

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

JAMARDO TORRES DE ALMEIDA

**ESTUDO PARA APROVEITAMENTO DE ENERGIA EM BANCADA DE TESTE DE
CAIXA DE CÂMBIO**

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, Agosto de 2014

**ESTUDO PARA APROVEITAMENTO DE ENERGIA EM BANCADA DE TESTE DE
CAIXA DE CÂMBIO**

Jamardo Torres de Almeida

Engenheiro Mecânico

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale
do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito
parcial para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Maria Luiza Sperb Indrusiak

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. João Batista Dias (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. Jorge Luiz Ferreira

São Leopoldo, Julho de 2014

A447e Almeida, Jamardo Torres de
Estudo para aproveitamento de energia em bancada de teste de caixa de câmbio / Jamardo Torres de Almeida – 2014.
80 f. :il. color. ; 30cm.
Dissertação (mestrado em Graduação em Mecânica) -- Universidade do Vale do Rio dos Sinos. Programa de Pós-Graduação em Mecânica, São Leopoldo, RS, 2014.
Orientadora: Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak; Coorientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

1. Engenharia Mecânica. 2. Energia - Reaproveitamento. 3. Caixa de câmbio. 4. Dinamômetro. I. Título. II. Indrusiak, Maria Luiza Sperb. III. Wander, Paulo Roberto.

CDU 621

Catálogo na Publicação:
Bibliotecário Eliete Mari Doncato Brasil - CRB 10/1184

RESUMO

A transmissão ou caixa de câmbio é um dos principais componentes dos tratores. No desenvolvimento do projeto de uma transmissão, há etapas de teste de avaliação de desempenho. Estes testes podem ser executados tanto em campo como em laboratório. O objetivo deste trabalho é realizar um projeto de aproveitamento de energia nos testes de caixa de câmbio executados em laboratório. Com novos componentes sendo agregados ao conceito de bancada de teste atual, tais como multiplicador de velocidade, geradores de eletricidade e conversores, o sistema proposto possibilitará uma redução no consumo da energia elétrica durante a execução de testes. A potência mecânica gerada nos testes será aproveitada acoplando os novos componentes ao eixo traseiro da bancada de teste, de forma que uma quantidade significativa de energia aplicada no teste seja recuperada e retorne para o motor primário. Foram propostas duas configurações possíveis de bancada para aproveitamento de energia. Um dos sistemas de bancada de teste, onde diferentes componentes, além de caixa de câmbio, podem ser testados, apresentou um retorno financeiro de 7,6 anos correspondente a uma redução financeira anual de R\$ 277.816,00. O sistema de bancada onde somente caixas de câmbio são testadas, apresentou um retorno financeiro de 3,3 anos, correspondendo a uma redução financeira anual de R\$ 312.190,00.

Palavras-chave: Reaproveitamento de energia, Bancada de teste, caixa de câmbio, Dinamômetro.

ABSTRACT

The gearbox is one of the principal components of tractors. In the development of a gearbox project, there are steps for testing and evaluating its performance. These tests can be conducted either in the field or in the laboratory. The aim of this work is to develop a project for energy efficiency in gearbox tests performed in laboratory. With new components being added to the current concept of bench testing, such as speed multiplier, electricity generators and converters, the proposed system will provide a recovery of part of the electrical energy used during the tests execution. The mechanical power wasted will be utilized by engaging the new components to the rear axle of the test bench, so that, a significant amount of energy used in the test be recovered and returned to the main engine. Two different possible configurations bench for energy recovery were proposed. One of the test bench systems, where different components, in addition to the gearbox, can be tested, showed a payback of 7.6 years, corresponding to an annual financial reduction of R\$ 277,816.00. The bench system where only gearboxes are tested, showed a payback of 3.3 years, corresponding to an annual reduction of financial R\$ 312,190.00.

LISTA DE ABREVIATURAS

C1	Pacote de marcha 1
C2	Pacote de marcha 2
C3	Pacote de marcha 3
C4	Pacote de marcha 4
CVT	Velocidade de variação contínua da relação de transmissão
CP	Conversor eletrônico de potência
TC	Trocador de calor
SECE	Sistema eletromecânico de conversão de energia

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
At	Área total	[m ²]
Cp _a	Calor específico água	[kJ]/(kg °C)]
Cp _{ar}	Calor específico ar	[kJ]/(kg °C)]
dyn	dinamômetro	
Ee	Energia de entrada	[J]
Es	Energia de saída	[J]
FP	Fator de potência	
H	Rendimento energético	[kW]
I	Corrente elétrica	[A]
m _{ia}	Vazão em massa da água	[kg/s]
m _{iar}	Vazão massa do ar	[kg/s]
m _{id}	Vazão massa da água no dinamômetro	[kg/s]
PE	Potência elétrica	[kW]
P _m	Potência mecânica pelo motor elétrico	[kW]
P _{pcc}	Perda de potência da caixa de câmbio	[kW]
P _{pcon150}	Perda de potência do conversor de 150 kW	[kW]
P _{pcon300}	Perda de potência do conversor de 300 kW	[kW]
P _{pdif}	Perda de potência do diferencial	[kW]
P _{pger}	Perda de potência gerador	[kW]
P _{pme}	perda de potência motor elétrico 300 kW;	[kW]
P _{pmul}	Perda de potência do multiplicador	[kW]
P _p	Perda de potência	[kW]
PR	Potência regenerada	[kW]
P _{red} :	demanda de potência elétrica da rede;	[kW]
P _t	Potência total	[kW]
P _u	Potência útil	[kW]
Q _{ar}	Vazão de ar	[m ³ /s]
Q̇ _{ars}	Taxa de perda de calor para o ar	[kW]
Q̇ _{din}	Taxa de troca de calor pelo dinamômetro	[kW]
Q̇ _s	Taxa de saída de calor	[kW]

\dot{Q}_{tcs}	Taxa de troca de calor pelo trocador	[kW]
\dot{Q}_{total}	Taxa total de troca de calor	[kW]
T_{tae}	Temperatura entrada da água no trocador	[°C]
T_{are}	Temperatura de entrada de ar na sala	[°C]
T_{ars}	Temperatura de saída do ar na sala	[°C]
TC	Trocador de calor	
T_{dae}	Temperatura entrada da água no dinamômetro	[°C]
T_{dae}	Temperatura saída da água no dinamômetro	[°C]
T_e	Torque de entrada na transmissão	[N m]
T_{tas}	Temperatura saída da água no trocador	[°C]
V	Tensão	[V]
V_{ar}	Velocidade do ar	[m/s]
\dot{W}	Potência elétrica consumida pelo motor	[kW]
ω_e	Rotação de entrada	[rpm]
ρ_{ar}	Massa específica	[kg/m ³]
ΔT	Variação da temperatura	[°C]
η_m	Rendimento mecânico	
η	Rendimento energético	
η'	Rendimento par de engrenagem	

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Relação de marchas e torques da caixa de câmbio 12x4 SY	29
Tabela 4.1 - Resultado balanço energético caixa de câmbio hidráulica	50
Tabela 4.2 - Relação de marchas para caixa 12x4 SY	51
Tabela 4.3 – Parâmetros a serem aplicados em teste de caixa de câmbio 12x4 SY	52
Tabela 4.4 – Medições para cálculo do balanço energético	53
Tabela 4.5 – Medição do balanço energético para norma de caixa de câmbio	54
Tabela 4.6 – Medições para o torque e rotação no eixo da bancada de teste 12x4 SY	55
Tabela 4.7 – Medições para o torque e rotação utilizando o multiplicador de rotação	58
Tabela 4.8 – Medições para a bancada de teste utilizando caixa de marcha mecânica	59
Tabela 4.9 – Medições para a bancada de teste utilizando caixa de marcha invertida	60
Tabela 4.10 - Sinal de referência do controle lógico	62
Tabela 4.11 –Potência regenerada para os parâmetros de testes atuais	70
Tabela 4.12 – Visão financeira para parâmetros de testes atuais	70
Tabela 4.13 – Visão financeira de teste quando aplicado para parâmetros de testes futuros	71
Tabela 4.14 - Valor do investimento para a instalação da bancada conforme Fig. 4.5	72
Tabela 4.15 – Fluxo de caixa para testes referente a situação atual	72
Tabela 4.16 – Fluxo de caixa para testes futuros	73
Tabela 4.17 – Resultado da energia a ser regenerada em teste	76
Tabela 4.18 – Visão financeira para parâmetros futuros de teste utilizando este conceito	76
Tabela 4.19 – Fluxo caixa nova opção de bancada	79

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Caixa por acionamento hidráulico modelo 5PS	18
Figura 2.2 - Esquema demonstrando como obter a marcha PS1	19
Figura 2.3 - Gráfico de escala de velocidades modelo transmissão 5PS	20
Figura 2.4 - Tempo de teste comparativo entre campo e laboratório	22
Figura 2.5 - Bancada de teste <i>Four Square Rig</i>	24
Figura 2.6 - Bancada de teste, demonstrando um <i>Power Train</i> montado	25
Figura 2.7 - Bancada de teste caixa de câmbio hidráulica	26
Figura 2.8 - Bancada de teste caixa de câmbio hidráulica acionada por motor a combustão	27
Figura 2.9 – Detalhe do acoplamento do dinamômetro na bancada de teste	27
Figura 2.10 – Eixo traseiro do trator, posicionado no Power Train	28
Figura 2.11 - Esquematização de uma CVT	30
Figura 2.12 - Modelo de correia utilizado nas caixas de velocidade CVT	31
Figura 2.13 – Vista frontal máquina de indução	34
Figura 2.14 – Curva de conjugado x escorregamento de uma máquina de indução mostrando o funcionamento como gerador	35
Figura 3.1 - Sistema eletromecânico de conversão de energia	40
Figura 3.2 – Potência elétrica regenerada ao motor primário	41
Figura 3.3 - Desenho esquemático da bancada de teste <i>Four Square</i>	41
Figura 3.4 - Sala de teste de caixa de câmbio	42
Figura 3.5 - Abertura de ar na sala de teste	44
Figura 3.6 - Bancada da de teste para caixa de câmbio hidráulica	45
Figura 3.7 - Cabine de teste caixa de câmbio hidráulica	46
Figura 4.1 – Corte da vista lateral de uma caixa de câmbio	52
Figura 4.2 – Trem Epicicloidal	57
Figura 4.3 – Trem Epicicloidal em série	57
Figura 4.4 – Posição do multiplicador de rotação na bancada	58
Figura 4.5 – Topologia do sistema de conversão de energia	61
Figura 4.6 – Link CC	62
Figura 4.7 – Controle de torque	64
Figura 4.8 – Controle de rotação entre geradores	65
Figura 4.9 – Gráfico da potência nominal em relação a marcha aplicada	67

Figura 4.10 – Topologia de sistema para teste em duas caixas de câmbio

72

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
1.1 Objetivo.....	12
1.2 Justificativa	13
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1 Diferentes Tipos de caixa de câmbio	14
2.1.1 Transmissão Mecânica para Tratores	15
2.1.2 Transmissão Hidrodinâmica para Tratores.....	15
2.1.3 Transmissão Hidrostática para Tratores	16
2.2 Testes em Campo	19
2.3 Teste em Laboratório	20
2.4 Testes Campo & Laboratório.....	20
2.5 Bancada de teste de caixa de câmbio	22
2.5.1 Funcionamento da bancada de teste	22
2.5.2 Funcionamento da bancada para testes de caixa de câmbio hidráulica.....	24
2.6 Eixo traseiro da bancada.....	27
2.7 Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo CVT	29
2.7.1 CVT movido por correias	29
2.8 Gerador elétrico.....	31
2.8.1 Gerador Síncrono.....	31
2.8.2 Gerador Indutivo ou Assíncrono	31
2.8.2.1 Aspectos construtivos	32
2.8.2.2 Funcionamento do gerador de Indução Gaiola Trifásico	33
2.9 Conversor eletrônico de potência.....	35
2.9.1 Conversor AC/DC (Retificadores)	35
2.9.2 Conversor DC/AC (Inversores).....	35
2.10 Análise de viabilidade econômica para o investimento.....	36
2.10.1 Fluxo de caixa para o projeto do sistema de reaproveitamento de energia.....	37
2.10.2 Técnicas de análise de projetos utilizando modelos determinísticos.....	37
3 MATERIAIS E MÉTODOS	36
3.1 Reaproveitamento de energia para o novo conceito de bancada de teste	38
3.2 Metodologia utilizada para o Balanço de energia bancada de teste <i>Four Square</i>	40

4 RESULTADOS	47
4.1 Balanço de energia durante o teste para caixa de câmbio hidráulica	47
4.2 Balanço de energia para um teste completo de caixa de câmbio.....	49
4.3 Sistema multiplicador de velocidade para o gerador.....	51
4.3.1 Trem Epicicloidal.....	52
4.3.2 Caixa de relação mecânica de marchas.....	55
4.3.3 Caixa de câmbio montada com o sentido invertido de trabalho.....	55
4.4 Sistema de conversão de energia elétrica.....	56
4.5 Controle do sistema de conversão de energia	62
4.5.1 Malha de controle de torque	62
4.5.2 Malha de controle da diferença de rotação entre os geradores.....	63
4.6 Potência regenerada no sistema de conversão de energia	64
4.7.3 Análise de viabilidade financeira para o projeto em estudo.....	70
4.8 Viabilidade para a bancada de teste com caixa invertida como multiplicador	71
4.8.1 Funcionamento do fluxo de energia	72
4.8.2 Potência regenerada.....	73
4.8.3 Análise de viabilidade	76
CONCLUSÃO	77
REFERÊNCIAS.....	78

1 INTRODUÇÃO

Este estudo foi desenvolvido em uma das unidades da companhia AGCO fabricante de máquinas e implementos agrícolas, sediada em Canoas, RS. Nesta unidade são fabricados tratores e pulverizadores agrícolas. A todo instante, novas tecnologias de componentes e implementos são desenvolvidas para melhorar a eficiência das máquinas no campo, possibilitando uma satisfação maior do agricultor.

A área de testes desta unidade, que é uma extensão da engenharia do produto, participa paralelamente da evolução das novas tecnologias. É o local onde os mais variados testes são executados, com o objetivo de assegurar a entrega de produtos de qualidade. Em se tratando de máquinas agrícolas, as avaliações desenvolvidas em laboratório proporcionam maior agilidade na obtenção dos resultados, e são realizados da maneira mais representativa da realidade do trabalho da máquina agrícola em campo.

Um dos testes desenvolvidos em laboratório é o de caixa de câmbio de trator, em especial o modelo de caixa que utiliza pacotes hidráulicos para o acionamento das marchas, a qual será objeto deste trabalho. A grande maioria das caixas de câmbio são avaliadas em bancadas de testes denominadas *Four Square*, onde duas caixas de câmbio são testadas simultaneamente, acionadas por um único motor elétrico. A bancada de caixa de câmbio que é estudada neste trabalho é diferente do *Four Square*, testa apenas uma caixa de câmbio de cada vez e utiliza um dinamômetro hidráulico para aplicar o torque. O dinamômetro serve de freio ao movimento das peças móveis da caixa que são movimentadas por um motor elétrico acoplado na bancada. Este freio gera um torque predeterminado sobre o componente de teste.

Quando o freio do dinamômetro é acionado o consumo de energia do motor elétrico é maior, sendo esta energia dissipada pelo dinamômetro. Parte desta energia será reaproveitada, retornando para o motor elétrico e com isto diminuindo o consumo de energia, gerando uma redução no custo financeiro.

1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é o estudo da viabilidade de um projeto de reaproveitamento da energia nas bancadas de teste de caixa de câmbio que possuem pacotes hidráulicos para troca de marchas.

Este tipo de bancada utiliza um dinamômetro hidráulico para aplicar torque ao sistema em teste. O dinamômetro hidráulico, quando em funcionamento, libera energia em forma de calor para a água. Neste estudo foi calculada a energia que é dissipada em calor na água e avaliada a proporção desta energia que pode ser convertida em energia elétrica. Esta conversão será realizada pela substituição do dinamômetro por geradores elétricos que serão instalados na bancada.

1.2 Justificativa

A intenção em desenvolver este estudo é possibilitar uma diminuição no consumo de energia elétrica quando os testes de caixa de câmbio por acionamento hidráulico são desenvolvidos, pela recuperação de parte desta energia em um sistema utilizando motores de indução como geradores de velocidade variável. A diminuição do consumo de energia propicia uma economia financeira, contribuindo decisivamente, para a redução dos impactos ambientais, induzindo à modernização industrial e enfatiza valores fundamentais, especialmente em um país em desenvolvimento, que não pode desperdiçar seus recursos.

1.3 Estrutura de dissertação

O capítulo 2, Fundamentação Teórica, descreve os modelos de caixa de câmbio existentes, a importância dos testes de campo e a representatividade do teste em laboratório, descrevendo sua importância no desenvolvimento de novas tecnologias, detalhando melhor os testes de bancada para caixa de câmbio, descreve comentários sobre os componentes que fazem parte da bancada de teste proposta com regeneração de energia. O capítulo 3, Materiais e Métodos, descreve a metodologia utilizada para realizar o cálculo do balanço energético para uma bancada de teste atual, descrevendo as equações utilizadas e equipamentos necessários para o dimensional. O capítulo 4, Resultados, descreve o resultado do balanço energético realizado, evidenciando através de medições, cálculos, análise de viabilidade, toda a energia térmica que é gerada e que será convertida em energia elétrica através da implementação da nova bancada de teste.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este trabalho realiza o estudo da viabilidade de implementação de um projeto de aproveitamento de energia nos processos de teste de caixa de câmbio de tratores. Estas avaliações são executadas em bancadas específicas para transmissão de acionamento hidráulico. A caixa de câmbio é o principal componente do *Power Train* do trator. Uma descrição detalhada da bancada de caixa de câmbio é apresentada nas seções 2.1 e 2.2, demonstrando a importância da realização dos testes em laboratório.

2.1 Diferentes tipos de caixa de câmbio

O trator agrícola é uma máquina de tração projetada especialmente para proporcionar potência aos implementos agrícolas, embora também seja usado para transporte na área rural. Ele é composto de motor, sistema de transmissão, sistema de direção, sustentação e componentes complementares, onde são acoplados implementos e máquinas diversas (SCHLOSSER, 1997).

Segundo Kim et al., 2000, a severidade das cargas de trabalho é maior em altas velocidades. Também é maior em superfícies de terra do que em áreas pavimentadas. A carga em operação de virar a terra pode ser até 95 vezes maior do que se o trator for usado para transporte em via pavimentada.

O sistema de transmissão de um trator agrícola tem por principal finalidade transferir a energia mecânica (ou a potência) gerada no motor ao sistema hidráulico, tomada de potência e às rodas motrizes. Essa transmissão ocorre por meio do uso ou não da embreagem, a qual tem a função de conectar ou desconectar o motor à caixa de câmbio.

A eficiência de uma transmissão pode ser definida como a relação entre a energia transmitida para as rodas e a energia fornecida pelo motor por intermédio de eixos e engrenagens, durante um mesmo período de tempo (BIETRESATO, 2011).

A caixa de câmbio é formada por uma série de engrenagens que permitem a seleção da velocidade e do torque mais adequados para uma determinada operação, preconizando assim uma maior economia de combustível, bem como o aumento da eficiência operacional (SCHLOSSER, 1997). As transmissões podem ser divididas em três categorias: mecânicas, hidrostáticas e hidrodinâmicas.

2.1.1 Transmissão Mecânica para Tratores

A transmissão do tipo mecânica contém engrenagens que se deslocam em eixos com ranhuras para encaixarem-se umas às outras; sendo que a rotação de saída depende do número de pares engatados e do número de dentes das engrenagens. Nesse tipo de transmissão, a caixa de câmbio pode ser classificada, de acordo com o engrenamento, em engrenagem deslizante ou sincronizada. Na transmissão mecânica deslizante, a marcha é selecionada antes do início do trabalho, segundo o critério do operador, sendo necessária a parada do trator para que se efetue a troca de marchas. Na transmissão mecânica do tipo sincronizada, qualquer marcha pode ser selecionada com o trator em movimento, pois a finalidade do mecanismo sincronizador é equalizar a rotação da engrenagem que vai ser acoplada com a rotação do eixo, que é proporcional à velocidade do movimento do trator.

Para operações em que é exigida uma maior demanda de potência (arar, gradear etc.), quando se deseja efetuar a troca de marchas durante a operação, torna-se necessário o acionamento da embreagem nos tratores com transmissões mecânicas, acarretando uma parada momentânea do trator. A grande desvantagem deste sistema é o pobre escalonamento de marchas, por exemplo, para uma demanda na qual se necessita de velocidades entre 6 e 7 km/h, a relação mais próxima que este tipo de transmissão oferece é 5 e 9 km/h (VALTRA, 2009).

2.1.2 Transmissão Hidrodinâmica para Tratores

A transmissão do tipo hidrodinâmica tem a transferência de potência realizada por meio de um fluido hidráulico.

A grande vantagem desta caixa de câmbio é possibilitar o acionamento de um maior número de marchas com o trator em movimento, sem a necessidade de sua parada ou acionamento da embreagem, assim executando trabalhos com velocidades mais específicas, condizentes com cada tipo de operação executada pela máquina, proporcionando uma maior eficiência operacional e também uma diminuição no consumo de combustível. A desvantagem na utilização deste tipo de trator é o alto custo e a necessidade de pessoas com melhor treinamento e qualificadas para operar a máquina.

2.1.3 Transmissão Hidrostática para Tratores

A transmissão hidrostática foi o modelo estudado neste trabalho, para o conceito da nova bancada com o reaproveitamento de energia, por isto suas características e funcionamento serão melhor detalhadas nesta seção.

As configurações de transmissões hidrostáticas utilizadas em tratores agrícolas são baseadas em pacotes de discos, que possuem a função de direcionarem o movimento da potência e do torque diferentemente dentro do sistema de transmissão. Cada pacote está relacionado a um grupo de marchas e, quando selecionado, os discos internos ao pacote são comprimidos pela ação da pressão hidrostática do óleo tornando possível a redução ou aumento da velocidade e conseqüentemente ampliação ou diminuição do torque, isto ocorrendo sem a necessidade de paradas do trator ou acionamentos da embreagem, o que aumenta a eficiência operacional.

O sistema *Power Shift*, como também é conhecida a transmissão hidrostática, é um sistema no qual tanto as trocas entre grupos como as de marchas são realizadas sem o uso da embreagem, em cada marcha há um pacote de discos acionados e lubrificados hidráulicamente.

As vantagens em relação aos outros tipos de câmbio são: a possibilidade de comandar as marchas através de um programa computadorizado, maior produtividade, maior relação de marcha, maior aproximação entre as marchas e maior conforto na troca das marchas (VALTRA, 2009). A Fig. 2.1 apresenta um exemplo de um sistema *Power Train*, na qual uma transmissão hidrostática com cinco pacotes está apresentada.

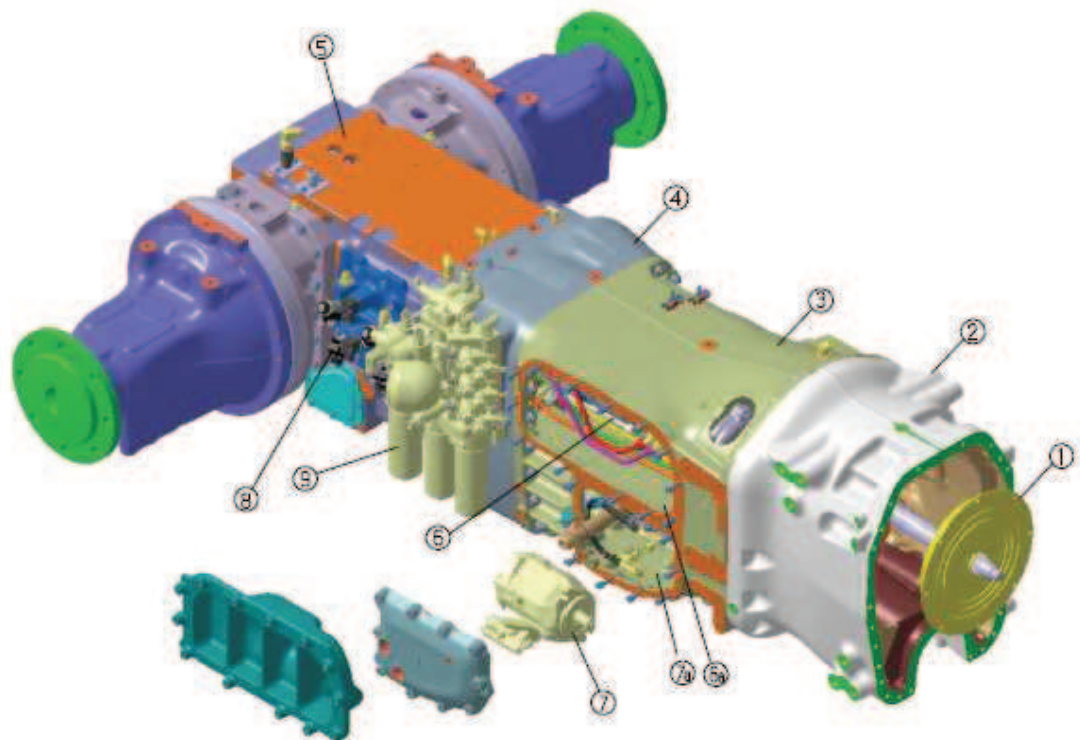


Figura 2.1 - Caixa por acionamento hidráulico modelo 5PS (VALTRA, 2009).

Na Fig. 2.1, os números indicam: 1. Disco de amortecimento, 2. Trem de força; 3. Carcaça frontal; 4. Carcaça; 5. Carcaça da caixa de câmbio; 6. Tampa de acesso; 6a. Reservatório de óleo; 7. Bomba de óleo; 7a. Reservatório de óleo para o levante; 8. Solenoide de acionamento dos grupos de marchas; 9. Filtro de óleo.

O eixo traseiro está acoplado em ambos os lados da caixa de câmbio. O diferencial é montado na parte traseira da carcaça da caixa de câmbio e tem a função de receber o torque e rotação provenientes da caixa de câmbio e distribuir para as rodas de trás do trator.

A caixa de câmbio é controlada eletronicamente, não há necessidade de utilizar alavanca de câmbio, pode-se selecionar a faixa de velocidades apenas pressionando um botão (VALTRA, 2009).

O acionamento das marchas se dá pelo óleo que é enviado pela bomba hidráulica, passando por uma válvula reguladora de pressão. Este óleo pressurizado é conduzido aos pacotes, que funcionam de modo semelhante a uma embreagem e recebem o nome de C1, C2,..Cn. A Fig. 2.2 exemplifica um pouco melhor como se procede ao engate de marchas hidráulicamente, neste caso refere-se ao exemplo do engate da relação PS1. O pacote C4 mostrado na figura está fechado, logo não há movimento das engrenagens laterais. O pacote

C1 faz com que os pares de engrenagens, representados pela convenção Z24, Z35 e Z30, Z29 (com o número indicando a quantidade de dentes de cada engrenagem), funcionem como um trem de engrenagens normal, portanto, o resultado 1,5086 é o resultado da equação 2.1

$$PS1 = \frac{Z35}{Z24} \frac{Z30}{Z29} = 1,5086 \quad (2.1)$$

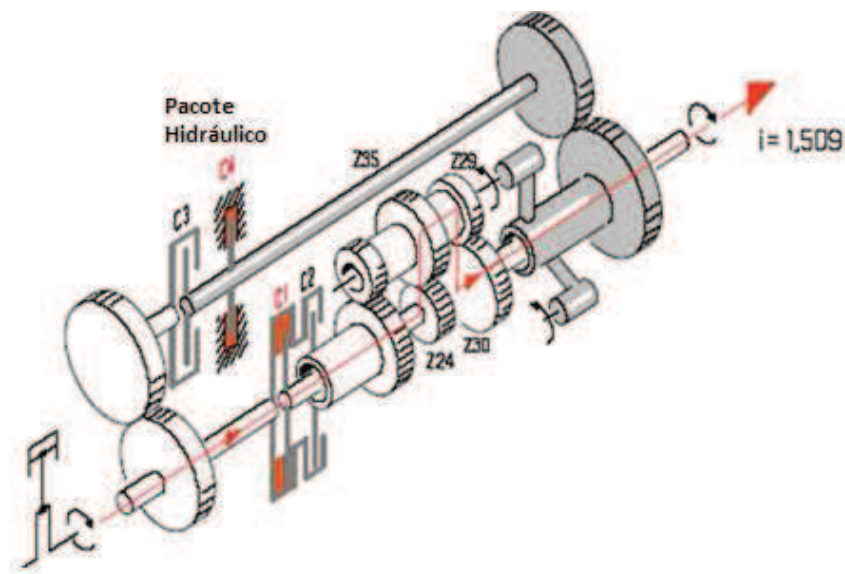


Figura 2.2 - Esquema demonstrando como obter a marcha PS1 (VALTRA, 2009)

A Fig. 2.3, demonstra a escala de velocidade para uma transmissão modelo 5PS, onde observa-se as velocidades de cada relação de marcha selecionada muito próxima uma das outras, facilitando aplicar a velocidade mais específica para cada agricultura a ser trabalhada.

A Fig.2.3 representa a escala de velocidades possíveis para cada aplicação de marcha.

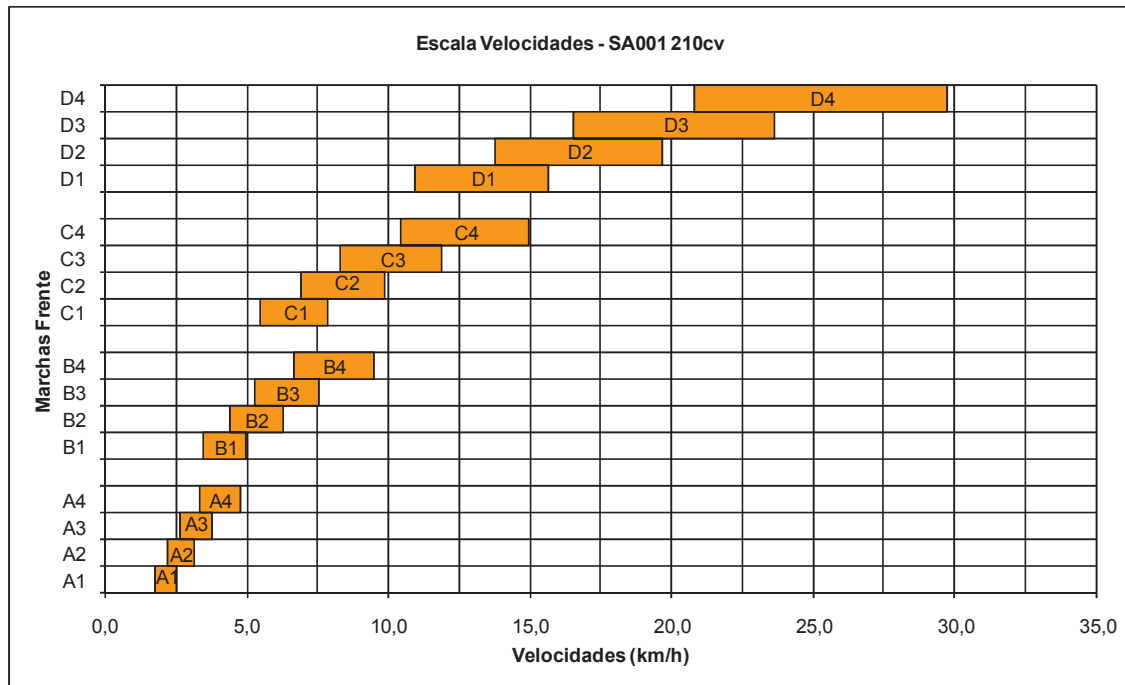


Figura 2.3 - Gráfico de escala de velocidades modelo transmissão 5PS (VALTRA, 2009)

2.2 Testes em Campo

Pessoas que trabalham com mecanização agrícola têm necessidade de informações relativas ao desempenho de tratores no campo e esta necessidade estende-se desde engenheiros, projetando tratores e implementos para o usuário final até o próprio agricultor. Muitas vezes o design de novos tratores e equipamentos é baseado na experiência passada com unidades aceitáveis no campo em vez de critérios de desempenho real. As informações e dados de operação para tratores em campo foram baseadas em grande parte na experiência prévia com combinações aceitáveis. A maioria dos componentes que são validados e homologados necessita ser avaliada em campo durante um período que difere para cada componente.

Em muitas regiões do Brasil, tratores e implementos agrícolas têm sido usados para dar suporte aos diferentes sistemas de produção, sem uma adequação própria às condições de solo e clima. Para auxiliar os fabricantes na solução de problemas em máquinas, implementos e até mesmo novos componentes em desenvolvimento, são ofertadas, aos agricultores

parceiros, máquinas agrícolas para o trabalho rotineiro do campo, onde o fabricante irá desenvolver um acompanhamento de análise de performance do implemento ou máquina em trabalho.

Uma forma mais sofisticada de obter dados experimentais em campo foi realizado por Kim et al., 2000, utilizando um sistema de aquisição e envio de dados por radiotelemetria. Estes dados foram utilizados para construir espectros de carga das operações dos tratores.

Outra forma de validar os componentes de máquinas agrícolas e até mesmo a própria máquina é em laboratório, em testes em bancada específica, onde em muitos casos consegue-se uma representatividade bastante aproximada, no que se refere à *performance* do componente em campo.

2.3 Teste em Laboratório

Os testes executados atualmente em laboratório servem para auxiliar os engenheiros tanto no desenvolvimento de novos produtos, como na possibilidade de aperfeiçoamentos dos produtos já existentes e correção de falhas de projeto de componentes de máquinas agrícolas. A cada dia a tecnologia está mais presente na área de testes, com artifícios de instrumentações variadas, possibilitando simular de forma bastante realística e com um tempo de teste bem menor do que seria aplicado a um teste de campo, pois os parâmetros aplicados aos testes, que propiciam a simulação da *performance* em campo, tais como torque, temperatura, pressão, rotação, podem ser alterados para condições mais severas de simulação, com isto diminuindo o tempo de avaliação em laboratório.

2.4 Testes Campo e Laboratório

A Fig. 2.4 mostra de forma sucinta um comparativo de dois componentes que são montados em tratores, cuja *performance* pode ser avaliada em bancada de teste no laboratório ou no trator executando seu rotineiro trabalho em campo.

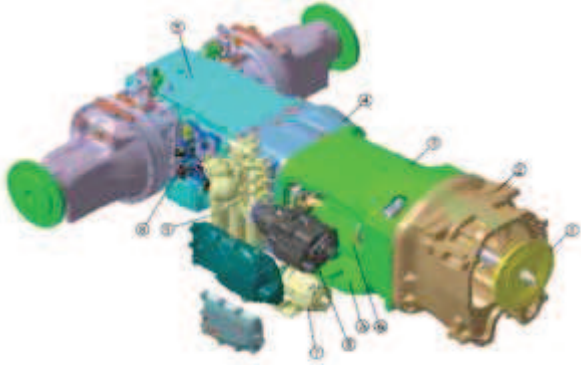

COMPONENTE	TEMPO TESTE (LABORATÓRIO)	TEMPO TESTE (CAMPO)
 <p data-bbox="571 824 762 853">CAIXA DE CÂMBIO</p>	1200h	1000h (2 ANOS)
 <p data-bbox="611 1330 722 1357">RADIADOR</p>	16h	500h (1 ANO)

Figura 2.4 - Tempo de teste comparativo entre campo e laboratório

O tempo necessário para que um componente seja avaliado em campo, embora menor do que o tempo de execução em laboratório, conforme Fig. 2.4, demanda um número muito maior de dias de execução, pois o trabalho que uma máquina executa em campo não é contínuo. Outro fator importante que acelera o teste em laboratório é a severidade alta dos parâmetros aplicados no desenvolvimento dos testes, possibilitando uma diminuição no tempo de teste para cada componente.

2.5 Bancada de teste de caixa de câmbio

As caixas de câmbio mecânicas utilizadas em tratores podem ser testadas em bancadas de teste denominadas *Four Square Rig*. Estas bancadas comportam o ensaio simultâneo de duas caixas de câmbio, uma de cada lado do *Rig*, cada uma delas acoplada a um eixo traseiro de trator, o qual contém um diferencial e duas reduções, uma em cada extremidade do eixo. Acopladas às reduções, onde se montaria as rodas dos tratores, adiciona-se rodas dentadas, com a função de transmitir, através de correntes entre os eixos traseiros de cada lado, o torque e o movimento gerado pelo acionamento do motor elétrico da bancada,

Segundo Bietresato, 2011, a instrumentação para avaliar a caixa de câmbio em teste deve ser no mínimo em dois pontos, adicionando um transdutor de torque e rotação no eixo de entrada da caixa e outro na saída da caixa de câmbio ou ao lado do rodado traseiro do trator.

No sistema de teste utilizado em laboratório a instrumentação é feita entre as duas caixas de câmbio, devido a ser um ciclo fechado é monitorado o torque e rotação de entrada e saída das caixas em teste, através de sensores.

O modelo da bancada *Four Square* não é aplicável a testes em caixa de câmbio de acionamento hidráulico. Uma nova bancada necessita ser empregada, esta bancada testa apenas uma caixa ao invés de duas simultaneamente.

2.5.1 Funcionamento da bancada de teste

A bancada de teste *Four Square* utilizada atualmente serve para testar componentes do *Power Train*, que compreende reduções finais, diferencial, caixa de câmbio entre outros. Este conceito de teste visa inserir um torque especificado de forma manual na entrada de uma das caixas de câmbio, enquanto a outra caixa de câmbio fica travada momentaneamente. Este torque é aplicado à entrada da caixa através de um fuso. Por relações de engrenagens o torque é distribuído, passando por eixos, diferencial, reduções finais e chegando até as rodas dentadas do *Rig*, de onde é conduzido à outra entrada por intermédio de correntes. Após aplicar o torque especificado, destrava-se a caixa de câmbio e, através de um motor elétrico, faz-se girar as partes móveis que estão tensionadas pelo torque de entrada e estes movimentam as rodas, fazendo que os dois *Power Train* fiquem em movimento, tornando o sistema fechado. A Fig. 2.5 apresenta de forma esquemática a bancada.

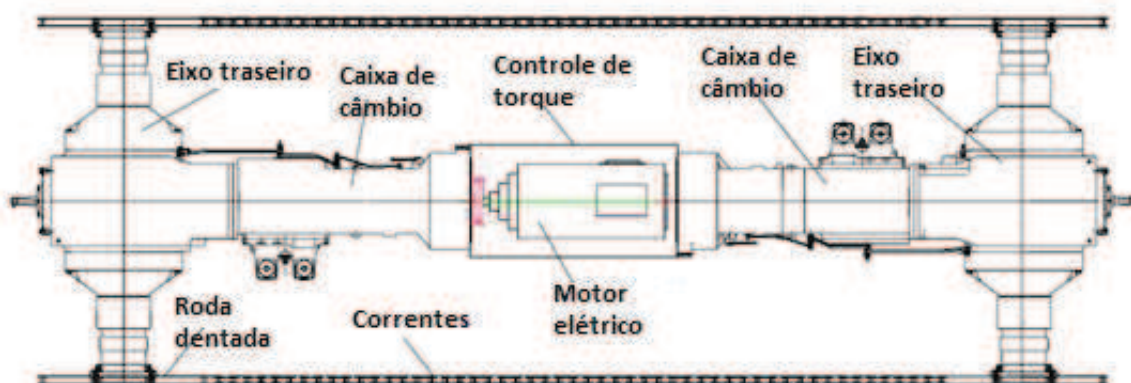


Figura 2.5 - Bancada de teste *Four Square Rig*

Os testes em *Four Square Rig* são regidos por normas ou procedimentos, nos quais os parâmetros utilizados são torques, rotações, temperatura e tempo. Em um teste geralmente são avaliadas diferentes marchas, proporcionando diferentes rotações no sistema e torques variados, conforme a norma que está sendo aplicada. Neste sistema de bancada, a cada momento em que se necessita trocar marcha ou aplicar diferentes torques é necessário parar o *Rig*, retirar todo o torque, para que o sistema fique sem tensão nas engrenagens para que só então a marcha seja trocada. Com a troca da marcha, se insere o novo valor de torque desejado e se inicia novamente o teste. Sempre deverá ser aplicada a mesma marcha em ambas as caixas, caso contrário ocorrerá a quebra do sistema devido às diferentes rotações empregadas, correspondendo à relação das engrenagens que foram acionadas. Uma vista frontal de parte da bancada, mostrada na Fig. 2.6, identifica o sistema de polia de transmissão entre o motor elétrico e a caixa de câmbio, bem como a posição da célula de carga que controla o torque aplicado durante o teste.

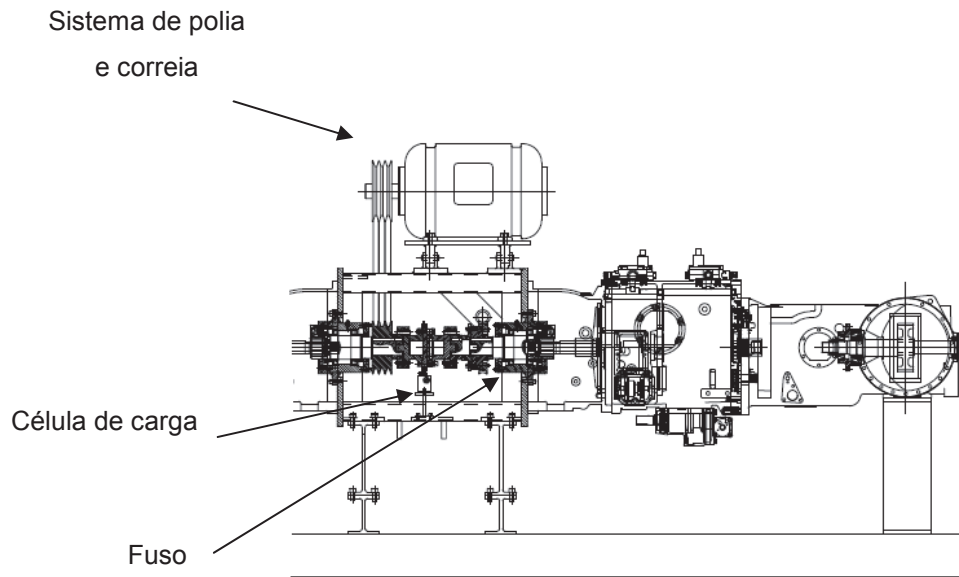


Figura 2.6 - Bancada de teste, com um *Power Train* montado

2.5.2 Funcionamento da bancada para testes de caixa de câmbio hidráulica

De concepção diferente da bancada *Four Square Rig*, um motor elétrico, através de um sistema de polia, transmite sempre a mesma rotação ao eixo da entrada da caixa. A caixa está acoplada ao dinamômetro hidráulico, responsável pelo torque especificado na norma de teste, através de um multiplicador de rotação, para atender às limitações de funcionamento do dinamômetro. Este multiplicador de rotação é uma caixa de câmbio, de mesma relação de marcha da caixa de câmbio que está em teste, porém mecânica e acoplada invertidamente, de forma a aumentar a rotação de saída, Fig. 2.7.

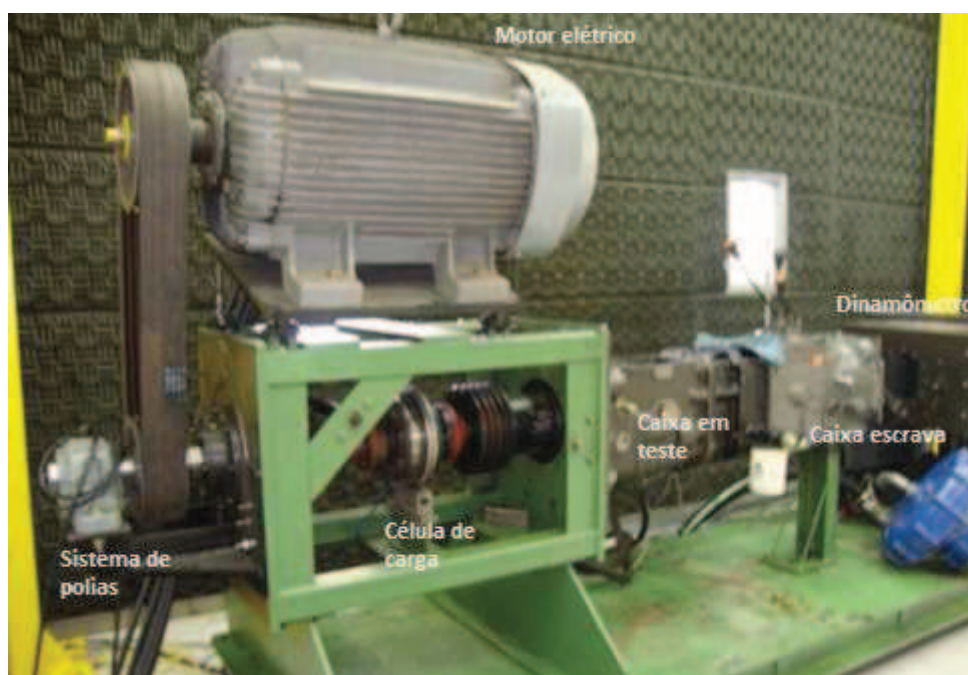


Figura 2.7 - Bancada de teste caixa de câmbio hidráulica

Devido à existência desta caixa de câmbio invertida com função de multiplicador de rotação, é possível executar o teste em todas as relações de marcha existente na caixa de câmbio.

Outro modelo de bancada de teste para caixas de câmbio hidráulicas utiliza um motor a combustão acoplado à caixa de câmbio em teste e está diretamente ligada ao eixo traseiro do trator, conforme Fig. 2.8 e 2.9. Neste modelo não há necessidade de inserir um multiplicador de rotação na bancada, pois está testando apenas uma marcha e a rotação que sai da caixa de câmbio é apropriada para o funcionamento do dinamômetro.



Figura 2.8 - Bancada de teste caixa de câmbio hidráulica acionada por motor a combustão



Figura 2.9 – Detalhe do acoplamento do dinamômetro na bancada de teste

2.6 Eixo traseiro da bancada

O eixo traseiro do trator possui a função de transmitir a potência gerada pelo motor a combustão da máquina agrícola para as rodas traseiras. A Fig. 2.10 identifica o *Power Train* do trator, onde fica localizado o eixo traseiro.

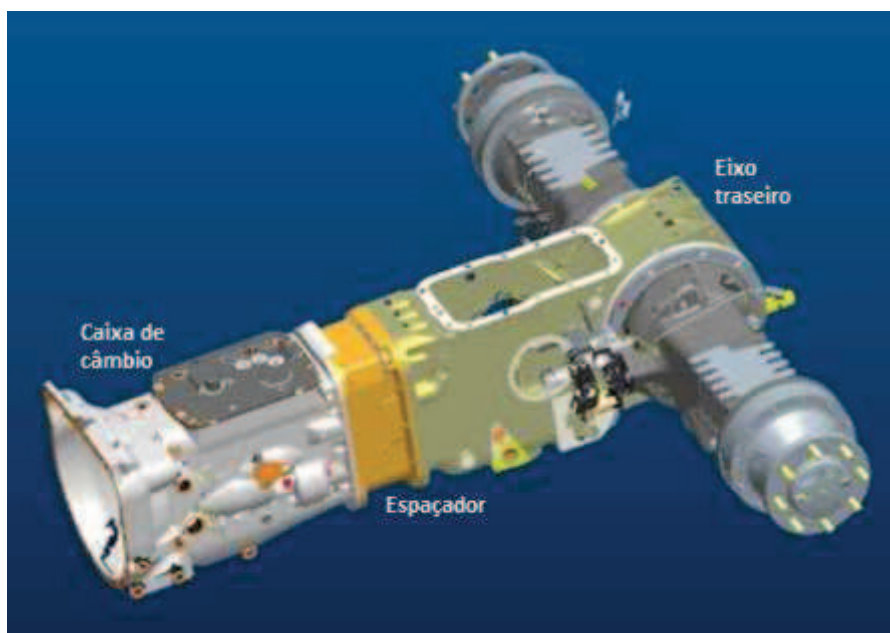


Figura 2.10 – Eixo traseiro do trator, posicionado no *Power Train*

Nesta proposta, que é uma das novas propostas de bancada de teste de caixa de câmbio, a energia será recuperada através de geradores elétricos, que estarão acoplados nas extremidades do eixo traseiro.

Devido às características do sistema de transmissão dos tratores, resultam na extremidade do eixo um alto torque e uma baixa rotação. Um exemplo de diferentes torques e rotações que poderão ocorrer durante um teste está apresentado na Tab. 2.1. Cada marcha a ser selecionada na caixa de câmbio corresponde a um esquema de relação de engrenagens acopladas, que resultam em valores de torque e rotação específicos.

Tabela 2.1 - Relação de marchas e torques da caixa de câmbio 12x4 SY

Marchas	Relação engrenagens	Relação Engrenagem	Torque Eixo [N.m]	Rotação Eixo [rpm]
1º	B-1-L	14,87	5694,99	14,96
			7193,68	14,96
2º	A-1-L	11,37	4354,02	19,57
			5499,81	19,57
3º	B-2-L	8,88	3400,69	25,06
			4295,61	25,06
4º	A-2-L	6,79	2599,94	32,78
			3284,14	32,78
5º	B-3-L	5,35	2049,30	41,58
			2588,59	41,58
6º	A-3-L	4,09	1566,76	54,39
			1979,07	54,39
7º	B-1-T	3,64	1392,42	61,20
			1758,84	61,20
8º	A-1-T	2,78	1064,55	80,05
			1344,70	80,05
9º	B-2-T	2,17	831,46	102,49
			1050,27	102,49
10º	A-2-T	1,66	635,68	134,06
			802,97	134,06
11º	B-3-T	1,31	501,05	170,08
			632,91	170,08
12º	A-3-T	1,00	383,07	222,46
			483,88	222,46

A Tab. 2.1 indica os diferentes parâmetros de torque e rotação para cada relação de marcha aplicada na caixa de câmbio. Verifica-se que, quando é seleccionada a 1ª marcha, o torque atinge o seu pico máximo e a rotação, o mínimo e quando é aplicada a 12ª marcha o

torque é mínimo e a rotação é máxima. Devido a esta característica de torque e rotação resultante, torna-se complexo o acoplamento dos geradores diretamente ao eixo, necessitando de um multiplicador de rotação que conseqüentemente reduz o torque, permanecendo a mesma potência.

2.7 Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo CVT

As caixas de velocidade de variação contínua da relação de transmissão (CVT), como o próprio nome indica, dentro de uma faixa restrita, possibilitam uma variação contínua de relação de transmissão.

Em razão do tipo de aplicação e magnitude do torque e velocidades envolvidos existem específicos tipos de CVT. Elas são classificadas em função dos elementos de transmissão utilizados como toroides, esferas, correias e correntes. Será dada uma atenção maior ao sistema de CVT movido por correias.

2.7.1 CVT movido por correias

Os elementos principais de uma CVT convencional movida por correias são duas polias, uma de entrada e outra de saída de potência, identificadas na Fig. 2.11. Ambas as polias são variáveis em sua relação de diâmetro de trabalho. Uma correia ou corrente transmite a potência do motor às rodas, por atrito entre as duas polias.

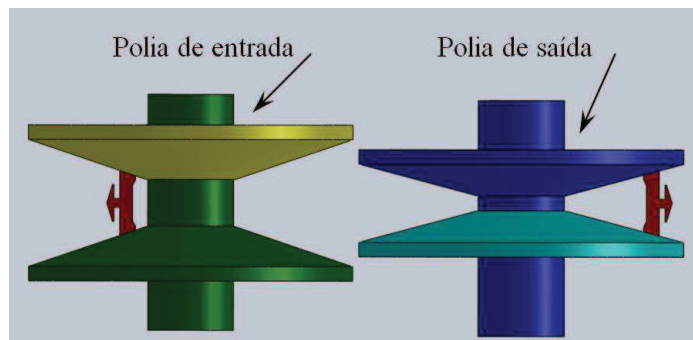


Figura 2.11 - Esquematização de uma CVT (HARRIS, 2007).

A função da caixa CVT por correias será de transmitir a potência recebida na primeira polia (de entrada), à segunda polia (de saída) através da correia, por atrito entre as superfícies das polias e os elementos metálicos. A relação de transmissão da CVT é resultante da relação

dos raios das duas polias. Quando os dois cones da polia se afastam, a correia que está transmitindo o movimento e está passando entre os cones fica mais baixa, mais perto do eixo da polia, o que equivale a uma redução do diâmetro da mesma. No caso em que os cones se aproximam, a correia é afastada do eixo da polia, o que equivale a um aumento do diâmetro da mesma.

Quando o diâmetro de contato da correia é menor na polia de entrada e maior na polia de saída, a rotação da polia de saída diminui, tendo como resultado uma rotação mais baixa. Quando o diâmetro é maior na polia de entrada e menor na polia de saída, a velocidade angular da polia de saída aumenta, tendo como resultado uma maior rotação. Assim dizendo, em teoria, uma CVT possibilitará um número infinito de rotações, que poderão ser utilizadas a qualquer momento (HARRIS, 2007).

A correia de transmissão tem vários elementos metálicos e um perfil específico que favorece o atrito com a polia. Pode ser visto na Fig. 2.12, que os elementos metálicos estão ligados a duas correias, e estas são constituídas por várias lâminas de borracha separadas por bandas de aço de pequena espessura.

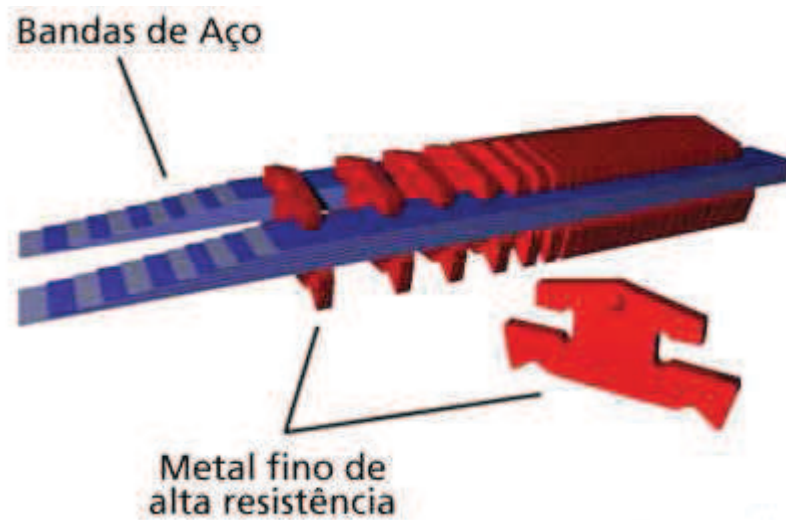


Figura 2.12 - Modelo de correia utilizado nas caixas de velocidade CVT (HARRIS, 2007).

Pode-se concluir que as correias serão apenas elementos tensionadores e que o contato com as polias será feito apenas com a parte lateral dos elementos metálicos, que tem uma inclinação igual à das polias, para garantir a máxima área de contato.

As correias de metal são altamente duráveis, possibilitando às CVTs adequação a motores de maior torque. Elas também são mais silenciosas do que as CVTs de correias de borracha (HARRIS, 2007).

2.8 Gerador elétrico

O gerador elétrico, também chamado alternador, é uma máquina que converte energia mecânica em energia elétrica. A energia mecânica é fornecida por uma máquina motora, também chamada máquina primária, que pode ser um motor alternativo, uma turbina hidráulica, a vapor, eólica ou a gás.

Os geradores mais utilizados para conversão de energia são os de indução ou assíncronos e os síncronos

2.8.1 Gerador Síncrono

O gerador síncrono é um dos tipos mais importantes. É utilizado na grande maioria das centrais hidro e termoelétricas. O nome síncrono se deve ao fato de esta máquina operar com uma velocidade angular de rotação constante sincronizada com a frequência da tensão elétrica alternada aplicada aos terminais da mesma, ou seja, devido ao movimento igual de rotação entre o campo girante e o rotor é chamada de máquina síncrona, sincronismo entre campo do estator e rotor.

O gerador síncrono é uma máquina excelente para gerar energia elétrica quando a rotação da máquina primária é fixa (RÜNCOS, 2000). Devido às condições de teste da caixa de câmbio, testando diferentes aplicações de relações de marcha, conseqüentemente, diferentes velocidades entram no gerador, não sendo a máquina síncrona a melhor solução técnica e econômica.

2.8.2 Gerador Indutivo ou Assíncrono

Um gerador de indução é um motor assíncrono utilizado para gerar energia elétrica. Basicamente existem dois tipos de motores de indução que podem ser utilizados como gerador. O primeiro possui um rotor bobinado e anéis coletores que interligam o circuito do rotor a um circuito qualquer localizado no exterior da máquina. Já o segundo, mais indicado

para operar como gerador, principalmente devido à sua simplicidade e baixo custo, possui um rotor denominado rotor em gaiola de esquilo (MEDEIROS et al., 2005).

O gerador de indução apresenta algumas vantagens frente ao gerador síncrono, tais como uma estrutura mais simples, ausência de bobinas, anéis coletores no rotor e escovas. O sistema de excitação é estático, ou seja, não possui componentes rotativos, ao contrário do gerador síncrono, que normalmente utiliza sistemas rotativos para excitação.

No sistema proposto neste trabalho, a conversão de energia disponível no eixo traseiro do trator será feita com a aplicação de um gerador de indução do tipo gaiola de esquilo. A razão para a escolha deste tipo de gerador é ligada diretamente à viabilidade econômica do projeto, pois apresenta um baixo custo de aquisição e de manutenção.

2.8.2.1 Aspectos construtivos

O motor de indução trifásico é uma máquina elétrica rotativa de corrente alternada, assíncrona, cuja construção respeita o estabelecido nas normas CEI-34-1 e MG-1 e é condicionada pelos meios de produção do fabricante (GUEDES, 2001).

Basicamente as máquinas de indução são compostas de estator e rotor. O espaço entre o rotor e o estator é conhecido como entreferro.

O estator do motor de indução trifásico é constituído por um empacotamento de chapa de ferro magnético silicioso, com baixa densidade de perdas magnéticas (Guedes, 2001). Em seu interior existem ranhuras, nas quais são colocados os enrolamentos de armadura, que darão origem ao fluxo magnético do estator (Monteiro, 2009). Em uma máquina trifásica, os três grupos de bobinas estão afastados entre si por 120 graus elétricos no espaço ao redor da circunferência de entreferro e destinadas a serem alimentadas por cada uma das fases de um sistema trifásico (Fitzgerald, 1961).

O rotor gira normalmente a velocidade constante a partir de uma fonte de potência mecânica conectada ao eixo. No caso deste estudo, é o eixo traseiro do trator em teste que estará transmitindo a potência que, na situação original, seria dissipada pelo dinamômetro.

O rotor apresenta também ranhuras no seu interior, construído com o mesmo tipo de chapa magnética utilizada no núcleo do estator (Guedes, 2001).

O enrolamento do rotor pode ser do tipo gaiola de esquilo, o qual é constituído por barras de alumínio curto-circuitadas. A Fig. 2.13 identifica esquematicamente a vista lateral de um gerador de CA.

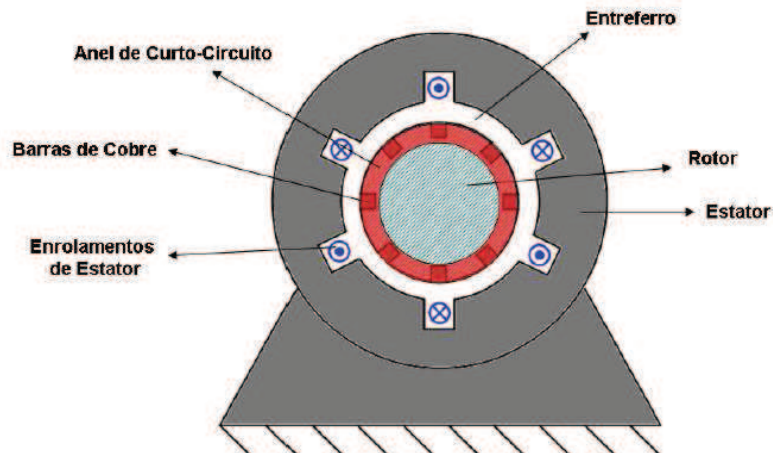


Figura 2.13 – Vista frontal máquina de indução (MONTEIRO, 2009)

2.8.2.2 Funcionamento do gerador de Indução Gaiola Trifásico

Durante o funcionamento normal do motor, o rotor gira no sentido de rotação do campo magnético produzido pelas correntes de estator, a velocidade está entre zero e a velocidade síncrona, e o correspondente escorregamento (S) está entre 1,0 e 0 (indicado por “Região como motor”) representado na Fig. 2.14. As condições de partida do motor correspondem a $S = 1,0$ (Fitzgerald, 2006).

Para operar na região de S maior que 1 (correspondendo a uma velocidade negativa do motor), o motor deve ser acionado em sentido contrário, contra o sentido de rotação do seu campo magnético, por uma fonte de potência mecânica capaz de contrabalançar o conjugado (Fitzgerald, 2006). A principal utilização prática dessa região está em trazer rapidamente o motor até uma parada, chamada frenagem por inversão de fases. Permutando dois terminais do estator de um motor trifásico, a sequência de fases e, portanto, o sentido de rotação do campo magnético são invertidos subitamente e o que era um pequeno escorregamento, antes da inversão de fases, torna-se um escorregamento próximo de 2,0 após a inversão; o motor é parado sob a influência do conjugado e é desligado da linha antes que comece a girar no sentido oposto. Dessa forma, a região de $S = 1,0$ a $S = 2,0$ é indicada por “Região de frenagem” na Fig.2.14 (Fitzgerald, 2006).

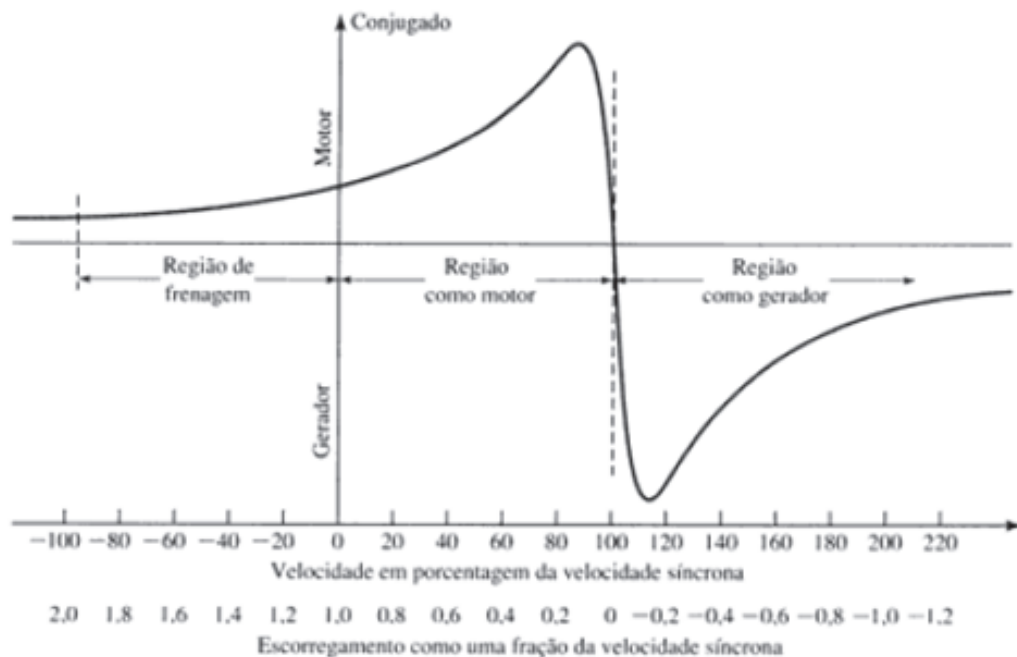


Figura 2.14 – Curva de conjugado x escorregamento de uma máquina de indução mostrando o funcionamento como gerador (FITZGERALD, 2006).

A máquina de indução irá funcionar como gerador se seus terminais de estator forem conectados a uma fonte de tensão polifásica e seu rotor for acionado por um acionador mecânico primário acima da velocidade síncrona (resultando em um escorregamento negativo) como mostrado na Fig. 2.14 (Fitzgerald, 2006). Na máquina de indução trifásica são conectadas tensões trifásicas balanceadas aos enrolamentos do estator. Estes enrolamentos estão defasados de 120° elétricos no espaço, ao redor da circunferência do entreferro. Neste caso, os eixos magnéticos dos enrolamentos também estão defasados de 120° elétricos no espaço.

Na máquina de indução trifásica excitada por correntes trifásicas equilibradas pode-se constatar que estas correntes dão origem a uma onda de força magnetomotriz (FMM) girante.

Esta onda de FMM e o campo magnético correspondente são os pontos principais que permitem entender como as máquinas de indução funcionam. É essa interação da onda de fluxo magnético do estator com o fluxo do rotor que produz o conjugado.

Ao impor uma velocidade ao eixo do gerador, o rotor deslocar-se-á com velocidade w .

Caso a máquina esteja isolada, supondo que exista um campo magnético remanescente nos enrolamentos do estator, ao girar o rotor, surgirá uma tensão de velocidade conforme a segunda componente da lei de Faraday (MONTEIRO, 2009). Como os enrolamentos do rotor estão curto-circuitados, esta tensão induzida dará origem a uma corrente induzida no rotor.

A corrente induzida (I_q), por sua vez, dá origem a um campo magnético, de acordo com a Lei de Ampère, que descreve que todo condutor percorrido por uma corrente dá origem a um campo magnético. Este campo magnético induzido tem sentido determinado pela Lei de Lenz, ou seja, o campo induzido tem sentido tal que produz um efeito contrário ao movimento que lhe deu origem. Logo este campo tenderá a se alinhar com o campo magnético do estator, mas em sentido contrário à rotação. Este fato resulta num torque elétrico contrário ao torque mecânico.

2.9 Conversor eletrônico de potência

A energia elétrica na saída do gerador ainda não é adequada para ser redirecionada ao motor primário, precisando de alguma transformação em suas características, sendo necessário um conversor para realizar este trabalho.

2.9.1 Conversor AC/DC (Retificadores)

Estes conversores, também designados de retificadores, são dos mais utilizados na indústria. Sempre que um dispositivo precisa ser ligado à rede elétrica geralmente implica que internamente haverá uma conversão de AC para DC (EUP).

A retificação é o processo de converter tensão e corrente alternadas em tensão e corrente contínuas. Os circuitos retificadores podem ser não controlados e controlados. Um retificador não controlado usa apenas diodos como elementos de retificação, enquanto os controlados utilizam tiristores ou transistores (POMILIO, 2014). A amplitude da tensão de saída DC é determinada pela amplitude da tensão de alimentação AC. Entretanto, a saída da tensão DC contém componentes AC significativos, as quais recebem o nome de ondulação. Para eliminar a ondulação, costuma-se inserir um filtro capacitivo após o retificador.

2.9.2 Conversor DC/AC (Inversores)

Os inversores são circuitos estáticos (isto é, não têm partes móveis) que convertem potência DC em potência AC com frequência e tensão ou corrente de saída desejada (Silva, J).

A tensão de saída tem uma forma de onda periódica que, embora não senoidal, pode, com uma boa aproximação, chegar a ser considerada como tal.

2.10 Análise de viabilidade econômica para o investimento

Com a melhor identificação dos componentes necessários para a conversão de energia e seus respectivos custos, uma análise de viabilidade econômica foi realizada considerando os testes executados atualmente e os testes futuros, onde uma potência maior será necessária, conseqüentemente, maior potência será regenerada para o motor primário.

Para estudar a situação econômico-financeira deste projeto, precisará ser evidenciado um fluxo de caixa, modelo determinístico usualmente utilizado na avaliação para projetos.

2.10.1 Fluxo de caixa para o projeto do sistema de reaproveitamento de energia

A área do laboratório de testes deve estar preparada para suportar testes da evolução da tecnologia de novos componentes e máquinas que estão sendo desenvolvidos, como também investimentos visando uma produção mais sustentável no aspecto ambiental.

O projeto de investimento será classificado nas seguintes categorias: expansão; aquisição de ativos imobilizados para aumentar a diversidade de testes realizados, por meio de aquisição de máquinas que possibilitem a regeneração de energia nos testes de bancada, substituição; substituir os equipamentos utilizados hoje nas bancadas de teste atuais, que utilizam componentes como correntes para transmissão de movimentos, acoplamentos para interligar partes móveis dos equipamentos, estes itens requerem uma manutenção frequente e não suportarão as altas cargas necessárias para testes futuros, modernização; recondicionamento e adaptação para a nova bancada de teste, intangíveis; gastos com pesquisa e desenvolvimento, treinamento e serviços de consultoria.

A projeção do fluxo de caixa de um projeto é uma das etapas fundamentais. Normalmente se subdivide em: investimento inicial e fase de operação do projeto que gera os fluxos de caixa líquidos anuais.

Segundo Casarotto e Kopittke, 2000, se é possível considerar que a inflação incidirá igualmente em todos os preços, não é necessário levá-la em conta nos cálculos de viabilidade econômica. No entanto, quando as taxas de inflação são muito altas é comum elas incidirem de forma diferenciada nos diversos itens do projeto. Neste caso, ou quando se tem insumos ou produtos que variam em outras taxas, como, por exemplo, a cotação do dólar, esta premissa não é verdadeira. Considerando que o período atual não é altamente inflacionário e considerando também a grande dificuldade de se fazer previsões a médio e longo prazo, no presente trabalho a inflação não foi considerada.

2.10.2 Técnicas de análise de projetos utilizando modelos determinísticos

A tomada de decisão sobre a realização de um projeto requer critérios técnicos. A maneira mais eficaz é simular o investimento segundo algum modelo. Dessa forma, confrontam-se os fluxos de caixa gerados com o investimento realizado. Existem diversos modelos de tomada de decisão, *payback* simples; *payback* descontado; valor presente líquido (VPL); taxa interna de retorno (TIR); índice de lucratividade (IL) (BORDEAUX-RÊGO, 2006).

Neste estudo foi utilizado como auxílio para tomada de decisão o VPL e a TIR. O método de VPL também é denominado método descontado.

A decisão de investimento com base no método do valor presente líquido é simples e pode ser resumida da seguinte forma:

- $VPL > 0$, o projeto é aceito;
- $VPL = 0$, é indiferente aceitar ou não;
- $VPL < 0$, o projeto é rejeitado.

A taxa interna de retorno (TIR) é a maior concorrente do VPL e possui grande apelo, pois tenta sintetizar todos os méritos do projeto em um único número (BORDEAUX-RÊGO, 2006).

O processo decisório da TIR pode ser definido da seguinte forma:

- Custo de capital $<$ TIR – projeto deve ser aceito ($VPL > 0$);
- Custo de capital = TIR – indiferente aceitar ou não ($VPL = 0$);
- Custo de capital $>$ TIR – projeto deve ser rejeitado ($VPL < 0$).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Reaproveitamento de energia para o novo conceito de bancada de teste

A bancada atual para desenvolver testes em caixa de câmbio por acionamento hidráulico utiliza dinamômetro para aplicar o torque necessário. Quando o torque é aplicado, verifica-se que a corrente elétrica aumenta. Quanto maior o valor de torque aplicado pelo dinamômetro, maior é a corrente, por consequência, aumentando a potência elétrica do motor. Dependendo dos parâmetros que são utilizados em teste, pode-se calcular a potência elétrica solicitada que, em alguns casos, poderá chegar a um aumento de 60% ou mais sobre o valor em estado livre, sem torque.

O grande diferencial para o novo conceito de bancada é que a maior parte da diferença de consumo de energia elétrica devido à aplicação do torque pelo dinamômetro hidráulico será convertida em energia elétrica. Esta conversão de energia será possível substituindo o dinamômetro por geradores elétricos, que terão a função de aplicar o mesmo torque ao teste, mas com a característica de estar convertendo em energia elétrica em vez de energia em forma de calor.

A proposta para este novo projeto de bancada de teste em caixa de câmbio por acionamento hidráulico é realizar um estudo de aproveitamento de energia, onde se estima regenerar a maior parte da energia que está sendo dissipada em calor. Este reaproveitamento proporcionará uma redução no consumo de energia em relação ao teste atual. Para este sistema ser implementado foi instalado na nova bancada um sistema de conversão e transmissão de energia.

Um dos sistemas possíveis para converter energia mecânica em elétrica a ser instalado na bancada de teste de caixa de câmbio para tratores é configurado da seguinte forma: O motor elétrico aplica uma potência mecânica (P_m) através de um sistema de polia e correias para a entrada da transmissão. Esta potência mecânica é conduzida, na forma de rotação e torque, por meio de engrenagens e eixos do sistema *Power Train*, até o eixo dos geradores. Conforme a especificação de torque do teste, o gerador, pela carga imposta ao mesmo, exerce um freio ao sistema que corresponde ao torque desejado nos componentes em teste. Com o auxílio de um sistema de controles, enquanto o gerador estiver exercendo um torque sobre os componentes, estará sendo regenerada parte da energia consumida a qual será redirecionada ao motor primário da bancada.

A conversão eletromecânica de energia envolve energia em quatro formas (FITZGERALD et al, 1961). Na conversão de energia existem três perdas irreversíveis de energia em forma de calor que vem de causas distintas: parte da energia mecânica desenvolvida é absorvida no atrito e então dissipada em calor, parte da energia elétrica convertida é absorvida pelas resistências encontradas pelas correntes e finalmente parte da energia absorvida pelo acoplamento é convertido em calor. A Fig. 3.1 demonstra um diagrama energético de um sistema eletromecânico de conversão de energia (SECE) indicando as perdas.



Figura 3.1 - Sistema eletromecânico de conversão de energia (FITZGERALD, 1961).

Em um SECE o rendimento energético é sempre inferior a 100%. Pode-se analisar o rendimento em um SECE, através do respectivo rendimento em potência (GUEDES, 2001).

$$\eta = \frac{\text{Potência útil}}{\text{Potência total}} = \frac{P_u}{P_t} \quad (3.1)$$

Conforme demonstrado na Eq. 3.1 o rendimento energético (η) é a razão entre a potência útil (P_u) e a potência total (P_t). Considerando que a $P_t = P_u + P_p$, pode-se expressar o rendimento conforme a Eq. 3.2.

$$\eta = \frac{P_t - P_p}{P_t} = 1 - \frac{P_p}{P_t} \quad (3.2)$$

A potência disponibilizada pelo gerador passará por transformações de tensão e frequência, gerando perdas de potência (P_p) realizadas pelo conversor eletrônico de potência (CP), como apresenta na Fig. 3.2, que sequencialmente serão mensuradas neste trabalho. A potência elétrica (P_E) resultante deverá ser aplicada ao motor primário da bancada.

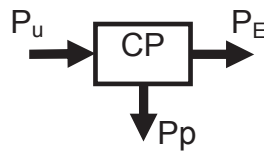


Figura 3.2 – Potência elétrica regenerada ao motor primário

Para melhorar o entendimento do funcionamento das bancadas que testam caixas de câmbio mecânicas e caixas por acionamento hidráulico, um balanço energético foi realizado para identificar os fluxos de energia de entrada e saída para estes dois tipos de bancada, principalmente a bancada que utiliza o dinamômetro hidráulico, que é o objeto deste trabalho.

Com o resultado do balanço energético, será possível identificar qual a parcela de energia que será recuperada quando um sistema de conversão de energia for incorporado à bancada.

3.2 Metodologia utilizada para o balanço de energia bancada de teste *Four Square*

A Fig. 3.3 mostra esquematicamente a bancada de teste de caixa de câmbio *Four Square*, onde \dot{W}_e é a potência elétrica consumida pelo motor e \dot{Q}_s é a taxa de saída de calor.

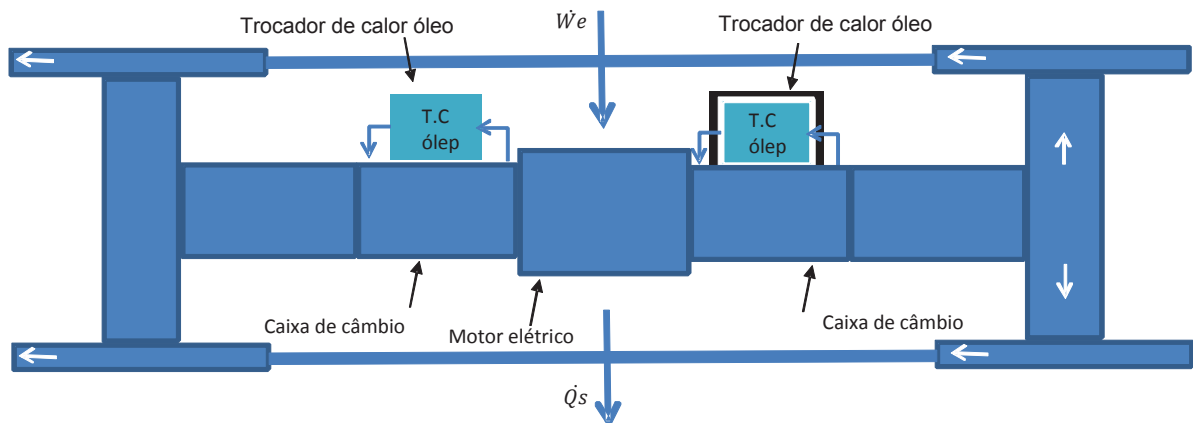


Figura 3.3 - Desenho esquemático da bancada de teste *Four Square*

Para melhorar as condições de execução dos testes, a bancada de teste opera em uma cabine, com duas aberturas de entrada de ar e uma saída para auxiliar a diminuir a temperatura do teste. Foi considerada toda a cabine como um volume de controle por haver um fluxo de massa e energia cruzando a fronteira (ÇENGEL e BOLES, 2006), conforme demonstrado na Fig. 3.4.

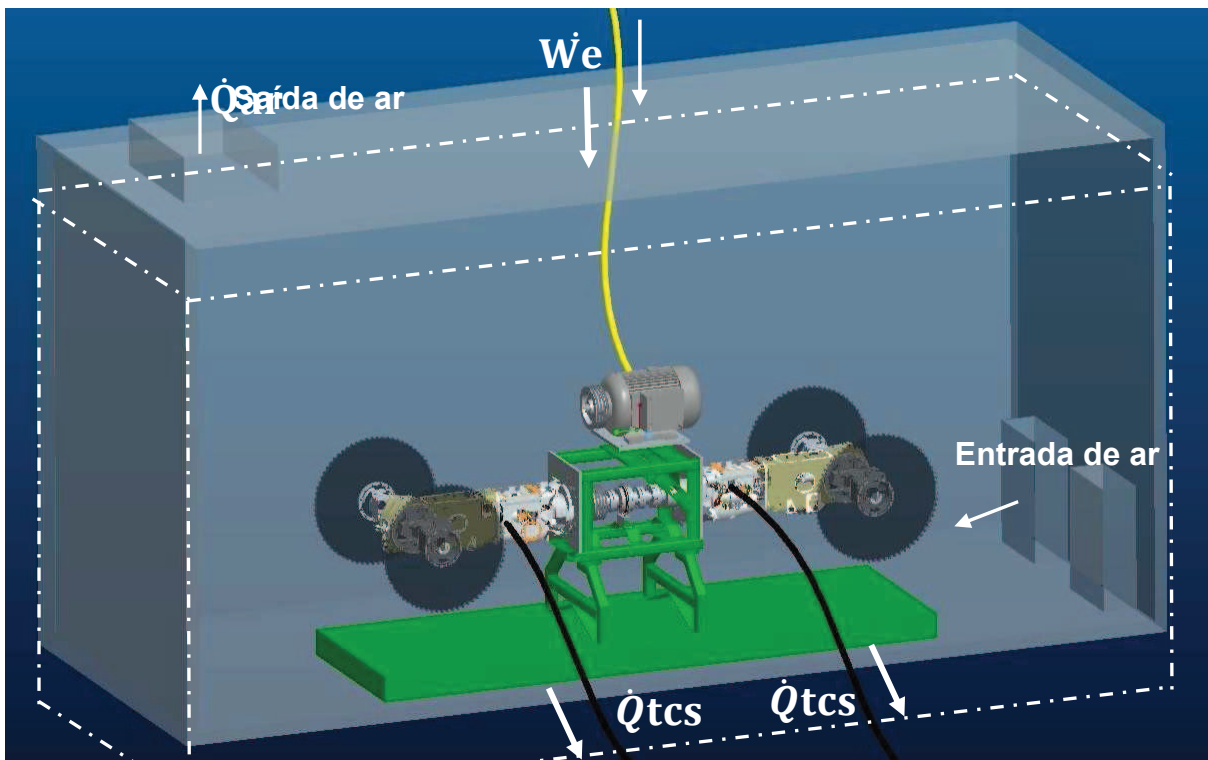


Figura 3.4 - Sala de teste de caixa de câmbio

A potência necessária para realizar o ensaio das caixas de câmbio na bancada é fornecida pelo motor elétrico trifásico acoplado à bancada. Uma caixa de câmbio, ao ser testada, deve operar com diferentes relações de marchas e torques, conforme especificado em cada norma de teste. Para considerar a corrente consumida pelo motor durante o funcionamento do teste, necessita-se medir a corrente elétrica do motor no estado livre, sem acoplar a caixa de câmbio e com a caixa acoplada, aplicando diferentes marchas e torque. Observa-se que a corrente (I) varia de 58 A, motor em estado livre a 62 A, motor com a caixa de câmbio acoplada.

Com esta análise, identifica-se que a corrente elétrica do motor praticamente não se altera para diferentes regimes de trabalho da bancada de teste.

Para o cálculo do balanço energético aplica-se a primeira lei ao volume de controle, resultando a Eq. 3.2:

$$\dot{W}_e = \dot{Q}_{tcs} + \dot{Q}_{ar} \quad (3.2)$$

onde \dot{W}_e é a potência elétrica consumida pelo motor da bancada, \dot{Q}_{tcs} é a taxa de energia dissipada pelos trocadores de calor do dinamômetro e da caixa de câmbio e \dot{Q}_{ar} é a taxa de calor dissipada pela renovação de ar na sala.

Para encontrar a potência elétrica do motor da bancada (\dot{W}_e) foi utilizada a Eq. 3.3 (DAVID et al., 1994).

$$\dot{W}_e = V I \sqrt{3} FP \quad (3.3)$$

onde, V é a tensão aplicada aos terminais do motor, I é a corrente de alimentação do motor trifásico e FP é o fator de potência.

Esta bancada de teste possui dois trocadores de calor que têm a função de reduzir a temperatura do óleo da caixa de câmbio em teste através da água que circula pelo trocador. A taxa de troca de calor realizada pelos trocadores deve ser considerada no balanço energético.

A vazão de entrada de água no trocador foi medida com um medidor de vazão Parker, modelo SCFT, considerando uma incerteza de medição de 0,5L/min, que faz referência a faixa de medição da velocidade da água, o erro e a incerteza do indicador do equipamento. Para certificar-se que a vazão de água era constante a leitura foi realizada a cada 15 min, durante um intervalo de 1 h de funcionamento.

Para calcular a taxa de troca de calor (\dot{Q}_{tcs}), conforme Eq. 3.4, foram medidas as temperaturas na entrada (T_{tae}) e saída (T_{tas}) do trocador de calor. Esta leitura foi realizada no mesmo intervalo de tempo em que a vazão foi medida. Para realizar esta medição de temperatura, termopares tipo K, considero uma incerteza de medição de 0,8 °C, que é referência da faixa de leitura da temperatura, do erro e incerteza do indicador do equipamento. Foram conectados na entrada e saída de água do trocador. Com estes dados foi calculada a troca de calor total realizada pelos dois trocadores de calor da bancada.

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m} a C_{pa} (T_{tas} - T_{tae}) \quad (3.4)$$

onde $\dot{m} a$ é a vazão em massa de água e C_{pa} é o calor específico da água.

Como já mencionado, a bancada de teste funciona em uma sala própria, conforme representado na Fig. 3.4. Devido a este trabalho confinado, há um sistema de ventilação para auxiliar a manter a temperatura da bancada nas condições específicas para o ensaio, com duas aberturas de ar na parte frontal da sala, Fig. 3.5 e também um sistema de chaminé com um ventilador acoplado no lado oposto superior. Assim o ar da sala é renovado constantemente. Cada abertura possui cinco canais de entrada de ar na sala. Um anemômetro de modelo THAR185, considero uma incerteza de medição de 0,53 m/s, que é referência da faixa de

leitura da velocidade, do erro e incerteza do indicador do equipamento. Foi utilizado para medir a velocidade de entrada do ar na parte interna da sala. As medições consistiram em registrar a velocidade do ar posicionando o anemômetro afastado 10 mm de cada canal de entrada de ar. Este método foi realizado para todos os cinco canais de cada abertura. Com a área dos canais e a velocidade do ar calculou-se vazão do ar que entra na sala. A temperatura do ar foi medida na parte externa à sala, bem em frente a cada canal de entrada de ar.

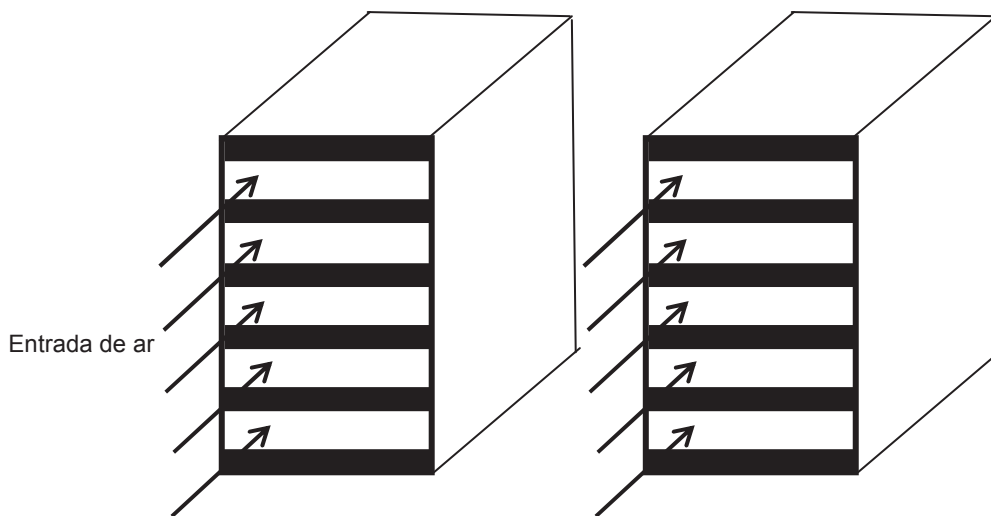


Figura 3.5 - Abertura de ar na sala de teste

As medições de temperatura e velocidade do ar que sai da sala foram medidas com os mesmos instrumentos que realizaram as medições interna, mantendo o anemômetro afastado a 10 mm da chaminé. Com a vazão em massa de ar calculada, temperatura de saída do ar (T_{ars}) medida e considerado o calor específico do ar na temperatura de entrada (T_{are}), aplicam-se estes dados na Eq. 3.5, obtendo-se como resultado o valor para a taxa da perda de calor pela passagem do ar.

$$\dot{Q}_{ars} = \dot{m}_{ar} C_{par} (T_{ars} - T_{are}) \quad (3.5)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão em massa de ar e C_{par} é o calor específico do ar.

3.3 Metodologia utilizada no balanço de energia para o teste na caixa de câmbio hidráulica

Esta bancada de teste foi desenvolvida para testar uma caixa de câmbio por acionamento hidráulico, diferente do sistema de bancada *Four Square*. A bancada somente possibilita testar a caixa, os demais componentes do *Power Train* não são testados devido ao conceito da bancada. No sistema de troca de marchas por acionamento hidráulico não é possível inserir torques da mesma forma que na bancada *Four Square*, mecanicamente, assim um dinamômetro foi instalado para aplicar um freio à caixa, produzindo um torque sobre o sistema, equivalente ao que ocorre quando em operação normal. A Fig. 3.6 representa a bancada de forma esquemática. O multiplicador de rotação é incorporado ao sistema, pois a velocidade de rotação na saída da caixa de câmbio está abaixo da faixa de funcionamento do dinamômetro.

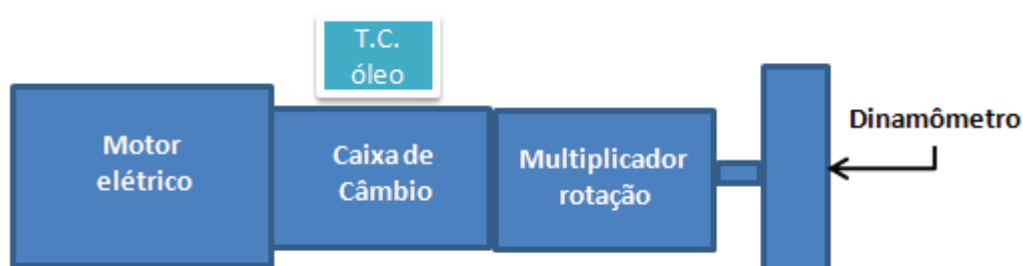


Figura 3.6 - Bancada da de teste para caixa de câmbio hidráulica

Esta bancada também trabalha confinada em uma sala, que se denomina cabine de testes. Durante o ensaio a temperatura da caixa de câmbio se eleva, necessitando trabalhar com um trocador de calor para diminuir a temperatura do óleo da caixa. A caixa de câmbio, quando utilizada no trator, também necessita de um trocador de calor para reduzir sua temperatura. O multiplicador de rotação que está acoplado à caixa de câmbio é também uma caixa de mesma relação de marcha, porém acoplada simetricamente, de forma que a baixa velocidade de rotação da caixa em teste seja multiplicada para atender às condições de funcionamento do dinamômetro. O óleo que está na caixa em teste é o mesmo da caixa que serve de multiplicador de rotação. A bancada dissipa energia em forma de calor e um sistema de ventilação é necessário, para que a temperatura interna da sala se mantenha constante. Existe também a taxa de troca de calor realizada pelo dinamômetro (\dot{Q}_{din}). Da mesma forma

empregada para o estudo de teste da bancada *Four Square*, foi considerada toda a sala como um volume de controle por haver uma taxa de massa e energia cruzando a fronteira (ÇENGEL e BOLES, 2006), conforme mostrado na Fig. 3.7.

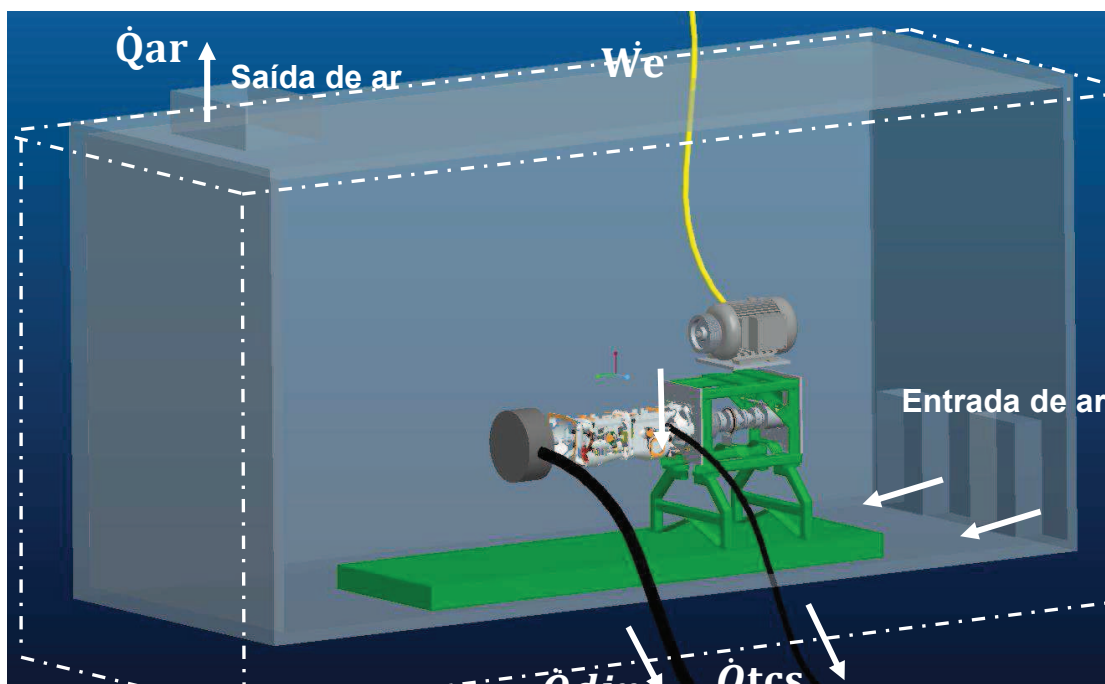


Figura 3.7 - Cabine de teste caixa de câmbio hidráulica

A potência necessária para realizar o ensaio das caixas de câmbio na bancada é fornecida pelo motor elétrico trifásico, que tem a função de simular o motor do trator. Através de um sistema de polias o motor elétrico transmite potência para o eixo de entrada da caixa de câmbio a uma rotação determinada. Acoplado à caixa de câmbio existe um trocador de calor, que tem a função de manter a temperatura do óleo da caixa dentro do especificado.

Acoplado à caixa está o multiplicador de rotação, que é uma caixa de mesma relação de marcha. O trocador de calor acoplado na caixa em teste também auxilia a retirar calor do óleo deste multiplicador, mantendo ambas as caixas com a temperatura constante. Acoplado ao eixo de entrada do multiplicador está um dinamômetro que tem a função de gerar um torque sobre a caixa de câmbio, que pode ser alterado conforme os parâmetros necessários de teste.

Neste balanço energético está sendo considerado que a bancada de teste está operando com um torque constante que é aplicado pelo dinamômetro. A corrente elétrica que o motor consome nestas condições é também constante. Com o auxílio de um alicate amperímetro *FLUKE 376 RMS*, considero uma incerteza de medição de 0,4 A, que é referente ao erro e

incerteza do indicador do equipamento., Mediu-se a corrente para o cálculo da potência elétrica ativa consumida pelo motor, conforme a Eq. 3.3. Um trocador de calor foi instalado para manter constante a temperatura do óleo, transferindo energia para a água de refrigeração. A taxa de troca de calor realizada pelo trocador deve ser considerada no balanço energético.

A vazão de água no trocador foi medida através de um medidor de vazão do tipo SCFT, fabricado pela Parker. Durante 30 min foi observada a leitura da vazão de água no trocador, tendo esta se mantido constante. Para cálculo da taxa de troca de calor (\dot{Q}_{tcs}), conforme Eq. 3.4, foi considerado o calor específico da água e a variação entre as temperaturas de entrada e saída, as quais foram obtidas instalando um termopar tipo K na entrada e outro na saída do trocador. Com estes dados foi possível calcular a troca de calor no trocador. Por motivo de segurança a bancada de teste está instalada em uma sala exclusiva. Devido a este trabalho confinado, um sistema de ventilação é necessário para que a renovação do ar auxilie a manter constante a temperatura da bancada. Duas aberturas de entrada de ar foram construídas na parte frontal da sala, de geometria semelhante à da Fig. 3.5, e um sistema de saída de ar foi acoplado na parte superior da cabine. Com a área dos canais de passagem de ar conhecida e a velocidade do ar medida da mesma forma descrita anteriormente para o balanço de energia na bancada do *Four Square*, é possível encontrar a vazão de ar na sala. Foram verificadas também as temperaturas de entrada e saída do ar. Para encontrar a vazão em massa do ar, multiplica-se a vazão pela massa específica do ar na temperatura de entrada, aplicando então a Eq. 3.5 para encontrar a taxa da perda de calor pela passagem do ar.

O dinamômetro que está acoplado à bancada é o modelo *Motor Power* de funcionamento a água. A vazão de água que passa pelo dinamômetro varia conforme a carga que é solicitada. Neste estudo considerou-se que o dinamômetro opera continuamente com um torque constante aplicado ao eixo de saída da transmissão. Para medir a vazão de água que passa pelo dinamômetro foi necessário conectar, na mangueira de entrada, um medidor de vazão e monitorar durante 15 min a vazão de entrada de água. Também foi necessário avaliar a temperatura de entrada (T_{dae}) e saída (T_{das}) da água, para isto dois termopares tipo K foram adaptados respectivamente nas conexões de entrada e saída do dinamômetro. Para o cálculo da taxa de troca de calor pelo dinamômetro (\dot{Q}_{din}), aplica-se a Eq. 3.6.

$$\dot{Q}_{din} = \dot{m}dC_p(T_{das} - T_{dae}) \quad (3.6)$$

onde $\dot{m}d$ é a massa específica da água que passa pelo dinamômetro.

4 RESULTADOS

Diante da busca em identificar os fluxos de energia durante os testes em caixa de câmbio, foi desenvolvido um cálculo do balanço energético, aplicando a metodologia já relatada no capítulo anterior.

4.1 Balanço de energia durante o teste para caixa de câmbio hidráulica

A bancada que testa caixas de câmbio de acionamento hidráulico, Fig. 3.7, foi desenvolvida devido à necessidade de avaliar este tipo de caixa, porém parte do sistema *Power Train* não é testada neste conceito.

Acoplado nesta bancada está um motor elétrico trifásico de 200 cv (149,17 kW), 4 polos de 1800 rpm da marca WEG, que tem a função de fornecer potência mecânica para a caixa em teste. Através de um sistema de polias o motor elétrico transfere ao eixo da entrada da caixa de câmbio uma rotação de 2000 rpm.

Neste estudo o dinamômetro está aplicando um torque de 480 N m sobre a caixa de câmbio e a corrente elétrica que o motor consome nestas condições é igual a 206 A, o fator de potência utilizado é $FP = 0,85$ (BD Motor). Aplicando a Eq. 3.3, encontra-se a potência elétrica ativa consumida pelo motor que corresponde à potência de entrada no volume de controle $\dot{W}_e = 115,92$ kW.

No trocador de calor instalado para manter constante a temperatura do óleo da caixa e do multiplicador de rotação, transferindo energia para a água que circula pelo trocador, a taxa de troca de calor realizada pelo trocador deve ser considerada no balanço energético. A vazão em massa de água encontrada foi de $\dot{m}_a = 0,316$ kg/s. Para calcular a taxa de troca de calor (\dot{Q}_{tcs}), utiliza-se a Eq. 3.4. Considerou-se o calor específico da água $C_{pa} = 4,18$ kJ/(kg °C) (ÇENGEL e BOLES, 2006) e a variação entre temperatura de entrada e saída $\Delta T = 12,2$ °C. Com estes dados obtém-se a troca de calor no trocador $\dot{Q}_{tcs} = 16,11$ kW

Para o cálculo da taxa da perda de calor pela passagem do ar, considerou-se a área total das aberturas, $A_t = 0,11$ m² e, com a velocidade do ar medida através de um anemômetro, a vazão do ar que entra na sala foi calculada em $Q_{ar} = 0,104$ m³/s. A diferença de temperatura medida entre a saída e a entrada foi de $\Delta T = 17$ °C.

Para obter vazão em massa do ar, multiplica-se a vazão pela massa específica do ar na temperatura de entrada $\rho_{ar} = 1,204$ kg/m³, obtendo-se $\dot{m}_{ar} = 0,125$ kg/s. Com a vazão em

massa e a variação de temperatura do ar, considerando o calor específico do ar ($C_{p_{ar}} = 1,005 \text{ kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$) (ÇENGEL e BOLES, 2006), aplica-se a Eq. 3.5 obtendo-se a taxa da perda de calor pela passagem do ar $\dot{Q}_{ars} = 2,14 \text{ kW}$.

O dinamômetro que opera nesta bancada é hidráulico, sendo que, para cada especificação de torque aplicado, necessita de uma determinada vazão de água para manter a temperatura constante, assim é necessário identificar a taxa de troca de calor realizada por ele quando está aplicando na caixa de câmbio um torque de 480 Nm, a vazão em massa de água que entra no dinamômetro foi calculada, levando em consideração a vazão de entrada de água e a massa específica da água à temperatura de entrada, resultando em $\dot{m}_d = 1,141 \text{ kg/s}$. A diferença de temperaturas entre a saída e entrada da água que escoam através do dinamômetro é $\Delta T = 20,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Com estes dados e mais o calor específico da água $C_{pa} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$ aplica-se a Eq. 3.8 resulta um valor de taxa de troca de calor dissipada pelo funcionamento do dinamômetro $\dot{Q}_{din} = 98,25 \text{ kW}$.

Grande parte da energia que atualmente o dinamômetro dissipa para a água na forma de calor, será convertida em energia elétrica nos sistemas propostos, com a substituição do dinamômetro por geradores elétricos.

No balanço energético, considerou-se a potência de entrada do volume de controle, que é a potência entregue ao motor elétrico, 115,92 kW, e a potência de saída do volume de controle que é o somatório da taxa de calor realizada pelo trocador de calor do óleo da caixa, a taxa de calor dissipado pela passagem do ar nas aberturas de ventilação e a taxa de troca de calor no dinamômetro, resultando um valor total de potência que sai do volume de 116,50 kW.

Tabela 4.1 – Resultado balanço energético caixa de câmbio hidráulica

Resultado balanço de energia para a caixa de câmbio hidráulica				
Potência entrada vc	Potência saída vc			Potência de entrada no vc - Potência de saída do vc
Potência elétrica consumida pelo motor	Taxa de troca de calor realizada pelo trocador	Taxa de troca de calor realizada pelo Ar	Taxa de troca de calor dissipada pelo dinamômetro	
115,92 kW	16,11 kW	2,14 kW	98,25 kW	0,58 kW

O balanço energético apresenta uma diferença entre as potências de entrada e a de saída do volume de controle de 0,58 kW, o que corresponde a 0,5 % , esta diferença se deve as incertezas do sistema de medição.

4.2 Balanço de energia para um teste completo de caixa de câmbio

Os testes de caixa de câmbio desenvolvidos em laboratório são regidos por normas internas que descrevem diferentes parâmetros, tais como tempo, torque e marcha aplicada. Em todas as unidades da empresa existentes no mundo, aplicam-se as mesmas normas de teste, diferindo apenas os valores de potência das caixas em teste. Um balanço energético foi realizado na bancada que executa teste em caixa de câmbio de acionamento hidráulico para os diferentes parâmetros empregados em teste, avaliando principalmente qual a taxa de troca de calor gerado pelo dinamômetro, frente à potência entregue ao motor elétrico. Este detalhamento do balanço energético baseado em norma de teste possibilita determinar qual a quantidade de energia disponível para ser entregue aos geradores elétricos.

Os motores elétricos utilizados em teste não foram dimensionados especificamente para a potência a ser aplicada em teste, trata-se de motores vindos de outras unidades da empresa. Para os testes de bancada, devido à disponibilidade, utilizou-se motores elétricos com potência nominal superior à necessária para os testes.

As relações das engrenagens, que configuram as marchas a serem aplicadas durante o teste, estão descritas na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Relação de marchas para caixa 12x4 SY

Engrenagem	Relação
Baixa	1,2333
Alta	0,9429
Primeira (1ª)	2,9474
Segunda (2ª)	1,76
Terceira (3ª)	1,0606
Ré	2,0606
Tartaruga (T)	1
Lebre (L)	4,09

As especificações indicadas na Tab. 4.3 fazem referência às relações de marchas, torques e quantidade de tempo a serem aplicados durante o teste. Os torques aplicados indicados na tabela são para este tipo de caixa de câmbio, que são montadas em tratores de média potência. A Fig. 4.1 demonstra a vista em corte de uma caixa de câmbio, onde se destaca o eixo de entrada e saída da caixa. A norma indica que a temperatura de trabalho do óleo deve ser mantida entre 80 e 100 °C.

Tabela 4.3 – Parâmetros a serem aplicados em teste de caixa de câmbio 12x4 SY

Marcha	Relação de Engrenagem	Horas de ensaio		Hora de ensaio para cada marcha
		(390 Nm)	(482 Nm)	
3º Marcha	B / 2 / T	22	45	67
4º Marcha	H / 2 / T	54	109	163
5º Marcha	B / 3 / T	57	117	174
6º Marcha	H / 3 / T	136	275	411
7º Marcha	B / 1 / L	140	284	424
8º Marcha	H / 1 / L	42	85	127
Total de horas de ensaio				1366

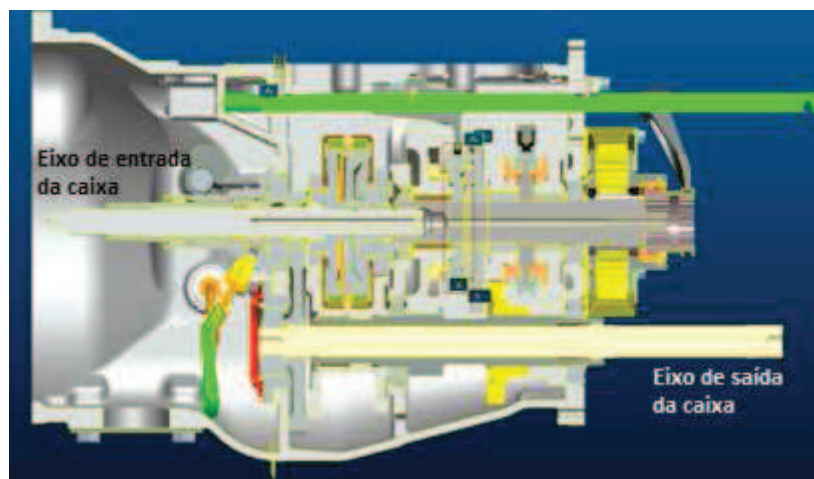


Figura 4.1 – Corte da vista lateral de uma caixa de câmbio

No corte da vista lateral da caixa de câmbio mostrado na Fig. 4.1, quando estiver se referenciando a caixa em teste, considera-se que o eixo de entrada conecta-se ao eixo que é movimentado pelo motor elétrico e o eixo de saída conecta-se ao eixo de saída do multiplicador de rotação. A bancada de teste a ser analisada é a mesma do balanço energético do capítulo 4.2, que utiliza uma caixa de câmbio de acionamento hidráulico, um motor elétrico trifásico de 200 cv (149,17 kW), 4 polos de 1800 rpm da marca WEG, com um FP = 0,85.

No capítulo anterior descreve que, quando o motor da bancada de teste está funcionando em vazio, a corrente elétrica medida é constante, porém, a cada torque inserido,

ela aumenta, sendo de maneira diferente para cada condição de ensaio. Foi realizado o balanço energético para todas as marchas especificadas em norma de teste, Tab. 4.3, utilizando a metodologia aplicada anteriormente. Considerando um volume de controle ao redor da bancada, calculou-se, para cada especificação de marcha, a potência de entrada no volume, a taxa de troca de calor realizada pelo trocador de calor e a taxa de troca de calor realizada pelo dinamômetro que aplica o torque na caixa câmbio.

O resultado das medições realizadas para o cálculo do balanço energético está indicado na Tab. 4.4. Para cada relação de marcha, foram aplicados dois torques distintos, conforme especificado em norma para este modelo de caixa. Foram medidas a temperatura de entrada da água no trocador de calor da caixa (T_{tae}), temperatura de saída da água no trocador (T_{tas}), temperatura de entrada da água no dinamômetro (T_{dae}), Temperatura de saída da água no dinamômetro (T_{das}), a vazão no trocador de calor, vazão do dinamômetro e a corrente elétrica do motor (I)

Tabela 4.4 – Medições para o cálculo do balanço energético

Marcha	Relação de engrenagens	Torque [N.m]	T_{tae} [°C]	T_{tas} [°C]	T_{dae} [°C]	T_{das} [°C]	Vazão TC [l/min]	Vazão dyn. [l/min]	I [A]
3 ^a	B / 2 / T	380	28,2	36,6	33,5	55,2	32,4	59,2	190
		480	28,6	36,6	32,4	48,9	34,5	106,2	233
4 ^a	H / 2 / T	380	28,2	36,4	43,6	69,3	34,3	50,2	192
		480	29	37	43,6	70,3	34,6	60,4	230
5 ^a	B / 3 / T	380	26,4	37	44,2	65,3	35	58,2	188
		480	29	36,2	44,5	69,4	34,3	64,3	231
4 ⁶	H / 3 / T	380	28,5	37,4	33,5	55,5	32,1	59,2	188
		480	29,2	37,5	32,5	47,4	34,5	111,4	230
7 ^a	B / 1 / L	380	28,7	36,5	43,4	68,4	34,2	54,5	192
		480	29	36,4	43,4	67,9	34,6	68,2	232
8 ^a	H / 1 / L	380	28,7	36	41,8	65,5	34,2	56,4	190
		480	28	37	43,2	69,2	32,5	64,4	230

A Tab. 4.5 mostra o balanço energético realizado para cada marcha aplicada em teste de caixa de câmbio, utilizando os dados da Tab. 4.4. Para encontrar o resultado do balanço energético que está na Tab. 4.5 foram utilizadas as Equações 3.3, 3.4 e 3.6, resultando os valores em potência elétrica fornecida para o motor (\dot{W}_e), a vazão em massa de água, calculada para o trocador (\dot{m}_a), a vazão em massa de água para o dinamômetro (\dot{m}_d), a taxa de troca de calor realizada pelo trocador de calor que considera a caixa em teste e a caixa que serve de multiplicador é (\dot{Q}_{tcs}), a taxa de troca de calor realizada pelo dinamômetro (\dot{Q}_{din}), a taxa total de troca de calor saindo do volume de controle (\dot{Q}_{total}) e a diferença entre a taxa de

energia que entra no volume de controle e a taxa de energia que sai do volume de controle ($\dot{W}_e - \dot{Q}_{total}$).

Tabela 4.5 – Medições para o balanço energético realizadas para norma de caixa de câmbio

Marcha	Relação de engrenagens	\dot{W}_e [kW]	\dot{m}_a TC [kg/s]	\dot{m}_d [kg/s]	\dot{Q}_{tcs} [kW]	\dot{Q}_{din} [kW]	\dot{Q}_{total} [kW]	$\dot{W}_e - \dot{Q}_{total}$ [kW]
3ª	B / 2 / T	106,29	0,54	0,98	18,85	88,96	107,81	-1,51
		130,35	0,57	1,76	19,11	121,34	140,46	-10,11
4ª	H / 2 / T	107,41	0,57	0,83	19,48	89,34	108,82	-1,41
		128,67	0,57	1,00	19,17	111,68	130,84	-2,17
5ª	B / 3 / T	105,17	0,58	0,96	25,69	85,04	110,73	-5,56
		129,23	0,57	1,07	17,10	110,87	127,97	1,26
6ª	H / 3 / T	105,17	0,53	0,98	19,78	90,19	109,97	-4,80
		128,67	0,57	1,85	19,83	114,94	134,77	-6,10
7ª	B / 1 / L	107,41	0,57	0,90	18,47	94,35	112,82	-5,41
		129,79	0,57	1,13	17,73	115,71	133,44	-3,65
8ª	H / 1 / L	106,29	0,57	0,93	17,29	92,56	109,85	-3,56
		128,67	0,54	1,07	20,26	115,95	136,21	-7,53
		117,76			19,40	102,58		
					16,5%	87,1%		

A última coluna da Tab. 4.5, apresenta a diferença entre a potência de entrada no volume de controle com a que está saindo. Percebe-se que estes valores são pequenos, menor que 10% dos valores de potência calculado, e devem-se às simplificações assumidas no ensaio e às incertezas do sistema de medição.

A coluna \dot{Q}_{din} representa o valor médio da potência que está sendo dissipada termicamente significando 87,1% da potência entregue ao motor primário (\dot{W}_e). Grande parte desta potência será regenerada em potência elétrica através do novo sistema de conversão de energia proposto que será detalhado na sequência deste estudo.

A coluna \dot{Q}_{tcs} representa a taxa de troca de calor realizado pelo trocador em relação à duas caixas em funcionamento, onde 16,5% é a potência dissipada em relação ao motor primário.

4.3 Sistema multiplicador de velocidade para o gerador

Devido às características inerentes ao *Power Train* dos tratores, a velocidade de rotação na extremidade do eixo de entrada dos geradores é muito baixa, existindo a necessidade de acoplar um multiplicador de rotação.

O sistema multiplicador de velocidade é responsável por transmitir a energia cinética do eixo traseiro da bancada de teste, multiplicando a velocidade e dividindo o torque a ser entregue ao gerador elétrico.

Na Tab. 2.1 deste estudo, identifica-se a faixa de rotação e torque que poderá resultar na extremidade do eixo traseiro da bancada quando utilizada a caixa de câmbio. Devido às características de funcionamento dos geradores elétricos, não é adequado acoplá-los diretamente ao eixo da bancada, cujos valores de torque são altos e as rotações baixas, assim torna-se necessário um acoplamento que faça a interface entre eixo e gerador elétrico, possuindo a função de multiplicar a rotação e reduzir o torque para cada marcha a ser selecionada em teste.

A Tab. 4.5, refere-se ao balanço energético para uma norma de caixa de câmbio onde é testado da 3ª a 8ª marcha. Este mesmo modelo de caixa, incluindo todas as relações de marchas possíveis da caixa, não só as especificadas na Tab. 4.5, estão apresentados na Tab. 4.6, porem o valor de torque especificado na entrada da caixa é maior, devido à necessidade de simular maiores potências de teste.

Tabela 4.6 – Medições para o torque e rotação no eixo da bancada de teste 12x4 SY

Marchas	Relação marcha	Relação Engrenagem	Torque entrada	Rotação	Torque saída	Rotação saída	ENTRADA GERADOR	
			da caixa de câmbio	entrada caixa	caixa	caixa	Torque saída do diferencial cada eixo	Rotação saída do diferencial cada eixo
			[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1º	B-1-L	14,87	1500	2000	22300,90	134,52	43486,75	34,49
2º	A-1-L	11,37	1500	2000	17049,80	175,96	33247,11	45,12
3º	B-2-L	8,88	1500	2000	13316,68	225,28	25967,53	57,76
4º	A-2-L	6,79	1500	2000	10181,06	294,66	19853,06	75,56
5º	B-3-L	5,35	1500	2000	8024,81	373,84	15648,39	95,86
6º	A-3-L	4,09	1500	2000	6135,24	488,98	11963,73	125,38
7º	B-1-T	3,64	1500	2000	5452,54	550,20	10632,46	141,08
8º	A-1-T	2,78	1500	2000	4168,66	719,66	8128,88	184,53
9º	B-2-T	2,17	1500	2000	3255,91	921,40	6349,03	236,26
10º	A-2-T	1,66	1500	2000	2489,26	1205,18	4854,05	309,02
11º	B-3-T	1,31	1500	2000	1962,06	1529,01	3826,01	392,05
12º	A-3-T	1,00	1500	2000	1500,06	1999,92	2925,12	512,80

O item 2.7 descreve sobre caixa de velocidade contínua de transmissão, CVT. Este tipo de caixa possibilita uma gama de variação de velocidades, possibilitando uma boa opção de uso como interface do eixo da bancada e gerador elétrico. No entanto, com o desenvolvimento da pesquisa para este trabalho, evidenciou-se que a aplicação da CVT movida por correias não seria possível para o propósito deste estudo devido à magnitude de torque a ser aplicado. Conforme English (2007), a capacidade máxima de torque permitido por CVT movido por correias é de 400 N m, estando este valor abaixo do valor a ser gerado pelo eixo da bancada de teste.

Serão estudadas três maneiras de multiplicar a rotação, afim de que a velocidade proveniente da bancada fique adequada na entrada dos geradores. São elas:

- trem epicicloidal;
- caixa de relação mecânica de marchas;
- caixa de câmbio idêntica à caixa em teste, montada com o sentido invertido de trabalho.

4.3.1 Trem Epicicloidal

Na extremidade do eixo traseiro dos tratores existe um redutor epicicloidal que tem a função de aumentar o torque e reduzir a velocidade, características necessárias para o trabalho do trator no campo. Neste estudo foi utilizado um sistema semelhante, trem epicicloidal, mas com a função de multiplicar a rotação e dividir o torque proveniente do eixo da bancada de teste que está alimentando os geradores elétricos.

O trem epicicloidal de engrenagens é um mecanismo constituído de engrenagens engranzadas, em que há pelo menos um eixo suportado por um órgão animado de rotação (Albuquerque, 1980). Ele é constituído principalmente por planetária (W_M), satélites (S), coroa (W_m) e suporte planetário (α). Fig. 4.2 mostra os seus componentes.

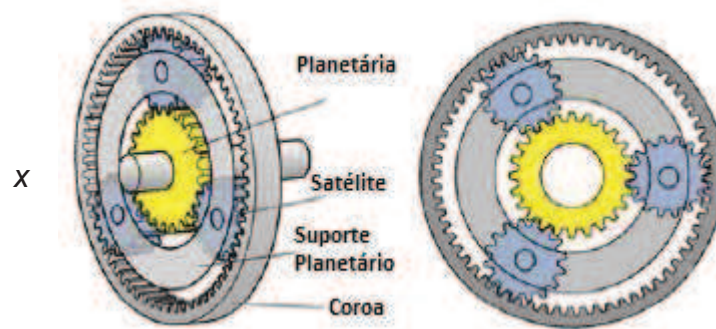


Figura 4.2 – Trem Epicicloidial

As engrenagens que constituem os satélites (S) têm movimento complexo, resultante de suas rotações em torno dos seus eixos e da rotação do seu suporte em torno do eixo X. A Fig. 4.3, esta representando um trem epicicloidial acoplado na entrada do gerador que poderá multiplicar a velocidade em 1:6 e quando necessário, acopla-se outro 1:6 ou 3,14, conforme a necessidade da relação de marcha selecionada. Trabalhando com o epicicloidial em série, da mesma forma que multiplicou a rotação estará diminuindo o torque com a mesma relação.

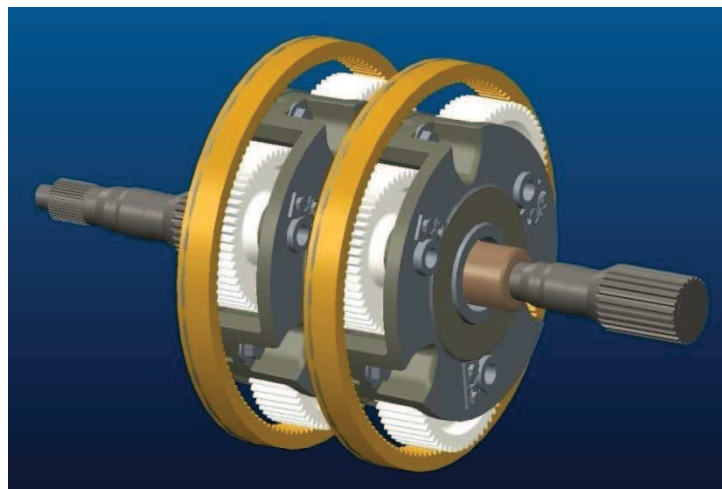


Figura 4.3 – Trem epicicloidial em série

A Fig. 4.4 mostra a bancada de teste proposta indicando a posição do trem epicicloidial ou multiplicador, na extremidade do eixo traseiro.

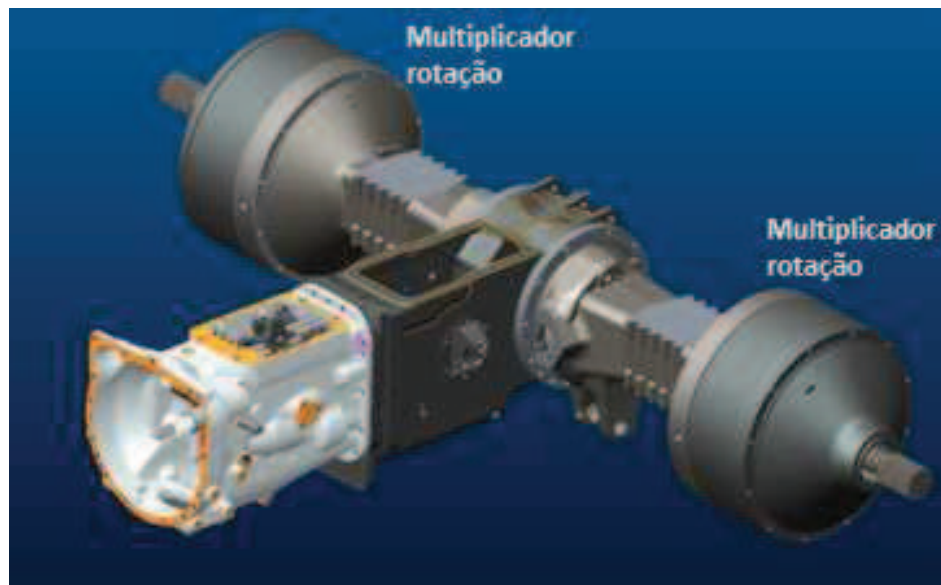


Figura 4.4 – Posição do multiplicador de rotação na bancada

Com o auxílio do trem epicicloidial em série, os valores de torque e rotação apresentados na Tab. 4.6 ficam conforme Tab 4.7.

Tabela 4.7 – Valores de torque e rotação utilizando o multiplicador de rotação

Marchas	Relação marcha	Relação Engrenagem	Torque Entrada da caixa de câmbio [Nm]	Rotação entrada caixa [rpm]	Torque saída caixa [Nm]	Rotação saída caixa [rpm]	Torque saída do diferencial cada eixo [Nm]	Rotação saída do diferencial cada eixo [rpm]	ENTRADA GERADOR			
									1º Multiplicador [1:6]		2º Multipl. [1:6 e 1:3,14]	
									Torque saída do 1º multiplicador [Nm]	Rotação saída do 1º multiplicador [rpm]	Torque saída do 2º multiplicador [Nm]	Rotação saída do 2º multiplicador [rpm]
1ª	B-1-L	14,87	1500	2000	22300,90	134,52	43486,75	34,49	7247,79	206,96	1207,97	1241,76
2ª	A-1-L	11,37	1500	2000	17049,80	175,96	33247,11	45,12	5541,18	270,70	923,53	1624,20
3ª	B-2-L	8,88	1500	2000	13316,68	225,28	25967,53	57,76	4327,92	346,59	721,32	2079,52
4ª	A-2-L	6,79	1500	2000	10181,06	294,66	19853,06	75,56	3308,84	453,33	551,47	2719,98
5ª	B-3-L	5,35	1500	2000	8024,81	373,84	15648,39	95,86	2608,06	575,14	830,59	1805,94
6ª	A-3-L	4,09	1500	2000	6135,24	488,98	11963,73	125,38	1993,95	752,27	635,02	2362,14
7ª	B-1-T	3,64	1500	2000	5452,54	550,20	10632,46	141,08	1772,08	846,46	564,36	2657,90
8ª	A-1-T	2,78	1500	2000	4168,66	719,66	8128,88	184,53	1354,81	1107,16	431,47	3476,49
9ª	B-2-T	2,17	1500	2000	3255,91	921,40	6349,03	236,26	1058,17	1417,54	337,00	4451,07
10ª	A-2-T	1,66	1500	2000	2489,26	1205,18	4854,05	309,02	809,01	1854,12	257,65	5821,94
11ª	B-3-T	1,31	1500	2000	1962,06	1529,01	3826,01	392,05	637,67	2352,32	203,08	7386,28
12ª	A-3-T	1,00	1500	2000	1500,06	1999,92	2925,12	512,80	487,52	3076,80	155,26	9661,15

As duas últimas colunas da Tab. 4.7, representam o torque e a rotação após o epiciclo, o que significa a entrada do gerador. Os resultados na cor azul identificam que se utilizou o multiplicador em série 1:6 e 1:6, e a parte da cor amarela, significa que se utilizou o multiplicador em série 1:6 e 1:3,14.

4.3.2 Caixa de relação mecânica de marchas

Outro arranjo estudado foi o uso de uma caixa com relação mecânica de marchas, que irá aplicar a relação de marcha mais adequada para a marcha que estiver em teste no momento, diferente do multiplicador epicicloidal, que tem um fator de multiplicação constante. A Tab. 4.8 mostra os resultados dos cálculos realizados para a bancada de teste quando utiliza uma caixa de relação de marcha.

Tabela 4.8 – Resultado da bancada de teste utilizando caixa mecânica de marcha

Marchas	Relação Engrenagem	Torque saída caixa de câmbio [Nm]	Rotação saída caixa de câmbio [rpm]	Torque saída do diferencial cada eixo [Nm]	Rotação saída do diferencial cada eixo [rpm]	Relação marcha multiplicador	Torque entrada gerador [Nm]	Velocidade entrada gerador [rpm]	Velocidade entrada gerador [rad/s]	Calculo Potência nominal do motor (gerador) [kW]	Velocidade do motor/base [%]	Calculo Potência nominal do motor (gerador) [kW]
1ª	14,87	21869,71	134,52	42645,94	34,49	26,00	1640,23	896,82	94	154,59	100%	129,75
2ª	11,37	16720,14	175,96	32604,28	45,12	26,00	1254,01	1173,03	123	154,04	130%	129,29
3ª	8,88	13059,20	225,28	25465,44	57,76	26,00	979,44	1501,88	157	154,04	167%	129,29
4ª	6,79	9984,21	294,66	19469,20	75,56	12,05	1615,05	910,81	95	154,04	101%	129,29
5ª	5,35	7869,65	373,84	15345,82	95,86	11,37	1350,09	1089,56	114	154,04	121%	129,29
6ª	4,09	6016,62	488,98	11732,41	125,38	8,88	1321,55	1113,09	117	154,04	124%	129,29
7ª	3,64	5347,12	550,20	10426,88	141,08	8,88	1174,49	1252,46	131	154,04	139%	129,29
8ª	2,78	4088,05	719,66	7971,71	184,53	8,88	897,94	1638,19	172	154,04	182%	129,29
9ª	2,17	3192,96	921,40	6226,27	236,26	5,35	1163,82	1263,94	132	154,04	140%	129,29
10ª	1,66	2441,13	1205,18	4760,20	309,02	5,35	889,78	1653,22	173	154,04	184%	129,29
11ª	1,31	1924,12	1529,01	3752,04	392,05	4,09	917,33	1603,56	168	154,04	178%	129,29
12ª	1,00	1471,06	1999,92	2868,56	512,80	3,64	789,14	1864,04	195	1510,64	207%	1267,88

Está em destaque na Tab. 4.8 a coluna de relação de marcha do multiplicador.

Percebe-se que, para as marchas, 1ª, 2ª e 3ª em teste, a relação de marcha necessária ser aplicada pelo multiplicador é alta em relação às demais, tornando-se inadequado uma caixa de marcha com relação entre engrenagens na ordem de 26, é uma diferença muito grande entre diâmetros de engrenagens.

4.3.3 Caixa de câmbio montada com o sentido invertido de trabalho

Devido às diferentes relações de marcha testadas na caixa de câmbio, tem-se uma faixa grande de rotações e torque na entrada do gerador, dificultando a sua seleção. A proposta para esta opção de bancada é acoplar uma caixa de câmbio de mesmo modelo, porém em sentido inverso, logo após a caixa em teste e antes do gerador elétrico. Este sistema de bancada é bastante semelhante ao da Fig. 2.7, porém ao invés de utilizar um dinamômetro, um gerador elétrico será utilizado. A velocidade de saída da segunda caixa é igual à de entrada da primeira caixa. Tab. 4.9 mostra o resultado desta nova opção de multiplicador.

Tabela 4.9 – Resultado da bancada de teste utilizando caixa de marcha invertida

Marchas	Relação marcha	Relação Engrenagem	Torque Entrada da caixa de câmbio	Rotação entrada caixa de câmbio	Torque saída caixa de câmbio	Rotação saída caixa de câmbio	ENTRADA DO GERADOR	
							Multiplicador	
			[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]	Torque saída caixa invertida	Rotação saída caixa invertida
							[Nm]	[rpm]
1º	B-1-L	14,87	1500	2000,00	22300,90	134,52	1500	2000,00
2º	A-1-L	11,37	1500	2000,00	17049,80	175,96	1500	2000,00
3º	B-2-L	8,88	1500	2000,00	13316,68	225,28	1500	2000,00
4º	A-2-L	6,79	1500	2000,00	10181,06	294,66	1500	2000,00
5º	B-3-L	5,35	1500	2000,00	8024,81	373,84	1500	2000,00
6º	A-3-L	4,09	1500	2000,00	6135,24	488,98	1500	2000,00
7º	B-1-T	3,64	1500	2000,00	5452,54	550,20	1500	2000,00
8º	A-1-T	2,78	1500	2000,00	4168,66	719,66	1500	2000,00
9º	B-2-T	2,17	1500	2000,00	3255,91	921,40	1500	2000,00
10º	A-2-T	1,66	1500	2000,00	2489,26	1205,18	1500	2000,00
11º	B-3-T	1,31	1500	2000,00	1962,06	1529,01	1500	2000,00
12º	A-3-T	1,00	1500	2000,00	1500,06	1999,92	1500	2000,00

Neste conceito de bancada, o diferencial não é testado, estando o gerador acoplado logo após a caixa multiplicadora. Por outro lado, o arranjo realiza o teste de duas caixas simultaneamente.

4.4 Sistema de conversão de energia elétrica

O sistema de conversão de energia elétrica tem finalidade de converter a energia cinética proveniente do eixo traseiro da bancada de teste, logo após o epicicloidal ou no eixo da segunda caixa, caso estiver utilizando a caixa invertida como multiplicador de rotação. A energia elétrica assim gerada é direcionada ao motor primário da bancada. O sistema é composto basicamente de conversores, controle e motores elétricos de indução, que também podem operar como geradores. A Fig. 4.5 exemplifica a topologia de um sistema de conversão de energia para a bancada de teste. O multiplicador utilizado nesta configuração de bancada é o epicicloidal.

Tabela 4.10 – Sinal de referência do controle lógico

signal do CLP	% da escala	Frequencia / Velocidade do motor
4 mA	0%	0 HZ / 0 rpm
12 mA	50%	30 HZ / 875 rpm
20 mA	100%	60 HZ / 1750 rpm

No eixo do motor primário, um sensor de torque dinâmico mede o torque que está entrando na caixa de câmbio e envia um sinal de 4 a 20 mA para o CLP.

O motor primário induz uma rotação ao eixo de entrada da caixa de câmbio, onde o sensor de torque e rotação está acoplado. Esta rotação é alterada conforme a relação de marcha que está sendo testada. A rotação de saída é direcionada para o eixo traseiro em teste onde o diferencial direciona para as duas extremidades do eixo, passando pelos multiplicadores de rotação e as duas máquinas AC de 150 kW, 8 polos que estão acopladas na extremidade do eixo, funcionando como geradores.

Em cada gerador há um inversor conectado que tem a função de receber um sinal analógico do CLP, informando uma frequência de referência aos geradores.

No circuito detalhado, Fig. 4.6, mostra-se que o inversor do motor primário e os inversores dos geradores estão conectados em um ponto comum aos três, este ponto é conhecido como link CC. Primeiramente retifica a tensão AC trifásica da rede em tensão DC (contínua). Esta tensão contínua ficará disponível para os três inversores, transformando em tensão AC trifásica para a frequência que o CLP comandar.

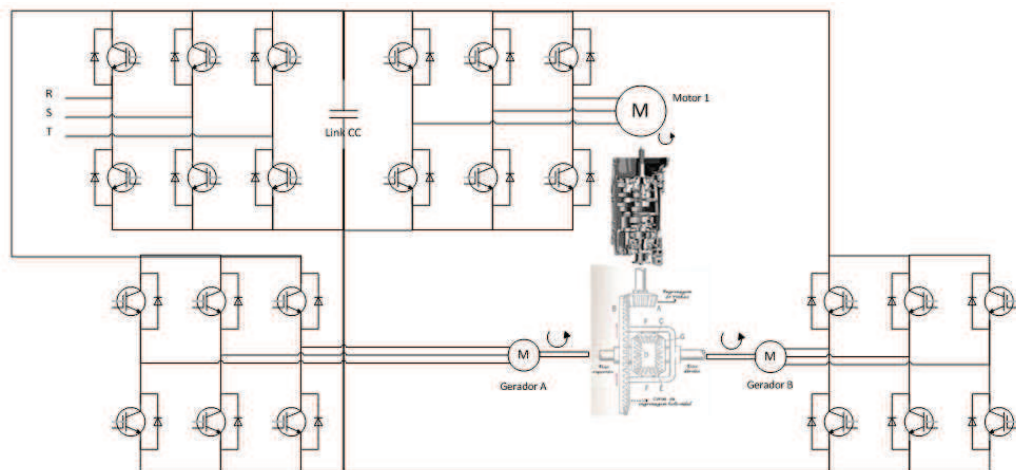


Figura 4.6 – Link CC

Com o intuito de entender melhor o funcionamento da parte de potência dos conversores foi interpretado que todos os três motores AC são de 4 polos, 1800 rpm sem carga e 1750 rpm com carga, considerando a seguinte condição: o motor primário ficou configurado para operar com uma frequência elétrica de alimentação de 30 Hz, correspondente, para 4 polos, a uma rotação mecânica, no eixo, de 900 rpm. Foi configurado que os motores AC acoplados ao eixo irão operar com 28 Hz.

Nesta condição os motores AC acoplados ao eixo irão procurar girar com uma frequência elétrica de 28 Hz, correspondente 840 rpm de rotação. Ao realizar esta condição estarão operando com o conjugado na direção oposta à rotação do motor primário, ou seja, a velocidade do rotor do gerador é maior que a velocidade do campo magnético girante produzido pelo estator, neste momento exercerão a função de gerador. Os inversores do sistema irão transferir essa energia da carga do sistema mecânico, carregando os capacitores do link CC (barramento DC) do inversor. O motor primário usará esta energia disponibilizada, consumindo da rede apenas as perdas que ocorrerem no sistema.

Com esta condição, percebe-se que, quando houver o consumo de energia elétrica pelo motor primário, ocorrerá simultaneamente a conversão de energia pelos geradores que disponibilizarão a energia convertida no link CC, conseqüentemente o motor primário irá consumir menos energia da rede.

A potência entregue aos inversores é indutiva, ou seja, proveniente de motores elétricos, que estão produzindo uma potência reativa com a onda de corrente atrasada em relação à tensão. Devido aos conversores estarem conectados a uma carga indutiva, parte da energia transmitida é utilizada para a formação de campos eletromagnéticos inerentes ao funcionamento da carga (WEG, 2005). Esta energia que está sendo direcionada à formação dos campos eletromagnéticos não será convertida em energia elétrica e sim transformada em calor.

Ligado ao motor primário está o conversor regenerativo AC/DC/AC que é utilizado para obter energia AC proveniente das fontes DC. O conversor regenerativo terá a função de controle, corrigindo o fator e o fluxo de potência através do IGBT, que é um transistor bipolar de porta isolada, que é acionado produzindo uma tensão senoidal. O IGBT sintetiza as formas de onda complexa através da modulação de pulso (PWM). Quando os geradores elétricos estiverem em operação irão fornecer corrente para os capacitores e a tensão tenderá a se

eivar. Os conversores regenerativos também terão a função de manter a tensão constante, transferindo a carga armazenada no capacitor para o motor primário.

4.5 Controle do sistema de conversão de energia

O controle do sistema de conversão de energia é fundamental para o sistema operar adequadamente, sendo constituído de duas malhas de controle, estando identificados como torque no motor primário e diferença de rotação entre os geradores.

4.5.1 Malha de controle de torque

Na topologia indicada na Fig. 4.7, é mostrado em detalhe como fica o controle de torque entre os geradores, motor primário e inversores.

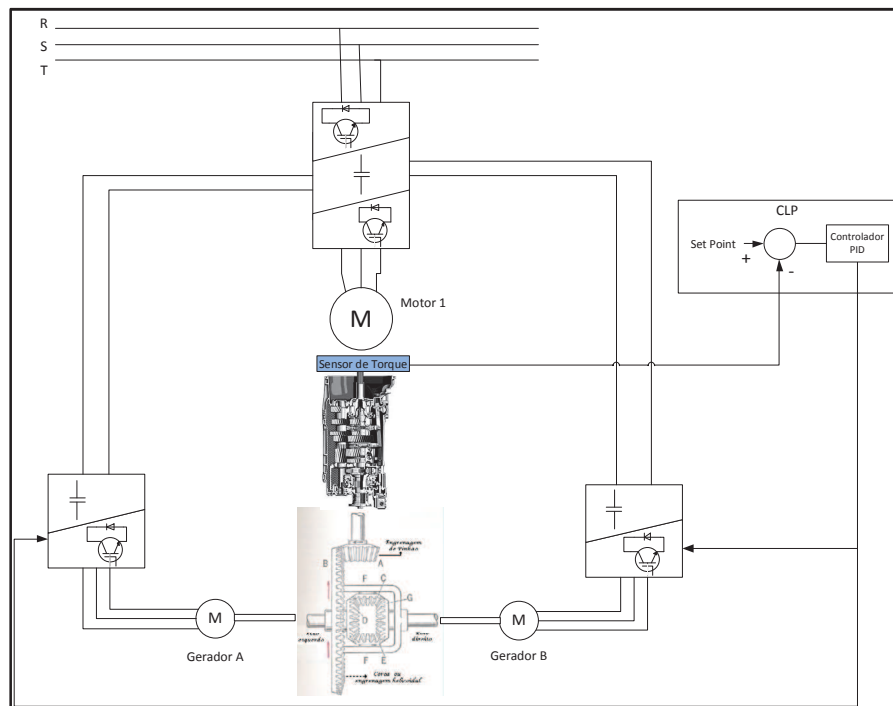


Figura 4.7 – Controle de torque

Na malha de controle de torque indicada na Fig. 4.7, o sensor de torque informa ao CLP o valor de torque no eixo do motor. O CLP compara o valor de *Set Point* (SP) programado, subtraindo pelo valor medido *Process Value* (PV), fornecendo um resultado que será chamado de erro: $\text{erro} = \text{SP} - \text{PV}$. Este valor de erro entra em um algoritmo de controle

conhecido como PID que, baseado nos valores de erro, mudará ou não a frequência dos inversores dos geradores. O objetivo do controle é deixar o erro zero, ou seja, fazer com que o valor medido seja igual ao *Set Point*.

4.5.2 Malha de controle da diferença de rotação entre os geradores

A topologia da malha de controle da rotação entre os geradores, Fig.4.8, mostra como é feito o controle. No centro do eixo que separa os dois geradores, existe um diferencial que tem a função de receber a rotação da caixa de câmbio e direcionar para os geradores, sendo necessário um controle das rotações dos dois geradores de forma a mantê-las iguais.

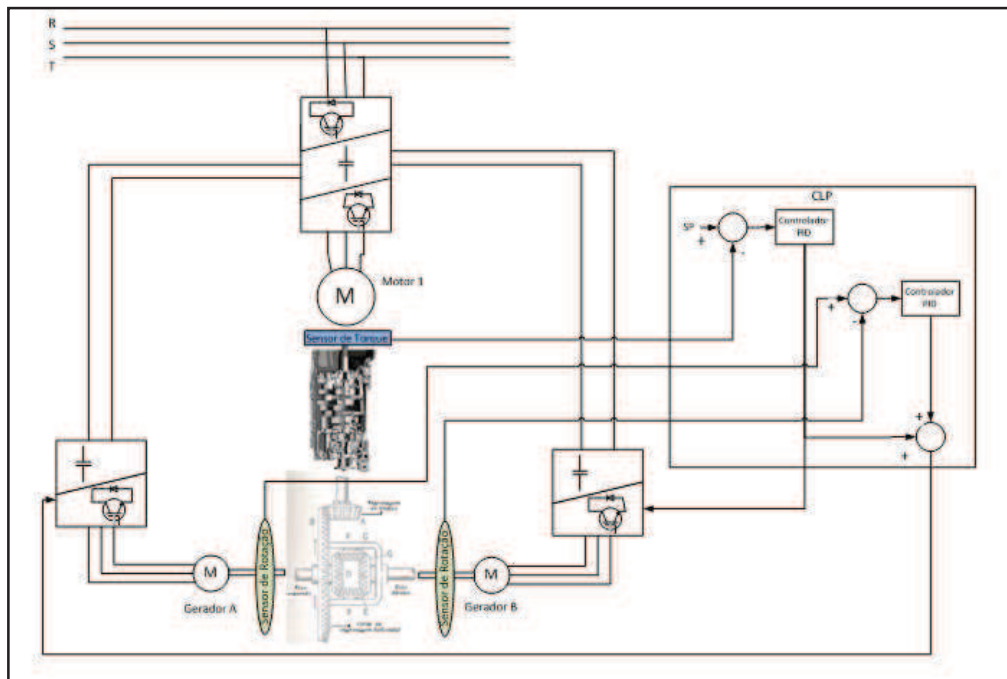


Figura 4.8 – controle de rotação entre geradores

Um sensor de rotação está posicionado na entrada de cada gerador, onde mede a velocidade de entrada e envia um sinal ao CLP, que calcula a diferença entre as velocidades do lado A e B, conforme mostra a Fig.4.8 e usa um controlador PID para atuar em um dos inversores, caso haja diferença de velocidade. O controlador PID atuará até que a diferença de velocidade fique zero.

4.6 Potência regenerada no sistema de conversão de energia

O fluxo da energia da bancada, conforme a Fig. 4.5, terá perdas de potência que serão consideradas na potência que o sistema de conversão irá regenerar para o motor primário, considerando perdas elétricas e mecânicas.

O esquema mostrado na Fig. 4.9 exemplifica o fluxograma de potência envolvido na proposta da bancada, Fig. 4.5, considerando as perdas de potência térmica para cada componente que é interpretado da seguinte forma: O motor elétrico primário de 300 kW, conforme o regime de operação, é alimentado com a potência fornecida pela rede para realizar trabalho. Executando trabalho o motor perde potência térmica (P_{pme}), assim, disponibiliza no eixo a potência mecânica útil já considerando as perdas. A potência útil no eixo do motor é por consequência a potência útil de entrada da caixa de câmbio (\dot{W}_e). A caixa de câmbio quando em operação gera perdas de potência (P_{pcc}). A potência de saída da caixa corresponde à potência útil da entrada do diferencial (P_{udif}). A P_{udif} , descontado das perdas de potência do diferencial (P_{pdif}) devido ao seu trabalho, torna-se a potência útil na entrada do multiplicador (P_{umul}). O multiplicador possui perdas de potência devido ao regime de trabalho (P_{pmul}). A P_{umul} , descontado de suas P_{pmul} é a potência útil de entrada do gerador (P_{uger}). O gerador em regime de funcionamento gera perdas de potência (P_{pger}). A P_{uger} descontado de suas P_{pger} é a potência útil de entrada do conversor de 150 kW ($P_{ucon_{150}}$). O conversor em trabalho gera perda de potência ($P_{pcon_{150}}$). A $P_{ucon_{150}}$ descontado de sua $P_{pcon_{150}}$ é a potência útil de entrada do conversor regenerativo de 300 kW ($P_{ucon_{300}}$). O conversor regenerativo, quando em operação de trabalho, também possui perdas ($P_{pcon_{300}}$), descontando estas perdas é por consequência a potência útil de entrada do motor primário de 300 kW ($P_{ume_{300}}$), sendo esta também a potência regenerada considerada no sistema.

A Fig. 4.9 mostra de forma esquemática um fluxograma de potência para melhor entendimento dos componentes envolvidos no sistema de regeneração de energia da bancada de teste.

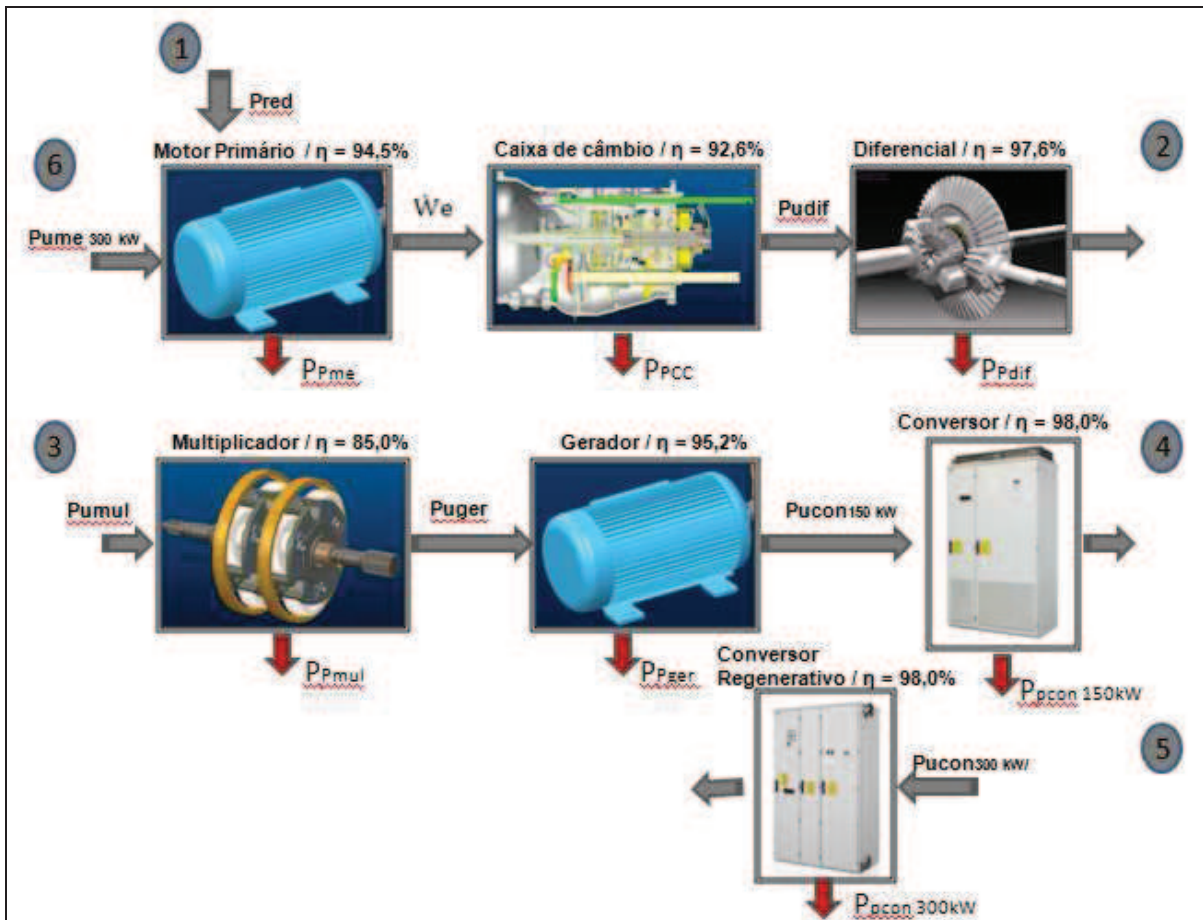


Figura 4.9 – Fluxograma de potência envolvido conforme figura 4.5

O rendimento especificado (η) para cada componente da bancada, Fig. 4.9, está sendo considerado no cálculo da potência regenerada, Eq. 4.1, que também considera a potência útil (P_u) e as perdas de potência (P_p) para cada componente do sistema de conversão da bancada.

$$PR = Pred - (P_{pme} + P_{pcc} + P_{pdif} + P_{pmul} + P_{pger} + P_{pcon_{150}} + P_{pcon_{300}}) \quad (4.1)$$

onde PR é a potência regenerada; $Pred$ é a demanda de potência elétrica da rede; P_{pme} é a perda de potência motor elétrico 300 kW; P_{pcc} é a perda potência caixa de câmbio; P_{pdif} é a perda potência diferencial; P_{pmul} é a perda potência multiplicador; P_{pger} é a perda de potência do gerador; $P_{pcon_{150}}$ é a perda é a perda de potência conversor de 150 kW; $P_{pcon_{300}}$ é a perda de potência do conversor de 300 kW.

A perda de potência da caixa de câmbio já foi calculada anteriormente na Tab. 4.5, 16,5% de perda em relação ao motor primário, porem estava-se considerando duas caixas de câmbio na bancada e agora é apenas uma, conforme topologia da Fig. 4.5. Logo, o valor de

perda de potência considerado no cálculo de P_{pcc} é 8,4%, ficando o rendimento com ($\eta = 91,6\%$), Eq. 4.2.

$$P_{pcc} = \dot{W}_e - (\dot{W}_e 0,916) \quad (4.2)$$

Para o cálculo da perda de potência mecânica ocasionada pelo diferencial (P_{pdif}), leva-se em consideração o perfil cônico do dentado, conforme Albuquerque (1980). O rendimento para este perfil é 98% e considera para o cálculo somente um par de engrenagens do diferencial, Eq. 4.3, e a P_{pdif} é calculada conforme Eq. 4.4.

$$\eta' = \eta_m \eta_m \quad (4.3)$$

$$P_{pdif} = (1 - 0,96)P_{udif} = (1 - 0,96)(\dot{W}_e - P_{pcc}) \quad (4.4)$$

O multiplicador utilizado na bancada é um trem epicicloidal e para encontrar a perda de potência do multiplicador (P_{pmul}) é necessário identificar o rendimento do trem epicicloidal (η_m). Conforme Albuquerque (1980), para o rendimento do trem epicicloidal é considerada apenas uma cadeia cinemática, ou seja, são desprezados os demais satélites montados em paralelo. As engrenagens do multiplicador são cônicas de dentes retos com um rendimento de 96%, logo, aplica-se Eq.4.3, obtendo um rendimento base de 92%, devido ao multiplicador estar sendo considerado em série, o rendimento base será 85%. Para encontrar a (P_{pmul}) aplica-se a Eq. 4.5.

$$P_{pmul} = (1 - 0,85)P_{umul} = (1 - 0,85)(\dot{W}_e - P_{pcc} - P_{pdif}) \quad (4.5)$$

Para cálculo de perda de potência do gerador (P_{pger}), considera-se que os geradores estarão trabalhando com a carga em 100% correspondendo a um rendimento de ($\eta = 95,2\%$), (ABB, 2011). A Eq. 4.6 calcula o P_{pger} .

$$P_{pger} = (1 - 0,952)P_{uger} = (1 - 0,952)(\dot{W}_e - P_{pcc} - P_{pdif} - P_{pmul}) \quad (4.6)$$

O conversor de 150 kW, também possui perdas térmicas de potência ($P_{pcon150}$) que são calculadas levando em consideração o seu rendimento ($\eta = 98,0\%$) (ABB, 2011). A Eq. 4.7 demonstra este cálculo.

$$\begin{aligned} P_{pcon_{150}} &= (1 - 0,98)P_{ucon_{150}} \\ &= (1 - 0,98)(\dot{W}_e - P_{pcc} - P_{pdif} - P_{pmul} - P_{pger}) \end{aligned} \quad (4.7)$$

A perda de potência do conversor regenerativo de 300 kW ($P_{pcon_{300}}$), também é calculada considerando o rendimento ($\eta = 98,0\%$) conforme especificado pelo fornecedor (ABB). A Eq. 4.8 demonstra este cálculo.

$$\begin{aligned} P_{pcon_{300}} &= (1 - 0,98)P_{ucon_{300}} \\ &= (1 - 0,98)(\dot{W}_e - P_{pcc} - P_{pdif} - P_{pmul} - P_{pger} - P_{pcon_{150}}) \end{aligned} \quad (4.8)$$

A potência útil que o conversor regenerativo irá disponibilizar para o motor elétrico primário será a potência que o sistema regenerar através dos cálculos demonstrados.

Conforme o fornecedor (ABB, 2011), o motor primário AC de 300 kW, quando operar com 50%, 75% e 100% de carga terá respectivamente um rendimento de 94,5%, 95,4% e 95,7%. Para o cálculo da Tab. 4.13 é considerado que o motor irá operar com 50% da capacidade.

O motor primário AC de 300kW, está recebendo alimentação da Pred e Pume300, assim para o cálculo da P_{pme} , segue conforme Eq. 4.9.

$$P_{pme} = (1 - 0,945)(Pred + P_{ume300}) \quad (4.9)$$

onde,

$$\begin{aligned} P_{pme} &= (1 - 0,945)(Pred \\ &+ ((\dot{W}_e - P_{pcc} - P_{pdif} - P_{pmul} - P_{pger} - P_{pcon_{150}} - P_{pcon_{300}})) \end{aligned} \quad (4.10)$$

Para identificar qual é a redução de potência entregue empregando o novo sistema de bancada de teste que utiliza geradores, foi realizada uma analogia com a bancada de teste que utiliza dinamômetro. Foram utilizados (Tab. 4.11) os dados de potência entregue ao motor primário (\dot{W}_e) que representam o maior torque (480 N m), Tab. 4.4 e 4.5. A Tab. 4.11 demonstra o resultado de potência regenerada, onde foram aplicadas as Eq. 4.1 a 4.10.

Tabela 4.11 – potência regenerada para os parâmetros de testes atuais

Marcha	Relação de engrenagens	Horas	\dot{W}_e	P_{pcc}	P_{pdif}	P_{pmul}	P_{pger} 150 kW	P_{pcon} 150 kW	P_{pcon} 300 kW	P_{pme}	Perdas totais [kW]	Potência Regenerada [kW]
			[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]		
3ª	B / 2 / T	67	130,35	10,95	4,78	17,19	4,68	1,86	1,82	1,78	41,27	89,08
4ª	H / 2 / T	163	128,67	10,81	4,71	16,97	4,62	1,83	1,79	1,76	40,74	87,93
5ª	B / 3 / T	174	129,23	10,86	4,73	17,05	4,64	1,84	1,80	1,77	40,91	88,32
6ª	H / 3 / T	411	128,67	10,81	4,71	16,97	4,62	1,83	1,79	1,76	40,74	87,93
7ª	B / 1 / L	424	129,79	10,90	4,76	17,12	4,66	1,85	1,81	1,77	41,09	88,70
8ª	H / 1 / L	127	128,67	10,81	4,71	16,97	4,62	1,83	1,79	1,76	40,74	87,93
Média			129,23	10,86							40,91	88,32
				8,40%								68,3%

Os resultados da Tab. 4.11 demonstram que o motor primário (\dot{W}_e) possui um consumo médio de potência de 129,23 kW, a perda total média de potência, incluindo as perdas de todos os componentes é de 40,91 kW. A potência total média que o novo sistema de bancada irá regenerar é 88,32 kW que corresponde a 68,3% de energia consumida pelo motor primário. A P_{pcc} média corresponde a 10,18 kW que significa 8,4% da energia do motor primário. Considerando o valor do kWh em R\$0,248 (AES Sul, Maio, 2014), que é um valor médio entre horário de ponta e fora de ponta, a Tab. 4.12 mostra alguns dados financeiros referentes a parâmetros aplicados para os testes atuais, conforme Tab. 4.11.

Tabela 4.12 – Visão financeira para parâmetros de testes atuais

Projeto Situação atual	
Quantidade de testes ano	4
Horas para cada teste	1366 h
Potência média do motor primário - \dot{W}_e	129,23 kW
Energia total utilizada	176.528,18 kWh
Custo energia	0,248 R\$/kWh
Despesa anual	175.115,95 RS
Potência média regenerada	88,32 kW
Energia total a ser regenerada	120.645,12 kWh
Redução anual da despesa	119.679,96 RS

A energia total utilizada, demonstrada na Tab. 4.12, é resultado das horas aplicadas em cada teste multiplicadas pelo resultado da potência média do motor primário e a energia total regenerada é resultado da potência média regenerada multiplicada pela quantidade de horas, onde todos estes dados foram obtidos da Tab. 4.11. O valor demonstra uma despesa anual de 175.115,95 R\$ e, com a implementação do sistema, uma redução anual da despesa de 119.679,96 R\$.

Para auxílio nos cálculos de energia regenerada para testes futuros, onde potências maiores serão empregadas, é considerado o resultado do cálculo da Ppcc referente à Tab. 4.11, onde 8,4% da potência entregue ao motor primário é a Ppcc, estando o motor operando com 100% da capacidade com rendimento de 95,7%.

Os valores de potência identificados na topologia da Fig. 4.5 servem não somente para atender à situação atual, mas também atendem à situação futura, onde caixas de câmbio de maior potência necessitarão ser testadas. Tab. 4.13 mostra o resultado de alguns dados financeiros quando aplicado o sistema de conversão de energia mostrado na Fig. 4.5.

Tabela 4.13 – Visão financeira de teste quando aplicado para parâmetros de testes futuros

Projeto Situação Futura	
Quantidade de testes ano	4
Horas para cada teste	1366 h
Potência média do motor primário - \dot{W}_e	300,00 kW
Energia total utilizada	409.800,00 kWh
Custo energia	0,248 R\$/kWh
Despesa anual	406.521,60 RS
Potência média regenerada	205,02 kW
Energia total a ser regenerada	280.057,16 kWh
Redução da despesa anual	277.816,71 RS

4.7 Análise de viabilidade financeira para o projeto em estudo

Para esta análise de viabilidade, dois estudos foram realizados, o primeiro referindo-se à viabilidade econômica da bancada para níveis de potência utilizados hoje, ou seja, conforme apresentado no balanço energético da Tab. 4.5, e o segundo para atender à necessidade dos testes futuros, onde potências maiores deverão ser aplicadas em teste.

O custo do investimento para compra e instalação das máquinas presentes na topologia da Fig. 4.5 será de R\$1.100.000,00, conforme Tab. 4.14.

Tabela 4.14 – Valor do investimento para a instalação da bancada conforme Fig. 4.5

Custo total do equipamento já instalado	
Conversores (drives)	R\$ 477.000
Motores	R\$ 289.000
Outros:	
Desenvolvimento, integração, estrutura, automação, telemetria e instalação	R\$ 334.000
Total	R\$ 1.100.000
Total (@\$2,33)	\$472.103

O fluxo de caixa apresentado na Tab. 4.15 considera o investimento para os parâmetros referentes à Tab. 4.11 e o fluxo de caixa da Tab. 4.16 considera o investimento para os dados dos testes futuros, Tab. 4.13.

O custo de capital aplicado em fluxo de caixa é 10%, que é referente à taxa SELIC média estimada para 2015 (Focus, 02/06/2014) e deduzida de 15% de IR de uma aplicação de longo prazo. O Imposto de Renda pessoa jurídica (IRPJ) considerado é 34%, onde o impacto de depreciação do investimento é em 12 anos.

Tabela 4.15 – Fluxo de caixa para testes referente à situação atual

Projeto situação atual											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
Investimento	-1.100.000										-1.200.000
Economia		119.674	119.674	119.674	119.674	119.674	119.674	119.674	119.674	119.674	119.674
IRPJ (34%) *	-	9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522	- 9.522
Perpetuidade											1.101.514
Fluxo de caixa do Projeto	-1.100.000	110.151	110.151	110.151	110.151	110.151	110.151	110.151	110.151	110.151	- 176,951
Custo de Capital (a.a.)		10%									
VPL	-	423.367									
TIR ou IRR (a.a.)	-	2,03%									

O resultado deste fluxo de caixa evidencia que financeiramente este projeto não deveria ser aprovado devido ao custo do capital ser maior que a TIR e o $VPL < 0$.

Tabela 4.16 – Fluxo de caixa para testes futuros

Projeto situação Futura											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
Investimento	-1.100.000										-1.200.000
Economia		277.817	277.817	277.817	277.817	277.817	277.817	277.817	277.817	277.817	277.817
IRPJ (34%) *	-	63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291	- 63.291
Perpetuidade											2.103.193
Flx Cx do Projeto	-1.100.000	214.526	214.526	214.526	214.526	214.526	214.526	214.526	214.526	214.526	1.117.719
Custo de Capital (a.a.)		10%									
VPL		498.067									
TIR ou IRR (a.a.)		18,77%									
Payback descontado (em anos)		7,6									

O resultado do fluxo de caixa na Tab. 4.16 demonstra uma melhora no retorno do investimento, estando o projeto atrativo, pois a TIR é maior que o custo capital e $VPL > 0$.

Avaliando o Payback descontado verifica-se que o retorno é em 7,6 anos, isto dificultaria uma aprovação da empresa visando a questão financeira, pois a mesma considera o investimento quando o payback máximo é inferior a 5 anos.

4.8 Viabilidade para a bancada de teste com caixa invertida como multiplicador

Este trabalho refere-se a um estudo de regeneração de energia através de bancada de teste de caixa de câmbio. O conceito de bancada anteriormente apresentado permite que, além

de caixas de câmbio, outros componentes do *Power Train* venham a ser testados em bancada.

O modelo de bancada deste capítulo, somente testará a caixa de câmbio, os demais componentes não serão testados, mas possibilitará testes simultâneos de duas caixas, aumentando o nível de amostra e a confiabilidade nos componentes que estarão sendo avaliados. Este conceito de bancada, Fig. 4.10, será semelhante ao da topologia demonstrada na Fig. 4.5, ficando o sistema de controle um pouco diferente, mas simples.

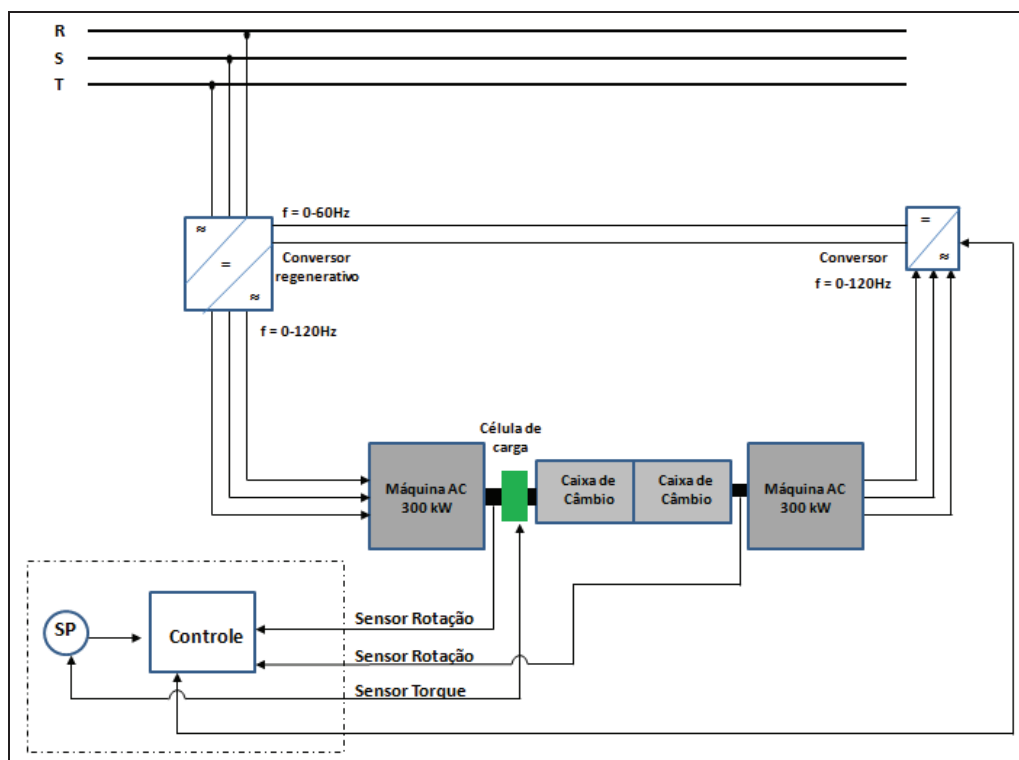


Figura 4.10 – Topologia de sistema para teste em duas caixas de câmbio

4.8.1 Funcionamento do fluxo de energia

O fluxo de energia, demonstrado para esta nova topologia de bancada na Fig. 4.10, terá um conversor ligado à máquina AC de 300 kW, 4 polos (motor primário), que terá a função de controlar a velocidade, bem como condições de partida, parada e funcionamento. A velocidade que o motor primário irá operar será determinada pelo CLP.

Da mesma forma que a Fig. 4.5, no eixo do motor primário terá um sensor de torque dinâmico que medirá o torque que está entrando na caixa de câmbio e também retroalimentando o CLP, conforme explicado no capítulo anterior.

O motor primário induz uma rotação ao eixo de entrada da primeira caixa de câmbio, onde o sensor de torque e rotação estará acoplado, esta rotação irá diminuir, conforme relação de marcha aplicada, a rotação de saída é direcionada para a saída da segunda caixa, onde a mesma relação de marcha da primeira é aplicada, fazendo com que a rotação de saída aumente, retornando à mesma rotação que o motor primário aplicou na primeira caixa. Na entrada da segunda caixa está acoplada outra máquina AC, também de 300 kW 4 polos, que fará a função de gerador.

No gerador haverá um inversor conectado que terá a função de receber um sinal analógico do CLP, representando uma frequência de referência do gerador.

Para entender melhor a parte de potência utilizada na Fig. 4.10 considera que os dois motores são AC de 4 polos, assim, segue a seguinte condição:

Condição:

Na partida de um teste, considerando que a caixa será submetida a 1750 RPM, o teste partirá de 0 a 1750 RPM com motor e gerador com a mesma rampa de aceleração para a frequência de referência e ao término da aceleração o inversor de motor e do gerador estarão com 60 Hz de frequência parametrizada, supondo que terá que gerar uma condição de carga na transmissão de 400 N m na entrada, começa a baixar a frequência de referência do gerador, com esta redução o gerador começará a tentar frear o motor, ocorrendo carga e gerando tensão AC trifásica que o inversor transformará em CC que disponibilizará no link CC para o motor utilizar. Enquanto o torque não chegar a 400 N m, o CLP irá reduzindo a frequência de referência do inversor do gerador.

4.8.2 Potência regenerada

Conforme fluxograma de energia demonstrado no capítulo anterior para a nova opção de bancada, observa-se que existe uma quantidade menor de componentes envolvidos no sistema de conversão de energia, se comparado com a bancada da topologia Fig. 4.5. O cálculo da potência regenerada está demonstrado na Eq. 4.10, que indica as perdas de potência para cada componente do sistema de conversão.

$$PR = \dot{W}_e - (P_{pcc_1} + P_{pcc_2} + P_{pger_{300}} + P_{pcon_{1\ 300}} + P_{pcon_{300}}) \quad (4.10)$$

onde PR é a potência regenerada; Ppcc1 é a perda de potência 1ª caixa de câmbio; Ppcc2 é perda potência 2ª caixa de câmbio; Ppger₃₀₀ é a perda de potência gerador de 300 kW; Ppcon_{1 300} é a perda potência do conversor de 300 kW; Ppcon₃₀₀ é a perda de potência conversor regenerativo de 300 kW.

Considerando os mesmos parâmetros de torque e rotação apresentados na Tab. 4.11 aplicados para a topologia sugerida na Fig. 4.10 e com o auxílio da Eq. 4.10, calcula-se a potência regenerada neste novo sistema, Tab. 4.17.

Tabela 4.17 – Resultado da potência a ser regenerada em teste

Marchas	Horas de teste	Relação Engrenagem	We	Torque	Rotação	Ppcc 1ª caixa	Ppcc 2ª caixa	Torque	Velocidade	Potência util	Ppger 300 kW	Ppcon1 300 kW	Ppcon 300 kW	Potência
				Entrada da caixa de câmbio	entrada caixa de câmbio			entrada gerador	entrada gerador	entrada gerador				regenerada
			[kW]	[Nm]	[rpm]	[kW]	[kW]	[Nm]	[rpm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
3º	67	8,88	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
4º	163	6,79	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
5º	174	5,35	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
6º	411	4,09	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
7º	424	3,64	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
8º	127	2,78	300,00	1500	2000	25,20	25,20	1347,89	2000	250	11,73	4,76	4,66	228,45
	1366		300,00											228,45
						8,40%								76,15%

A Tab. 4.17, indica que 76,15% da potência entregue ao motor primário será regenerada através da nova opção de bancada de teste. Considerando o valor do kWh em R\$0,248 (AES Sul, Maio, 2014), possibilita-se evidenciar através da Tab. 4.18 alguns dados financeiros.

Tabela 4.18 – Visão financeira para parâmetros futuros de teste utilizando este conceito

Projeto nova opção de bancada	
Quantidade de testes ano	4
Horas de teste	1366 h
Potência média do motor primário - \dot{W}_e	300,00 kW
Energia total consumida	409.800,00 kWh
Custo energia	0,248 R\$/kWh
Despesa anual	406.521,6 RS
Potência média regenerada	228,45 kW
Energia total a ser regenerada	312.061,60 kWh
Redução da despesa anual	309.565,1 RS

4.8.3 Análise de viabilidade

O custo considerado para esta aquisição de máquinas, controles, instalação conforme a topologia da Fig. 4.9 é de R\$ 720.000,00.

O custo do capital aplicado é o mesmo utilizado no capítulo anterior, 10%, também foi deduzido 15% de IR de uma aplicação de longo prazo. O Imposto de Renda Pessoa Jurídica (IRPJ) considerado é 34%, onde o impacto de depreciação do investimento é em 12 anos. A Tab. 4.19, demonstra a viabilidade financeira.

Tabela 4.19 – Fluxo de caixa da nova opção de bancada

		Projeto situação Futura									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
Investimento	- 720.000										- 1.200.000
Economia		315.599	315.599	315.599	315.599	315.599	315.599	315.599	315.599	315.599	315.599
IRPJ (34%) *		- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904	- 86.904
Perpetuidade											2.242.109
Flx Cx do Projeto	- 720.000	228.695	228.695	228.695	228.695	228.695	228.695	228.695	228.695	228.695	1.270.804
Custo de Capital (a.a.)		10%									
VPL		968.952									
TIR ou IRR (a.a.)		32,68%									
Payback descontado (em anos)		3,3									

O fluxo de caixa representado na Tab. 4.19, demonstra que o projeto é atrativo, pois a $TIR >$ que o custo capital e o $VPL > 0$. O Payback descontado para este investimento é de 3,3 anos, ficando condizente com as diretrizes da empresa em somente investir quando o payback for no máximo 5 anos.

CONCLUSÃO

A análise econômica é bastante significativa para implantação deste projeto, mas não é o único fator motivador. Em 2014 estão sendo produzidos novos tratores, com modelos de caixa de câmbio que possuem acionamento hidráulico e que não podem ser testados pelo sistema convencional, *Four Square*, somente utilizando dinamômetro na bancada, com isto a despesa será alta, devido ao consumo de energia, conforme mostrado na Tab. 4.12.

Foram apresentadas duas topologias distintas para teste em caixa de câmbio. A primeira, Fig. 4.5, que possibilita não somente testes de caixa de câmbio, mas também de todo o conjunto diferencial, que possibilita uma diminuição no consumo de energia de 68,3%, que representa, conforme potencia de teste solicitado, uma redução anual financeira de até R\$277.816, um projeto atrativo conforme fluxo de caixa da Tab. 4.16, porém o payback é em 7,6 anos e a empresa considera atrativo se for no máximo 5 anos. A segunda topologia para bancada, Fig. 4.9, que possibilita testes somente de caixa de câmbio, apresenta uma diminuição no consumo de energia de 76,8%, representando uma redução financeira anual de R\$315.598, é um projeto atrativo e com o payback de 3,3 anos, atendendo o desejado pela empresa.

Considera-se também que uma bancada com eficiência energética trará uma consciência maior nos aspectos de produção mais limpa, proporcionando um elemento de marketing e dando uma visibilidade maior para a área de teste onde será implementado este novo conceito de bancada.

Para trabalho futuro, fica a possibilidade de refinar a metodologia do sistema de medição empregado neste estudo, deixando-o mais robusto, minimizando incertezas de medição.

A viabilidade econômica do projeto poderá ser reavaliada levando-se em conta taxas de inflação e variação cambial. Alternativamente poderá ser feito um estudo de sensibilidade em relação a estes e outros parâmetros do projeto.

A sugestão da implementação deste projeto ocorrer por linhas de crédito de investimento pelo BNDES e até ser inserido em programas de eficiência energética regulado pela ANEEL.

REFERÊNCIAS

- ABB industrial drives ACS800, **multidrives 1.1 to 5600 kW**, Catalog, 2011. (Caderno técnico)
- ALBUQUERQUE, O. A. L. P., 1980, **Elementos de Máquinas**, 1ª Ed., Guanabara Dois, Rio de Janeiro – RJ.
- AES Sul. **Tarifas e taxas** . Resolução ANEEL nº 1.718 Disponível em: <http://www.aessul.com.br/grandesclientes/site/content/informacoes/arquivos/Tabela_Comparativa_2014.pdf> Acesso em: 18 de maio de 2014.
- BIESTRESATO, M.; Friso, D.; Sartori, L. Assessment of the efficiency of tractor transmissions using acceleration tests, **Biosystems Engineering**, v. 112, n. 3, p. 171–180, 2012.
- BORDEAUX-RÊGO; GORET P; ILDA SPRITZER; LUIZ ZOTES; **Viabilidade econômica financeira de projetos**. Rio de Janeiro: FGV, 2006
- CASAROTTO FILHO, N.; KOPITTKE, B. H. **Análise de Investimentos**, 9ª ed. São Paulo: Atlas, 2000.
- ÇENGEL, Y.A; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. Porto Alegre: AMGH. 2006.
- DAVID, E; JOHNSON; JOHN, L; JOHNNY, R. **Fundamentos de Análise de Circuitos Elétricos**. Rio de Janeiro: Prentice-Hall. 1994.
- EUP, **Estado da Arte: conversores**. Faculdade de Engenharia Universidade do Porto.
- FITZGERALD, A.E; CHARLES, K; ALEXANDER, K; **Máquinas elétricas**. São Paulo: McGraw-Hill. 2006
- FOCUS, Banco Central do Brasil. **Relatório do mercado**. Disponível em: <<http://www.bcb.gov.br/?FOCUSRELMERC>> Acesso em: 06 de maio de 2014.
- GUEDES, Manuel. **Sistema eletromecânico de conversão de energia**. Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, 2001.
- GUSSOV, Milton, **Eletricidade básica**. São Paulo: McGraw-Hill,1985.
- HARRIS,William "HowStuffWorks. **Como funcionam as CVTs**". Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/cvt.htm>> Acesso em: 11 de maio de 2013.
- LAUINGERr, C., Englisch, A., Gotz, A., Teubert, A., Muller, E., Baumgartner, A. CVT components for powersplit commercial vehicle transmissions. **In Proceedings of the 6th International CTI Symposium**. Berlin, 2007
- MEDEIROS, D.M; Viana, A.N. **Estudo de geradores de indução na geração de energia elétrica em microcentrais hidrelétricas**. Ver. Ciênc. Exatas, Taubaté, v11, n.2, p.9-14, 2005

MONTEIRO, T. **Análise de gerador de indução para produção de energia elétrica a partir das ondas do mar**. Rio de Janeiro: UFRJ, agosto, 2009.

KIM, J. H.; Kim, K. U.; Wu, Y. G. Analysis of transmission load of agricultural tractors, **Journal of Terramechanics**, v. 37, p. 113-125, 2000

POMILIO, A. **Eletrônica de potência**. DSE, FEEC, Unicamp, Cap. 3J, 2014

PROCEL INFO. **BD MOTOR. Banco de dado de motores Disponível em:** <<http://www.procelinfo.com.br>> Acesso em: 4 de Janeiro de 2014.

RÜNCOS, F. **Gerador eólico Disponível em:** <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-gerador-eolico-artigo-tecnico-portugues-br.pdf>> Acesso em: 22 de Setembro de 2014.

SCHLOSSER, J.F. **Máquinas agrícolas**. Santa Maria: Departamento de Engenharia Rural, 1997. 220 p. (Caderno Técnico).

SHIGLEY, Joseph. MISCHKE, Charles e BUDINAS, Richar. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Bookman, 2005

SILVA, J. **Apostila de eletrônica de potência**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Rio Grande do Norte.

VALTRATransmission, **T2 Serie Versu**, 2009. (Caderno técnico)

WEG, **Manual conversor regenerativo**, 2005. (caderno técnico)