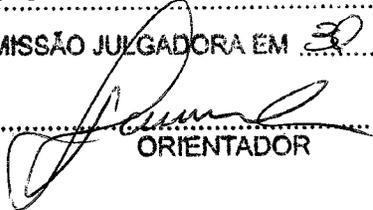


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR ANDERSON ALMEIDA  
CARLOS ..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30.06.2011

  
.....  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Anderson Almeida Carlos**

**Relação entre o rendimento do motor de  
partida e o torque resistivo de um motor diesel  
submetido à partida em baixas temperaturas**

Campinas, 2011

Anderson Almeida Carlos

# **Relação entre o rendimento do motor de partida e o torque resistivo de um motor diesel submetido à partida em baixas temperaturas**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de concentração: Eletrônica

Orientador: Pedro Teixeira Lacava

Campinas

2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

C195r Carlos, Anderson Almeida  
Relação entre o rendimento do motor de partida e o torque resistivo de um motor diesel submetido à partida em baixas temperaturas / Anderson Almeida Carlos. -- Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Pedro Teixeira Lacava.  
Dissertação de Mestrado (Profissional) -  
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Abas (Engenharia). 2. Torque. 3. Resistência de atrito (Hidrodinâmica). 4. Baixas temperaturas. 5. Motor diesel. I. Lacava, Pedro Teixeira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Relationship between of starter efficiency and the resistive torque of a diesel engine submitted for starting at low temperatures

Palavras-chave em Inglês: Flange, Torque, Frictional resistance (Hydrodynamics), Low temperatures, Diesel engine

Área de concentração: Eletrônica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Adyles Arato Junior, Osamu Saotome

Data da defesa: 30-06-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

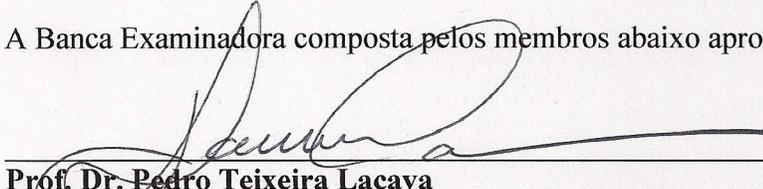
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

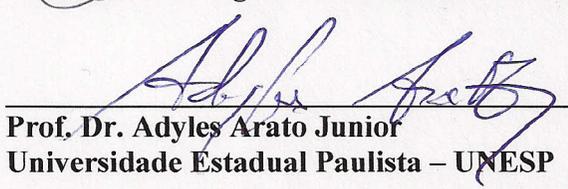
**Relação entre o rendimento do motor de  
partida e o torque resistivo de um motor diesel  
submetido à partida em baixas temperaturas**

Autor: Anderson Almeida Carlos

Orientador: Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA, Presidente

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Adyles Arato Junior  
Universidade Estadual Paulista – UNESP

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Osamu Saotome  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA

Campinas, 30 de junho de 2011.

"As grandes idéias são aquelas nas quais a única coisa que nos surpreende é que não nos tivesse ocorrido antes."  
(Noel Clarasó, escritor espanhol)

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho à minha família, em especial a minha esposa Cleide e minhas filhas Thayná, Nathalia e Isabelle pela paciência, apoio, compreensão e amor incondicionais, pelos longos períodos de ausência dedicados a conclusão deste trabalho e a meus pais José Eustáquio Carlos e Eunice de Almeida Carlos, sem os quais eu nada seria.

## **Agradecimentos**

Primeiramente a Deus por me dar forças nos momentos difíceis e por me guiar ao longo dessa jornada.

A todos os Mestres e Doutores da UNICAMP e do ITA pela dedicação e presteza com que transmitiram os conhecimentos necessários para alcançar esta meta.

A todos os colegas e amigos, em especial Ricardo Andrade Ranal, Douglas Fernandes da Cunha, Robson Alves do Nascimento, Anderson Hirakawa Tanaka, Maurício Carrasco, Hildebrando Pedro Brandão e a todos os colegas da MWM International que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

A MWM International pelo apoio e incentivo necessários para a conclusão deste trabalho.

Aos amigos e companheiros de mestrado Edmar Gosi de Camargo, Eduardo Torrigo, Marcelo Rocha Hernandez, Marco Antônio Iskandar, Roberto Carlos de Castro Silva e Wagner de Camargo Orlof pela camaradagem e auxílio durante todo o decorrer do curso.

Em especial ao meu orientador Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava pela dedicação, paciência e clareza com que me conduziu durante todo o processo de elaboração deste trabalho.

## Resumo

CARLOS, Anderson Almeida Carlos, *Relação entre o rendimento do motor de partida e o torque resistivo de um motor diesel submetido à partida em baixas temperaturas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 77 p. Dissertação de Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística.

Em baixas temperaturas, as condições de partida do motor tornam-se mais difíceis devido a diversos fatores, como por exemplo, a menor lubrificação devido ao aumento da viscosidade do óleo lubrificante, a diminuição da massa de ar e a diminuição das folgas entre as partes móveis do motor como virabrequim, pistão e conseqüentemente o aumento do atrito entre estas partes. Foi construído um dispositivo para estimar o torque resistivo em baixas temperaturas na faixa entre -20°C a 0°C em um motor diesel NGD 3,0 litros, quatro cilindros de fabricação da MWM International com o objetivo de estudar a correlação entre o rendimento do motor de partida nestas condições e o torque resistivo solicitado na partida. Este dispositivo permite o levantamento do torque resistivo nos motores diesel sem combustão, onde a lubrificação é mínima e o atrito entre as partes móveis do motor são máximas. Para a medição do torque foi utilizada uma flange de torque modelo T40 de fabricação da HBM acoplada ao dispositivo de arraste, composto por um volante e motor de partida de um motor com 9,3 litros também de fabricação MWM International e o volante do motor que foi testado, através de um eixo cardam. Os testes para o levantamento dos dados foram realizados em um “*contêiner*” frigorífico utilizado para transportes de cargas perecíveis, como carnes congeladas, adaptado para realização de ensaios de motores diesel a temperaturas negativas (-50°C + temperatura ambiente) e instalado nas dependências do Centro Tecnológico da MWM International.

Palavras chave: Flange de torque, torque resistivo, atrito

## Abstract

CARLOS, Anderson Almeida Carlos, *Relationship between the starter motor efficiency and the resistive torque of a diesel engine submitted for starting at low temperatures*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 77 p. Professional Master Degree Dissertation in Automotive Engineering.

In lower temperatures, the conditions for starting the engine become more difficult due to several factors, eg, less lubrication due to increased viscosity of lubricating oil, the decrease in air mass and reducing the clearances between moving parts the engine crankshaft, piston and consequently increases the friction between these parts. A device was built to estimate the resistive torque at low temperatures in the range between  $-20^{\circ}\text{C}$  to  $0^{\circ}\text{C}$  in a diesel engine NGD 3.0-liter four-cylinder manufacturing MWM International aiming to study the correlation between the starter motor efficiency in these conditions and the resistive torque at startup. The device allows the removal of the resistive torque without combustion in diesel engines, where lubrication is minimal and the friction between the moving parts of the engine is maximum. For measuring torque was used a model T40 torque flange from HBM manufacturing device coupled to the drag, comprising a flywheel and starter motor with a 9.3 liters also manufacturing MWM International and the flywheel was tested through a cardan shaft. Tests for the survey data were conducted in a "container" refrigerator used to transport perishable cargo such as frozen meat, suitable for testing diesel freezing temperatures ( $-50^{\circ}\text{C}$  + ambient temperature) and installed in the premises of the Centre Technological MWM International.

Keywords: torque flange, resistive torque, friction

## Lista de Figuras

Figura 1: Ilustração do torque.....	3
Figura 2: Fase de admissão .....	4
Figura 3: Fase de compressão.....	5
Figura 4: Fase de combustão .....	6
Figura 5: Fase de exaustão .....	7
Figura 6: Seqüência de um ciclo de quatro tempos. ....	7
Figura 7: Temperatura de fim de compressão x rotação de partida derivada de um modelo politropico de compressão (Equação 2) para duas diferentes temperaturas do ar de admissão e taxa de compressão $r_C = 17$ .....	8
Figura 8: Princípio do freio de Prony para medir o torque em motores .....	10
Figura 9: Dinamômetro hidráulico .....	10
Figura 10: Freio elétrico (por corrente de Foucault).....	11
Figura 11: Dinamômetro hidráulico e seus principais componentes.....	12
Figura 12: Vista em corte de um dinamômetro por corrente de Foucault e seus principais componentes .....	14
Figura 13: Exemplo de medição indireta .....	16
Figura 14: Esquema de montagem da flange de torque .....	16
Figura 15: Disposição dos extensômetros em um eixo para medição do torque.....	17
Figura 16: Tipos de eixos utilizados como elemento de mola .....	18
Figura 17: Elemento de mola tipo gaiola .....	19
Figura 18: Elemento de mola tipo viga de cisalhamento .....	19
Figura 19: Diagrama de blocos de transmissão transdutor de torque sem contato.....	20
Figura 20: Vista em corte de um transdutor de torque.....	21
Figura 21: Flange de torque e seus componentes .....	22
Figura 23: Vista em corte do motor de arranque e seus principais componentes. ....	24
Figura 23: Esquema de funcionamento do motor de arranque.....	26
Figura 24: Sistema de partida da aplicação 9.31.....	31
Figura 25: Detalhe do Mancal para transmissão entre o motor de partida e o motor avaliado	32

Figura 26: Detalhe da instalação do Mancal na caixa do volante.....	32
Figura 27: Estrutura para fixação do conjunto mancal .....	33
Figura 28: Posicionamento do volante e do motor de partida na caixa .....	33
Figura 29: Posicionamento do sistema para obtenção do torque de atrito.....	34
Figura 30: Base sobre rodízios com sistema para medição de torque .....	35
Figura 31: Detalhe das flanges de ligação do eixo cardan .....	35
Figura 32: Posicionamento do sistema com um motor para avaliação.....	36
Figura 33: Posicionamento do sistema na câmara fria.....	37
Figura 34: Sistema de comando e aquisição de dados.....	37
Figura 35: Medição de torque na partida a 0°C.....	40
Figura 36: Medição de torque na partida a -5°C .....	40
Figura 37: Medição de torque na partida a -10°C.....	41
Figura 38: Medição de torque na partida a -15°C.....	41
Figura 39: Medição de torque na partida a -20°C.....	42
Figura 40: Torque RMS na partida a 0°C .....	43
Figura 41: Torque RMS na partida a -5°C .....	44
Figura 42: Torque RMS na partida a -10°C .....	44
Figura 43: Torque RMS na partida a -15°C .....	45
Figura 44: Torque RMS na partida a -20°C .....	45
Figura 45: Tendência do torque RMS na partida a 0°C.....	46
Figura 46: Tendência do torque RMS na partida a -5°C.....	47
Figura 47: Tendência do torque RMS na partida a -10°C.....	47
Figura 48: Tendência do torque RMS na partida a -15°C.....	48
Figura 49: Tendência do torque RMS na partida a -20°C.....	48
Figura 50: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos a 0°C .....	49
Figura 51: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -5°C .....	50
Figura 52: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -10°C .....	50
Figura 53: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -15°C .....	51
Figura 54: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -20°C .....	51
Figura 55: Rotação do motor diesel a 0°C .....	52
Figura 56: Rotação do motor diesel à -5°C .....	52

Figura 57: Rotação do motor diesel à -10°C .....	53
Figura 58: Rotação do motor diesel à -15°C .....	53
Figura 59: Rotação do motor diesel à -20°C .....	54
Figura 60: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a 0°C.....	55
Figura 61: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -5°C .....	55
Figura 62: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -10°C .....	56
Figura 63: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -15°C .....	56
Figura 64: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -20°C .....	57
Figura 65: Corrente solicitada na partida a 0°C .....	57
Figura 66: Corrente solicitada na partida a -5°C .....	58
Figura 67: Corrente solicitada na partida a -10°C .....	58
Figura 68: Corrente solicitada na partida a -15°C .....	59
Figura 69: Corrente solicitada na partida a -20°C .....	59
Figura 70: Rendimento do sistema a 0°C.....	60
Figura 71: Rendimento do sistema a -5°C .....	61
Figura 72: Rendimento do sistema a -10°C .....	61
Figura 73: Rendimento do sistema a -15°C .....	62
Figura 74: Rendimento do sistema a -20°C .....	62
Figura 75: Comparativo do rendimento do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas ....	63
Figura 76: Comparativo da potência elétrica do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas	64
Figura 77: Comparativo da rotação do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas .....	65
Figura 78: Queda da rotação em função da temperatura.....	66
Figura 79: Curva de oferta do motor de partida segundo norma ISO 8856 .....	67
Figura 80: Comparativo entre o rendimento médio calculado do motor de partida nas temperaturas ensaiadas e a curva de oferta segundo norma ISO 8856 .....	68
Figura 81: Diagrama de blocos do simulador.....	69
Figura 82: Resultado da simulação a 0°C.....	70
Figura 83: Resultado da simulação a -5°C .....	71
Figura 84: Resultado da simulação a -10°C .....	71
Figura 85: Resultado da simulação a -15°C .....	72
Figura 86: Resultado da simulação a -20°C .....	72

## ***Lista de Tabelas***

Tabela 1: Controle de carga no dinamômetro hidráulico .....	13
Tabela 2: Características técnicas do motor NGD 3.0l. ....	28
Tabela 3: Grau de viscosidade conforme classificação SAE. ....	29
Tabela 4: Diferença em porcentagem entre os valores medidos e simulados .....	73

## Lista de abreviações

### *Letras Latinas*

F – força	[N]
i – corrente elétrica	[A]
L – comprimento	[m]
N – Quantidade de amostras coletadas	[ ]
n – rotação	[rpm]
P – peso	[N]
P <sub>el</sub> , P <sub>mec</sub> – potência	[W]
T – torque	[Nm]
U – Diferença de potencial ou tensão elétrica	[V]
x – Amostras coletadas	[ ]

.....

### *Letras Gregas*

$\eta$ – rendimento	[%]
$\omega$ – velocidade angular	[rad/s]

.....

### *Abreviações*

PMS – Ponto Morto Superior
PMI – Ponto Morto Inferior
RMS – Root Mean Square
TTDC – Temperature top dead center
DC – Direct current
MCI – Motores de combustão interna
CC – Corrente contínua

.....

# Índice

Resumo .....	vii
Abstract .....	viii
Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas .....	xii
Lista de abreviações.....	xiii
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motivação .....	1
1.2 Objetivo .....	2
2 REVISÃO DA LITERATURA .....	3
2.1 Revisão bibliográfica.....	3
2.1.1 Medição do torque.....	9
2.1.2 Flange de torque.....	16
2.1.2.1 Transmissão do sinal de medição.....	20
2.1.3 Motor de arranque .....	22
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	27
3.1 Descrição experimental .....	27
3.1.2 Instrumentação .....	30
3.1.3 Ensaio .....	30
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	39
4.1 Análise dos dados.....	63
4.2 Simulação e resultados .....	68
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS .....	74
5.1 Sugestões para próximos trabalhos .....	75
REFERÊNCIAS .....	76

# 1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os fatores que levaram ao desenvolvimento do presente trabalho.

## 1.1 Motivação

A crescente demanda por recursos e de fontes de energia não renováveis como o petróleo vem exigindo dos fabricantes de veículos automotores desenvolverem tecnologias que possibilitem alto desempenho associado a um baixo consumo de combustível. Soma-se a isto uma legislação ambiental, no que tange a emissão de gases e poluentes, cada vez mais severa.

Diante deste cenário, os fabricantes de motor diesel têm um papel fundamental na contribuição para alcançar estes objetivos.

Tendo em vista que os motores de combustão interna têm rendimento em média de 40% e que referente a este baixo rendimento se deve em parte ao atrito, qualquer ação em prol de minimizar esse efeito trará ganhos no rendimento e conseqüentemente, na redução do consumo de combustível.

A redução no atrito torna-se ainda mais importante em condições onde o motor é submetido a baixas temperaturas, devido a vários fatores como, por exemplo, a variação nas folgas entre as partes móveis, o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, a emulsificação do combustível, a emissão de fumaça branca devido à fase fria da combustão, entre outros fatores.

O instante da partida é uma condição ainda mais crítica já que o motor precisa atingir uma rotação mínima de auto ignição, que no caso de motores diesel ocorre entre 150 e 300 rpm, utilizando-se para isto um motor de partida.

O motor de partida deve ser capaz de superar todas as resistências acima expostas oferecidas pelo motor durante todo o processo de partida, ou seja, até que o mesmo atinja a condição de auto-ignição.

Desta forma, o adequado dimensionamento deste componente torna-se determinante para a redução tanto no tempo de partida como na solicitação do sistema elétrico no instante da partida.

Contudo, a medição do torque de atrito quando o motor é submetido a baixas temperaturas torna-se algo não trivial, sendo necessária a utilização de sistemas auxiliares de aquecimento ou equipamentos especiais que resistam a estas condições.

Dentro deste contexto este trabalho propõe uma metodologia para a estimação do torque resistivo de um motor diesel na partida submetido à temperatura na faixa entre  $-20^{\circ}\text{C}$  até  $0^{\circ}\text{C}$ , através da correlação deste torque com o rendimento no motor de partida.

## **1.2 Objetivo**

Neste trabalho será realizado um estudo para o desenvolvimento de uma metodologia para a estimação do torque resistivo de um motor diesel na partida submetido à temperatura na faixa entre  $-20^{\circ}\text{C}$  até  $0^{\circ}\text{C}$  através da correlação deste torque com o rendimento no motor de partida.

Esta comparação resultará em um modelo matemático, sendo utilizado como base para um modelo de simulação em MATLAB®/SIMULINK®, auxiliando no dimensionamento de motores de partida mais adequados a cada aplicação bem como minimizando testes de validação.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Revisão bibliográfica

Segundo Boulanger (1961), o estudo de forças em um motor térmico, é necessário tratar forças particulares: a energia liberada pela combustão da mistura ar-combustível produz uma forte pressão que empurra o pistão em linha reta no cilindro.

Depois o movimento do pistão transforma-se em movimento rotativo pelo sistema de biela-manivela.

Esta força aplicada pela energia liberada pela combustão no conjunto pistão-biela-manivela gera um torque e a sua definição mecânica é a seguinte: “o momento de um torque por abreviação “torque”, é provocado por duas forças de intensidade igual agindo paralelamente, mas em direções opostas sobre um corpo que toma um movimento de rotação”. Por exemplo, conforme ilustra a FIG. 1, uma chave de “boca” produz um torque na válvula que se deseja abrir ou fechar.

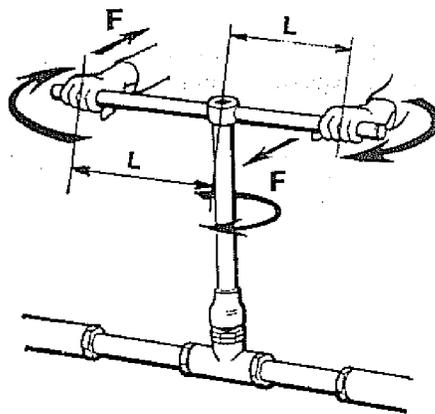


Figura 1: Ilustração do torque

O símbolo T é empregado para representá-lo sendo específico para momento de movimento ou torcional.

$$T=F*L$$

[Equação 1]

Sendo:

T= torque

F= força

L= comprimento (distância)

A unidade definida para medição de torque no Sistema Internacional de Medidas (SI) é o newton metro [Nm].

Segundo Oliveira (1997), motores diesel são motores de combustão por compressão. Estes iniciam a combustão por transferência de calor do ar que está comprimido no cilindro para o combustível que é injetado para dentro da câmara de combustão, sob a forma pulverizada, no instante correto, para obter-se o melhor rendimento térmico do motor. Esses motores se baseiam no ciclo criado por Rodolphe Diesel e também pode ser de dois tempos ou de quatro tempos.

Na FIG. 2 é mostrada a fase de admissão. Nesta fase o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI) admitindo para dentro do cilindro apenas ar. Pode-se também observar a válvula de admissão aberta permitindo a entrada do ar e a válvula de escape fechada.

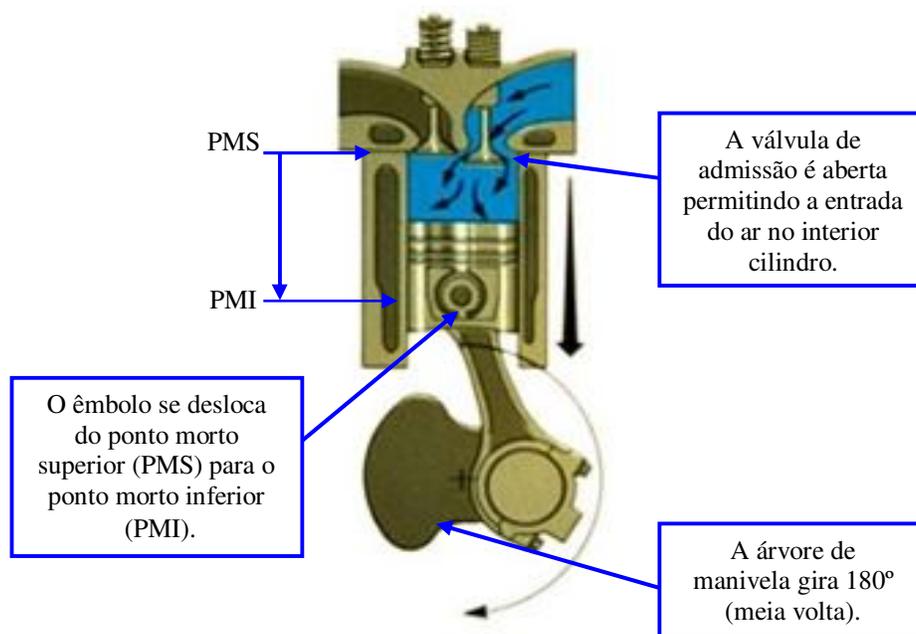


Figura 2: Fase de admissão

Na fase de compressão mostrada na FIG. 3, é quando o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo o ar. Na fase de compressão a válvula de admissão é fechada, a válvula de escape permanece fechada.

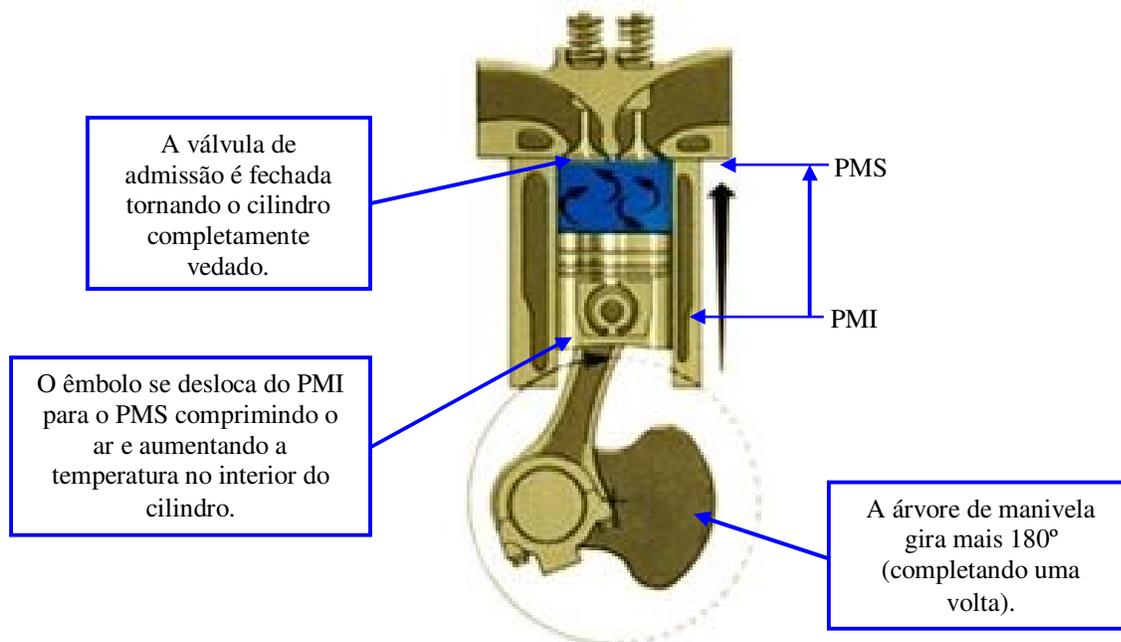


Figura 3: Fase de compressão

Antes de o pistão atingir o PMS, ocorre a injeção do combustível no ar que está aquecido devido à compressão, dando origem a combustão. A combustão provoca a expansão dos gases que deslocam o pistão para baixo, fazendo-o se mover do PMS ao PMI, sendo a fase de combustão, mostrada na FIG. 4. Na fase de combustão, as válvulas de admissão e escape permanecem fechadas.

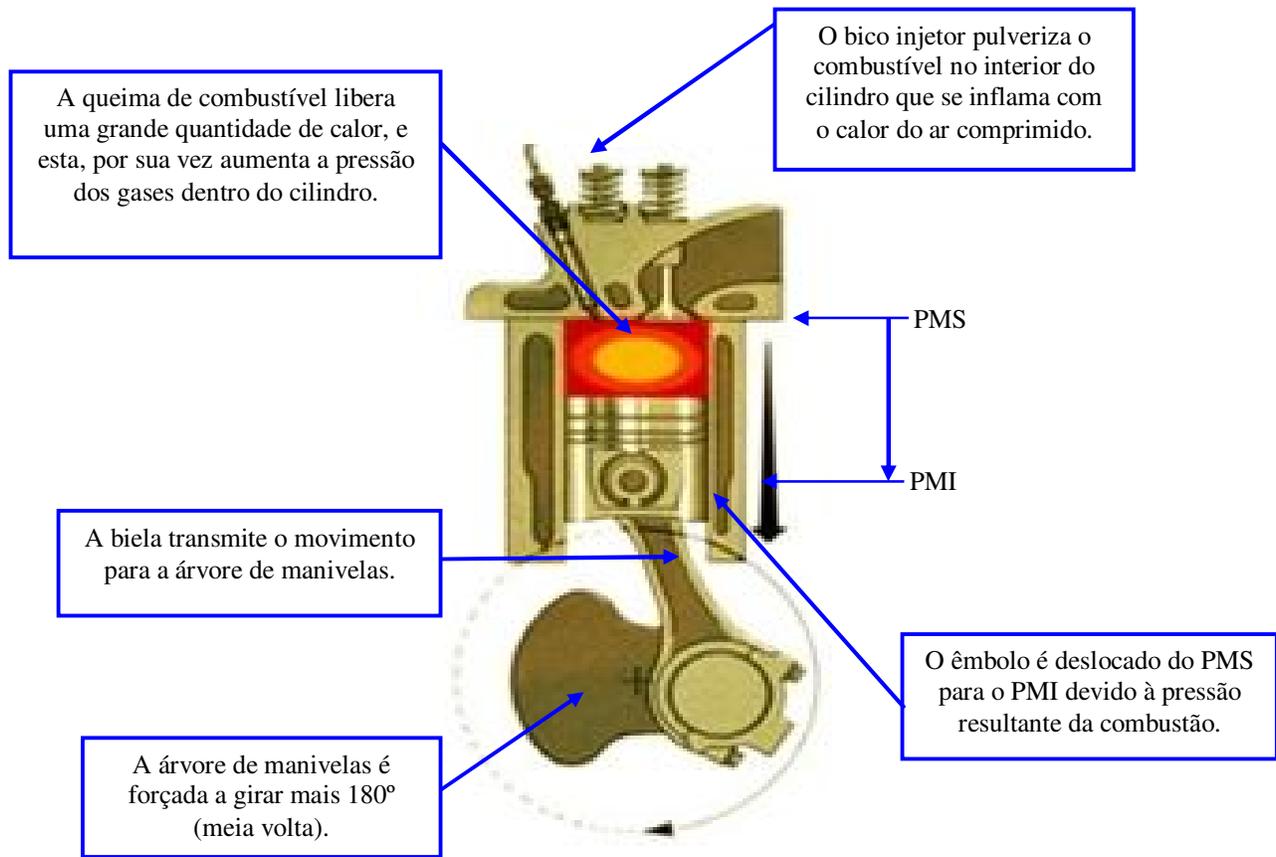


Figura 4: Fase de combustão

A fase de exaustão é mostrada na FIG. 5, nesta fase o pistão se desloca do PMI ao PMS, empurrando para fora os gases queimados.

Observa-se nesta fase que a válvula de escape se abre para liberação dos gases provenientes do processo de combustão e a válvula de admissão permanece fechada.

Para completar um ciclo do motor de quatro tempos são necessárias duas voltas completas da árvore de manivelas.

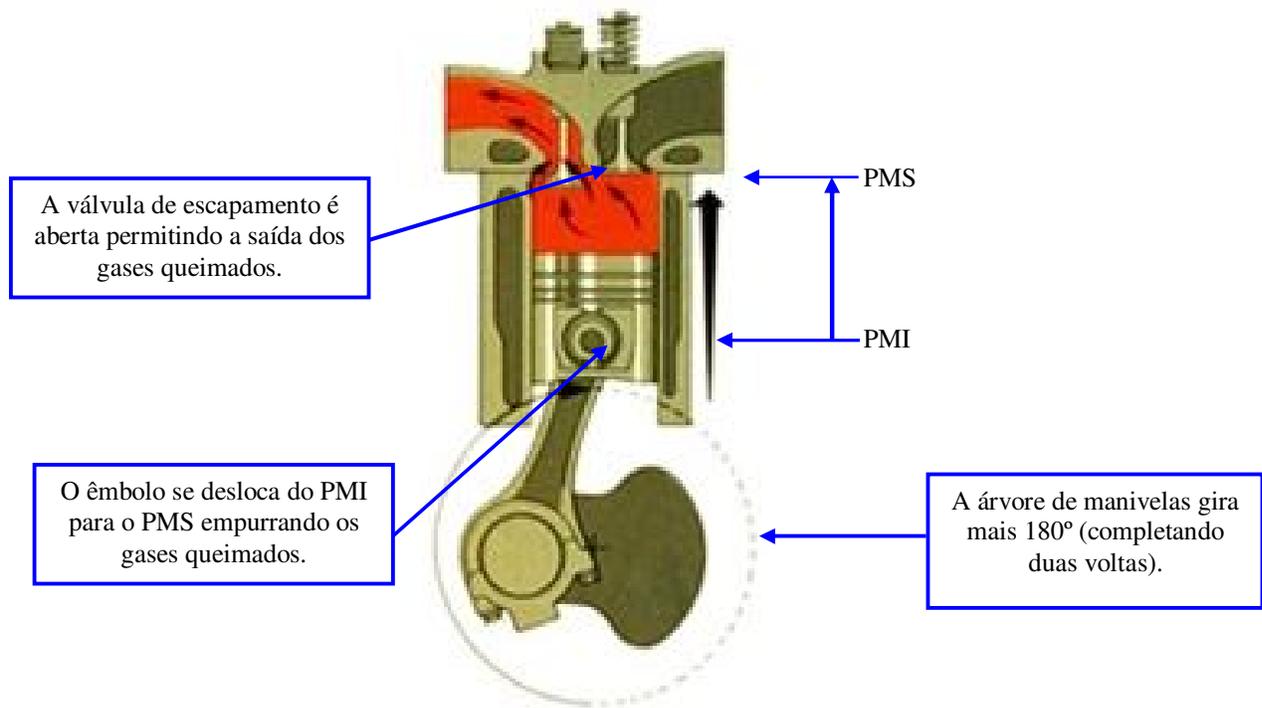


Figura 5: Fase de exaustão

Na FIG. 6 são mostradas todas as fases do ciclo de trabalho de um motor de quatro tempos diesel de forma seqüencial, da esquerda para a direita: aspiração, compressão, combustão e exaustão.

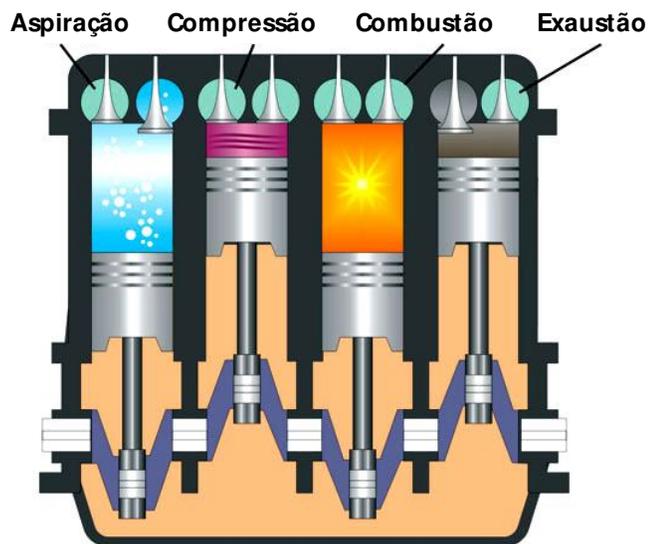


Figura 6: Seqüência de um ciclo de quatro tempos.

Segundo Lindl e Schimitz (1999), as velocidades dos processos físicos e químicos anteriormente mencionados dependem da temperatura. A fórmula empírica baseada em um modelo politrópico apresentado na equação [2] fornece uma estimativa da temperatura final de compressão ( $T_{TDC}$ ), com a temperatura do ar de admissão ( $T_i$ ), a taxa de compressão de ( $r_C$ ), que é a razão entre o volume do cilindro somado ao volume da câmara de combustão e dividido pelo volume morto (volume da câmara de combustão somado ao volume entre o pistão no PMS e o cabeçote), e do expoente politrópico ( $n$ ) como dados de entrada:

$$T_{TDC} = T_i * r_C^{n-1} \quad \text{[Equação 2]}$$

Os valores do expoente politrópico  $n$  apresentados na equação [2] igualmente dependem da velocidade de deslocamento do pistão sendo esta proporcional a rotação gerada pelo motor de partida de um dado motor. Para condições de aquecimento ( $T_i = 300K$ ) e com ar frio ( $T_i = 273K$ ) pode ser observado no gráfico da FIG. 7:

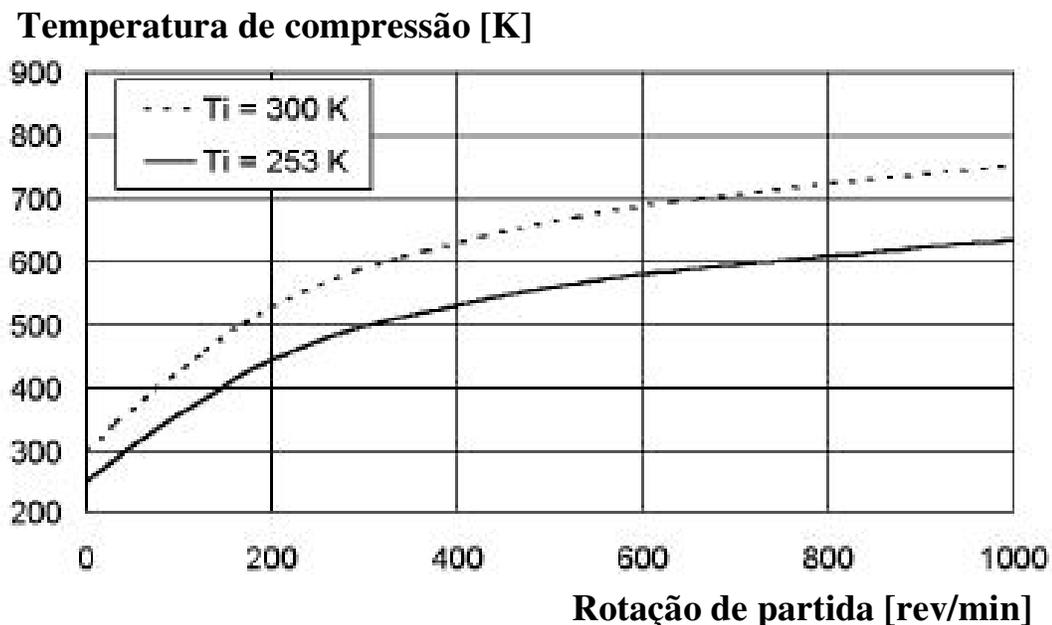


Figura 7: Temperatura de fim de compressão x rotação de partida derivada de um modelo politropico de compressão (Equação 2) para duas diferentes temperaturas do ar de admissão e taxa de compressão  $r_C = 17$

A influência de diferentes temperaturas do ar de admissão  $T_i$ , na temperatura final de compressão  $T_{TDC}$  na equação [2] pode ser facilmente observada. Vale salientar que a diferença na temperatura de fim de compressão aumenta com o aumento da rotação de partida devido ao aumento do expoente politrópico  $n$ . Entretanto, o mais importante na partida a frio é a queda acentuada na temperatura para rotações típicas de partida abaixo de 300rpm.

O exposto acima evidencia a importância do motor de partida no processo de partida do motor diesel, pois à medida que é possível manter-se uma rotação estável até o regime de auto-ignição, o processo de combustão mantém o motor diesel em funcionamento, não sendo assim mais necessário o auxílio do motor de partida. Para tanto, é necessário que o motor de partida forneça um torque suficiente para superar todas as resistências oferecidas pelo motor, como o atrito entre anéis, pistões e cilindro, a própria inércia do volante e árvore de manivelas, entre outras.

Segundo Taraza *et al.* (2000), os processos de atrito em motores de combustão interna são fenômenos complexos e portanto a caracterização destes no processo de partida do motor diesel não são o objeto de estudo neste trabalho, sendo todos estes tratados apenas como o torque solicitado no eixo do motor de partida.

### **2.1.1 Medição do torque**

Para medir o torque no motor, é fornecido um torque igual que possa freá-lo. O dispositivo mais antigo, utilizado até os dias de hoje para realizar a medição de torque é um aparelho chamado “freio de Prony”, ilustrado na FIG. 8. Como citado anteriormente, o torque é consequência de uma força, que na ilustração é definida pela massa  $P$  submetida à aceleração da gravidade, aplicada a uma dada distância, que na ilustração é definida pela medida  $L$  do braço de alavanca. Este torque gera uma rotação no sentido contrário ao do motor, com o intuito de freá-lo opondo-se assim ao torque gerado pela energia gerada pela combustão aplicada ao sistema pistão-biela-manivela.

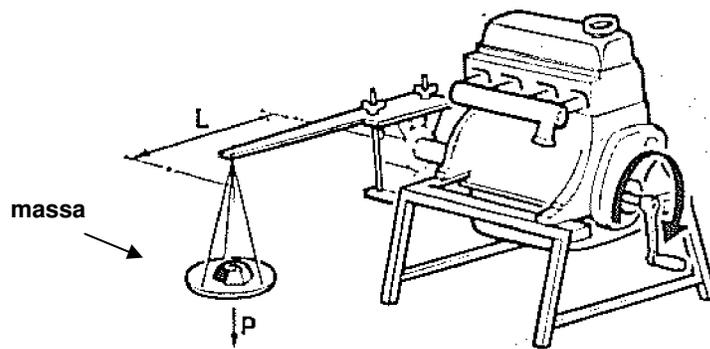


Figura 8: Princípio do freio de Prony para medir o torque em motores

$$T = P * L$$

[Equação 3]

O freio de “Prony” apresenta vários inconvenientes operacionais, destacando-se o fato de manter a carga constante independente da rotação empregada. Então, se a rotação cai em virtude do motor não suportá-la, a rotação irá diminuir até parada total do mesmo.

Hoje em dia são utilizados freios (também conhecidos como dinamômetros) hidráulicos, ilustrado na FIG. 9 ou freio elétrico (por corrente de Foucault), ilustrado na FIG. 10



Figura 9: Dinamômetro hidráulico



Figura 10: Freio elétrico (por corrente de Foucault)

Nos dinamômetros hidráulicos a carga aplicada varia em razão diretamente proporcional ao cubo da rotação. Se a rotação cair, a carga imposta pelo dinamômetro diminuirá, possibilitando ao operador reajustar a carga e corrigir a rotação ao valor desejado. O freio é exercido pela ação de um rotor pressionando a água contra aletas fixas na carcaça, produzindo o mesmo efeito do freio de “Prony”. Para que o dinamômetro funcione de maneira satisfatória, é necessário o suprimento de um fluxo de água contínuo, para absorver a energia mecânica e trocar o calor gerado no processo.

O dinamômetro hidráulico possui um rotor aletado que gira no interior de uma carcaça com estatores também aletados. A água entra na câmara do rotor axialmente, ao centro. Pela ação centrífuga, a água é acelerada e lançada para a saída, formando um anel no interior da câmara do rotor, que gira com rotação aproximadamente igual a metade da velocidade do disco do rotor. Finalmente, a água sai da câmara do rotor através do bocal situado na parte inferior da carcaça. Seus principais componentes são mostrados na FIG. 11:

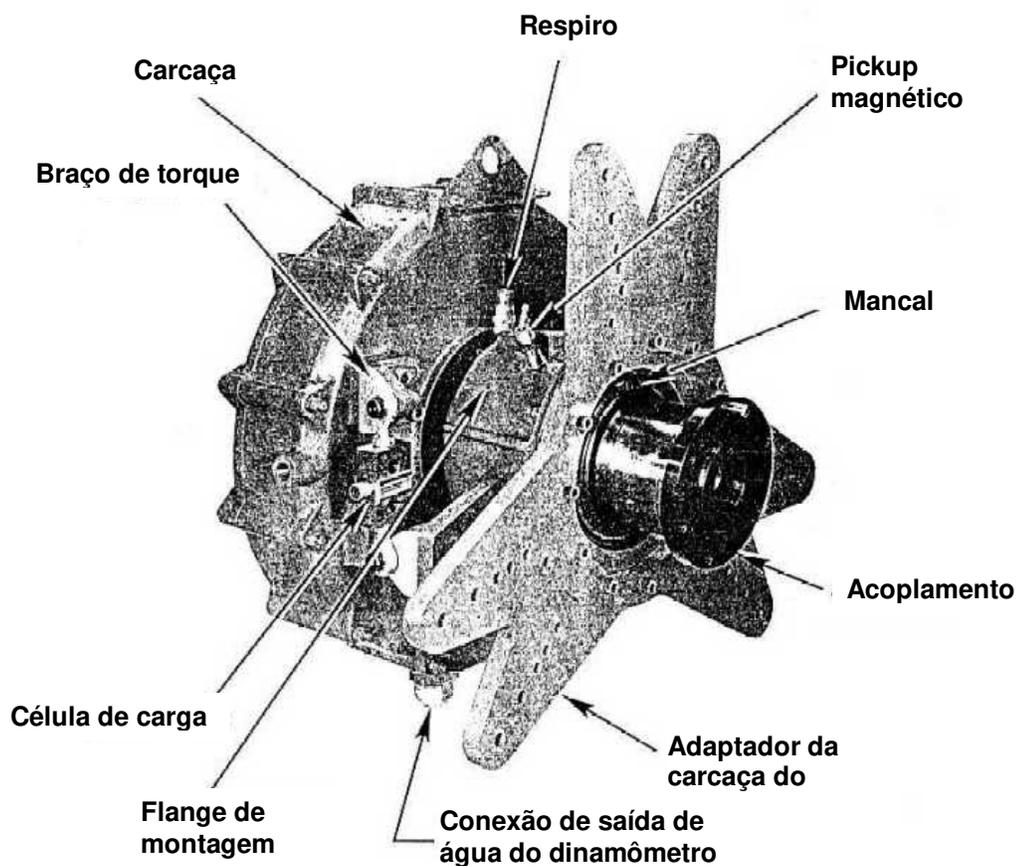


Figura 11: Dinamômetro hidráulico e seus principais componentes

A energia mecânica fornecida pelo motor em ensaio é absorvida e convertida em calor por um remoinho que é gerado com a passagem da água entre as aletas do rotor e dos estatores.

O calço resultante aplica uma resistência ao movimento de rotação do rotor e tende a girar a carcaça no sentido inverso com igual esforço. Este esforço é transmitido, por meio de um braço, a uma célula de carga instalada a uma distância fixa da linha de centro do dinamômetro.

Em geral, dependendo do tipo de célula de carga utilizada, os dinamômetros hidráulicos são construídos para absorver potência com igual capacidade em ambos os sentidos de rotação.

A potência absorvida pelo dinamômetro depende da velocidade de rotação e da quantidade de água existente no interior da câmara do rotor. O nível de água na câmara do rotor é modulado com o controle das válvulas de entrada e saída, conforme TAB. 1:

Tabela 1: Controle de carga no dinamômetro hidráulico

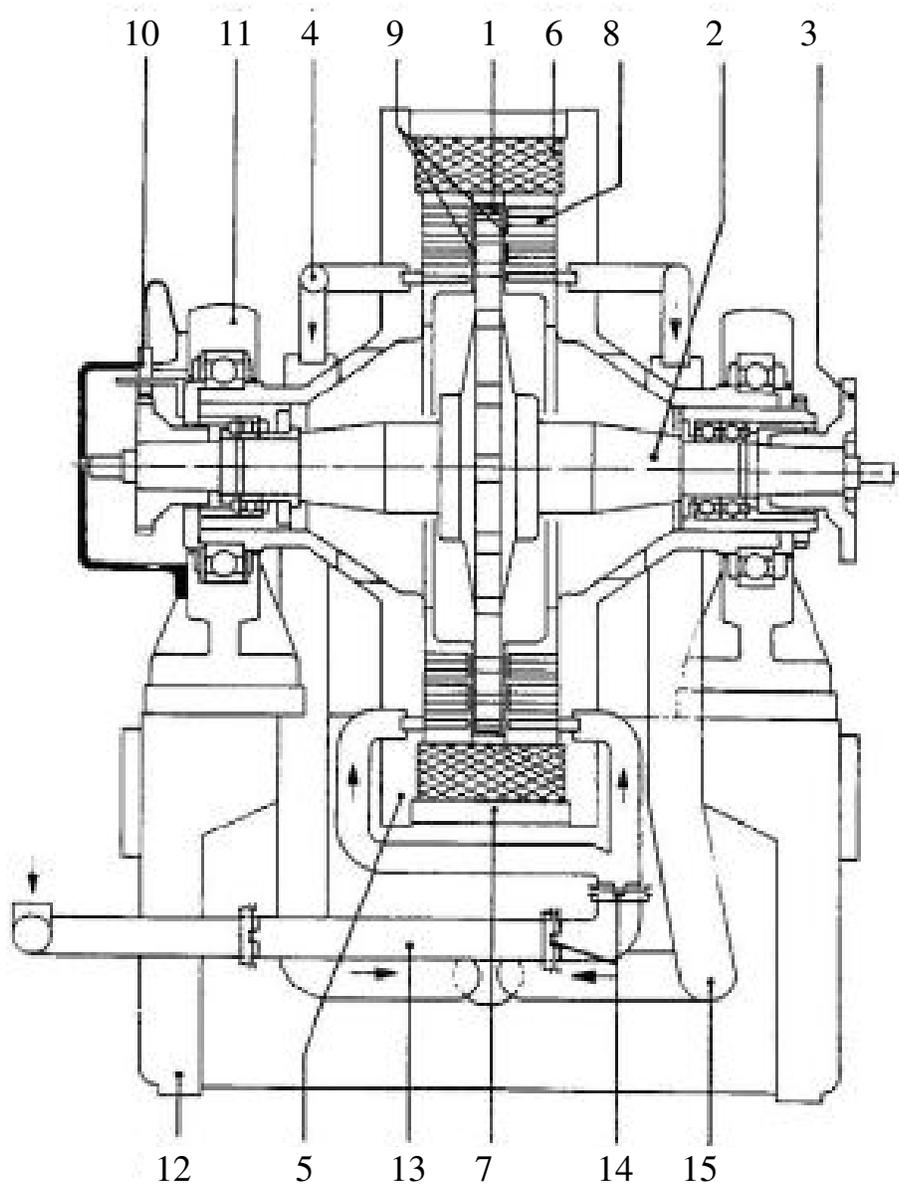
PARA:	Válvula de Entrada	Válvula de Saída
Aumentar a Carga	Abrir	Fechar
Reduzir a Carga	Fechar	Abrir

Abrindo ou fechando a válvula de entrada, o fluxo de água através da câmara do rotor é alterado. Abrindo ou fechando a válvula de saída normalmente o fluxo de água na câmara do rotor não é afetado. Ambas as válvulas devem ser operadas para controlar o fluxo de água.

Os dinamômetros elétricos (por corrente de Foucault) são constituídos por um rotor acionado pela máquina em prova (motor diesel), girando imerso em um campo magnético. A intensidade do campo é controlada através de uma bobina alimentada por corrente contínua, podendo-se, assim, variar a carga aplicada.

Um circuito de arrefecimento a água dissipa o calor gerado pelas correntes parasitas. Como nos demais dinamômetros, o esforço que tende transmitir movimento à carcaça é medido e conhecido os valores de torque por meio de uma célula de carga.

Este tipo de freio é oriundo do mesmo princípio de funcionamento que os retardadores eletromagnéticos empregados em veículos pesados. O funcionamento está baseado na criação de correntes, onde estas são geradas dentro de uma massa metálica condutora, uma vez que esta se encontra inserida dentro de um campo magnético variável. Estas correntes, chamadas de correntes de Foucault, fazem um movimento circular em torno das linhas de fluxo e nas massas metálicas onde elas se desenvolvem e são chamadas induzidas da máquina. O campo magnético oriundo do “indutor” é geralmente um campo fixo onde a variação vista do induzido é obtida pelo movimento mecânico da árvore de movimentação a ser freada. A FIG. 12 mostra a vista em corte de um dinamômetro por corrente de Foucault e seus principais componentes.



- |                          |                        |                     |
|--------------------------|------------------------|---------------------|
| 1) Disco Polar (rotor)   | 6) Bobina de Excitação | 11) Mancal de Apoio |
| 2) Eixo do Dinamômetro   | 7) Carcaça Dinamômetro | 12) Base            |
| 3) Flange Acoplamento    | 8) Vão de ar           | 13) Entrada água    |
| 4) Saída água Termostato | 9) Entreferos          | 14) Articulação     |
| 5) Câmara Resfriamento   | 10) Transdutor Rotação | 15) Mangueira Saída |

Figura 12: Vista em corte de um dinamômetro por corrente de Foucault e seus principais componentes

O alojamento do freio é montado em balanço e abriga o rotor, onde a periferia deste é dentada, e as duas meias-árvores são fixadas nas duas extremidades.

No interior do alojamento do freio, é comandada uma bobina de excitação além das câmaras de refrigeração percorridas pela água de refrigeração do freio. As superfícies dos dentes do rotor, em aço especial de grande permeabilidade magnética, são separadas das superfícies correspondentes das câmaras de refrigeração por um anteparo.

Percorrida por uma corrente contínua, a bobina de excitação cria um campo magnético onde as linhas de força se fecham em torno da bobina, perpendicular a direção desta corrente.

Este campo é estacionário nos dentes da roda polar, isto quer dizer que ele gira ao mesmo tempo em que o rotor e provoca pulsações de fluxos nas paredes das câmaras de refrigeração seguindo a frequência dos dentes rotativos.

As correntes de Foucault geradas nestas paredes produzem um campo magnético que se opõe a variação do fluxo que as produziu e tende assim a se opor ao movimento do rotor. O torque de frenagem, que depende da tensão de excitação, é transmitido do alojamento montado em balanço ao aparelho de medição pelo intermédio de um braço de alavanca.

A regulagem da potência absorvida é feita agindo-se sobre a intensidade da corrente de excitação. A energia freada é dissipada por efeito Joule, sob a forma de calor dentro das câmaras de refrigeração. A unidade de comando eletrônica pilotada pelas medidas de velocidade, rotação e do torque associado ao freio permitem obter diferentes condições de funcionamento ou curvas características (Fonte: [www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/.../KCapitulo%20X.pdf](http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/.../KCapitulo%20X.pdf)).

Para os testes, não haverá combustão e, portanto, não seria possível a realização das medições de torque utilizando este tipo de máquina. Além disto, como citados anteriormente todas essas máquinas utilizam-se, normalmente, de água para a dissipação de potência na forma de calor, o que seria mais uma variável a ser considerada, pois os testes foram realizados a temperaturas na faixa de -20°C até 0°C. A alternativa encontrada foi a utilização de uma flange de torque que, diferentemente das máquinas apresentadas anteriormente, não necessita de refrigeração e que será devidamente apresentada a seguir.

## 2.1.2 Flange de torque

Os sistemas apresentados na seção 2.1.1, possibilitam a medição de torque de maneira indireta, pois o movimento da carcaça é transmitido a célula de carga através de um braço de alavanca, conforme ilustra a FIG. 13.

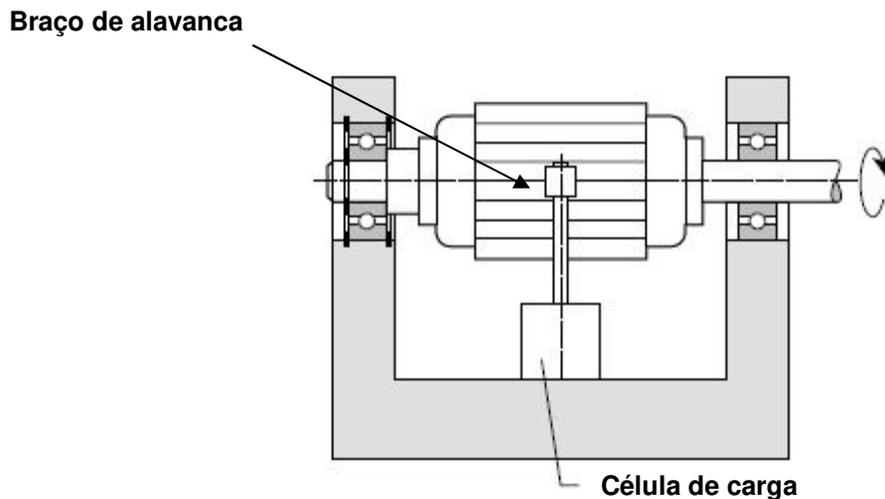


Figura 13: Exemplo de medição indireta

Em uma flange de torque para medição do torque de um motor, a medida é realizada de maneira direta, pois a mesma é montada diretamente entre a parte motora, que no caso deste estudo é o motor de partida, e o motor diesel conforme esquemático ilustrado na FIG. 14.

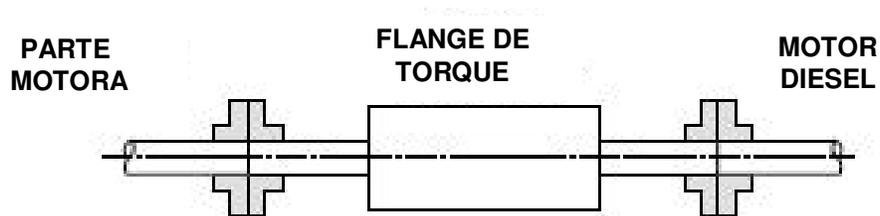


Figura 14: Esquema de montagem da flange de torque

Este sistema de medição não necessita absorver energia do eixo girante, simplesmente precisa medir o esforço de torque nele aplicado.

Os transdutores que operam desta forma são colocados em série com o eixo que transmite o esforço do motor a carga, como é o caso da flange de torque.

Este sistema tem a possibilidade de operar continuamente em sistemas girantes podendo responder de forma dinâmica a esforços de torque variáveis em condições reais de operação.

Através deste dispositivo a medição de torque pode ser efetuada diretamente em função da deformação de um “elemento de mola” que transmite o esforço mecânico a ele aplicado. Uma das grandes vantagens do uso da flange de torque é a precisão. A incerteza envolvida na determinação do torque, através de cálculos indiretos, pode chegar a ser três vezes maior que a medida feita diretamente com o uso da flange de torque (LAIBLÉ, 2000).

Um torque aplicado em um eixo induz tensões principais em  $\pm 45^\circ$  em relação à linha central. Conseqüentemente é praticável colocar os extensômetros nestes sentidos. Pela montagem e pela fiação apropriadas de diversos extensômetros como ilustrado na FIG. 15, é possível eliminar influências indesejadas como a força axial, flexão e temperatura (LAIBLÉ, 2000).

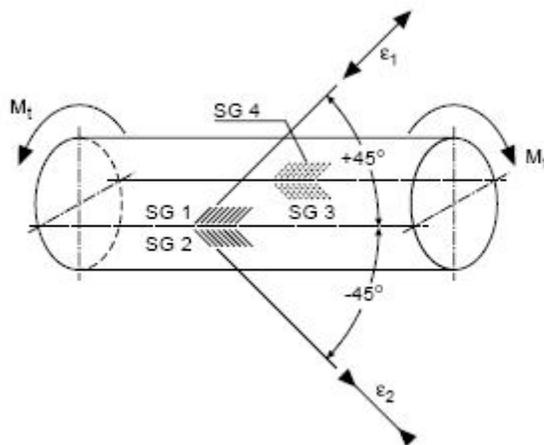


Figura 15: Disposição dos extensômetros em um eixo para medição do torque

O elemento de mola pode ser um eixo de torque como já mencionado. Para um torque constante a magnitude do sinal de medição depende da rigidez do eixo.

A magnitude do sinal pode ser influenciada pela seleção do material e da seção transversal do eixo. Este procedimento é utilizado para obter um sinal adequado no torque nominal (LAIBLE, 2000).

Nem todos os materiais são adequados para a construção de transdutores. Além disso, a redução da seção transversal é limitada por razões de força. Portanto, um eixo oco, conforme ilustrado na FIG. 16, é frequentemente utilizado como elemento de mola em transdutores de torque (LAIBLE, 2000).

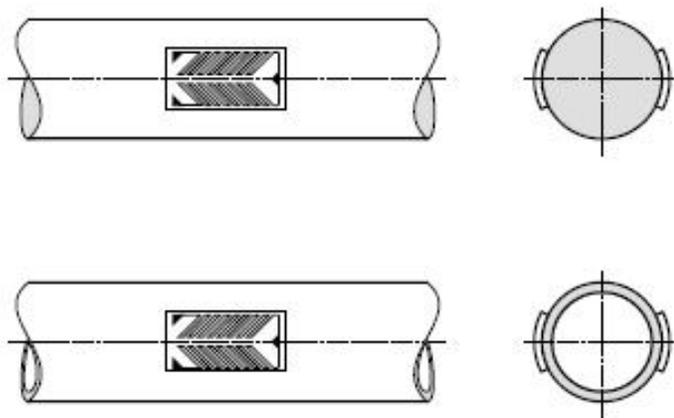


Figura 16: Tipos de eixos utilizados como elemento de mola

A maioria dos transdutores para torques pequenos (abaixo de 1Nm) possuem um elemento de mola do tipo gaiola conforme ilustrado na FIG. 17. Neste caso, o torque é transmitido a partir do eixo através de um disco ligado por quatro vigas de flexão transmitindo este torque para um segundo disco e conseqüentemente para o eixo de saída. Os extensômetros são montados no sentido de pressão sobre as vigas de flexão gerando o sinal de medição (LAIBLE, 2000).

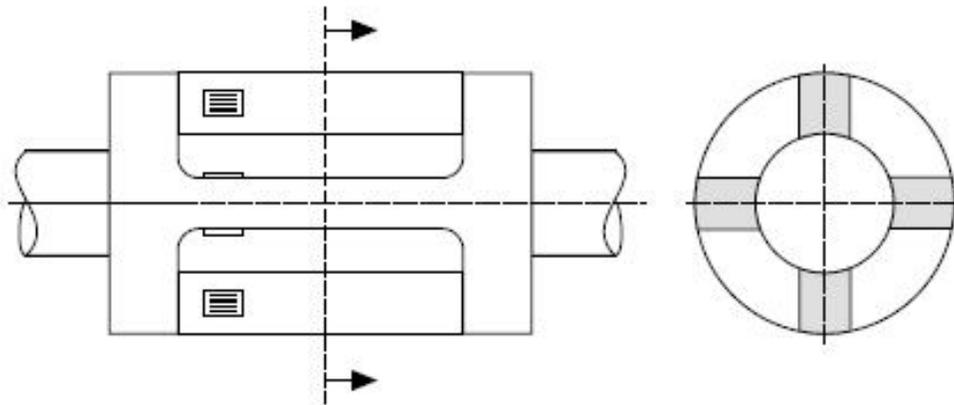


Figura 17: Elemento de mola tipo gaiola

No elemento de mola do tipo de viga de cisalhamento ilustrado na FIG. 18, o torque aplicado ao anel interno é transferido por quatro vigas ao anel externo. Os extensômetros medem a tensão de cisalhamento sobre as vigas. Este tipo de elemento de mola é usado como referência na medição de torque em discos (LAIBLE, 2000).

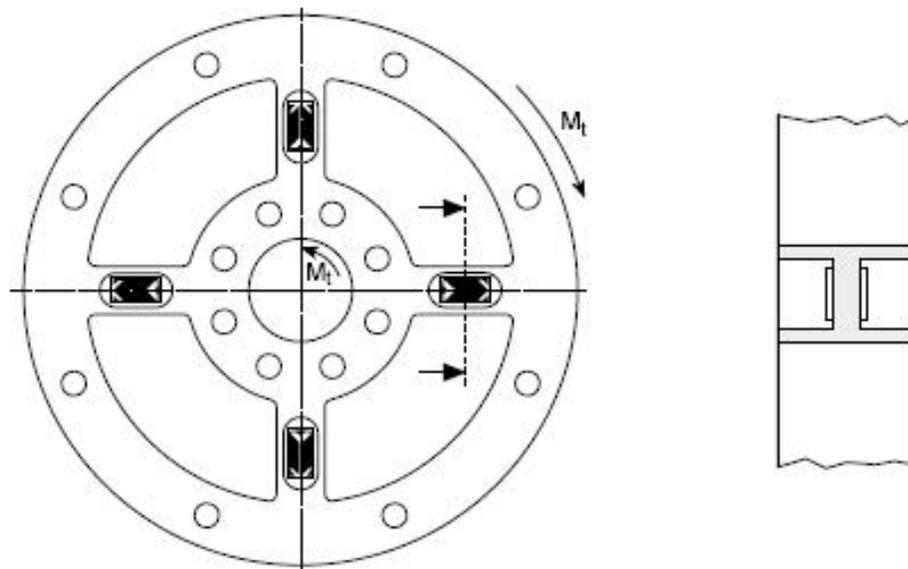


Figura 18: Elemento de mola tipo viga de cisalhamento

### 2.1.2.1 Transmissão do sinal de medição

Os dispositivos de transmissão em transdutores que operam com transmissão do sinal sem contato, como no caso da flange de torque, não sofrem abrasão e portanto, estes transdutores de torque são apropriados em termos de uso permanente e a longo prazo bem como em ambientes onde não há possibilidade de utilização de cabos para a transmissão do sinal. Eles também permitem fazer medições em altas velocidades de rotação (velocidades de até 40.000 rpm podem ser alcançadas em função do projeto). O diagrama de blocos na FIG. 19 mostra alguns elementos constitutivos (LAIBLE, 2000).

A tensão de frequência é indutivamente transmitida ao rotor. A frequência é convertida em uma tensão contínua estabilizada para fornecer excitação à ponte de Wheatstone. A ponte produz um sinal de tensão que é convertida em uma frequência capacitiva (ou, em alguns casos, indutivamente) transmitida ao estator.

Dois sensores indutivos ou dois sensores ópticos captam os pulsos em proporção à velocidade de rotação.

A posição dos sensores permite que o sentido de rotação possa ser detectado (sentido horário ou anti-horário). A velocidade de rotação, direção, torque e potência podem ser visualizadas com os instrumentos adequados (LAIBLE, 2000).

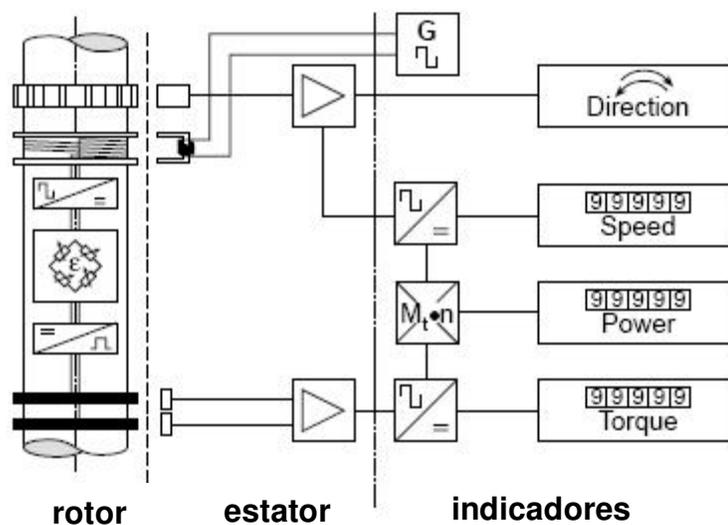


Figura 19: Diagrama de blocos de transmissão transdutor de torque sem contato

A eletrônica no rotor está posicionada dentro do eixo “oco” do transdutor de torque da flange de torque. Posicionado desta forma a eletrônica está protegida, pois as forças centrífugas são menores nesta posição do que na periferia.

Na FIG. 20 é mostrado uma flange de torque que é construída sem rolamentos, de modo que não haja contato entre estator e o rotor (LAIBLE, 2000).

Este projeto utiliza uma flange de torque de fabricação da HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik) modelo T40 que possui a mesma característica construtiva ilustrada na FIG. 20.

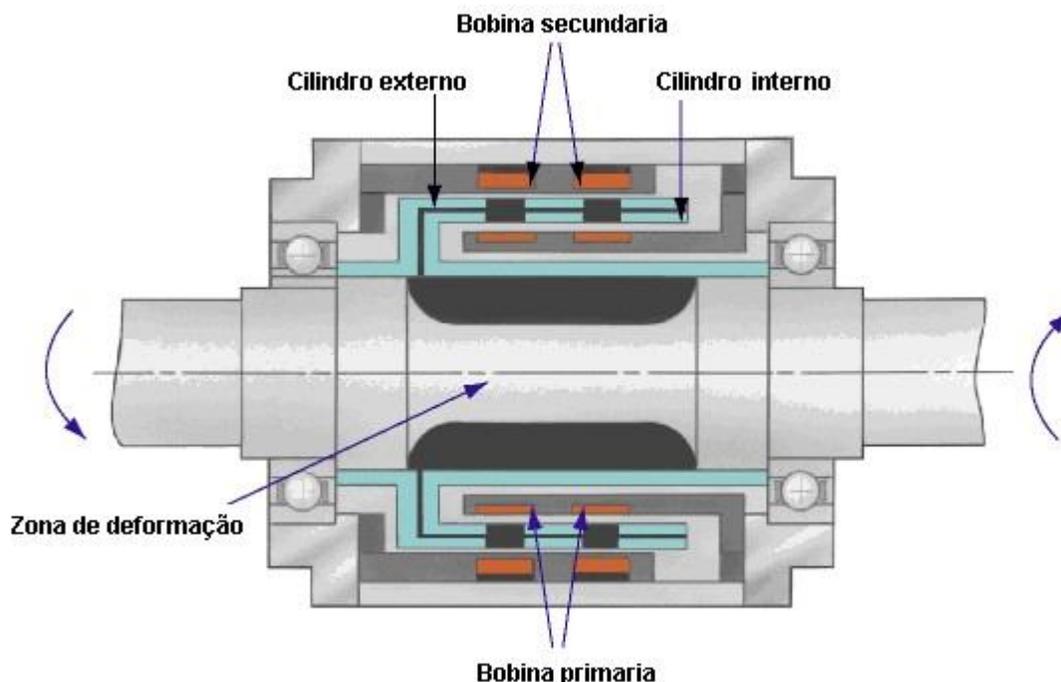


Figura 20: Vista em corte de um transdutor de torque

A flange de torque consiste em duas partes separadas: o rotor e o estator. O rotor consiste do corpo de medição e do elemento de transmissão do sinal.

Extensômetros são montados no corpo de medição. A eletrônica do rotor para transmitir a tensão de excitação da ponte e medição de sinal está localizada na parte central da flange. As bobinas do transmissor para contato de tensão de excitação e medição de sinal estão localizadas no perímetro exterior do corpo de medição.

Os sinais são enviados e recebidos por uma antena em forma de anel destacável. A antena em forma de anel é montada sobre uma estrutura que inclui o sistema eletrônico para a adaptação de tensão e condicionamento de sinal. A FIG. 21 mostra a flange de torque e seus componentes.

Conectores para o sinal de torque, a tensão de alimentação e da saída digital estão localizados no estator. A antena em forma de anel deve ser montada concentricamente em torno do rotor.

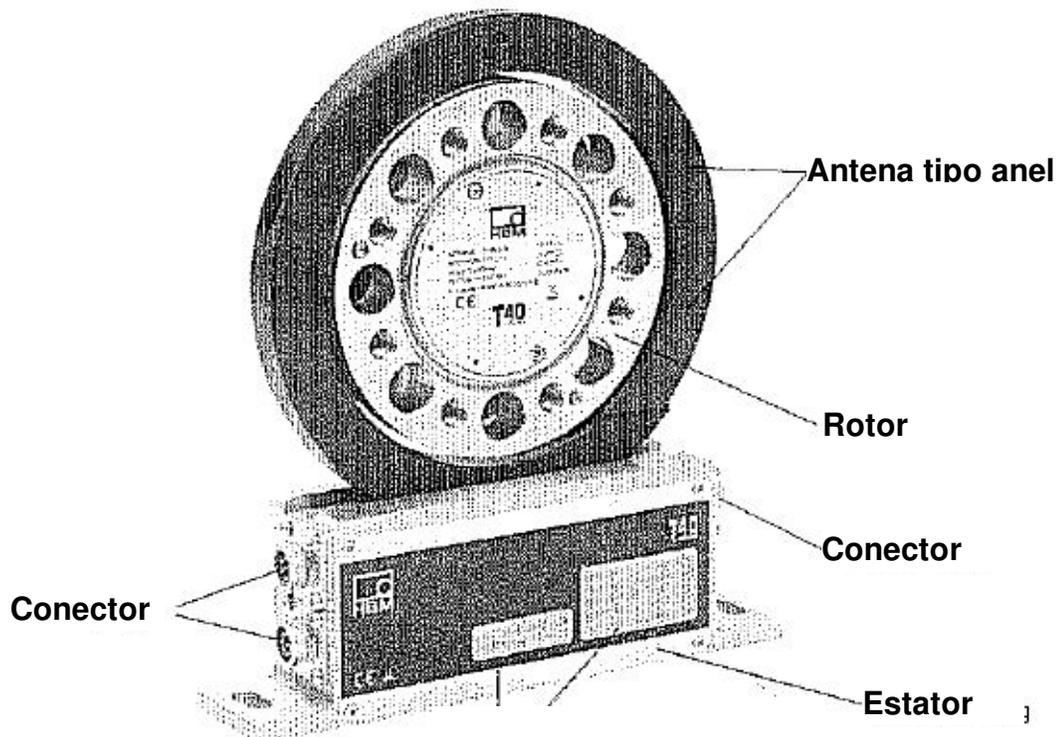


Figura 21: Flange de torque e seus componentes

Uma flange adaptadora adequada permite que a flange de torque T40 possa ser montada diretamente. Também é possível montar um eixo comum ou elementos compensadores diretamente no rotor (usando uma flange intermediária quando necessário).

### 2.1.3 Motor de arranque

Segundo Karl Bolenz (1999), os motores a combustão precisam de um dispositivo especial para a sua partida, pois não iniciam seu funcionamento por força própria, como os motores

elétricos e as máquinas a vapor. Para tanto, os motores de combustão interna se utilizam de um dispositivo que possibilite que o mesmo atinja a rotação mínima para a auto-ignição, no caso do motor diesel. Este dispositivo é conhecido comumente como motor de partida ou motor de arranque e será apresentado neste capítulo.

O desenvolvimento de motores de combustão interna (MCI), ocorrido no final do século IX, deu início a um dos maiores desafios da indústria automobilística: a ignição da mistura ar-combustível. A melhor solução encontrada para este desafio foi a implementação de um dispositivo que gerasse uma descarga elétrica dentro da câmara de combustão (Johnston, 1996).

Durante os primeiros anos da existência dos automóveis, o sistema elétrico foi somente utilizado para fornecer energia para esta finalidade.

Lâmpadas a óleo e acetileno eram amplamente utilizadas, sendo posteriormente substituídas por incandescentes nos novos modelos de automóveis. As baterias empregadas eram do tipo secas e chumbo-ácido, sendo necessária sua troca ou recarga em locais específicos, devido à ausência de geradores CC para fins automotivos (Johnston, 1996).

Em 1912, com o desenvolvimento dos primeiros motores de partida elétricos pelo Engenheiro Charles Franklin Kettering e fundador da “*Dayton Electrical Laboratory Company*” (DELCO), o primeiro veículo com partida elétrica foi lançado e uma nova era na história do sistema elétrico automotivo se iniciou.

Nesta mesma época, os primeiros geradores de corrente contínua (CC), com tensão nominal em 7V, foram desenvolvidos com o objetivo de fornecer energia para os sistemas de iluminação, ignição e para a carga da bateria (Givens, 1990).

Durante o processo de partida, precisam ser superadas fortes resistências geradas pela compressão e pelo atrito dos pistões e dos mancais, a viscosidade do óleo e a temperatura do motor, para que seja formada a mistura ar-combustível, ou seja, alcançada a temperatura de auto-ignição no motor (RICHTER, 1995). Estas resistências são ainda maiores quando o motor está submetido a baixas temperaturas, como as aplicadas neste estudo, na faixa de -20°C até 0°C.

Para tanto, é necessário que o motor de partida faça o motor girar com uma rotação mínima e, após as primeiras combustões e conseqüentemente o aumento da rotação, seja alcançado o regime mínimo de marcha autônoma não sendo mais necessário o auxílio do motor de arranque, sendo este desligado. O motor de arranque utiliza a corrente elétrica para produzir um movimento giratório, transformando energia elétrica em energia mecânica.

Segundo Miogliolo Junior (1997), o motor de partida é um motor de corrente contínua, alimentado pela bateria do próprio veículo, que desenvolve um conjugado eletromagnético capaz de superar as resistências à partida e acelerar as massas mecânicas do motor. A elevada taxa de transmissão normalmente entre 11 e 15:1 entre o pinhão do motor de partida e a coroa dentada do volante do motor, faz com que o motor de partida possa ser dimensionado para baixo conjugado e elevada rotação, tornando possível a concepção de um projeto mais “enxuto”, com dimensões e peso reduzidos.

O motor de arranque é formado, conforme mostrado pelo desenho esquemático na FIG. 22, por uma carcaça de aço em formato cilíndrico, com mancais nas extremidades que apóiam o induzido, constituído por um conjunto de lâminas cilíndricas que giram e têm ranhuras axiais, por onde passam as espiras da bobina. No mancal, do lado do coletor, está localizado o porta-escovas responsável por fazer o contato entre a fonte de energia e o induzido fazendo assim circular a corrente elétrica.

As escovas são tensionadas por molas especiais contra os coletores do induzido, transmitindo a corrente elétrica. Na parte externa do mancal está o pinhão, empurrado por um garfo ao comando da chave magnética que é comutada quando o motorista aciona a chave de ignição com o intuito de dar a partida no motor (Delco Remy Brasil, 2002).

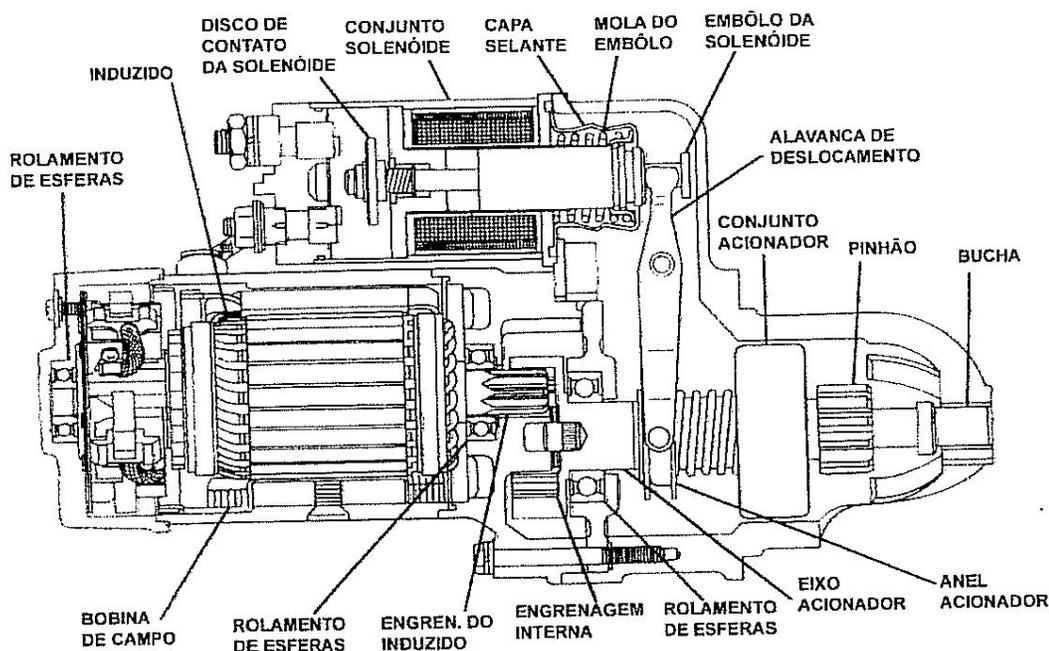


Figura 22: Vista em corte do motor de arranque e seus principais componentes.

Em geral, motores com maior taxa de compressão, como é o caso dos motores diesel, precisam de maior potência no instante da partida. A alimentação de energia elétrica no motor de arranque é feita diretamente por um cabo ligado a bateria.

O motor de partida é um dispositivo que opera apenas por alguns segundos, auxiliando a partida do motor diesel, permanecendo inerte no período restante. Neste processo de partida seu desempenho é importante, pois demanda elevadas correntes, fazendo com que ele se constitua no principal consumidor de energia a ser considerado no dimensionamento da bateria.

No projeto do sistema de partida, o motor de partida deve ser robusto a fim de suportar as forças de engrenamento e no acionamento do motor, vibrações e variações de temperatura. É desejável também que suas dimensões sejam reduzidas para facilitar sua instalação, ter alta durabilidade e mínima manutenção a fim de viabilizar economicamente seu projeto.

A criticidade de funcionamento de um motor de partida é determinada pela mínima temperatura de acionamento do motor de partida, definida pelas condições climáticas do local onde será utilizado. Conforme exposto anteriormente, quanto menor a temperatura, maior a velocidade necessária para a partida do motor. Além disso, em baixas temperaturas as resistências internas da bateria aumentam, provocando uma diminuição da tensão fornecida ao motor de partida.

O esquema de funcionamento do motor de arranque é ilustrado através da FIG. 23 é apresentado o esquema de funcionamento do motor de arranque. Quando acionado, no momento em que o condutor vira a chave do veículo, a chave magnética (automático) do motor de partida é alimentada pela bateria e então puxa, mecanicamente, o conjunto de pistão e garfo, que por sua vez desliza o impulsor (pinhão) até que o mesmo acople na cremalheira do motor diesel. Ao mesmo tempo a chave magnética fecha o circuito principal, levando energia à bobina e ao induzido através de um conjunto de porta-escovas. Dessa forma, é criado o campo magnético responsável pelo movimento de rotação do impulsor no motor do veículo (RICHTER, 2002).

Quando o motor diesel passa a funcionar e ganha rotação, a roda livre permite que o pinhão gire livremente no eixo do acionador do motor de arranque, não permitindo que o motor diesel “arraste” o pinhão do motor de arranque e conseqüentemente o danifique por sobre-rotação.

Quando o interruptor de partida é liberado, a corrente flui momentaneamente dos contatos do solenóide através dos enrolamentos de chamada e retenção para o terra.

O fluxo de corrente através do enrolamento de chamada é em direção oposta do fluxo do enrolamento de retenção. Isto cria campos magnéticos opostos que se anulam. Com a atração magnética do solenóide anulada, o êmbolo é liberado e a mola o empurra para fora do solenóide, abrindo os contatos. A alavanca de deslocamento puxa o pinhão para fora do engate com o volante (Delco Remy Brasil, 2002).

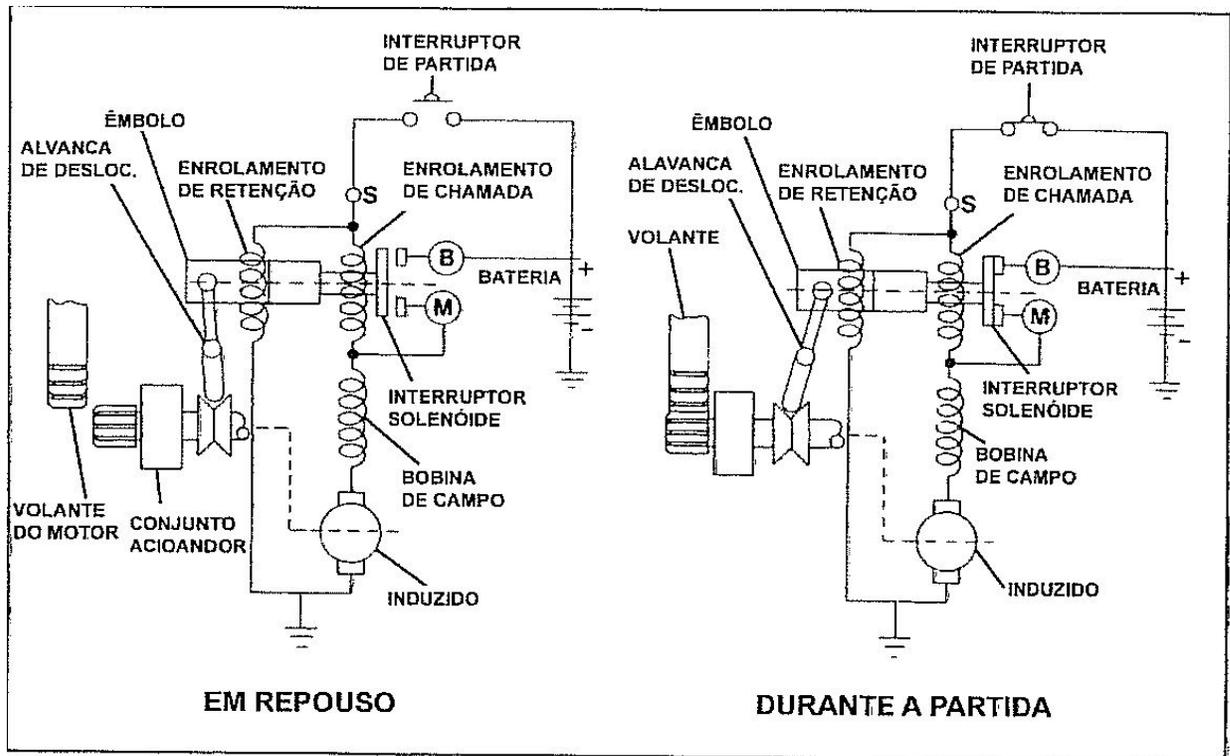


Figura 23: Esquema de funcionamento do motor de arranque.

Para este estudo está sendo utilizado um motor de partida 5,5kW, 24V, engrenamento a cremalheira do volante do tipo pinhão com 12 dentes retos.

## **3 MATERIAIS E MÉTODOS**

Neste capítulo serão apresentadas informações referentes aos equipamentos utilizados como motor, flange de torque, dispositivo desenvolvido para a obtenção do torque, câmara fria; além de informações sobre os procedimentos de teste e condições de contorno utilizadas durante os ensaios.

### **3.1 Descrição experimental**

Para a realização do ensaio é necessário que o motor a ser avaliado após a sua montagem realize um amaciamento mínimo de 40h. Este processo é comum para todos os motores produzidos na MWM International, após o processo de montagem, com o intuito de verificar possíveis falhas de montagem e/ou componentes e para uma melhor acomodação entre as partes móveis.

Os ensaios foram realizados no Centro Tecnológico da MWM International Indústria de Motores Ltda., situado à Avenida das Nações Unidas, 22.002, em Santo Amaro em banco de teste equipado com dinamômetro elétrico, modelo Schenck W400.

Para os ensaios foi utilizado um motor diesel 4 cilindros de fabricação da MWM Indústria de Motores Ltda, modelo NGD 3.0E.

As características técnicas do motor, como “cilindrada” (soma do volume de todos os cilindros), limite de emissões a que este motor atende, quantidade de válvulas por cilindro, entre outras, são apresentadas na TAB. 2.

Tabela 2: Características técnicas do motor NGD 3.0L.

FICHA TÉCNICA DO MOTOR NGD 3,0L	
Modelo do Motor	NGD 3.0E
Emissões	Euro 4 / Proconve P6
Configurações	4 cilindros, em linha
Válvulas / Cilindro	4
Cilindrada	3,0 litros
Diâmetro x Curso	96 x 102,5 mm
Sistema de Combustão	Injeção direta
Sistema de Injeção	Common Rail
Aspiração	Turbo Intercooler, EGR
Rotação de Potência Máxima	190 hp (141,7 kW) @ 3.800 rpm
Torque	420 Nm (42,8 kgf.m) @ 1.400 ~ 2.200 rpm
Pressão de Injeção	1.600 bar
Peso Seco	218 kg

Fonte: [www.mwminternational.com.br](http://www.mwminternational.com.br)

Após o processo de amaciamento anteriormente citado, todos os fluídos como líquido de arrefecimento, óleo lubrificante e óleo diesel foram substituídos para suportar as temperaturas propostas para os ensaios.

O líquido de arrefecimento do motor deverá suportar temperaturas de até -20°C. Para que o líquido de arrefecimento não congele devido a esta temperatura, é utilizada uma mistura composta de 50% Etileno Glicol e 50% de água.

O etileno glicol é um aditivo anti congelante utilizado quando se deseja realizar ensaios a temperaturas abaixo de 0°C.

O óleo lubrificante deverá suportar temperaturas de -20°C até 0°C. Nas avaliações para a temperatura de até -20°C é utilizado o óleo lubrificante 10W30, conforme TAB. 3.

Tabela 3: Grau de viscosidade conforme classificação SAE.

GRAU DE VISCOSIDADE SAE	Viscosidades a baixa Temperatura		Viscosidades a alta Temperatura		
	ASTM D 5293 cP max. Temp °C	ASTM D 4684 cP max. Temp °C	ASTM D 445 (cSt a 100° C)		HTHS ASTM D 4683 ( cP a 150° C min.)
			Min.	Máx.	
0W	6.200 a -35	60.000 a-40	3,8	--	--
5W	6.600 a -30	60.000 a-35	3,8	--	--
10W	7.000 a -25	60.000 a-30	4,1	--	--
15W	7.000 a -20	60.000 a-25	5,6	--	--
20W	9.500 a -15	60.000 a-20	5,6	--	--
25W	13.000 a-10	60.000 a-15	9,3	--	--
20	--	--	5,6	< 9,3	2,6
30	--	--	9,3	< 12,5	2,9
40	--	--	12,5	< 16,3	2,9 (0W-40, 5W-40 e 10W-40 )
40	--	--	12,5	< 16,3	3,7 (15W-40, 20W-40, 25W-40, 40 )
50	--	--	16,3	< 21,9	3,7
60	--	--	21,9	< 26,1	3,7

Fonte: REPSOL YPF Brasil S/A ([www.ypfextravida.com](http://www.ypfextravida.com))

O combustível deverá suportar temperaturas de -20°C até 0°C. O diesel comercialmente utilizado para estas condições de temperatura é o “*winter diesel*” (diesel de inverno). Como existem dificuldades em obter este tipo de diesel para suportar temperaturas de até -20°C, pois no Brasil não ocorrem condições climáticas que atinjam estas temperaturas o que justifica sua não comercialização, é utilizado um combustível composto por óleo diesel euro II (utilizado na Europa) com um aditivo anti congelante fornecido pela Ipiranga Combustíveis e Lubrificantes (o fornecedor Ipiranga não apresentou a composição do produto por se tratar de segredo industrial).

### 3.1.2 Instrumentação

Para a verificação das temperaturas do óleo lubrificante, água e combustível foram utilizados sensores de temperatura do tipo K (Chromel-Alumel) de 3mm de diâmetro. Os valores de rotação foram obtidos através de um sensor magnético tipo relutância variável.

Para a verificação do torque foi utilizada uma flange de torque do fabricante HBM, modelo T40 com capacidade para 3kN, precisão de 0,5% do fundo de escala, rotação de até 10.000rpm e temperatura de operação de até -20°C.

A coleta de dados foi realizada por meio de equipamentos e “*software*” de aquisição de dados desenvolvida pela ETAS™ que desenvolve sistemas de aquisição e calibração para motores de combustão interna que utilizam sistema de injeção eletrônica, instalado fora da câmara fria.

Para a aquisição destes dados e sua posterior análise, foi utilizado um “*software*” de aquisição de dados INCA® (*Integrated Calibration and Acquisition System*) e os seguintes equipamentos de aquisição abaixo citados:

- ES 690: Equipamento de aquisição de dados e calibração utilizados em sistemas de injeção eletrônica para motores de combustão interna
- ES 600: “*Hub*” e sincronizador que permite a interligação entre vários equipamentos de aquisição ao mesmo tempo.
- ES 650: Equipamento de aquisição de 16 canais (08 analógicos de 0 a 10V e 08 canais de temperatura para sensores do tipo termopar).

### 3.1.3 Ensaio

Para a execução dos ensaios em câmara fria foi desenvolvido um sistema de transmissão com capacidade para atingir a rotação de 0 a aproximadamente 200rpm. Baseando-se na família de motores da MWM International, foi utilizado o sistema de partida da aplicação 9,3 litros com

6 cilindros, por apresentar o maior valor de torque resistivo (de atrito) e a maior rotação de trabalho para a partida.

O sistema de partida é composto por uma flange com cremalheira denominada volante, uma caixa de volante e um motor de partida. O motor de partida é fixado na caixa do volante e quando acionado acopla-se à cremalheira de dentes retos com 148 dentes, transmitindo rotação ao volante e este por sua vez transmite o movimento para o virabrequim. Na FIG. 24 é apresentado o sistema de partida do motor 9,3 litros e seus componentes.

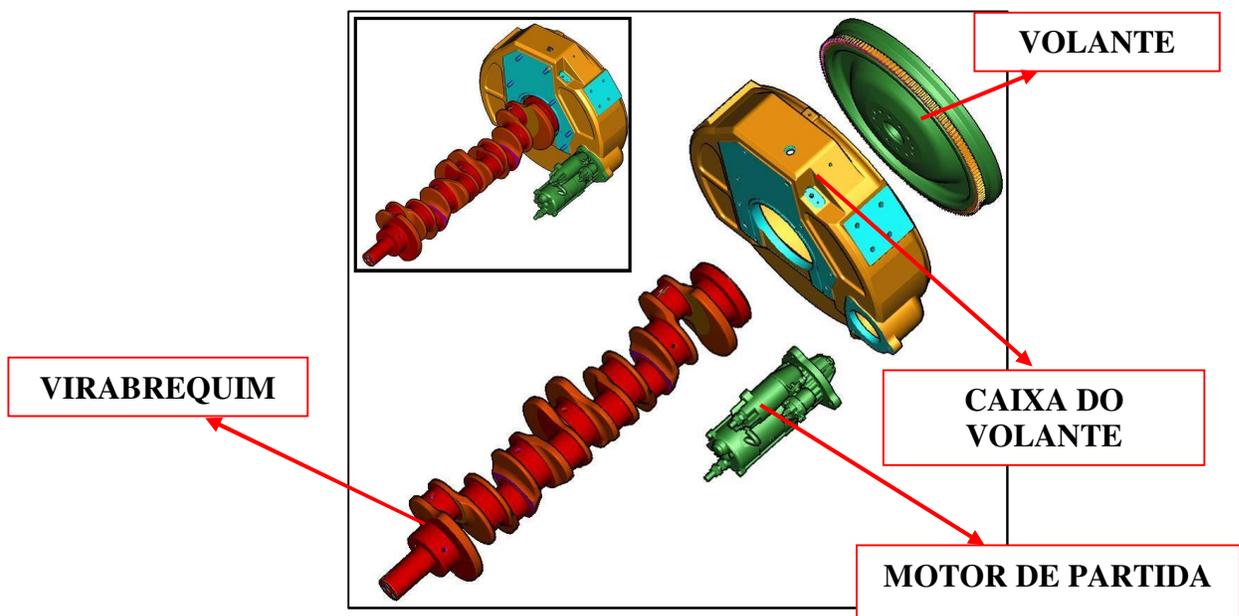


Figura 24: Sistema de partida da aplicação 9.31

Foi desenvolvido um mancal com eixo entre rolamentos para substituir o virabrequim e permitir a transmissão entre o motor de partida e o motor a ser avaliado. Na FIG. 25 é apresentado o mancal desenvolvido.

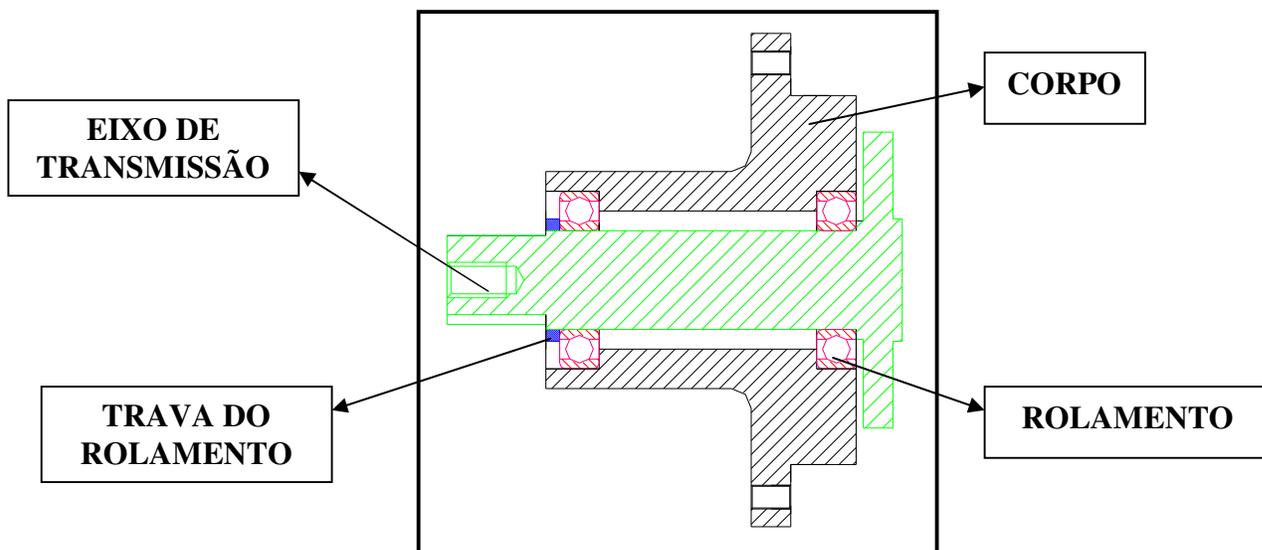


Figura 25: Detalhe do Mancal para transmissão entre o motor de partida e o motor avaliado

O mancal foi instalado na caixa do volante através de uma flange. Na FIG. 26 é apresentada a instalação do mancal na caixa do volante.

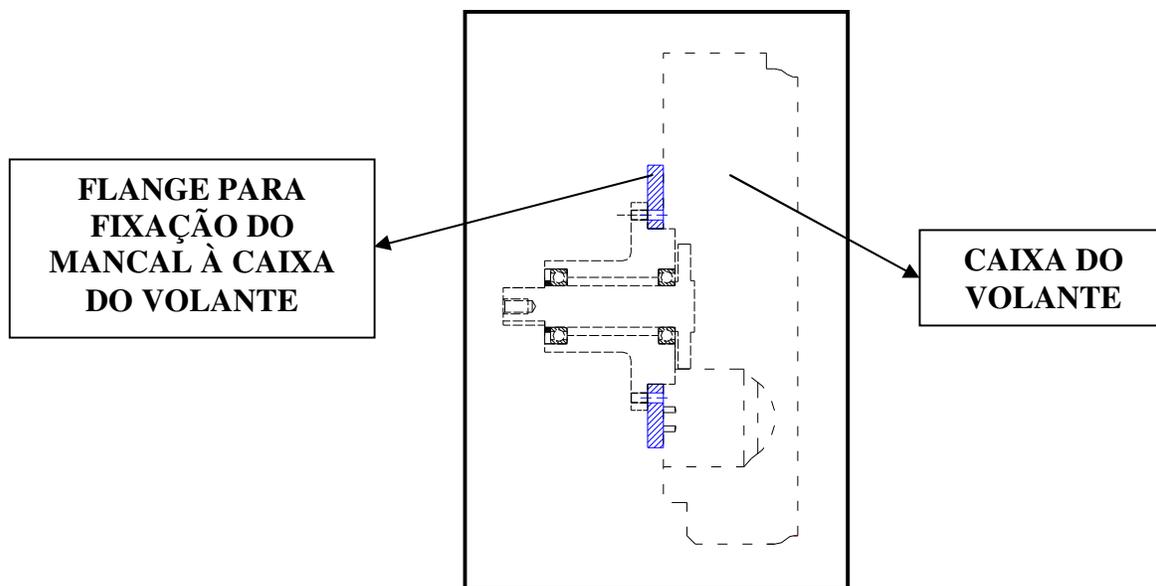


Figura 26: Detalhe da instalação do Mancal na caixa do volante

Foi desenvolvida uma estrutura para suportar a caixa do volante e o conjunto mancal. Na FIG. 27 é apresentada a estrutura para fixação do conjunto mancal.

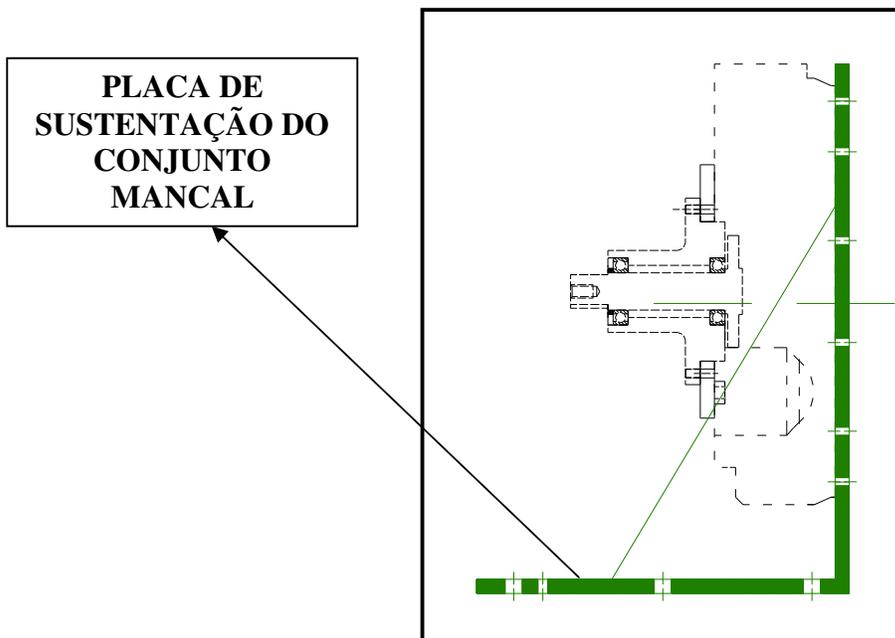


Figura 27: Estrutura para fixação do conjunto mancal

Após a montagem da caixa do volante na estrutura, foi montado o volante no eixo de transmissão e motor de partida na caixa. Na FIG. 28 é apresentada a estrutura com o posicionamento do volante no eixo de transmissão e do motor de partida na caixa.

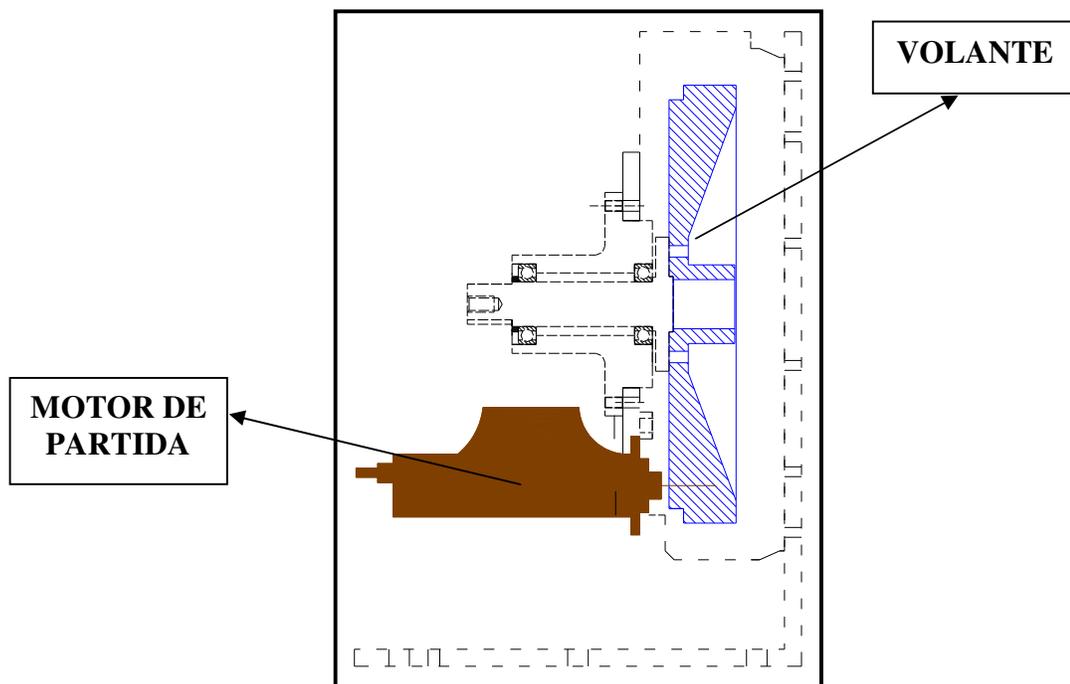


Figura 28: Posicionamento do volante e do motor de partida na caixa

Para a determinação do torque de atrito, foi utilizada uma flange de torque. Na FIG. 29 é apresentada a estrutura desenvolvida para o posicionamento do sistema para obtenção do torque de atrito e seus componentes.

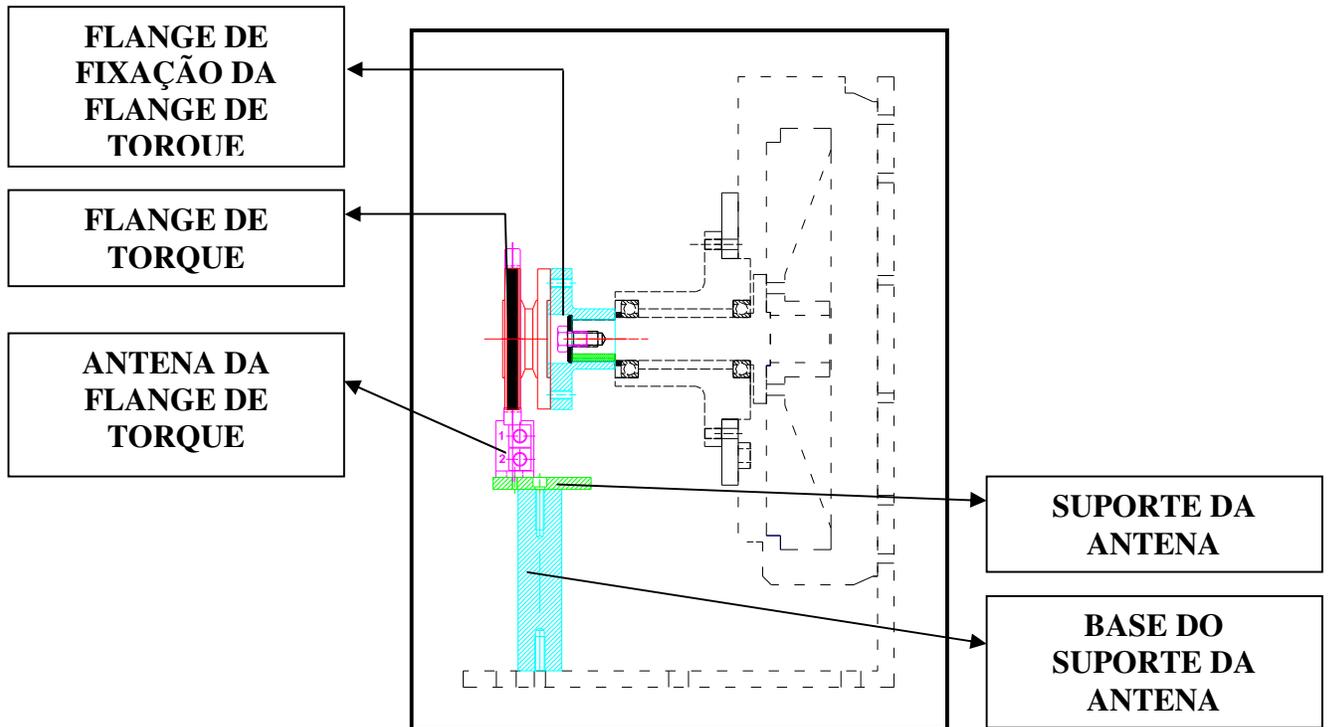


Figura 29: Posicionamento do sistema para obtenção do torque de atrito

Na base sobre rodízios foi preparada uma estrutura para possibilitar a fixação do conjunto para a medição de torque de atrito. Na FIG. 30 é apresentada a base sobre rodízios com o conjunto para a medição de torque instalado.

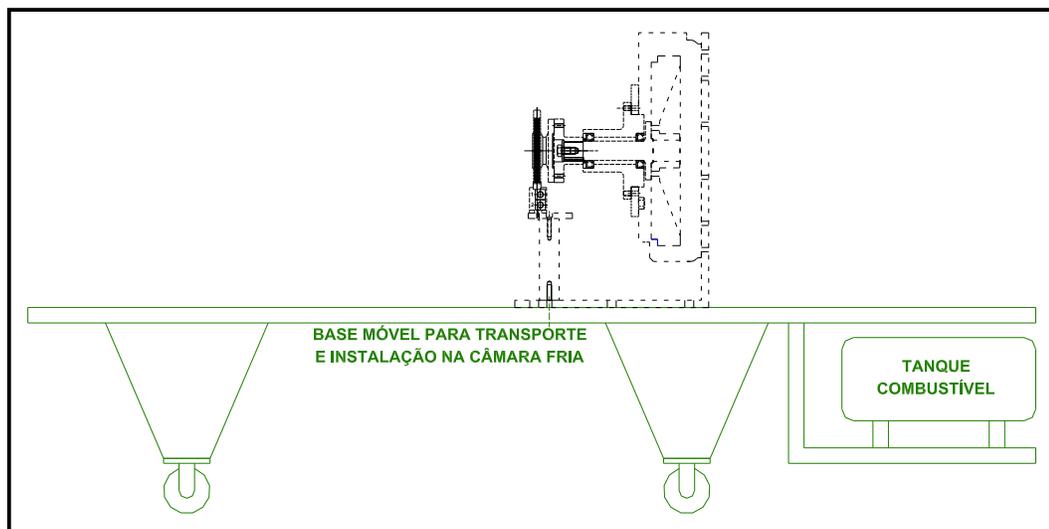


Figura 30: Base sobre rodízios com sistema para medição de torque

A ligação entre mancal e motor foi feita através de um eixo cardan. Para que esta conexão seja possível, foi confeccionada uma flange para ligar o mancal ao cardam e uma flange para ligar o cardam ao motor a ser avaliado. A FIG. 31 são apresentadas as flanges de ligação (em verde).

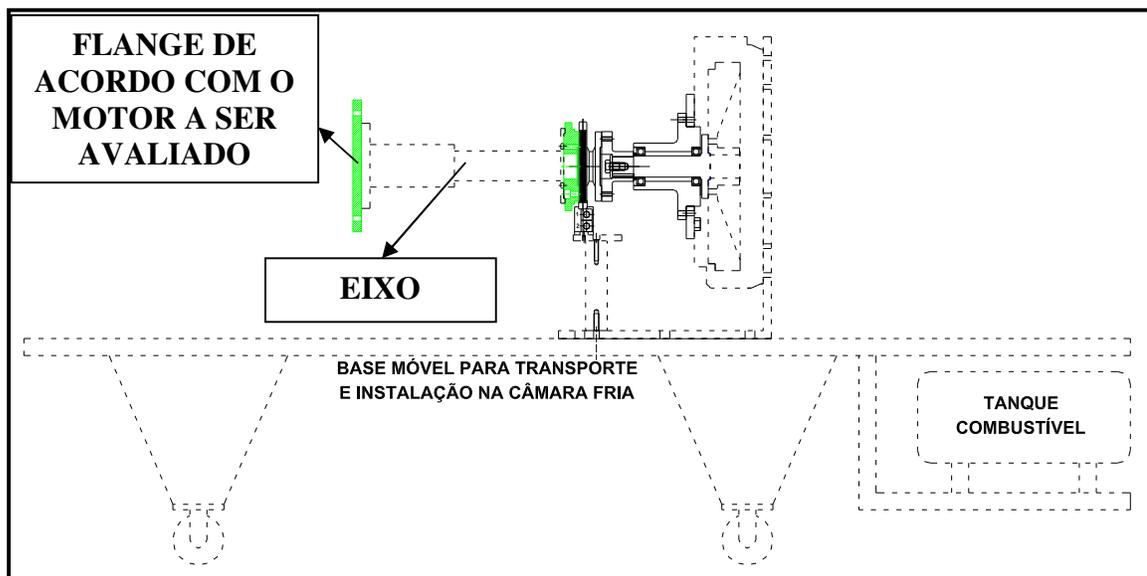


Figura 31: Detalhe das flanges de ligação do eixo cardan

A rotação é obtida através de um sensor magnético instalado na caixa do volante. O acionamento do sistema é realizado através de um botão “*liga/desliga*” localizado no painel de controle do lado de fora da câmara fria.

A energia para o acionamento do sistema é fornecida por meio de 02 baterias de 12V ligadas em série, fornecendo assim 24V ao motor de partida, também posicionadas fora da câmara fria.

Os dados do ensaio são registrados em um equipamento de aquisição instalado fora da câmara fria. Na FIG. 32 é apresentado um esquema do posicionamento do sistema com um motor para avaliação.

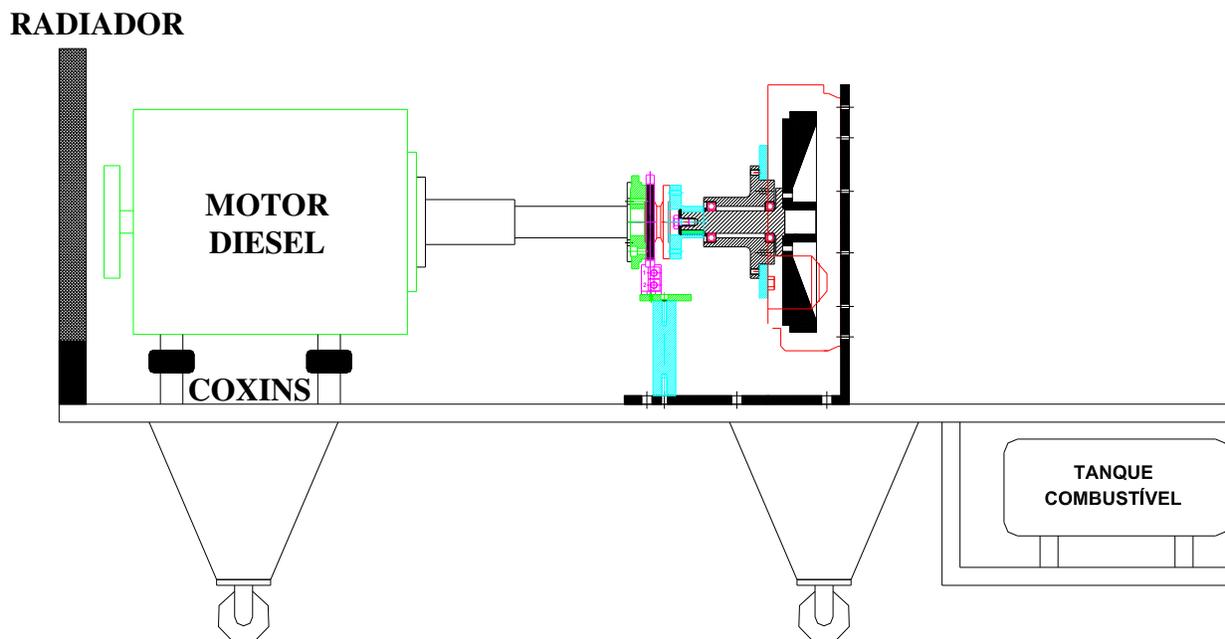


Figura 32: Posicionamento do sistema com um motor para avaliação.

Após a montagem da base móvel com o dispositivo e motor diesel, estes deverão ser posicionados no interior da câmara fria e as variáveis a serem coletadas deverão ser conectadas no equipamento de aquisição. A FIG. 33 apresenta o sistema posicionado no interior câmara fria. A FIG. 34 apresenta o sistema de comando e aquisição de dados.



Figura 33: Posicionamento do sistema na câmara fria

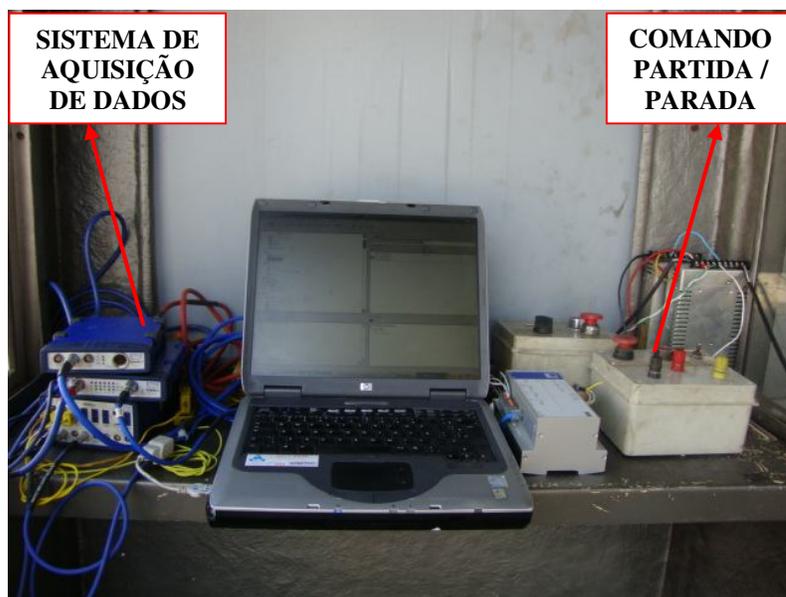


Figura 34: Sistema de comando e aquisição de dados

Após o posicionamento do sistema no interior da câmara fria, a sequência de atividades para a realização do ensaio deverá ser seguida:

- Dar a partida no motor, manter na marcha lenta por 10 minutos e desligar;

- Fechar a câmara fria e regular à temperatura desejada para o ensaio e deixar acondicionando por um período não inferior a 14 horas.

- Ligar o equipamento de aquisição para registro das variáveis e verificar se a temperatura determinada para o ensaio foi atingida bem como se as variáveis a serem coletadas estão sendo visualizadas no equipamento de aquisição;

- Acionar o motor de partida através do comando durante 30s, desligando em seguida;

- Parar a coleta dos dados;

Os ensaios deverão ser realizados nas temperaturas entre  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$ , com incremento de  $5^{\circ}\text{C}$  entre cada medição.

Durante as avaliações a tensão da bateria deverá fornecer uma tensão entre 18V a 24V. No caso de ocorrer alguma falha em alguma destas atividades o ensaio deverá ser interrompido e os dados coletados descartados e a sequência das atividades reiniciada.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Segundo Tom Denton (2000), uma das características utilizadas na seleção de um motor de partida é o torque produzido por este em seu eixo de saída. O torque é convertido em potência pela seguinte relação:

$$P = T * \omega \quad \text{[Equação 4]}$$

Sendo:

P = Potência

T = Torque

$\omega$  = velocidade angular que pode ser obtida pela relação:

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} \quad \text{[Equação 5]}$$

Sendo  $n$  o valor de rotação desenvolvida pelo sistema de partida em questão.

A potência também pode ser obtida através da relação:

$$P = U * i \quad \text{[Equação 6]}$$

Sendo:

U = Diferença de potencial ou tensão elétrica

i = corrente elétrica

Nas FIG. 35, 36, 37,38 e 39 são mostrados os dados coletados relevantes para o estudo nas diferentes temperaturas ensaiadas na câmara fria, sendo estes: rotação em [rpm], torque de atrito em [Nm], corrente de partida em [A] e tensão de partida em [V].

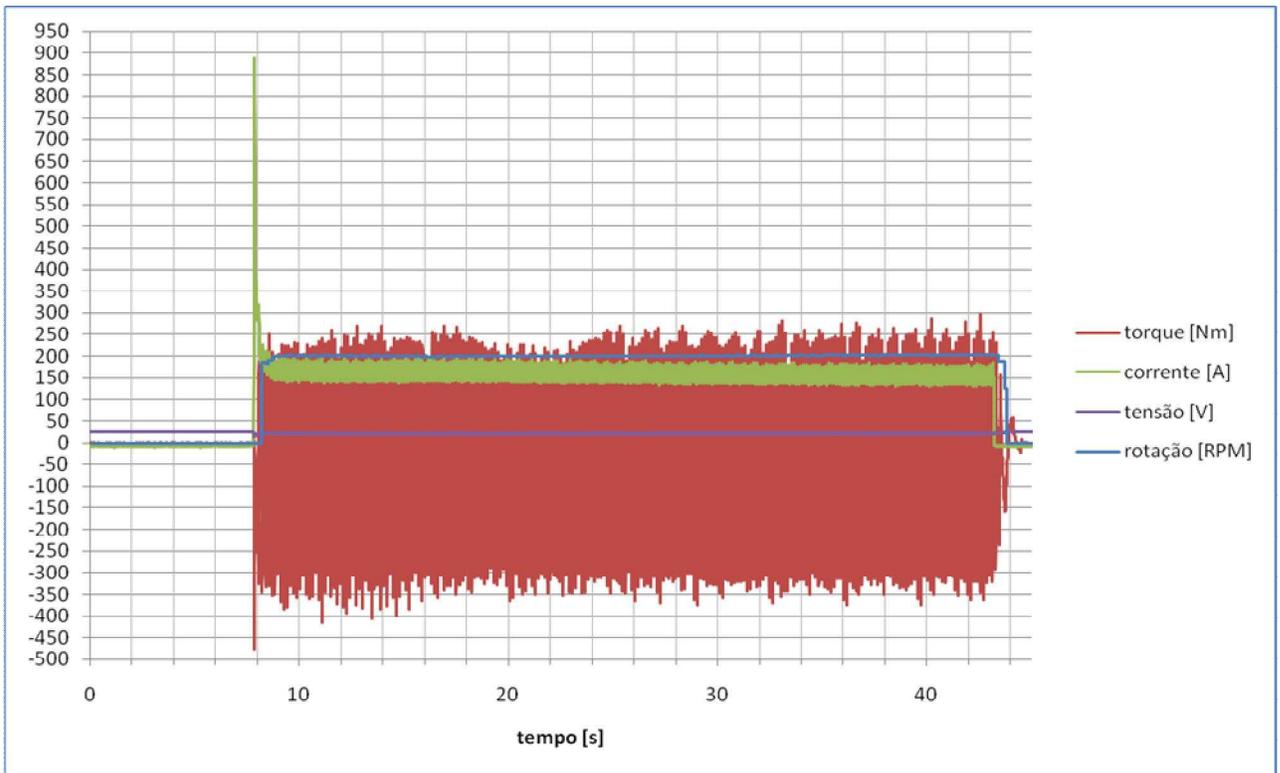


Figura 35: Medição de torque na partida a 0°C

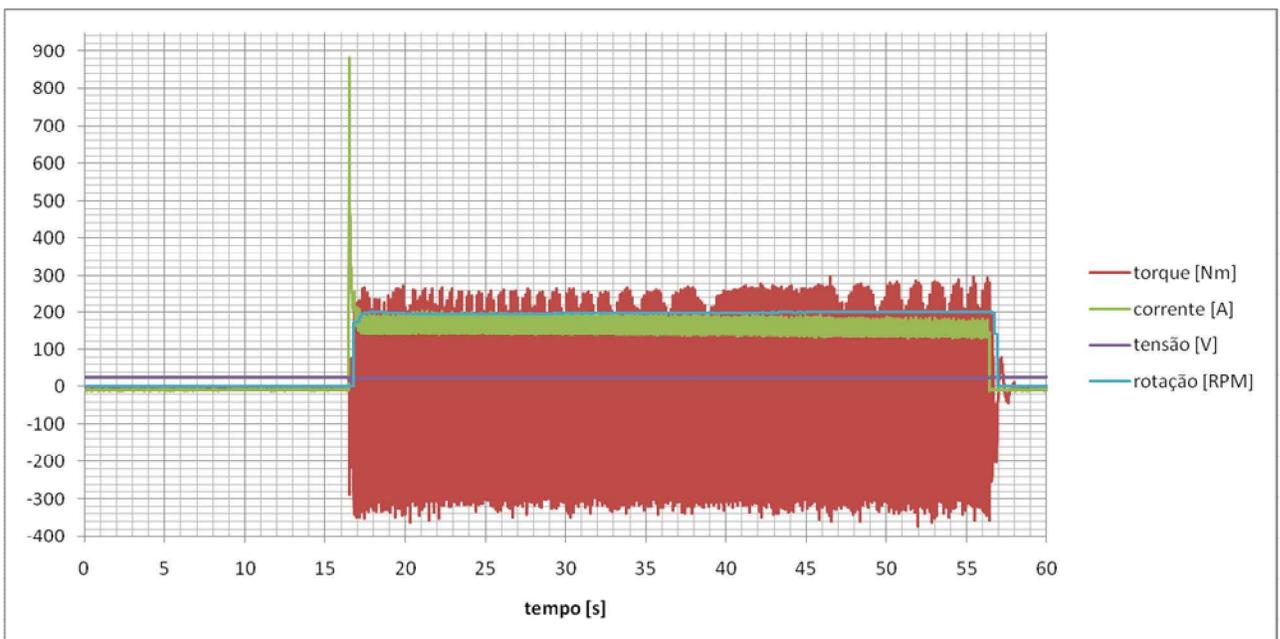


Figura 36: Medição de torque na partida a -5°C

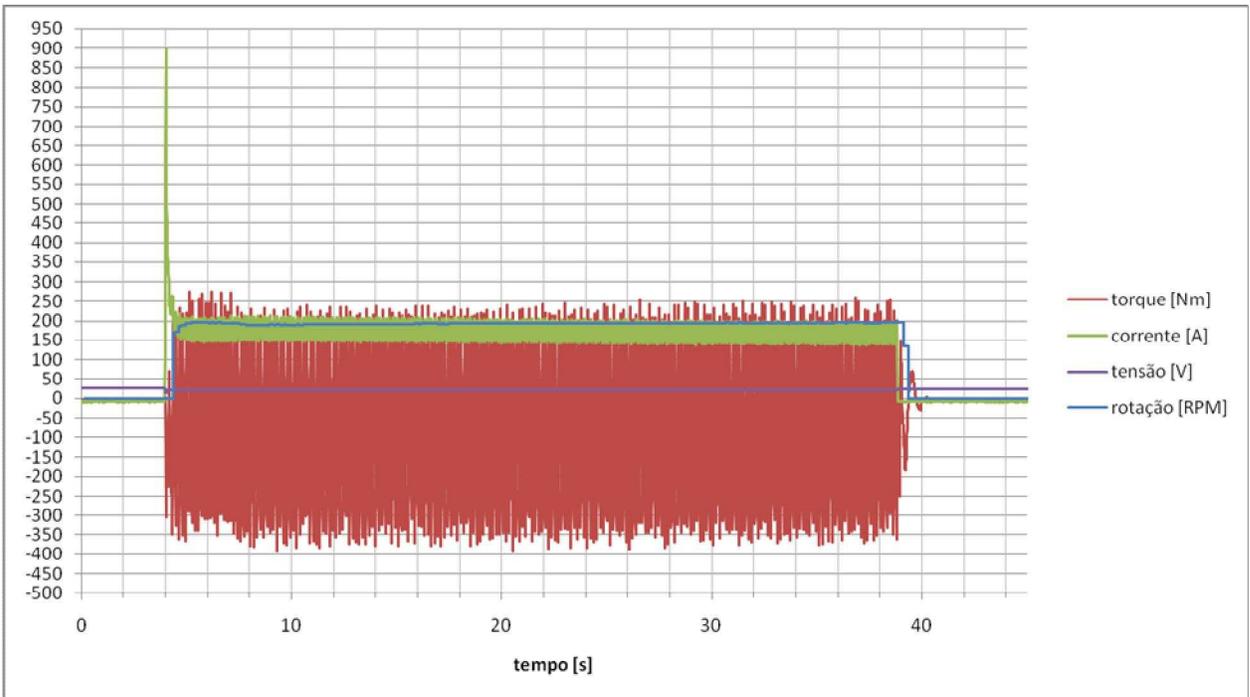


Figura 37: Medição de torque na partida a  $-10^{\circ}\text{C}$

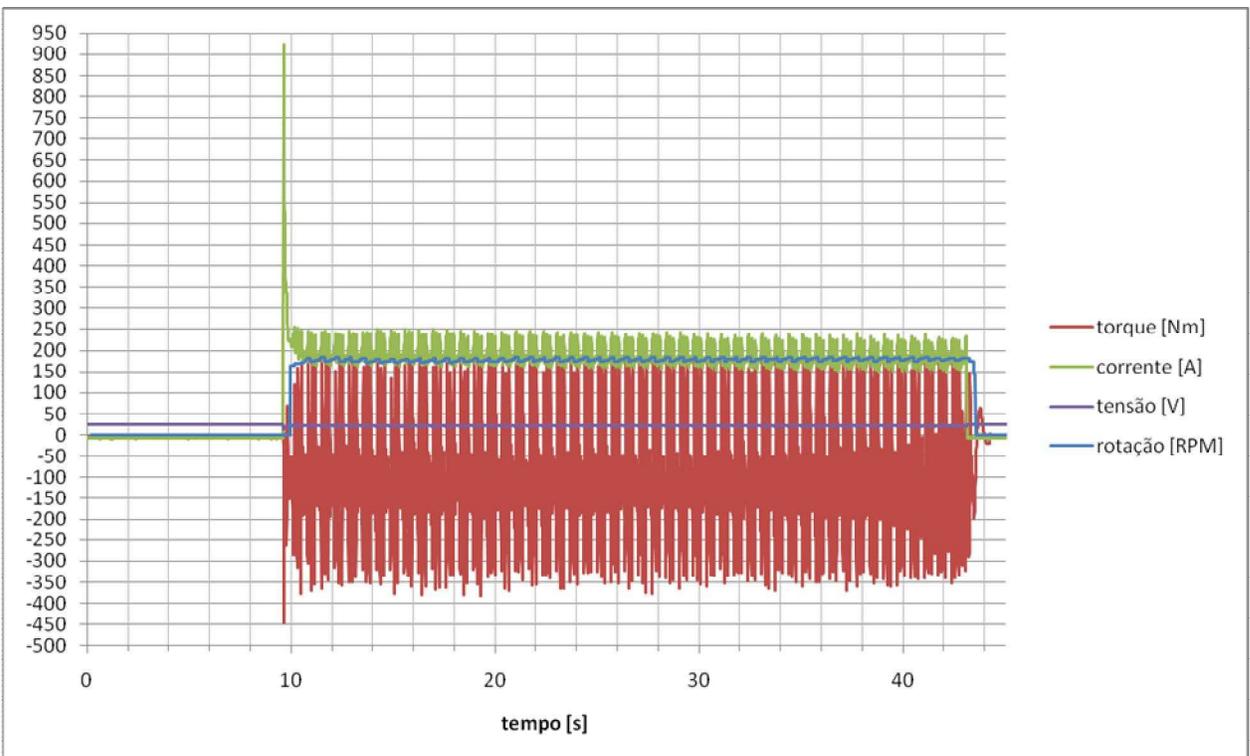


Figura 38: Medição de torque na partida a  $-15^{\circ}\text{C}$

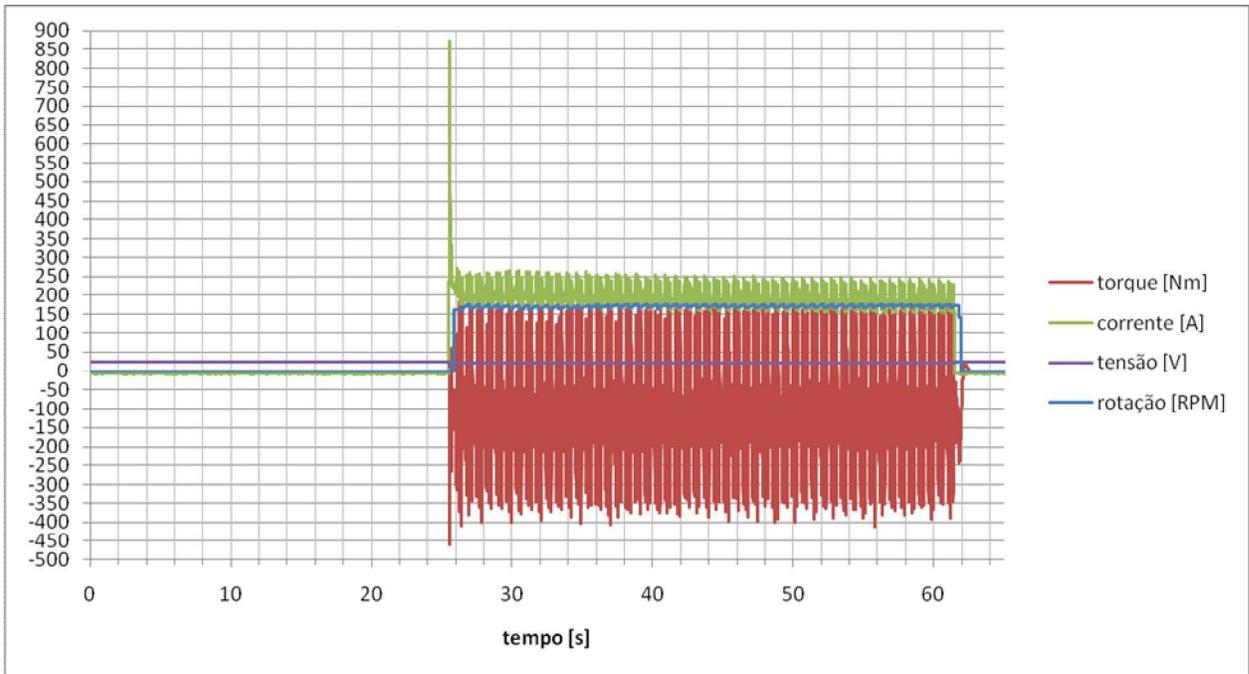


Figura 39: Medição de torque na partida a -20°C

É possível observar que a solicitação de torque do motor diesel na partida tem um comportamento cíclico, com valores positivos e negativos de torque. Isto se deve ao processo de funcionamento do motor, com ciclos de compressão e exaustão, descritos e ilustrados no Capítulo 2. Sendo assim, optou-se por calcular o valor “*RMS*” para que seja possível trabalhar apenas com valores positivos, necessários para o cálculo da potência mecânica.

Para o cálculo do torque “*RMS*” foi considerado o trecho após o transiente de partida e seguindo a fórmula:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2}{N}} \quad [\text{Equação 7}]$$

Sendo:

$x$  = Amostras coletadas

$N$  = Quantidade de amostras coletadas

Para cada ciclo de torque, com valores positivos e negativos de torque, foram considerados para o cálculo do valor “*RMS*”, sendo em média 25 amostras por ciclo.

Foram considerados 30s de partida, conforme descrito no Capítulo 3. Nos gráficos das FIG. 40, 41, 42, 43 e 44 são apresentados os trechos considerados para cada medição e os valores “RMS” calculados.

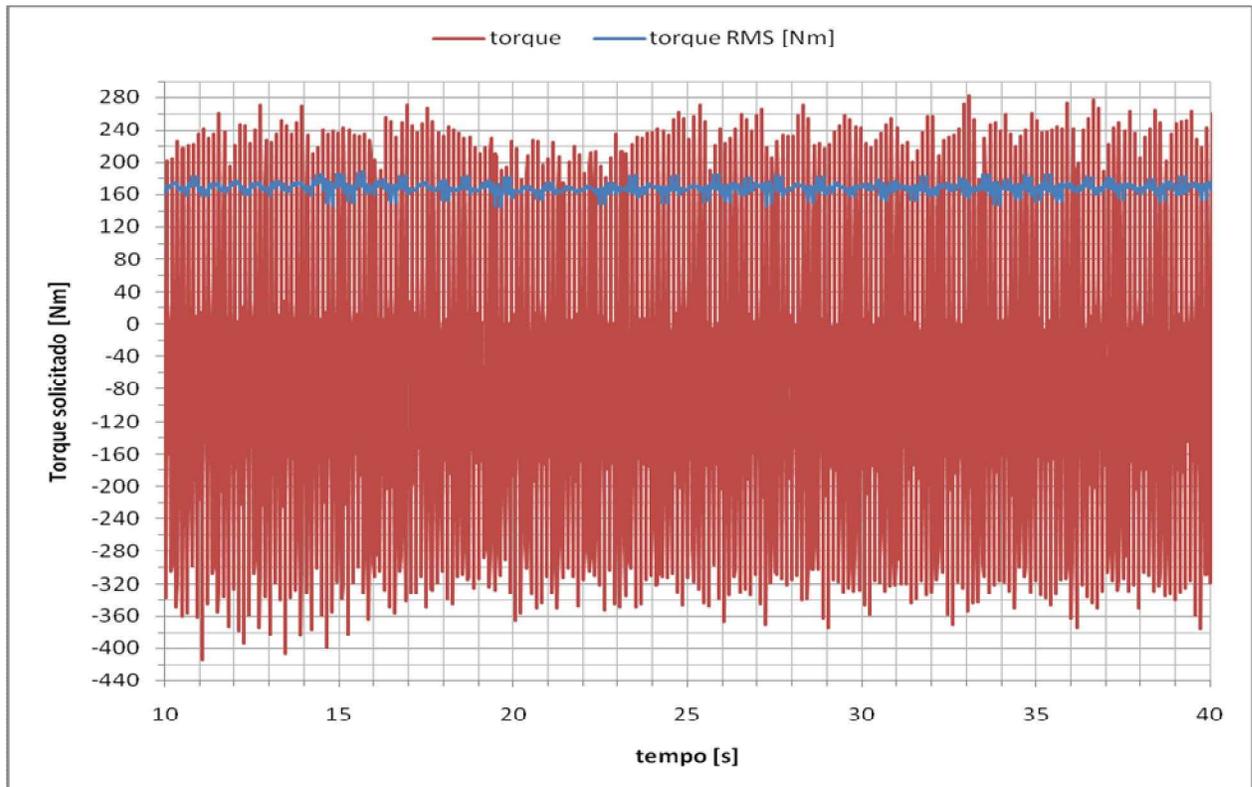


Figura 40: Torque RMS na partida a 0°C

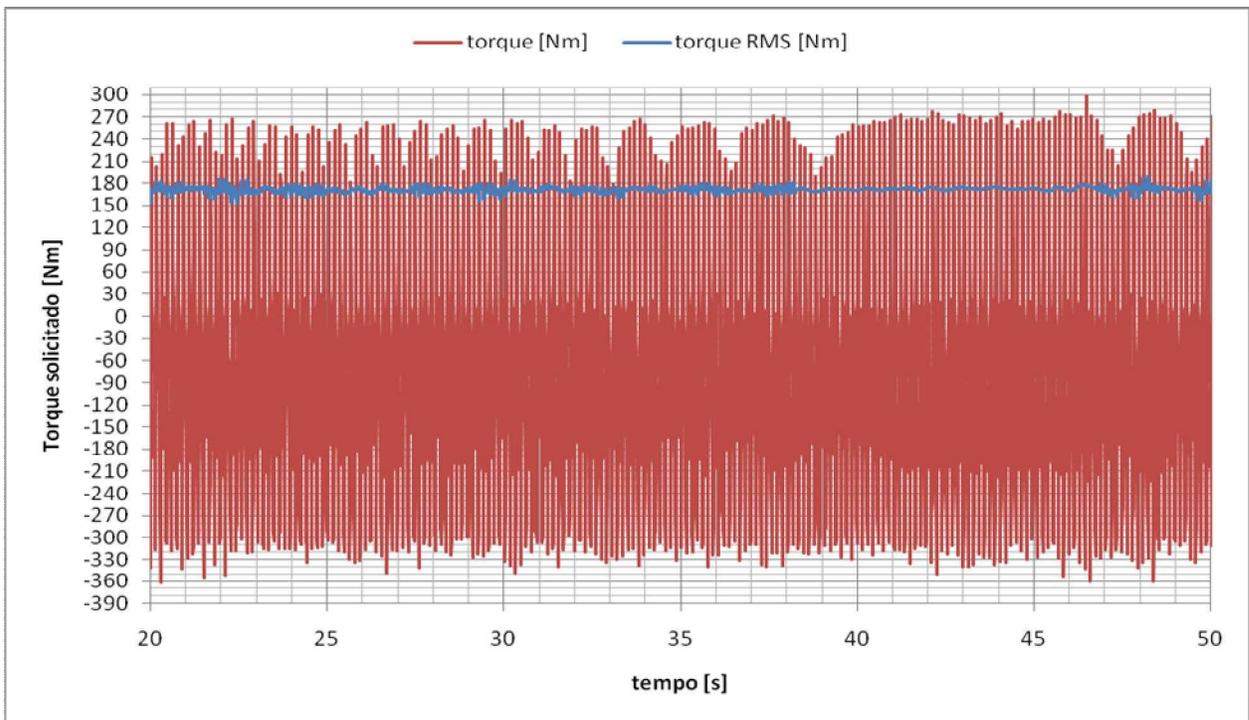


Figura 41: Torque RMS na partida a  $-5^{\circ}\text{C}$

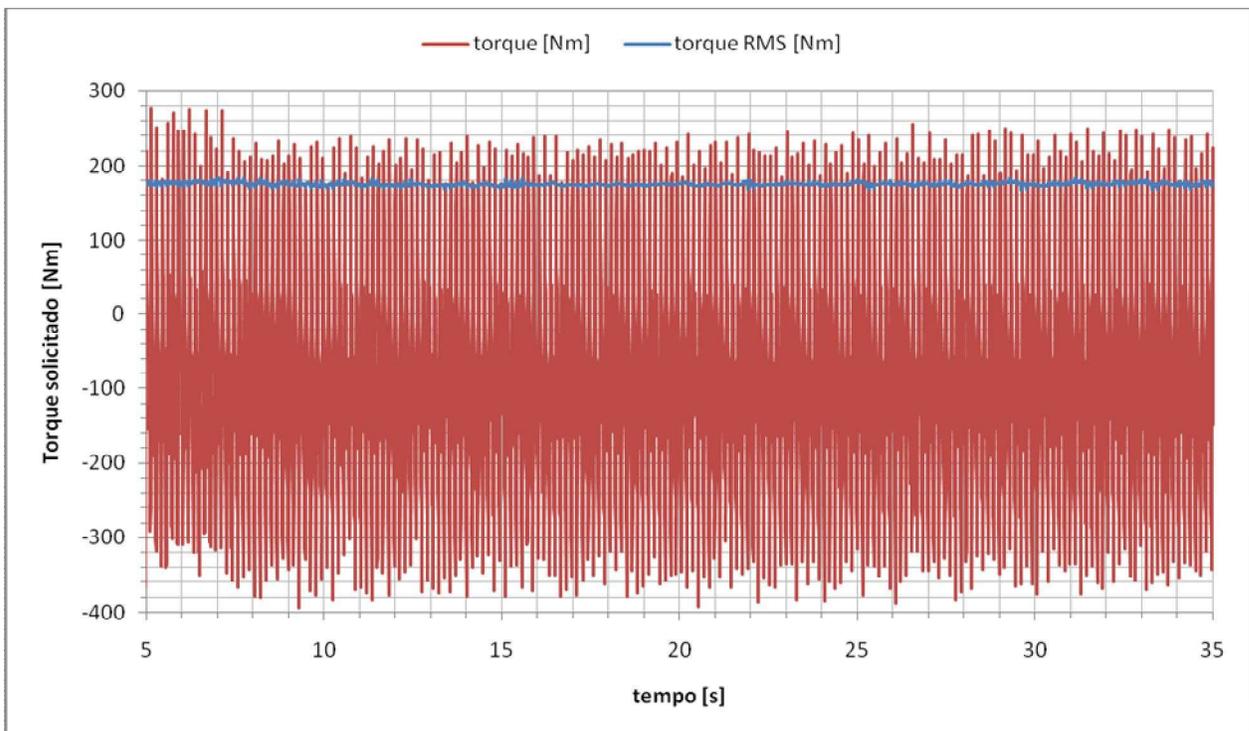


Figura 42: Torque RMS na partida a  $-10^{\circ}\text{C}$

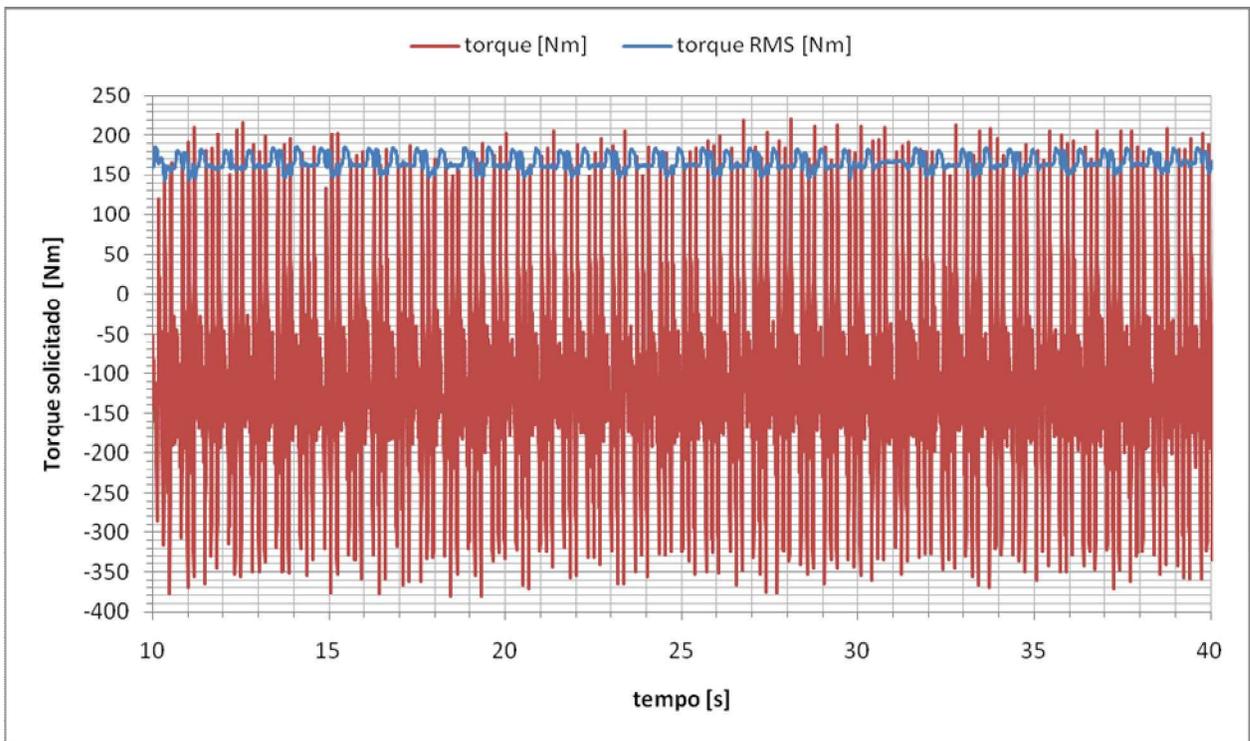


Figura 43: Torque RMS na partida a -15°C

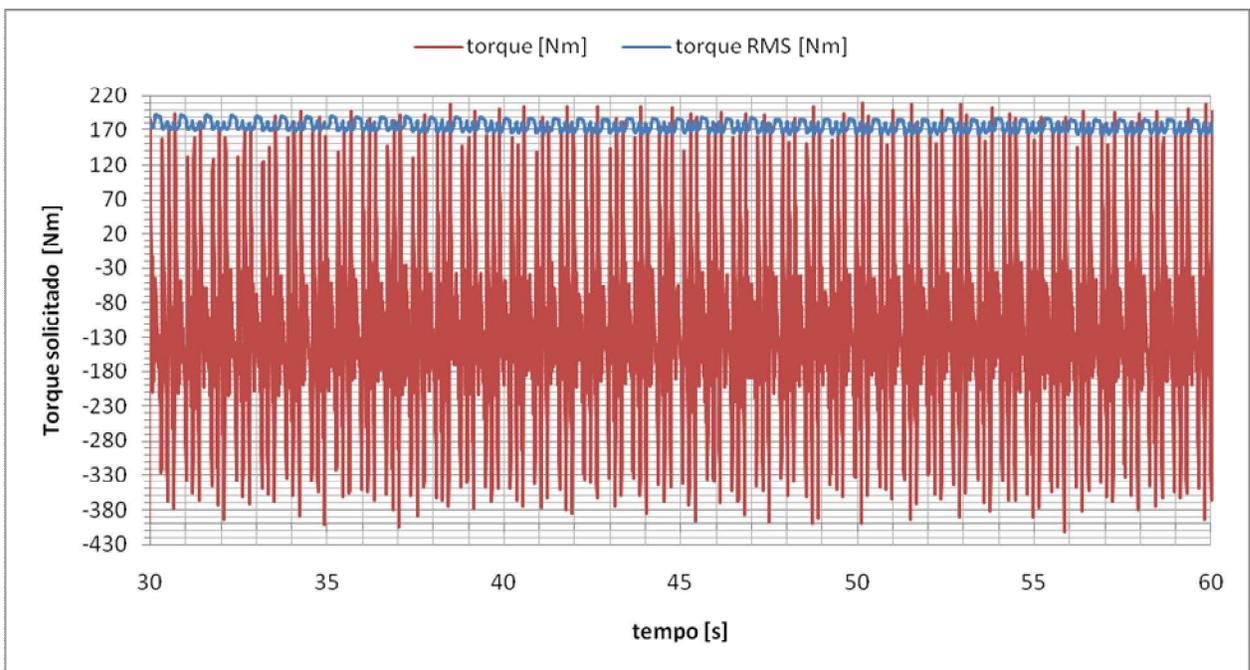


Figura 44: Torque RMS na partida a -20°C

O valor do torque RMS calculado é mostrado em detalhe nas FIG. 45,46,47,48 e 49 assim como a linha de tendência indicada através da média móvel para cada medição.

Através destas linhas de tendências, é possível observar que há uma leve inclinação no início de cada medição devido à inércia do sistema. É possível observar também que o torque solicitado aumenta, modestamente, a medida que a temperatura diminui.

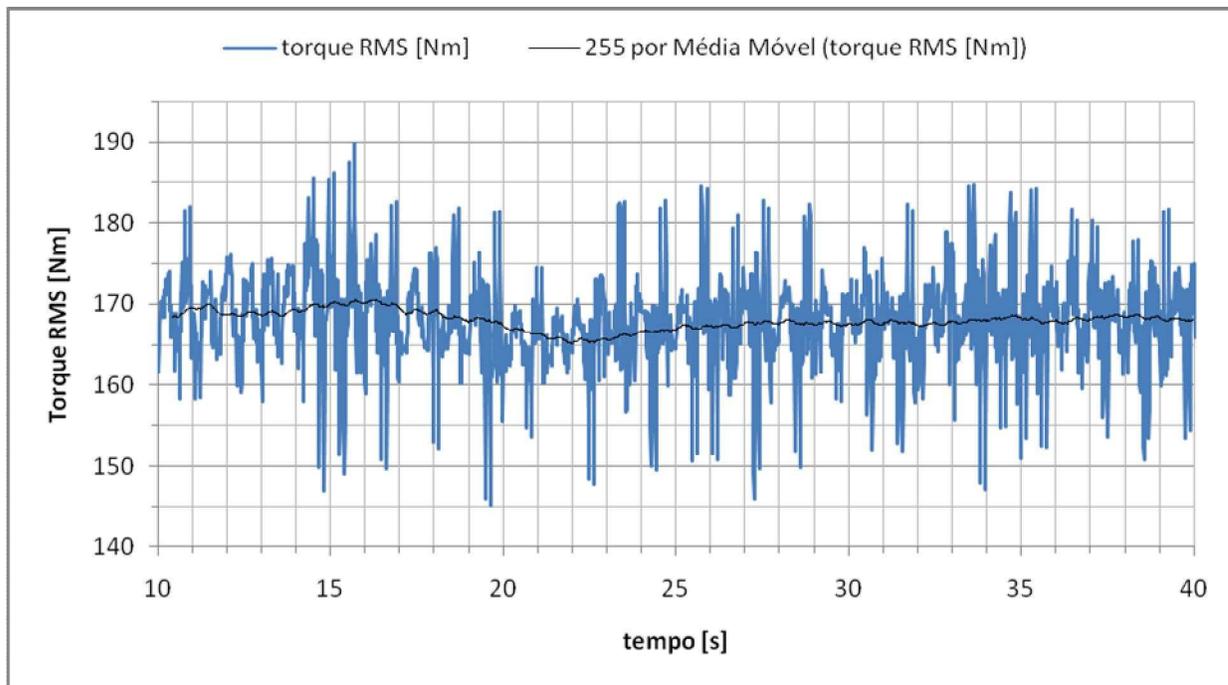


Figura 45: Tendência do torque RMS na partida a 0°C

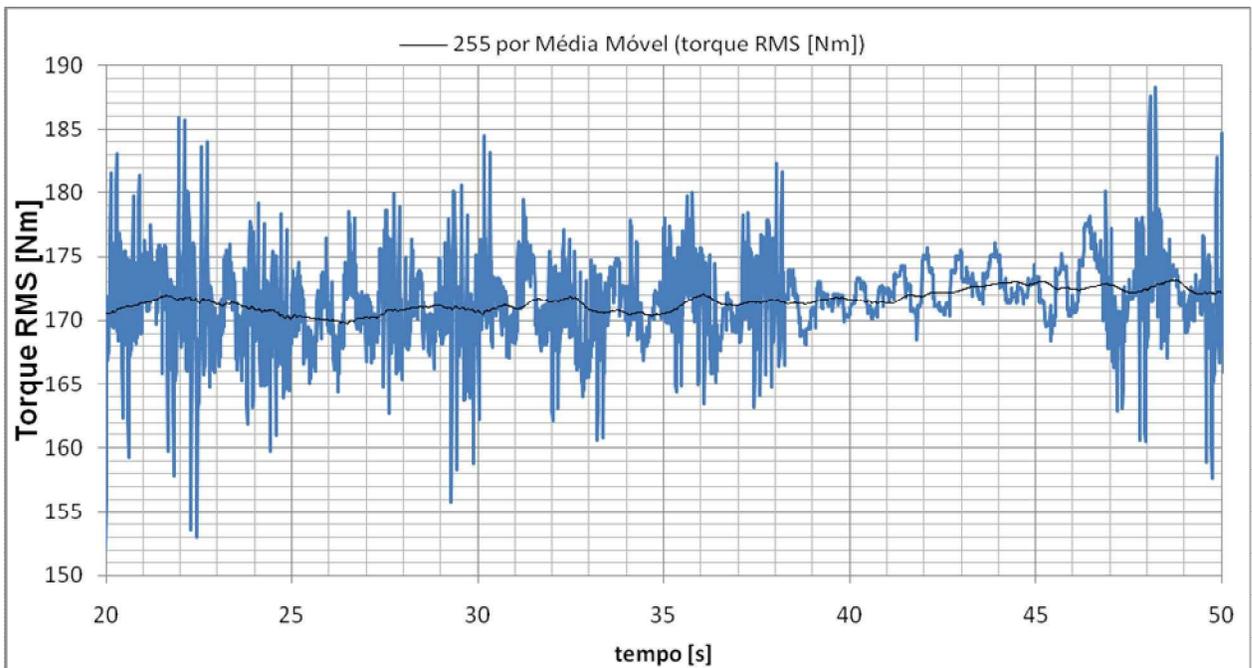


Figura 46: Tendência do torque RMS na partida a  $-5^{\circ}\text{C}$

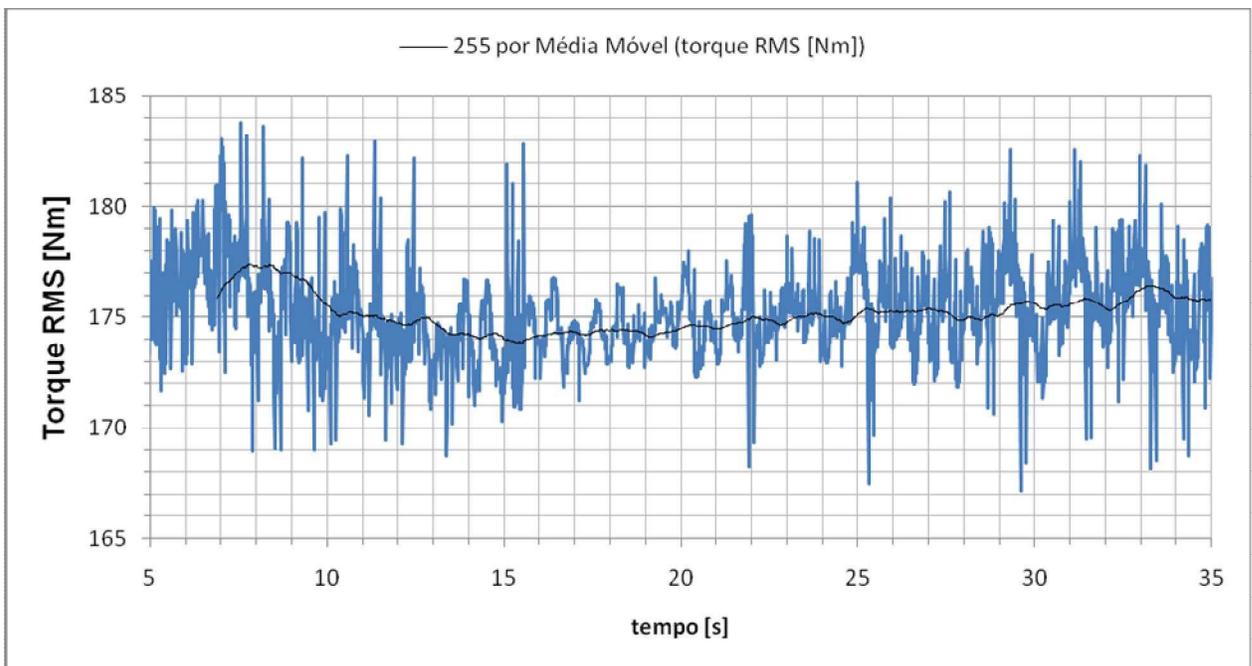


Figura 47: Tendência do torque RMS na partida a  $-10^{\circ}\text{C}$

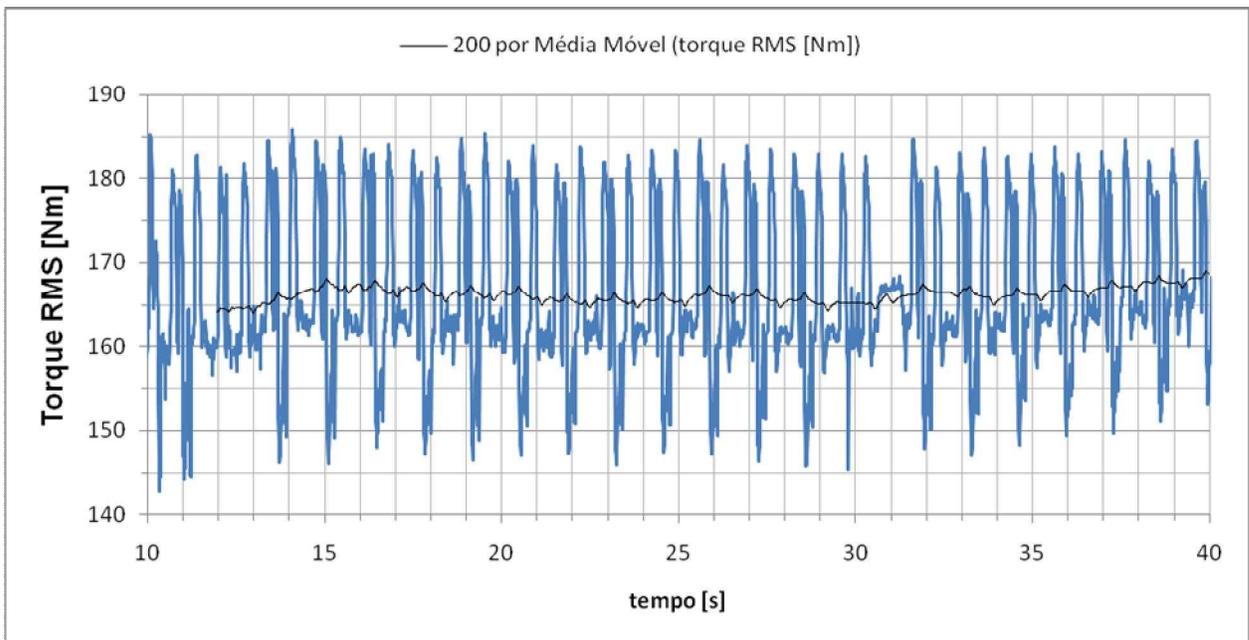


Figura 48: Tendência do torque RMS na partida a -15°C

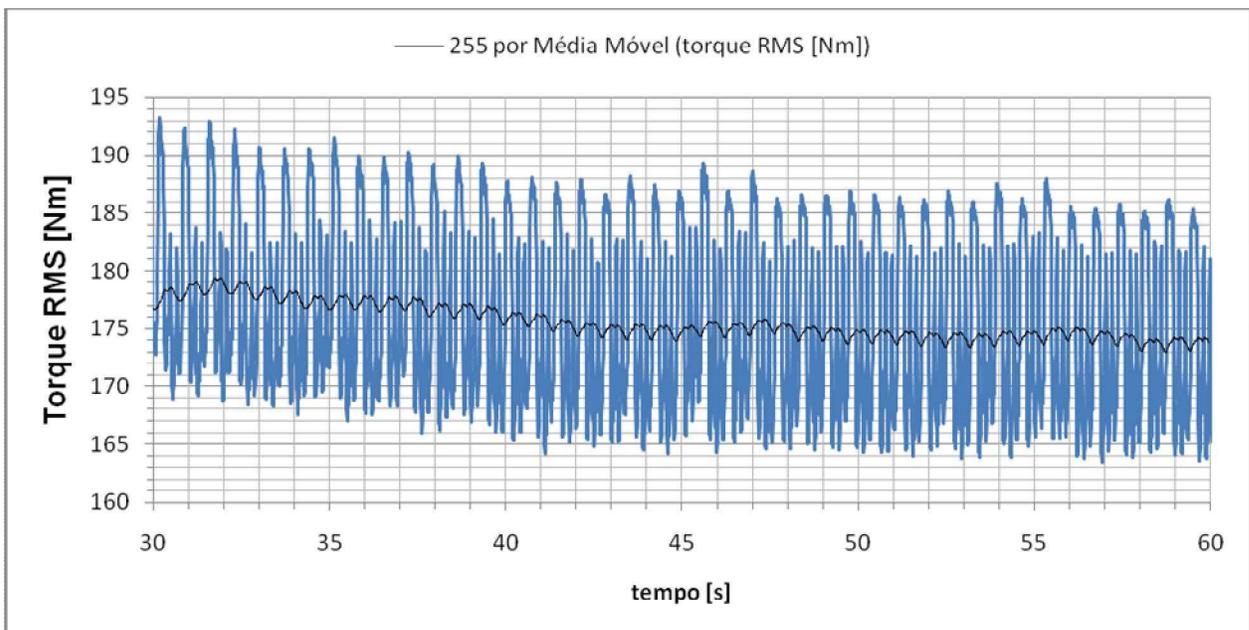


Figura 49: Tendência do torque RMS na partida a -20°C

Através destas medições foi possível calcular a potência mecânica, através das equações descritas em [4] e [5], conforme pode ser observado nos gráficos nas FIG. 50, 51, 52, 53 e 54.

É possível observar, através da linha de tendência (em preto) aplicada nos gráficos, que no decorrer da medição há uma inclinação crescente na potência.

Isso se deve a alguns fatores como a inércia do motor, pela circulação de óleo entre as partes móveis, do leve aumento da temperatura interna do motor devido à fase de compressão nos cilindros, entre outras; diminuindo o atrito do motor e assim ocorrendo um leve aumento na rotação o que por conseqüência gera a um aumento na potência mecânica, conforme expresso nas equações [4] e [5].

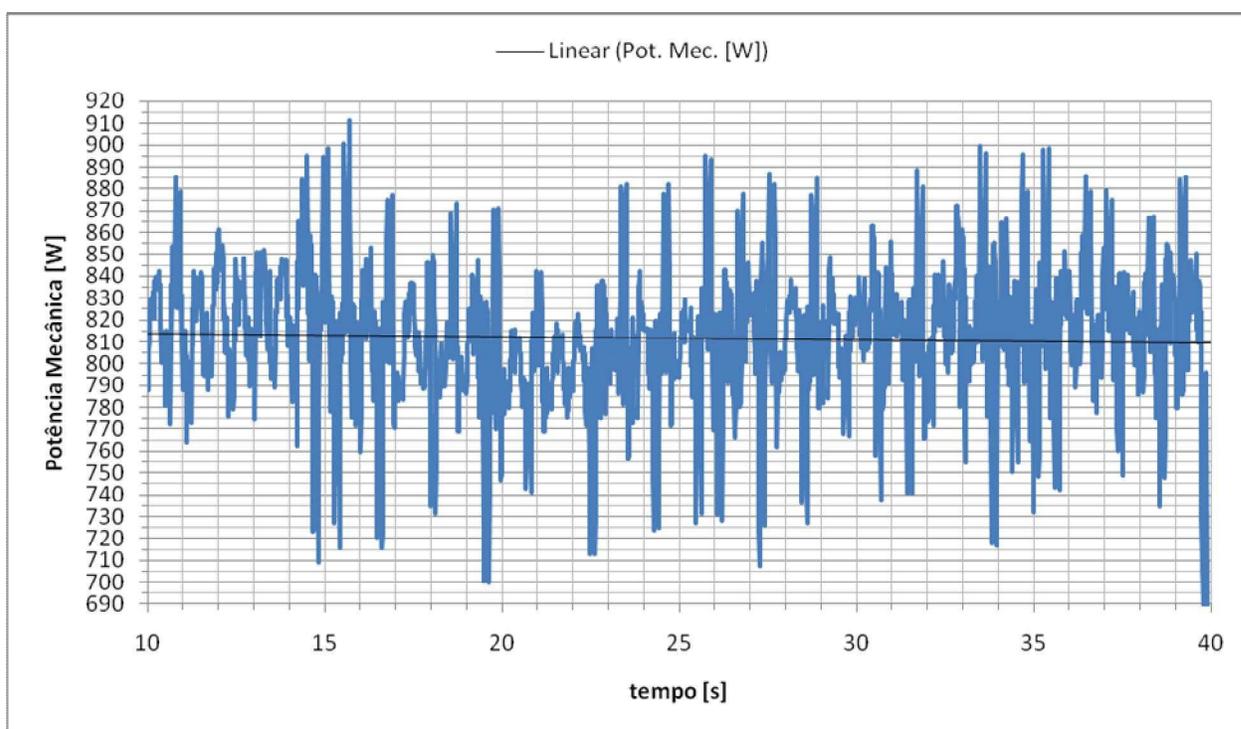


Figura 50: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos a 0°C

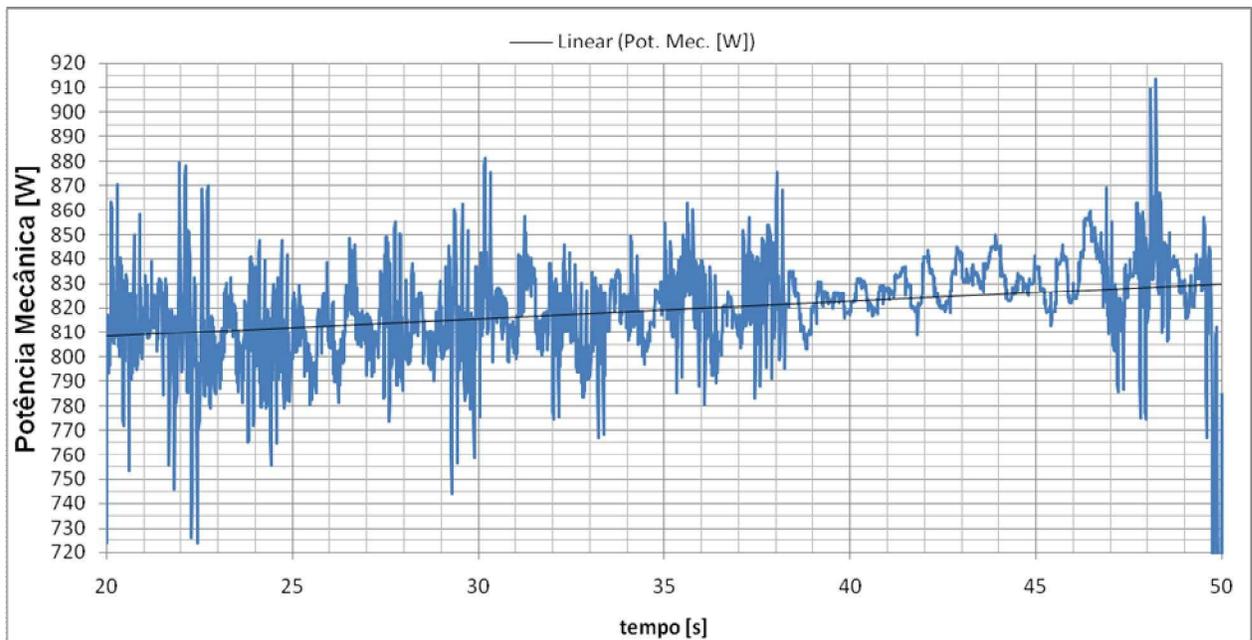


Figura 51: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -5°C

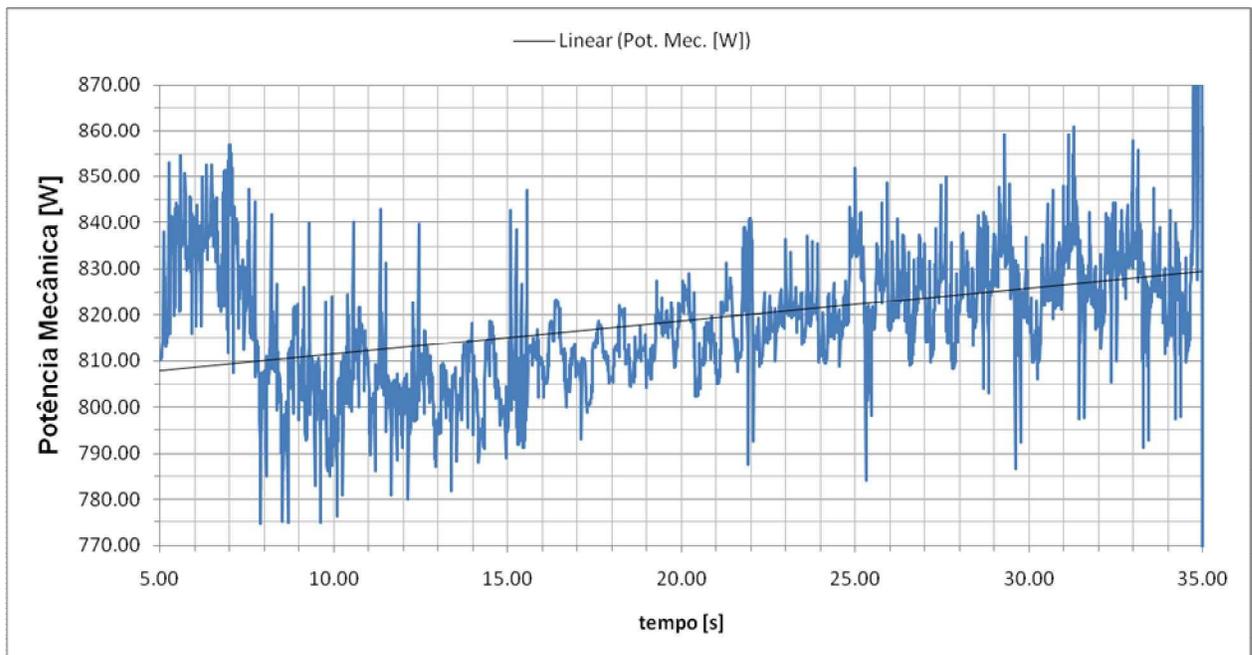


Figura 52: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à -10°C

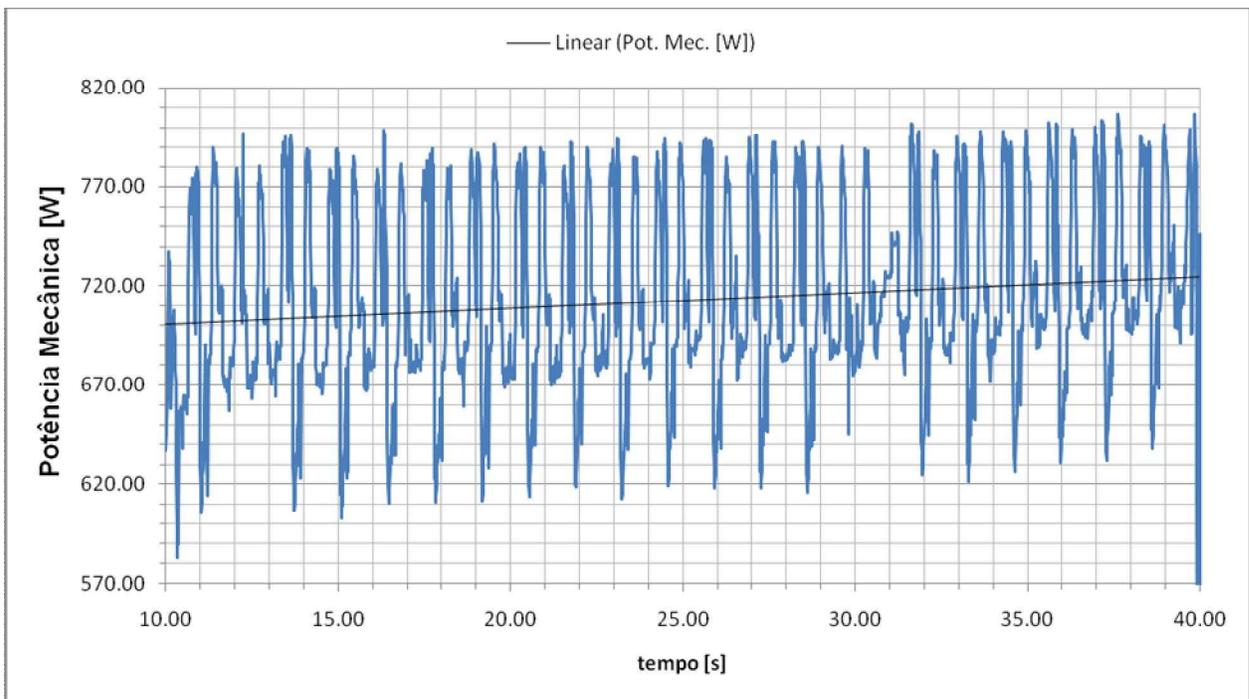


Figura 53: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à  $-15^{\circ}\text{C}$

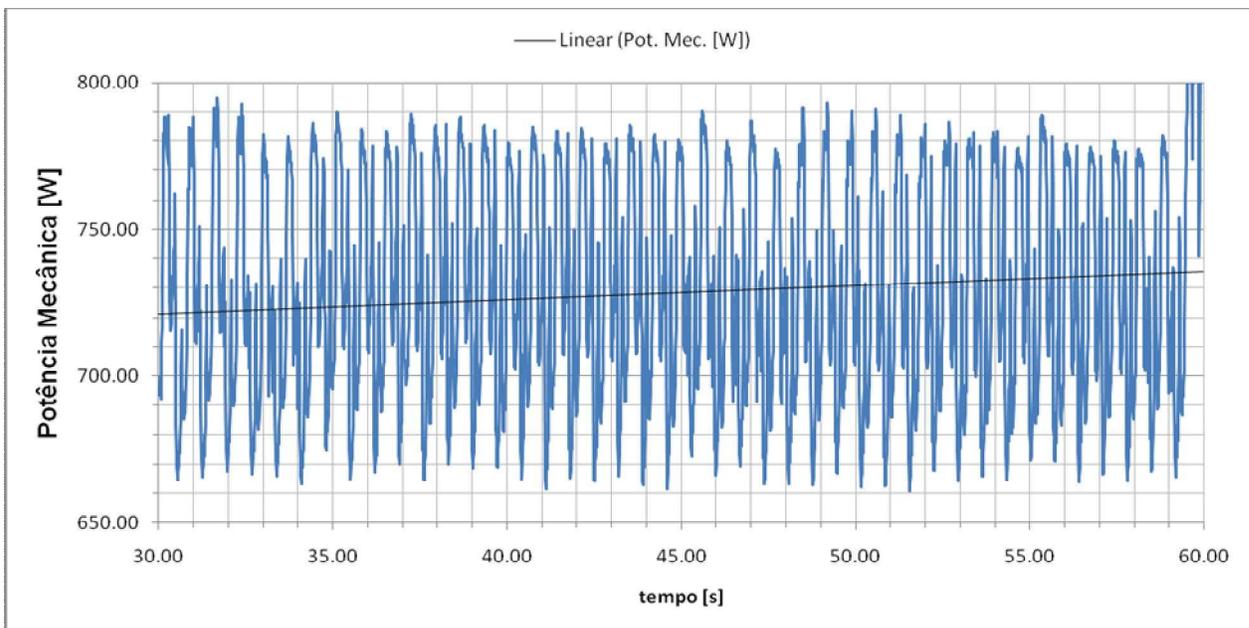


Figura 54: Potência mecânica calculada a partir dos dados medidos à  $-20^{\circ}\text{C}$

Este aumento na rotação no decorrer da medição em cada temperatura pode ser observado nos gráficos das FIG. 55, 56, 57, 58 e 59.

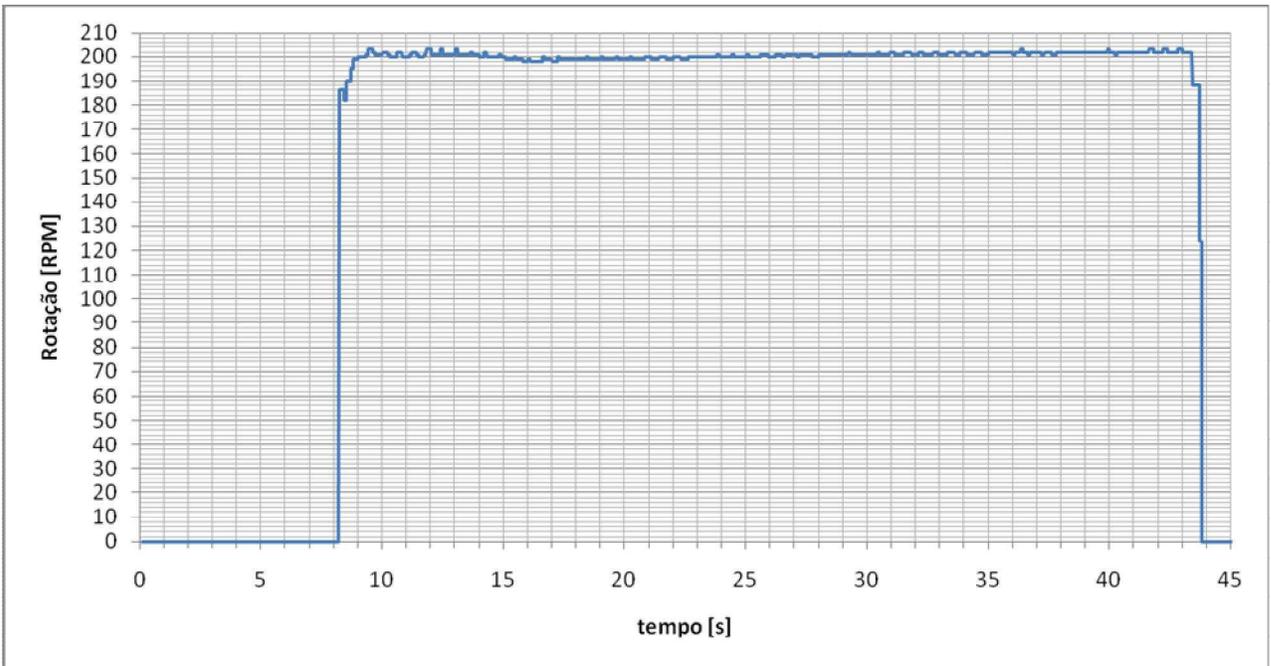


Figura 55: Rotação do motor diesel a 0°C

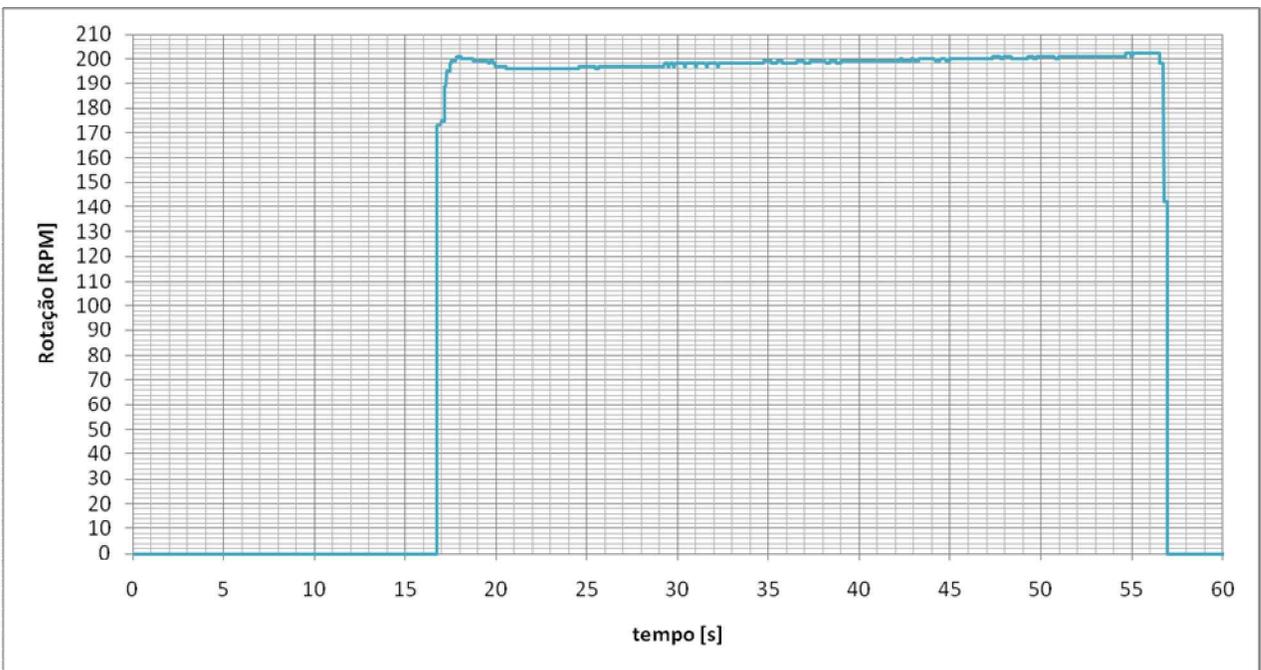


Figura 56: Rotação do motor diesel à -5°C

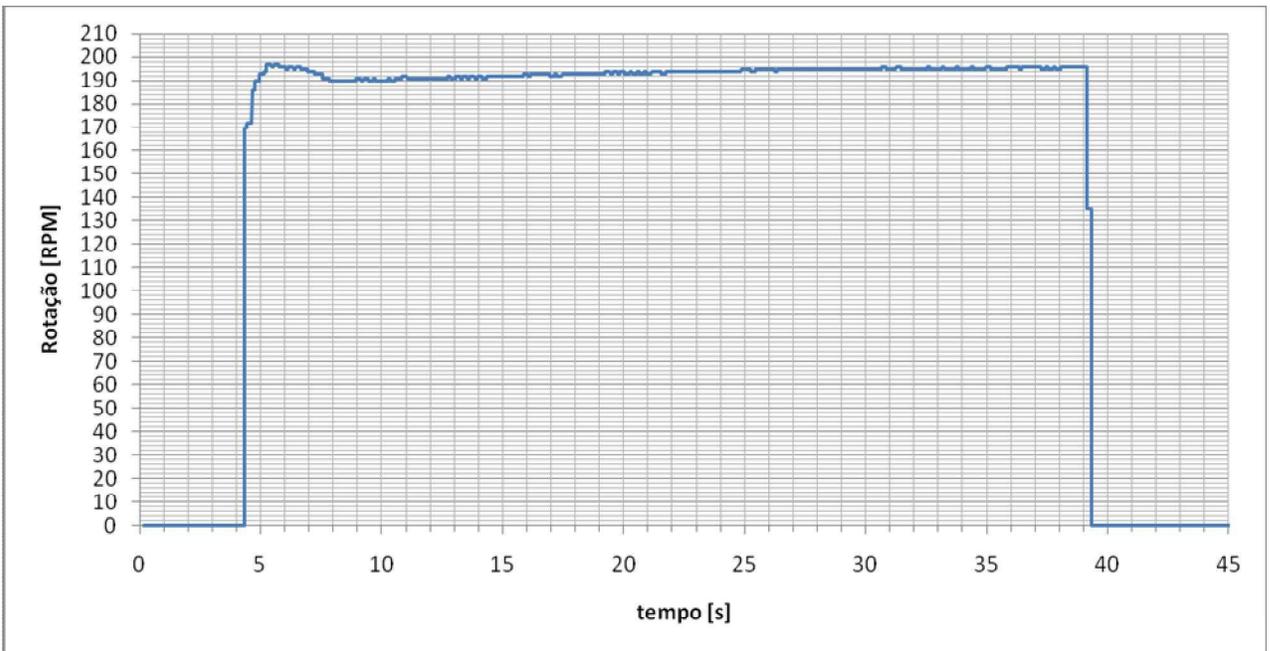


Figura 57: Rotação do motor diesel à -10°C

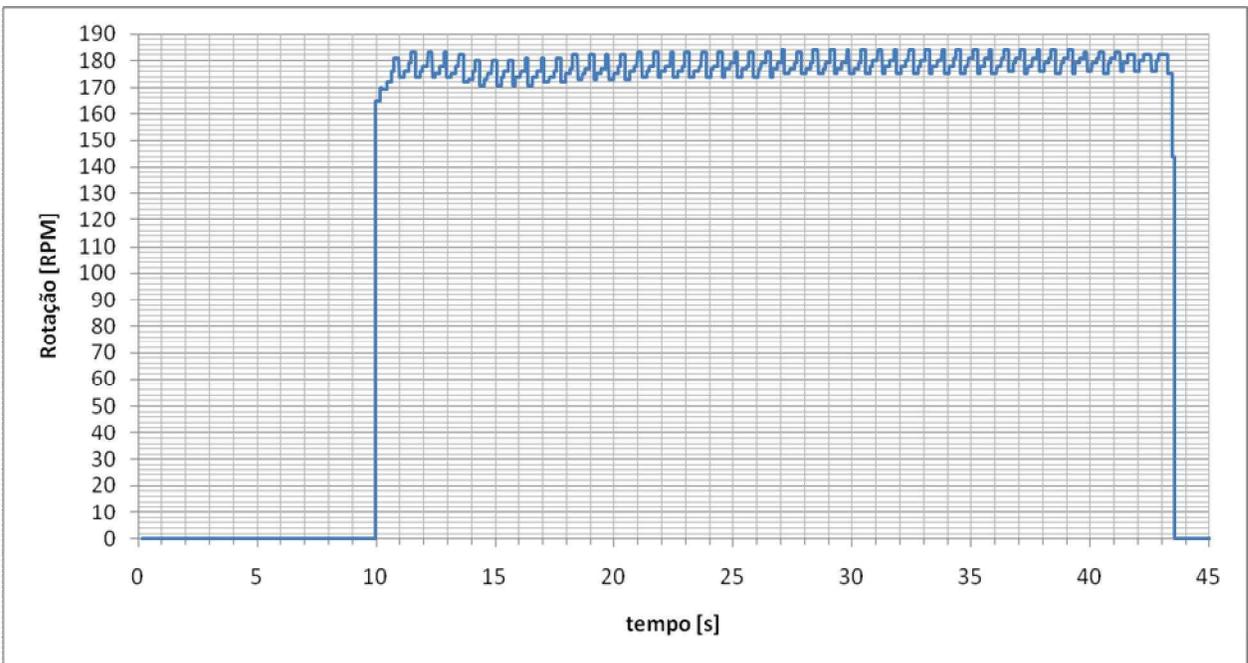


Figura 58: Rotação do motor diesel à -15°C

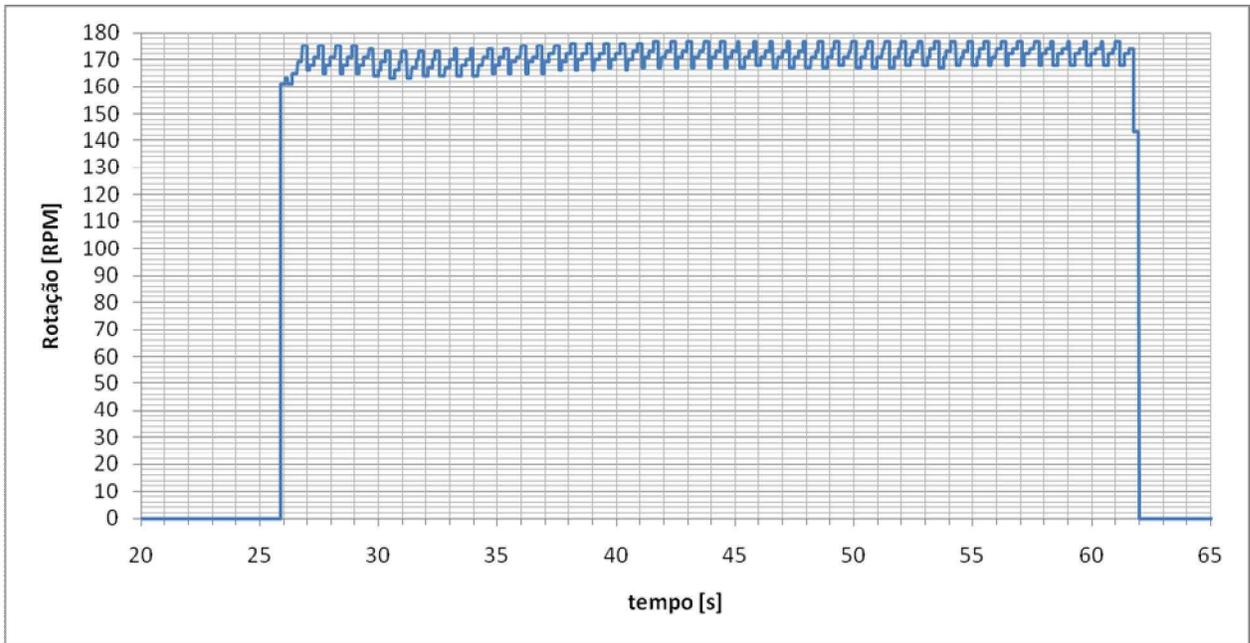


Figura 59: Rotação do motor diesel à -20°C

Através destas medições também foi possível calcular a potência elétrica, através da equação descrita em [6], conforme pode ser observado nos gráficos nas FIG. 60, 61, 62, 63 e 64. É possível observar, através da linha de tendência (em preto) aplicada nos gráficos, que no decorrer da medição há uma inclinação decrescente na potência.

Isso se deve a alguns fatores como a inércia do motor, pela circulação de óleo entre as partes móveis, do leve aumento da temperatura interna do motor devido à fase de compressão nos cilindros, entre outras; citadas anteriormente para a potência mecânica e diminuindo o atrito do motor, porém agindo de maneira oposta, gerando uma leve diminuição da corrente solicitada pelo motor de partida no decorrer da medição o que por consequência gera uma diminuição na potência elétrica.

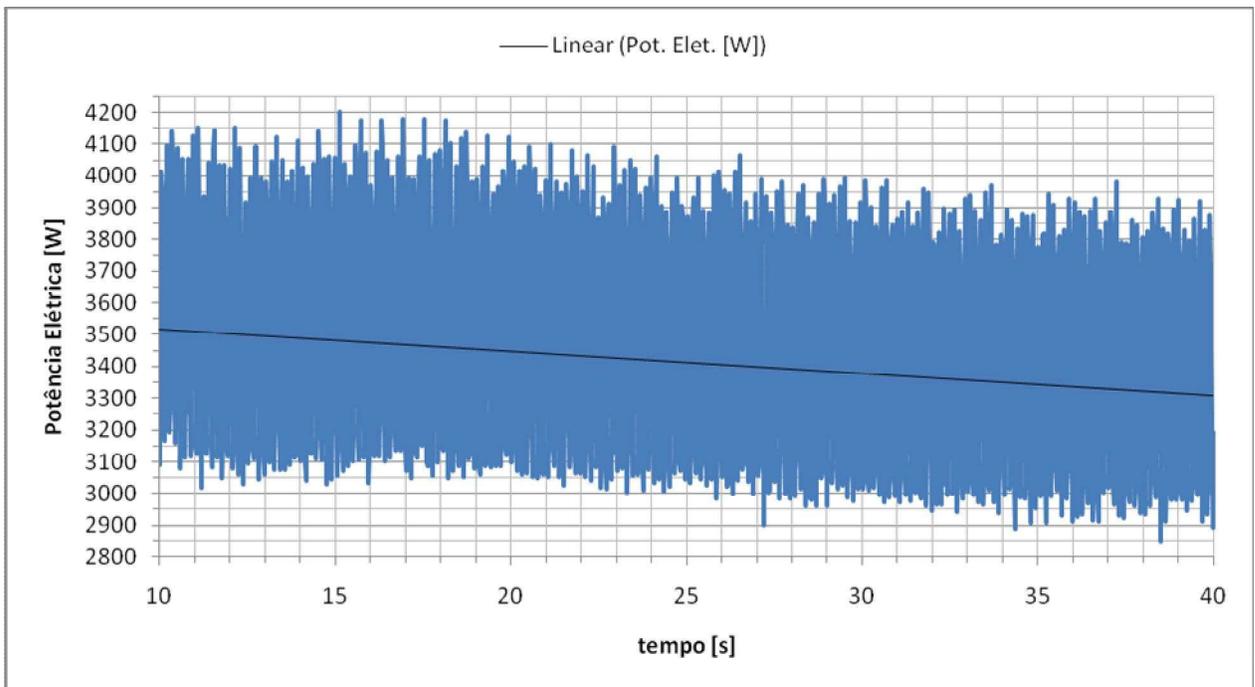


Figura 60: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a 0°C

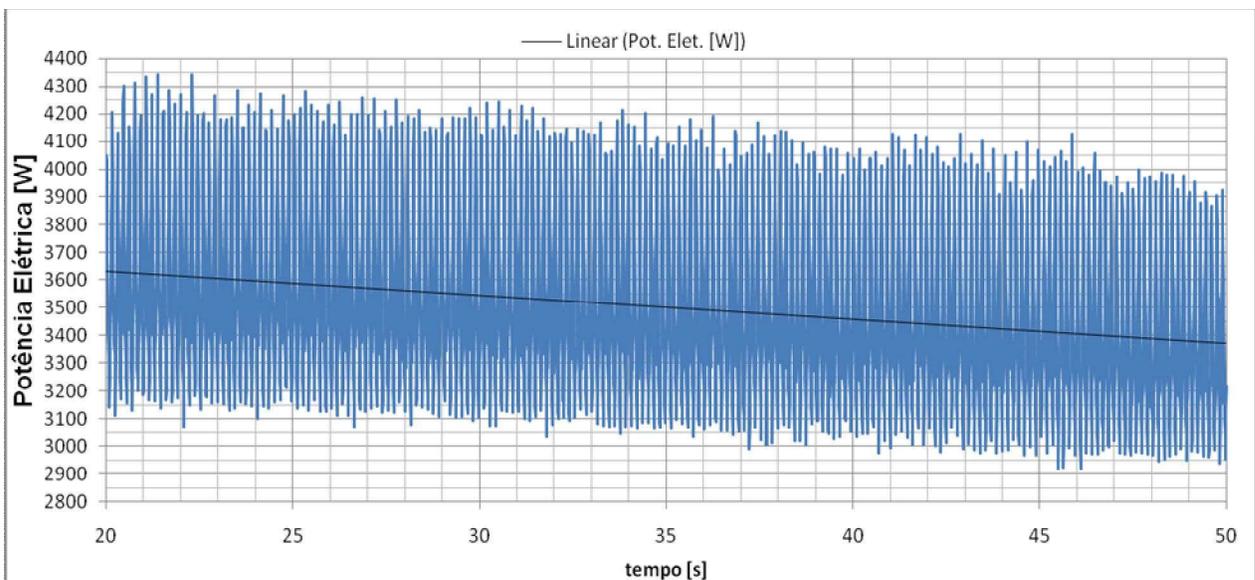


Figura 61: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -5°C

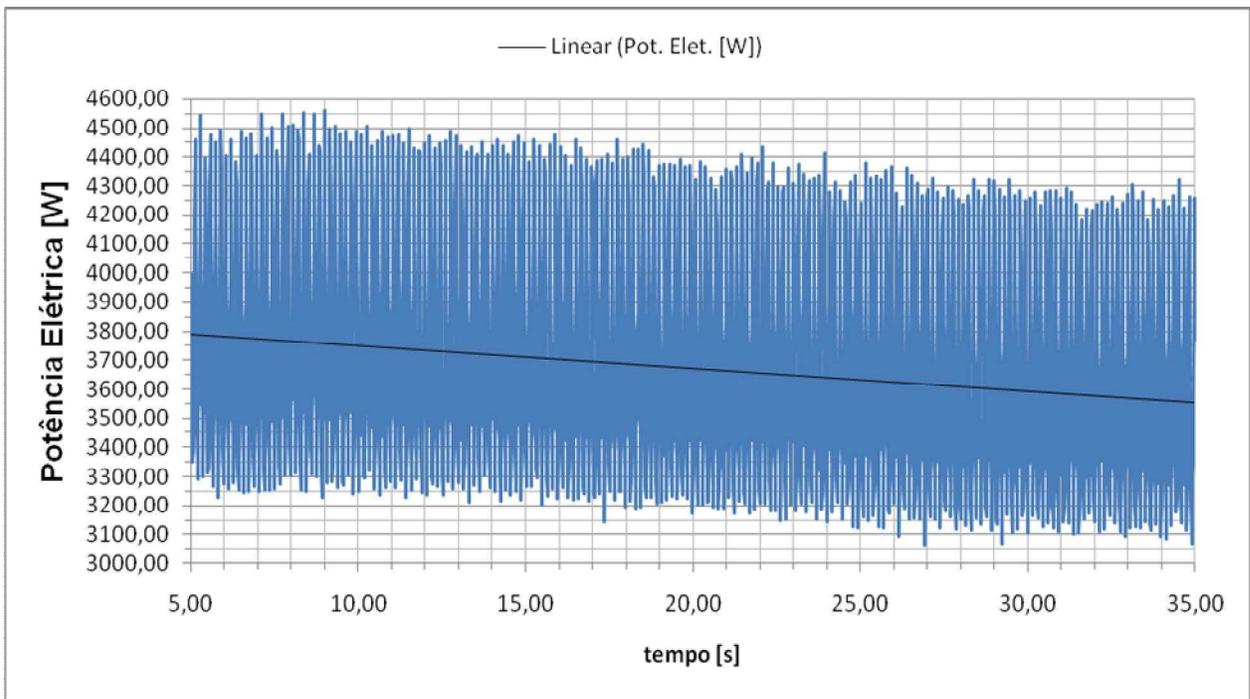


Figura 62: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a  $-10^{\circ}\text{C}$

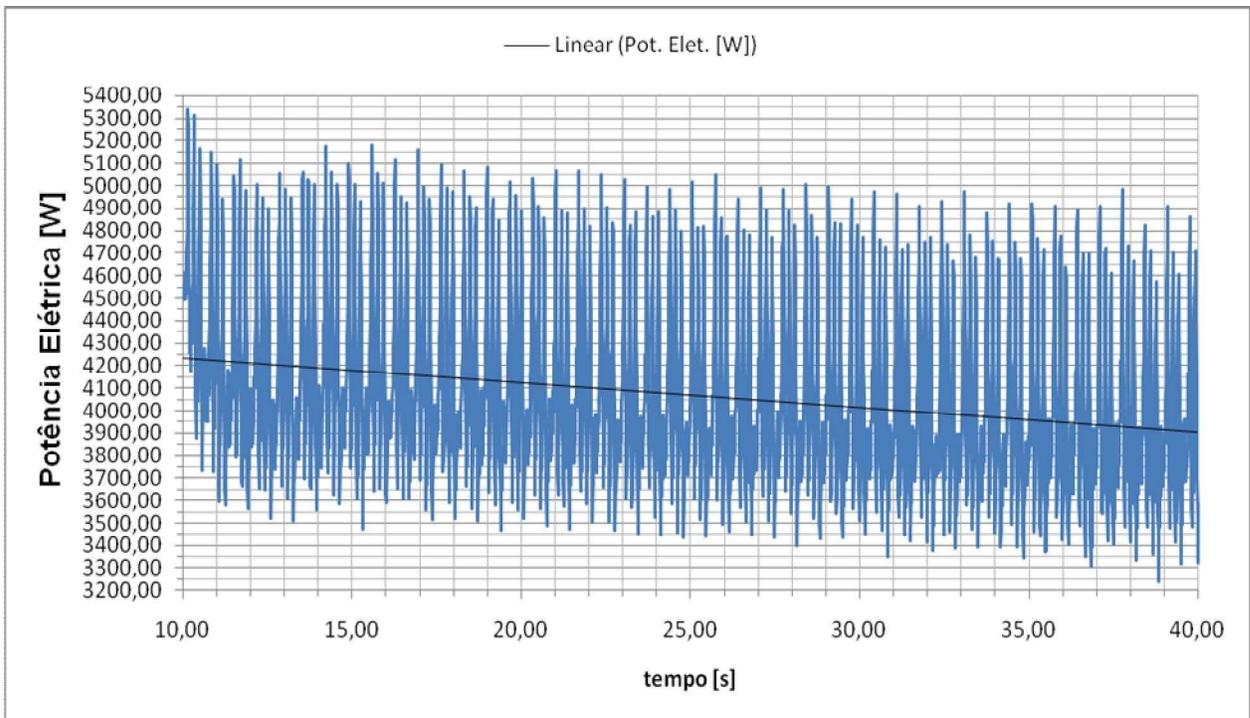


Figura 63: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a  $-15^{\circ}\text{C}$

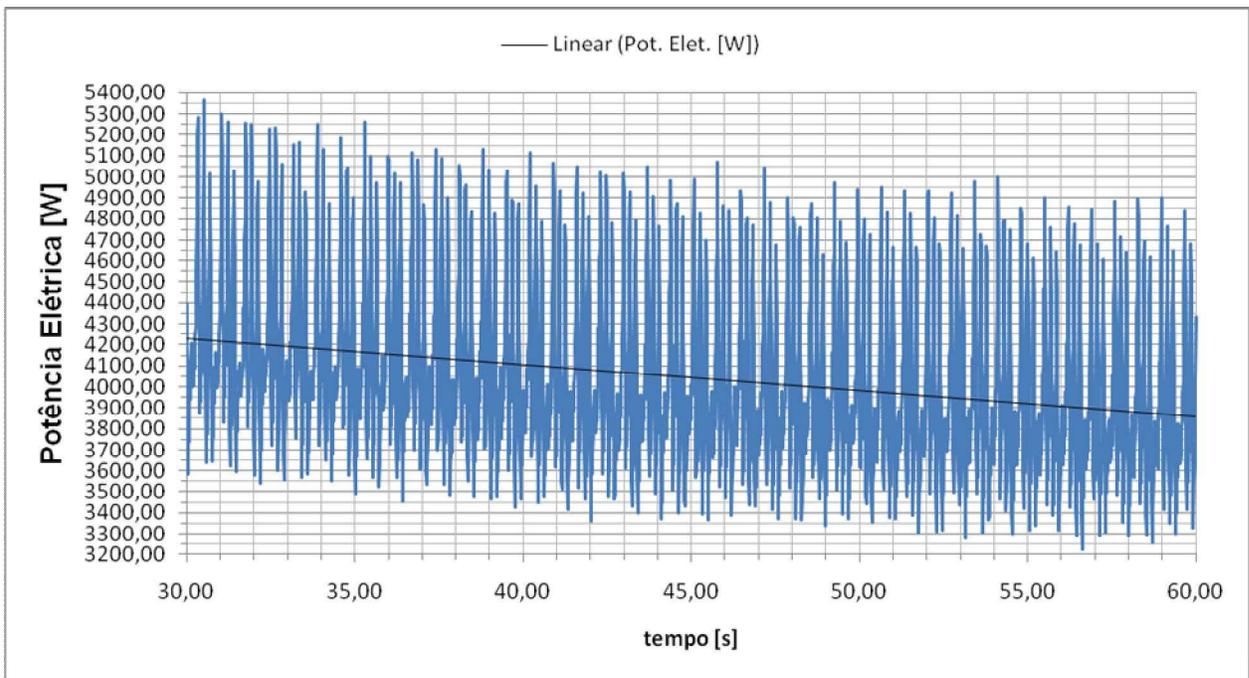


Figura 64: Potência elétrica calculada a partir dos dados medidos a -20°C

Esta diminuição na corrente no decorrer da medição em cada temperatura pode ser observada nos gráficos das FIG. 65, 66, 67, 68 e 69.

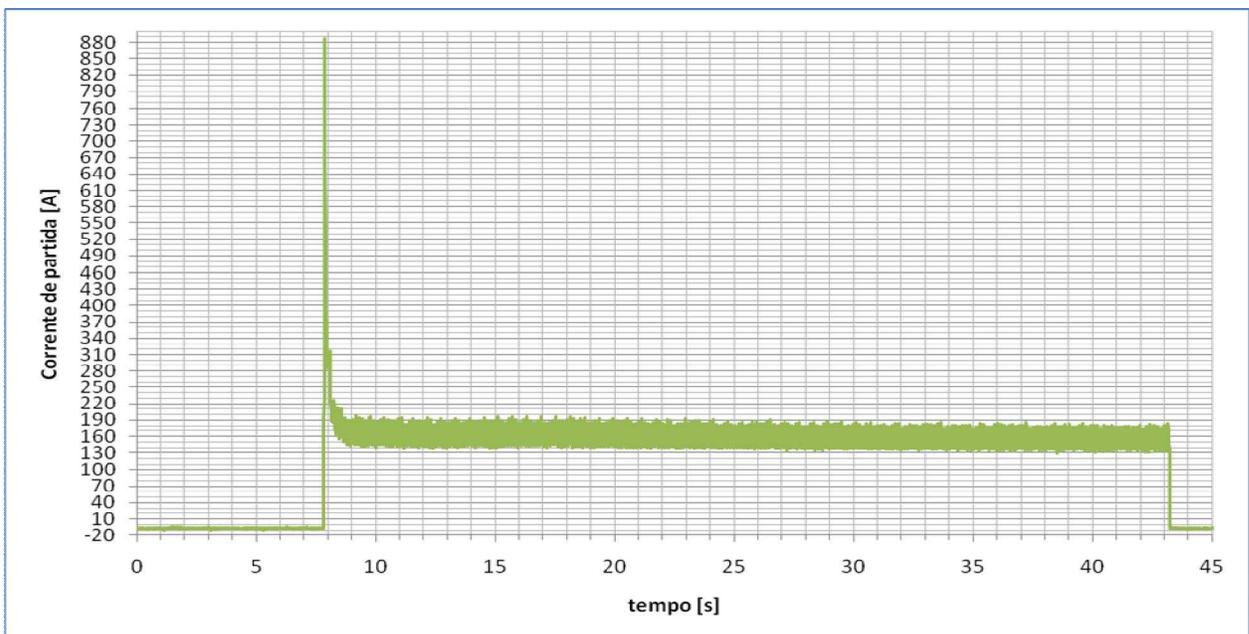


Figura 65: Corrente solicitada na partida a 0°C

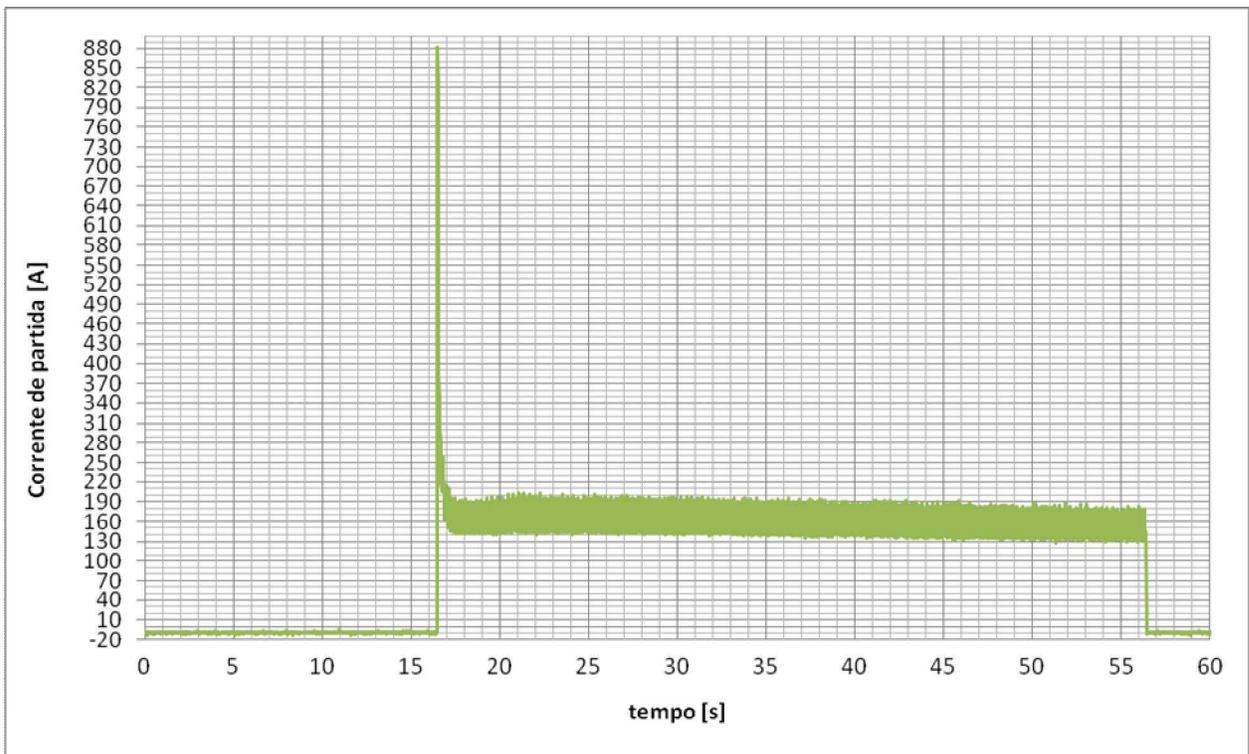


Figura 66: Corrente solicitada na partida a -5°C

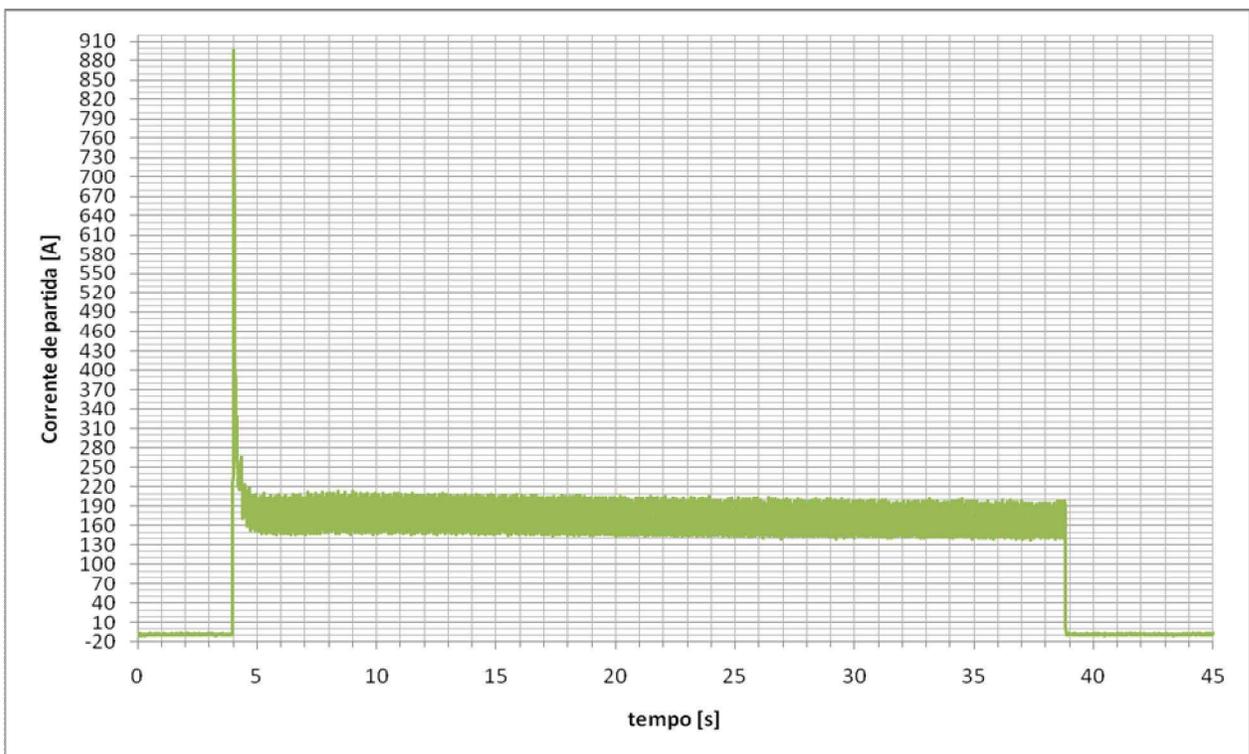


Figura 67: Corrente solicitada na partida a -10°C

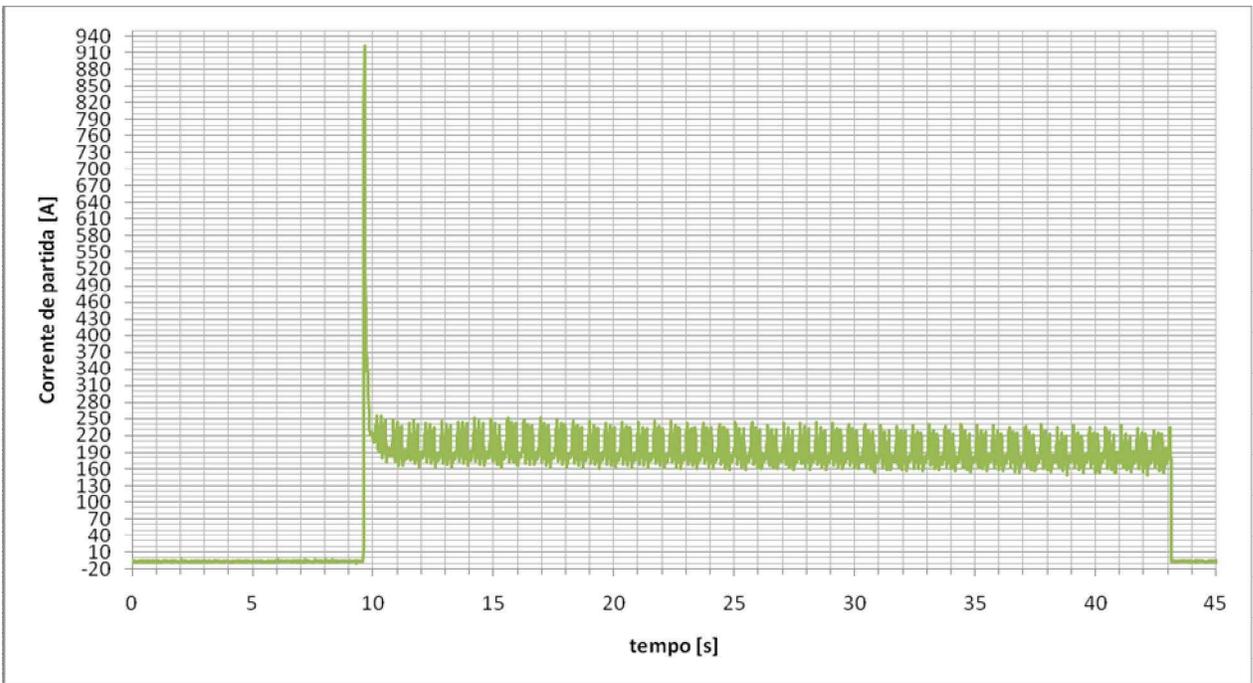


Figura 68: Corrente solicitada na partida a -15°C

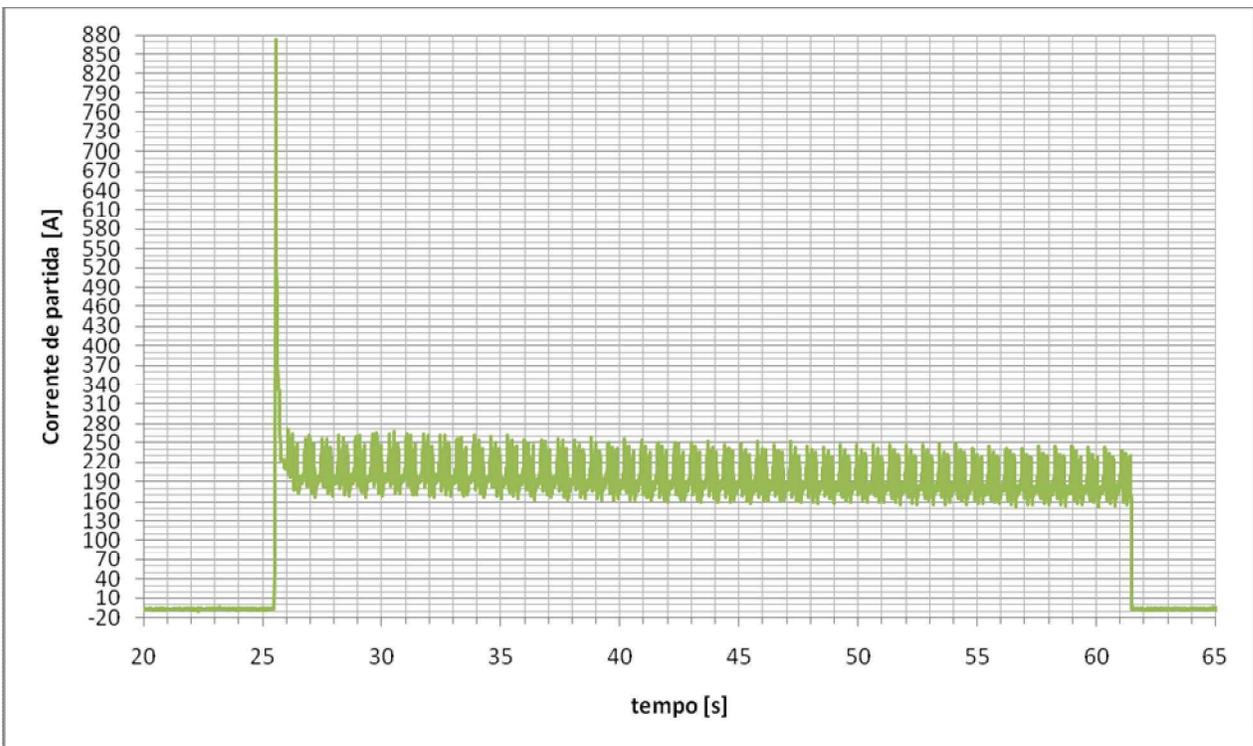


Figura 69: Corrente solicitada na partida a -20°C

Com os valores de potência mecânica e da potência elétrica é possível relacionar a entrada com a saída do sistema estudado através do cálculo do rendimento que é expresso pela razão:

$$\eta = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} \quad \text{[Equação 8]}$$

Os resultados podem ser observados nos gráficos das FIG. 70, 71, 72, 73 e 74. É possível observar que à medida que a temperatura diminui o rendimento também diminui.

É possível observar também, através da linha de tendência (em preto) aplicada nos gráficos, que no decorrer da medição há uma inclinação crescente no rendimento.

Isto se deve ao aumento da rotação, elevando a potência mecânica, e da diminuição da solitação na corrente de partida, diminuindo a potência elétrica, no decorrer da medição conforme já exposto anteriormente.

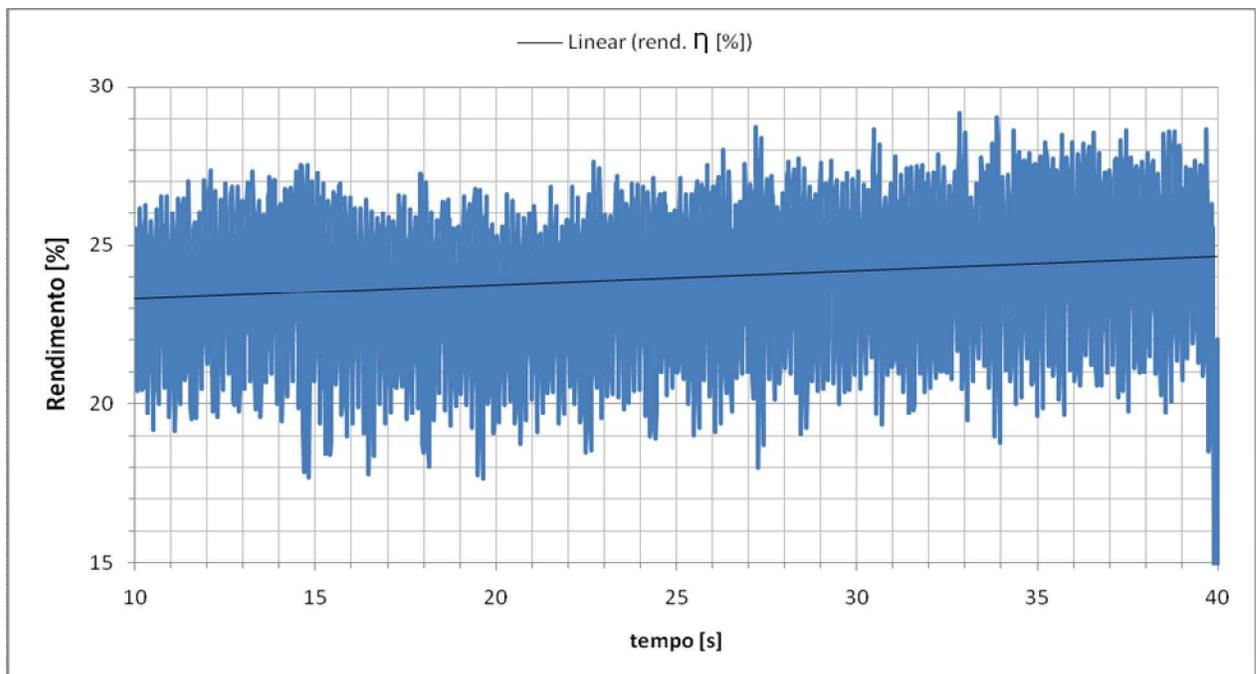


Figura 70: Rendimento do sistema a 0°C

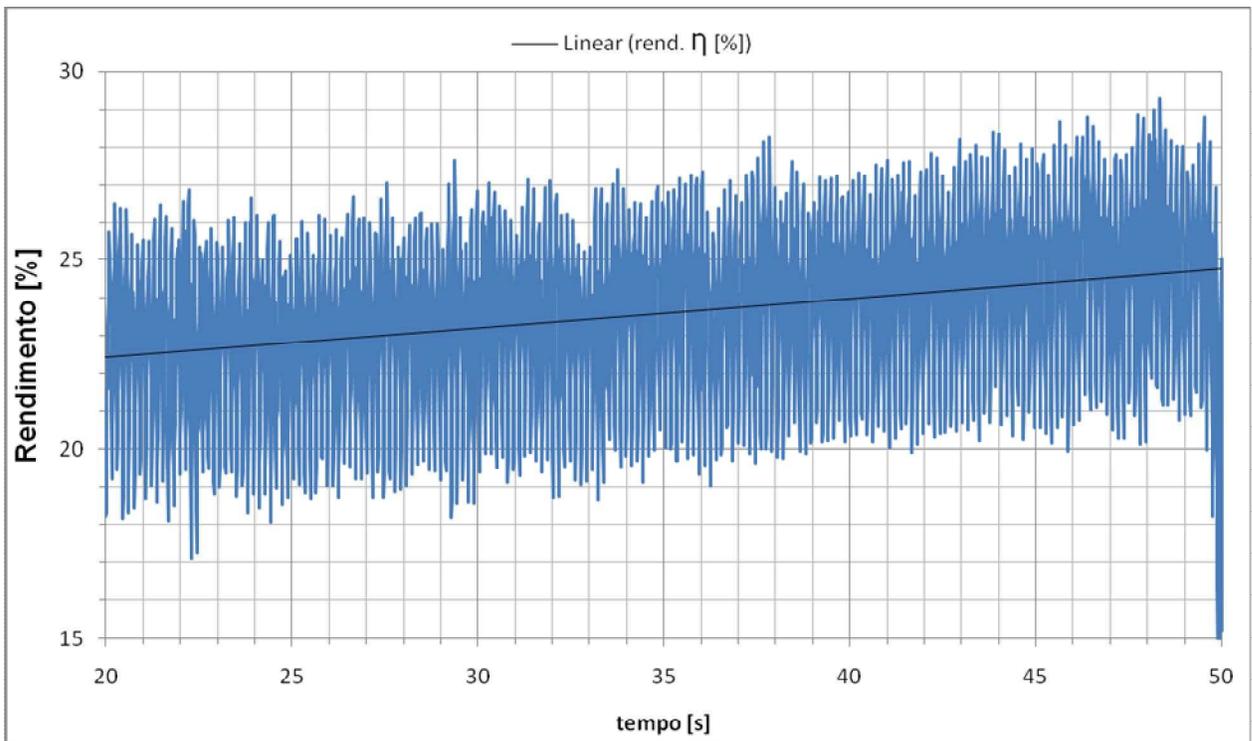


Figura 71: Rendimento do sistema a  $-5^{\circ}\text{C}$

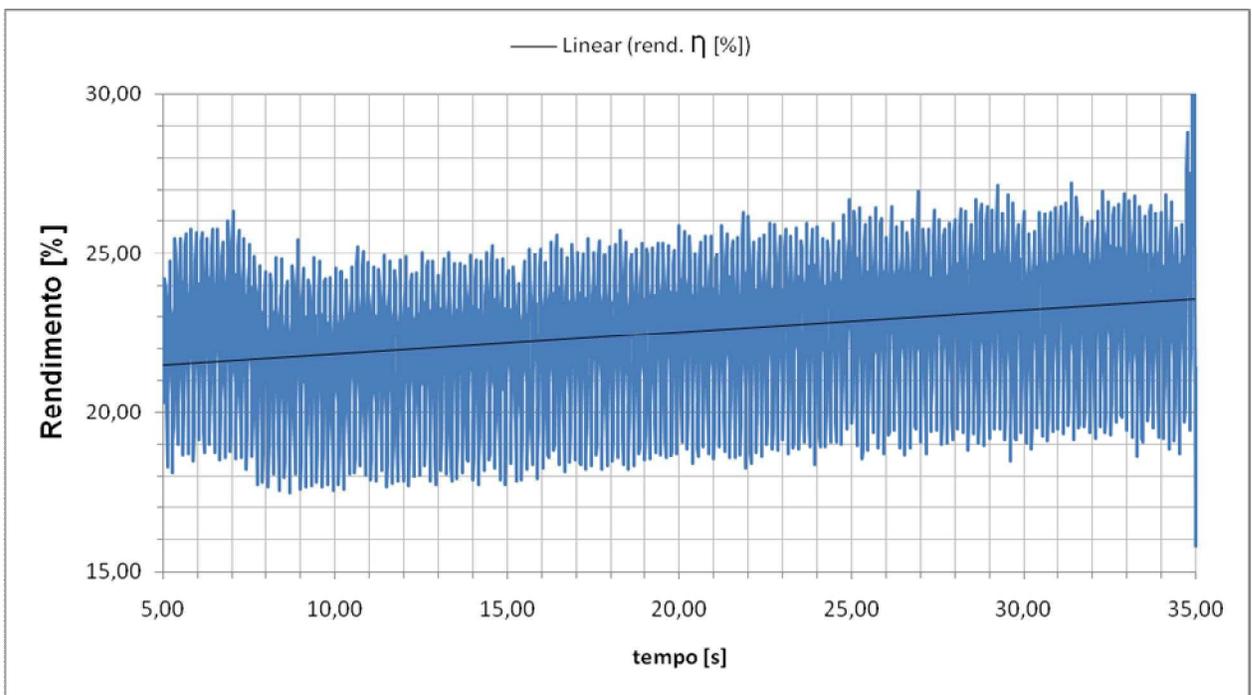


Figura 72: Rendimento do sistema a  $-10^{\circ}\text{C}$

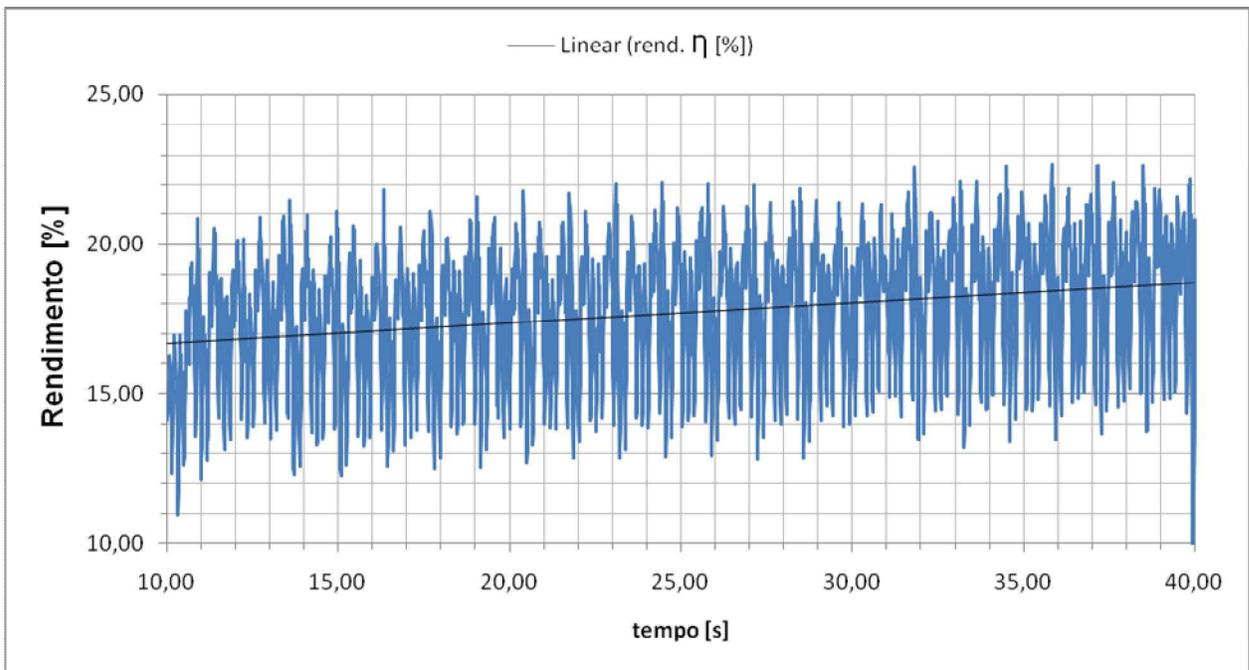


Figura 73: Rendimento do sistema a  $-15^{\circ}\text{C}$

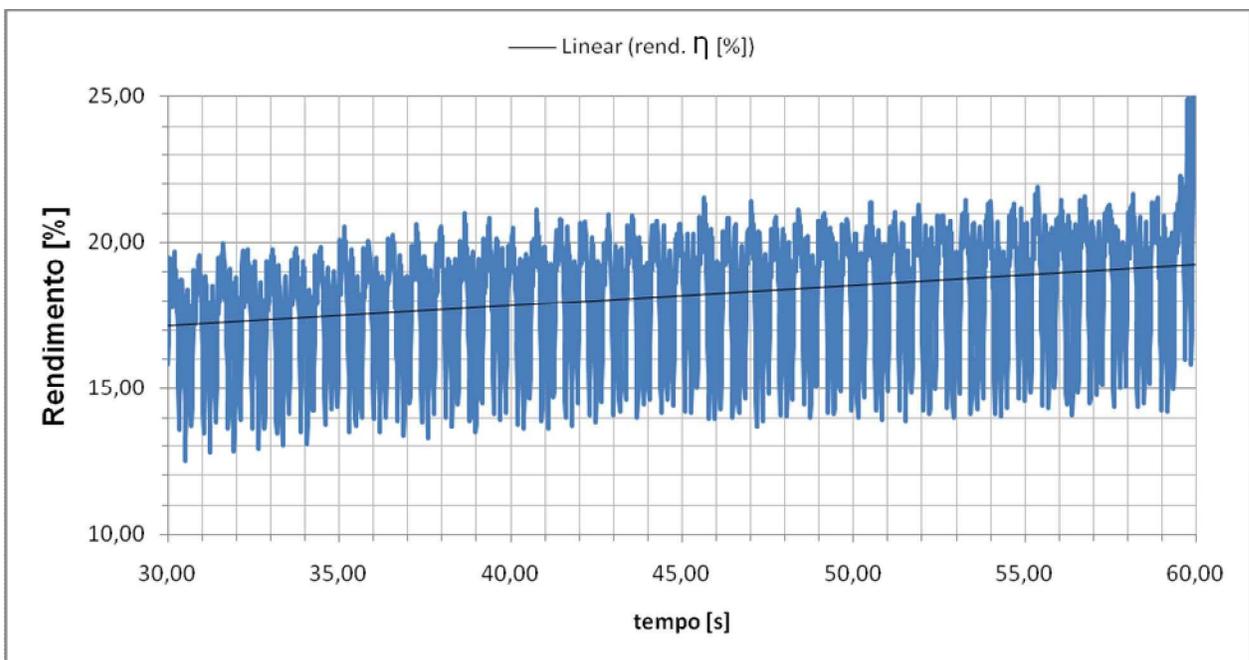


Figura 74: Rendimento do sistema a  $-20^{\circ}\text{C}$

## 4.1 Análise dos dados

Através da análise comparativa entre o rendimento do sistema, representado através da relação entre a potência elétrica solicitada pelo motor de partida que por sua vez é o produto da corrente elétrica pela diferença de potencial fornecida pela bateria, representada pela equação [6] e a potência mecânica gerada pelo motor de partida para atingir a rotação de auto-ignição, representado pela equação [4] e que é representada no gráfico da FIG. 75, é possível estabelecer a relação destas grandezas através dos seus valores médios e o comportamento do sistema em cada temperatura.

É possível observar que o rendimento apresenta um comportamento linear até a temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$ , com um decréscimo no rendimento do sistema de aproximadamente 1% para cada decréscimo de  $5^{\circ}\text{C}$  na temperatura.

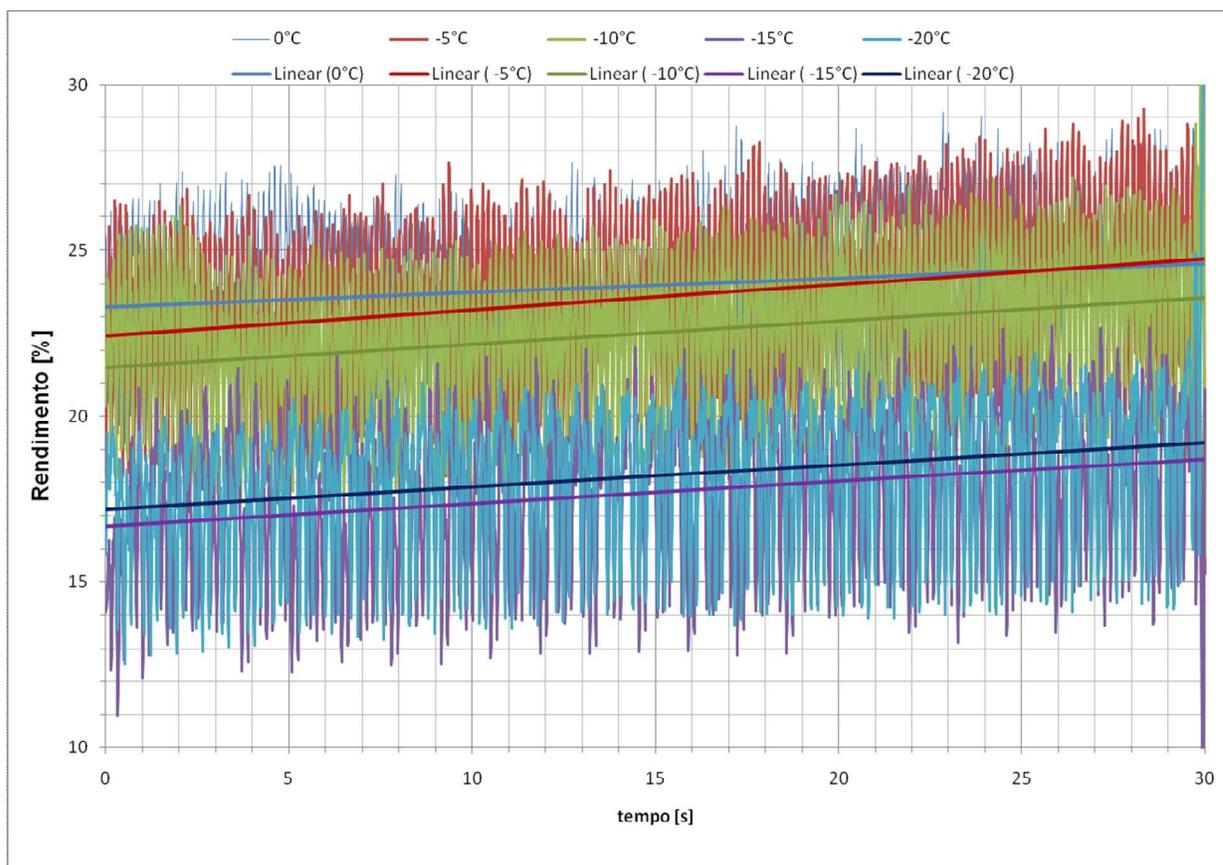


Figura 75: Comparativo do rendimento do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas

A partir da temperatura de  $-15^{\circ}\text{C}$  há uma mudança significativa no rendimento do sistema, ocorrendo uma diferença de 5% em relação ao rendimento à temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Pode-se observar através do gráfico comparativo da potência elétrica na FIG. 76, que apesar do limite físico de potência elétrica disponível no motor de partida, que é de 5,5kW conforme citado anteriormente no item 2.1.3, não ter sido atingida nos ensaios propostos, tanto no valor médio quanto no valor pico a pico, a rotação apresenta uma variação maior à medida que diminuimos a temperatura de ensaio, conforme pode ser observado no gráfico comparativo das rotações coletadas em cada temperatura ensaiada indicada na FIG. 77.

Esta variação que é de aproximadamente 2rpm no ensaio a  $0^{\circ}\text{C}$ , chegou a uma variação de aproximadamente 10rpm no ensaio a  $-20^{\circ}\text{C}$ .

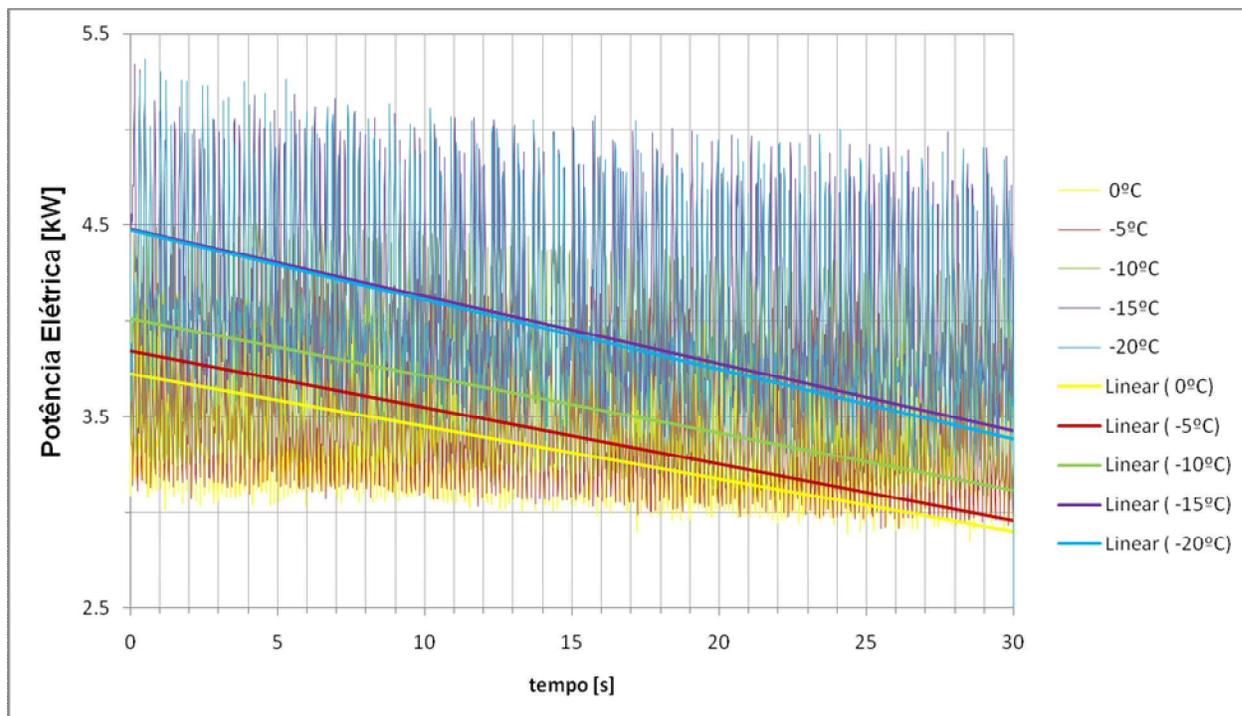


Figura 76: Comparativo da potência elétrica do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas

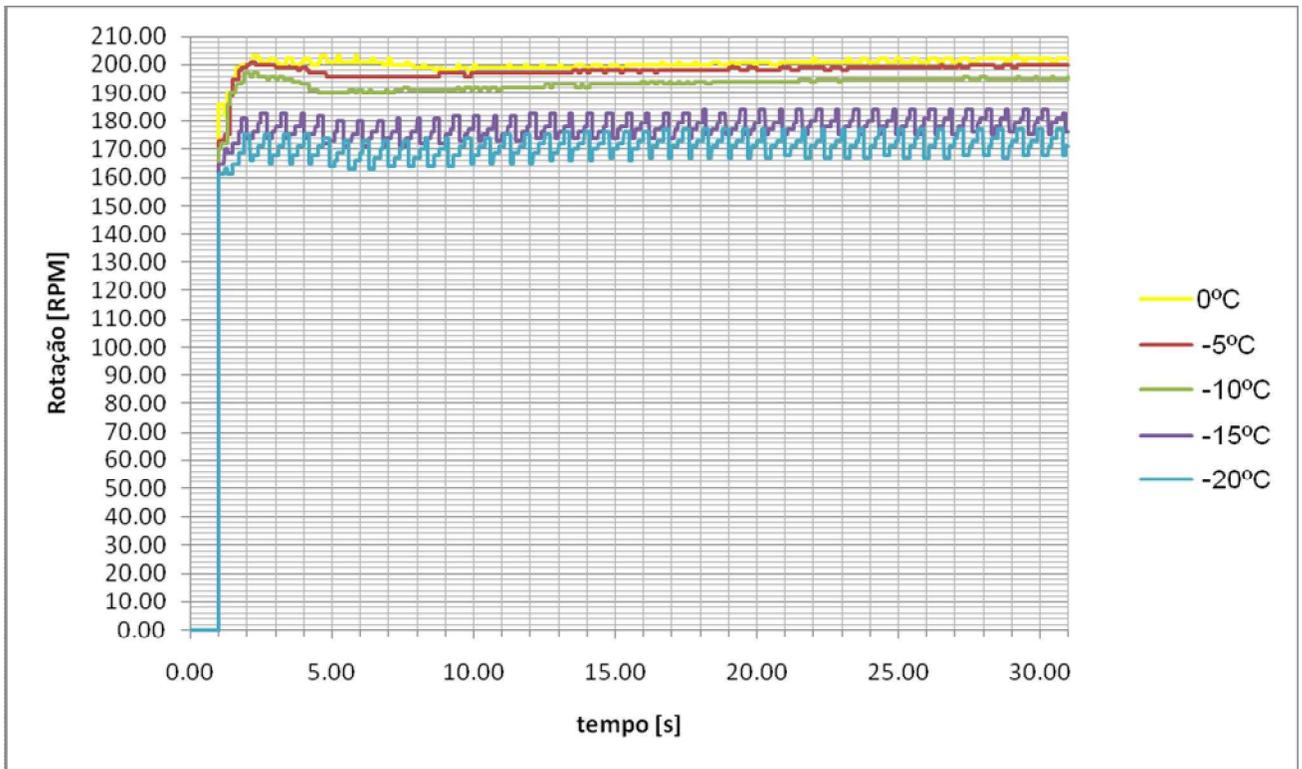


Figura 77: Comparativo da rotação do sistema nas diferentes temperaturas ensaiadas

A queda no rendimento no motor de partida com a redução da temperatura afeta diretamente o torque disponibilizado ao motor diesel, com reflexos na rotação. Esta queda na rotação pode ser observada mais claramente no gráfico da FIG. 78.

Consequentemente o tempo de ignição também é afetado. Conforme estudos de Austen e Lyn (1959-60), um aumento de 100 a 200rpm pode causar um aumento de cerca de 70°C na temperatura de compressão, que confirma a importância de manter elevadas rotações em condições de partida a frio.

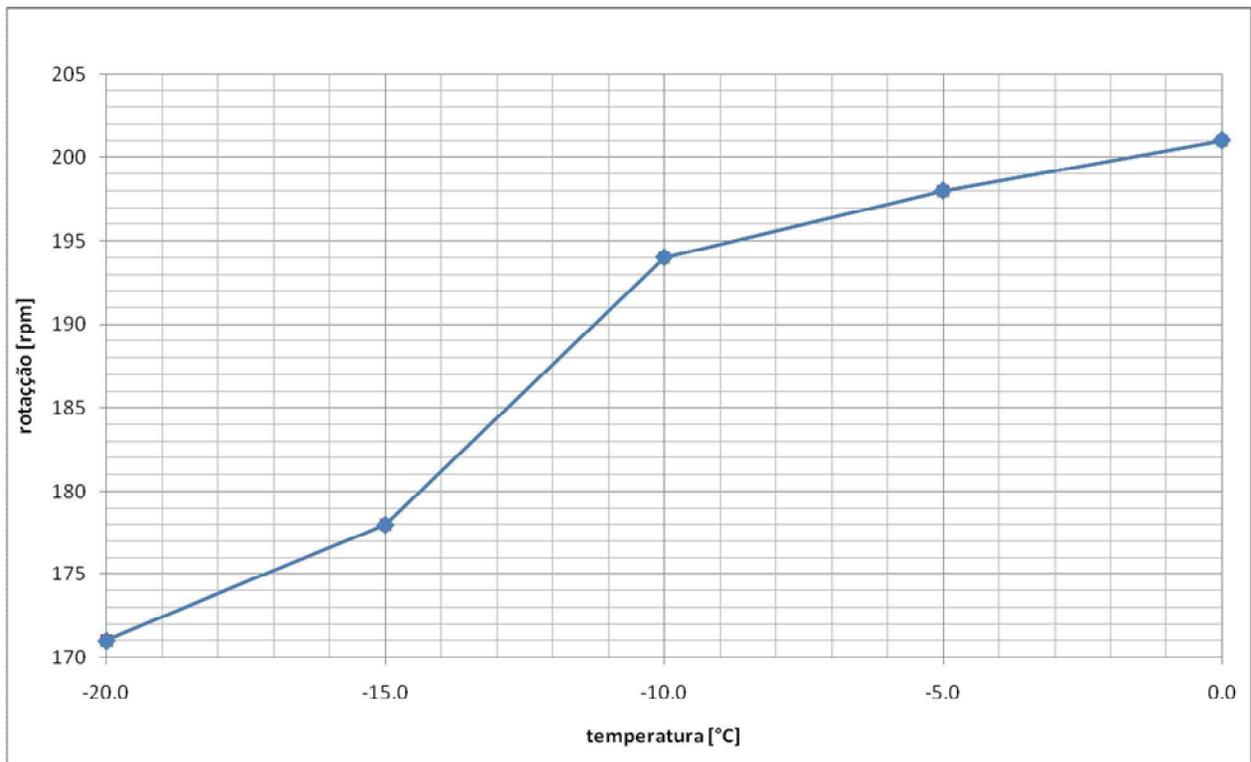


Figura 78: Queda da rotação em função da temperatura

Estabelecendo um comparativo do rendimento do motor de partida através da curva de oferta mostrada na FIG. 79, que é baseada na norma ISO 8856, para a mesma solicitação de corrente elétrica, queda de tensão e potência mecânica solicitada nos ensaios o rendimento do motor de partida está entre 75,88 e 78% a 20°C. Isto demonstra o quanto a temperatura influencia no rendimento do motor de partida.

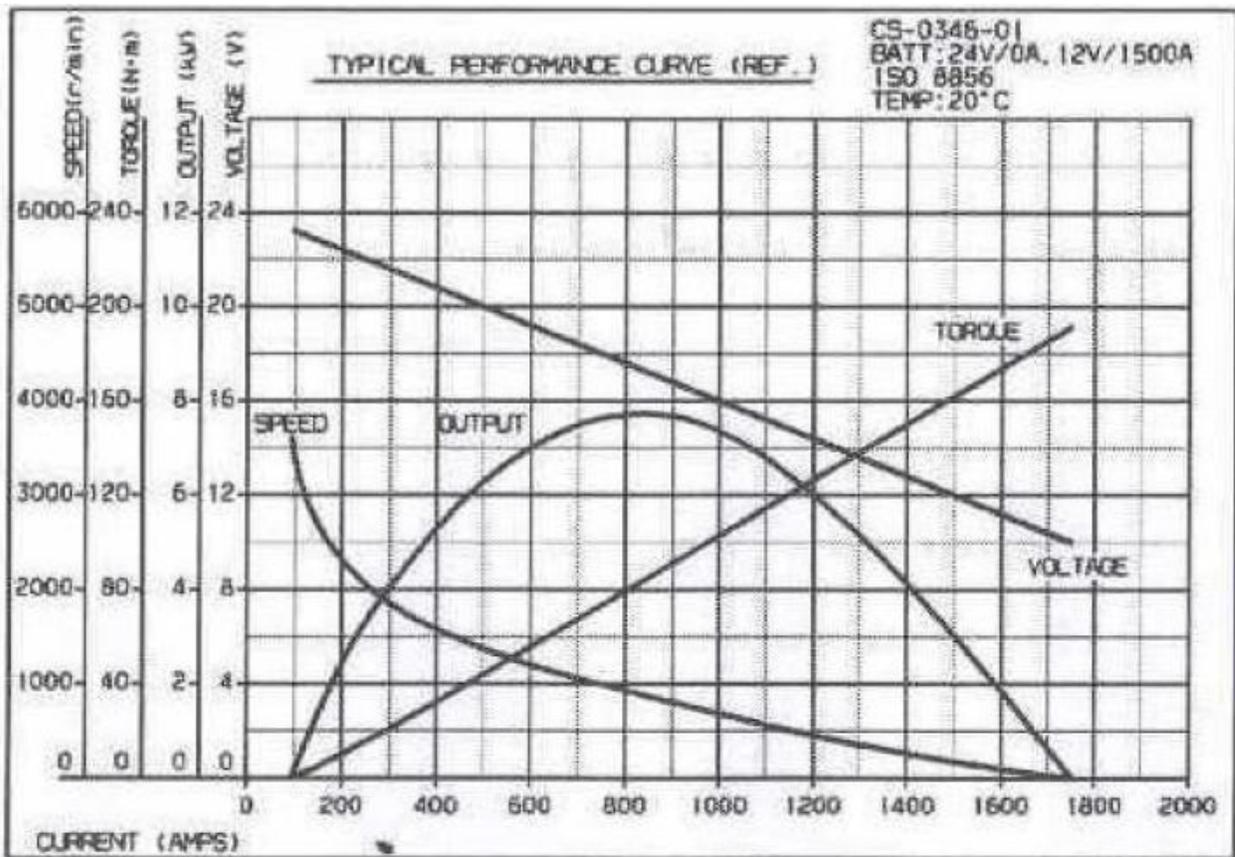


Figura 79: Curva de oferta do motor de partida segundo norma ISO 8856

O comparativo entre o rendimento médio calculado para as temperaturas ensaiadas e a curva de oferta do motor de partida pode ser observado na FIG. 80. É possível observar a diminuição significativa no rendimento do motor de partida devido a diminuição na temperatura, comparando a curva de oferta do motor de para os mesmos valores de corrente, tensão e potência de saída.

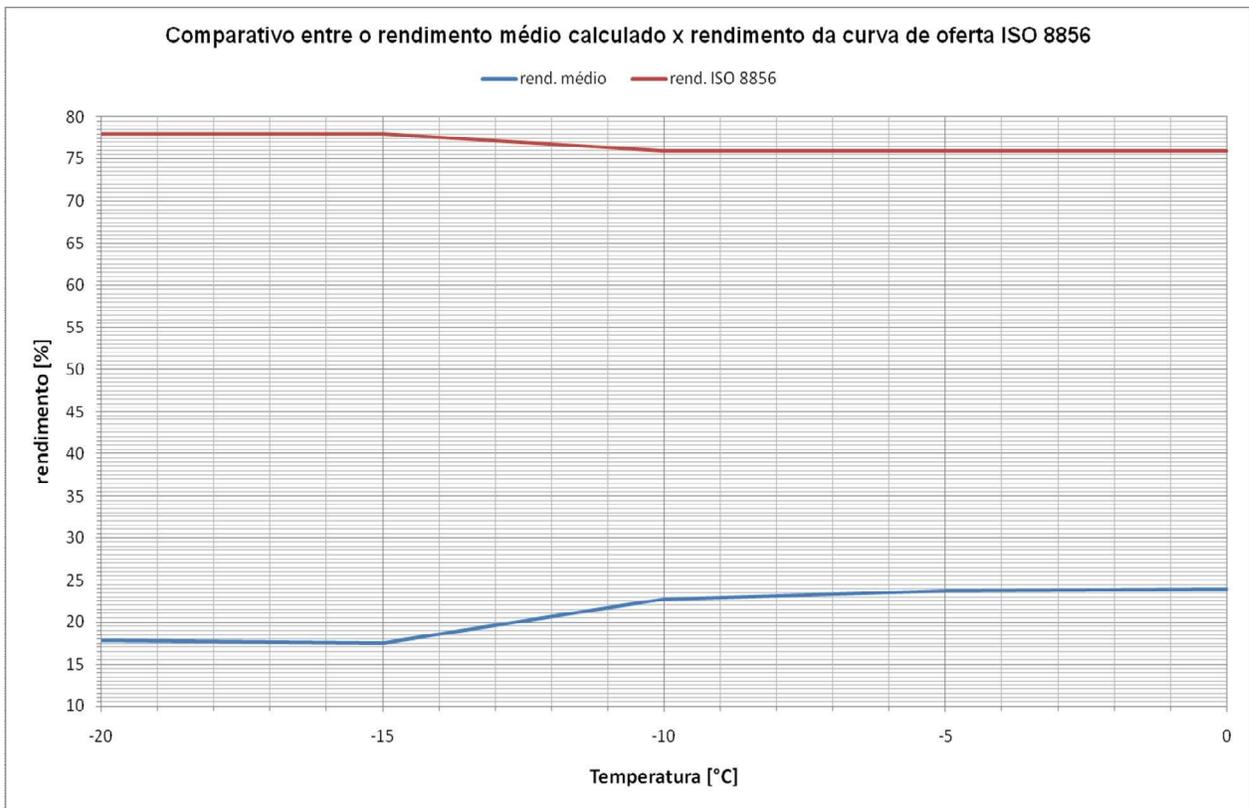


Figura 80: Comparativo entre o rendimento médio calculado do motor de partida nas temperaturas ensaiadas e a curva de oferta segundo norma ISO 8856

## 4.2 Simulação e resultados

A partir dos dados sobre o rendimento e da potência elétrica solicitada ao motor de partida pela carga bem como a rotação de auto ignição, foi possível construir um modelo de simulação a partir do ambiente de “software” MATLAB®/SIMULINK®, para levantamento do torque resistivo na partida nas temperaturas de -20°C a 0°C. O diagrama de blocos do simulador esta indicado na FIG. 81.

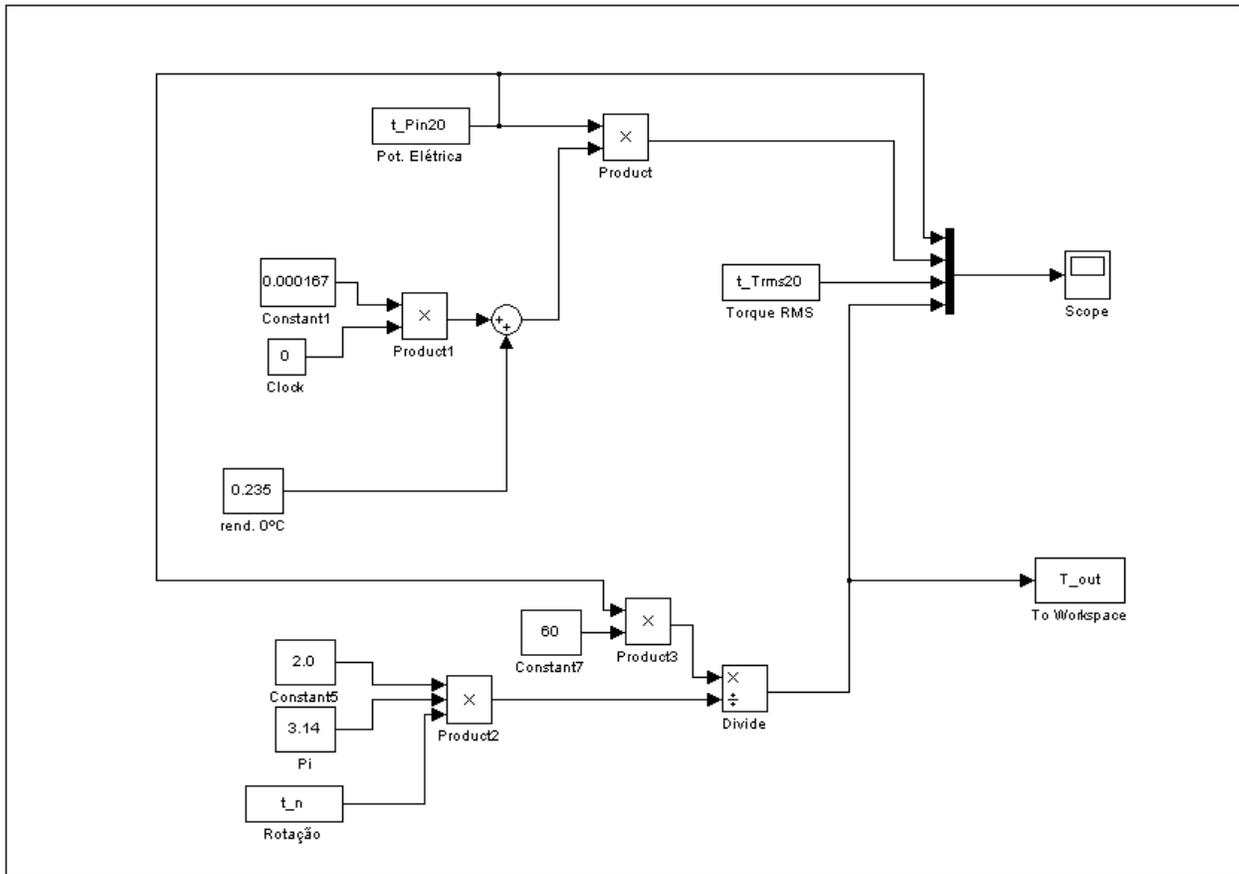


Figura 81: Diagrama de blocos do simulador

Aplicando a equação [4] de maneira que através do produto entre potência elétrica e do rendimento do motor de partida em cada temperatura ensaiada, os resultados obtidos através desta aplicação indicaram resultados satisfatórios do torque resistivo solicitado pelo motor diesel.

Desta aplicação implica que:

$$P = T * \frac{2 * \pi * n}{60} \quad \text{[Equação 9]}$$

Sabendo que o rendimento do sistema é dado pela seguinte relação:

$$\eta = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} = \frac{P_{mec}}{P_{elet}} \therefore P_{mec} = \eta * P_{elet} \quad \text{[Equação 10]}$$

Igualando as equações [9] e [10], temos a equação que relaciona a entrada com a saída do sistema e que está aplicada no modelo de simulação:

$$\eta * P_{elet} = T * \frac{2 * \pi * n}{60} \therefore T = \frac{\eta * P_{elet} * 60}{2 * \pi * n} \quad [\text{Equação 11}]$$

A seguir são apresentados os resultados das simulações comparados aos valores de torque medidos e os comentários pertinentes.

Nas FIG. 82, 83, 84, 85 e 86 são apresentados o comparativo entre o torque “RMS” medido e o valor obtido através da simulação para cada temperatura ensaiada.

Os valores obtidos através da simulação são maiores em relação ao valor de torque medido. Isto é esperado pois para simulação foram utilizados os valores médios das grandezas envolvidas.

Na simulação não foram consideradas as perdas por engrenamento, bem como torsional pela conexão do sistema proposto e a carga, através do eixo cardan.

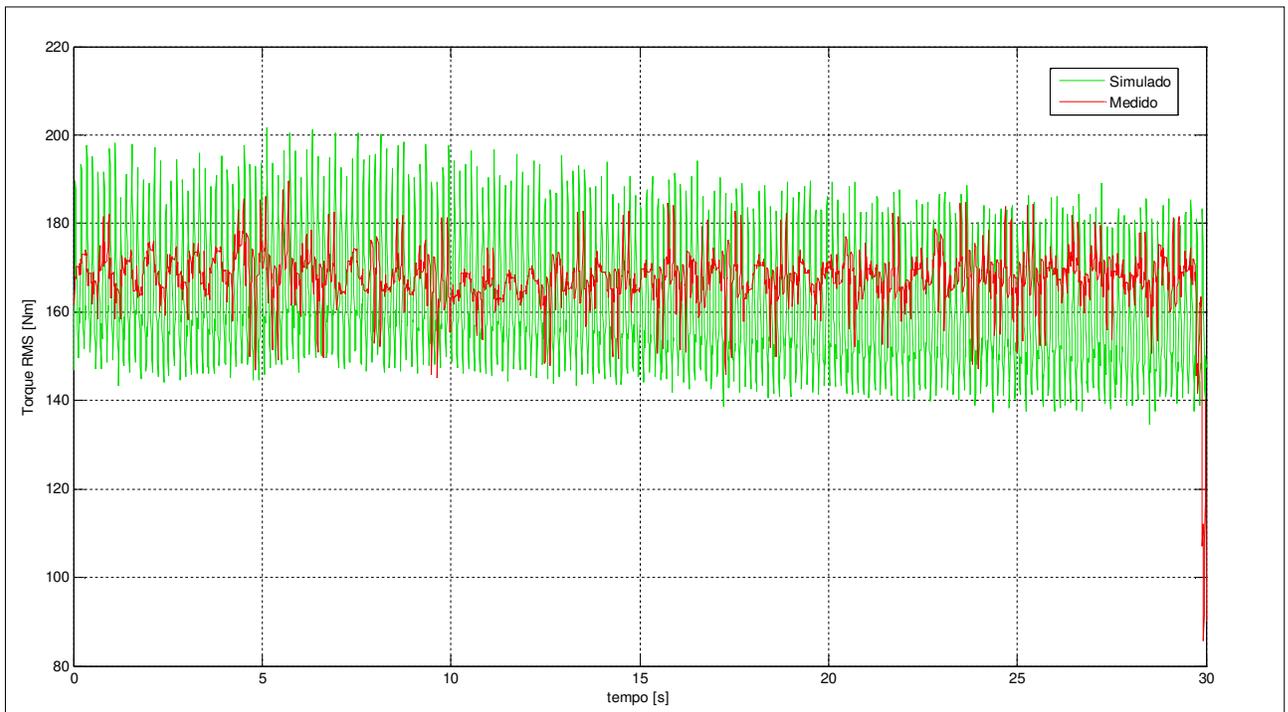


Figura 82: Resultado da simulação a 0°C

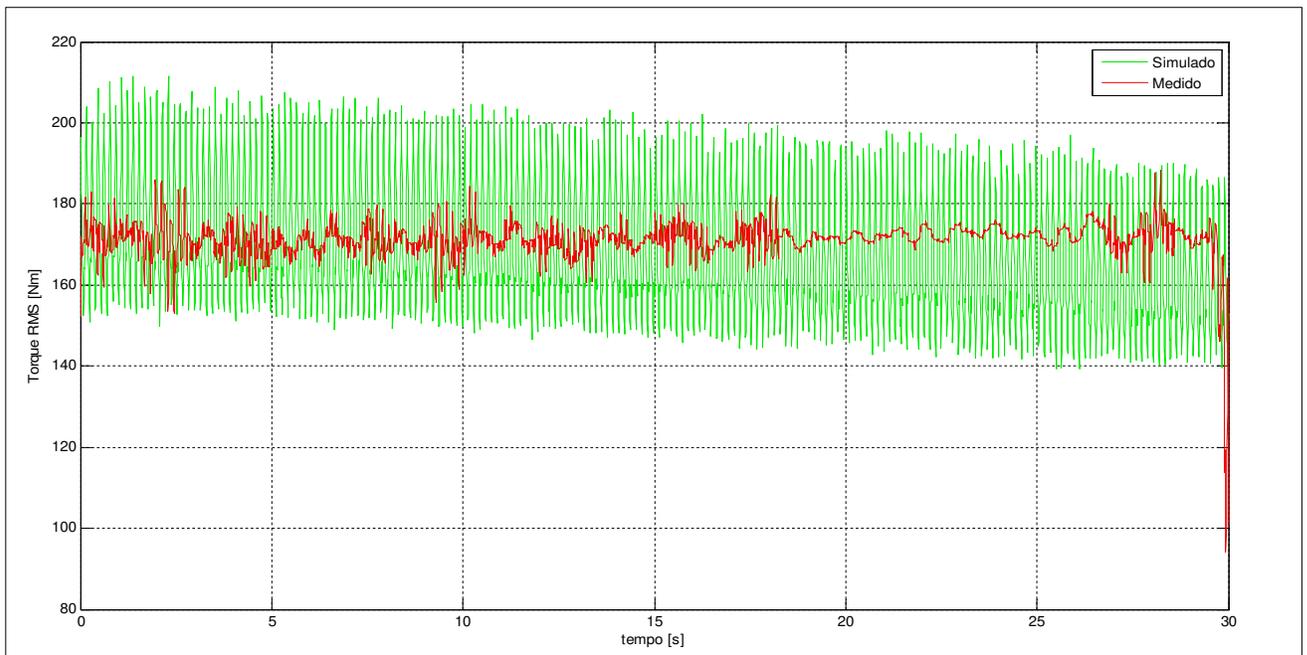


Figura 83: Resultado da simulação a  $-5^{\circ}\text{C}$

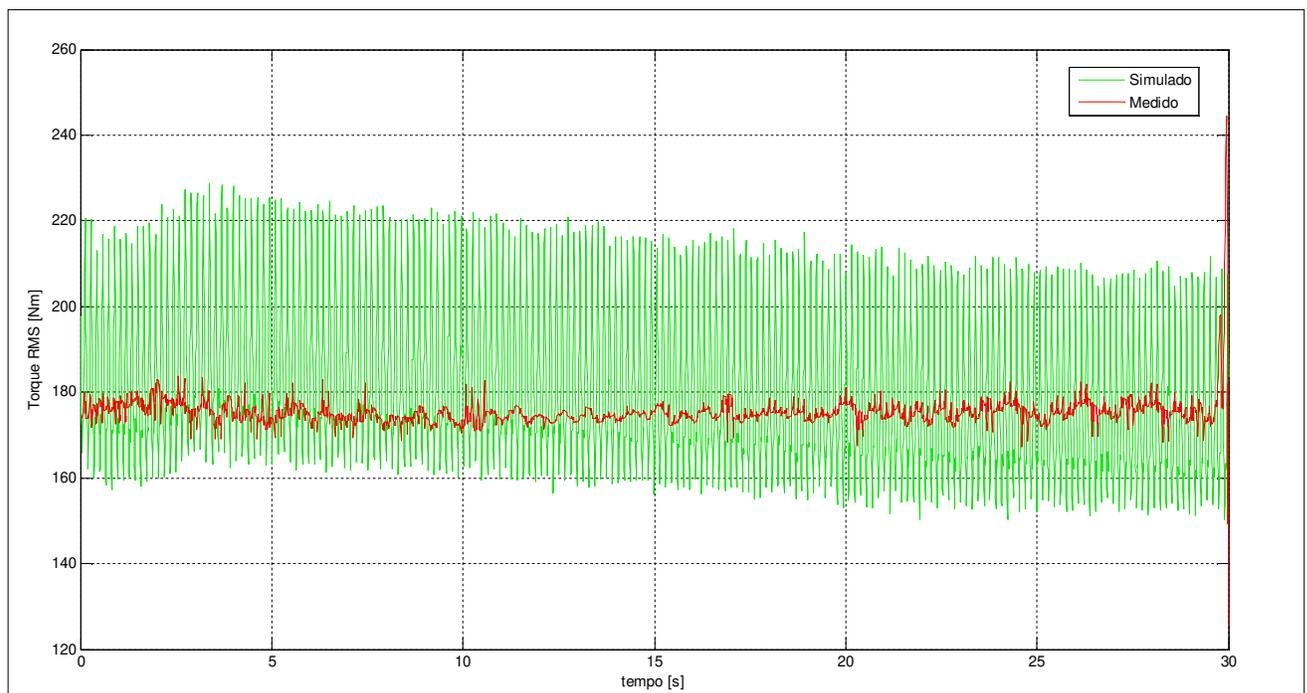


Figura 84: Resultado da simulação a  $-10^{\circ}\text{C}$

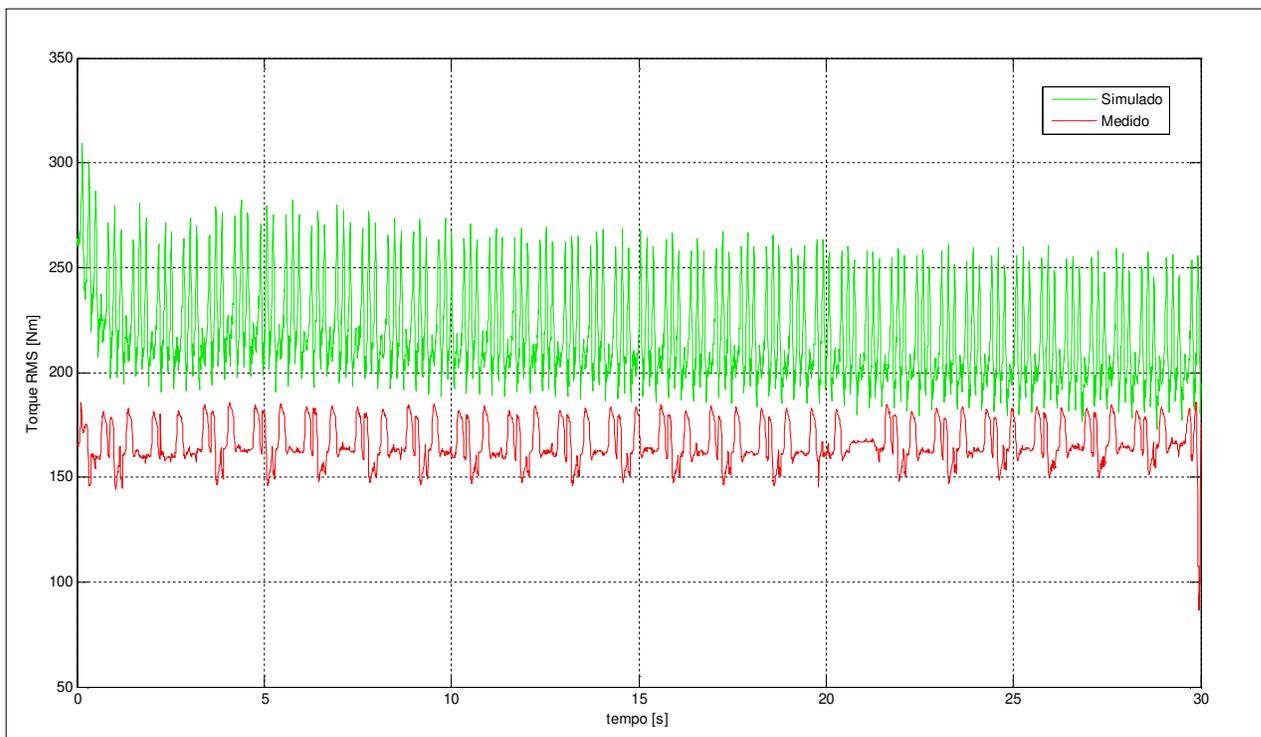


Figura 85: Resultado da simulação a  $-15^{\circ}\text{C}$

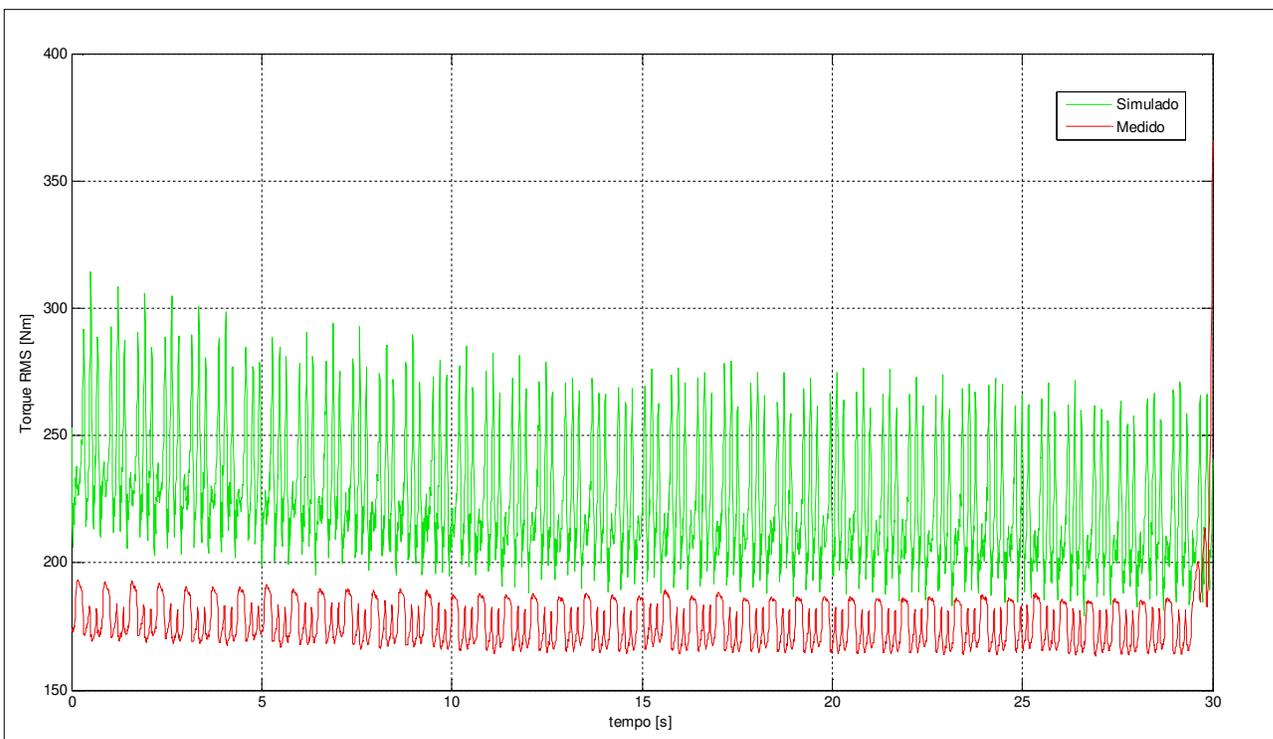


Figura 86: Resultado da simulação a  $-20^{\circ}\text{C}$

Na TAB. 4 são apresentados os dados comparativos entre os valores medidos e simulados, bem como a diferença em porcentagem para cada temperatura ensaiada.

É possível observar que a diferença entre o valor do torque “*RMS*” medido e os valores simulados seguem uma tendência de queda até a temperatura de -10°C e após este ponto aumenta abruptamente para as temperaturas de -20°C e -15°C.

Este comportamento observado na diferença entre o medido e o valor simulado é similar ao comportamento observado no rendimento do sistema.

Tabela 4: Diferença em porcentagem entre os valores medidos e simulados

Temperatura de ensaio [°C]	Torque RMS médio medido [Nm]	Torque RMS médio simulado [Nm]	Diferença entre os dados [%]
0,0	168,091	159,140	5,325
-5,0	171,592	165,100	3,783
-10,0	174,987	177,090	1,187
-15,0	163,146	212,780	23,326
-20,0	172,934	219,730	21,297

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Através das análises dos dados é possível concluir que a temperatura influencia sensivelmente o rendimento do motor de partida e conseqüentemente na rotação e torque disponibilizados para a carga, que no caso deste estudo é o motor diesel.

Através da caracterização deste rendimento é possível estabelecer uma correlação entre a entrada do sistema, representado pela queda de tensão e a corrente elétrica fornecidas ao motor de partida e o torque de atrito para a rotação de auto ignição solicitada pelo motor diesel na partida em baixas temperaturas.

Durante os testes para o estudo desta correlação, foi observado que o efeito da temperatura sobre o rendimento do motor de partida é linear, com um decréscimo de 0,5% no rendimento para o decréscimo de 5°C na temperatura de ensaio, na faixa de 0°C até -10°C.

A partir da temperatura de -15°C ocorre um “degrau” no rendimento, com um decréscimo de 5% e que se mantém praticamente o mesmo a temperatura de -20°C.

Em termos práticos, esta redução no rendimento tem reflexos na rotação e que como citado anteriormente, afeta diretamente o tempo ignição do motor diesel.

De posse desta correlação foi possível criar um modelo de simulação em MATLAB®/SIMULINK® com resultados satisfatórios para a estimação deste torque resistivo solicitado pelo motor diesel na partida quando submetido a baixas temperaturas. Contudo, não é possível realizar extrapolações destes resultados para temperaturas menores que -20°C, pelo fato de que o rendimento demonstra um comportamento “instável” em relação a temperatura.

Estas simulações serão úteis no dimensionamento e seleção de motores de partida mais adequados a aplicações de motores diesel submetidos a temperaturas negativas, no sentido de minimizar ensaios.

Conclui-se que, é possível estimar o torque resistivo na partida de um motor diesel através do rendimento do motor de partida apenas para as condições de temperatura de ensaio realizadas neste estudo, pois como o rendimento no motor de partida não demonstra um comportamento constante com a redução da temperatura de ensaio isto não seria possível por uma extrapolação dos resultados obtidos neste estudo, aplicar esta correlação para temperaturas menores que -20°C.

## 5.1 Sugestões para próximos trabalhos

Durante o desenvolvimento deste estudo foram identificados alguns assuntos para serem explorados e que são expostos a seguir:

- Verificar o comportamento do sistema utilizando um motor de corrente alternada controlado por um inversor de frequência de maneira a controlar a rotação na carga, verificando o efeito da variação na rotação no torque resistivo;

- Realizar o mesmo estudo com motor de partida de outros fabricantes na mesma faixa de potência, verificando o efeito da temperatura sobre o rendimento dos mesmos;

- O efeito da temperatura sobre a viscosidade do óleo lubrificante e da densidade do ar em relação ao torque solicitado na partida em motores diesel durante a partida;

- O efeito de um sistema de aquecimento de maneira a realizar os ensaios com motor de partida próximo da temperatura de 20°C (curva de oferta do motor de partida segundo norma ISO 8856), observando o resultado deste condicionamento sobre rendimento do mesmo.

## REFERÊNCIAS

AUSTEN, W. AND LYN, W. T., “Some investigations on cold starting phenomena in diesel engines”, **SAE Paper** no. 5, 1959-60.

BOLENZ, KARL DR. –ING; Automotive electrics and electronics, 3<sup>rd</sup> edition, 1999 – **SAE International** – Starting systems, p.164

BOULANGER, PIERRE; ADAM, BERNARD. **Motores Diesel**. V.4, 1961.

DENTON, TOM; **Automotive Electrical and Electronic Systems**, 2<sup>nd</sup> edition, 2000 - SAE International – cap.7, p. 136

ENGENHARIA DE SERVIÇOS DELCO REMY BRASIL; **Alternadores e Motores de Partida – Informações do Produto e manual de serviços**, versão 2002, maio de 2002.

GIVENS, L. **A technical history of the automobile – Part1**. Automotive Engineering International, Warrendale, v.98, n.6, p.61-67, junho 1990.

LAIBLE, M. **Electrical Measurement of Mechanical Quantities**, cap.4 p.40. HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH, Germany 2000.

INTERNATIONAL STANDARD. **ISO 8856**: Road vehicles – Starter motors – Test methods and general requirements, 2<sup>nd</sup> edition, 1995

JOHNSTON, R. H. **A history of automobile electrical systems**. Automotive Engineering International, Warrendale, v.104, n.9, p.53-66, setembro 1996.

LINDL, BRUNO; SCHMITZ, HEINZ-GEORG “**Cold Start Equipment for Diesel Direct Injection Engines**” SAE Technical Paper 1999-01-1244, 1999, p. 1.

MIGLIOLO Junior, Dalgo Afonso; **Análise eletromagnética do motor de partida através da aplicação do método dos elementos finitos**. 1997. p.40. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, Universidade Estadual de Campinas, Campinas

OLIVEIRA, DURVAL P.; **MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**, 1ª edição, 1997.

REPSOL YPF BRASIL S/A; **Introdução ao mundo dos lubrificantes para motores a diesel pesados**, Versão agosto de 2009.

RICHTER, G. “**Automotive Eletronic/ Eletronic Systems**”, SAE – 2<sup>nd</sup> edition, Robert Bosch GmbH, 1995.

RICHTER, G. “**Electronic Automotive Handbook**”, 1<sup>st</sup> edition, Robert Bosch GmbH, 2002.

TARAZA, DINU; HENEIN, NAEIM; BRYZIK, WALTER “**Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines**” SAE Technical Paper 2000-01-0921, 2000, p.1.

<[www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/.../KCapitulo%20X.pdf](http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/.../KCapitulo%20X.pdf)> Acessado em 12 de set. 2009