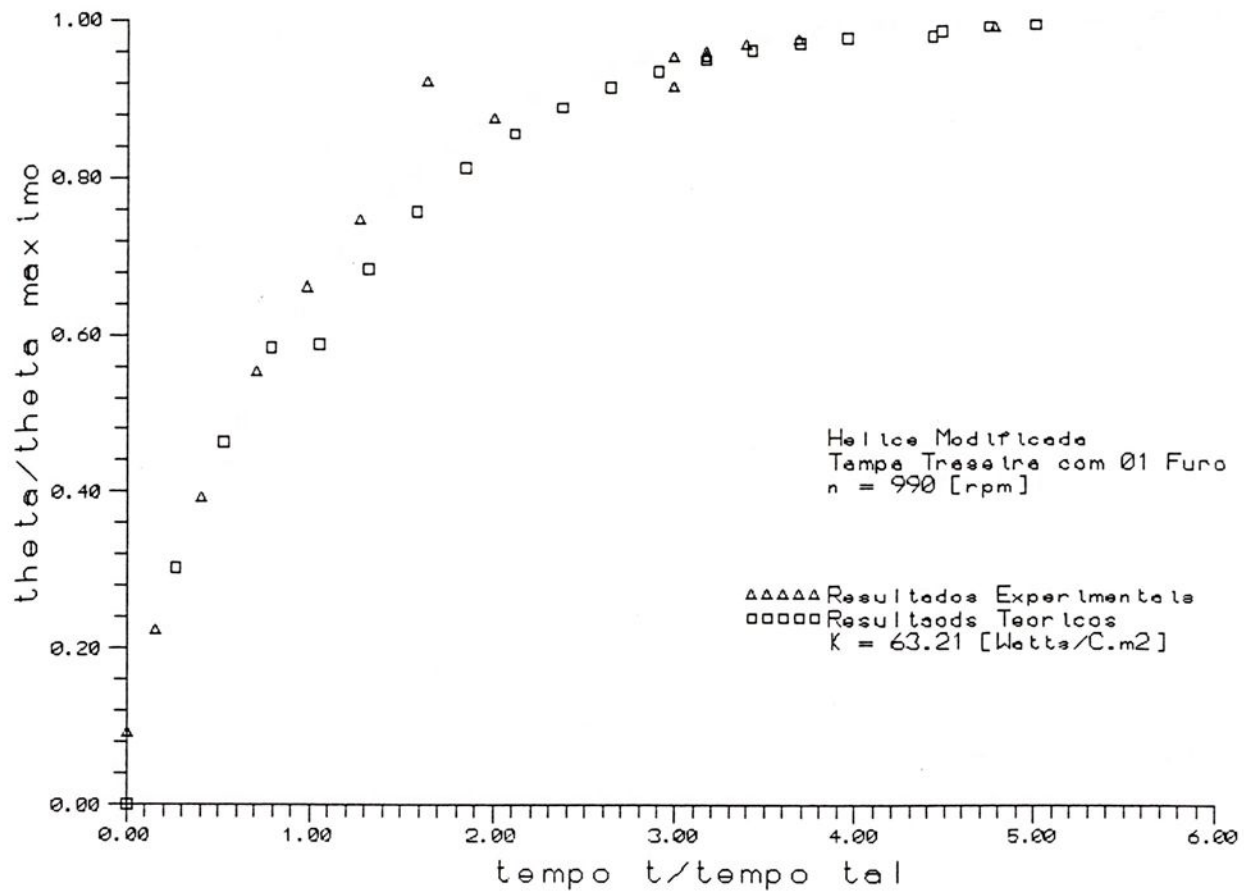


Gráfico 7.1.16 - Variação de  $\Theta/\Theta_{\text{Maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

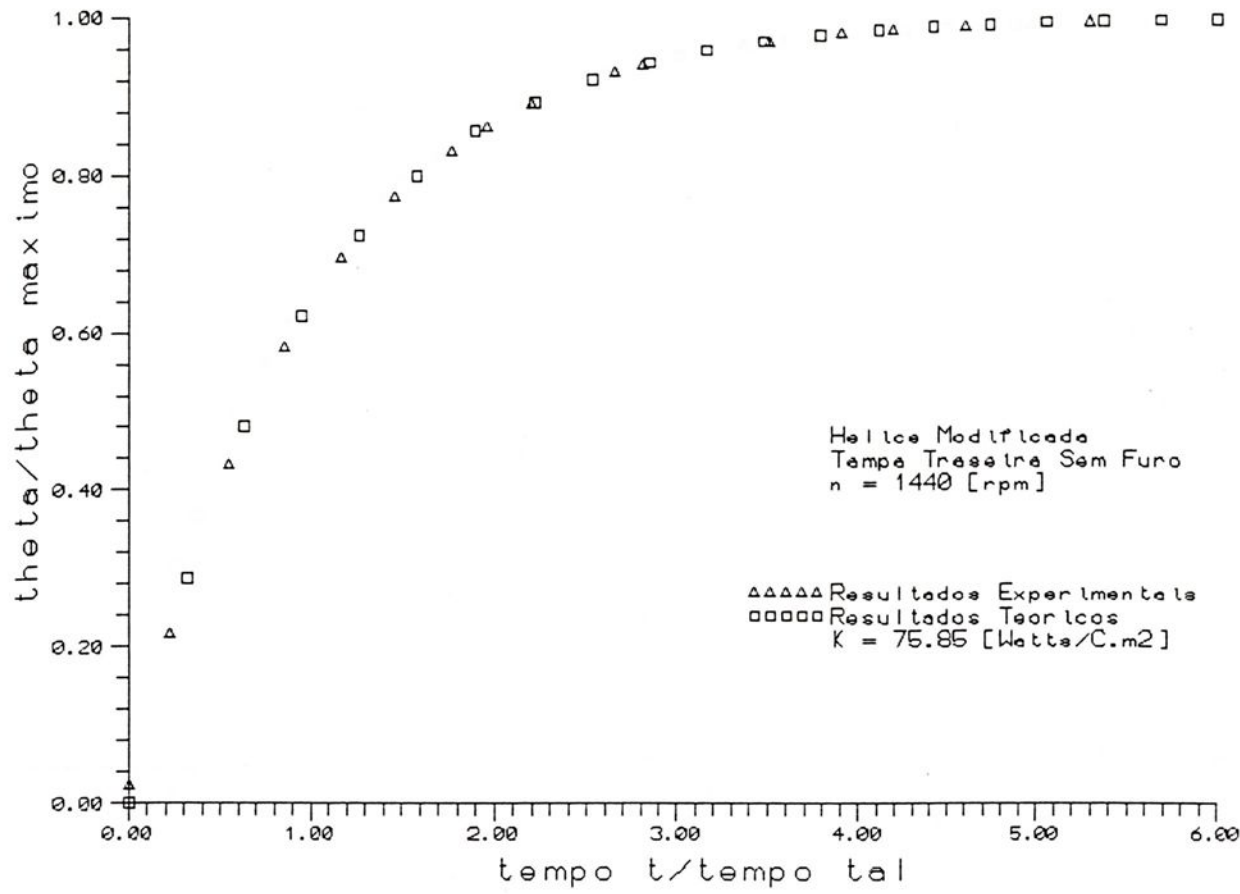


Gráfico 7.1.17 - Variação de  $\Theta/\Theta_{\text{Maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha

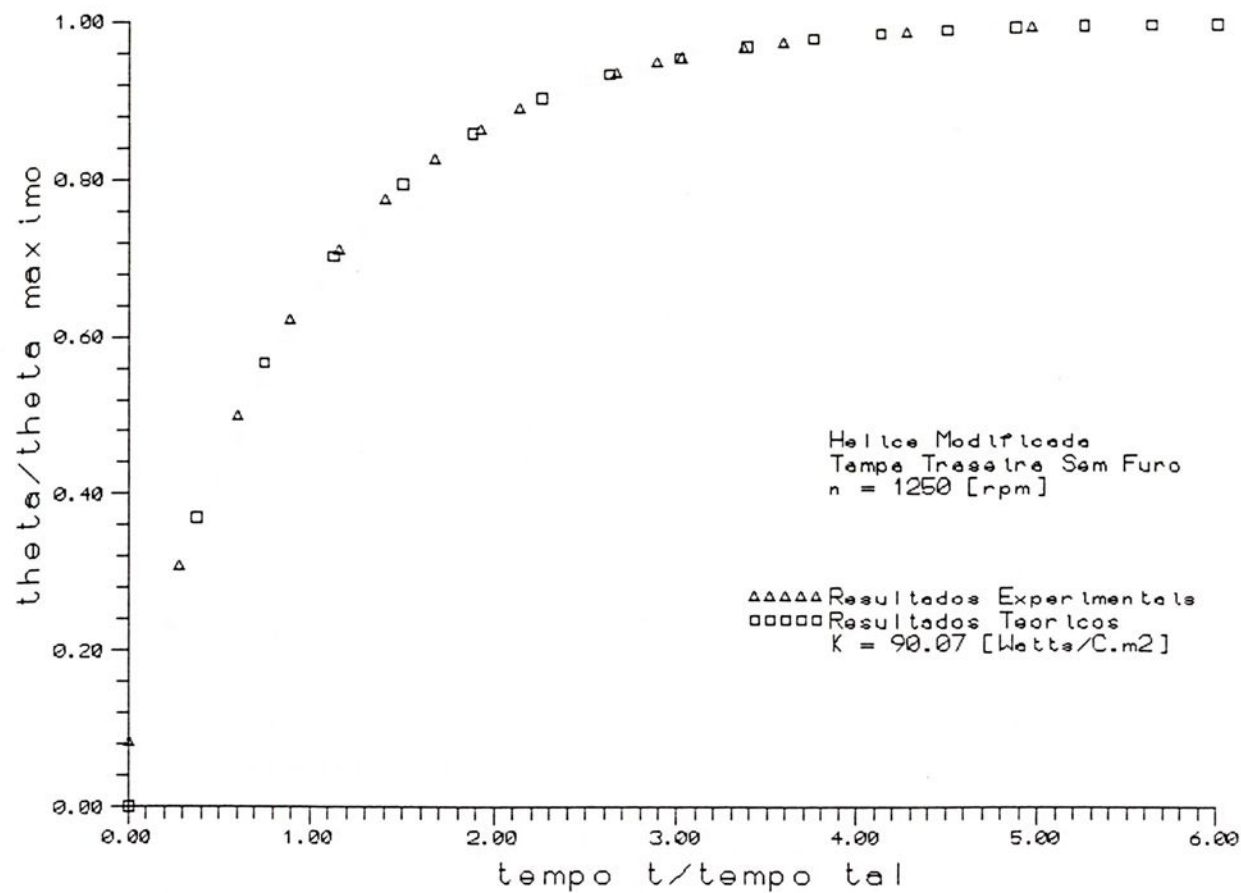
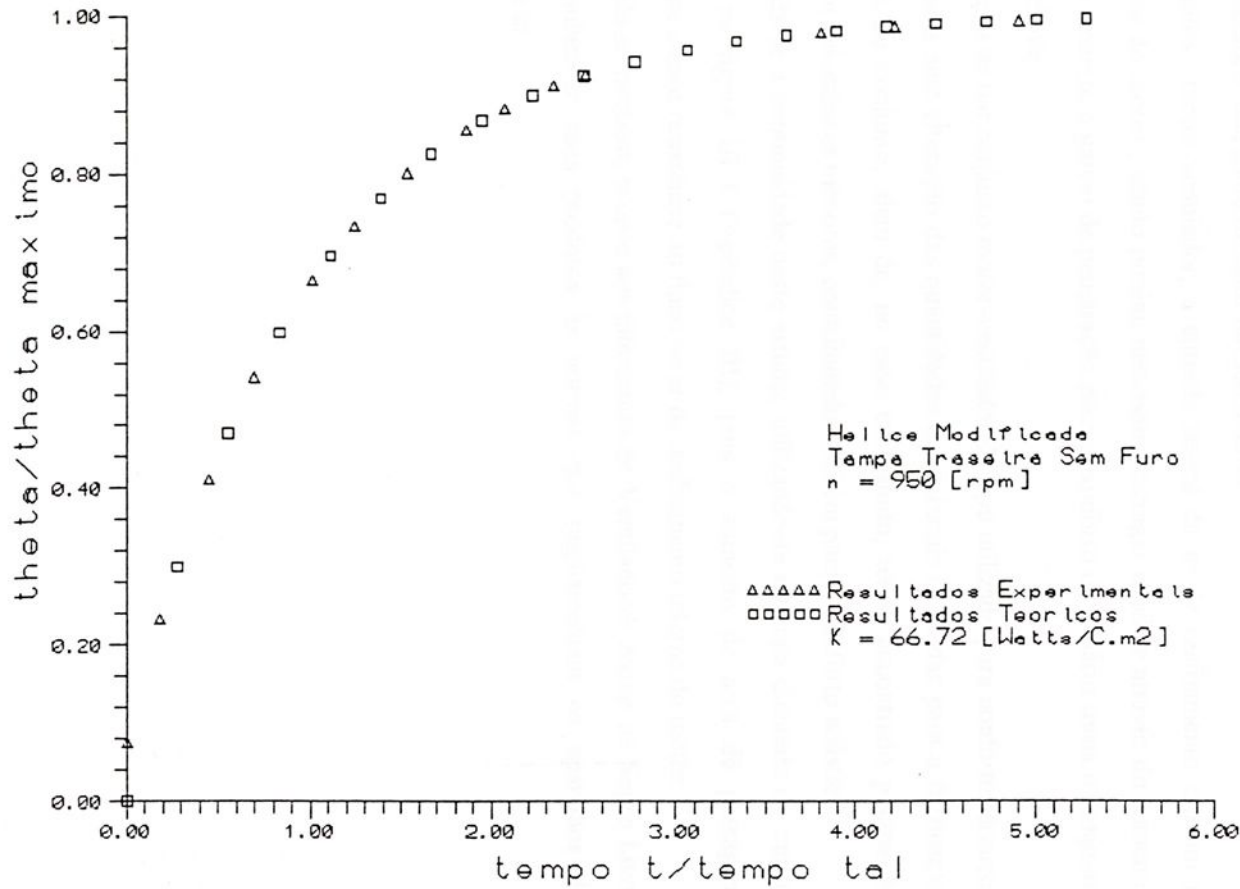


Gráfico 7.1.18 - Variação de  $\theta/\theta_{\text{maximo}} \times \text{Tempo } t/\text{Tempo } t_{\text{al}}$   
 Motor Normal de Linha



## CAPÍTULO VIII

# CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O resfriamento de motores elétricos de pequena potência pode ser estudado através de um modelo matemático, que considera a máquina elétrica como sendo um corpo homogêneo, submetida à uma fonte de calor em seu interior.

Em conjuntos motor-ventilador, a entrada lateral de ar de resfriamento diminui a temperatura interna do motor, sendo porém, necessário carregar a hélice através do aumento de sua vazão. No entanto, o ganho de penetração para o conforto do usuário torna o conjunto mais estável e eficiente.

A otimização de um conjunto motor-ventilador do tipo utilizado para conforto térmico, pode ser conseguida sem alteração das quantidades de materiais utilizadas para a fabricação dos componentes do conjunto, além de, no caso em estudo, ter-se encontrado pontos de funcionamento em velocidades menores, contribuindo também para o conforto acústico.

Recomenda-se a continuidade deste estudo, utilizando-se a tampa dianteira do motor como proposta na figura III-3 (Apêndice III), pois o aumento da área de passagem proporcionará uma menor resistência ao fluxo de ar de resfriamento interna do motor.

Recomenda-se também, propor aos fabricantes de Ventiladores Axiais de Sopro Livre para conforto, submeter seus produtos às normas que regulamentam os aparelhos de movimentação de ar.



## APÊNDICE I

### MÁQUINAS DE FLUXO

#### I.1 - GENERALIDADES

As *Máquinas de Fluxo* constituem mecanismos transformadores de energia , cujo princípio de funcionamento é baseado na variação da quantidade de movimento. ( Equação de Euler ).

#### I.2 - CAMPO DE APLICAÇÃO

As *Máquinas de Fluxo* ( M.F. ), de um modo geral, satisfazem com êxito os requisitos exigidos em aplicações no campo das grandes vazões e das baixas e médias pressões, sendo privativo das *Máquinas à Pistão* ( M.P. ), o campo das pequenas vazões e altas pressões.

Podem ser relacionadas as seguintes situações quanto à aplicação técnicas das M.F.:

a) Como equipamento principal :

- Turbinas Hidráulicas : Pelton, Francis, Hélice, Kaplan ;
- Turbinas à Vapor : Condensação e Contrapressão
- Turbinas à Gás ( T.G. ) : Estacionárias, aeronáuticas ou aeroderivadas ;
- Bombas Hidráulicas ;
- Turbocompressores ( ar ou outros gases de maneira geral ).

b) Como equipamento auxiliar :

- Turbocompressores de T.G. ;
- Bombas de Circulação de Usinas Térmicas à Vapor ;
- Ventiladores Industriais : ar condicionado, altos-fornos ;
- Embreagens e Conversores Hidrodinâmicos ;
- Compressores de sobre alimentação de motores .

Em qualquer dos casos acima tem-se como finalidade operar transformações de energia na forma **Energia Potencial em Trabalho** (  $E_p \leftrightarrow T$  ), com altos valores de rendimentos, de modo a competir economicamente com outras modalidades concorrentes.

No segundo caso interessam ainda características hidro ou aerodinâmicas convenientes que permitam a adaptação da máquina ao equipamento .

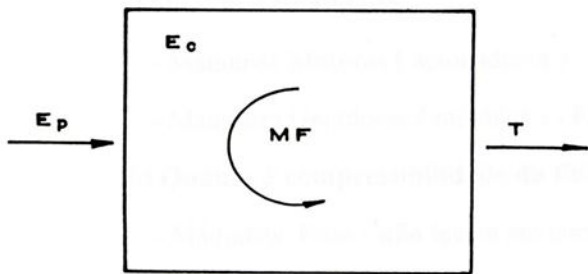


### I.3 - TRANSFORMAÇÕES DE ENERGIAS CARACTERÍSTICAS

As M.F. se distinguem das M.P. por operarem, intermediariamente, *Energia Cinética* (E.C.). Os esquemas abaixo esclarecem tais situações (fig. I-1.1).

Transformação Intermediária

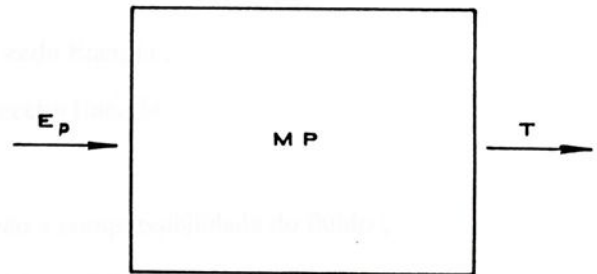
$$E_p \rightarrow E_c \rightarrow T$$



a) Máquina de Fluxo Motora

Transformação Direta

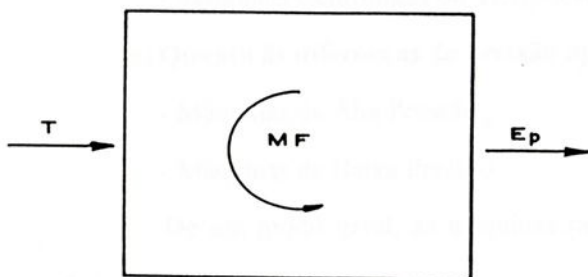
$$E_p \rightarrow T$$



b) Máquina à Pistão Motora

Transformação Intermediária

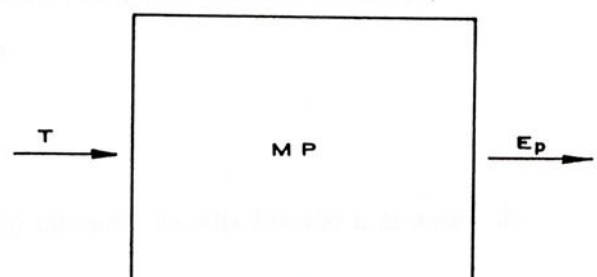
$$T \rightarrow E_c \rightarrow E_p$$



c) Máquina de Fluxo Geradora

Transformação Direta

$$T \rightarrow E_p$$



d) Máquina à Pistão Geradora

Fig. I.1 - Transformações de Energia

## I.4 - CLASSIFICAÇÕES USUAIS

As *Máquinas de Fluxo* e as *Máquinas à Pistão* compõem a classe mais geral das *Máquinas de Fluido* assim designadas devido ao fato de que no funcionamento de tais máquinas sempre intervêm a operação de um fluido.

Nas M.F. fundamentalmente ocorre o escoamento do fluido de trabalho, fato que origina a designação de máquinas de escoamento por parte de um certo número de autores.

Inúmeras classificações são possíveis. As mais comuns são :

**a) Quanto à finalidade :**

- Máquinas Motoras ( acionadoras ) - Fluido **cede** Energia ;
- Máquinas Geradoras ( movidas ) - Fluido **recebe** Energia .

**b) Quanto à compressibilidade do fluido :**

- Máquinas Frias : **não** levam em consideração a compressibilidade do fluido ;
- Máquinas Quentes : levam em consideração a compressibilidade do fluido .

**c) Quanto ao tipo de escoamento :**

- Máquinas de Fluxo Hidráulicas ( Fluidos incompressíveis ) ;
- Máquinas de Fluxo Térmicas ( Fluidos compressíveis ) .

**d) Quanto à configuração do escoamento :**

- Máquinas Radiais : Turbina Francis Lenta , Ventiladores Radiais ;
- Máquinas Axiais : Turbina Kaplan , Ventiladores Axiais ;
- Máquinas Diagonais : Turbina Francis Rápida ;
- Máquinas Centrífugas ou Tangenciais : Turbina Pelton , Ventiladores Centrífugos .

**e) Quanto às diferenças de pressão operadas :**

- Máquinas de Alta Pressão ;
- Máquinas de Baixa Pressão .

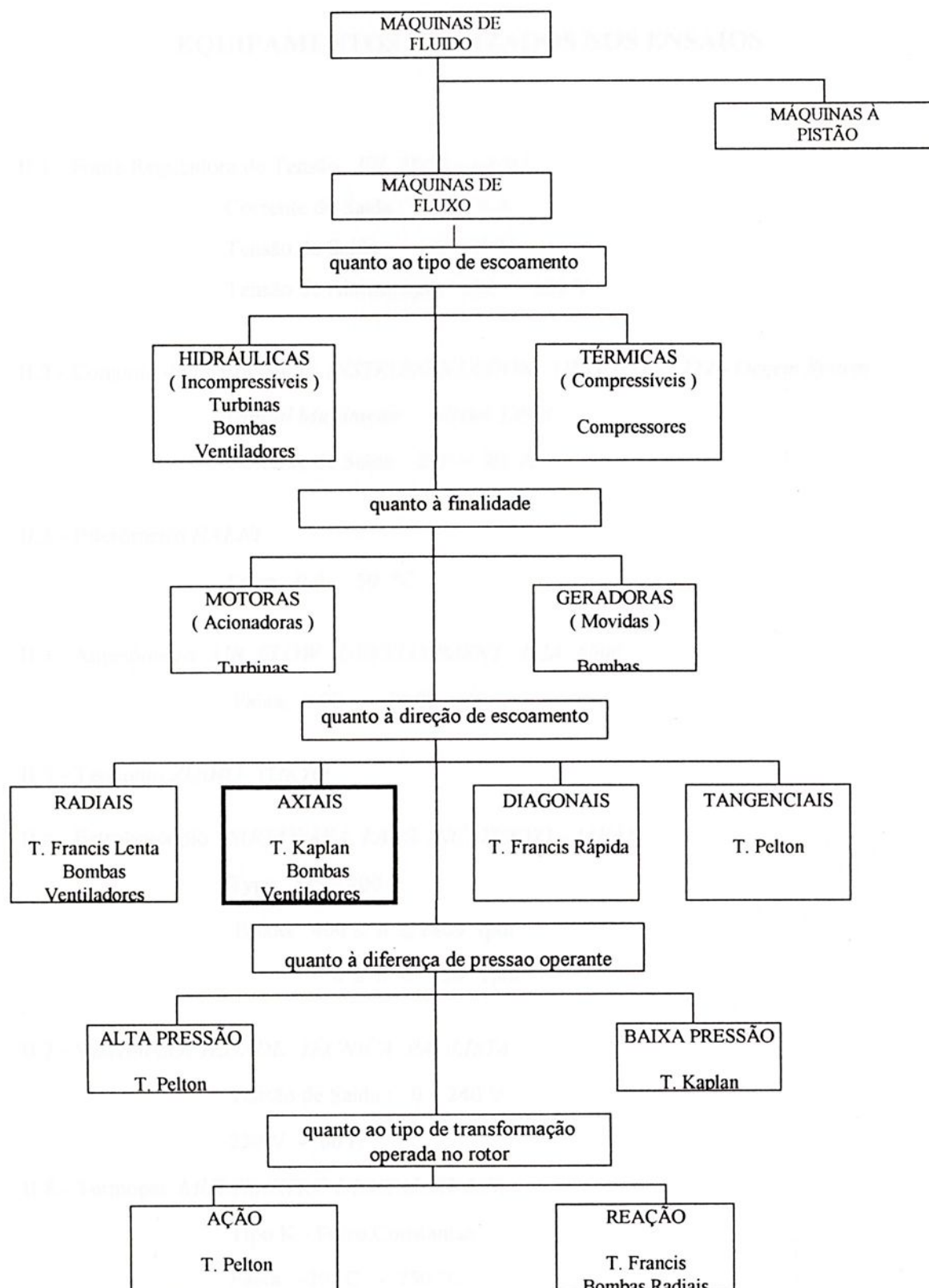
De um modo geral, as máquinas radiais são máquinas de Alta Pressão e as axiais, de Baixa Pressão.

**f) Quanto ao tipo de transformação de energia operada no rotor :**

- Máquinas de Ação : a pressão é constante na passagem pelo rotor ;
- Máquinas de Reação : a pressão **não** é constante na passagem pelo rotor .



## I.5 - DIAGRAMA DE CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUIDO



## APÊNDICE II

## EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NOS ENSAIOS

II.1 - Fonte Reguladora de Tensão *FR 25/50 - LABO*

Corrente de Saída : 0 ~ 5 A

Tensão de Saída : 0 ~ 25 V

Tensão de Alimentação : 110 ~ 220 V

II.2 - Conjunto de Instrumentos *INSTRUMENTATION UNIT PU - 2222 - Degem System**Digital Multimeter Model 120 B*

Corrente de Saída : 2,0 ~ 20 A

II.3 - Psicrômetro *HAENI*

Faixa: 0,0 ~ 50 °C

II.4 - Anemômetro *AIR FLOW DEVELOPMENT LCA 6000*

Faixa: 0,00 ~ 10,00 m/s

II.5 - Teodolito *ZUIHO TOKYO*II.6 - Estroboscópio *SUGAWARA LABS. INC. TOKYO - JAPAN*

Type MS - 200 P

Faixas :  $400 \leq n \leq 2800$  rpm $0 \leq n < 450$  rpmII.7 - Varivolt *SOCIEDADE TÉCNICA PAULISTA*

Tensão de Saída : 0 ~ 240 V

220 V - 60 H

II.8 - Termopar *MULTIMETRO DIGITAL ET 2080*

Tipo K - Ferro Constantan

Faixa : -20 °C ~ 750 °C



**II.9 - Termômetro Digital E.C.B. - EQUIPAMENTOS CIENTÍFICOS DO BRASIL**

Modelo MDT 2000

Tipo J - Cobre Constantan

Faixa : -40 °C ~ 900 °C

**II.10 - Trena LUFKIN Y 823 CME**

3 m / 10'

**II.11 - Paquímetro MITUTUYO - JAPAN**

Faixas: 0 ~ 19 mm - nônio 1/20 mm

0 ~ 6,5 in - nônio 1/128 in

**II.12 - Balança Semi-Analítica OWALABOR**

1,0 A - 6,0 V

Faixa: 0 ~ 1000 [ g ]



## APÊNDICE III

### CÁLCULO DE SUPERFÍCIES DE TROCA E ÁREAS DE PASSAGEM

#### III.1 - CÁLCULO DAS SUPERFÍCIES DE TROCA DE CALOR

##### - FIGURA III-1 -

#### III.1.1 - Cálculo da Área das Espiras

O motor utilizado possui em cada secção 410 espiras com 0,32 mm de diâmetro.

Para a determinação da área ocupada pelas mesmas, foi preciso, primeiramente, conhecer o número de espiras por camadas:

$$\text{N}^\circ. \text{ de Espiras por camada} = \frac{\text{Largura do conjunto de espiras}}{\text{Diâmetro do fio}}$$

A largura do conjunto de espiras é de 8,36 [mm]. Portanto :

$$\text{N}^\circ. \text{ de espiras por camada} = \frac{8,36 \text{ [mm]}}{0,32 \text{ [mm]}} = 26,13$$

$$\text{N}^\circ. \text{ de espiras por camada} = 26 \text{ Espiras.}$$

À seguir, calculamos o número de camadas formadas por este conjunto de espiras. Para isso, a seção do enrolamento foi considerada uniformemente distribuída.

$$\text{N}^\circ. \text{ de Camadas} = \frac{\text{Número total de espiras}}{\text{Espiras por camadas}} = \frac{410}{26} = 15,77$$

$$\therefore \text{N}^\circ. \text{ de Camadas de Espiras} = 16 \text{ Camadas}$$

Calculamos, à seguir, a espessura do conjunto de fios:

$$\text{Espessura do Conjunto de Fios} = \text{Número de Camadas} \times \text{Diâmetro do Fio}$$

$$\therefore \text{Espessura do conjunto de fios} = 5,12 \text{ [mm]}$$



### III.1.2 - Cálculo da Superfície Interna do Motor

Para este cálculo, consideramos apenas a metade de uma das seções, uma vez que as mesmas são simétricas.

Considerando-se a seção aproximadamente retangular, temos os seguintes dados:

Largura da seção = 8,36 [mm]

Profundidade do estator = 23,00 [mm]

Comprimento da seção = 20,52 [mm]

Comprimento livre =  $20,52 - 5,12 = 15,40$  [mm]

Então, a Superfície Interna do estator, será:

Superfície Interna = Perímetro x Profundidade do estator

$$\text{Superfície Interna} = 2 \times [ 8,36 + 15,40 ] \times 23,00 = 1092,96$$

$$\text{Superfície Interna} = 1092,96 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

Por simetria, teremos que a *Superfície Interna Total*,  $S_{in}$ , será:

$$S_{in} = 8 \times 1092,96 = 8743,68$$

$$\text{Superfície Interna Total} = 8743,68 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

### III.1.3 - Cálculo da Superfície Externa do Motor

A Superfície Externa,  $S_{ex}$ , do estator será:

$$S_{ex} = 3,14 \times D \times L \quad , \quad \text{onde:} \quad D = \text{diâmetro externo do}$$

estator

$L =$  profundidade do

estator

para:

$$D = 83,54 \text{ [mm]}$$

$$L = 23,00 \text{ [mm]}$$

Então: Superfície externa =  $3,14 \times 83,54 \times 23,00$

$$S_{ex} = 6033,26$$

$$\text{Superfície Externa do estator} = 6033,26 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

Portanto, a Superfície total,  $S$ , será:

$$S = S_{in} + S_{ex}$$

$$S = 8743,68 + 6033,26 = 14776,94$$

$$S = 14776,94 \text{ [mm}^2\text{]}$$

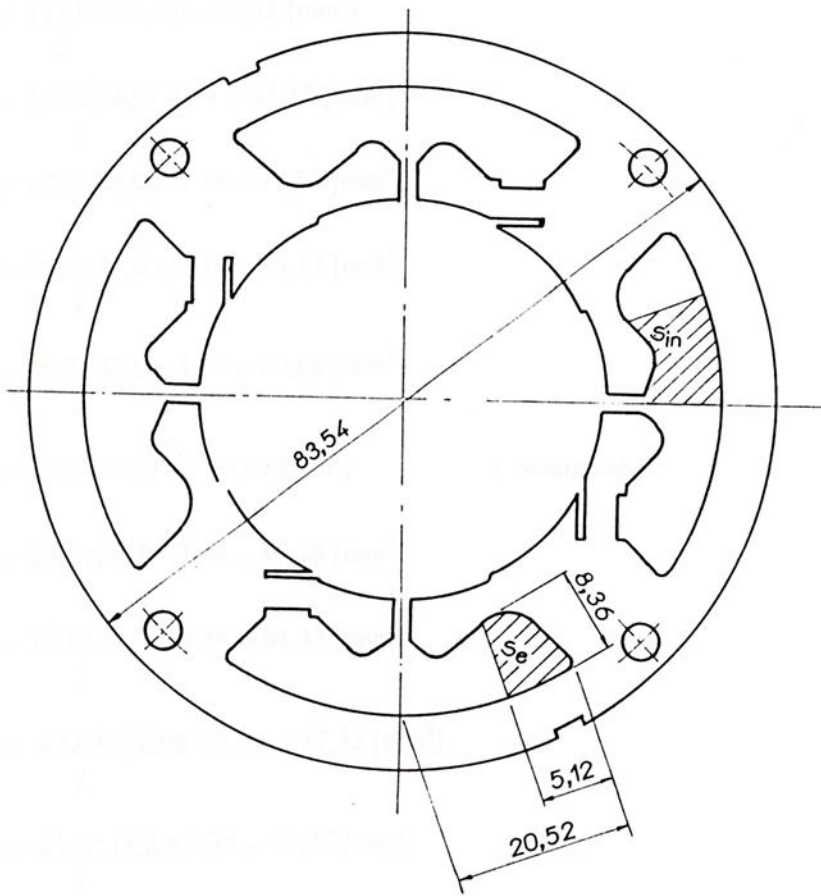


FIG. III-1

## III.2 - CÁLCULO DA ÁREA DE PASSAGEM DE AR NAS TAMPAS TRASEIRAS

### - FIGURA III.2 -

#### III.2.1 - Cálculo da Área da Passagem do Fluxo de Ar nas Tampas Traseiras

##### III.2.1.1 - Tampa traseira sem os furos laterais

- Considerando-se áreas aproximadamente triangulares, trapezoidais ou retangulares teremos:

$$S_1 = \frac{10 \times 3,34}{2} = 16,70 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (\text{triangular})$$

$$S_2 = \frac{11+15}{2} \times 3,34 = 43,42 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_3 = \frac{16,60+20}{2} \times 3,34 = 61,12 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_4 = \frac{22,0+24,0}{2} \times 3,34 = 76,82 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_5 = \frac{25,0+26,0}{2} \times 3,34 = 85,17 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_6 = \frac{26,7+27,0}{2} \times 3,34 = 89,68 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_7 = 27,22 \times 3,34 = 90,91 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (\text{retangular})$$

$$S_8 = \frac{27,0+26,4}{2} \times 3,34 = 89,18 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_9 = \frac{25,6+24,9}{2} \times 3,34 = 84,33 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{10} = \frac{23,64+22,66}{2} \times 3,34 = 77,32 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{11} = \frac{21,0+18,8}{2} \times 3,34 = 66,47 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{12} = \frac{16,4+13,0}{2} \times 3,34 = 49,10 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{13} = \frac{9,70 \times 3,34}{2} = 16,20 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (\text{triangular})$$

$$S_{14} = 11,30 \times 3,34 = 37,74 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (\text{retangular})$$



A área total de passagem de ar da tampa traseira sem furos será, por simetria :

$$S_{\text{total}} = 2 \times \sum_{i=1}^{13} S_i + 10 \times S_{14}$$

$$S_{\text{traseira}} = 2070,26 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

### III.2.1.2 - Tampa traseira com 01 (uma) carreira de furo nas laterais :

Área de cada um dos furos de diâmetro  $D = 11,00$  [mm]:

$$S_{\text{Furo}} = \frac{3,14 \times D^2}{4}$$

$$S_{01 \text{ Furo}} = 3 \times S_{\text{Furo}} = 3 \times \frac{3,14 \times D^2}{4} = 284,96 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Área total de passagem de ar para a tampa traseira com 01 (uma) carreira de furos, será :

$$S_{\text{total 01 Furo}} = S_{\text{traseira}} + S_{01 \text{ Furo}} = 2355,22$$

$$S_{\text{total 01 Furo}} = 2355,22 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

### III.2.1.3 - Tampa traseira com 02 (duas) carreiras de furos nas laterais :

Por analogia:

$$S_{01 \text{ Furo}} = 2 \times S_{01 \text{ Furo}} = 569,92 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Área total de fluxo de ar para tampa traseira com 02 (duas) carreiras de furos, será :

$$S_{\text{total 02 Furos}} = S_{\text{traseira}} + S_{02 \text{ Furos}}$$

$$S_{\text{total 02 Furos}} = 2640,18 \text{ [mm}^2\text{]}$$

←

A tampa traseira com 01 (uma) carreira de furos teve um aumento de área de 13,76% com relação à tampa traseira sem furo.

A tampa traseira com 02 (duas) carreiras de furos teve um aumento de área de 27,53% com relação à tampa traseira sem furo, e 12,10% com relação à tampa traseira com 01 (uma) carreira de furos.

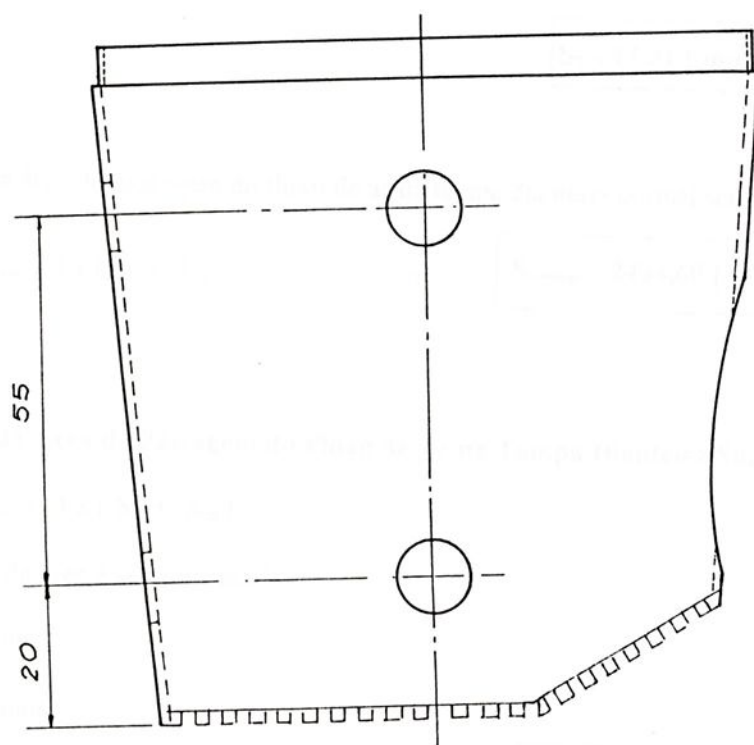
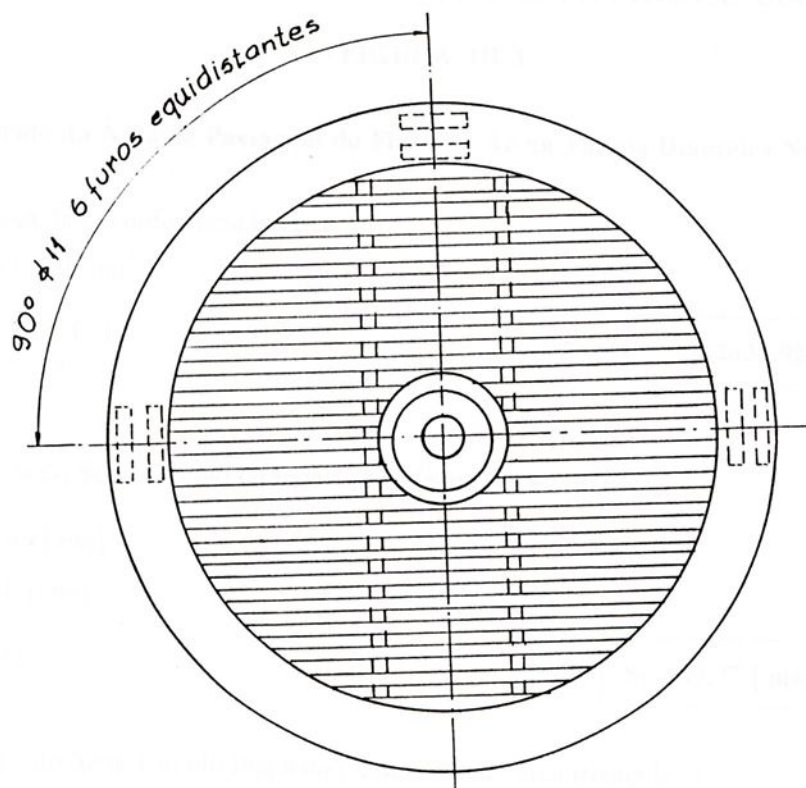


FIG.III-2

### III.3 - CÁLCULO DA ÁREA DE PASSAGEM DE AR NAS TAMPAS DIANTEIRAS

#### - FIGURA III-3 -

#### III.3.1- Cálculo da Área de Passagem do Fluxo de Ar na Tampa Dianteira Normal :

III.3.1.1 - Área da circunferência interna:

$$D = 57,98 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$

$$S_{\text{circ.}} = \frac{3,14 \cdot D^2}{4}$$

⇒

$$S_{\text{circ.}} = 2638,92 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$

III.3.1.2 - Área do Semi-Círculo Grande ( considerando área triangular ):

$$b = 19,40 \text{ [ mm ]}$$

$$h = 4,10 \text{ [ mm ]}$$

$$S_1 = \frac{b \cdot h}{2}$$

⇒

$$S_1 = 39,77 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$

III.3.1.3 - Área do Semi-Círculo Pequeno ( considerando área triangular ):

$$b = 9,50 \text{ [ mm ]}$$

$$h = 2,38 \text{ [ mm ]}$$

$$S_2 = \frac{b \cdot h}{2}$$

⇒

$$S_2 = 11,31 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$

Portanto, a área de passagem do fluxo de ar da tampa dianteria normal será:

$$S_{\text{normal}} = S_{\text{circ.}} - 4 \times ( S_1 + S_2 )$$

⇒

$$S_{\text{normal}} = 2434,60 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$

#### III.3.2 - Cálculo da Área de Passagem do Fluxo de Ar na Tampa Dianteira Sugerida:

$$S_{\text{sug.}} = S_{\text{normal}} + 4 \times ( S_2 + S_{\text{ret.}} )$$

III.3.2.1 - Cálculo da área à ser aumentada:

$$b = 7,20 \text{ [ mm ]}$$

$$h = 25,28 \text{ [ mm ]}$$

$$S_{\text{ret.}} = b \cdot h$$

⇒

$$S_{\text{ret.}} = 182,02 \text{ [ mm }^2 \text{ ]}$$



Portanto, a área de passagem do fluxo de ar da tampa dianteria modificada será:

$$S_{\text{sug}} = S_{\text{normal}} + 4 \times (S_2 + S_{\text{ret}})$$

 $\Rightarrow$ 

$$S_{\text{sug}} = 3207,92 \text{ [ mm}^2\text{ ]}$$

A área modificada terá um aumento de 31,76 % em relação à área convencional, possibilitando a passagem livre do sopro de ar.

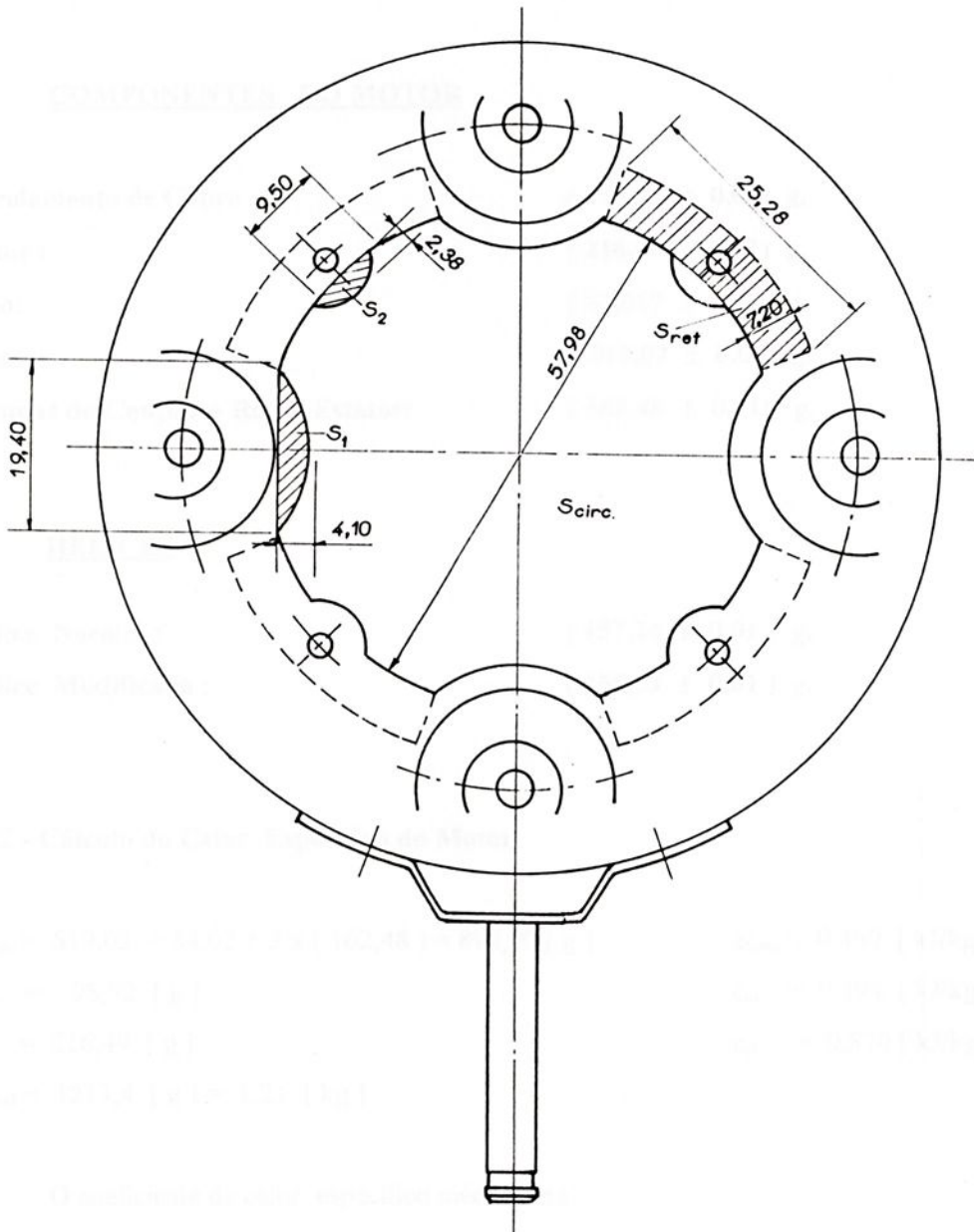


FIG. III-3

## APÊNDICE IV

### MEDIÇÃO DE MASSA E CÁLCULO DAS DEMAIS CARACTERÍSTICAS DO CONJUNTO

#### IV.1- Medição dos componentes do conjunto:

Os componentes do motor ( figura 6.10 ) e das hélices utilizadas nos ensaios foram devidamente pesados, e o resultado se encontra à seguir:

#### COMPONENTES DO MOTOR

Enrolamento de Cobre :	( 98,92 ± 0,01 ) g.
Rotor :	( 216,49 ± 0,01 ) g.
Eixo:	( 54,017 ± 0,01 ) g.
Estator :	( 519,02 ± 0,01 ) g.
Tampas do Conjunto Rotor-Estator:	( 162,48 ± 0,01 ) g.

#### HÉLICES

Hélice Normal :	( 157,24 ± 0,01 ) g.
Hélice Modificada :	( 155,09 ± 0,01 ) g.

#### IV.2 - Cálculo do Calor Específico do Motor:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{ferro}} &= 519,02 + 54,02 + 2 \times ( 162,48 ) = 898,00 \text{ [ g ]} & c_{\text{ferro}} &= 0,460 \text{ [ kJ/kg.K ]} \\
 m_{\text{cu}} &= 98,92 \text{ [ g ]} & c_{\text{cu}} &= 0,394 \text{ [ kJ/kg.K ]} \\
 m_{\text{al}} &= 216,49 \text{ [ g ]} & c_{\text{al}} &= 0,870 \text{ [ kJ/kg.K ]} \\
 m_{\text{total}} &= 1213,4 \text{ [ g ]} = 1,21 \text{ [ kg ]}
 \end{aligned}$$

O coeficiente de calor específico médio será:

$$m_{\text{total}} \cdot c_{\text{médio}} = m_{\text{ferro}} \cdot c_{\text{ferro}} + m_{\text{cu}} \cdot c_{\text{cu}} + m_{\text{al}} \cdot c_{\text{al}} \quad \therefore$$

$$c_{\text{médio}} = 0,528 \text{ [ kJ/kg.K ]}$$



### IV.3 - Cálculo do Coeficiente de Dissipação $k_{diss}$

Da equação 5.19 , temos que:

$$\tau = \left( \frac{m \cdot c}{S \cdot k_{diss}} \right)$$

de onde vem:

$$k_{diss} = \left( \frac{m \cdot c}{S \cdot \tau} \right)$$

Do Apêndice III.1, temos que a superfície total de troca de calor é:

$$S = 14\,776,94 \text{ [ mm}^2 \text{ ]}$$

e do item IV.1 deste Apêndice ,

$$m = m_{total} = 1,21 \text{ [ kg ]}$$

e

$$c = c_{médio} = 0,528 \text{ [ kJ/kg.K ].}$$

Das tabelas de 6.2.1 à 6.2.18, obtivemos os gráficos de IV.1 à IV.18, compilados na tabela IV.1, que nos forneceu os valores do  $k_{diss}$ .

Gráfico	Hélice	Rotação [ rpm ]	Tampa Traseira	$\tau$ [ seg ]	$k_{diss}$ [ W/°C.m <sup>2</sup> ]
IV.1	Normal	1550	Sem Furo	516,0	83,79
IV.2	Normal	1440	Sem Furo	560,0	77,66
IV.3	Normal	1280	Sem Furo	696,0	62,12
IV.4	Normal	1550	01 Furo	564,0	76,66
IV.5	Normal	1450	01 Furo	558,0	77,48
IV.6	Normal	1250	01 Furo	672,0	64,34
IV.7	Normal	1550	02 Furos	606,0	71,34
IV.8	Normal	1440	02 Furos	504,0	85,78
IV.9	Normal	1270	02 Furos	678,0	63,77
IV.10	Modificada	1450	02 Furos	564,0	76,66
IV.11	Modificada	1230	02 Furos	630,0	68,63
IV.12	Modificada	1000	02 Furos	612,0	70,65
IV.13	Modificada	1450	01 Furo	612,0	70,65
IV.14	Modificada	1210	01 Furo	552,0	75,85
IV.15	Modificada	1000	01 Furo	684,0	63,21
IV.16	Modificada	1440	Sem Furo	570,0	78,85
IV.17	Modificada	1250	Sem Furo	480,0	90,07
IV.18	Modificada	970	Sem Furo	648,0	66,72

Tabela IV.1 - Valores de  $\tau$  e  $k_{diss}$ 

### Gráfico IV.1 - Teta versus Tempo

Hélice normal / 1550 rpm / sem furo

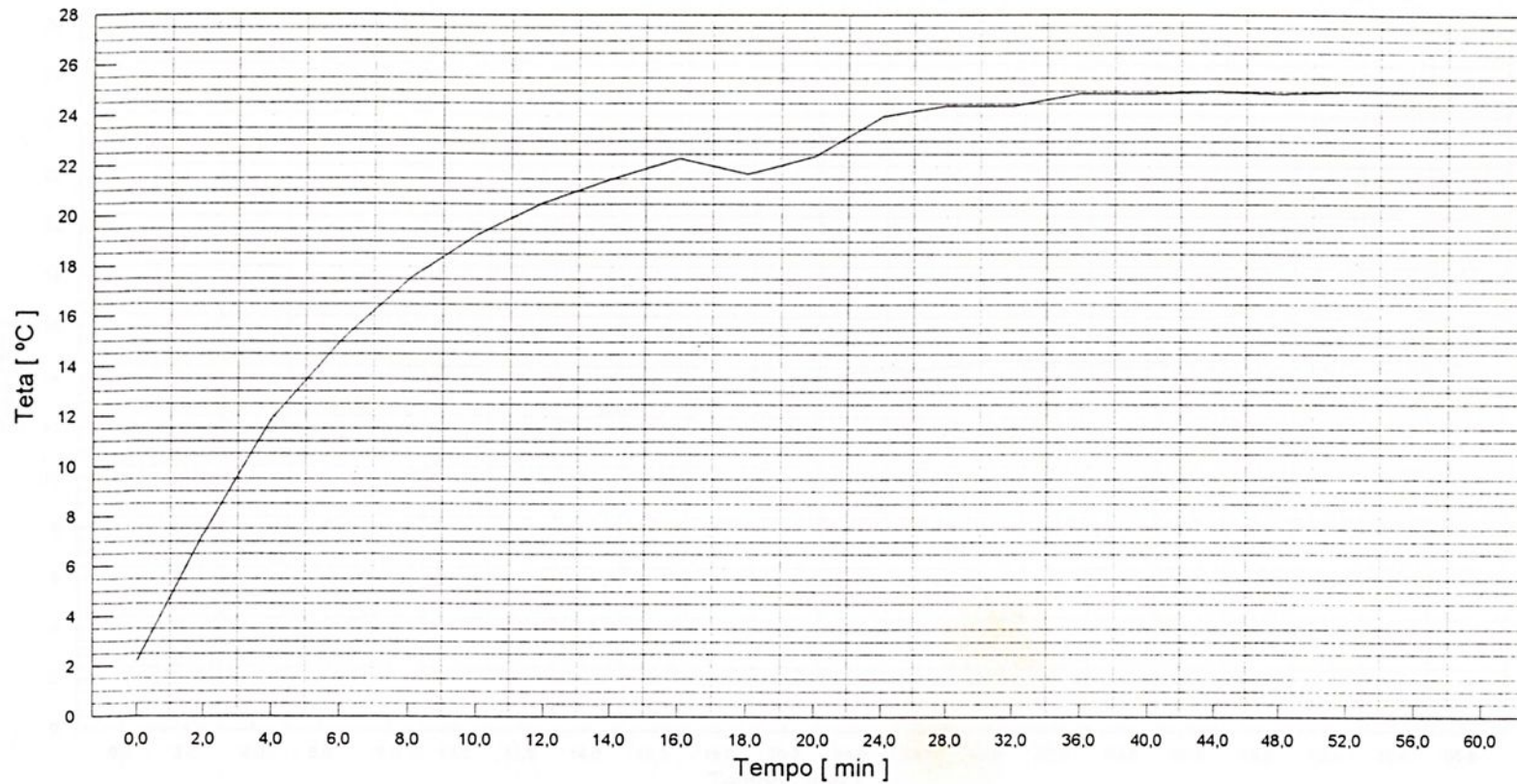
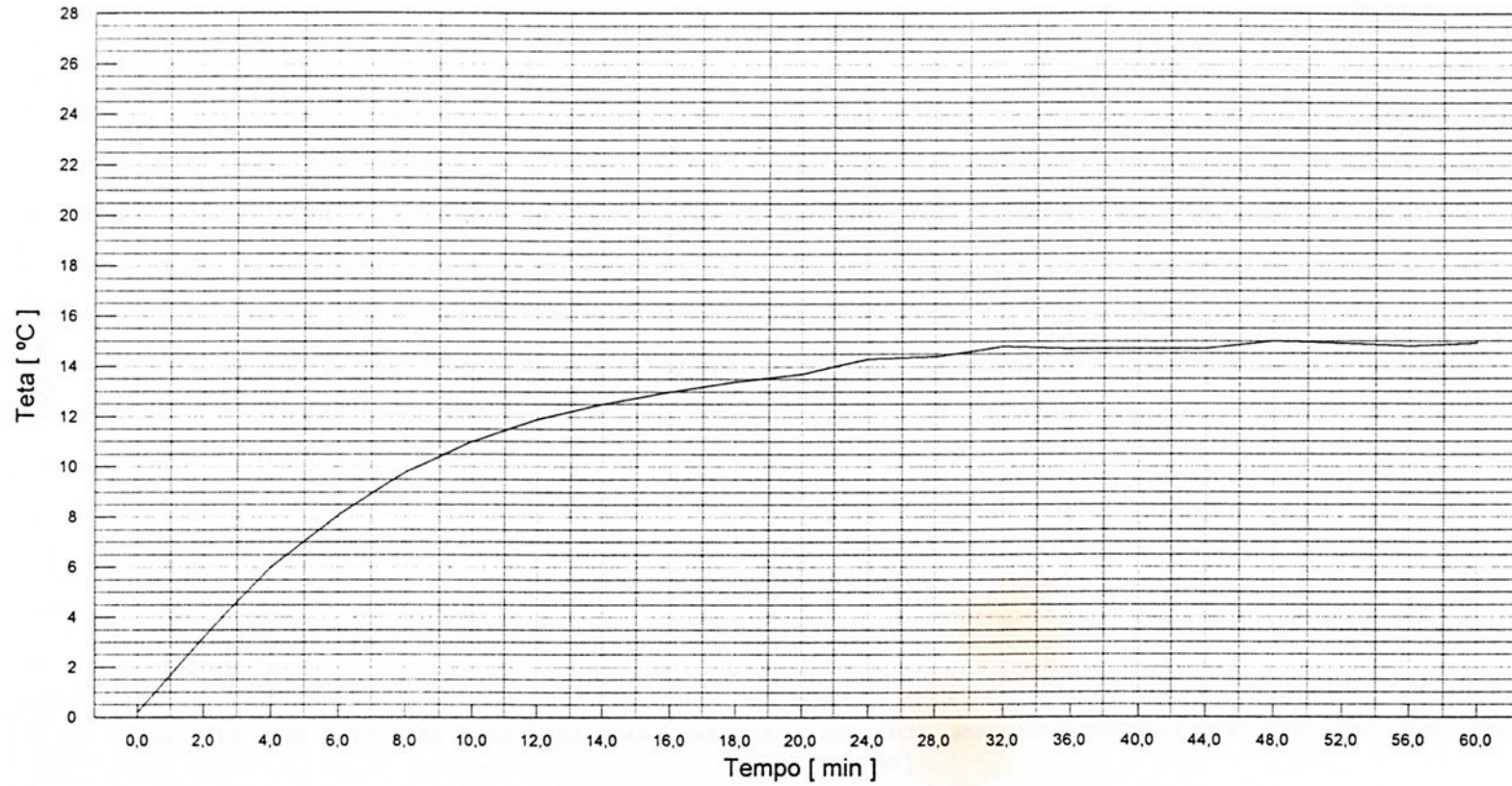


Gráfico IV.2 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1440 rpm / sem furo



### Gráfico IV.3 - Teta versus Tempo

Hélice normal / 1280 rpm / sem furo

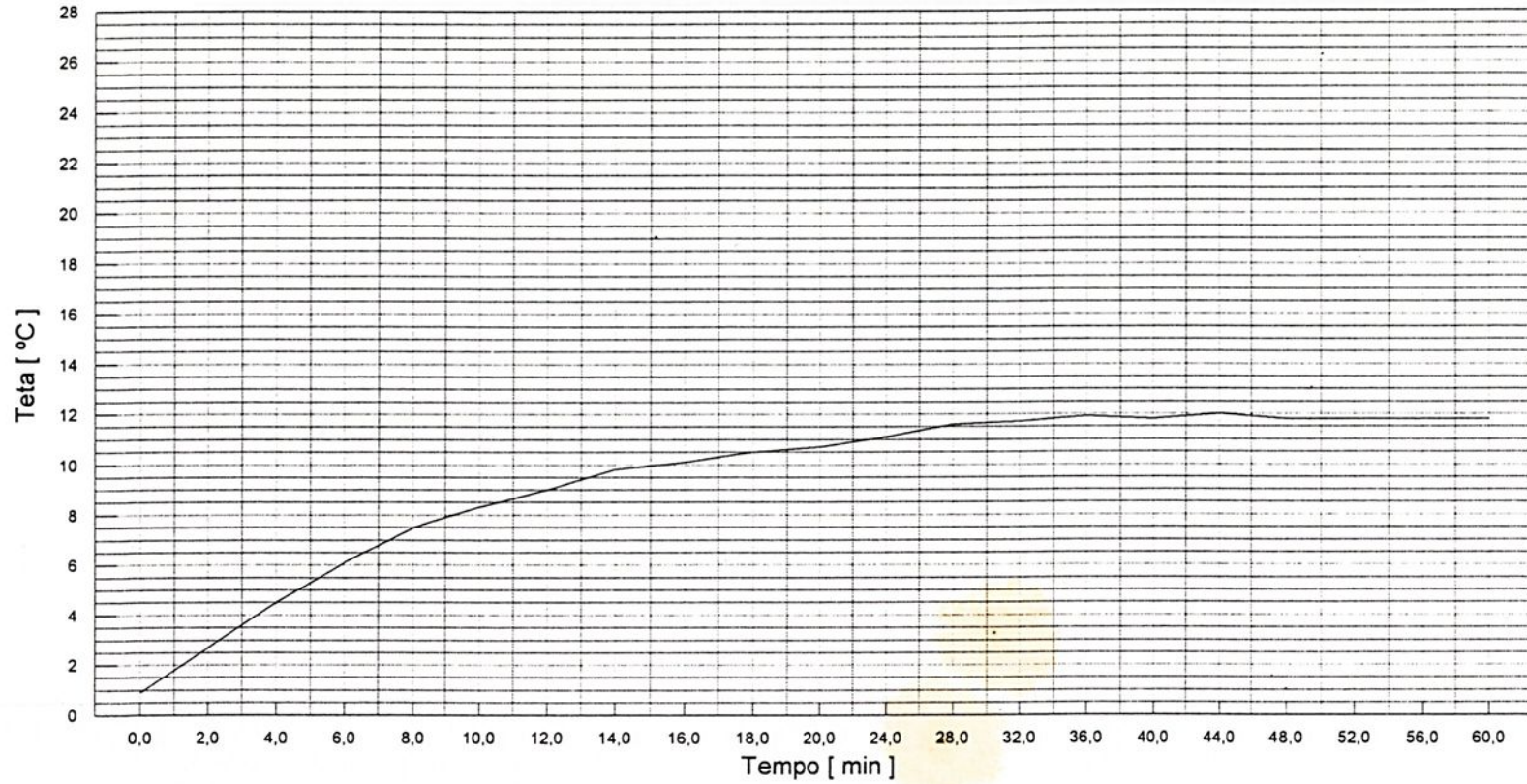


Gráfico IV.4 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1550 rpm / 01 furo

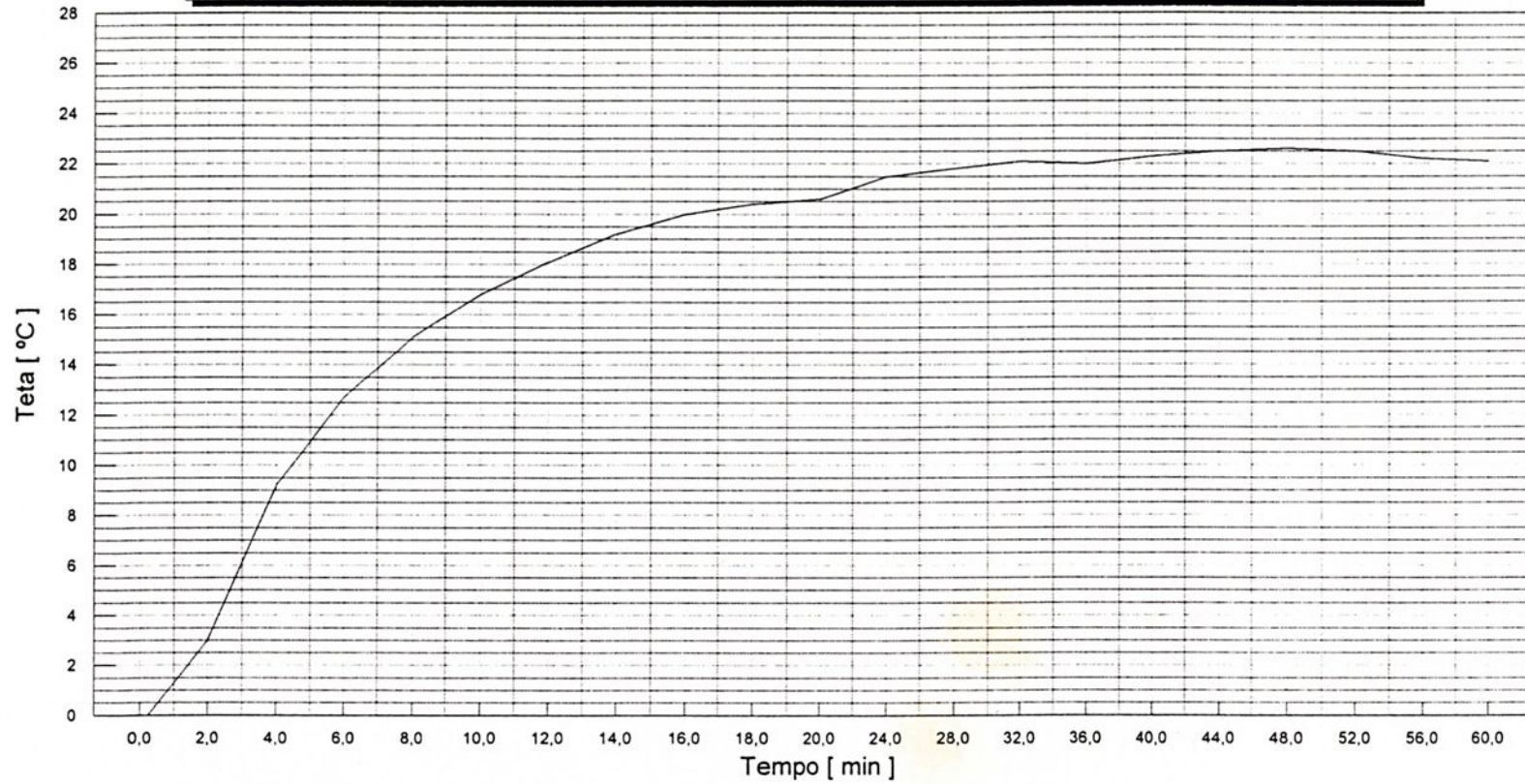


Gráfico IV.5 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1450 rpm / 01 furo

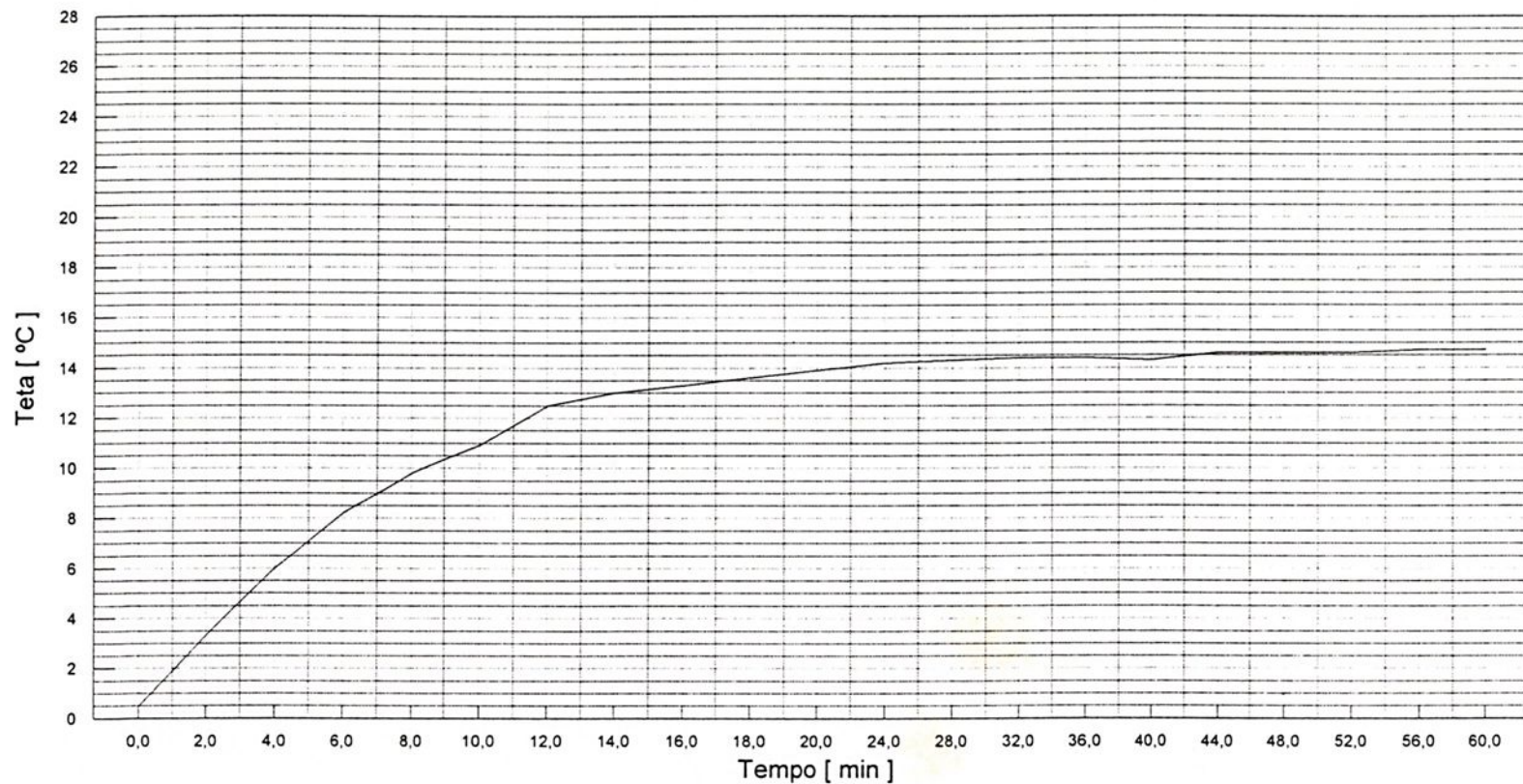


Gráfico IV.6 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1250 rpm / 01 furo

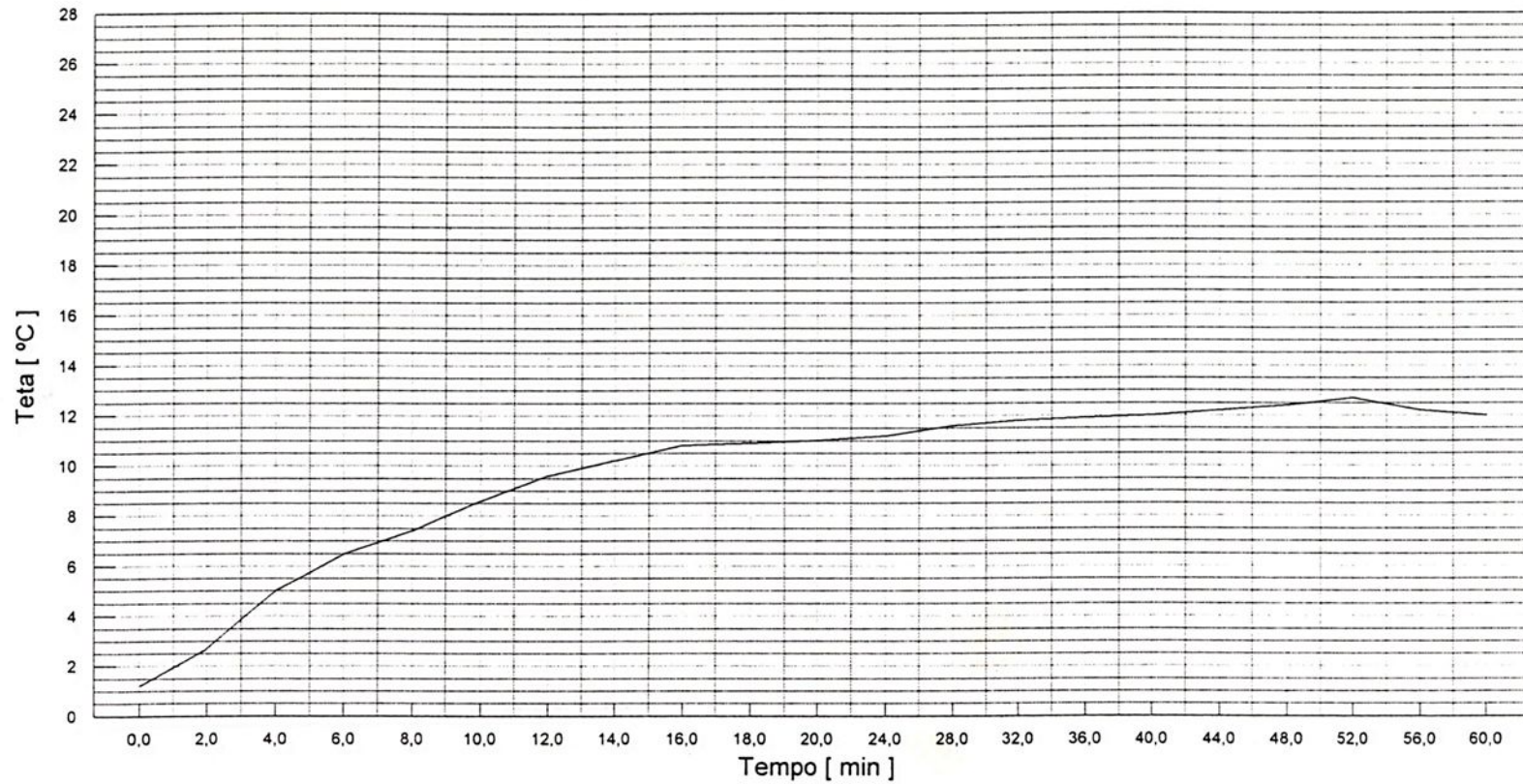
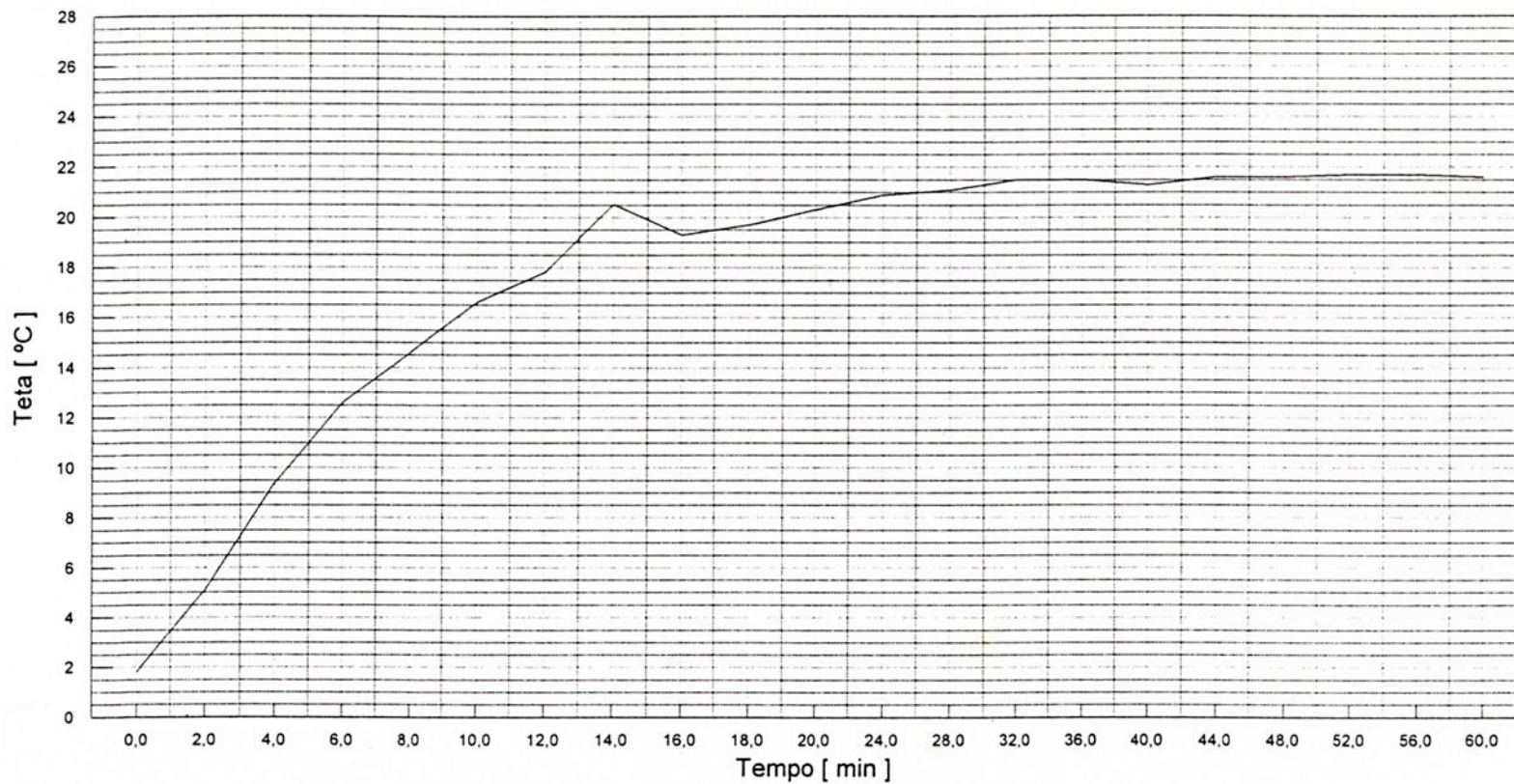


Gráfico IV.7 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1550 rpm / 02 furos



### Gráfico IV.8 - Teta versus Tempo

Hélice normal / 1440 rpm / 02 furos

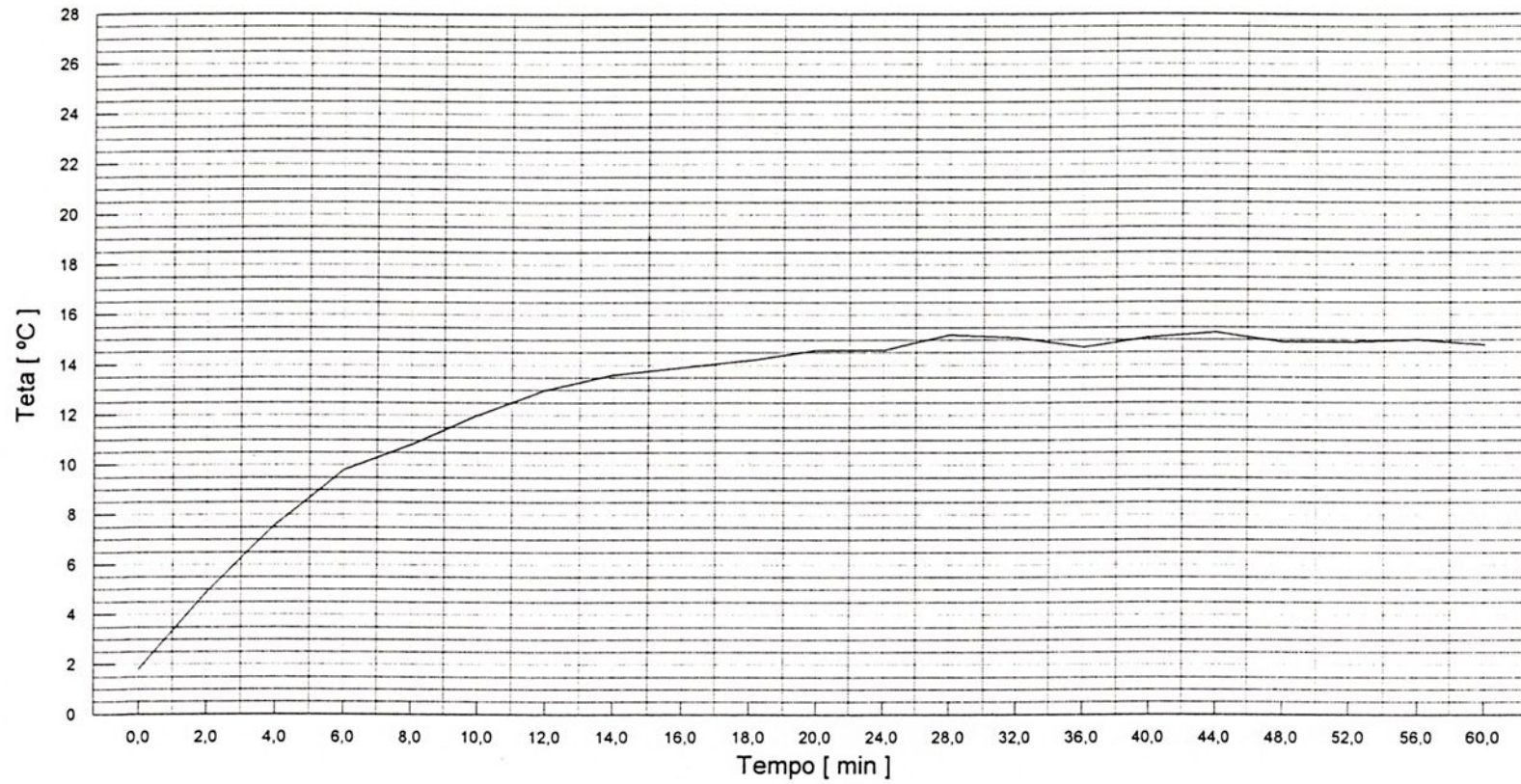


Gráfico IV.9 - Teta versus Tempo  
Hélice normal / 1270 rpm / 02 furos

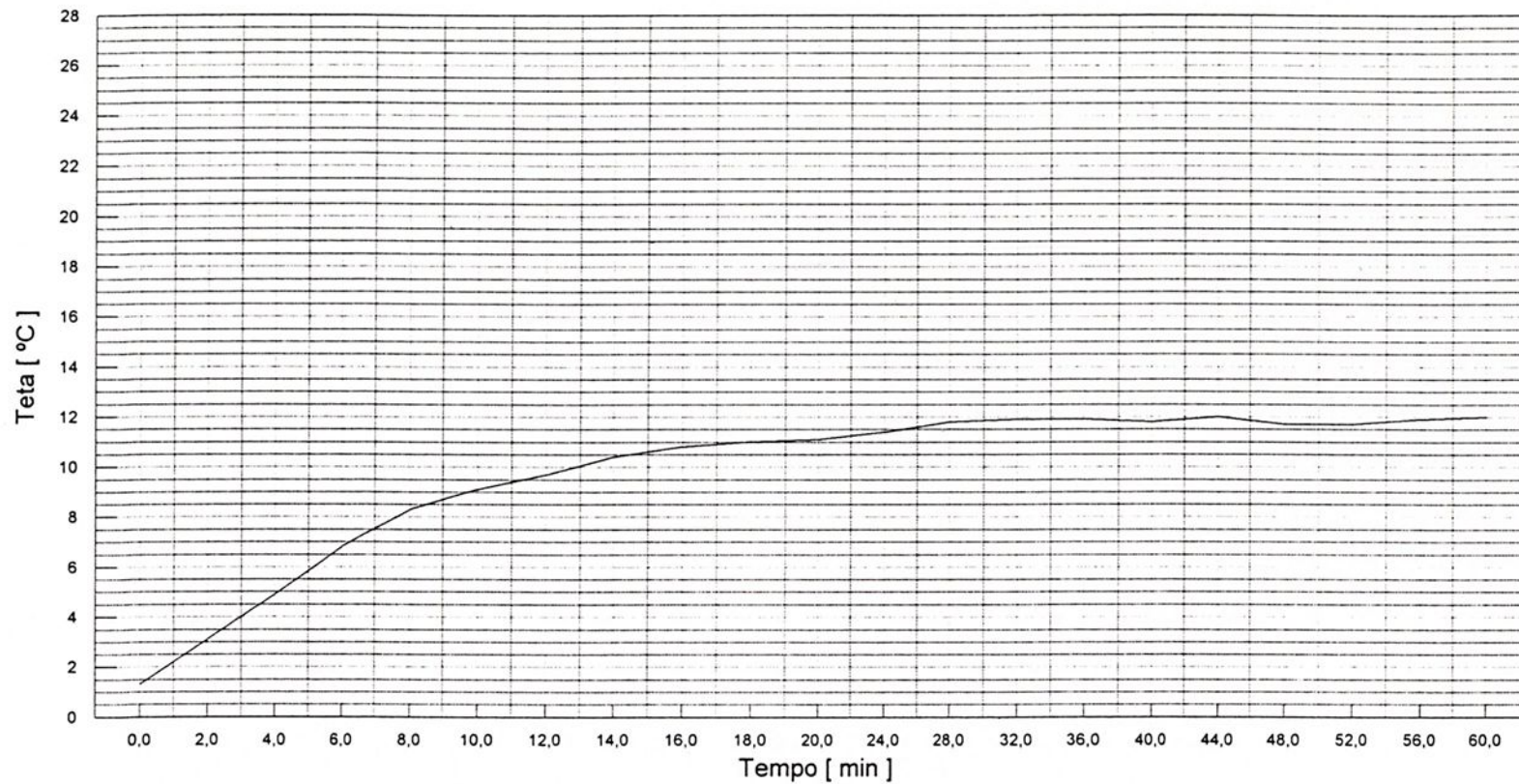


Gráfico IV.10 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1450 rpm / 02 furos

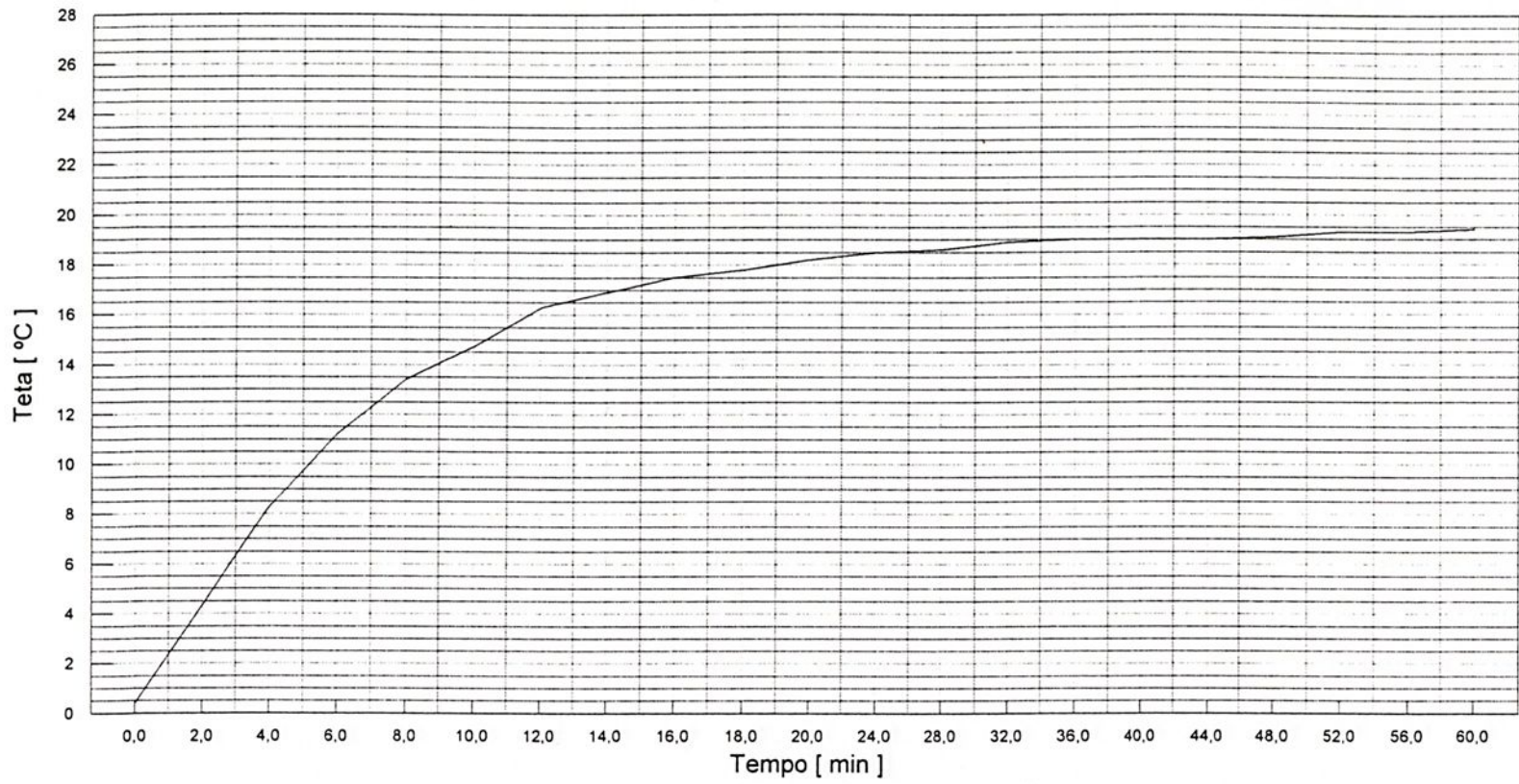


Gráfico IV.11 - Teta versus Tempo

Hélice modificada / 1230 rpm / 02 furos

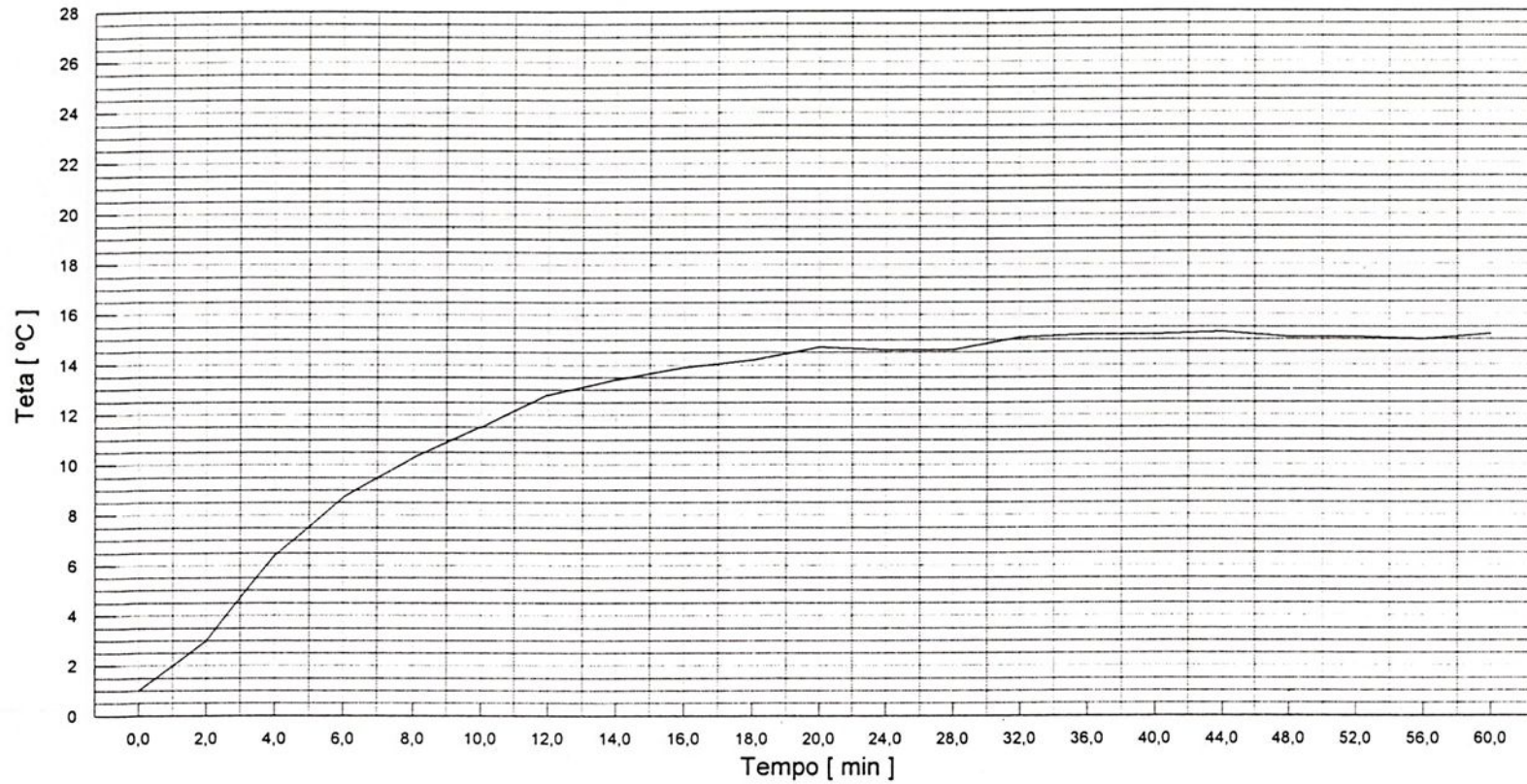
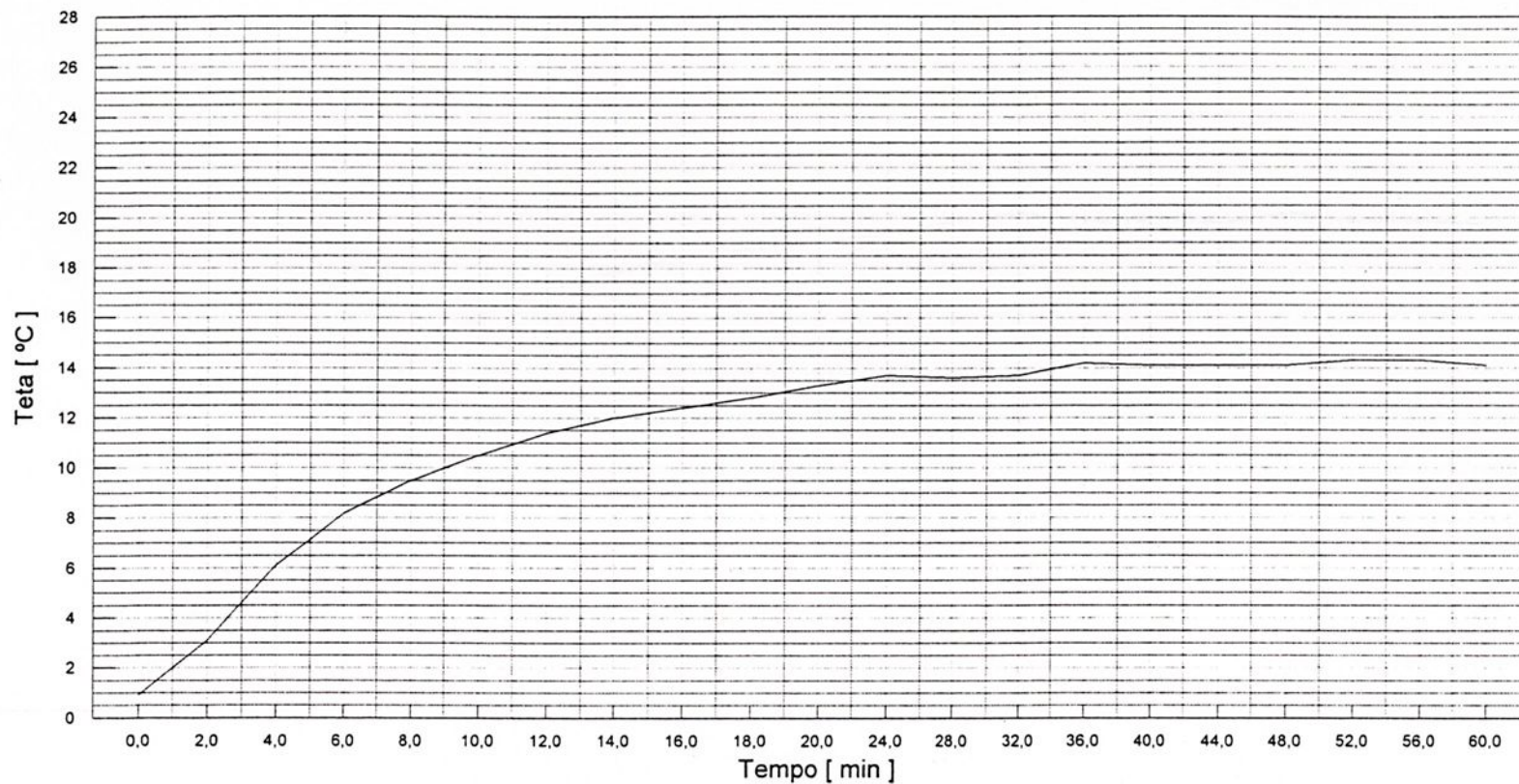


Gráfico IV.12 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1000 rpm / 02 furos



### Gráfico IV.13 - Teta versus Tempo

Hélice modificada / 1450 rpm / 01 furo

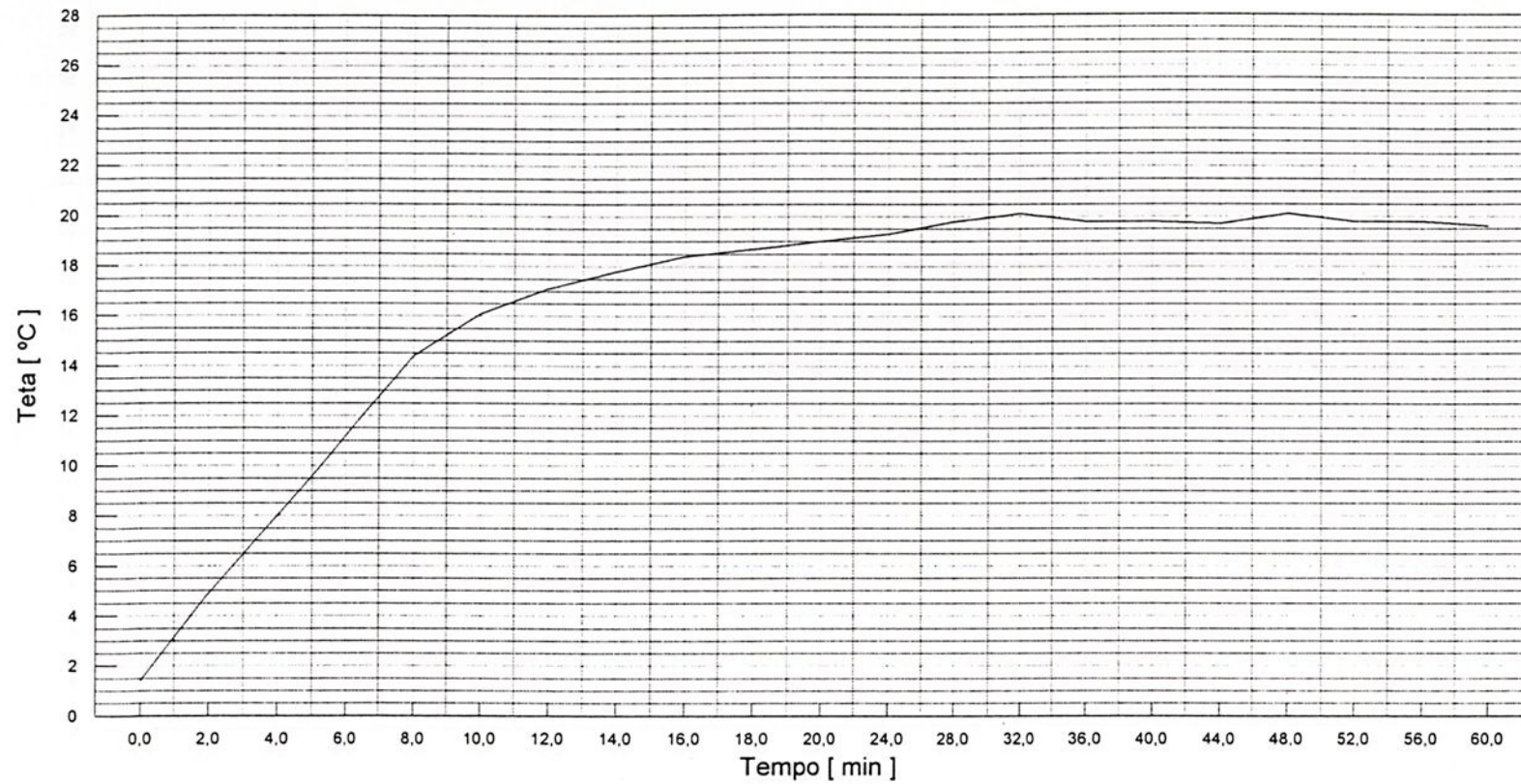


Gráfico IV.14 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1210 rpm / 01 furo

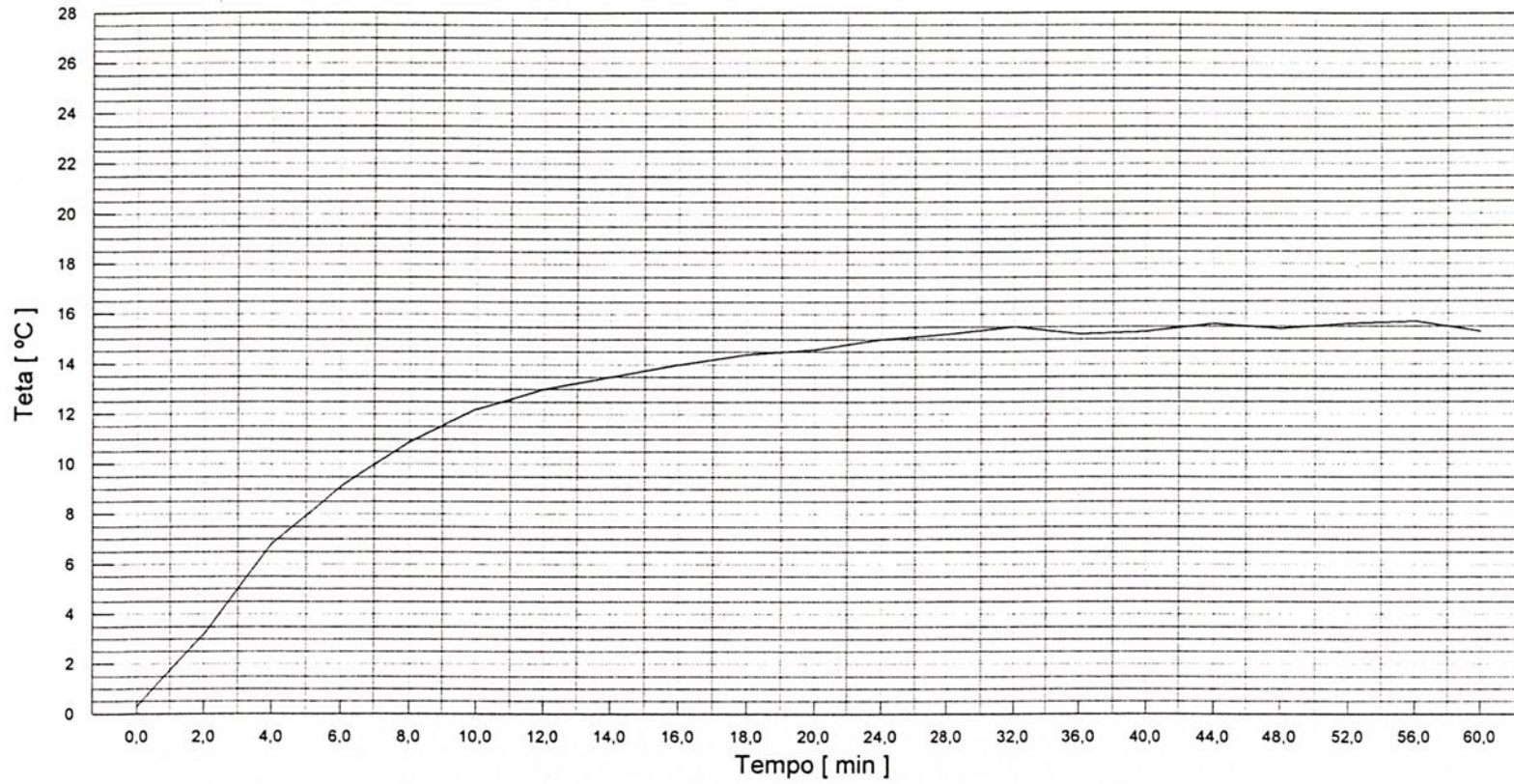


Gráfico IV.15 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1000 rpm / 01 furo

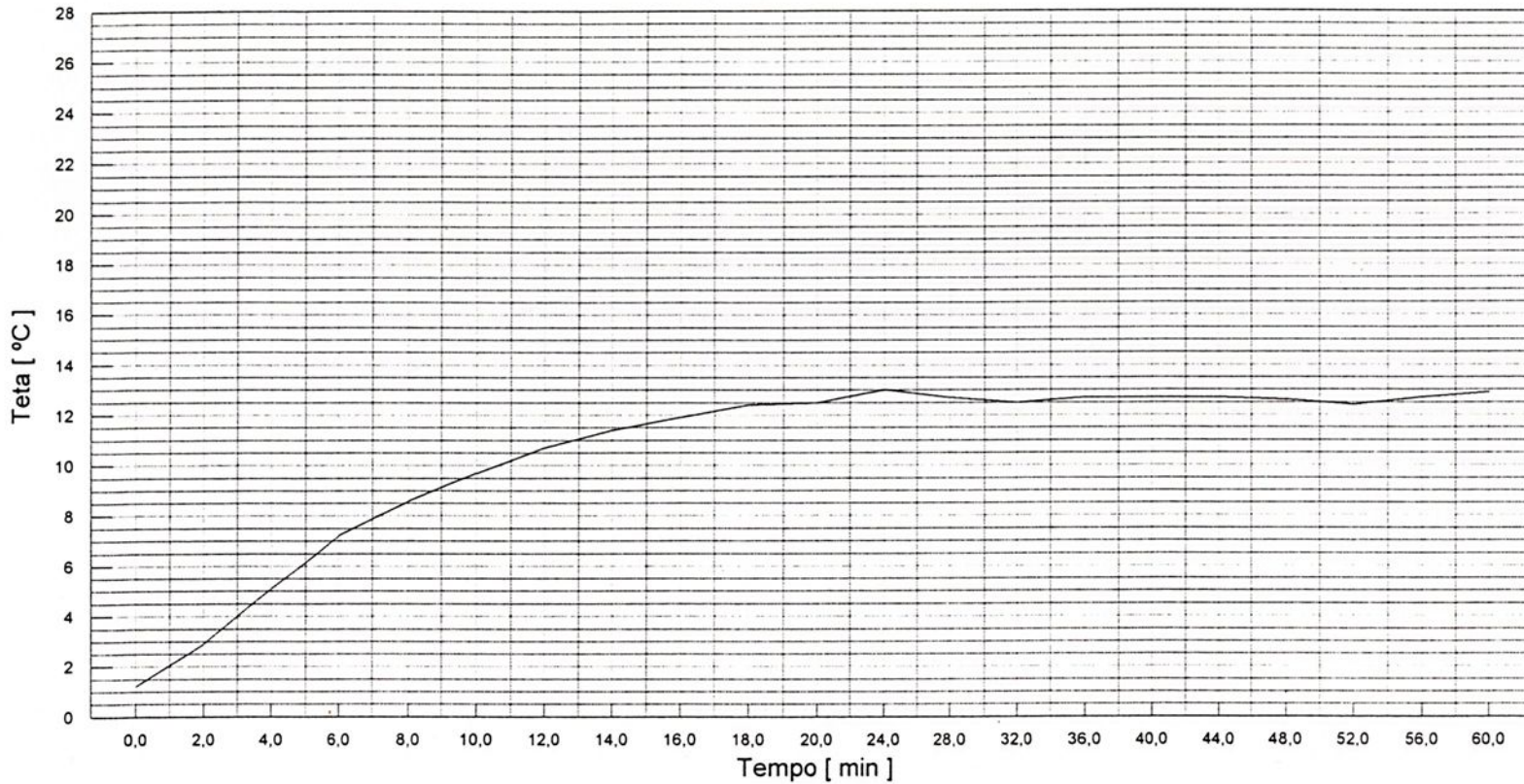


Gráfico IV.16 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1440 rpm / sem furo

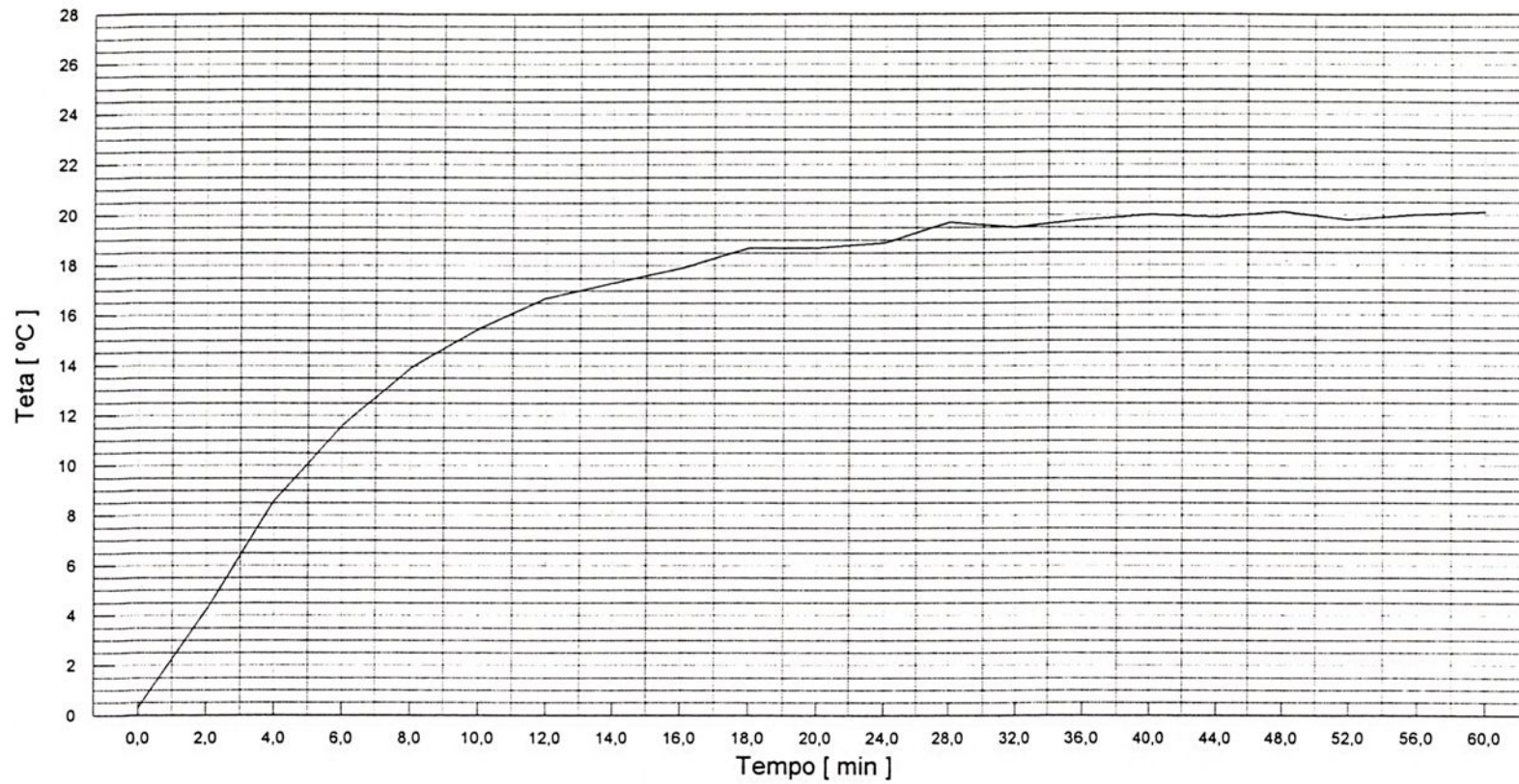


Gráfico IV.17 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 1250 rpm / sem furo

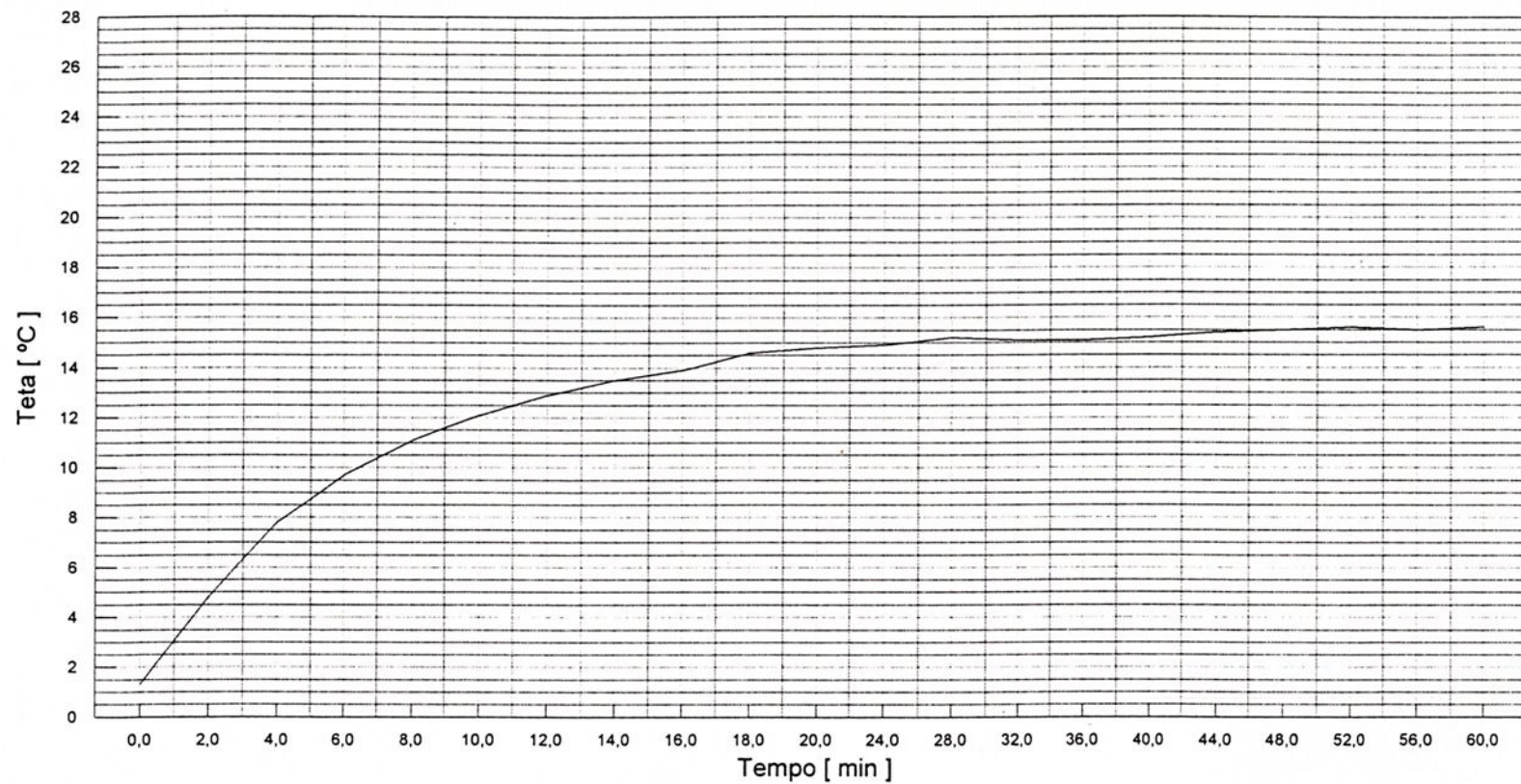
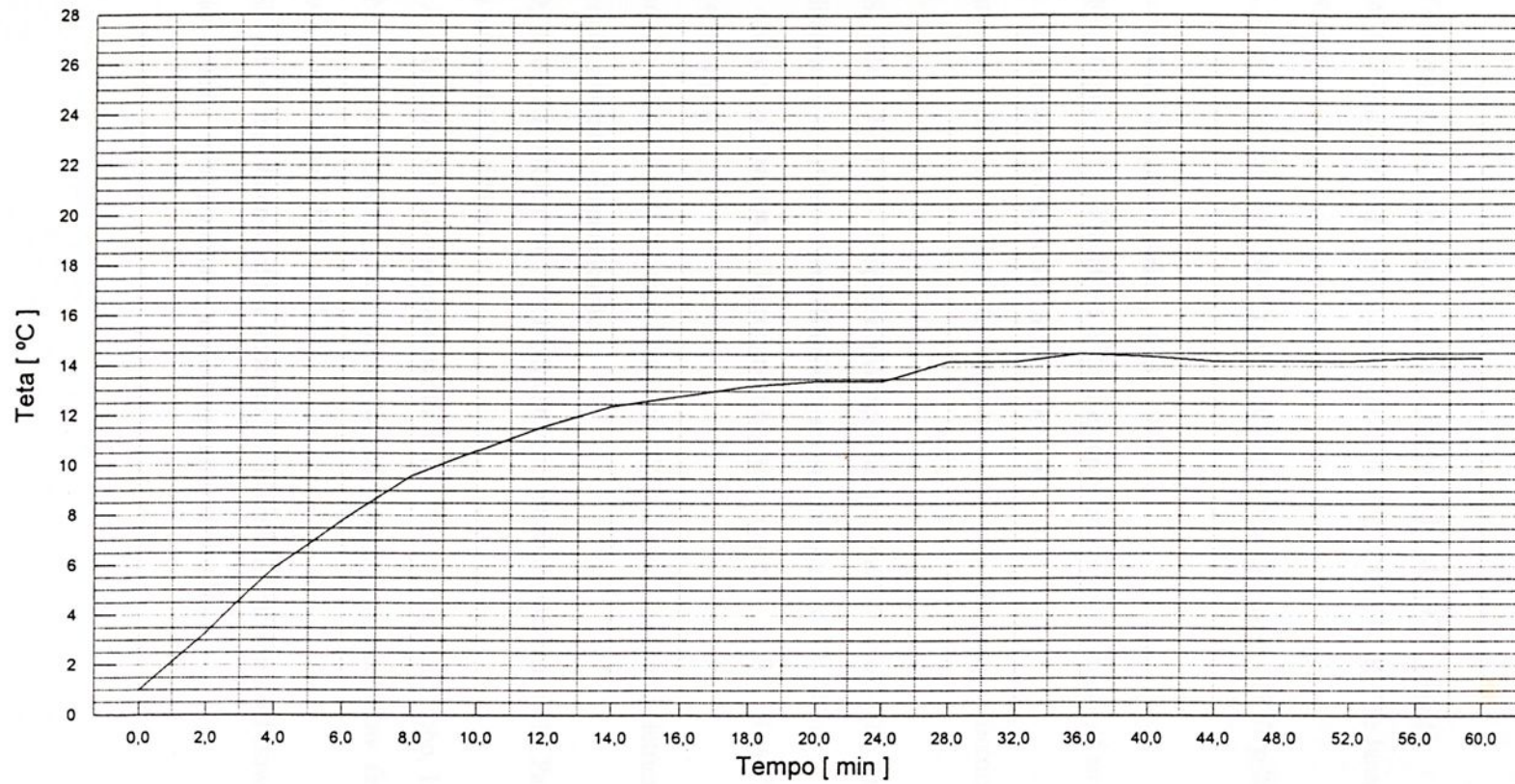


Gráfico IV.18 - Teta versus Tempo  
Hélice modificada / 970 rpm / sem furo



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS :

- [ 1 ] - SOUZA, Z.- *Elementos de máquinas térmicas* - Rio de Janeiro : Editora Campus: EFEI, 1980, 262 p.
- [ 2 ] - MATAIX, C. - *Turbomáquinas hidráulicas* . Madri : Editorial ICAI, 1975. 1032 p.
- [ 3 ] - MACINTYRE, A. J.-*Ventilação industrial e controle da poluição*. 2a.Ed., Rio de Janeiro: Guanabara, 1990. 403 p.
- [ 4 ] - JORGENSEN, R. - *Fan engeneering* - New York : Buffalo Forge Company , 1970. p.227 - 655.
- [ 5 ] - ECK, B. - *Fans* - Oxford : Pergamon Press , 1973 . 592 p.
- [ 6 ] - VENTER, S. J.,KROGER, D. G. -The effect of tip clearence on the performance of an axial flow fan. *Energy Conversion* , 1992 . v.33 , nº 02, p.89 - 97 .
- [ 7 ] - I.E.C. - *International Electrotechnical Commission* - 34 - 1 - Rotating electrical machines - 1969.
- [ 8 ] - LOBOSCO, O. S., DIAS, J.L.P.C.- *Seleção e aplicação de motores elétricos* - São Paulo : McGraw-Hill : Siemens S.A., 1989 ( Série Brasileira de Tecnologia ). v.1/2, 512 p.
- [ 9 ] - SISKIND, S. C. - *Electrical machines* - Direct and alternation current - 2a.Ed., New York: McGraw-Hill , 1979. 563 p.
- [10] - A.B.N.T.- *Associação Brasileira de Normas Técnicas* - NBR 7094 - Máquinas elétricas girantes - Motores de indução - Especificação
- [11] - FRITZGERALD, A. E., KINGLEY JR., C., KUSKO,A. - *Máquinas elétricas* - São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1975. 623 p.
- [12] - MARTIGNON, A. - *Máquinas de corrente alternada* -Porto Alegre : Editora Globo, 1978
- [13] - ZELLER, W. AND STANG, H.- Prediction of the sound intensity of axial flow fans - *Heizung- Lüftung - Haustechnik* - 1957 , nº 12
- [14] - MARCINOWISKI,H. - The influence of the impeller gap in free discharging axial-flow fans without guide whell - *Voith-forschung u. Konstruktion*, 1958 , No.3.



- [15] - CUDINA, M. - Noise generated by a vane axial fan with inlet guide vanes - *Noise Control Engineering Journal* , 1992, vol. 39, nº 1
- [16] - ISO 2954 - *International Standart* - Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery - Requirements for instruments for measuring vibration severity - 1975
- [17] - KOSTENKO, M., PIOTROVSKY, L - *Electrical machines* - Moscow : Foreign Languages Publishing House, 1969. v. 1/2 e v. 2/2. 682 p.
- [18] - HOLMANN, J.P.- *Transferência de calor* - São Paulo: Mc Graw Hill - 1983. 639 p.
- [19] - A.B.N.T. - *Associação Brasileira de Normas Técnicas* - MB - 216 - Sistemas Polifásicos de Indução - Método de Ensaio.
- [20] - KOSOW, I. - *Máquinas elétricas e transformadores* - Porto Alegre : Editora Globo - 1994. 667 p.
- [21] - ROSENBERRY JR.,G.M.- The transient stalled temperature rise of cast aluminium squirrel - cage rotor for induction motors. *AIEE* - 1955, cap. 2 e cap. 4.
- [22] - BARTHOLD, R.G.- Motor surface temperature in hazardous areas, *I.E.E. transaction in Industry Application* , I.A.- 14 , 1978 , cap.4 - cap.6.
- [23] LIENHARD, J. H. - *A heat transfer textbook* - New Jersey : Editora Prendice-Hall, Inc.- 1981, 516 p.
- [24] - I.E.C - 385 - *International Eletrotechnical Commission* - Première Ediction - 1972
- [25] - MAGALHÃES FILHO, P. - *Roteiro de cálculo aerodinâmico para rotores axiais de sopro livre de pequena potência para conforto* - Itajubá : EFEI , 1978. 78 p. Dissertação ( Mestrado em Engenharia Mecânica ) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá





unesp



.1 12 13 14 15 16 17 18