

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRE LUIZ PAES MARTINS CAPARROZ
DENIS AKIRA IOSHII

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS
HIDRÁULICOS PELA APLICAÇÃO DE INVERSOR DE FREQUÊNCIA
NO MOTOR ELÉTRICO DE ACIONAMENTO DA BOMBA
HIDRÁULICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2014

ANDRE LUIZ PAES MARTINS CAPARROZ

DENIS AKIRA IOSHII

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS
HIDRÁULICOS PELA APLICAÇÃO DE INVERSOR DE FREQUÊNCIA
NO MOTOR ELÉTRICO DE ACIONAMENTO DA BOMBA
HIDRÁULICA**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Celso Salamon

Co-orientador: Prof. Esp. Sidney Carlos Gasoto

CURITIBA

2014

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS HIDRÁULICOS PELA APLICAÇÃO DE INVERSOR DE FREQUÊNCIA NO MOTOR ELÉTRICO DE ACIONAMENTO DA BOMBA HIDRÁULICA", realizado pelo aluno(s) ANDRE LUIZ PAES MARTINS CAPARROZ e DENIS AKIRA IOSHII, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Celso Salamon

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. João Antônio Palma Setti

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Esp. Sidney Carlos Gasoto

DAMEC, UTFPR

Co-orientador / Avaliador

Curitiba, 22 de maio de 2014

AGRADECIMENTOS

Agradecemos a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho, em especial aos professores envolvidos diretamente neste trabalho, os quais não mediram esforços em ajudar sempre que solicitados. Deixamos aqui os nossos sinceros agradecimentos ao professor orientador do trabalho, Celso Salamon, ao professor co-orientador e avaliador, Sidney Carlos Gasoto, ao professor avaliador João Antônio Palma Setti, e aos professores responsáveis pela coordenação dos trabalhos de conclusão de curso, Osvaldo Verussa Junior e Alfredo Vrubel.

RESUMO

CAPARROZ, Andre Luiz Paes Martins; IOSHII, Denis Akira. Análise da eficiência energética de sistemas hidráulicos pela aplicação de inversor de frequência no motor elétrico de acionamento da bomba hidráulica. 2013, 67f. Trabalho de conclusão de curso (Curso de Engenharia Industrial Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Este projeto tem por objetivo evidenciar a melhoria da eficiência energética de um sistema hidráulico com bomba de deslocamento constante através do uso de um conversor de frequência. Foi implementado um experimento, sob determinada condição de carga, e com o controle de vazão do óleo realizado pela variação da frequência de alimentação do motor elétrico de acionamento da bomba hidráulica. Foram realizadas medições de potência pelo inversor e calculadas pelo produto de medições de vazão e pressão. As mesmas medições foram realizadas sobre este sistema, porém com controle de vazão efetuado por válvula estranguladora de fluxo, em condições de pressão e vazão de trabalhos similares. A análise comparativa dos dados coletados e ou calculados evidencia uma significativa melhoria da eficiência em algumas condições do experimento.

Palavras-chave: hidráulica, bomba hidráulica, inversor de frequência, moto bomba, eficiência.

ABSTRACT

CAPARROZ, Andre Luiz Paes Martins; IOSHII, Denis Akira. Analysis of energy efficiency of hydraulic systems by applying frequency inverter on the hydraulic pump drive electric motor. 2013, 67p. Trabalho de conclusão de curso (Curso de Engenharia Industrial Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

The purpose of this study is to evidence the improvement of a fixed displacement pump hydraulic system energy efficiency using a frequency inverter. A didactic experiment was implemented under determined load condition, on which the oil flow was controlled changing the pump drive electric motor power frequency. Power measurements were made using the inverter and calculating the product of flow and pressure measurements. Same measurements were made over this system, with the flow control made by flow control valve, under similar pressure and flow conditions. The comparative analysis of the collected and or calculated data evidence significant improvement of the efficiency under certain conditions.

Keywords: Hydraulics. Hydraulic pump. Frequency inverter. Pump units. Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Métodos de transmissão de potência.....	15
Figura 2 – Fluxograma das etapas do trabalho	22
Figura 3 - Esquema de funcionamento de um sistema hidráulico	25
Figura 4 – Potência consumida por bombas	26
Figura 5 – Desenho em corte de uma bomba de engrenagens externas.....	29
Figura 6 – Simbologia de bomba de deslocamento fixo acoplada a motor	30
Figura 7 – Funcionamento da válvula limitadora de pressão	31
Figura 8 – Simbologia de válvula limitadora de pressão	31
Figura 9 – Simbologia de válvula estranguladora de vazão e desenho em corte	32
Figura 10 – Vista em corte de um motor hidráulico de engrenagens	34
Figura 11 – Simbologia de um motor hidráulico bidirecional com dreno	34
Figura 12 – Curvas Torque x Velocidade e Corrente x Velocidade.....	36
Figura 13 – Configuração das chaves do inversor de frequência.....	37
Figura 14 – Exemplo de como funciona um inversor de frequência.....	38
Figura 15 – Gráfico Torque x Velocidade para diferentes frequências.....	40
Figura 16 – Esquema hidráulico proposto	43
Figura 17 - Esquema hidráulico revisado	44
Figura 18 - Visão geral do sistema hidráulico.....	45
Figura 19 – Quadro com lista dos componentes.....	46
Figura 20 – Quadro esquemático apresentando a potência consumida pela bomba se aproximando da requerida pelo motor hidráulico com uso de inversor de frequência	53
Figura 21 – Gráficos das potências (a) com inversor de frequência e (b) sem inversor de frequência.	54

Figura 22 – Gráfico dos rendimentos em função da vazão do motor56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre os métodos de transmissão de potência.....	15
Tabela 2 – Faturamento por segmento industrial no Brasil	21
Tabela 3 – Dados gerais das pequenas e médias empresas no Brasil	21

LISTA DE SÍMBOLOS

p	Pressão
F	Força
A	Área
Q	Vazão
V	Volume
t	Tempo
v	Velocidade
W	Trabalho
s	Distância
P	Potência
n	Rotação
η_{vol}	Rendimento volumétrico
P_{an}	Potência de acionamento
η_{ges}	Rendimento total
M	Torque
Δp	Diferencial de pressão
η_{mh}	Rendimento hidráulico mecânico
P_{ab}	Potência de saída do motor
M_{ab}	Torque de saída do motor
f	Frequência
σ	Fator de escorregamento
N	Número de polos
η	Rendimento

P_e Potência de trabalho

P_m Potência consumida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Contexto do Tema	14
1.1.1	Os métodos de transmissão de potência	14
1.1.2	A eficiência energética dos sistemas hidráulicos	16
1.1.3	Alternativas para melhoria da eficiência energética	17
1.2	Caracterização do Problema	18
1.3	Objetivos	19
1.3.1	Objetivo geral	19
1.3.2	Objetivos específicos	19
1.4	Justificativa	20
1.5	Etapas do Trabalho	22
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1	Automação Industrial	23
2.2	Hidráulica	23
2.2.1	Pressão	23
2.2.2	Vazão	24
2.2.3	Trabalho	24
2.2.4	Potência	25
2.3	Sistemas hidráulicos	25
2.3.1	Bombas hidráulicas	28
2.3.2	Válvulas limitadoras de pressão	30
2.3.3	Válvulas estranguladoras de vazão	31
2.3.4	Atuadores Hidráulicos	32
2.3.5	Motores Hidráulicos	32
2.4	Motores Elétricos de Indução	35
2.5	Inversores de Frequência	37
2.5.1	Inversor de Frequência Escalar	39
2.5.2	Inversor de Frequência Vetorial	39
3	PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO	41
3.1	Projeto	41
3.2	Implementação	43
3.3	Coleta de dados	47
3.4	Análise dos dados obtidos	48
4	RESULTADOS	50
4.1	Aplicação da metodologia proposta	50
4.2	Imprevistos e dificuldades encontradas	50
4.3	Análise dos resultados obtidos	50
4.3.1	Potência consumida x potência requerida	51
4.3.2	Potência x rotação do motor hidráulico	54
4.3.3	Rendimento do sistema	55
4.3.4	Análises complementares	56
5	CONCLUSÕES	58
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	59

REFERÊNCIAS	61
APÊNDICE A – TABELA DOS DADOS COLETADOS E CALCULADOS	63
ANEXO A – PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA	64

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo aborda-se o contexto do tema deste trabalho, caracterizando-se o problema, definindo-se os objetivos e a justificando a realização do estudo. Por fim, apresentam-se as etapas do trabalho.

1.1 Contexto do Tema

Segundo Fernandes (2006), a utilização da energia dos fluidos é estudada pelo homem há centenas de anos. As primeiras rodas d'água datam de 200 a.C. e o desenvolvimento contínuo desta tecnologia resultou, entre outras aplicações, nas atuais usinas hidrelétricas, destinadas à geração de milhões de quilowatts de potência.

A hidráulica se constituiu em um método extremamente importante de transmissão de potência até a adoção universal da eletricidade (RABIE, 2009). Ainda conforme Rabie (2009), em Londres, na década de 1930, havia uma vazão média de 12 m³/min de água sendo bombeada em tubos subterrâneos para movimentar cargas tanto na construção civil como na indústria.

Com a universalização da eletricidade, a hidráulica passou a ser mais vantajosa somente em algumas condições mais específicas, i.e. potência de saída superior a 10 kW, resposta rápida, paradas e partidas frequentes e variações de velocidade que causam demandas de potência cíclicas, flutuantes e de pico (SHANG, 2004).

1.1.1 Os métodos de transmissão de potência

Conforme Rabie (2009), em aplicações de engenharia são três os métodos de transmissão de potência: o mecânico, o elétrico e o fluídico, sendo o fluídico subdividido em pneumático e hidráulico. O hidráulico, por fim, é dividido em hidrodinâmico (ou hidrocínético) e hidrostático. A Figura 1 apresenta esquematicamente esta classificação.

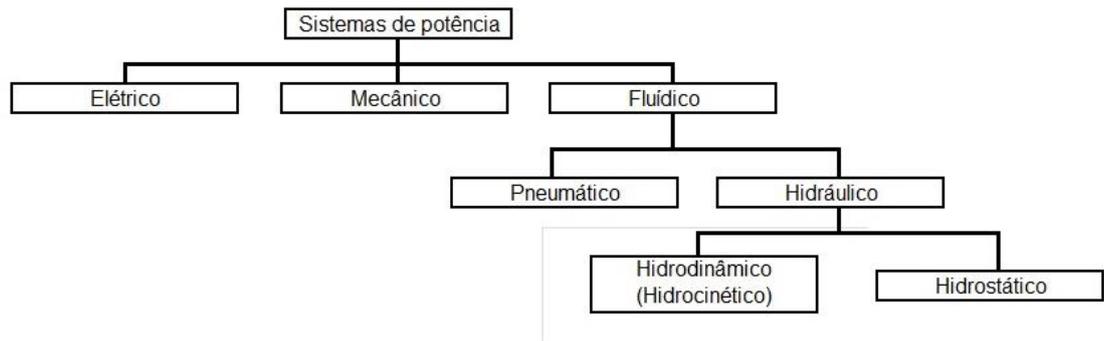


Figura 1 – Métodos de transmissão de potência

Fonte: adaptado de RABIE (2009)

Os sistemas de transmissão de potência hidrodinâmicos são baseados na energia cinética do fluido. São, entretanto, restritos a movimento rotacional. Já os sistemas hidrostáticos são baseados na energia de pressão do fluido. Este último possui diversas aplicações (i.e. prensas hidráulicas, equipamentos para a construção civil, máquinas agrícolas, mesas elevadoras) e será objeto de estudo no presente trabalho. Subsequentemente, tais sistemas que utilizam o método hidrostático serão aqui denominados sistemas hidráulicos.

Na Tabela 1 tem-se uma comparação qualitativa entre os métodos de transmissão de potência.

Tabela 1 – Comparação entre os métodos de transmissão de potência

Propriedade do sistema	Mecânico	Elétrico	Pneumático	Hidráulico
Fonte de energia de entrada	Motores de combustão interna e motores elétricos	Motores de combustão interna, motores hidráulicos e turbinas de ar ou vapor	Motores de combustão interna, motores elétricos e tanques de pressão	Motores de combustão interna, motores elétricos e turbinas de ar
Elemento de transferência de energia	Elementos mecânicos, eixos, engrenagens, alavancas	Cabos elétricos e campo magnético	Tubos e mangueiras	Tubos e mangueiras

Propriedade do sistema	Mecânico	Elétrico	Pneumático	Hidráulico
Transportador de energia	Elementos elásticos e rígidos	Fluxo de elétrons	Ar	Fluidos hidráulicos
Relação potência/peso	Baixa	Média	Excelente	Excelente
Torque/inércia	Baixo	Médio	Alto	Excelente
Rigidez	Alta	Baixa	Média	Excelente
Tempo de resposta	Médio	Excelente	Médio	Alto
Sensibilidade à sujeira	Excelente	Excelente	Média	Média
Custo relativo	Excelente	Excelente	Alto	Médio
Controle	Médio	Excelente	Alto	Alto
Tipo de movimento	Basicamente rotativo	Basicamente rotativo	Linear e rotativo	Linear e rotativo

Fonte: adaptado de RABIE (2009)

1.1.2 A eficiência energética dos sistemas hidráulicos

A despeito das vantagens do método de transmissão de potência hidráulico, a eficiência destes sistemas, conforme Shang (2004) indica, é baixa quando comparada com os sistemas mecânicos e elétricos.

Para se entender o motivo desta baixa eficiência, deve-se entender primeiramente que nos sistemas hidráulicos ocorrem duas conversões de energia (SHANG, 2004). A energia mecânica oriunda do motor de acionamento é convertida em energia hidráulica por meio de uma bomba hidráulica. Esta conversão primária é necessária para que haja a transmissão de potência através do fluido de trabalho. Posteriormente, já no atuador, ocorre a conversão secundária, onde energia hidráulica é então convertida novamente em energia mecânica (LINSINGEN, 2001). Estas duas conversões de energia, somadas às perdas de carga nos componentes do sistema e ao atrito nas tubulações e também nos componentes, faz com que a eficiência seja reduzida significativamente. Estima-se que a eficiência de uma bomba

hidráulica gire em torno de 85% e, quando se analisa o sistema como um todo, a eficiência é reduzida para aproximadamente 70% (CUNDIFF, 2002).

1.1.3 Alternativas para melhoria da eficiência energética

Dada esta baixa eficiência energética dos sistemas hidráulicos, tem-se uma oportunidade de melhoria de projeto e/ou produto.

Conforme Lima (2013), em termos de produto, nota-se um avanço significativo na eficiência dos componentes de um sistema hidráulico. Não só pela melhoria dos componentes já existentes, mas também pelo desenvolvimento de novos modos construtivos para estes componentes. Para o caso das bombas, por exemplo, tem-se hoje diversos modos construtivos, i.e. bombas de engrenamento interno, engrenamento externo, palhetas, pistões axiais e pistões radiais.

Entretanto, o projeto é o fator mais importante para considerações de eficiência energética (SHANG, 2004). Por projeto entende-se desenho de um sistema, dimensionamento e especificação/seleção dos componentes. Como a maior parte da ineficiência dos sistemas hidráulicos é motivada pela ineficiência da bomba, no projeto do conjunto moto bomba concentram-se os maiores esforços para aumentar a eficiência. Para atingir tal objetivo é necessário um controle da potência entregue ao sistema, de modo a aproximar a potência fornecida da potência requerida (SALAMON, 2003). Este controle se dá pelo controle da vazão, que pode ser feito pela bomba (deslocamento fixo ou variável) ou pelo motor (controle de velocidade).

A escolha do tipo de bomba a ser utilizado é função do ciclo de trabalho da aplicação na qual o sistema hidráulico está sendo empregado (REXROTH, 2005). Cada ciclo possui suas singularidades e, portanto, deve ser analisado em particular.

Para efetuar o controle de vazão pela bomba, tem-se disponível no mercado hoje a bomba de deslocamento variável. Este tipo construtivo de bomba permite um controle de vazão para momentos em que a potência requerida é inferior à disponível, de modo que se regule a potência e economize energia. Ressalta-se aqui que seu custo de aquisição é bastante superior ao das bombas de deslocamento fixo.

Outra alternativa é analisar os motores elétricos de acionamento da bomba. Motores de indução não possuem um controle de velocidade, restringindo o controle de vazão no sistema à bomba. Desenvolveram-se, então, novos projetos de circuitos hidráulicos, empregando sistemas de controle de velocidade – e vazão por consequência – no motor. Atualmente encontram-se servomotores ligados à bomba ou conversores de frequência (também chamados de inversores de frequência) ligados ao motor elétrico acoplado à bomba.

Os servomotores constituem uma grande vantagem na redução do consumo, pois sua velocidade é controlada eletronicamente e pode variar de forma rápida e precisa. Neste caso, não há necessidade da bomba possuir deslocamento variável. A restrição desta concepção é o alto custo de aquisição.

Já os inversores de frequência são utilizados tanto em circuitos com bombas de deslocamento fixo quanto com deslocamento variável. A redução no consumo se dá pelo controle da velocidade do motor elétrico que o inversor de frequência proporciona. Desta forma, a velocidade da bomba também é controlada e, por consequência, tem-se o controle da vazão.

A variável que determinará qual das duas concepções é mais vantajosa é o ciclo de trabalho, i.e. para injetoras de plástico, a configuração com bomba de deslocamento variável pode ser mais vantajosa. Já para prensas de baixa potência, o custo benefício da configuração com bomba de deslocamento fixo pode se apresentar como a mais indicada.

1.2 Caracterização do Problema

Segundo Garcia (2003), os motores elétricos consomem um terço de toda a energia elétrica ofertada no Brasil. Mundialmente, conforme IEA (2007), motores elétricos correspondem entre 60 e 70% da energia elétrica consumida pela indústria.

Uma das aplicações às quais se destinam os motores elétricos na indústria é o acionamento de sistemas hidráulicos. Dentre as aplicações destes sistemas hidráulicos, uma parcela significativa é representada pelas aplicações consideradas de baixa potência – não superior a 10 CV.

Ademais, para aplicações de baixa potência, em que o investimento inicial deve ser baixo, a concepção de inversores de frequência ligados ao motor elétrico acoplado a uma bomba de deslocamento fixo é interessante, uma vez que, além de possuir um baixo custo de implementação, proporciona uma redução significativa no consumo de energia (LUCCA; CAMARGO; GOTTARDO, 2012 p. 30), fazendo com que o investimento adicional do inversor de frequência seja diluído pela economia de energia.

Portanto, é bastante oportuno desenvolver um estudo voltado a estas aplicações, com o objetivo de verificar a eficiência energética dos sistemas hidráulicos quando se utiliza um inversor de frequência para realizar o controle da vazão.

1.3 Objetivos

A seguir são apresentados os objetivos para a realização do presente trabalho.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral é o escopo principal do trabalho, e é descrito a seguir.

1.3.1.1 Eficiência energética

O objetivo geral deste trabalho é demonstrar, em um experimento didático, o aumento da eficiência energética de sistemas hidráulicos pela aplicação de um inversor de frequência no motor elétrico de acionamento de uma bomba de deslocamento constante.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são os objetivos necessários para que se atinja o objetivo geral, e são apresentados abaixo.

1.3.2.1 Pressão

Medição da pressão hidráulica máxima gerada pelo sistema e da pressão gerada pela carga de trabalho. Essa medição é feita de maneira direta, por meio de manômetro e de transdutor de pressão.

1.3.2.2 Vazão

Medição da vazão de óleo gerada pela bomba (conversão primária de energia) e da vazão consumida pelo atuador (conversão secundária de energia). Essa medição é feita de maneira direta, por meio de rotâmetro, ou indireta, calculando a partir da velocidade de rotação e do volume de deslocamento da bomba hidráulica e do motor hidráulico.

1.3.2.3 Potência

A eficiência energética será calculada a partir da potência elétrica de entrada (consumida pelo motor elétrico), da potência hidráulica de entrada (gerada pelo conjunto moto bomba, sem regulação de vazão e pressão) e da potencia hidráulica de saída (efetivamente utilizada para gerar trabalho).

A potência elétrica é medida diretamente (através do inversor de frequência) e as potências hidráulicas são medidas indiretamente, através do cálculo do produto entre a vazão e a pressão hidráulicas medidas.

1.4 Justificativa

Como mostra a Tabela 2, a indústria de automação tem apresentado um crescimento significativo no Brasil. Ao comparar-se o crescimento total entre 2010 e 2012, nota-se que tal crescimento foi de 21,1%.

Tabela 2 – Faturamento por segmento industrial no Brasil

Faturamento Total por Área (R\$ milhões a preços correntes)	2010	2011	2012	2012x2011
Automação Industrial	3.237	3.725	3.920	5,2%
Componentes Elétricos e Eletrônicos	9.502	9.828	9.755	-1%
Equipamentos Industriais	18.754	22.272	22.322	0%
GTD *	12.089	13.097	15.307	17%
Informática	39.864	43.561	43.561	0%
Material Elétrico de Instalação	8.909	9.654	9.019	-7%
Telecomunicações	16.714	19.901	22.811	15%
Utilidades Domésticas	15.307	16.102	17.841	11%
Eletroeletrônicas	15.307	16.102	17.841	11%
Total	124.376	138.140	144.536	5%
Material Elétrico de Instalação	8.909	9.654	9.019	-7%
Telecomunicações	16.714	19.901	22.811	15%
Utilidades Domésticas	15.307	16.102	17.841	11%
Eletroeletrônicas	15.307	16.102	17.841	11%
Total	124.376	138.140	144.536	5%

*Geração, transmissão e distribuição de energia elétrica

Fonte: ABINEE (2013)

Adicionalmente, a Tabela 3 mostra os números das pequenas e médias empresas brasileiras. Nota-se que 99% das empresas brasileiras hoje são consideradas pequenas ou médias.

Tabela 3 – Dados gerais das pequenas e médias empresas no Brasil

As MPEs no Brasil	O que isso representa
20% do PIB	R\$ 700 bilhões
99% das empresas	5,7 milhões de MPEs
60% dos empregos	56,4 milhões de empregos

Fonte: IBGE (2010)

As pequenas e médias empresas que fazem uso da automação industrial e, mais especificamente, dos sistemas hidráulicos, possuem caracteristicamente aplicações de baixa potência. Estas aplicações requerem motores elétricos relativamente pequenos.

Recentemente os estudos acerca da eficiência energética estão não mais exclusivamente voltados à performance, mas também à eficiência energética (SHANG, 2004). Com isso, o presente trabalho é oportuno, pois se propõe a avançar nos estudos de economia de energia elétrica na indústria, além de reduzir também os custos de implementação e manutenção de sistemas hidráulicos, pois, conforme cita Shang (2004), a baixa eficiência em sistemas hidráulicos também aumenta os custos de operação e, por vezes, requerem a instalação de motores mais potentes, bombas maiores e sistemas mais elaborados de refrigeração.

1.5 Etapas do Trabalho

As etapas do trabalho estão esquematizadas no fluxograma da Figura 2

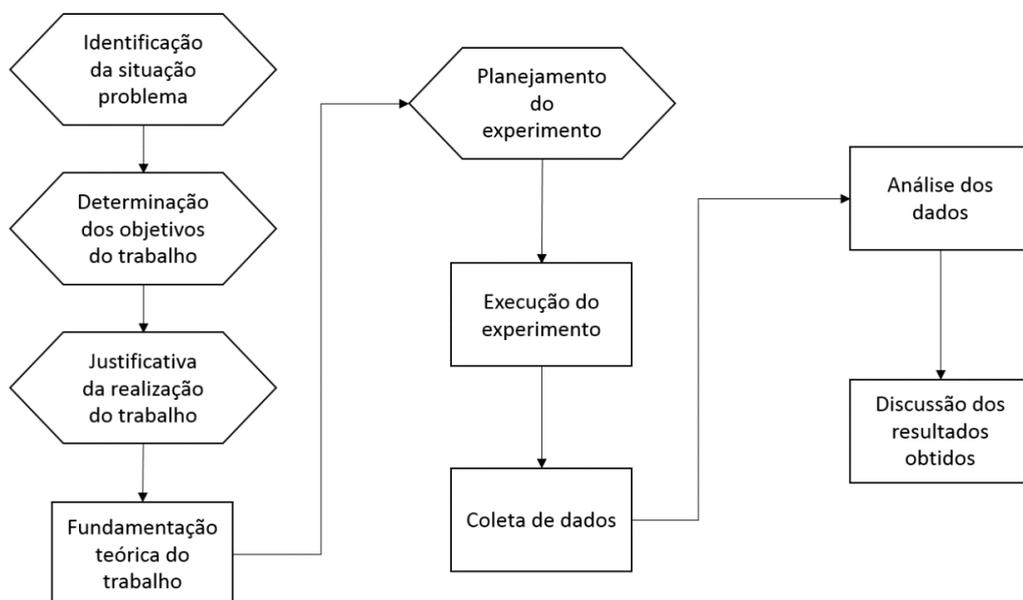


Figura 2 – Fluxograma das etapas do trabalho

Fonte: Autores

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos fundamentais para a realização do presente trabalho, os quais foram revisados de acordo com a literatura.

2.1 Automação Industrial

Para Fialho (2004, p. 13), automação é a “dinâmica organizada’ dos automatismos”, os quais são os “meios, instrumentos, máquinas, processos de trabalho, ferramentas ou recursos graças aos quais a ação humana, num determinado processo, fica reduzida, eliminada ou potencializada”. Dentro da automação existem diversos meios de se obter energia para acionar os dispositivos que realizarão a tarefa, como a hidráulica, a pneumática, os acionamentos elétricos e eletrônicos e as combinações entre eles. Dentro do escopo desse trabalho, a hidráulica será a fonte de energia para a automação.

2.2 Hidráulica

Ainda segundo Fialho (2004, p. 14), “a hidráulica é a ciência que estuda líquidos em escoamento e sob pressão”. Ela pode ser dividida em hidrostática, onde são estudados os líquidos sob pressão, e hidrodinâmica, que estuda os líquidos em movimento. Nesse trabalho será abordado o estudo do óleo como líquido, por ser mais comum em aplicações de automação industrial. A seguir apresentam-se alguns conceitos da hidráulica importantes para o estudo realizado nesse trabalho: a pressão, a vazão, o trabalho e a potência.

2.2.1 Pressão

Dentro da hidrostática, pressão é a força que o fluido exerce por unidade de área do recipiente que o contém (FIALHO, 2004, p. 14), uma grandeza muito importante na descrição de processos em fluidos. A unidade de pressão no Sistema

Internacional (S.I.) é N/m² ou Pa, mas é comum a utilização de outras unidades, como Bar, Atm, Kgf/mm², Lib/in².

Sendo assim, é possível saber a força (F) que o fluido exerce sobre uma das paredes do recipiente que o contém conhecendo a sua área (A) e a pressão sob a qual o fluido está confinado (p), de acordo com a equação (1).

$$p = \frac{F}{A} \quad (1)$$

2.2.2 Vazão

Outro conceito importante da hidráulica é a vazão. Para fluidos, vazão (Q) é o volume (V) de fluido que passa pela tubulação por unidade de tempo (t), ou ainda a velocidade com que o fluido passa (v) vezes a área da seção transversal da tubulação (A), conforme a equação (2).

$$Q = \frac{V}{t} = A * v \quad (2)$$

A unidade de vazão no S.I. é m³/s, mas também é utilizado l/min ou g.p.m.

2.2.3 Trabalho

Se um corpo sob ação de uma força (F) é deslocado a certa distância do ponto inicial (s), então se pode dizer que essa força realizou um trabalho W. O trabalho é igual ao produto da força e da distância percorrida, conforme a equação (3), sua unidade é N.m ou Joule [J].

$$W = F * s \quad (3)$$

2.2.4 Potência

Potência (P) é, conforme a equação (4), o quociente entre o trabalho (W) e o tempo (t) no qual ele foi realizado, ou seja, quanto menor o tempo para realizar um trabalho, maior a potência requerida para fazê-lo. A unidade de potência é J/s ou Watt [W].

$$P = \frac{W}{t} \quad (4)$$

2.3 Sistemas hidráulicos

Basicamente a hidráulica industrial utiliza o óleo como meio de transmissão de energia, onde, de acordo com Rexroth (2005, p. 25) “energia mecânica é convertida em energia hidráulica, esta última é transportada e comandada ou regulada e novamente convertida em energia mecânica”.

Fialho (2004, p.30-31) divide os sistemas hidráulicos em três partes principais:

- Sistema de geração, constituído por reservatório, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios.
- Sistema de distribuição e controle, constituído pelas válvulas controladoras de vazão e pressão e válvulas direcionais.
- Sistema de aplicação de energia, constituído pelos cilindros, motores hidráulicos e osciladores.

A Figura 3 abaixo esquematiza o funcionamento de um sistema hidráulico.

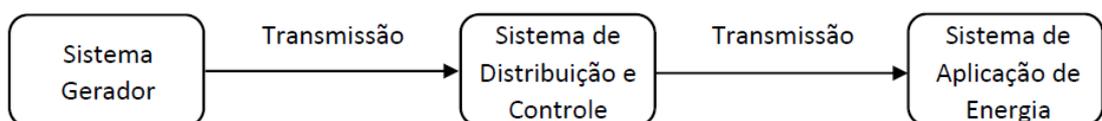


Figura 3 - Esquema de funcionamento de um sistema hidráulico
 Fonte: adaptado de FIALHO (2004)

De acordo com Fialho (2004) e Rexroth (2005), os sistemas hidráulicos apresentam como vantagem a fácil instalação dos seus diversos elementos, oferecendo grande flexibilidade, assim como fácil mudança de projeto após a instalação se necessário; suavidade na inversão e partida de movimentos, devido à baixa inércia, além de ser possível dar partida com carga total; excelente controle de posição, velocidade, torque e força dos movimentos; são sistemas auto lubrificadas; possuem boa relação entre tamanho e potência gerada e são sistemas de fácil proteção contra sobrecarga, além de ser um sistema muito robusto.

As desvantagens são o elevado custo inicial para se instalar um sistema hidráulico; o baixo rendimento em função das conversões de energia (elétrica em mecânica, mecânica em hidráulica e esta em mecânica novamente), das perdas por vazamentos internos dos componentes e por atritos internos (fluido) e externos; e o perigo de incêndio devido ao óleo ser inflamável (FIALHO, 2004, p. 32).

O fator baixo rendimento, objeto de estudo deste trabalho, pode ser evidenciado analisando o gráfico apresentado na Figura 4, que representa as várias configurações do sistema.

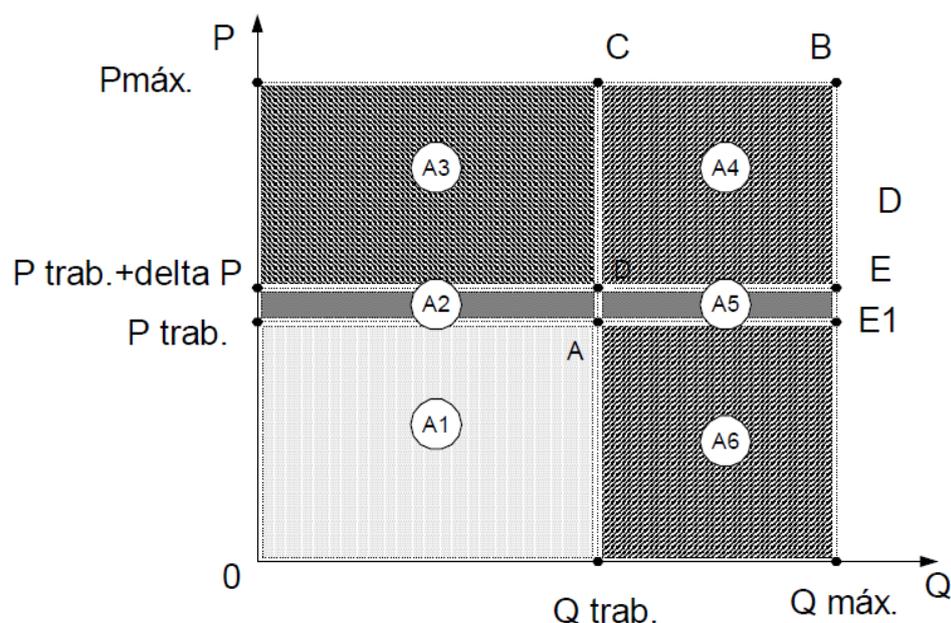


Figura 4 – Potência consumida por bombas
Fonte: SALAMON (2003, p. 30)

A potência necessária para realizar o trabalho é dada pela área A1. As áreas A2 e A5 representam as perdas de carga nos componentes do sistema, as quais serão desconsideradas nesta análise por serem inerentes ao conjunto moto bomba utilizado. As outras áreas representam as ineficiências no consumo de potência e dependem do tipo de conjunto moto bomba utilizado.

- a) Bomba de deslocamento fixo: a potência consumida neste caso é a soma de todas as áreas, sendo a ineficiência representada pelas áreas A2, A3, A4, A5 e A6.
- b) Bomba de deslocamento variável (regulagem da vazão): a potência consumida é a soma das áreas A1, A2 e A3. A ineficiência é representada, então, pelas áreas A2 e A3.
- c) Sistema *load sensing* com bomba de deslocamento fixo (regulagem da pressão): a potência consumida é a soma das áreas A1, A2, A5 e A6, eliminando as áreas A3 e A4. A ineficiência é representada pelas áreas A2, A5 e A6.
- d) Sistema *load sensing* com bomba de deslocamento variável (regulagem da vazão e pressão): a potência consumida é a soma das áreas A1 e A2. Neste caso, reduzem-se significativamente os desperdícios, aproximando a potência consumida pela bomba da potência necessária para o trabalho.

Os componentes apresentados a seguir são parte do sistema que será analisado no trabalho. A bomba hidráulica como meio de conversão de energia mecânica em energia hidráulica, a válvula limitadora de pressão e a válvula estranguladora de fluxo, que controlam as condições de operação do sistema. O atuador hidráulico é motor hidráulico, que assume o papel de conversor de energia hidráulica em energia mecânica. O motor elétrico é o conversor de energia elétrica em energia mecânica, que aciona a bomba, e o inversor de frequência realiza o controle da velocidade do motor elétrico.

2.3.1 Bombas hidráulicas

As bombas hidráulicas são os componentes do sistema hidráulico que convertem energia mecânica (torque, rotação) em energia hidráulica (pressão, fluxo). Geralmente são acionadas por um motor elétrico ou um motor a combustão. Existem diversos princípios construtivos, que podem ser classificados em duas categorias: hidrostática e hidrodinâmica (FIALHO, 2004, p. 60).

Segundo Fialho (2004) as bombas hidrodinâmicas puxam o fluido do reservatório, que é posto em movimento dentro a bomba a alta velocidade e logo depois é submetido a uma diminuição da velocidade, o que gera pressão. Os exemplos são as bombas centrífugas e as axiais ou de hélice.

Já nas bombas hidrostáticas, ou bombas de deslocamento positivo, o fluido adquire movimento e pressão sem sofrer o aumento substancial de velocidade dentro da bomba, apenas é aspirado e transportado. São mais adequadas a transmissão de força e de forma geral em projetos e dimensionamento de circuitos hidráulicos sempre serão utilizadas bombas dessa categoria. Elas são subdivididas em três tipos: de engrenagens (externas, internas, de lóbulos e de tipo gerotor) de palhetas (balanceadas ou de deslocamento variável) e de pistões (radiais e axiais) (FIALHO, 2004).

Outra forma de se classificar bombas hidráulicas é entre bombas de deslocamento constante, ou seja, o volume de óleo que a bomba pode deslocar com uma rotação é fixo, ou de deslocamento variável, onde é possível regular esse volume. Exemplos de bombas fixas são as bombas de engrenagem e alguns modelos de palhetas, enquanto que bombas de pistões e outros modelos de palhetas são variáveis.

No experimento a ser realizado nesse trabalho, será utilizada a bomba de engrenagens externa, que será tratada a seguir.

2.3.1.1 Bombas de engrenagens externas

As bombas de engrenagens externas possuem como características o baixo custo, devido ao princípio construtivo relativamente simples, com menos

componentes que outros tipos de bombas, ampla faixa de rotação, temperatura e velocidade e pressão relativamente alta com pouco peso (REXROTH, 2005, p. 54).

Conforme a Figura 5, o funcionamento é simples. A roda dentada 7 é acionada por um motor elétrico ou outro tipo de acionamento e está acoplada à roda dentada 8. Conforme as engrenagens giram é criado vácuo no lado da sucção S, que puxa o óleo para dentro da bomba. O óleo é transportado pelas câmaras de deslocamento formadas entre os flancos dos dentes, a carcaça (1) e os mancais (4 e 5) até o lado da pressão P da bomba, saindo para o sistema hidráulico. Para isso é necessário que as folgas entre os componentes sejam as mínimas possíveis. Mesmo assim, ocorrem vazamentos internos do lado da pressão para o lado da sucção.

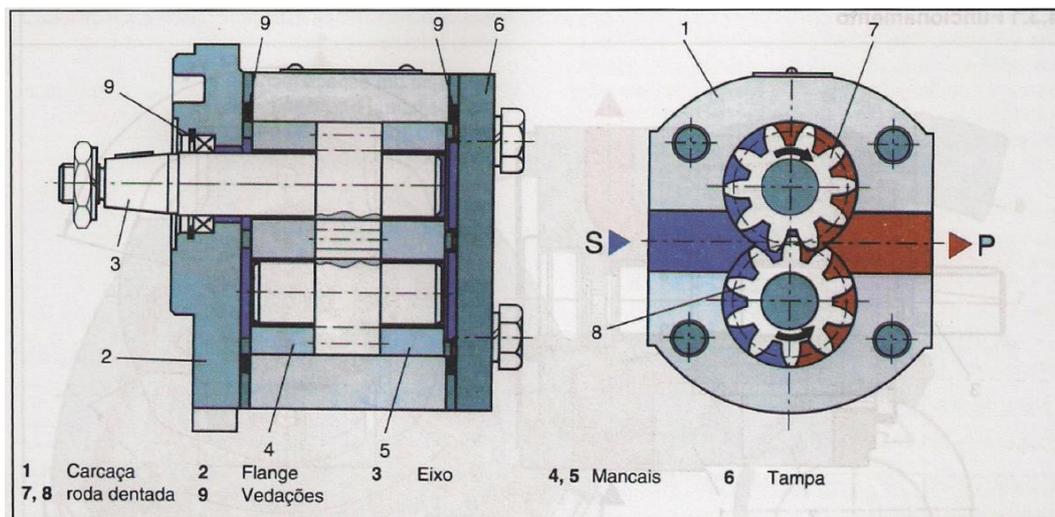


Figura 5 – Desenho em corte de uma bomba de engrenagens externas
Fonte: REXROTH (2005)

A Figura 6 mostra a simbologia de uma bomba de deslocamento fixo acoplada a um motor em um diagrama hidráulico.

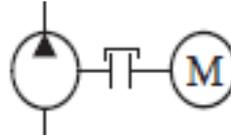


Figura 6 – Simbologia de bomba de deslocamento fixo acoplada a motor

Fonte: PARKER (1999)

Conforme HATAMI (2013) Para se escolher o tamanho de bomba adequado ao sistema, utilizam-se as equações (5), (6), (7) e (8) de bomba hidráulica, onde Q é a vazão [l/min], V é o volume nominal da bomba [cm³/rot], n é a rotação de acionamento da bomba [RPM], P_{an} é a potência de acionamento [kW], p é a pressão operacional [bar], M é o torque de acionamento [Nm], η_{ges} é o rendimento total (entre 0,8 e 0,85), η_{vol} é o rendimento volumétrico (entre 0,9 e 0,95) e η_{mh} é o rendimento hidráulico mecânico (entre 0,9 e 0,95).

$$Q = \frac{V * n * \eta_{vol}}{1000} \quad (5)$$

$$P_{an} = \frac{P * Q}{600 * \eta_{ges}} \quad (6)$$

$$M = \frac{1,59 * V * \Delta p}{1000 * \eta_{mh}} \quad (7)$$

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} * \eta_{mh} \quad (8)$$

2.3.2 Válvulas limitadoras de pressão

Também conhecidas por válvula de alívio ou de segurança, as válvulas limitadoras de pressão são válvulas normalmente fechadas que servem para regular a pressão do sistema hidráulico. Seu princípio de funcionamento é o balanço entre a pressão do óleo e a força da mola contida dentro do corpo da válvula, se a pressão da linha é maior do que a força da mola a válvula abre para o reservatório, baixando a pressão do sistema. A Figura 7 mostra um esquema do funcionamento de uma válvula limitadora de pressão.

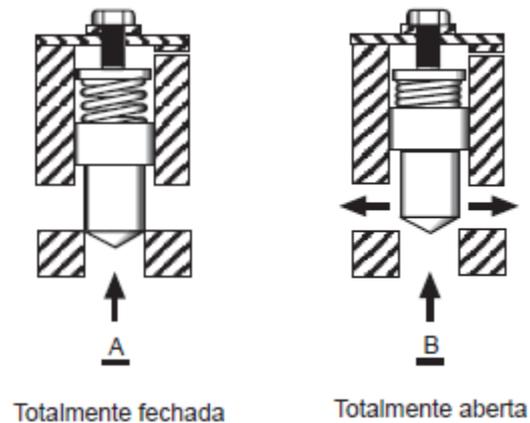


Figura 7 – Funcionamento da válvula limitadora de pressão
Fonte: PARKER (1999)

A Figura 8 exibe o símbolo utilizado em diagramas hidráulicos para representar uma válvula limitadora de pressão.

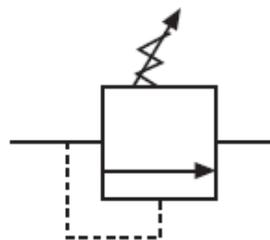


Figura 8 – Simbologia de válvula limitadora de pressão
Fonte: PARKER (1999)

2.3.3 Válvulas estranguladoras de vazão

As válvulas estranguladoras de vazão são válvulas cuja função é ajustar a vazão do sistema por meio do estrangulamento do fluxo de óleo do sistema. Esse estrangulamento cria um diferencial de pressão, que é aliviado pela válvula limitadora de pressão, mandando o excesso de fluxo de volta ao reservatório. A Figura 9 mostra a vista em corte de uma válvula estranguladora de vazão, juntamente à sua simbologia.

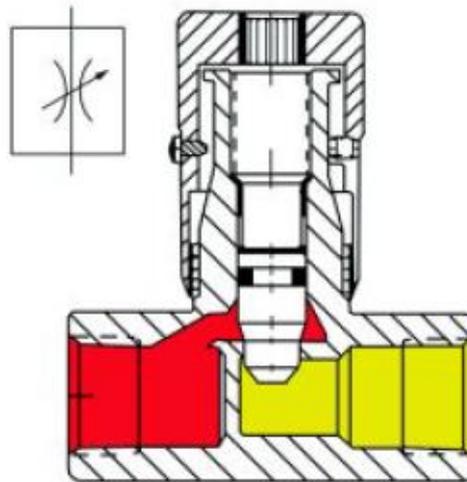


Figura 9 – Simbologia de válvula estranguladora de vazão e desenho em corte
Fonte: PARKER (1999)

2.3.4 Atuadores Hidráulicos

Os atuadores hidráulicos convertem a energia hidráulica gerada pela bomba hidráulica em energia mecânica. Eles são os pontos onde toda a atividade visível do sistema hidráulico ocorre. Pode-se dividir os atuadores hidráulicos em duas categorias, os com movimento linear, que são os cilindros hidráulicos, e os com movimento rotativo, representados pelos osciladores hidráulicos e os motores hidráulicos (PARKER, 1999). Neste trabalho será utilizado o motor hidráulico, abordado a seguir.

2.3.5 Motores Hidráulicos

Segundo Fialho (2004), os motores hidráulicos são atuadores rotativos, ou seja, possuem a função de converter energia hidráulica em energia mecânica sob a forma de torque e rotação.

Construtivamente o motor hidráulico é semelhante a uma bomba hidráulica, porém a aplicação é inversa uma da outra. Enquanto uma transforma energia mecânica em hidráulica, a outra transforma hidráulica em mecânica. Existem casos em que o mesmo equipamento pode trabalhar hora como bomba e hora como motor (FIALHO, 2004).

Assim como as bombas, os motores hidráulicos podem ser unidirecionais ou bidirecionais. Eles também são divididos em motores de vazão fixa e variável.

Os exemplos de motores de vazão fixa são os de engrenagens, de palhetas e de pistões. Esses dois últimos também apresentam modelos com vazão variável (FIALHO, 2004). Outros exemplos de formas construtivas são os motores de anel dentado ou planetário de roda (REXROTH, 2005) e os motores tipo gerotor (PARKER, 1999). A seguir será abordado o motor de engrenagens, que será utilizado no experimento.

2.3.5.1 Motores Hidráulicos de Engrenagem

Os motores hidráulicos de engrenagens possuem estrutura construtiva semelhante à das bombas de engrenagem. Eles consistem basicamente de uma carcaça com aberturas de entrada e de saída e um conjunto rotativo composto de duas engrenagens. Uma das engrenagens, a engrenagem motora, é ligada a um eixo que está ligado a uma carga. A outra é a engrenagem movida. Existem diferenças na região de pressão axial e na existência do dreno, devido ao fato que eles são concebidos para rotação reversível (REXROTH, 2005). Um motor de engrenagem é um motor de deslocamento positivo que desenvolve um torque de saída no seu eixo, através da ação da pressão hidráulica nos dentes da engrenagem (PARKER, 1999).

A Figura 10 mostra uma vista em corte de um motor de engrenagens, o que evidencia a semelhança entre ele e a bomba de engrenamento externo.

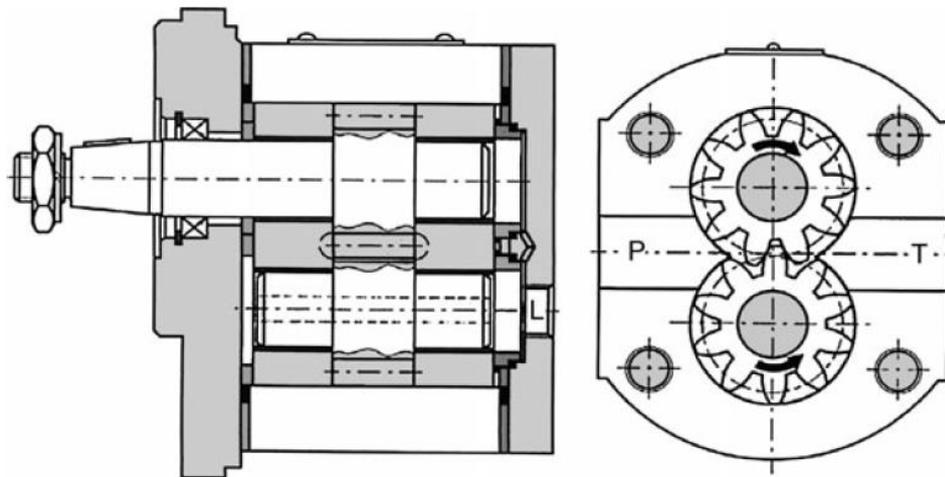


Figura 10 – Vista em corte de um motor hidráulico de engrenagens
Fonte: REXROTH (2005)

A Figura 11 mostra a simbologia de um motor hidráulico utilizada em diagramas hidráulicos.

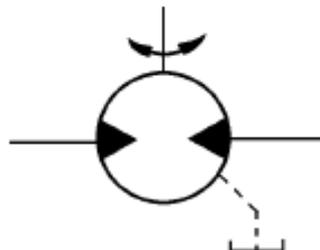


Figura 11 – Simbologia de um motor hidráulico bidirecional com dreno
Fonte: PARKER (1999)

Segundo HATAMI (2013) para se escolher o tamanho de motor adequado, utilizam-se as equações (9), (10), (11) e (12), onde Q é a vazão [l/min], V é o volume nominal do motor [cm^3/rot], n é a rotação do motor [RPM], P_{ab} é a potência de saída do motor [kW], Δp é a diferença de pressão entre a entrada e saída do motor [bar], M_{ab} é o torque de saída do motor [Nm], η_{ges} é o rendimento total (entre 0,8 e 0,85), η_{vol} é o rendimento volumétrico (entre 0,9 e 0,95) e η_{mh} é o rendimento hidráulico mecânico (entre 0,9 e 0,95).

$$Q = \frac{V * n}{1000 * \eta_{vol}} \quad (9)$$

$$P_{ab} = \frac{\Delta p * Q * \eta_{ges}}{600} \quad (10)$$

$$M_{ab} = \frac{1,59 * V * \Delta p * \eta_{mh}}{1000} \quad (11)$$

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} * \eta_{mh} \quad (12)$$

2.4 Motores Elétricos de Indução

Os motores elétricos de indução trifásicos são os mais utilizados na indústria, especialmente no acionamento de bombas de sistemas hidráulicos.

O princípio de funcionamento de um motor de indução parte dos princípios físicos básicos da conversão de energia elétrica em energia mecânica.

Ele é composto por três conjuntos principais, o estator, o rotor e outras partes.

O estator é constituído da carcaça, do núcleo de chapas e do enrolamento trifásico. O rotor é composto pelo eixo, núcleo de chapas e barras e anéis de curto-circuito. As outras partes são: tampas, ventilador, caixa de ligação, terminais e rolamentos (WEG, 2004).

Segundo WEG (2004), para se analisar o funcionamento de um motor elétrico “pode se considerar o motor de indução como um transformador, onde o enrolamento primário deste transformador é formado pelo estator e o enrolamento secundário pelo rotor”. O nome motor de indução vem do fato que toda a energia necessária para geração de torque no rotor é induzida pelo estator. Como existem dois campos magnéticos (um no rotor e outro no estator) surge uma força entre o rotor e o estator que faz com que o rotor gire.

A velocidade n em RPM com que o motor gira é dado pela equação 13, e depende da frequência da alimentação f [Hz] (60Hz no Brasil), do número de polos N do motor (sempre em pares, os motores comerciais são de 2, 4, 6 ou 8 polos) e do escorregamento σ , que é a diferença relativa entre a velocidade síncrona e a velocidade com a qual o rotor gira (valor fornecido pelo fabricante).

$$n = \frac{120 * f * (1 - \sigma)}{N} \quad (13)$$

A Figura 12 mostra um gráfico com as curvas características de torque x velocidade e corrente x velocidade do motor de indução.

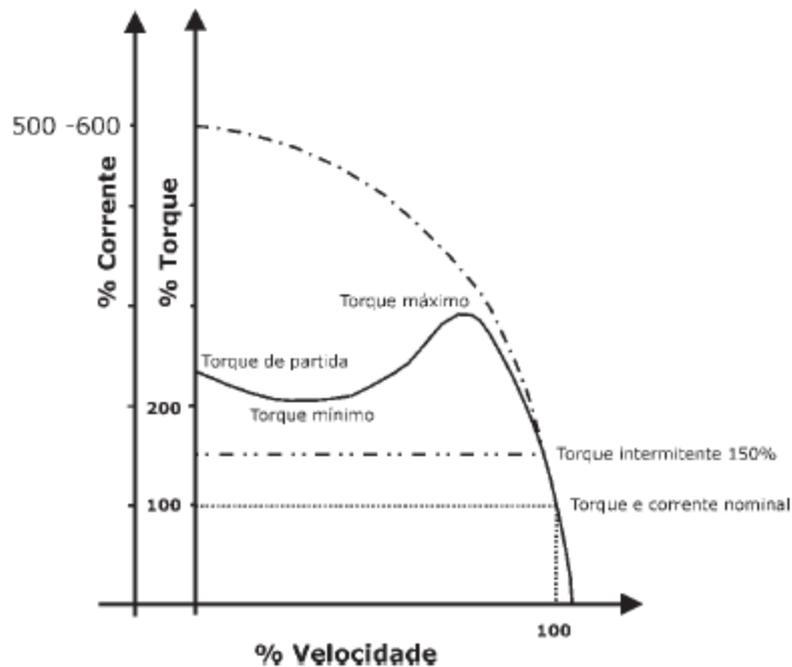


Figura 12 – Curvas Torque x Velocidade e Corrente x Velocidade
Fonte: WEG (2004)

Na placa de identificação do motor elétrico está indicado o rendimento η do motor, que indica a fração de potência elétrica transformada em energia mecânica. As perdas que ocorrem no motor elétrico de indução são classificadas em: perdas no enrolamento estatórico (no cobre), perdas no rotor, perdas por atrito e ventilação e perdas magnéticas no núcleo (no ferro) (WEG, 2004).

2.5 Inversores de Frequência

Como visto na equação 13, a velocidade com que o motor elétrico gira depende da frequência da alimentação dele. Através do controle da frequência é possível controlar a velocidade do motor elétrico, o que pode ser obtido através da utilização de um inversor de frequência.

O inversor é composto por 6 chaves implementadas numa configuração conforme a Figura 13.

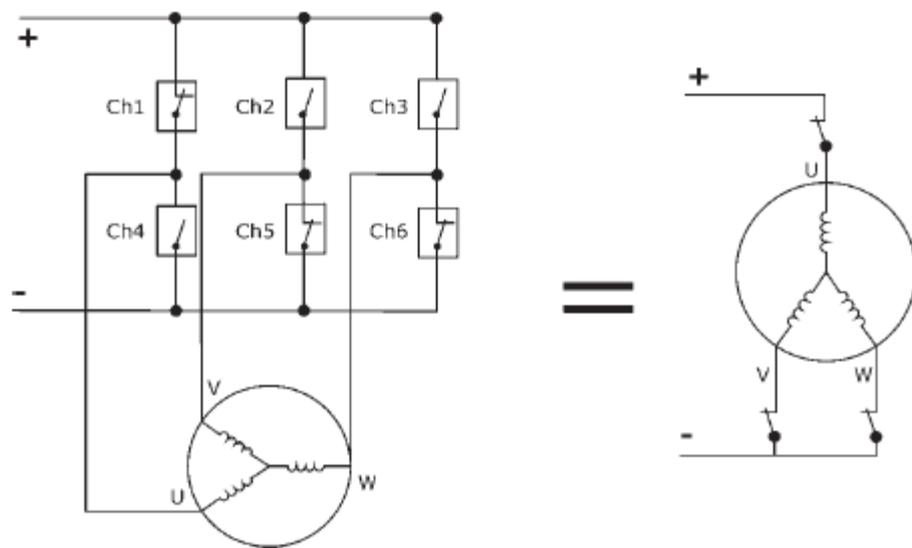


Figura 13 – Configuração das chaves do inversor de frequência
Fonte: WEG (2004)

O controle da frequência é realizado pelo controle do tempo e da combinação de abertura e fechamento dessas chaves, que são implementadas com dispositivos semicondutores chamados transistores de potência. A Figura 14 mostra um exemplo de como pode ser gerada uma aproximação de onda senoidal.

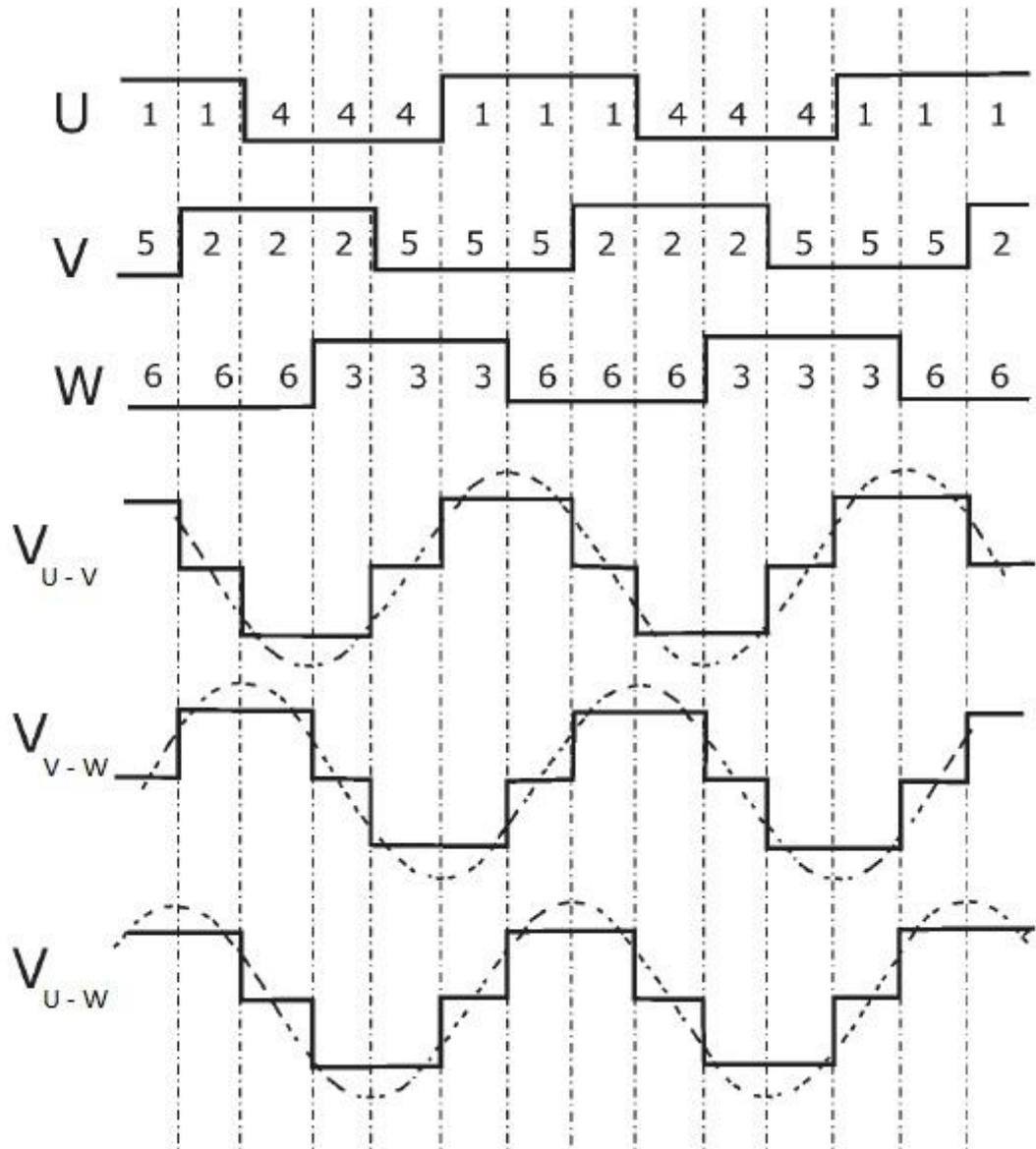


Figura 14 – Exemplo de como funciona um inversor de frequência

Fonte: WEG (2004)

De acordo com WEG (2004), a linha cheia representa a onda gerada pela combinação de seis estados das chaves 1 a 6. A onda senoidal representada com linha tracejada serve como referência para o leitor identificar a aproximação mencionada. Durante o primeiro estado as chaves 1, 5 e 6 estão fechadas e as chaves 2, 3 e 4 abertas. Assim no motor a tensão entre as fases U e V é positiva, entre as fases V e W zero e entre as fases U e W é positiva, como representado na forma de onda. Nos cinco estados seguintes muda a combinação de chaves abertas e fechadas permanecendo o mesmo tipo de análise do primeiro estado. Pode se

deduzir também a partir da Figura 14 que variando o tempo que cada combinação de chaves permanece num determinado estado, podemos variar a frequência da onda de saída.

Os inversores de frequência modernos utilizam para a combinação de abertura e fechamento das chaves uma estratégia chamada de *Pulse Width Modulation* (PWM) ou “Modulação por Largura de Pulsos”. Esta estratégia permite a geração de ondas senoidais de frequência variável com resolução de até 0,01Hz.

Existem dois métodos de controle dos inversores de frequência, o escalar e o vetorial, descritos a seguir.

2.5.1 Inversor de Frequência Escalar

Segundo WEG (2004, p. 52-56), o método escalar é utilizado em aplicações que não requerem elevada dinâmica (grandes acelerações e frenagens), nem elevada precisão e controle de torque. Inversores de frequência escalares são mais simples e baratos que os vetoriais, porém a faixa de variação de velocidade é pequena, da ordem de 1:10 (de 6 a 60Hz).

2.5.2 Inversor de Frequência Vetorial

Os inversores de frequência com controle vetorial são mais sofisticados, fornecem respostas mais rápidas e melhor precisão de controle de velocidade e torque para uma faixa mais extensa de condições de operação. Além disso, operam mais suavemente em baixa velocidade, sem variação de torque, mesmo com variação de carga. Mais caro, o controle vetorial alia as performances dinâmicas de um motor de corrente contínua e as vantagens de um motor de corrente alternada (WEG, 2004, p. 56-58). Dependendo da aplicação, é necessário o uso de um *encoder* (tacogerador de pulsos) acoplado ao motor para que se tenha uma melhor dinâmica. Os inversores sem *encoder* são chamados *sensorless*. A faixa de variação de velocidade de um inversor com controle vetorial, para critério de comparação, é de 1:100 (de 0,6 a 60Hz).

O gráfico da Figura 15 mostra o comportamento da velocidade do motor elétrico em função da frequência de alimentação.

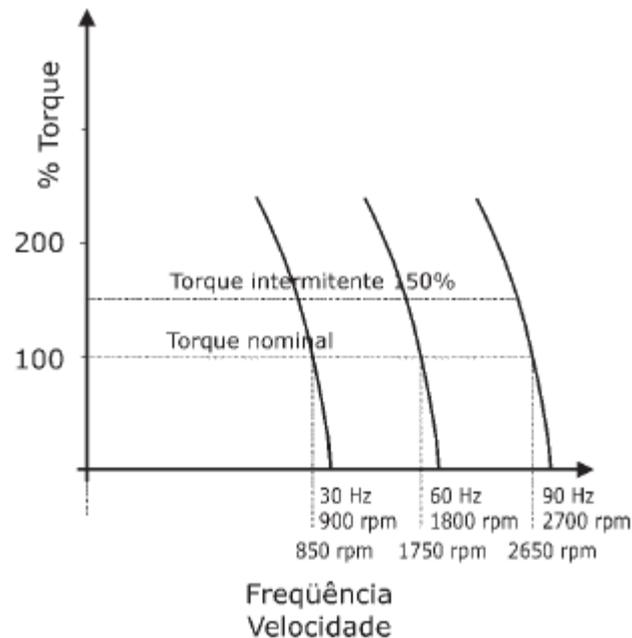


Figura 15 – Gráfico Torque x Velocidade para diferentes frequências
Fonte: WEG (2004)

O inversor a ser utilizado nesse experimento é o do tipo vetorial. A maneira como ele será utilizado está descrita na metodologia.

Os inversores são programados a partir de uma série de parâmetros que devem ser configurados, e a partir desses parâmetros é feito o controle da frequência. Os principais parâmetros são os dados do motor elétrico e de seu funcionamento. É possível realizar o controle de partida e de parada do motor, de temperatura e de frenagem. Neste trabalho, porém, os dados utilizados serão a potência, a tensão elétrica, a frequência, a corrente elétrica e a velocidade nominal do motor elétrico (DANFOSS, 2006).

3 PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO

O experimento foi realizado no laboratório de hidráulica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Uma premissa deste experimento foi a utilização somente dos equipamentos e ferramentas disponíveis no laboratório. Com isso, assume-se que existem incertezas nas medições realizadas, já que os componentes são didáticos, e não de pesquisa. Porém, como o objetivo do trabalho é uma reprodução experimental de um sistema hidráulico, na qual os dados foram coletados com os mesmos instrumentos, os resultados foram analisados de forma comparativa, e estas incertezas não invalidam as conclusões do trabalho e sua validade didática.

3.1 Projeto

A fim de comprovar o aumento da eficiência do sistema hidráulico pela aplicação do inversor de frequência, foram definidas algumas necessidades e requisitos.

- Trabalhar com baixa potência;
- Utilizar os componentes disponíveis;
- Manter a carga constante;
- Variar a vazão de óleo por meio do controle da velocidade do motor elétrico através do inversor de frequência;
- Variar a vazão de óleo por meio de uma válvula estranguladora de vazão;
- Medir a potência elétrica consumida pelo sistema;
- Medir a pressão máxima do sistema e a pressão gerada pela carga;
- Medir a vazão máxima do sistema e a vazão consumida pelo atuador;
- Calcular a potência hidráulica na conversão primária do sistema (bomba) através do produto entre a pressão máxima e a vazão máxima medidas;

- Calcular a potência útil na conversão secundária do sistema (motor hidráulico) através do produto entre a pressão gerada pela carga e a vazão consumida pelo atuador medidas;
- Calcular a eficiência energética do sistema a partir dos dados de potência medidos e ou calculados.

Para atender os requisitos acima citados, foi elaborado o sistema hidráulico conforme apresentado na Figura 16. Este sistema é composto por uma bomba de engrenagens externas (indicado pelo número 1 na figura) acionada por um motor elétrico trifásico (2), cuja alimentação é realizada através de um inversor de frequência (3).

Na saída da bomba um transdutor de pressão (4) e um rotâmetro (5) permitem a medição da pressão e da vazão de óleo gerada pelo sistema moto bomba.

Uma válvula limitadora de pressão (6) limita a pressão máxima do sistema, e uma válvula estranguladora de vazão (7) instalada em linha realiza a redução de vazão no sistema.

Outro transdutor de pressão (4) instalado próximo ao motor hidráulico de engrenagens externas (8) permite monitorar a pressão de trabalho (conversão secundária).

Neste sistema, foi instalada a válvula limitadora de pressão (6) e ajustada a uma pressão menor que a pressão máxima do sistema, de modo a simular uma carga constante. A presença do motor hidráulico é importante para a visualização do funcionamento do sistema, além de servir para a medição indireta da vazão de trabalho através de um tacômetro (9), que mede a sua velocidade de rotação.

A potência elétrica de entrada é obtida a partir do inversor de frequência, a potência hidráulica de entrada é calculada a partir da pressão e da vazão geradas pelo moto bomba, medidas pelo transdutor de pressão e pelo rotâmetro, respectivamente, e a potência hidráulica útil é calculada a partir da pressão de trabalho, medida pelo outro transdutor de pressão, e da vazão de trabalho, calculada a partir do produto da velocidade de rotação do motor hidráulico (medida pelo tacômetro) com o volume de deslocamento da bomba, que é conhecido.

Comparando as potências de entrada e útil do sistema, verifica-se a eficiência do sistema.

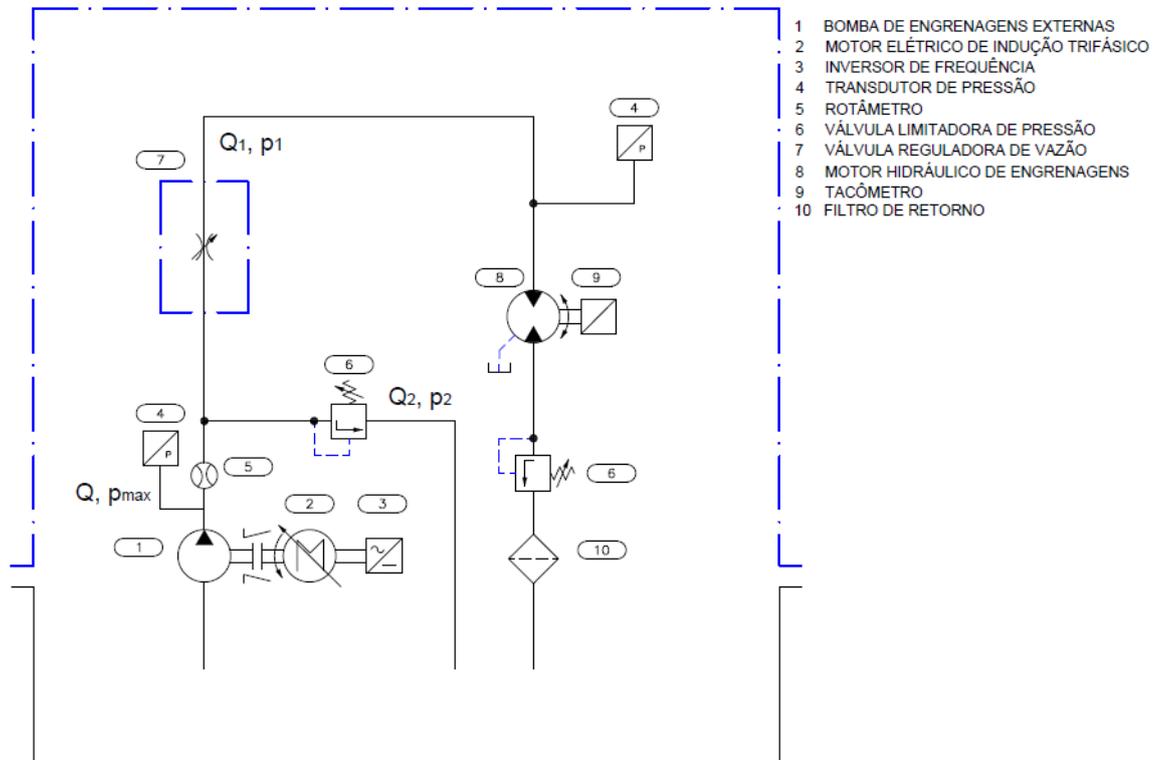


Figura 16 – Esquema hidráulico proposto

Fonte: Autores

3.2 Implementação

Para implementar o experimento, foram necessários ajustes no sistema hidráulico proposto, adequando este aos componentes disponíveis, porém sem prejuízo ao escopo do projeto. Como o trabalho possui um escopo experimental, a interligação dos componentes elétricos e mecânicos não atende normas aplicáveis. A montagem definitiva para uso didático está sugerida como trabalho futuro.

A medição de pressão foi realizada por meio de um transdutor de pressão com visor digital e de um manômetro vertical preenchido com glicerina, com faixa de medição de 0 a 160 kgf/cm². Dada a precisão da medição do manômetro (lembrar que a coleta de dados é neste caso é feita visualmente) e a relação entre as unidades kgf/cm² e bar (1:0,98), considerou-se que o valor medido já se encontrava em bar.

De posse de todos os componentes, notou-se que uma alteração no diagrama hidráulico proposto seria necessária, uma vez que a válvula limitadora de pressão, que seria posicionada após o rotâmetro, já estava montada na unidade hidráulica, logo após a bomba. Deste modo, a limitação da pressão foi realizada antes do rotâmetro, conforme indica o esquema revisado da Figura 17.

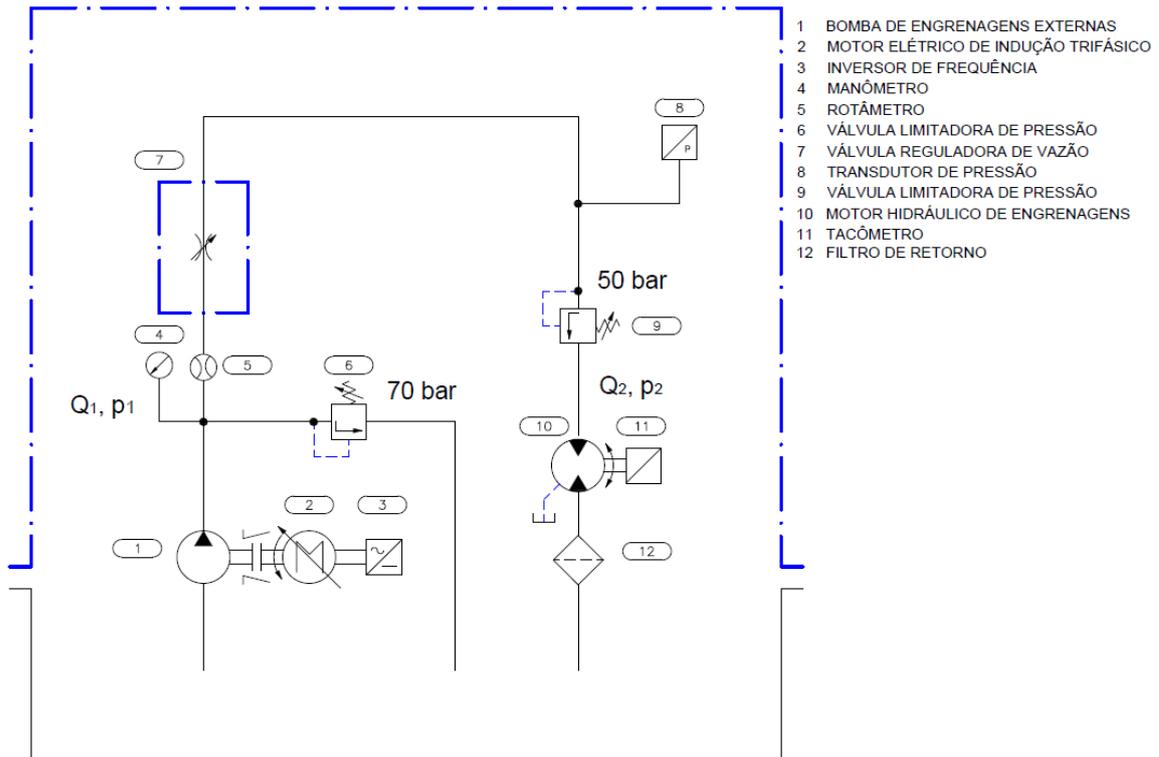


Figura 17 - Esquema hidráulico revisado

Fonte: Autores

Com as medições realizadas, percebeu-se uma inconsistência nos dados obtidos. A vazão indicada pelo rotâmetro estava incoerente com a vazão calculada a partir dos dados de rotação e deslocamento volumétrico do motor. De posse deste dado e da rotação da bomba na frequência de 60 Hz, mantendo a limitadora da unidade completamente aberta (o que foi evidenciado pela marcação do “zero” no manômetro), calculou-se a vazão que estaria fluindo através do rotâmetro. Notou-se, então, que este rotâmetro estava apresentando uma imprecisão que impactaria

negativamente no trabalho. Como o outro rotômetro presente no laboratório apresentava uma escala ainda menos precisa, optou-se por utilizar nos cálculos de potência a vazão calculada, e não a indicada pelo rotômetro.

A Figura 18 apresenta uma visão geral do experimento montado, com os componentes numerados conforme o esquema hidráulico revisado.

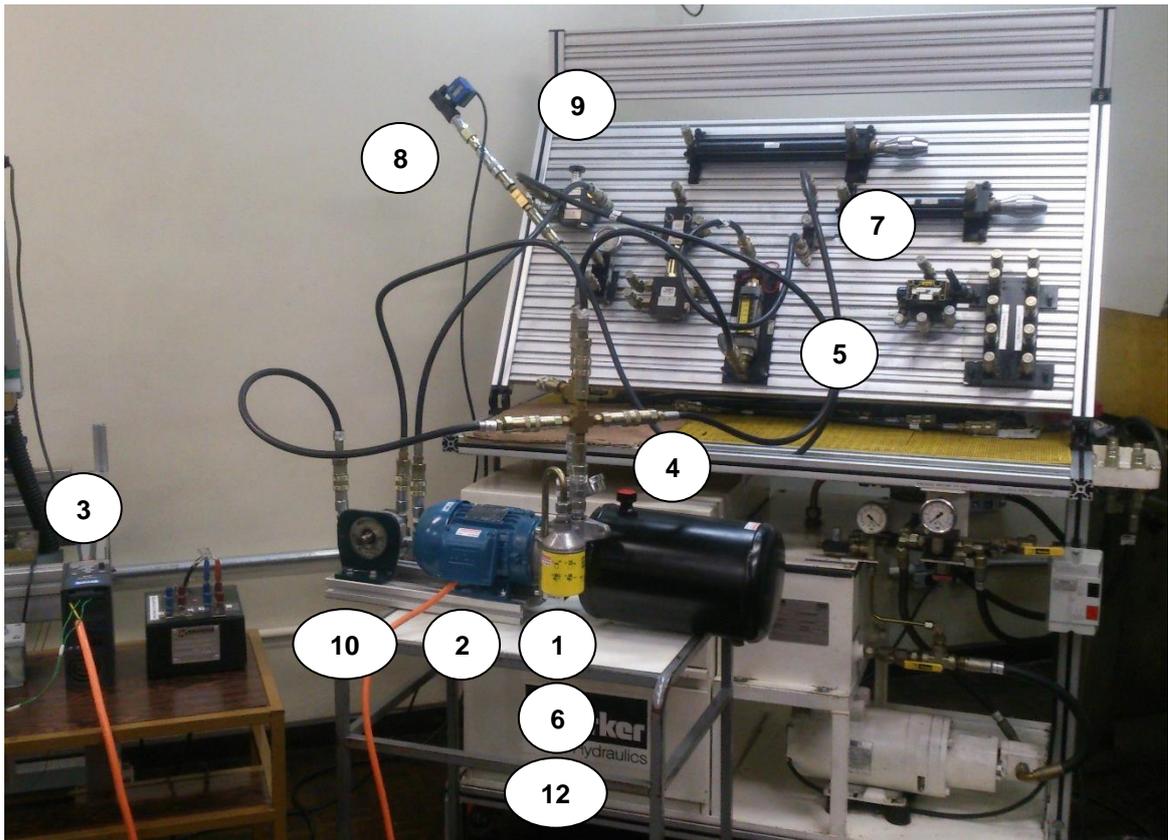


Figura 18 - Visão geral do sistema hidráulico

Fonte: Autores

A Figura 19 apresenta um quadro com detalhes dos componentes utilizados no experimento:

Componente	Descrição	Marca / Fornecedor	Código
Unidade hidráulica compacta	Unidade hidráulica compacta composta de: Motor elétrico de 0,75 kW (1 CV), 220/380 V, 3,02/1,75 A, 1730 rpm, 60 Hz Bomba de engrenagens externas de 2,2 cm³/rot Válvula limitadora de pressão Reservatório de óleo de 15 litros Filtro de retorno	Hidromatic Automação Industrial	11111111 PDR8 MS2 2.2cc 19/11 Válvula série MC
Atuador hidráulico	Motor de engrenagens externas de 4,3 cm³/rot	Hidrodinâmica	12151004001 HMA00035
Manômetro	Manômetro vertical com glicerina, com faixa de medição de 0 a 160 kgf/cm²	Tech Systems	Sem identificação
Rotâmetro	Rotâmetro com faixa de medição de 2 a 19 lpm	Sem identificação	HPUBR-4222
Válvula reguladora de vazão		Sem identificação	HPUBR-4114
Válvula limitadora de pressão		Parker	Válvula: SV101K10 Bloco: SVC101K10-6T
Transdutor de pressão	Transdutor de pressão com visor digital, com faixa de medição de 0 a 160 bar	WIKA	S-10
Inversor de frequência	Inversor de frequência modelo VLT Micro Drive FC51 Alimentação: monofásica, 200-240 V, 50/60 Hz, 18,7A Saída: trifásica, tensão igual tensão de entrada, 0-400 Hz, 6,8A	Danfoss	132F0005
Painel de controle do inversor	VLT Painel de controle LCP 12 com potenciômetro	Danfoss	132B0101
Caixa de alimentação do transdutor		Sem identificação	Sem identificação
Chave elétrica	Chave elétrica com tomada de 3 pinos para alimentação do inversor de frequência	Sem identificação	Sem identificação
Tacômetro Digital	Tacômetro digital Unitest Rotaro	Beha	Sem identificação

Figura 19 – Quadro com lista dos componentes

Fonte: Autores

Para acionar o sistema, primeiramente foi necessária a configuração do inversor de frequência. Os parâmetros inseridos para configuração foram os dados do motor elétrico (potência, tensão, frequência, corrente e velocidade nominal). A partir destes parâmetros o inversor realiza um auto ajuste de seus parâmetros. Também foram configurados os valores máximo e mínimo de frequência da regulação do inversor (0 a 60 Hz).

Os outros parâmetros, por não influenciarem no experimento, não foram configurados. Os valores padrões de fábrica foram mantidos. Os parâmetros do inversor de frequência utilizado estão resumidos na tabela do anexo A, retirada do guia rápido do inversor (DANFOSS, 2006).

Em seguida, foram reguladas as pressões das válvulas limitadoras de pressão. A válvula que limita a pressão do sistema foi ajustada para 70 bar, enquanto a válvula que simula a carga do motor hidráulico foi ajustada para 50 bar.

3.3 Coleta de dados

Primeiramente foi feita a coleta de dados do sistema com vazão controlada pelo inversor de frequência, sem intervenção da válvula estranguladora de vazão, que foi mantida totalmente aberta durante as medições.

Foram definidas as frequências de 60, 55, 50, 45, 40, 35, 30 e 25 Hz para a análise. O valor mínimo foi determinado de modo a respeitar as recomendações do fabricante. No caso da bomba utilizada, a rotação mínima recomendada era de 500 rpm (BEL-EXPORT, 2003).

Para cada valor de frequência, o valor de potência elétrica consumida foi obtido através do parâmetro 16-10 do inversor, que exibe no display em tempo real a potência absorvida pelo sistema. Em seguida foram coletados os valores de pressão, exibida pelo manômetro; de vazão, exibida pelo rotâmetro; e de pressão, exibida pelo display do transdutor de pressão. Por último, com o auxílio do tacômetro foi obtido o valor da velocidade do motor hidráulico.

Foram coletados três valores de cada parâmetro para cada valor de frequência.

Em seguida foram feitas medições com o controle de vazão do sistema hidráulico realizado pela válvula estranguladora de fluxo. O inversor de frequência foi regulado para 60 Hz, situação semelhante ao motor elétrico ligado diretamente à rede elétrica. Deste modo, a única função que o inversor exerceu nesta configuração foi a de medir e indicar a potência absorvida pelo sistema.

Buscou-se então ajustar a velocidade do motor hidráulico pela válvula estranguladora de vazão, de forma a obter os valores encontrados para cada frequência analisada na primeira parte do experimento. A velocidade foi monitorada pelo tacômetro, e assim que se chegava ao valor desejado, as medições eram realizadas da mesma maneira que realizadas anteriormente.

Também foram coletados três valores de cada parâmetro para cada faixa de velocidade. Para os cálculos foi utilizado o valor da média aritmética entre os valores obtidos.

3.4 Análise dos dados obtidos

A eficiência do sistema foi encontrada pelo quociente entre a potência de trabalho e a potência consumida pelo sistema hidráulico.

$$\eta = \frac{P_e}{P_m} \quad (14)$$

A potência consumida foi a potência medida e indicada pelo inversor de frequência.

A potência hidráulica de trabalho P foi calculada a partir da relação entre pressão p , medida pelo transdutor de pressão, e vazão Q , obtida pela indicação do tacômetro da velocidade do motor hidráulico. A dedução, resultante das equações (1), (2), (3) e (4), está indicada abaixo.

De 3 e 4 tem-se:

$$P = \frac{F * s}{t} \quad (15)$$

Aplicando (1) nessa nova equação (15), chega-se em:

$$P = \frac{p * A * s}{t} \quad (16)$$

E sabendo que o quociente entre distância e tempo é a velocidade, tem-se:

$$v = \frac{s}{t} \quad (17)$$

Logo:

$$P = p * A * v \quad (18)$$

Substituindo, de acordo com (2), o produto da área pela velocidade, chega-se à equação (20). O cálculo da potência a partir da pressão e da vazão, com as unidades no S.I., é dado então por:

$$P = p * Q \quad (19)$$

Nesse calculo, não estão sendo considerados os rendimentos dos componentes do sistema. Como o estudo tem caráter comparativo e os componentes utilizados nas duas situações em análise são os mesmos, esse fato não invalida os resultados e conclusões do trabalho.

A vazão do motor hidráulico pode ser encontrada através do produto do volume do motor, que é conhecido, pela rotação medida, como mostra a equação (21):

$$Q = V * n \quad (20)$$

Por fim, foram criados gráficos comparativos entre as diversas velocidades e os dois métodos de controle de vazão analisados, de modo a ilustrar e facilitar a visualização dos resultados obtidos com o experimento.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os dados e situações resultantes do experimento.

4.1 Aplicação da metodologia proposta

A aplicação da metodologia proposta foi realizada, porém foram encontradas algumas situações imprevistas e dificuldades, conforme o item a seguir.

4.2 Imprevistos e dificuldades encontradas

A implementação do modelo proposto apresentou dificuldades inerentes ao projeto de pesquisa experimental, os quais foram devidamente resolvidos.

Como explicado no item 3.2 houve algumas alterações no esquema hidráulico devido à disponibilidade de equipamentos no laboratório, alterações essas que não geraram nenhum prejuízo ao resultado final do trabalho.

A instalação e configuração do inversor de frequência também geraram algumas dificuldades, o que foi devidamente realizado com o auxílio dos professores orientadores.

4.3 Análise dos resultados obtidos

A partir dos dados coletados no experimento, foram feitas as seguintes análises: potência consumida x potência requerida, potência x rotação, rendimento total e rendimento hidráulico. No apêndice A encontra-se a tabela com os dados coletados, assim como os valores já calculados.

Conforme dito no item 3.4, não foram considerados os rendimentos dos componentes hidráulicos nos cálculos de potência. Os resultados apresentam valores representativos, porém não são valores reais.

4.3.1 Potência consumida x potência requerida

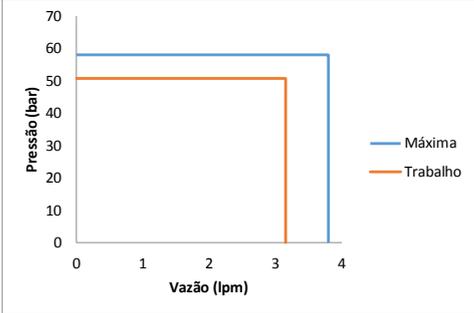
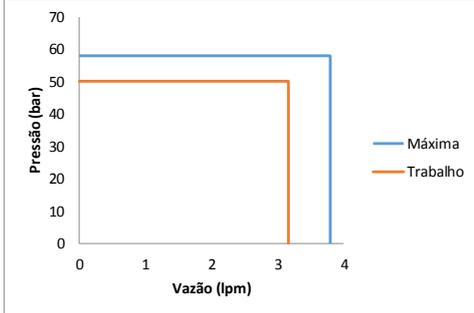
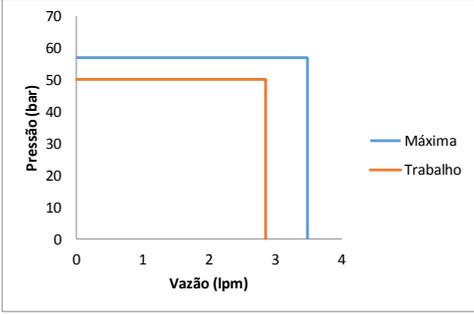
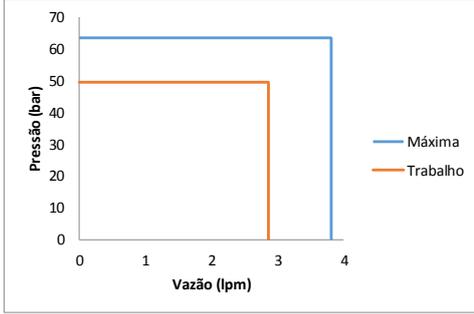
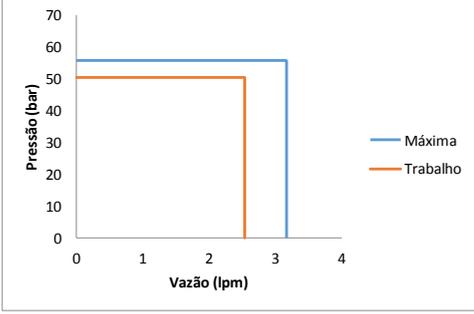
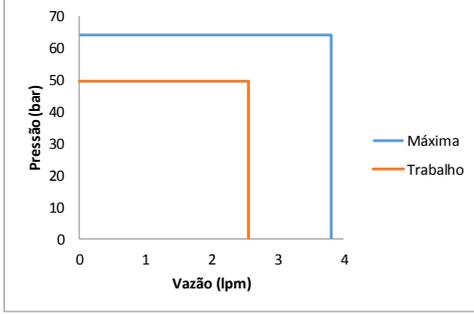
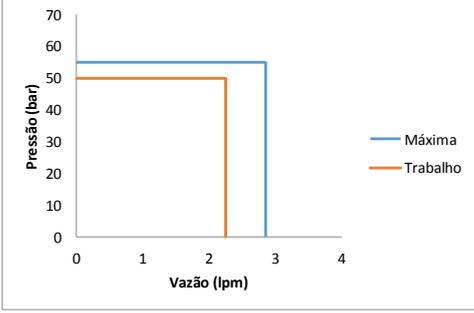
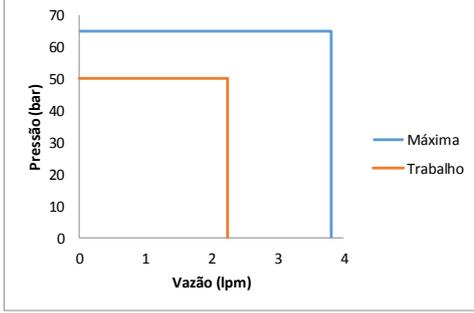
Conforme era esperado, o controle da vazão feito pelo inversor de frequência proporcionou um aumento na eficiência do sistema. Isto é, a potência consumida pela bomba se aproximou da potência requerida pelo motor hidráulico.

No quadro da Figura 20 representa-se esquematicamente, com base no gráfico de potência consumida por bombas de Salamon (2003) da Figura 4, esta aproximação para diferentes potências requeridas, isto é, para cada uma das rotações de trabalho determinadas.

Nota-se que com a diminuição da rotação do motor hidráulico (e conseqüentemente da vazão deste motor), com o uso de inversor de frequência, a potência consumida se torna mais próxima da requerida. Isto ocorre, pois ao controlar a vazão pela válvula estranguladora de fluxo, a bomba continua a enviar a mesma vazão sob a mesma pressão. Isto é, a bomba continua consumindo a mesma potência. O óleo excedente retorna para tanque através da limitadora de pressão. Isto significa que a bomba está consumindo potência para pressurizar óleo que não irá realizar qualquer trabalho, somente retornando ao tanque.

Com o inversor, a bomba passa a consumir menos potência, pois ela pressuriza uma quantidade de óleo bastante próxima àquela que irá realizar trabalho no motor hidráulico. Com isso, a vazão de óleo que retorna para tanque através da limitadora diminui drasticamente quando pequenas vazões no motor hidráulico são consideradas.

O quadro, portanto, indica que quanto menor a vazão, menor a potência desperdiçada pela bomba. Logo, maior o rendimento do sistema. A área delimitada pelos eixos e pelas linhas vermelhas representa a potência de trabalho, enquanto a área delimitada pelos eixos e pelas linhas azuis representa a potência gerada pela bomba. A diferença entre as duas áreas é a potência que está sendo desperdiçada.

Rotação do motor hidráulico	Controle da vazão pelo inversor de frequência	Controle da vazão pela válvula estranguladora de fluxo
733,5 rpm		
664,8 rpm		
589,0 rpm		
523,6 rpm		

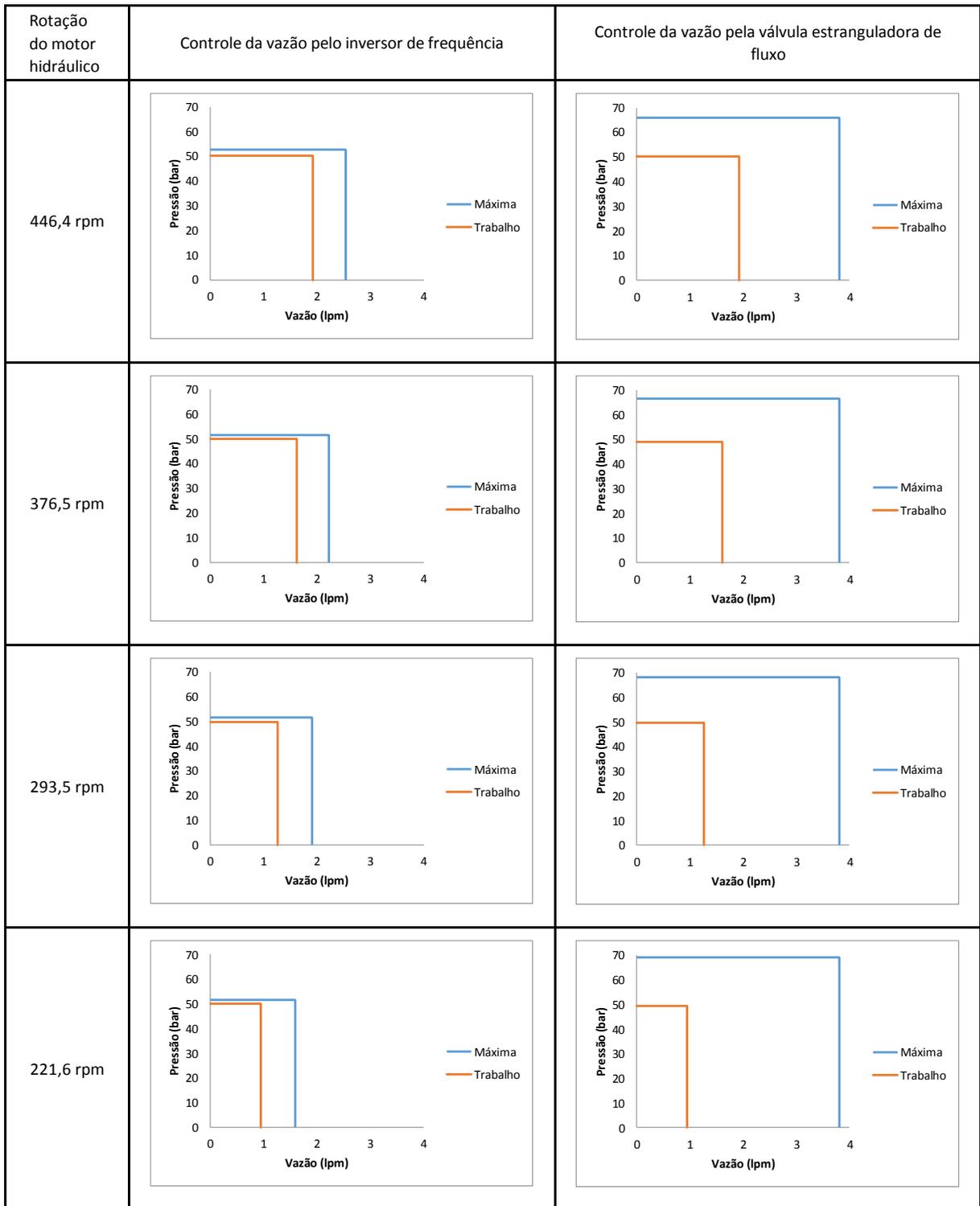
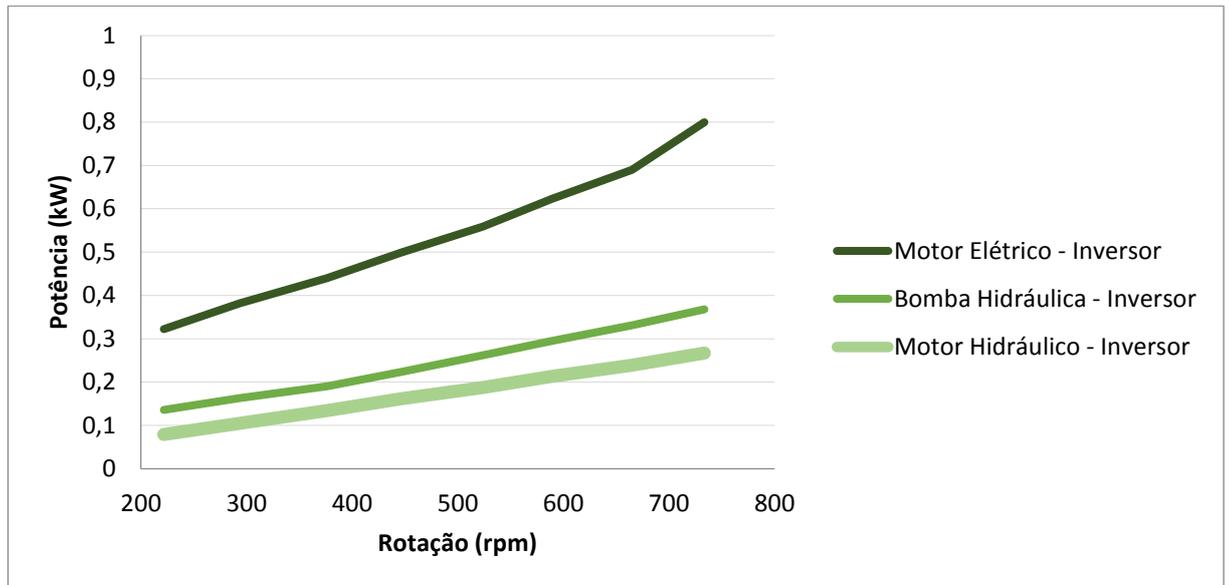


Figura 20 – Quadro esquemático apresentando a potência consumida pela bomba se aproximando da requerida pelo motor hidráulico com uso de inversor de frequência

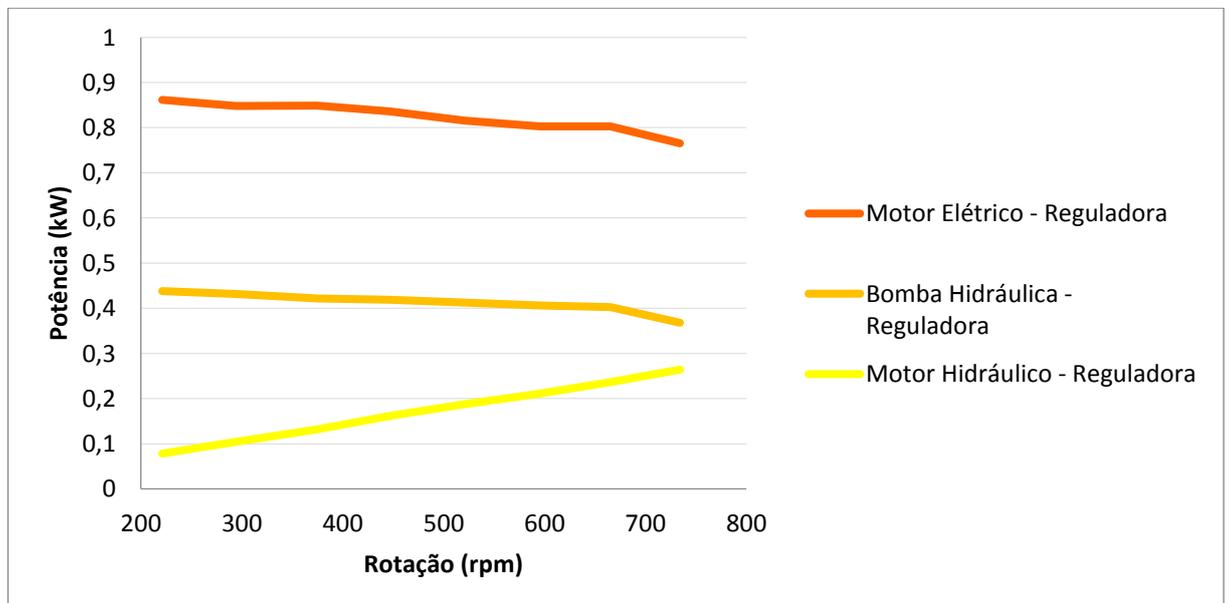
Fonte: Autores

4.3.2 Potência x rotação do motor hidráulico

Os gráficos da Figura 21 mostram a potência consumida pelo motor elétrico, potência hidráulica da bomba (conversão primária) e potência útil do motor hidráulico (conversão secundária) com e sem a aplicação do inversor de frequência.



(a)



(b)

Figura 21 – Gráficos das potências (a) com inversor de frequência e (b) sem inversor de frequência.

Fonte: Autores

O gráfico da Figura 21a. indica que o inversor de frequência ajusta a potência consumida pelo motor elétrico e pela bomba hidráulica conforme ocorre a variação da potência consumida pelo motor hidráulico.

Já o gráfico da Figura 21b mostra que a potência consumida pelo motor elétrico e pela bomba hidráulica se mantém aproximadamente constante, não sofrendo alteração com a variação da potência consumida pela bomba hidráulica.

Desta forma, nota-se que para rotações mais baixas, em que a vazão deve sofrer uma maior redução, o consumo de potência é significativamente reduzido quando se utiliza o inversor.

Percebe-se ainda que, para o circuito proposto, a bomba é a principal responsável pela ineficiência apresentada pelo sistema, conforme pode ser visto no gráfico da Figura 21a. A ineficiência neste caso pode ser entendida como a distância entre as curvas de potência consumida entre os componentes transformadores de energia.

4.3.3 Rendimento do sistema

O rendimento hidráulico do sistema, expresso pela relação entre potência hidráulica da bomba (conversão primária) e potência hidráulica do motor hidráulico (potência útil ou conversão secundária), está indicado pelas linhas sólidas no gráfico da Figura 22. A linha azul nos traz os dados de rendimento do sistema com controle por inversor e a linha vermelha, de rendimento com controle por válvula. As linhas pontilhadas expressam o rendimento total do sistema, calculado pela relação entre a potência elétrica absorvida pelo sistema e a potência hidráulica do motor hidráulico.

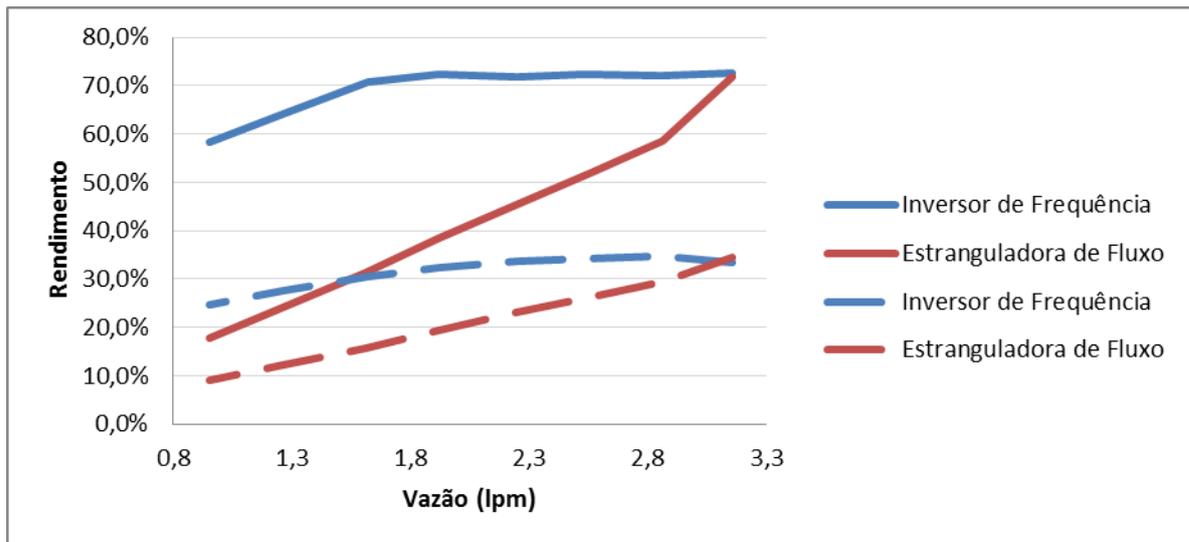


Figura 22 – Gráfico dos rendimentos em função da vazão do motor

Fonte: Autores

Nota-se que na vazão máxima o rendimento das soluções é bastante próximo. Isto ocorre porque para esta situação o motor está girando a 60 Hz e a válvula estranguladora de fluxo está totalmente aberta. Ou seja, nem o inversor nem a válvula estão controlando a vazão.

Conforme a vazão diminui – pela regulação da frequência pelo inversor ou pelo fechamento da válvula – a diferença entre os rendimentos aumenta. O motivo deste aumento da diferença é a aproximação entre vazão de trabalho no motor hidráulico e vazão máxima na bomba, conforme descrito na seção 4.3.1.

4.3.4 Análises complementares

Um fato que foi observado durante o experimento foi o aumento da temperatura do óleo quando usada a válvula estranguladora de vazão. Isso se deve ao fato da válvula estrangular a passagem de óleo, o que aumenta o atrito entre o fluido e os canais internos da válvula, o que gera calor.

Não foi utilizado nenhum instrumento de medição para quantificar essa variação, mas ela era sensível ao tato no reservatório de óleo.

Esse aumento de temperatura do óleo não é desejável, tendo em vista que o óleo mais quente tem sua viscosidade diminuída, o que aumenta os vazamentos

internos dentro dos componentes. Isto diminui ainda mais o rendimento do sistema. Outro problema gerado pelo aquecimento do óleo é a aceleração da sua degradação, o que gera a necessidade de uma troca do óleo mais constante.

O excesso de temperatura em um sistema hidráulico leva a necessidade de se aplicar um trocador de calor no equipamento, o que eleva o custo de instalação do sistema. O trocador de calor também consome energia, portanto o conceito apresenta um desperdício ainda maior de energia: gera-se uma quantidade acima do necessário de energia hidráulica, o excesso é retirado pela regulagem de vazão, o que gera calor, que é remediado com a aplicação do trocador de calor, que consome energia para realizar a troca.

A regulagem pelo inversor de frequência gera uma quantidade de energia mais próxima da necessária, dispensando a regulagem pela válvula e reduzindo consideravelmente a geração de calor, o que dispensa a presença do trocador.

5 CONCLUSÕES

O experimento evidenciou que para situações em que o controle da vazão é necessário, a aplicação de um inversor de frequência no motor elétrico pode reduzir significativamente o consumo de potência, aumentando a eficiência energética do sistema. Essa melhoria na eficiência é maior e mais viável em situações onde o estrangulamento é maior.

Nesse trabalho foi imposta uma rotação mínima da bomba hidráulica de acordo com as especificações do fabricante, limitando o escopo do trabalho à faixa de frequência de 25 a 60 Hz. Essa faixa ainda pode ser considerada ampla, sendo que há uma variação de cerca de 3 vezes do valor da frequência.

Em relação à potência elétrica, no caso do controle por inversor, a variação ocorreu proporcionalmente à variação da frequência, quando menor a frequência, menor a velocidade e menor a potência elétrica consumida. Já no caso do controle por válvula estranguladora de vazão, notou-se um aumento no consumo conforme a válvula é fechada. Isso se deve ao fato de quanto maior a restrição gerada pela válvula, maior a resistência ao movimento do óleo, o que aumenta o consumo.

A potência hidráulica de trabalho, no caso a do motor hidráulico, é proporcional a vazão, portanto quanto menor a vazão, menor a potência, conforme esperado. Já a potência gerada pela bomba hidráulica, no caso da regulação por inversor, se apresentou proporcional à frequência, quanto menor a frequência, menor a potência gerada. Já no caso da regulação por válvula, quanto maior a restrição, maior a potência gerada, o que se deve ao fato da restrição gerar um aumento da pressão na bomba.

A vazão gerada pela bomba variou proporcionalmente à frequência, no caso do inversor, e se manteve constante no caso da regulação por válvula, conforme esperado. A vazão do motor varia conforme a regulação nos dois casos, quanto mais baixa a frequência de alimentação, ou maior a restrição, menor a vazão do motor hidráulico.

A pressão no motor hidráulico se manteve constante nas duas condições de trabalho, independente da regulação. No caso da pressão na bomba hidráulica, com regulação via inversor de frequência a pressão cai conforme cai a frequência, o

que se deve à queda na potência de alimentação do motor elétrico. Já na regulação por válvula, quanto maior a restrição gerada, maior a pressão, conforme esperado.

Apesar de o estudo ter sido desenvolvido com um motor hidráulico, pressupõe-se que o mesmo ocorrerá com a utilização de um cilindro hidráulico, uma vez que os princípios envolvidos no consumo de potência, no controle da vazão e no aumento da eficiência do sistema serão os mesmos.

Esse trabalho evidenciou que a solução, já aplicada em máquinas comerciais de maior porte (como injetoras de plástico) é aplicável também em máquinas de menor potência, como prensas de papelão, onde o ciclo de trabalho requer uma regulação da vazão (no caso, avanço rápido em vazio e prensagem lenta com carga).

Apesar de não mensurado, ficou evidente o aumento de temperatura gerado pelo controle de vazão por meio de válvula estranguladora de fluxo. O inversor de frequência se apresentou como forma de controle de vazão sem gerar aquecimento excessivo do óleo.

Considerando que os motores elétricos consomem um terço de toda a energia elétrica ofertada no Brasil (GARCIA, 2003) e que mundialmente eles correspondem entre 60 e 70% da energia elétrica consumida pela indústria (IEA, 2007), o campo de aplicação de inversores de frequência como solução à economia de energia é muito amplo.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

O presente estudo evidenciou várias perspectivas de trabalhos futuros, que seguem listados abaixo.

- Simular um ciclo de trabalho real e realizar as medições de consumo de energia desse ciclo, comparando as situações de regulação por válvula de vazão e por inversor de frequência. Assim será possível quantificar a economia de consumo de energia para a situação analisada.
- Replicar o estudo montando uma bancada didática de acordo com normas (NR12).

- Regular o inversor para trabalhar em frequências abaixo de 25 Hz e acima de 60 Hz, aumentando a gama de velocidades de trabalho do motor elétrico. Isso aumenta a diferença entre vazão mínima e máxima da bomba, invadindo o espaço de outras bombas de maior deslocamento e outros tipos construtivos, e proporciona ganhos em velocidade de trabalho e custos de instalação.
- Replicar o experimento utilizando transdutores de vazão no lugar do rotâmetro e do tacômetro para medir a vazão da bomba e do motor, trazendo maior precisão à coleta de dados, conseqüentemente aos resultados.
- Realizar um estudo sobre os efeitos do aumento da temperatura do óleo, relacionando-o com a eficiência do sistema hidráulico.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA ELÉTRICA E ELETRÔNICA. **Desempenho setorial**. Brasília, 2013. Disponível em <<http://www.abinee.org.br/abinee/decon/decon15.htm>>. Acesso em 12 ago. 2013.

BEL-EXPORT LTDA. **Catálogo Hidrodinâmica Aluminibeta S03**. Bel-Export Ltda. 2003. 8p.

BOSCH REXROTH AG. **Hidráulica Básica – Treinamento Hidráulico Volume 1 – Princípios Básicos e Componentes da Tecnologia dos Fluidos**. Erbach: Bosch Rexroth AG. 2002. 279p.

DANFOSS A/S. **Guia de programação do VLT Micro Drive FC 51**. Danfoss A/S. 2012. 73p.

DANFOSS A/S. **Guia Rápido do VLT Micro Drive FC 51**. Danfoss A/S. 2006. 41p.

GARCIA, A. G. P. **Impacto da Lei de Eficiência Energética para Motores Elétricos no Potencial de Conservação de Energia na Indústria – 2003**, 139p. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético) – PPE/COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2003

FERNANDES, Fábio. **Curso: Projetos hidráulicos**. Bosch Rexroth AG. 2006.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 2. ed. São Paulo: Editora Érica, 2004.

HATAMI, Houman. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. Erbach: Bosch Rexroth AG. 2013. 43p.

IEA (2007): **Tracking Industrial Energy Efficiency and CO2 Emissions**, Paris: International Energy Agency (IEA).

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **As Micro e Pequenas Empresas Comerciais e de Serviços no Brasil**. Disponível em <<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/economia/microempresa/>>. Acesso em 13 ago. 2013.

LIMA, Leonardo Falcão Macedo. **Análise De Economia De Energia Em Máquinas Injetoras De Plástico Aplicando-Se Servoacionamento E Bomba Hidráulica De Engrenamento Interno.** Bosch Rexroth AG. 2013

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos.** Florianópolis: Editora da UFSC, 2001.

LUCCA, Fernanda Inati de; CAMARGO Leonardo Fernandes; GOTTARDO, Marcelo Quemel. **Economia de Energia em Máquina Sopradora** – 2012. 64p. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2012

PARKER HANNIFIN CORPORATION. **Apostila de Tecnologia Industrial.** Jacareí: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda. 1999. 158p.

RABIE, M. Galal. **Fluid Power Engineering.** Nova York: McGraw-Hill, 2009.

SALAMON, Celso. **Desenvolvimento de uma Bancada para Experimentação de Circuitos Hidráulicos Básicos de Uso Industrial.** 2003. 208f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, CEFET-PR, Curitiba, 2003.

SHANG, Tonglin. **Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit.** 2004. 175f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Saskatchewan, Saskatoon, 2004.

WEG AUTOMAÇÃO LTDA. **Guia de Aplicação de Inversores de Frequência.** 2. ed. Jaraguá do Sul: Weg Automação Ltda. 2004. 196p.

APÊNDICE A – TABELA DOS DADOS COLETADOS E CALCULADOS

INVERSOR DE FREQUENCIA														
f (Hz)	nb (rpm)	N (kW)	P1 (bar)	Q (lpm)	Vb (cm ³ /rot)	Qb (lpm)	Nb (kW)	P2 (bar)	nm (rpm)	Vm (cm ³ /rot)	Qm (lpm)	Nm (kW)	ηt (%)	ηh (%)
60	1730	0,799	58,0	5,3	2,2	3,8	0,368	50,7	733,5	4,3	3,15	0,267	33,4%	72,5%
55	1586	0,690	57,0	5,0	2,2	3,5	0,331	50,2	664,8	4,3	2,86	0,239	34,7%	72,2%
50	1442	0,623	55,8	4,5	2,2	3,2	0,295	50,6	589,0	4,3	2,53	0,213	34,3%	72,4%
45	1298	0,559	55,0	4,3	2,2	2,9	0,262	50,0	523,6	4,3	2,25	0,188	33,6%	71,7%
40	1153	0,499	52,8	4,0	2,2	2,5	0,223	50,5	446,4	4,3	1,92	0,161	32,4%	72,3%
35	1009	0,440	51,5	3,5	2,2	2,2	0,191	49,9	376,5	4,3	1,62	0,135	30,6%	70,7%
30	865	0,382	51,5	3,0	2,2	1,9	0,163	49,8	293,5	4,3	1,26	0,105	27,5%	64,2%
25	721	0,322	51,5	2,7	2,2	1,6	0,136	50,0	221,6	4,3	0,95	0,079	24,6%	58,3%

REGULADORA DE FLUXO (60 Hz)														
f (Hz)	nb (rpm)	N (kW)	P1 (bar)	Q (lpm)	Vb (cm ³ /rot)	Qb (lpm)	Nb (kW)	P2 (bar)	nm (rpm)	Vm (cm ³ /rot)	Qm (lpm)	Nm (kW)	ηt (%)	ηh (%)
60	1730	0,765	58,0	5,3	2,2	3,8	0,368	50,2	734,3	4,3	3,16	0,264	34,5%	71,8%
60	1730	0,803	63,5	4,8	2,2	3,8	0,403	49,5	665,3	4,3	2,86	0,236	29,4%	58,6%
60	1730	0,803	64,0	4,4	2,2	3,8	0,406	49,4	595,5	4,3	2,56	0,211	26,3%	51,9%
60	1730	0,815	65,0	3,9	2,2	3,8	0,412	50,2	521,3	4,3	2,24	0,187	23,0%	45,5%
60	1730	0,836	66,0	3,7	2,2	3,8	0,419	50,4	446,5	4,3	1,92	0,161	19,3%	38,5%
60	1730	0,849	66,5	3,2	2,2	3,8	0,422	49,1	374,6	4,3	1,61	0,132	15,5%	31,3%
60	1730	0,848	68,0	2,9	2,2	3,8	0,431	49,7	293,9	4,3	1,26	0,105	12,3%	24,3%
60	1730	0,861	69,0	2,5	2,2	3,8	0,438	49,2	221,2	4,3	0,95	0,078	9,1%	17,8%

ANEXO A – PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA

0-0** Operação/Display	1-0** Programações Gerais	1-62 Compensação de Escorregamento	2-11 Resistor de Freio (ohm)
0-0* Configurações Básicas	1-00 Modo Configuração	-400 - 399 % * 100 %	5 - 32.000 * 5
0-03 Definições Regionais	*[0] Malha aberta velocidade	1-63 Const de Tempo de Compens Escorregam	2-16 Freio CA, Corrente Máx
*[0] Internacional	[3] Processo	0,05 - 5,00 s * 0,10 s	0 - 150 % * 0 %
[1] US	1-01 Princípio de Controle do Motor	1-7* Ajustes de Partida	2-17 Controle de Sobretenção
[0] Reiniciar	[0] U/f	1-71 Atraso da Partida	*[0] Desativado
[0-04] Oper. Estado na Energiz.(Manual)	*[1] WC+	0,0 - 10,0 s * 0,0 s	[1] Ativado (não na parada)
*[1] Parada Forçada, ref = ant.	1-03 Características de Torque	1-72 Função de Partida	[2] Ativado
[2] Parada forçada, ref = 0	*[0] Torque constante	[0] Retenção CC / tempo de atraso	2-2* Freio Mecânico
0-1* Operações Setup	[2] Otimização Automática de Energia	[1] Frenagem CC/tempo de atraso	2-20 Corrente de Liberação do Freio
0-10 Setup Ativo	1-05 Configuração Modo Local	*[2] Paradinerc/tempAtra	0,00 - 100,00 A * 0,00 A
*[1] Setup 1	[0] Malha Aberta Velocidade	1-73 Flying Start	2-22 Velocidade de Ativação do Freio
[2] Setup 2	*[2] Conforme config no parâ. 1-00	*[0] Desativado	[Hz]
[9] Setup Múltiplo	1-2* Dados do Motor	[1] Ativado	0,0 - 400,0 Hz * 0,0 Hz
0-11 Editar Setup	1-20 Potência do Motor [kW] [hp]	1-8* Ajustes de Parada	3-3** Referência / Rampas
[1] Setup 1	0,09 kW / 0,12 HP ... 11 kW / 15 HP	1-80 Função na Parada	3-0 Limites de Referência
[2] Setup 2	1-22 Tensão do Motor	*[0] Parada por inércia	3-00 Intervalo de Referência
[9] Setup Ativo	50 - 999 V * 220 - 400 V	[1] CC hold	*[0] Min - Máx
0-12 Setups de conexão	1-23 Frequência do Motor	1-82 Veloc. Min. p / Funcionar na Parada [Hz]	[1] -Máx - +Máx
[0] Não Conectado	20 - 400 Hz * 20 - 400 Hz	1-9* Temper. do Motor	3-02 Referência Mínima
[20] Conectado	1-24 Corrente do Motor	1-90 Proteção térmica do motor	-4.999,000 - 4.999,000 * 0,000
0-4* Teclado do LCP	0,01 - 26,00 A * Dep. tipo motor	*[0] Sem proteção	3-03 Referência Máxima
0-40 Tecla [Hand on] do LCP	1-25 Velocidade Nominal do Motor	[1] Advertência do Termistor	-4.999,000 - 4.999,000 * 50,000
[0] Desativado	100 - 9.999 rpm * depende do tipo do Motor	[2] Desarm por Termistor	3-1* Referências
*[1] Ativado	1-29 Ajuste Automático do Motor (AMT)	[3] Advertência do ETR	3-10 Referência Predefinida
0-41 Tecla [Off/Reset] (Desligar/Reset) do LCP	*[0] Off (Desligado)	[4] Desarme do ETR	-100,00 - 100,00 % * 0,00 %
[0] Desabilitar Todos	[2] Ativar AMT	1-93 Fonte Termistor	0,0 - 400,0 Hz * 5,0 Hz
[1] Habilitar Todos	1-3 DadosAvanc d Motr	*[0] Nenhum	3-12 Valor de Catch-up/Slow Down
[2] Habilitar Somente Reset	1-30 Resistência do Estator (Rs)	[1] Entrada analógica 53	0,00 - 100,00 % * 0,00 %
[0] Desativado	0-42 Tecla [Auto on] do LCP	[6] Entrada digital 29	3-14 Referência Relativa Predefinida
*[1] Ativado	[Ohm] * Dep. dos dados do motor	2-3* Freios	-100,00 - 100,00 % * 0,00 %
0-5* Copiar/Salvar	1-35 Reatância Principal (Xh)	2-0* Frenagem CC	3-15 Fonte da Referência 1
0-50 Cópia via LCP	[Ohm] * Dep. dos dados do motor	2-00 Corrente de Hold CC	[0] Sem função
[0] Sem cópia	1-5 Independente de Carga Carga	0 - 150 % * 50 %	[1] Entrada Analógica 53
[1] Todos para o LCP	1-50 Magnetização do Motor em Velocidade 0	2-01 Corrente de Freio CC	[2] Entrada analógica 60
[2] Todos a partir do LCP	0 - 300 % * 100 %	0 - 150 % * 50 %	[8] Entrada de pulso 33
[3] Independente do tamanho do LCP	1-52 Velocidade Min. Norm. Magnet. [Hz]	2-02 Tempo de Frenagem CC	[11] Referenc do bus local
0-51 Cópia do Setup	0,0 - 10,0 Hz * 0,0 Hz	0,0 - 60,0 s * 10,0 s	[21] Potenciômetro do LCP
*[0] Sem cópia	1-55 Características U/f - U	2-04 Veloc. de Aconamento da Frenagem CC	[0] Sem função
[1] Copiar a partir do setup 1	0 - 999,9 V * 0,0 V	0,0 - 400,0 Hz * 0,0 Hz	[1] Entrada Analógica 53
[2] Copiar a partir do setup 2	1-56 U/f Características - F	2-1* Funções do Freio	*[2] Entrada analógica 60
[9] Cópia a partir do Setup de Fábrica	0 - 400 Hz * 0 Hz	2-10 Função de Frenagem	[8] Entrada de pulso 33
0-6* Senha	1-6* Prog Dep. Carga	*[0] Off (Desligado)	[11] Referenc do bus local
0-60 Senha do Menu (Principal)	1-60 Compensação de Carga em Baix Velocida	[1] Resistor de freio	[21] Potenciômetro do LCP
0 - 999 * 0	0 - 199 % * 100 %	[2] Freio CA	
1-3** Carga/Motor	1-61 Compensação de Carga em Alta Velocidade		
0 - 199 % * 100 %	0 - 199 % * 100 %		

<p>3-17 Fonte da Referência 3</p> <p>[0] Sem função</p> <p>[1] Entrada Analógica 53</p> <p>[2] Entrada analógica 60</p> <p>[8] Entrada de pulso 33</p> <p>[11] Referrc do bus local</p> <p>*[21] Potenciômetro do LCP</p> <p>3-18 Ref. de Escala Relativa Fonte</p> <p>*[0] Sem função</p> <p>[1] Entrada Analógica 53</p> <p>[2] Entrada analógica 60</p> <p>[8] Entrada de pulso 33</p> <p>[11] Referrc do bus local</p> <p>[21] Potenciômetro do LCP</p> <p>3-4* Rampa de velocid 1</p> <p>3-40 Tipo de Rampa 1</p> <p>*[0] Linear</p> <p>[2] Rampa Seno2</p> <p>3-41 Tempo de Aceleração da Rampa 1</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>3-42 Tempo de Desaceleração da Rampa 1</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>3-5* Rampa 2</p> <p>3-50 Tipo de Rampa 2</p> <p>*[0] Linear</p> <p>[2] Rampa Seno2</p> <p>3-51 Tempo de Aceleração da Rampa 2</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>3-52 Tempo de Desaceleração da Rampa 2</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>3-8* Outras Rampas</p> <p>3-80 Tempo de Rampa do Jog</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>3-81 Tempo de Rampa da Parada Rápida</p> <p>0,05 - 3.600,00 s * 3,00 s</p> <p>4-** Limites /Advertêncs</p> <p>4-1* Limites do Motor</p> <p>4-10 Sentido de Rotação do Motor</p> <p>*[0] Sentido horário</p> <p>[1] SentidoAntiHorário</p> <p>[2] Ambos</p> <p>4-12 Lim. Inferior da Veloc. do Motor [Hz]</p> <p>0,0 - 400,0 Hz * 0,0 Hz</p> <p>4-14 Lim. Superior da Veloc do Motor [Hz]</p> <p>0,0 - 400,0 Hz * 65,0 Hz</p>	<p>4-16 Limite de Torque do Modo Motor</p> <p>0 - 400 % * 150 %</p> <p>4-17 Limite de Torque do Modo Gerador</p> <p>0 - 400 % * 100 %</p> <p>4-5* Ajuste Advertênc.</p> <p>4-50 Advertência de Corrente Baixa</p> <p>0,00 - 26,00 A * 0,00 A</p> <p>4-51 Advertência de Corrente Alta</p> <p>0,00 - 26,00 A * 26,00 A</p> <p>4-58 Função de Fase do Motor Ausente</p> <p>[0] Off (Desligado)</p> <p>*[1] On</p> <p>4-6* Bypass de Velocidd</p> <p>4-61 Bypass de Velocidade De [Hz]</p> <p>0,0 - 400,0 Hz * 0,0 Hz</p> <p>4-63 Bypass de Velocidade Até [Hz]</p> <p>0,0 - 400,0 Hz * 0,0 Hz</p> <p>5-1* Entradas Digitais</p> <p>5-10 Terminal 18 Entrada Digital</p> <p>[0] Sem função</p> <p>[1] Reset</p> <p>[2] Parada p/inérc.inverso</p> <p>[3] Parada p/inérc.reset inv.</p> <p>[4] QuickStop-Ativoem0</p> <p>[5] Frenagem CC inv.</p> <p>[6] Parada inv.</p> <p>*[8] Partida</p> <p>[9] Partida por pulso</p> <p>[10] Reversão</p> <p>[11] Partida em reversão</p> <p>[12] Ativar partida direta</p> <p>[13] Ativar partid revers</p> <p>[14] Jog</p> <p>[16-18] Ref predefinida bit 0-2</p> <p>[19] Congelar referência</p> <p>[20] Congelar saída</p> <p>[21] Acelerar</p> <p>[22] Desacelerar</p> <p>[23] Selecionar setup bit 0</p> <p>[28] Catch up</p> <p>[29] Desacelerar</p> <p>[34] Bit0 da rampa</p> <p>[62] Resetar contador A¹⁾</p> <p>[65] ResetContadr B¹⁾</p> <p>5-11 Terminal 19 Entrada Digital</p> <p>Consulte o par. 5-10. *[10] Reversão</p>	<p>5-12 Terminal 27 Entrada Digital</p> <p>Consulte o par. 5-10. * [1] Reset</p> <p>5-13 Terminal 29 Entrada Digital</p> <p>Consulte o par. 5-10. * [14] Jog</p> <p>5-15 Terminal 33 Entrada Digital</p> <p>Consulte o par. 5-10. * [16] Ref predefinida bit 0</p> <p>[26] Parada Precisa Inversa</p> <p>[27] Partida, Parada Precisa</p> <p>[32] Entrada de Pulso</p> <p>5-4* Relés</p> <p>5-40 Função do Relé</p> <p>*[0] Sem função</p> <p>[1] Control pronto</p> <p>[2] Drive pronto</p> <p>[3] Drive pront, Remoto</p> <p>[4] Ativo / Sem advertênc.</p> <p>[5] Drive em operação</p> <p>[6] Rodando / Sem advrtência</p> <p>[7] Rodar faix/Sem advrt</p> <p>[8] Func ref / Sem advrt</p> <p>[9] Alarme</p> <p>[10] Alarme ou advertência</p> <p>[12] Fora da Faix de Corr</p> <p>[13] Corrent abaix d baix</p> <p>[14] Corrent acima d alta</p> <p>[21] Advrtênc térmic</p> <p>[22] Pront, Sem advert térm</p> <p>[23] Remoto pront. Sem advert térmica</p> <p>[24] Pront, Tensão OK</p> <p>[26] Bus ok</p> <p>[28] Freio,SemAdver</p> <p>[29] Freio pront,SemFalhs</p> <p>[30] FalhaFreio(IGBT)</p> <p>[32] Contrl FreioMec.</p> <p>[36] Control word bit 11</p> <p>[51] Ref. local ativa</p> <p>[52] Ref. remota ativa</p> <p>[53] Sem alarme</p> <p>[54] Com. partida ativo</p> <p>[55] Rodando em Reversão</p> <p>[56] Drive no ModManual</p> <p>[57] Drive no ModoAutom</p> <p>[60-63] Comparador 0-3¹⁾</p> <p>[70-72] Regra lógica 1-3¹⁾</p> <p>[80] Saída Digitl A do SL¹⁾</p> <p>[81] Saída Digitl B do SL¹⁾</p>	<p>5-5* Entrada de Pulso</p> <p>5-55 Terminal 33 Baixa Frequência</p> <p>20 - 4.999 Hz * 20 Hz</p> <p>5-56 Terminal 33 Alta Frequência</p> <p>21 - 5.000 Hz * 5.000 Hz</p> <p>5-57 Term. 33 Ref./Feedb.Baixo Valor</p> <p>-4.999,000 - 4.999,000 * 0,000</p> <p>5-58 Term. 33 Ref./Feedb. Alto Valor</p> <p>-4.999,000 - 4.999,000 * 50,000</p> <p>6-** Entrad/Said Analóg</p> <p>6-0* Modo E/S Analógico</p> <p>6-00 Timeout do Live Zero</p> <p>1 - 99 s * 10 s</p> <p>6-01 FunçãoTimeout Live Zero</p> <p>*[0] Off (Desligado)</p> <p>[1] Congelar saída</p> <p>[2] Parada</p> <p>[3] Jogging</p> <p>[4] Velocidade Máx</p> <p>[5] Parada e desarme</p> <p>6-1* Entrada Analógica 1</p> <p>6-10 Terminal 53 Baixa Tensão</p> <p>0,00 - 9,99 V * 0,07 V</p> <p>6-11 Terminal 53 Tensão Alta</p> <p>0,01 - 10,00 V * 10,00 V</p> <p>6-12 Terminal 53 Corrente Baixa</p> <p>0,00 - 19,99 mA * 0,14 mA</p> <p>6-13 Terminal 53 Corrente Alta</p> <p>0,01 - 20,00 mA * 20,00 mA</p> <p>6-14 Term. 53 Ref./Feedb.Baixo Valor</p> <p>-4.999,000 - 4.999,000 * 0,000</p> <p>6-15 Term. 53 Ref./Feedb. Alto Valor</p> <p>-4.999,000 - 4.999,000 * 50,000</p> <p>6-16 Terminal 53 Const. de Tempo do Filtro</p> <p>0,01 - 10,00 s * 0,01 s</p> <p>6-19 Modo do terminal 53</p> <p>*[0] Modo de tensão</p> <p>[1] Modo de corrente</p> <p>6-2* Entrada Analógica 2</p> <p>6-22 Terminal 60 Corrente Baixa</p> <p>0,00 - 19,99 mA * 0,14 mA</p> <p>6-23 Terminal 60 Corrente Alta</p> <p>0,01 - 20,00 mA * 20,00 mA</p>
---	---	---	---

¹⁾ As funções Smart Logic Control poderão ser modificadas e não estarão disponíveis até uma data futura.

6-24 Term. 60 Ref./Feedb.Baixo Valor -4,999,000 - 4,999,000 * 0,000	7-31 Anti Windup PID de Proc [0] Inativo *[1] Habilitado	8-33 Paridade da porta do FC *[0] Paridade Par, 1 Bit de Parada	[8] Abaixo/Baixo
6-25 Term. 60 Ref./Feedb. Alto Valor -4,999,000 - 4,999,000 * 50,000	7-32 Process PI Start Speed 0,0 - 200,0 Hz * 0,0 Hz	[1] Paridade Ímpar, 1 Bit de Parada	[9] Acima/Alto
6-26 Terminal 60 Const. de Tempo do Filtro 0,01 - 10,00 s * 0,01 s	7-33 Process PI Proportional Gain 0,00 - 10,00 * 0,01	[2] Sem Paridade, 1 Bit de Parada	[16] AdvertTérmica
6-8* Potenciômetro do LCP 6-81 Potnc.LCP Referência baixa -4,999,000 - 4,999,000 * 0,000	7-34 Process PI Integral Time 0,10 - 9999,00 s * 9999,00 s	[3] Sem Paridade, 2 Bits de Parada	[17] RedAlimForaFaixa
6-82 Potnc.LCP Referência alta -4,999,000 - 4,999,000 * 50,000	7-38 Process PI Feed Forward Factor 0 - 400 % * 0 %	8-35 Atraso Mínimo de Resposta 0,001-0,5 * 0,01s	[18] Reversão
6-9* Saída Analógica xx 6-90 Modo do terminal 42 *[0] 0-20 mA [1] 4-20 mA [2] Saída Digital	7-39 On Reference Bandwidth 0 - 200 % * 5 %	8-36 Atraso Máx de Resposta 0,100 - 10,000 s * 5,000 s	[19] Advrênc
6-91 Terminal 42 Saída Analógica *[0] Fora de funcionamento [10] Freqüência de saída [11] Referência [12] Feedback [13] Corrente do Motor [16] Potência [20] BusControl	8-0* Com. e Opcionais 8-01 Tipo de Controle *[0] Digital e controlword [1] Somente Digital [2] SomenteControlWord	8-5* Digital/Bus [0] EntradaDigital [1] Bus [2] LogicAnd *[3] Rotator	[20] Alarm_Desarm [21] Alarm_BloqDesarm [22-25] Comparador 0-3 [26-29] RegraLógico-3 [33] EntradDigital_18 [34] EntradDigital_19 [35] EntradDigital_27 [36] EntradDigital_29 [38] EntradDigital_33 [39] ComandPartid
6-92 Terminal 42 Saída Digital Consulte o par. 5-40 * [0] Fora de funcionamento 6-93 Terminal 42 Escala Máxima de Saída 0,00 - 200,00 % * 0,00 % 6-94 Terminal 42 Escala Máxima de Saída 0,00 - 200,00 % * 100,00 %	8-02 Origem da Control Word [0] Nenhum *[1] RS485 do FC	8-50 Seleção de Parada por Inércia [0] EntradDigital [1] Bus [2] LogicAnd *[3] Rotator	[40] DriveParado 13-02 Parar Evento Consulte par. 13-01 * [0] False 13-03 Resetar o SLC *[0] Não reinicializar [1] Resetar o SLC
7-2* Feedb Ctri. Process 7-20 Process CL Feedback 1 Resource *[0] Fora deFuncionamento [1] Entrada Analógica 53 [2] Entrada analógica 60 [8] EntradPulso33 [11] LocalBusRef	8-04 Função Timeout da Control Word *[0] Off (Desligado) [1] Congelar saída [2] Parar [3] Jogging [4] Máx. Velocidade [5] Parada e desarme	8-51 Seleção de Parada Rápida Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr 8-52 Seleção de Frenagem CC Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr 8-53 Seleção da Partida Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr 8-54 Seleção da Reversão Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr 8-55 Seleção do Setup Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr 8-56 Seleção da Referência Pré-definida Consulte o par. 8-50 * [3] LogicOr	[13-1* Comparadores *[0] Desativado [1] Referência [2] Feedback [3] VelocMotor [4] CorrenteMotor [6] PotênciaMotor [7] TensãoMotor [8] TensãoBarramCC [9] TérmicMotor [10] TérmicDrive [11] TemperatDissipCalor [12] EntradAnalog53 [13] EntradAnalog60 [18] EntradPulso33 [20] NúmeroAlarm [30] ContadorA [31] ContadorB
7-3* Process PI Cntrl 7-30 Normal/Inverso Process PI *[0] Normal [1] Inverso	8-06 Reset do Timeout da Control Word *[0] Sem função [1] Reinicializar 8-3* Config Port de Com *[0] FC 8-30 Protocolo [2] Modbus 8-31 Endereço 1 - 247 * 1 8-32 Baud rate da porta do FC [0] 2400 Baud [1] 4800 Baud *[2] 9600 Baud	13-0* Definições do SLC 13-00 Modo do Controlador SL *[0] Off (Desligado) [1] On 13-01 Iniciar Evento *[0] False (Falso) [1] True (Verdadeiro) [2] Em Funcionamento [3] NaFaixa [4] NaReferência [7] ForaFaixaCorrente	

¹⁾ As funções Smart Logic Control poderão ser modificadas e não estarão disponíveis até uma data futura.

13-11 Operador do Comparador	[32] Defin said dig.A baix	15-04 Super-aquecimentos	16-3* Status do Drive
[0] Menor Que	[33] Defin said dig.B baixa	0 - 65535 * 0	16-30 Tensão do Barramento CC
*[1] Aproximadamente Igual	[38] Defin said dig.A alta	15-05 SobreTensões	0 - 10.000 V
[2] Maior Que	[39] Defin said dig. B alta	0 - 65535 * 0	16-36 Inv. Nom. Corrente
13-12 Valor do Comparador	[60] ResetarContadorA	15-06 Reincializar o Medidor de kWh	0,01 - 10.000,00 A
-9.999,0 - 9.999,0 * 0,0	[61] ResetarContadorB	*[0] Não reinitializar	16-37 Inv. Máx. Corrente
13-2* Temporizadores	14-** Funções Especiais	[1] Reincializar Contador	0,01 - 10.000,00 A
13-20 Temporizador do SL Controller	14-0* Chveamnt d Invrsr	15-07 Reincializar Contador de Horas de Func	16-38 Estado do SL Controller
0,0 - 3600,0 s	14-01 Freqüência de Chaveamento	*[0] Não reinitializar	0 - 255
13-4* Regras Lógicas	[0] 2 kHz	[1] Reincializar Contador	16-5* Ref. / Feedb.
13-40 Regra Lógica Booleana 1	*[1] 4 kHz	15-3* Registro de Falhas	16-50 Referência Externa
Consulte par. 13-01 * [0] False	[2] 8 kHz	15-30 Registro de Falhas: Cód Falha	-200,0 - 200,0 %
13-41 Operador de Regra Lógica 1	[4] 16 kHz	0 - 255 * 0	16-51 Referência de Pulso
[0] Desativado	14-03 Sobremodulação,	Identific. do VLT, 15-4	-200,0 - 200,0 %
[1] And	[0] Off *[1] On	15-40 Tipo do FC	16-52 Feedback [Unidade]
[2] Or	14-1* Monitoramento da Rede Elétrica	15-41 Seção de Potência	-4999,000 - 4999,000
[3] And not	14-12 Função no Desbalanceamento da Rede	15-42 Tensão	16-6* Entradas / Saídas
[4] Or not	*[0] Desarme	15-43 Versão do Software	16-60 Entrada Digital 18,19,27,33
[5] Not and	[1] Advtrênc	15-46 Pedido do Conversor de Freqüência, No	0 - 1111
[6] Not or	[2] Desativado	15-48 Nº do Id do LCP	16-61 Entrada Digital 29
[7] Not and not	14-2* Reset do Desarme	15-51 Nº. Série Conversor de Freq.	0 - 1
[8] Not or not	14-20 Modo Reset	16-** Leituras de Dados	16-62 Entrada Analóg 53 (volt)
13-42 Regra Lógica Booleana 2	*[0] Reset manual	16-0* Status Geral	0,00 - 10,00 V
Consulte par. 13-01 * [0] False	[1-9] AutoResetar 1-9	16-00 Control Word	16-63 Entrada Analóg 53 (corrente)
13-43 Operador de Regra Lógica 2	[10] AutoResetar 10	0 - 0XFFFF	0,00 - 20,00 mA
Consulte o par. 13-41 * [0] Desativado	[11] AutoResetar 15	-4999,000 - 4999,000	16-64 Entrada Analóg 60
13-44 Regra Lógica Booleana 3	[12] AutoResetar 20	16-02 Referência %	0,00 - 20,00 mA
Consulte par. 13-01 * [0] False	[13] Reset automat infinit	-200,0 - 200,0 %	16-65 Saída Analógica 42 [mA]
13-5* Estados	14-21 Tempo para Nova Partida Automática	16-03 Status Word	16-68 Entrada de Pulso
13-51 Evento do SL Controller	0 - 600 s * 10 s	0 - 0XFFFF	20 - 5,000 Hz
Consulte par. 13-01 * [0] False	14-22 Modo Operação	16-05 Valor Real Principal [%]	16-71 Saída do Relé [bin]
13-52 Ação do SL Controller	*[0] Operação normal	-100,00 - 100,00 %	0 - 1
[0] Desativado	[2] Inicialização	16-1 Status do Motor	16-72 Contador A
[1] NenhumAção	[0] Desarme	16-10 Potência [kW]	-2147483648 - 2147483647
[2] SeleccionSetup1	*[1] Advtrênc	0 - 99 kW	16-73 Contador B
[3] SeleccionSetup2	14-26 Ação se Defeito Inversor	16-11 Potência [hp]	-2147483648 - 2147483647
[10-17] SelectRefPredef0-7	14-41 Magnetização Mínima do AEO	0 - 99 Hp	16-8* Fieldbus / Porta do FC
[18] SeleccionRampa1	40 - 75 % * 66 %	16-12 Tensão do Motor	16-86 FC Porta REF 1
[19] SeleccionRampa2	15-** Informação do VLT	0,0 - 999,9 V	-200 - 200
[22] Funcionar	15-0* Dados Operacionais	16-13 Freqüência	16-9* Leitura dos Diagnós
[23] FuncEmReversão	15-00 Tempo de Operação	0,0 - 400,0 Hz	16-90 Alarm Word
[24] Parar	0 - 9,999 * 0	16-14 Corrente do Motor	0 - 0XFFFFFFF
[25] Qstop	15-01 Horas em Funcionamento	0,00 - 1.856,00 A	16-92 Warning Word
[26] DCStop	0 - 2.147.483.647 * 0	16-15 Freqüência [%]	0 - 0XFFFFFFF
[27] Parada por Inércia	15-02 Medidor de kWh	-100,00 - 100,00 %	16-94 Ext. Status Word
[28] CongelarSaída	0 - 6,0000 * 0	16-18 Térmico Calculado do Motor	0 - 0XFFFFFFF
[29] IniciarTemporizador0	15-03 Energizações	0 - 100 %	
[30] IniciarTemporizador1	0 - 2.147.483.647 * 0		
[31] IniciarTemporizador2			