



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA

**CÁLCULO DINÂMICO DE TRANSPORTADORES DE
CORREIA - UMA ANÁLISE COMPARATIVA AO
CÁLCULO ESTÁTICO CORROBORADA POR
MEDIÇÕES DE CAMPO**

MARCELO ALVES GELAI

Belo Horizonte, 23 de Maio de 2016.

Marcelo Alves Gelais

**CÁLCULO DINÂMICO DE TRANSPORTADORES DE
CORREIA - UMA ANÁLISE COMPARATIVA AO
CÁLCULO ESTÁTICO CORROBORADA POR
MEDIÇÕES DE CAMPO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence
UFMG

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG
Ano 2016

G314c

Gelais, Marcelo Alves.

Cálculo dinâmico de transportadores de correia [manuscrito] : uma análise comparativa ao cálculo estático corroborada por medições de campo / Marcelo Alves Gelais. – 2016.

[17]150 f., enc.: il.

Orientador: Antônio Eustáquio de Melo Pertence.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 148-150.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Materiais - Manuseio - Teses.
3. Correia transportadora - Teses I. Pertence, Antônio Eustáquio de Melo. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia.
III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"CÁLCULO DINÂMICO DE TRANSPORTADORES DE CORREIA -
UMA ANÁLISE COMPARATIVA AO CÁLCULO ESTÁTICO
CORROBORADA POR MEDIÇÕES DE CAMPO"**

MARCELO ALVES GELAIS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto Mecânico**".

Dissertação aprovada no dia 23 de maio de 2016.

Por:

Antônio Eustáquio de Melo Pertence
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Danilo Amaral
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Paulo Roberto Cetlin
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha 31.270-901 – Belo Horizonte – MG.
Tel.: +55 31 3499-5145 – Fax: + 55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br – E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

CÁLCULO DINÂMICO DE TRANSPORTADORES DE CORREIA - UMA ANÁLISE COMPARATIVA AO CÁLCULO ESTÁTICO CORROBORADA POR MEDIÇÕES DE CAMPO

MARCELO ALVES GELAIS

Dissertação defendida e aprovada em 23 de maio de 2016, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de “**Mestre em Engenharia Mecânica**”, na área de concentração de “**Projeto Mecânico**”.

Prof. Dr. Antônio Eustáquio de Melo Pertence – UFMG – Orientador

Prof. Dr. Danilo Amaral - UFMG - Examinador

Prof. Dr. Paulo Roberto Cetlin – UFMG - Examinador

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos que me apoiaram durante esta caminhada, em especial ao meu primo, amigo e afilhado Rafael Moreira Gelais (in memoriam).

AGRADECIMENTOS

À Deus, por conduzir meu caminho a mais esta conquista.

À minha mãe, pelo exemplo de vida, esforço e incentivo.

À meu pai, pela inspiração.

À Lívia, pelo apoio, paciência e amor.

Ao Bruno, pela amizade.

Aos meus colegas Ted Boesen, Milla, Marcelo Marcondes e Luizmar, por toda a ajuda e troca de conhecimentos.

À KOCH DO BRASIL/TECNOMETAL, pela oportunidade e confiança.

À Conveyor Dynamics Inc. – CDI, pelos ensinamentos.

À Sandvik MGS, pelos atuais desafios.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Antônio Eustáquio de Melo Pertence, pela ajuda e paciência.

À UFMG – DEMEC, por ter me acolhido como aluno.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE TABELAS	
NOMENCLATURA.....	
RESUMO	
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 Introdução.....	3
2.2 Transportadores de correia	3
2.3 Principais componentes	5
2.3.1. Correia	5
2.3.2. Sistema de Acionamento	7
2.3.3. Roletes	15
2.3.4. Tambores	17
2.3.5. Sistema de esticamento	19
2.3.6. Chutes de transferência	20
2.3.7. Estruturas metálicas	22
2.3.8. Equipamentos para limpeza da correia	24
2.3.9. Acessórios	26
2.4 Cálculo estático	27
2.4.1. Normas.....	28
2.4.2. Processo de cálculo	29
2.4.3. Resistências ao movimento da correia.....	29
2.4.4. Cálculo da potência.....	33
2.4.5. Métodos de partida de transportadores	33
2.4.6. Determinação das tensões de tração na correia	41
2.4.7. Curvas verticais.....	43
2.4.8. Limitações.....	43
2.5 Cálculo dinâmico.....	51
2.5.1. Histórico.....	52
2.5.2. Aplicações e possibilidades	54
2.5.3. Processo de cálculo	56

2.5.4.	Modelo pelo método de elementos finitos para transportadores de correia.....	57
2.6	Medições de campo	59
2.6.1.	Objetivo	59
2.6.2.	Equipamentos.....	60
3	METODOLOGIA.....	65
3.1	Normas e referências utilizadas	65
3.2	Desenvolvimento	65
4	RESULTADOS	66
4.1	Descrição do transportador de correia	66
4.1.1.	Dados técnicos	66
4.1.2.	Perfil do transportador	67
4.1.3.	Sistema de acionamento.....	68
4.1.4.	Sistema de frenagem	68
4.1.5.	Sistema de esticamento	69
4.1.6.	Correia	69
4.2	Considerações de cálculo.....	69
4.2.1.	Limites de projeto	69
4.2.2.	Condições de carregamento e atrito.....	70
4.2.3.	Simulações para cálculo estático	71
4.2.4.	Simulações para cálculo dinâmico.....	72
4.3	Detalhamento do controle de partida e parada	72
4.3.1.	Partida	72
4.3.2.	Parada.....	73
4.4	Cálculo estático	76
4.4.1.	Potência requerida.....	76
4.4.2.	Tensões de tração na correia	76
4.4.3.	Fatores de serviço da correia	88
4.4.4.	Curso de esticamento	88
4.4.5.	Curvas verticais.....	89
4.4.6.	Viradores de correia.....	91
4.5	Cálculo dinâmico.....	91
4.5.1.	Correções necessárias	92
4.5.2.	Potência requerida.....	96
4.5.3.	Resultados gráficos	97

4.5.4.	Resumo de tensões de tração na correia	118
4.5.5.	Fatores de serviço da correia	124
4.5.6.	Curso de esticamento	125
4.5.7.	Curvas verticais.....	126
4.5.8.	Viradores de correia.....	128
4.6	Comparação - estático x dinâmico.....	128
4.6.1.	Torque de frenagem	129
4.6.2.	Potência requerida.....	129
4.6.3.	Tensões de tração na correia	129
4.6.4.	Fatores de serviço da correia	130
4.6.5.	Curso de esticamento	130
4.6.6.	Curvas verticais.....	130
4.6.7.	Viradores de correia.....	130
4.7	Medições de campo	131
4.7.1.	Partida em vazio.....	132
4.7.2.	Parada operacional em vazio	133
4.7.3.	Parada de emergência suavizada em vazio	134
4.7.4.	Parada de emergência com controle de velocidade em vazio.....	136
4.7.5.	Partida com carga.....	137
4.7.6.	Parada operacional com carga	138
4.7.7.	Paradas de emergência suavizada com carga.....	139
4.7.8.	Parada de emergência com controle de velocidade com carga.....	139
4.7.9.	Partida com carga.....	140
4.8	Comparação dos resultados das medições de campo com os cálculos teóricos	141
4.8.1.	Curvas de velocidade	142
4.8.2.	Potência requerida.....	142
4.8.3.	Torque de acionamento.....	142
4.8.4.	Torque de frenagem	143
4.8.5.	Acionamento freio do esticamento	143
4.8.6.	Deslocamento do contrapeso	143
5	CONCLUSÃO.....	145
6	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	146
	ABSTRACT	147
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	148

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Esquema típico de um transportador de correia.	4
FIGURA 2.2 - Correia de lona	6
FIGURA 2.3 - Correia de cabo de aço	6
FIGURA 2.4 - Sistema de acionamento montado em sua base.....	7
FIGURA 2.5 - Motor elétrico	8
FIGURA 2.6 - Redutor	8
FIGURA 2.7 - Conjunto motoredutor	9
FIGURA 2.8 - Acoplamento hidráulico	10
FIGURA 2.9 - Acoplamento flexível	11
FIGURA 2.10 - Sistema de acionamento com acoplamentos elásticos	11
FIGURA 2.11 - Acoplamento rígido	12
FIGURA 2.12 - Sistema de acionamento com acoplamento rígido	12
FIGURA 2.13 - Freio aplicado no eixo de baixa rotação	13
FIGURA 2.14 - Contra recuos.....	14
FIGURA 2.15 - Volante de inércia montado entre motor e redutor.....	14
FIGURA 2.16 - Construção típica de um rolo	15
FIGURA 2.17 - Conjunto de roletes de carga e retorno.....	16
FIGURA 2.18 - Roletes diversos.....	17
FIGURA 2.19 - Rolete auto-alinhante.....	17
FIGURA 2.20 - Desenho esquemático de um tambor.....	18
FIGURA 2.21 - Desenho esquemático mostrando posições típicas de tambores	19
FIGURA 2.22 - Sistema de esticamento por gravidade	20
FIGURA 2.23 - Parte externa de um chute de descarga.....	21
FIGURA 2.24 - Parte interna de um chute e suas chapas de desgaste	22
FIGURA 2.25 - Estrutura tipo longarina	22
FIGURA 2.26 - Estrutura tipo ponte treliçada	23
FIGURA 2.27 - Estrutura tipo galeria	23
FIGURA 2.28 - Raspador de correia	24
FIGURA 2.29 - Limpadores de correia	25
FIGURA 2.30 - Desenho esquemático de um virador de correia.....	26
FIGURA 2.31 - Curva de partida característica de um motor elétrico.....	34

FIGURA 2.32 - Partes de acoplamento hidráulico.....	35
FIGURA 2.33 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico básico parado, partindo e em operação.....	36
FIGURA 2.34 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico com câmaras de retardamento.....	36
FIGURA 2.35 - Rampa de partida em "S"	37
FIGURA 2.36 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico de enchimento variável.....	38
FIGURA 2.37 - Distribuição de resistências em um transportador de longa distância..	44
FIGURA 2.38 - Deformação da correia nos rolos.....	45
FIGURA 2.39 - Resistência devida à deformação x carga vertical.....	46
FIGURA 2.40 - Exemplo de curva reológica mestre de diversos compostos.....	47
FIGURA 2.41 - Máquina para teste da reologia da borracha.....	47
FIGURA 2.42 - Rolo e suas vedações.....	48
FIGURA 2.43 - Modelo em elementos finitos da flexão e deformação da correia.....	49
FIGURA 2.44 - Modelo combinado da movimentação correia e material entre roletes	50
FIGURA 2.45 - Arranjo de um transportador de correia típico	57
FIGURA 2.46 - Transportador dividido em elementos finitos.....	58
FIGURA 2.47 - Modelo composto de cinco elementos	59
FIGURA 2.48 - Dispositivo para medição de velocidade da correia	62
FIGURA 2.49 - Extensômetros instalados no eixo do tambor de acionamento.....	63
FIGURA 2.50 - Sensor laser para medição do curso do esticamento	63
FIGURA 4.1 - Perfil do transportador.....	67
FIGURA 4.2 - Estação de carregamento de material	67
FIGURA 4.3 - Estação de descarga de material.....	68
FIGURA 4.4 - Seção transversal da correia carregada.....	69
FIGURA 4.5 - Rampa de partida.....	72
FIGURA 4.6 - Rampa de parada	73
FIGURA 4.7 - Rampa de parada emergência 1	74
FIGURA 4.8 - Rampa de parada emergência 2.....	75
FIGURA 4.9 - Rampa de parada emergência 3.....	75
FIGURA 4.10 - Tensões de correia - completamente carregado e atrito normal.....	77
FIGURA 4.11 - Tensões de correia - completamente carregado e alto atrito	77
FIGURA 4.12 - Tensões de correia - completamente carregado e baixo atrito	78

FIGURA 4.13 - Tensões de correia - vazio e atrito normal	78
FIGURA 4.14 - Tensões de correia - descendentes carregados e baixo atrito	79
FIGURA 4.15 - Tensões de correia - ascendentes carregados e alto atrito	79
FIGURA 4.16 - Tensões de correia - ascendentes carregados e baixo atrito	80
FIGURA 4.17 - Tensões de correia - primeira metade carregada e atrito normal	80
FIGURA 4.18 - Tensões de correia - segunda metade carregada e atrito normal	81
FIGURA 4.19 - Tensões na região de carregamento - frenagem suavizada	93
FIGURA 4.20 - Tensões na região de carregamento - frenagem instantânea	93
FIGURA 4.21 - Velocidade do tambor de descarga - frenagem suavizada	94
FIGURA 4.22 - Tensões dinâmicas máximas e mínimas.....	95
FIGURA 4.23 - Freio de esticamento.....	96
FIGURA 4.24 - Velocidade no tambor de descarga.....	97
FIGURA 4.25 - Velocidade no tambor de retorno	98
FIGURA 4.26 - Tensão de correia no tambor de descarga	98
FIGURA 4.27 - Tensão de correia no tambor de retorno	99
FIGURA 4.28 - Torque motor tambor acionamento primário	99
FIGURA 4.29 - Torque motor tambor acionamento secundário.....	100
FIGURA 4.30 - Deslocamento do contrapeso.....	100
FIGURA 4.31 - Velocidade no tambor de descarga.....	101
FIGURA 4.32 - Velocidade no tambor de retorno	101
FIGURA 4.33 - Tensão de correia no tambor de descarga	102
FIGURA 4.34 - Tensão de correia no tambor de retorno.....	102
FIGURA 4.35 - Torque frenagem tambor acionamento primário.....	103
FIGURA 4.36 - Torque motor tambor acionamento secundário.....	103
FIGURA 4.37 - Deslocamento do contrapeso.....	104
FIGURA 4.38 - Velocidade no tambor de descarga.....	104
FIGURA 4.39 - Velocidade no tambor de retorno	105
FIGURA 4.40 - Tensão de correia no tambor de descarga	105
FIGURA 4.41 - Tensão de correia no tambor de retorno.....	106
FIGURA 4.42 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário	106
FIGURA 4.43 - Deslocamento do contrapeso.....	107
FIGURA 4.44 - Velocidade no tambor de descarga.....	107
FIGURA 4.45 - Velocidade no tambor de retorno	108
FIGURA 4.46 - Tensão de correia no tambor de descarga	108

FIGURA 4.47 - Tensão de correia no tambor de retorno	109
FIGURA 4.48 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário	109
FIGURA 4.49 - Deslocamento do contrapeso	110
FIGURA 4.50 - Velocidade no tambor de descarga.....	110
FIGURA 4.51 - Velocidade no tambor de retorno	111
FIGURA 4.52 - Tensão de correia no tambor de descarga	111
FIGURA 4.53 - Tensão de correia no tambor de retorno	112
FIGURA 4.54 - Torque motor tambor acionamento primário	112
FIGURA 4.55 - Torque motor tambor acionamento secundário.....	113
FIGURA 4.56 - Deslocamento do contrapeso.....	113
FIGURA 4.57 - Velocidade no tambor de descarga.....	114
FIGURA 4.58 - Velocidade no tambor de retorno	114
FIGURA 4.59 - Tensão de correia no tambor de descarga	115
FIGURA 4.60 - Tensão de correia no tambor de retorno	115
FIGURA 4.61 - Torque motor tambor acionamento primário	116
FIGURA 4.62 - Torque motor tambor acionamento secundário.....	116
FIGURA 4.63 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário	117
FIGURA 4.64 - Deslocamento do contrapeso.....	117
FIGURA 4.65 - Teste de partida em vazio	132
FIGURA 4.66 - Teste de parada operacional em vazio.....	134
FIGURA 4.67 - Teste de parada de emergência 2 em vazio	135
FIGURA 4.68 - Teste de parada de emergência 1 em vazio	136
FIGURA 4.69 - Teste de partida com carga de 2000 t/h.....	137
FIGURA 4.70 - Teste de parada com carga de 2000 t/h	138
FIGURA 4.71 - Teste de parada de emergência 2 com carga de 2000 t/h	139
FIGURA 4.72 - Teste de parada de emergência 1 com carga de 2000 t/h	140
FIGURA 4.73 - Teste de partida com carga de 2000 t/h.....	141

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Vantagens e desvantagens dos métodos de partida	39
TABELA 4.1 - Dados técnicos.....	66
TABELA 4.2 - Características dos acionamentos	68
TABELA 4.3 - Limites de projeto.....	70
TABELA 4.4 - Potência requerida	76
TABELA 4.5 - Resumo de tensões	81
TABELA 4.6 - Fatores de serviço da correia	88
TABELA 4.7 - Raios de curvas verticais	89
TABELA 4.8 - Resultados viradores de correia.....	91
TABELA 4.9 - Potência requerida	96
TABELA 4.10 - Resumo de tensões de tração na correia.....	118
TABELA 4.11 - Fatores de serviço da correia	125
TABELA 4.12 - Raios de curvas verticais	126
TABELA 4.13 - Resultados viradores de correia.....	128

NOMENCLATURA

Letras Latinas

E_p	Energia potencial
m	Massa
g	Aceleração da gravidade
h	Altura
E_c	Energia cinética
v	Velocidade
W	Trabalho
F	Força
r	Raio
a	Aceleração
P	Potência necessária para movimentação da correia
n	Rotação
DH	Diâmetro hidráulico do acoplamento
T_{mn}	Tensão mínima na saída do tambor de acionamento n
e	Base do logaritmo neperiano
f	Coefficiente de atrito entre a superfície do tambor de acionamento n e a cobertura da correia
W_b	Massa da correia por unidade de comprimento
W_m	Massa do material transportado por unidade de comprimento
S_{in}	Distância entre roletes no trecho n
T_n	Tensão mínima no trecho n

AE	Comprimento para emenda adicional
DP	Deformação permanente da correia
DT	Deformação térmica da correia
FG	Folga da correia no esticamento
CD	Curso dinâmico do esticamento

Letras Gregas

ΔT_n	Acréscimo total de tensão de correia
$\Sigma \Delta T_{Energy}$	Somatório de tensões - energia e massa
$\Sigma \Delta T_{main}$	Somatório de tensões - resistências principais
$\Sigma \Delta T_{point}$	Somatório de tensões - resistências pontuais
ΔT_{Hn}	Alteração de tensão de correia para elevar/abaixar o material na correia
ΔT_{amn}	Acréscimo de tensão de correia para acelerar continuamente o material até a velocidade de transporte
ΔT_{ssn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao deslizamento da correia na vedação da guia de material
ΔT_{isn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao atrito da vedação dos rolos
ΔT_{iWn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao atrito dos rolos causados pela carga transportada
ΔT_{bin}	Acréscimo de tensão de correia devido à deformação visco-elástica da correia
ΔT_{imn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao desalinhamento dos roletes
ΔT_{sn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao atrito do material com as guias de material

ΔT_{mzn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao movimento do material transportado entre roletes
ΔT_{pxn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao dobramento da correia nos tambores
ΔT_{prn}	Acréscimo de tensão de correia devido ao atrito dos rolamentos dos tambores
ΔT_{bcn}	Acréscimo de tensão de correia devido aos raspadores de limpadores de correia
ΔT_{emn}	Máxima alteração de tensão no tambor n
θ_n	Ângulo de abraçamento da correia no tambor de acionamento n
Δy_n	Deflexão da correia no trecho n como percentual da distância entre rolos

RESUMO

Transportadores de Correia são equipamentos destinados ao transporte de materiais largamente utilizados nos mais diversos ramos da indústria. O dimensionamento dos transportadores é regido por normas, que definem os requisitos mínimos a serem considerados no cálculo e projeto. Estas normas, porém, apresentam suas limitações, cobrindo somente princípios básicos e limitando-se ao cálculo estático, onde a elasticidade da correia não é considerada e a análise dos regimes transientes é bastante limitada. À medida que a capacidade transportada cresce, o comprimento e a complexidade do transportador aumentam, o cálculo dinâmico se faz necessário. No cálculo dinâmico, que é realizado por meio de softwares que utilizam um complexo modelo matemático, podem ser simulados de forma bastante realista os regimes de partida e parada dos transportadores. É necessário garantir, porém, que o funcionamento do equipamento ao fim do processo esteja dentro dos parâmetros considerados no cálculo, já que vários fatores na montagem e parametrização de acionamentos podem influenciar para que o real funcionamento do transportador seja significativamente diferente do simulado. Ajustes realizados durante medições de campo, onde os principais parâmetros de funcionamento do transportador são verificados, é a forma mais efetiva de acertar o funcionamento do equipamento, garantindo a segurança operacional. Este trabalho irá abordar o cálculo estático e suas limitações, as aplicações e possibilidades do cálculo dinâmico, um estudo de caso, mostrando as diferenças de dimensionamento obtidas por cada um dos métodos e resultados de medições de campo executadas para se obter o funcionamento do transportador dentro dos parâmetros de projeto.

Palavras-chave: Manuseio de materiais, Transportador de Correia, Cálculo estático, Cálculo dinâmico, Medições de campo.

1 INTRODUÇÃO

Transportadores de Correia são equipamentos destinados ao transporte de materiais, normalmente utilizados nas indústrias de mineração e siderurgia, usinas termoelétricas, indústria do cimento e outras. São utilizados quando se precisa de manuseio contínuo de granéis sólidos, sendo capazes de atingir altas capacidades de transporte com elevada disponibilidade e excelente custo de operação e manutenção, quando comparado a outros meios de transporte. Estas características tornam estes equipamentos fundamentais nos mais diversos campos da indústria, sem os quais o manuseio de materiais alcançaria custos inviáveis na maioria dos casos.

O dimensionamento destes equipamentos é regido por normas, como a CEMA (2006), que definem os requisitos mínimos a serem considerados. Estas, porém, apresentam suas limitações, cobrindo na maioria dos casos somente princípios básicos. Fatores importantes na determinação da potência requerida são simplificados ou mesmo desconsiderados. No desenvolvimento deste trabalho será apresentado com base em publicações como Nordell (1996), Jonkers (1980) e Lodewijks (2003), por exemplo, como diferentes compostos de borracha utilizados na cobertura inferior das correias transportadoras e a temperatura ambiente podem influenciar na potência requerida ao movimento da correia. Diante disso é possível notar como se torna complexo que normas com a função de orientar o cálculo dos mais diversos transportadores, consigam um nível de precisão muito elevado no cálculo da potência requerida. Critérios estabelecidos nas normas sempre serão conservadores o suficiente para que eventuais desleixos na montagem ou pequenas alterações nas características dos componentes mecânicos não comprometam o projeto.

É importante ressaltar ainda que casos especiais devem sempre ser tratados com o devido cuidado. Em transportadores para grandes capacidades de transporte ou transportadores de longa distância, os chamados TCLDs, a influência destes fatores se dará de forma mais acentuada e generalizações podem resultar em sub ou superdimensionamento.

Outra limitação das normas é abordar somente o equipamento em regime, o chamado cálculo estático. Neste cálculo a elasticidade da correia não é considerada e a análise dos regimes transientes é bastante limitada. À medida que a capacidade transportada, o comprimento e a complexidade do transportador aumentam, o cálculo dinâmico se faz necessário.

O cálculo dinâmico, baseado em publicações como Lodewijks (1994) e Nordell e Ciozda (1984) é realizado por meio de softwares, que utilizam um complexo modelo matemático para calcular, em relação ao tempo, a transmissão de forças e deslocamentos locais ao longo da correia. Tensões na correia e a potência/torque requeridos aos acionamentos são determinadas para os regimes transientes, permitindo calcular com maior precisão os regimes de partida e parada dos transportadores. Desta forma, situações potencialmente perigosas que não poderiam ser observados usando somente a análise estática, como ondas de choque e grandes deslocamentos localizados, podem ser resolvidos na análise dinâmica. Nos transportadores de longa distância este cálculo é fundamental, sendo impossível projetar um TCLD e garantir sua operação confiável e segura sem a realização da análise dinâmica.

É necessário, porém, garantir que o funcionamento do equipamento ao fim do processo esteja dentro dos parâmetros considerados no cálculo, já que vários fatores na montagem e parametrização dos controles de acionamentos podem influenciar para que o funcionamento real do transportador seja significativamente diferente do calculado. Uma forma efetiva para tal é a realização de testes e medições de campo, onde são verificados e medidos os principais parâmetros de funcionamento do transportador. Eventuais ajustes são então executados para que se obtenha o correto funcionamento do equipamento, garantindo sua segurança operacional.

No presente trabalho, busca-se mostrar as limitações do cálculo estático e a importância da análise dinâmica em transportadores de correia de longa distância e alta complexidade. A partir de um estudo de caso são apresentados e comparados os resultados destes métodos de cálculo e a validação dos cálculos teóricos através de medições, executadas em campo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

O embasamento teórico é feito inicialmente com a apresentação dos principais conceitos, o princípio de funcionamento dos transportadores e seus principais componentes. Em seguida é apresentado o cálculo estático, seus principais conceitos, a sequência para cálculo, a descrição das resistências ao movimento da correia e a determinação da potência requerida e tensões ao longo do transportador. Serão abordadas ainda as limitações do cálculo estático e diferenças entre considerações de normas e artigos que tratam do cálculo de algumas resistências especiais. Posteriormente é apresentado o cálculo dinâmico, sua história, base teórica, aplicações e possibilidades. Ao fim é abordada a fase de testes e medições de campo, apresentando os objetivos e a instrumentação aplicada.

2.2 Transportadores de correia

A norma brasileira NBR 6177 (1999) apresenta o seguinte conceito de transportador de correia: “Arranjo de componentes mecânicos, elétricos e estruturas metálicas, consistindo em um dispositivo horizontal ou inclinado (ascendente ou descendente) ou em curvas (côncavas ou convexas) ou ainda, uma combinação de quaisquer destes perfis, destinado à movimentação ou transporte de materiais a granel através de uma correia contínua com movimento reversível ou não que se desloca sobre os tambores, roletes ou mesa de deslizamento, segundo uma trajetória pré-determinada pelas condições de projeto, possuindo partes ou regiões características de carregamento e descarga”.

De uma forma geral, os transportadores de correia são constituídos por um ou mais acionamentos que, por meio de tambores sustentados em seus eixos por mancais de rolamentos tracionam esteiras ou correias de borracha sobre as quais o material granulado é transportado. Cada transportador de correia irá apresentar características bastante individuais e peculiares conforme sua aplicação, conforme o material a ser

transportado e também de acordo com o perfil do terreno e as distâncias e diferentes elevações entre o carregamento e a descarga do material (NBR 6177, 1999).

Tem-se assim, transportadores com perfis diversos, mas normalmente compostos pelos seguintes subconjuntos mostrados nas figuras apresentadas na sequência:

- Acionamento, composto de motor, redutor, acoplamentos, freios e dispositivos contra recuo;
- Tambores metálicos compostos de eixo, discos laterais, discos internos enrijecedores, casco, cubos, mancais de rolamento nas pontas dos eixos e revestimento do casco em borracha e/ou cerâmica;
- Esteira ou correia de elastômero com ou sem outros elementos internos como lonas, cabos de aço ou tramas metálicas;
- Roletes tanto de carga quanto de retorno onde se apoia a correia durante o transporte;
- Itens diversos de caldeiraria como chutes de descarga, cobertura sobre a correia, caixa de lastro ou contrapeso do sistema de esticamento e proteções para partes girantes como tambores e eixos diversos;
- Estruturas metálicas como colunas, pontes treliçadas, galerias treliçadas, estruturas tipo longarina, bases de acionamentos, bases suporte de tambores e estruturas de suportação dos contrapesos do sistema de esticamento;
- Dispositivos diversos como limpadores e raspadores de borracha, chaves e dispositivos elétricos diversos.

Abaixo, na FIG. 2.1, vemos um desenho típico de um transportador de correia onde estão indicadas as posições de montagem dos itens acima discriminados.

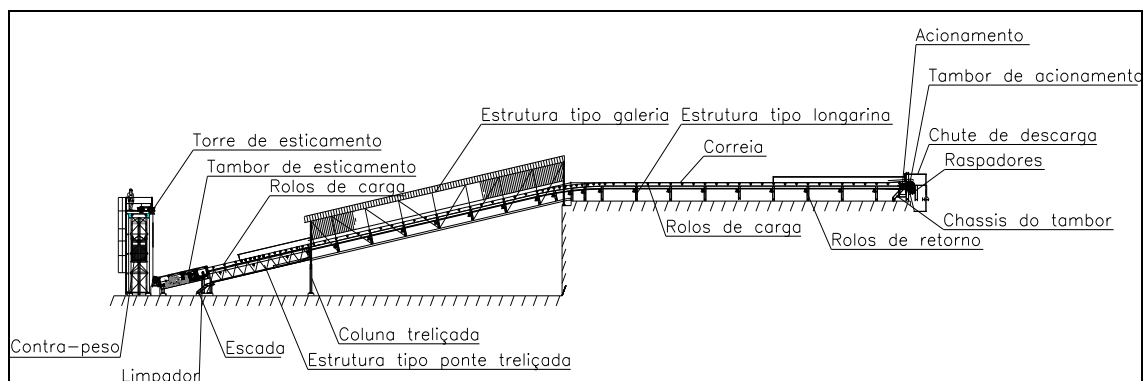


FIGURA 2.1 - Esquema típico de um transportador de correia.

2.3 Principais componentes

2.3.1. Correia

A correia é um dos principais componentes de um transportador de correia, representando entre 30% e 40% do custo total do equipamento. É ela que está em contato direto com o material a ser transportado e que para tal, deve ser tensionada pelo sistema de esticamento e tracionada pelos acionamentos, servindo como elemento de suporte e movimentação do material, respectivamente.

Este componente é constituído basicamente de duas partes: carcaça e coberturas.

Conforme CEMA (2006), o objetivo principal das coberturas é proteger a carcaça contra danos e outros fatores deteriorantes que podem estar presentes no ambiente de operação. A carcaça suporta as tensões atuantes na partida e movimentação da correia carregada, absorve a energia dos impactos do material no carregamento e fornece a estabilidade necessária para o alinhamento adequado e suporte da carga sobre os roletes em todas as condições de carregamento.

As coberturas são feitas em borracha e são divididas em superiores e inferiores. É a parte que, estando em contato direto com o material transportado, o meio externo, os roletes, os tambores e outros, deve ser química e fisicamente capaz de suportar agressões diversas ao longo da vida útil da correia.

A carcaça pode ser composta por lonas, cabos de aço, arames de aço, fios de kevlar ou outros materiais, sendo que na indústria da mineração brasileira os materiais utilizados são os cabos de aço e lonas de poliéster/nylon.

Abaixo, nas FIG. 2.2 e FIG. 2.3 vemos uma ilustração de uma correia de lonas e de cabos de aço, respectivamente.

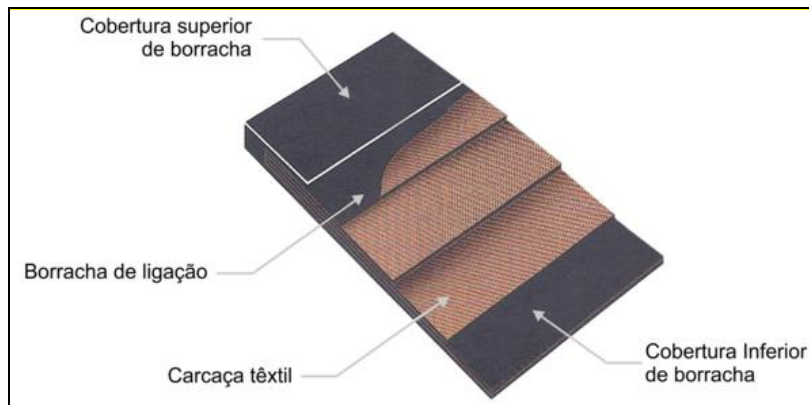


FIGURA 2.2 - Correia de lona (<http://bhxsuprimentos.com.br/mineracao.html>)

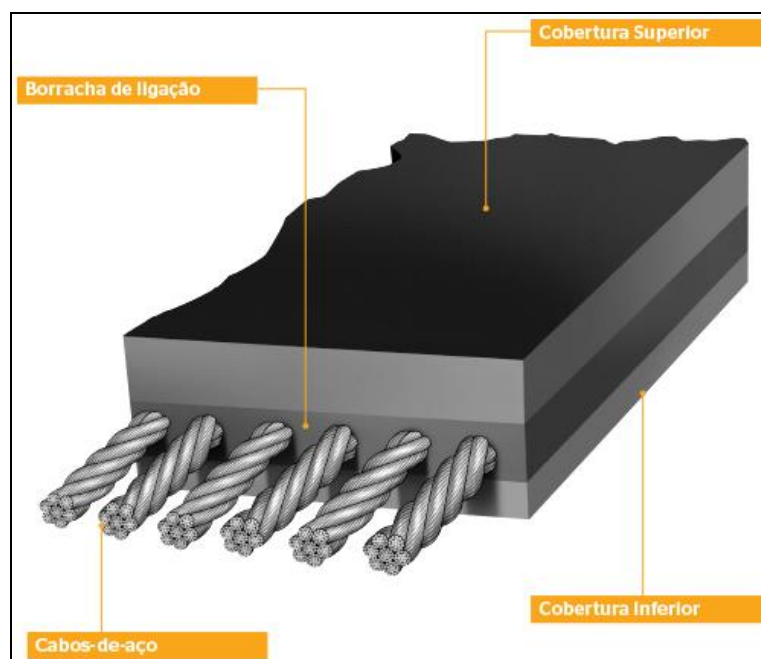


FIGURA 2.3 - Correia de cabo de aço
(<http://veyance.com.br/productsdetail.aspx?id=23215&rdr=true&LangType=1046>)

A correia tem a sua seleção baseada nos seguintes aspectos:

- Características físicas e químicas do material transportado;
- Condições de serviço;
- Tipo e inclinação lateral dos roletes;
- Largura necessária à correia - determinada por cálculo;
- Tensão máxima atuante na correia - determinada por cálculo;
- Tempo de ciclo da correia - tempo gasto para percorrer o percurso completo;
- Temperatura do material.

2.3.2. Sistema de Acionamento

O sistema de acionamento de um transportador de correia é responsável por prover o torque e potência necessários à movimentação da correia. O acionamento pode ser feito por desde um sistema simplificado, como um motoredutor acoplado diretamente ao eixo do tambor até por múltiplos sistemas completos, compostos por motor, acoplamento de alta rotação, redutor, acoplamento de baixa rotação, freio, dispositivo contra recuo e volante de inércia. A FIG. 2.4 apresenta um sistema de acionamento composto por motor, acoplamento hidrodinâmico e redutor, montado em sua base.



FIGURA 2.4 - Sistema de acionamento montado em sua base (Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda.)

Cada componente do sistema de acionamento será abordado a seguir.

2.3.2.1 Motor elétrico

O acionamento dos transportadores de correia é feito por motores elétricos, que por meio de acoplamentos, transmitem o torque e potência ao redutor e deste para o tambor de acionamento, o qual traciona a correia que transporta o material. A FIG. 2.5 ilustra um motor elétrico.

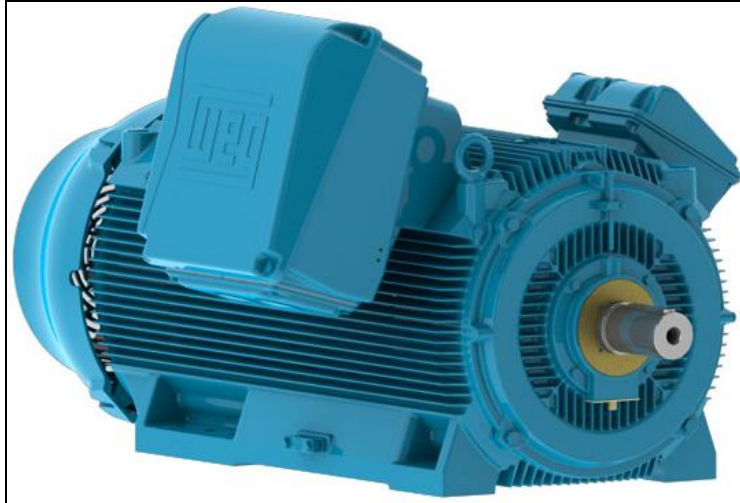


FIGURA 2.5 - Motor elétrico (<http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Motores-Eletricos/Industriais/HGF>)

2.3.2.2 Redutor

Os redutores de velocidade são constituídos por trens de engrenagens cujo objetivo é transmitir ao tambor do acionamento uma rotação mais baixa em relação a recebida do motor. Com a redução da velocidade ocorre uma multiplicação diretamente proporcional do torque proveniente do eixo do motor. A FIG. 2.6 ilustra um redutor.

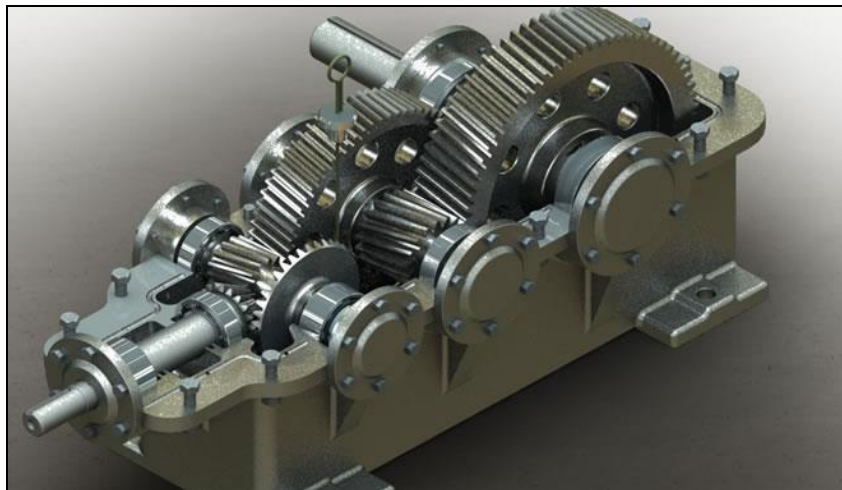


FIGURA 2.6 - Redutor (<http://www.industria hoje.com.br/redutor-velocidade>)

2.3.2.3 Motoredutor

O sistema de acionamento por motoredutor nada mais é que um sistema de motor, redutor e acoplamentos montados de forma compacta. Este tipo de montagem é limitado

para potências relativamente pequenas, usualmente de até 30 kW. Podem ter composições diversas onde todos os componentes do sistema de acionamento anteriormente citados são aplicados.



FIGURA 2.7 - Conjunto motoredutor (<http://br.sew-eurodrive.com/produto/motoredutor-de-eixos-paralelos-linha-f.htm>)

2.3.2.4 Acoplamentos

Os acoplamentos são elementos de transmissão de torque e potência e podem ser utilizados para a conexão entre motor e redutor - acoplamentos de alta rotação - e para conexão entre redutor e tambor de acionamento - acoplamentos de baixa rotação.

Os tipos mais utilizados em transportadores de correia são os hidrodinâmicos, os elásticos e os rígidos, sendo que cada tipo possui uma aplicação específica.

Os acoplamentos hidrodinâmicos são utilizados sempre em alta rotação. Seus componentes principais são dois rotores aletados axialmente e uma carcaça, que aloja os rotores e funciona como reservatório do fluido de trabalho, normalmente água ou óleo. Os rotores possuem formato de concha, sendo um rotor bomba e um rotor turbina e são montados frente a frente com uma folga pré-determinada, não havendo contato mecânico entre eles. O princípio de funcionamento é hidrocínético, o motor elétrico gera uma força de entrada que gira o rotor bomba, a energia cinética é desenvolvida pela massa do fluido no interior do acoplamento, que movimenta o rotor turbina, sendo que este está conectado ao eixo de entrada do redutor, movimentando o transportador. O principal objetivo ao se aplicar este tipo de acoplamento é limitar o torque máximo de

partida produzido pelo motor, proporcionando uma partida mais suave ao transportador. Isso é possível através do controle da transferência do fluido em alta velocidade que por meio da força centrífuga começa progressivamente a passar da banda do rotor bomba para a banda do rotor turbina, transmitindo progressivamente torque e potência do motor ao redutor. A FIG. 2.8, mostra um modelo de acoplamento hidrodinâmico aplicado em transportadores de correia.



FIGURA 2.8 - Acoplamento hidráulico (<http://www.henfel.com.br/images/acoplahidro01.jpg>)

Acoplamentos elásticos podem ser aplicados tanto no eixo de alta quanto de baixa rotação. São constituídos por duas partes, normalmente em aço ou ferro fundido e um elemento elástico, que serve como elemento de transmissão do torque de uma parte metálica para a outra. Sua função é basicamente de transmissão de torque e potência. Por possuírem elementos elásticos para conexão não suportam esforços de flexão, necessitando que os componentes do sistema de acionamento sejam apoiados por uma base. A FIG. 2.9 mostra um exemplo de acoplamento flexível e a FIG. 2.10 mostra um sistema de acionamento que utiliza acoplamentos flexíveis para conexão entre componentes.

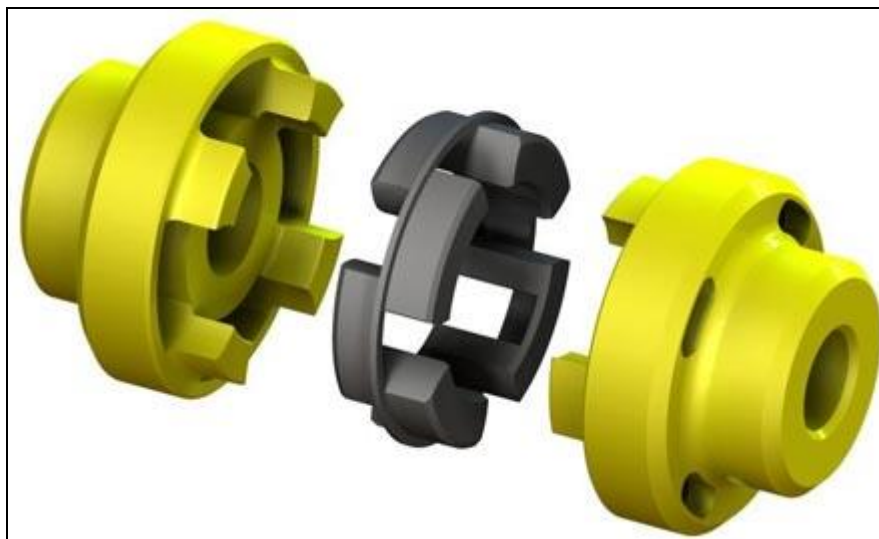


FIGURA 2.9 - Acoplamento flexível (<http://www.allied-transmissions.com/flexomax-couplings.php>)



FIGURA 2.10 - Sistema de acionamento com acoplamentos elásticos (Sandvik MGS S/A)

Acoplamentos rígidos podem ser aplicados tanto no eixo de alta quanto de baixa rotação. São constituídos por duas partes, normalmente em aço ou ferro fundido e conectadas por parafusos. Tem a mesma função dos acoplamentos elásticos, mas como suportam cargas de flexão permitem, por exemplo, montagens do sistema de acionamento do tipo “shaft-mounted”. A FIG. 2.11 mostra um exemplo de acoplamento rígido e a FIG. 2.12 mostra um sistema de acionamento com este tipo de montagem, onde motor acoplamento de alta rotação e redutor são montados sobre uma base e o acoplamento rígido de baixa rotação é conectado ao eixo do tambor, que suporta o peso de todo o conjunto de acionamento.



FIGURA 2.11 - Acoplamento rígido
(http://www.acoplamentosmetalflex.com.br/catalogos/catalogo_acoplamentos_metalflex.pdf)



FIGURA 2.12 - Sistema de acionamento com acoplamento rígido (Sandvik MGS S/A)

2.3.2.5 Freios

Freios são dispositivos que tem como função principal reduzir o tempo de parada ou mesmo possibilitar a parada dos transportadores. Possuem ainda funções como dispositivo contra recuo e estacionamento da correia. Podem ser aplicados entre motor e redutor ou em uma segunda ponta de entrada do redutor (freios de alta rotação) e entre redutor e tambor de acionamento (freios de baixa rotação).

O acionamento dos freios pode ser eletromagnético, eletro hidráulico ou hidráulico e serem normalmente fechados ou normalmente abertos.

Freios hidráulicos são classificados também quanto à forma de aplicação do torque, podendo ser digitais, onde a aplicação de todo o torque é instantânea ou proporcionais, onde é possível controlar o torque aplicado. A combinação destes freios possibilitam os seguintes tipos de frenagem:

- Instantânea, onde todo o torque de frenagem disponível é aplicado e o transportador para no menor tempo possível;
- Suavizada, onde um circuito hidráulico composto basicamente por um acumulador hidráulico e uma válvula proporcional fazem uma queda progressiva da pressão de óleo e conseqüentemente do torque de frenagem;
- Controlada, onde um Controlador Lógico Programável (CLP) retroalimentado pelo sinal digital de um dispositivo medidor de velocidade (encoder) controla a pressão de óleo e conseqüentemente o torque exercido pelos freios, de forma que a parada do transportador ocorra da forma desejada.

A FIG. 2.13 mostra um sistema de frenagem controlada, montado entre redutor e tambor de acionamento em um transportador de correia.



FIGURA 2.13 - Freio aplicado no eixo de baixa rotação (Sandvik MGS S/A)

2.3.2.6 Dispositivos contra recuo

Os contra recuos são dispositivos que tem como função principal bloquear a rotação do sistema de acionamento, e conseqüentemente da correia, no sentido contrário. São utilizados principalmente em transportadores ascendentes onde a força de elevação do

material presente sobre a correia após uma parada do transportador carregado é maior que os atritos que resistem ao movimento da correia, evitando o retorno da correia. Podem ser aplicados em um dos pares de eixos do redutor (contra recuo integrado ou incorporado) ou diretamente no eixo do tambor de acionamento (contra recuo de baixa rotação).



FIGURA 2.14 - Contra recuos (<http://www.vulkan.com/en-us/drivetech/products/backstops-and-freewheels>)

2.3.2.7 Volantes de inércia

Os volantes de inércia têm a função de aumentar a inércia do sistema de acionamento, amortecendo ou tornando mais lenta as respostas deste sistema. São utilizados principalmente para aumentar o tempo de partida e parada e para correção de problemas dinâmicos. São compostos basicamente por um disco de aço fixado a um eixo que gira em mancais de rolamento, sendo aplicados sempre ao eixo de alta rotação.



FIGURA 2.15 - Volante de inércia montado entre motor e redutor (Sandvik MGS S/A)

2.3.3. Roletes

Os roletes são os componentes responsáveis por dar suporte e guiar a correia ao longo do transportador. São compostos por rolos que giram em torno de seus próprios eixos, montados em cavaletes ou em catenária.

Os cavaletes são construídos com perfis comerciais e chapas cortadas e conformadas, sendo as peças unidas por soldas. Quando utilizados roletes em catenária, os rolos são fixados à estrutura do transportador e uns aos outros por grampos e elos.

Os rolos podem ser lisos ou cobertos com anéis de borracha e sua construção típica é feita com um tubo de aço soldado em peças laterais estampadas que alojam mancais de rolamento e suas vedações e apoiados em eixos fixos.

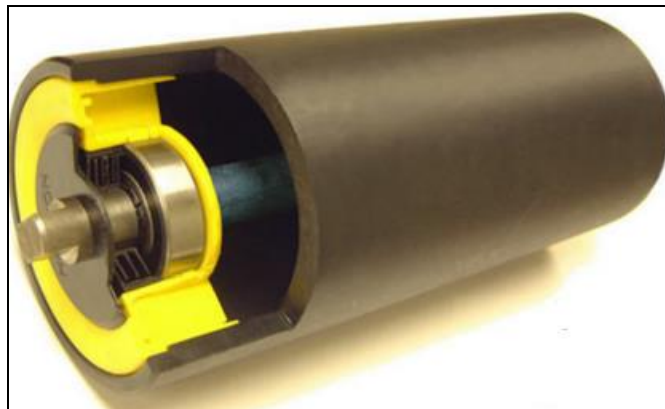


FIGURA 2.16 - Construção típica de um rolo (<http://www.uhmwpes.com/conveyor-roller-idler/hdpe.html>)

Os roletes são divididos entre roletes de carga e roletes de retorno e podem ter configurações diversas, com rolos planos, duplos, triplos, quádruplos e quántuplos, dispostos em várias angulações.

Ao longo do transportador são aplicados vários tipos de roletes, cada um com uma função. Quanto à aplicação, os principais tipos de roletes são os de carga, de transição, de impacto, de retorno e auto-alinhantes.

Os roletes de carga são os responsáveis pelo suporte da correia e da carga transportada, sendo utilizados em todo o trecho carregado do transportador. Utilizam rolos de aço.

Os roletes de transição são responsáveis pela transição da correia da forma plana, encontrada nos tambores, até a inclinação dos rolos de carga. Estes roletes possuem cavaletes com possibilidade de regulagem da inclinação dos rolos laterais e utilizam rolos metálicos iguais aos de carga.

Roletes de impacto são aplicados na região de carregamento da correia e são responsáveis por absorver o impacto do material nesta região. Utilizam rolos de aço cobertos com anéis de borracha.

Os roletes de retorno são utilizados ao longo de todo o trecho de retorno e são responsáveis pelo suporte da correia neste trecho. Podem ser utilizados rolos metálicos quando o transportador é equipado com viradores de correia ou rolos cobertos com anéis de borracha, na ausência dos viradores.

Roletes auto-alinhantes são responsáveis por corrigir eventuais desalinhamentos da correia nos trechos de carga e retorno. Estes roletes possuem cavaletes pivotados e rolos guia verticais nas extremidades, que em contato com a correia desalinhada, giram a parte superior do cavalete realinhando a correia.

A FIG. 2.17 mostra a montagem de roletes de carga triplos e retorno planos na estrutura do transportador. A FIG. 2.18 mostra alguns dos diversos roletes utilizados.

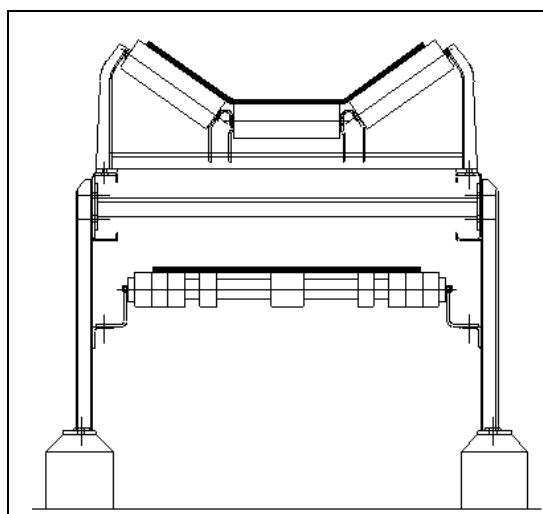


FIGURA 2.17 - Conjunto de roletes de carga e retorno

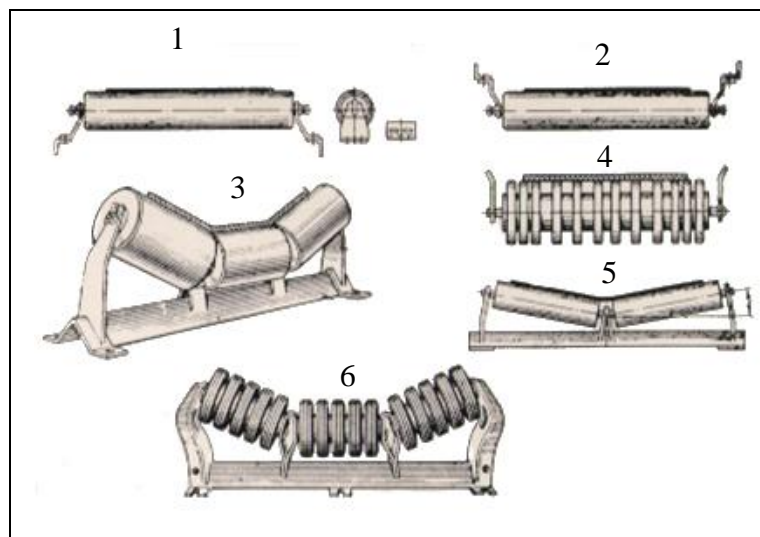


FIGURA 2.18 - Roletes diversos 1- Rolete de retorno plano com rolo metálico - apoiado; 2- Rolete de retorno plano com rolo metálico - suspenso; 3- Rolete de carga triplo ou retorno triplo; 4- Rolete de retorno plano com anéis de borracha - suspenso; 5- Rolete de carga ou retorno duplo; 6- Rolete de impacto triplo

(http://www.ide.iitkgp.ernet.in/Pedagogy3/unit_summary.jsp?MODULE_ID=269&coid=null&COURSE_ID=117&UNIT_ID=762&email=khanindra@mining)

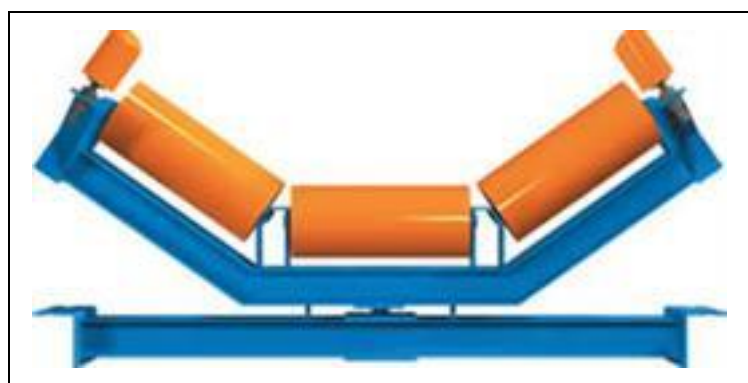


FIGURA 2.19 - Rolete auto-alinhante

(http://correiasdetransmissao.com.br/impressao_pagina.asp?codigo=17)

2.3.4. Tambores

Tambores são os componentes responsáveis por tensionar, tracionar e mudar a direção da correia, de forma a se obter o perfil necessário ao transportador.

Conforme CEMA (2006) a construção dos tambores evoluiu de tambores fabricados em madeira, passando por tambores em ferro fundido até a construção em aço soldado utilizada atualmente. O aumento do uso de transportadores de correia e a necessidade de peças de reposição, levou a indústria de tambores a abandonar os tambores feitos sob

medida e partir para o desenvolvimento de padrões, com dimensões já predefinidas, assim como faixas de tensões que podem ser aplicados.

Os tambores atualmente utilizados são compostos por eixo, dispositivos de fixação do eixo no cubo, cubo, discos laterais, casca e revestimento, conforme FIG. 2.20. A rotação do tambor é proporcionada por mancais de rolamentos, montados nas pontas do eixo.

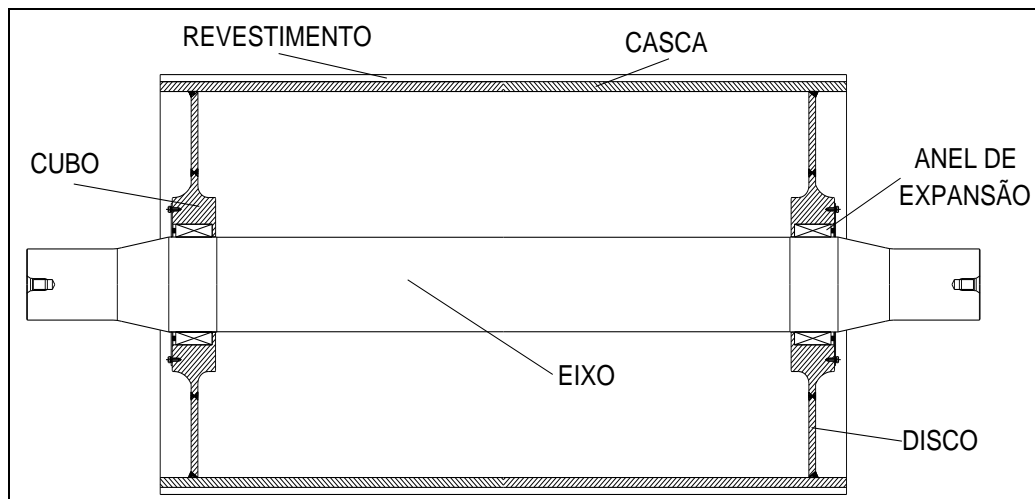


FIGURA 2.20 - Desenho esquemático de um tambor

Os tambores podem ser classificados como motrizes, que transmitem o torque do acionamento para a correia através dos seus eixos, ou movidos, em que os eixos servem como apoio. A diferença construtiva entre eles consiste apenas no comprimento da ponta do eixo, onde os tambores motrizes possuem a ponta estendida para o acoplamento dos componentes do acionamento. São também classificados conforme sua posição e função no transportador, como tambor de descarga, tambores de desvio, tambores de acionamento, tambor de esticamento e tambor de retorno, como ilustrado na FIG. 2.21. Em muitos casos, o tambor de descarga é também de acionamento e em alguns casos o tambor de retorno é também de esticamento.

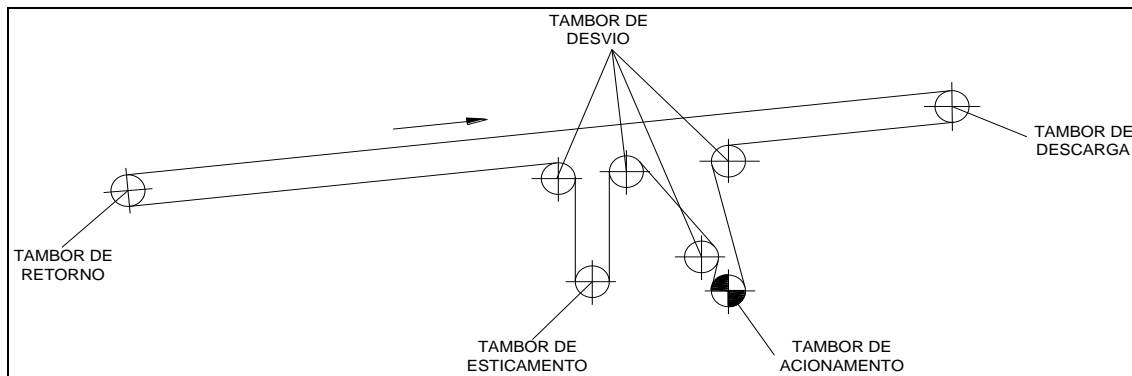


FIGURA 2.21 - Desenho esquemático mostrando posições típicas de tambores

2.3.5. Sistema de esticamento

O sistema de esticamento tem como função principal fornecer a tensão de correia necessária no lado de saída do tambor de acionamento para que este consiga transmitir o torque dos acionamentos para a correia. Além disso, o sistema de esticamento deve fornecer a tensão para que a correia seja capaz de suportar e transportar a carga de material entre os roletes ao longo do transportador e compensar variações no comprimento da correia devido ao alongamento.

Os tipos de esticamento mais usados em transportadores de correia são por gravidade e fixos. Em aplicações específicas podem ser usados sistemas acionados por guincho ou cilindros hidráulicos.

Esticamentos por gravidade consistem em uma massa suspensa, conectada ao tambor de esticamento e/ou carro de esticamento através de um sistema de cabos de aço e roldanas, como mostrado na FIG. 2.22.



FIGURA 2.22 - Sistema de esticamento por gravidade (Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda.)

Os chamados esticamentos fixos são utilizados em transportadores de pequeno porte, onde o alongamento da correia é pequeno. São também chamados esticamentos por parafusos, por utilizarem barras roscadas para ajuste da posição do tambor de esticamento.

Para casos especiais podem ser usados ainda sistemas mais complexos e caros, como guinchos e cilindros hidráulicos. Estes são aplicáveis, por exemplo, quando a massa necessária ao esticamento é excessivamente elevada ou o espaço disponível não permite a instalação de um sistema por gravidade.

2.3.6. Chutes de transferência

Os chutes de transferência são as partes responsáveis pela transferência do material na carga e descarga dos transportadores e são partes fundamentais para o sucesso da operação dos transportadores. São caixas feitas em chapas de aço e revestidas internamente por materiais resistentes ao desgaste.

Conforme CEMA (2006) os chutes devem ser projetados para:

- Conter e direcionar o fluxo de material;
- Controlar o trajeto de escoamento para minimizar impacto, desgaste, derramamento de material, geração de pó e degradação do produto transportado;
- Garantir que o material seja descarregado centralizado, na direção de movimento do transportador de recebimento e em velocidade similar à velocidade da correia de recebimento;
- Garantir que o material flua continuamente dentro do chute, sem entupimentos;
- Garantir que a área de recebimento de material seja fora da zona de transição da correia;
- Coletar e reinserir o material raspado pelos raspadores ao fluxo principal;
- Manter a velocidade do ar no interior do chute a menor possível para reduzir a geração de pó;
- Ser capaz de acomodar e resistir a todos os eventos de operação, incluindo partidas e paradas com chute cheio.

A FIG. 2.23 mostra a parte externa de um chute de descarga e a FIG. 2.24 mostra a parte interna de uma transferência com suas chapas de desgaste.



FIGURA 2.23 - Parte externa de um chute de descarga (Sandvik MGS S/A)



FIGURA 2.24 - Parte interna de um chute e suas chapas de desgaste (Sandvik MGS S/A)

2.3.7. Estruturas metálicas

As estruturas metálicas são utilizadas em quase todo o corpo dos transportadores, e são responsáveis por servir de apoio a todos os demais componentes, suportar as cargas atuantes, proporcionar acessos para inspeção e manutenção de componentes, etc. Os principais tipos de estruturas são: estrutura tipo longarina, estrutura tipo ponte treliçada e estrutura tipo galeria. Estes tipos de estrutura são apresentados nas FIG. 2.25, 2.26 e 2.27, respectivamente.



FIGURA 2.25 - Estrutura tipo longarina (Sandvik MGS S/A)



FIGURA 2.26 - Estrutura tipo ponte treliçada (Sandvik MGS S/A)



FIGURA 2.27 - Estrutura tipo galeria (Sandvik MGS S/A)

2.3.8. Equipamentos para limpeza da correia

Muitos materiais transportados são um pouco grudentos. Porções do material irão aderir à superfície da correia sem serem descarregados na transferência. O material residual é carregado no retorno da correia, eventualmente caindo ao longo do caminho e gerando desgaste excessivo, acúmulo de material nos roletes de retorno, desalinhamento da correia e outros problemas de manutenção e contaminação do meio ambiente. Os equipamentos para limpeza da correia são, portanto, indispensáveis para a operação adequada dos transportadores.

Existe uma grande variedade de dispositivos usados na tentativa de manter a correia e o entorno dos transportadores limpos. Os principais são mostrados a seguir.

2.3.8.1 Raspadores

Os raspadores são obrigatoriamente utilizados em todos os transportadores de correia. São instalados juntos ao tambor de descarga e ficam em contato com o lado sujo da correia. Funcionam raspando o material que permaneceria grudado à correia, evitando danos aos tambores de desvio e aos roletes de retorno. São normalmente compostos por lâminas de material polimérico, suportadas por uma estrutura em aço e acionamento por meio de contrapesos ou molas, que proporcionam a pressão necessária à remoção dos resíduos. A FIG. 2.28 ilustra um raspador em operação.



FIGURA 2.28 - Raspador de correia

(http://www.b2bmaquinas.com.br/Anuncios/Cimento_e_Minera%C3%A7%C3%A3o/Minera%C3%A7%C3%A3o/raspadores_trellex/5898_412_5)

2.3.8.2 Limpadores

Assim como os raspadores, limpadores são obrigatoriamente utilizados em todos os transportadores de correia. Funcionam retirando corpos estranhos que poderiam eventualmente entrar e recircular entre correia e tambores, danificando estes componentes. São instalados no lado limpo da correia, no lado de retorno, antes do tambor de retorno ou outro tambor onde haja a possibilidade de entrada de corpo estranho. São normalmente compostos por lâminas de material polimérico ou borracha, suportadas por uma estrutura em aço dotada de regulagem para ajuste do contato entre lâmina e correia. A FIG. 2.29 ilustra dois tipos de limpadores, reto e em “V”.

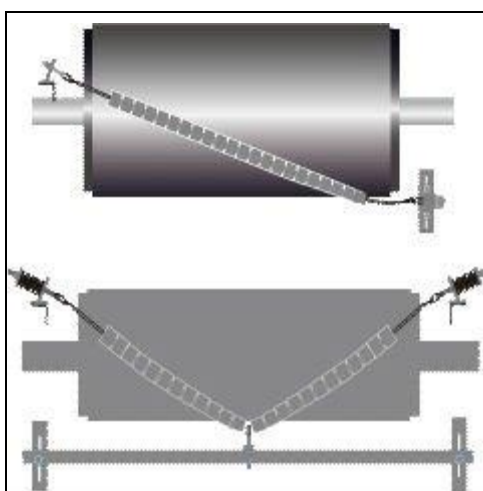


FIGURA 2.29 - Limpadores de correia (http://pt.made-in-china.com/co_daika3/image_Long-Useful-Life-Conveyor-Belt-Cleaner-Scraper_eseghngg_ZKotQnLPYukU.html)

2.3.8.3 Viradores de correia

Muitas vezes os raspadores não conseguem retirar completamente o material aderido à superfície da correia. Este material remanescente vai se desprendendo ao longo do transportador devido à vibração da correia e contaminando o ambiente. Viradores de correia são utilizados para manter o lado sujo da correia virado para cima, mantendo o equipamento limpo ao longo de seu comprimento. São sempre dois viradores, um instalado o mais próximo possível do tambor de descarga, responsável por girar a correia em 180°, trazendo o lado sujo para cima e outro virador instalado próximo ao tambor de retorno, girando a correia novamente em 180° voltando o lado sujo da correia para baixo.

Os viradores são compostos de tambores, que fazem o desvio da correia até o trecho de virada e rolos que fazem o giro e suporte da correia. A FIG. 2.30 ilustra como os rolos fazem o giro da correia.

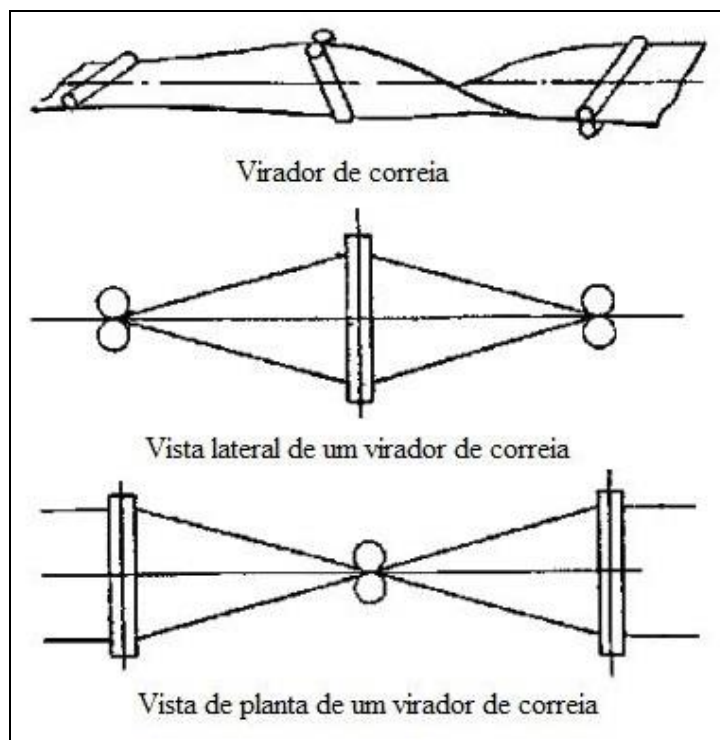


FIGURA 2.30 - Desenho esquemático de um virador de correia

2.3.9. Acessórios

Transportadores de correia são equipamentos longos, de grande inércia e operados remotamente. Para garantir a segurança do equipamento e das pessoas ao seu redor, diversos acessórios podem ser utilizados. Alguns destes dispositivos são brevemente descritos a seguir:

- Detector de metal: tem a função de detectar itens metálicos que podem ter caído na correia e vir a cortá-la;
- Separador magnético: utilizado para retirar itens metálicos da correia, que podem ter caído na mesma e vir a cortá-la;
- Balança: tem como função pesar o fluxo de material no transportador, totalizando, dosando ou evitando sobrecargas;
- Detector de rasgo: tem a função de detectar cortes na correia e pará-la;

- Sirene de partida: utilizada para alertar pessoas na proximidade do transportador do início do movimento da correia;
- Chave de emergência: instalada ao longo de todo o transportador é utilizada para parar o equipamento em caso de emergência;
- Detector de entupimento de chute: monitora o volume de material nas transferências, parando o transportador em caso de entupimento;
- Detector de desalinhamento: instalado nas extremidades do transportador e próximo a tambores de desvio detectam o desalinhamento da correia e a param em caso de desalinhamento excessivo;
- Detector de subvelocidade: comanda a parada do transportador caso detectado um tambor movido em velocidade inferior ao tambor motriz;
- Detector de sobrevelocidade: comanda a atuação do sistema de frenagem para a parada do transportador.

2.4 Cálculo estático

O cálculo estático de um transportador consiste basicamente em determinar a potência necessária para mover a correia e transportar determinada quantidade de material a certa velocidade, além de calcular as tensões de correia atuantes ao longo do equipamento. Os cálculos são feitos inicialmente considerando o transportador operando em regime, ou seja, velocidade e carregamento constantes e posteriormente estimam-se, com os resultados obtidos, os regimes de partida e parada. Para os regimes transientes os efeitos de massa e inércia são incluídos no cálculo, porém, considerando que todos os pontos ao longo da correia estão se movendo na mesma velocidade, como se a correia se comportasse como um corpo rígido.

A potência do transportador é um dos principais resultados a serem obtidos, pois tem influência em grande porção do projeto do equipamento. As forças atuantes nos tambores e estruturas, a capacidade de carga da correia e a seleção da maior parte dos componentes utilizados são diretamente relacionadas à potência requerida.

A base para o cálculo está na mecânica clássica e nas Leis de Newton para o movimento. Em resumo os principais conceitos são:

- Conservação de energia: o somatório da quantidade de energia permanece constante e energia não é criada ou destruída. A energia pode ser convertida de uma forma para outra, mas a energia total permanece constante;

- Energia potencial: Energia potencial é a energia armazenada pela posição de um objeto;

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (2.1)$$

- Energia cinética: Energia cinética é a energia do movimento;

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (2.2)$$

- Trabalho: Trabalho é definido como uma força constante aplicada a uma distância;

$$W = F \cdot r \quad (2.3)$$

- Primeira Lei de Newton: Um objeto em movimento não mudará a sua velocidade a não ser que uma força resultante não nula atue sobre ele;

- Segunda Lei de Newton: A relação entre a massa de um objeto, sua aceleração e a força aplicada é dada pela equação;

$$F = m \cdot a \quad (2.4)$$

- Terceira Lei de Newton: A toda ação há sempre uma reação oposta e de igual intensidade;

$$F_1 = F_2 \quad (2.5)$$

Outro aspecto importante no cálculo dos transportadores é o atrito. O conhecimento dos vários tipos de atrito e suas fontes, bem como a capacidade de determinar a relação do atrito com a temperatura e velocidade para os materiais visco-elásticos e viscosos empregados nos transportadores é que possibilitará um projeto confiável, durável e econômico destes equipamentos.

2.4.1. Normas

Ao longo das últimas décadas foram elaboradas várias normas para cálculo de transportadores de correia, como ISO 5048 (1989), DIN 22101 (1982), NBR 8205 (2014) e CEMA (2006). A forma como os diversos tipos de atritos são tratados e determinados, constitui a principal diferença entre estas referências, sendo que na

maioria das normas os atritos são tratados de forma global e estimados de forma empírica. Uma exceção é a norma CEMA (2006), que a partir de sua Sexta Edição trata cada componente de resistência de forma específica, e por este motivo será utilizada como referência neste capítulo.

2.4.2. Processo de cálculo

O processo de cálculo de um transportador começa com a análise do caminho a ser percorrido para transportar o material de um ponto a outro no terreno. Com alguns dados básicos como as características e quantidade de material a ser transportado e o comprimento e desnível de transporte é possível definir parâmetros como velocidade de transporte e largura da correia, necessários ao cálculo.

O próximo passo é determinar as resistências ao movimento da correia do ponto de carregamento de material até a descarga pelo lado de carga da correia e novamente até o ponto de carregamento pelo lado de retorno da correia. Este cálculo é voltado também para o conhecimento da variação da tensão de correia ao longo do transportador, que será utilizada para determinação das tensões atuantes em cada trecho da correia.

Determinadas as resistências ao movimento da correia a etapa seguinte é estimar a potência requerida, e assim definir a quantidade de acionamentos e tambores motrizes, bem como determinar a potência instalada.

A etapa seguinte é definir o método de partida do transportador, possibilitando o cálculo das tensões para os regimes transientes e a definição das tensões máximas e mínimas.

Por fim é definida a força de esticamento que atenderá a todas as condições de operação, possibilitando o cálculo final das estimativas feitas anteriormente.

2.4.3. Resistências ao movimento da correia

Com o objetivo de melhor representar as particularidades encontradas em cada parte do equipamento e possibilitar o cálculo mais preciso de qualquer transportador, na norma

CEMA (2006) o transportador é dividido em trechos. A cada trecho "n" são avaliadas as resistências locais ao movimento da correia sendo estas acrescidas como tensão de correia. Desta forma, a tensão no final de qualquer trecho será dada pela soma da tensão no final do trecho anterior com as resistências calculadas para o trecho em questão. O acréscimo total de tensão de correia ΔT_n é dado pela EQ. (2.6) a seguir:

$$\Delta T_n = \Sigma \Delta T_{Energy_n} + \Sigma \Delta T_{Mainn} + \Sigma \Delta T_{Pointn} \quad (2.6)$$

Onde:

$$\Sigma \Delta T_{Energy} = \Delta T_{Hn} + \Delta T_{amn} \quad (2.7)$$

$$\Sigma \Delta T_{Main} = \Delta T_{ssn} + \Delta T_{isn} + \Delta T_{iWn} + \Delta T_{bin} + \Delta T_{imn} + \Delta T_{sn} + \Delta T_{mzn} \quad (2.8)$$

$$\Sigma \Delta T_{Pointn} = \Delta T_{pxn} + \Delta T_{prn} + \Delta T_{bcn} \quad (2.9)$$

Não será mostrado como se calcula cada uma dessas resistências ao movimento da correia, sendo que as equações podem ser encontradas diretamente na norma, porém, cada componente de acréscimo de tensão de correia será explicado a seguir:

ΔT_{Hn} = alteração de tensão de correia para elevar/abaixar o material na correia

Esta força está relacionada exclusivamente aos desníveis encontrados no perfil do transportador, podendo ser positiva, negativa ou nula.

ΔT_{amn} = acréscimo de tensão de correia para acelerar continuamente o material até a velocidade de transporte

Esta força está relacionada à velocidade com que o material chega à correia, sendo mais ou menos expressiva em relação à força total para movimentação conforme tamanho e a capacidade do transportador. Será pouco significativa em transportadores de grande porte e pequena capacidade e bastante expressiva em transportadores curtos e de grande capacidade. É uma componente de força fortemente influenciada pelo chute de transferência, sendo possível minimizá-la com a utilização de um chute bem projetado.

ΔT_{ssn} = acréscimo de tensão de correia devido ao deslizamento da correia na vedação da guia de material

Esta força está relacionada à pressão de contato entre vedação da guia de material e a correia, só sendo expressiva em relação à força total em transportadores de pequeno porte e capacidade.

ΔT_{isn} = acréscimo de tensão de correia devido ao atrito das vedações dos rolos

Esta força está relacionada ao tipo de vedação utilizada para evitar contaminação por agentes externos aos rolamentos dos rolos, bem como com a graxa utilizada.

ΔT_{iwn} = acréscimo de tensão de correia devido ao atrito dos rolos causados pela carga transportada

Esta componente de força tem relação com a carga de material sobre os roletes. Quanto maior a carga, maior será o atrito.

ΔT_{bin} = acréscimo de tensão de correia devido à deformação visco-elástica da correia

Esta força é causada pela deformação que a correia sofre ao passar pelos rolos. Está relacionada às propriedades visco-elásticas dos compostos de borracha utilizados na fabricação da cobertura inferior da correia, bem como de sua espessura e da estrutura da correia.

ΔT_{imn} = acréscimo de tensão de correia devido ao desalinhamento dos roletes

Roletes desalinhados introduzem uma componente de força devido ao atrito que estes terão com a correia em movimento. A intensidade desta força está relacionada com o grau de desalinhamento e a carga atuante sobre os rolos. É possível minimizá-la, bem como reduzir o desgaste dos rolos e cobertura da correia através de uma montagem criteriosa do transportador.

ΔT_{sn} = acréscimo de tensão de correia devido ao atrito do material com as guias de material

Esta força é causada pelo atrito do material com as guias de material na região de carregamento do transportador e está relacionada ao fator de atrito do material transportado com o material utilizado nas guias de material.

ΔT_{mzn} = acréscimo de tensão de correia devido ao movimento do material transportado entre roletes

Devido ao peso da correia e do material, a correia forma um arco, ou flecha entre os roletes adjacentes. Esta flecha causa uma deformação do material, e conseqüentemente, um acréscimo de força para movimentação da correia. O cálculo deste acréscimo de força é iterativo, já que depende da tensão de correia num determinado trecho, que está inter-relacionada ao acréscimo de força.

ΔT_{pxn} = acréscimo de tensão de correia devido ao dobramento da correia nos tambores

Esta força está relacionada à rigidez da correia e ocorre sempre que a mesma é dobrada ou desviada pelos tambores.

ΔT_{prn} = acréscimo de tensão de correia devido ao atrito dos rolamentos dos tambores

Assim como todo mancal, os mancais de rolamentos dos tambores possuem certo atrito interno, que causará um acréscimo de força para a movimentação da correia. Esta força está relacionada à tensão resultante de correia e ao peso do tambor.

ΔT_{bcn} = acréscimo de tensão de correia devido aos raspadores de limpadores de correia

Para remover os materiais remanescentes é necessário que os raspadores e limpadores exerçam certa pressão sobre a correia, causando um acréscimo de força para sua movimentação.

A importância relativa das várias contribuições individualmente apresentadas acima varia largamente sendo que nenhuma pode ser ignorada, embora algumas possam ter contribuições muito pequenas em transportadores particulares.

2.4.4. Cálculo da potência

A potência requerida (P) resulta da multiplicação da resistência total ao movimento ΔT_n , apresentada na EQ. (2.6) pela velocidade da correia (v).

$$P = \Delta T_n \times v \quad (2.10)$$

Com a potência requerida é possível analisar quantos acionamentos e quantos tambores de acionamento serão necessários e conseqüentemente qual será a potência instalada. A potência instalada é importante na definição do método a ser utilizado para a partida do transportador, que definirá o torque máximo aplicado pelo acionamento na partida.

O cálculo da potência, porém, é um processo iterativo com a determinação das tensões. Algumas resistências ao movimento da correia estão relacionadas à tensão de correia no trecho ou ao tamanho de componentes, também relacionados à tensão atuante, o que torna necessário arbitrar um valor de tensão para o cálculo inicial da potência e executar correções posteriores até que os valores convirjam.

2.4.5. Métodos de partida de transportadores

A partida dos motores tem grande influência no dimensionamento e funcionamento dos transportadores de correia e deve ser assunto de especial atenção. Os métodos de partida mais utilizados em transportadores são: partida direta; partida com limitação do torque do motor; partida com controle da velocidade. Para utilizar cada uma dessas formas, diferentes recursos podem ser aplicados, sejam mecânicos, hidráulicos, elétricos ou eletrônicos.

2.4.5.1 Partida Direta

A partida direta é um dos métodos mais básicos e para utilizá-la nenhum recurso especial é necessário. O motor é alimentado diretamente pela rede elétrica, sem controle ou limitação de corrente ou tensão.

A conexão entre motor e redutor é feita por um acoplamento elástico ou rígido e não há deslizamento entre motor e redutor. Não é possível limitar ou controlar o torque aplicado, ou controlar a velocidade. O transportador é acelerado seguindo a curva de torque do motor aplicado, e por este motivo, é utilizado para potências baixas, normalmente de até 30 kW. A FIG. 2.31 apresenta uma curva de partida típica de um motor elétrico.

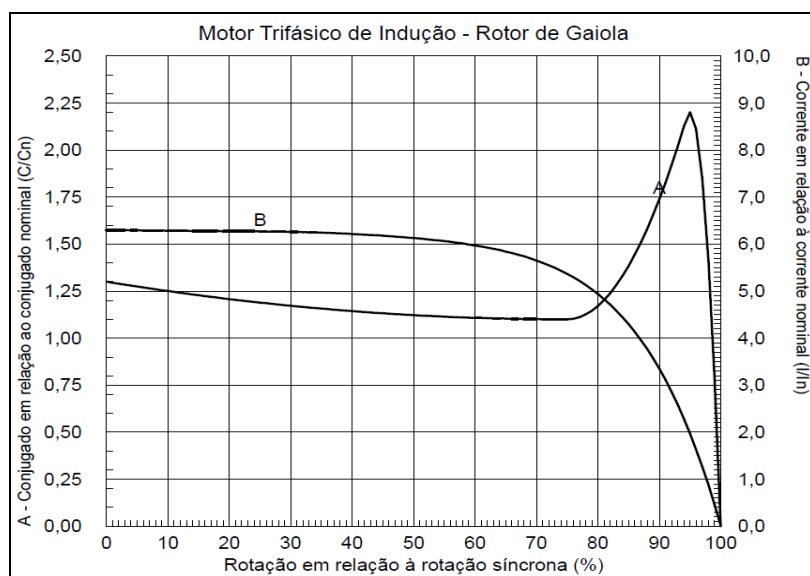


FIGURA 2.31 - Curva de partida característica de um motor elétrico (Folha de dados motor WEG)

2.4.5.2 Partida com limitação do torque

A partida com limitação do torque tem o objetivo, como o nome diz, de limitar o torque máximo gerado pelo motor ao transportador, reduzindo as tensões máximas na correia e demais componentes do transportador. É utilizada normalmente para potências acima de 30 kW, para aplicações onde não é necessário o controle da velocidade na partida.

Existem diversas formas de partida com limitação de torque, dentre as quais estão: redução ou controle da tensão elétrica no motor; limite ou controle de corrente elétrica no motor; uso de acoplamentos magnéticos no eixo de alta rotação; uso de acoplamentos hidráulicos no eixo de alta rotação.

Por sua larga aplicação em transportadores de correia os acoplamentos hidráulicos com enchimento constante serão apresentados a seguir.

2.4.5.2.1 Acoplamentos hidráulicos de enchimento constante

Acoplamentos hidráulicos com enchimento constante são os acoplamentos em que não há variação no volume interno total de fluido durante a partida. Estes dispositivos são compostos basicamente por dois rotores aletados axialmente, em forma de concha, sendo um o rotor bomba e outro o rotor turbina, além de uma carcaça lisa que funciona como reservatório de fluido que aloja o rotor interno. O motor é geralmente conectado ao rotor externo, neste caso o rotor bomba, sendo o redutor montado no rotor interno, neste caso o rotor turbina.

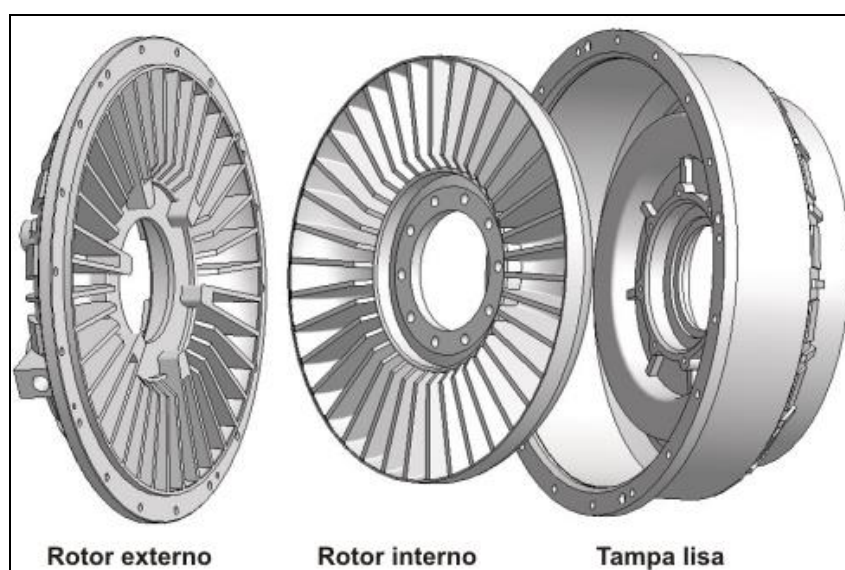


FIGURA 2.32 - Partes de acoplamento hidráulico (Catálogo Henfel)

A conexão entre parte externa e interna é feita por um fluido, óleo ou água, que é lançado pela força centrífuga contra as pás dos rotores e transmite o movimento pelo atrito do fluido.

A transmissão de torque/potência depende basicamente da rotação do acoplamento e do diâmetro hidráulico, que está relacionado ao diâmetro do acoplamento e ao volume de fluido presente na câmara de trabalho. Desta forma, através do controle da passagem do fluido entre estas câmaras com o uso de furos calibrados, é possível, além de limitar o torque máximo, ter certo controle sobre o enchimento e consequente transmissão de torque do acoplamento. As EQ. (2.11) e EQ. (2.12) descrevem como é feita a transmissão de torque e potência.

$$\text{Torque} = f(n^2, DH^5) \quad (2.11)$$

$$\text{Potência} = f(n^3, DH^5) \quad (2.12)$$

Onde:

n = rotação

DH = diâmetro hidráulico

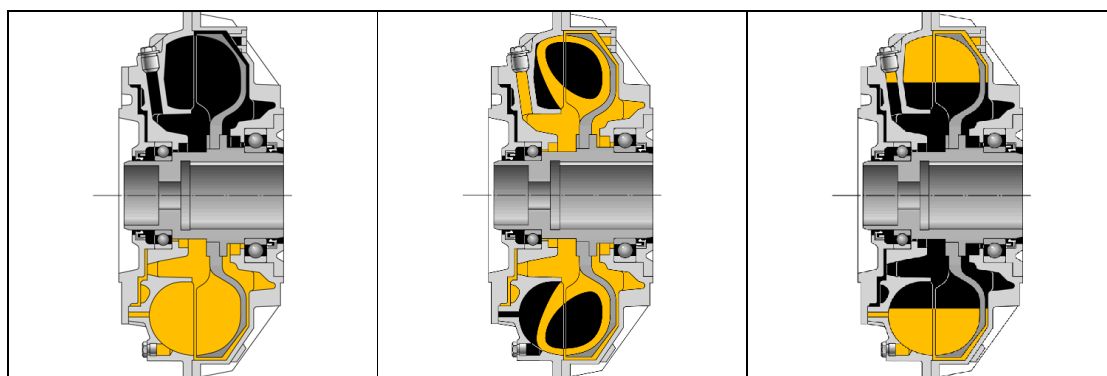


FIGURA 2.33 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico básico parado, partindo e em operação (Catálogo Voith)

Sua função na configuração básica é a de limitar o torque máximo transmitido, mas com a aplicação das câmaras de retardamento mostradas na FIG. 2.34, outras funções são possíveis.

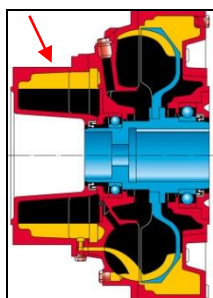


FIGURA 2.34 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico com câmaras de retardamento (Catálogo Voith)

Outra característica a ser citada destes dispositivos é que no instante da partida não existe carga sobre o eixo acionado e o motor parte livre. Devido à curva de torque característica dos motores elétricos citados, que muitas vezes possuem baixo torque

durante a aceleração, esta é uma característica importante, pois possibilita que o motor atinja rapidamente sua rotação nominal e só comece a perceber o torque resistente quando já atingiu sua faixa de alto torque.

2.4.5.3 Partida com controle da velocidade

A partida com controle da velocidade tem o objetivo de controlar a aceleração do transportador, reduzindo as tensões máximas na correia e demais componentes do transportador. Pode ser utilizado para qualquer faixa de potência e é obrigatório para transportadores de longa distância.

Este método, quando associado ao estudo da partida na análise dinâmica, apresenta melhor controle sobre o comportamento do transportador, pois nele é possível, além de limitar o torque máximo, programar o tempo total de partida e a forma como será feita a aplicação do torque. A FIG. 2.35 mostra uma rampa de partida em "S".

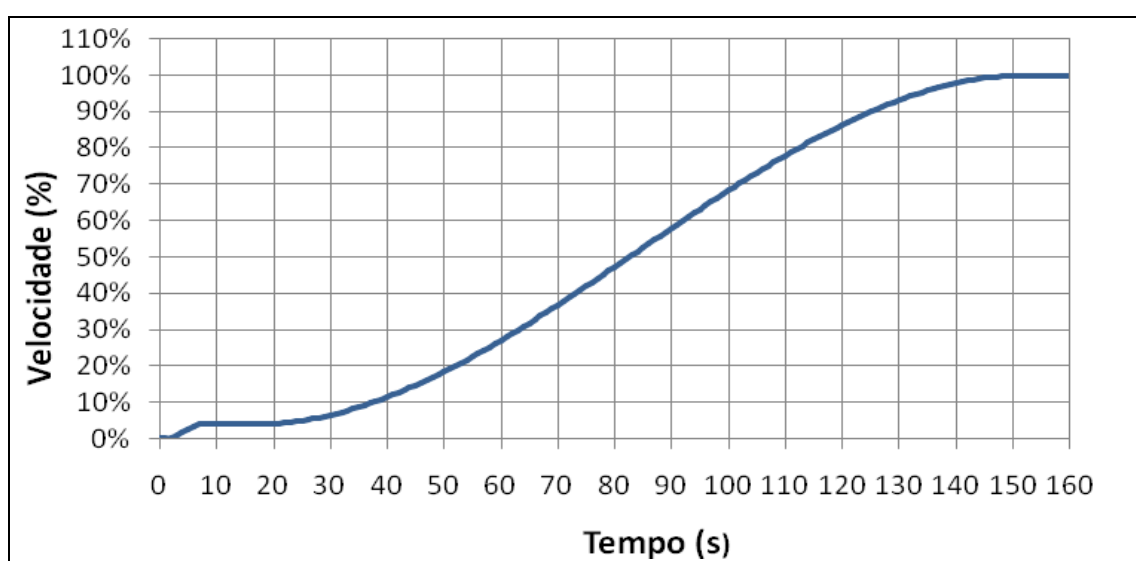


FIGURA 2.35 - Rampa de partida em "S" (Elaborado pelo Autor)

As formas mais usuais para partida de transportadores de correia com controle de velocidade são os acoplamentos hidráulicos com enchimento variável e os inversores de frequência.

2.4.5.3.1 Acoplamentos hidráulicos com enchimento variável

Acoplamentos hidráulicos com enchimento variável são os acoplamentos em que ocorre a variação no volume interno total de fluido durante a partida. Estes dispositivos são também conhecidos como acoplamentos de velocidade variável e são montados entre motor e redutor, sendo conectado a estes por acoplamentos elásticos.

O princípio de funcionamento dos acoplamentos variadores de velocidade é o mesmo dos de enchimento constante. A diferença é que um tubo, chamado de tubo pescador, controla através da variação de sua posição o volume de óleo dentro da câmara de trabalho, que determinará o torque transmitido. A FIG. 2.36 ilustra um acoplamento de enchimento variável.

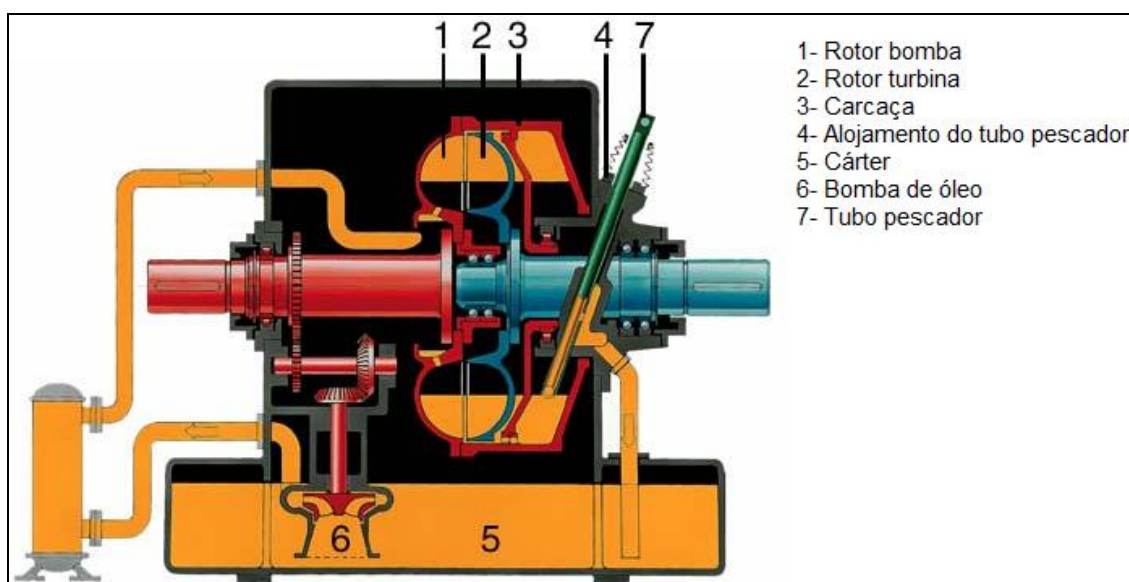


FIGURA 2.36 - Seção transversal de um acoplamento hidráulico de enchimento variável (Catálogo Voith)

Várias possibilidades de partida do transportador podem ser obtidas com o uso destes acoplamentos, dentre as quais podemos citar: com programação do tempo para que o tubo pescador vá de sua posição inicial à final; com programação de uma rampa linear de velocidade; com programação de velocidade em curva “S”. Para possibilitar a partida com controle de velocidade, o acoplamento deve possuir um sistema de controle que medirá a velocidade do transportador e controlará a posição do tubo pescador de forma a manter a velocidade dentro dos valores de referência.

2.4.5.3.2 Inversores de frequência

Inversores de frequência são dispositivos eletrônicos que possibilitam o controle preciso do torque e da velocidade nos acionamentos.

Quando utilizados, estes equipamentos são colocados em salas climatizadas e a configuração mecânica do acionamento é similar ao acionamento com partida direta, ou seja, a ligação entre motor e redutor é feita por um acoplamento elástico ou rígido. Em alguns casos, dependendo da utilização, é necessário utilizar um ventilador independente no motor, para que o resfriamento do mesmo seja independente de sua rotação.

Várias possibilidades de partida do transportador podem ser obtidas com o uso dos inversores, dentre as quais podemos citar: com programação de uma rampa linear de velocidade; com programação de velocidade em curva “S”, sendo que em ambas é possível limitar o torque máximo a ser aplicado pelo motor.

2.4.5.4 Vantagens e desvantagens dos métodos de partida

O quadro a seguir resume as vantagens e desvantagens de cada método de partida apresentado:

TABELA 2.1A - Vantagens e desvantagens dos métodos de partida

Forma de Partida	Vantagens	Desvantagens
Partida Direta	<ul style="list-style-type: none"> - Menor custo do acionamento - Simplicidade do sistema de acionamento 	<ul style="list-style-type: none"> - Aplicação limitada a transportadores pequenos e com perfis simples - Resulta em maiores esforços em todos os componentes do transportador - Transportador mais suscetível a falhas de componentes

TABELA 2.1B - Vantagens e desvantagens dos métodos de partida

<p>Acoplamentos hidráulicos com enchimento constante</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Boa relação entre custo de implantação e benefícios - Quando corretamente dimensionado, permite partida do motor "sem carga" - Aceleração mais suave quando comparado à partida direta - Fácil ajuste do torque máximo com a alteração do volume de fluido - Proteção do acionamento contra sobrecargas - Possibilidade de distribuição de carga uniforme entre acionamentos, no caso de múltiplos acionamentos 	<ul style="list-style-type: none"> - Aplicação limitada a transportadores com perfis relativamente simples - Não recomendado para transportadores regenerativos, transportadores de longa distância e/ou alta capacidade - O acoplamento requer maior cuidado com a manutenção
<p>Acoplamentos hidráulicos com enchimento variável</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Permite partida do motor sem carga - Bom controle sobre a partida do transportador - Quando bem configurado permite reduções significativas das tensões máximas atuantes, acréscimo de vida de componentes, etc. - Proteção do acionamento contra sobrecargas - Possibilidade de distribuição de carga uniforme entre acionamentos, no caso de múltiplos acionamentos 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto custo de implantação - Aplicação limitada a transportadores grandes e/ou de alta capacidade, devido ao custo de implantação - Requer especial cuidado com a manutenção, pois pequenas falhas ou alterações no funcionamento principalmente do tubo pescador, produzem grandes diferenças de tensões na correia durante a partida
<p>Inversores de frequência</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Aplicável em todas as faixas de tamanho, perfis e capacidades de transportadores - Simplicidade da parte mecânica do sistema de acionamento - Excelente controle sobre a partida do transportador - Permite reduções significativas das tensões máximas atuantes, acréscimo de vida de componentes, etc. - Uma vez configurado, apresenta baixíssima necessidade de manutenção - Proteção do acionamento contra sobrecargas através do controle do torque máximo - Possibilidade de distribuição de carga uniforme entre acionamentos, no caso de múltiplos acionamentos 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto custo de implantação para algumas faixas de potência e tensão elétrica - Requer manutenção especializada

2.4.6. Determinação das tensões de tração na correia

A primeira etapa para o cálculo do esforço de tração na correia ao longo do transportador, conhecido como tensões de correia, é calcular a força de esticamento. Existem dois requisitos mínimos que devem atendidos:

- A tensão mínima na saída do tambor de acionamento deve ser suficiente para que o esforço periférico (torque) aplicado ao(s) tambor(es) de acionamento seja transmitido à correia através de atrito sem qualquer escorregamento para qualquer condição de carregamento e regime de trabalho;
- A tensão de correia em qualquer trecho do transportador deve ser suficiente para manter a deflexão da correia entre roletes dentro de valores pré-estabelecidos para qualquer condição de carregamento e regime de trabalho.

O cálculo da tensão mínima na saída do tambor de acionamento é apresentado na EQ. (2.13) para acionamentos em um único tambor.

$$\Delta T_{smn} = T_{mn} \times (e^{f\theta_n} - 1,0) \quad (2.13)$$

Onde:

ΔT_{smn} = máxima alteração de tensão no tambor n

T_{mn} = tensão mínima na saída do tambor de acionamento n

e = base do logaritmo neperiano = 2,718

θ_n = ângulo de abraçamento da correia no tambor de acionamento n

f = coeficiente de atrito entre a superfície do tambor de acionamento n e a cobertura da correia

O cálculo da deflexão da correia entre roletes é apresentado na EQ. (2.14).

$$\Delta y_{sn} = \frac{(W_b + W_m) \times S_{in}}{8 \times T_n} \quad (2.14)$$

Onde:

Δy_{sn} = deflexão da correia no trecho n como percentual da distância entre rolos

W_b = massa da correia por unidade de comprimento

W_m = massa do material transportado por unidade de comprimento

S_{in} = distância entre roletes no trecho n

T_n = tensão mínima no trecho n

Estas verificações devem ser feitas tanto para o regime estacionário quanto para os regimes transientes. Nos transientes, efeitos de massa e inércia devem ser incluídos. Mais detalhes sobre estes cálculos podem ser encontrados na norma CEMA (2006).

A força de esticamento mínima necessária normalmente é definida pelos regimes transientes, desta forma, os métodos de partida e parada a serem empregados tem grande influência e precisam ser estudados para que a força de esticamento seja a menor possível, reduzindo assim a máxima tensão atuante no transportador. Este parâmetro define, entre outros componentes, a correia, que está entre os componentes mais caros do transportador.

A redução da força de esticamento é, portanto, um dos focos no processo de cálculo. Podem ser usados alguns recursos para a redução da força de esticamento. Usar múltiplos acionamentos ou revestimentos cerâmicos nos tambores de acionamento, por exemplo, aumentará a capacidade de transmissão de torque dos acionamentos para a correia, reduzindo a força de esticamento. Durante o cálculo deve ser feita a avaliação do custo de uso dos diversos recursos disponíveis e dos benefícios resultantes.

A definição final da força de esticamento irá depender ainda da localização do sistema esticamento no transportador. Com esta definição e conhecidas as resistências ao movimento da correia é possível saber a tensão atuante em cada trecho do transportador,

bastando somar ou subtrair as resistências encontradas de um determinado trecho ao trecho onde se deseja saber a tensão. O conhecimento da tensão atuante em cada trecho se torna mais importante em transportadores com perfis mais complexos, onde é preciso verificar raios mínimos de curvas, definir viradores de correia, etc.

2.4.7. Curvas verticais

Conforme CEMA (2006), curvas verticais são usadas em transportadores de correia para conectar duas porções tangentes que estão em inclinações diferentes, podendo ser côncavas, onde os roletes não são obstáculos contra o levantamento da correia ou convexas onde os roletes são obstáculos para a correia.

As curvas verticais côncavas e convexas devem ser analisadas quanto às tensões máximas e mínimas locais no centro e bordas da correia. As curvas côncavas devem ser analisadas ainda quanto ao levantamento da correia para situações de correia vazia e desgastada. As equações para estes cálculos podem ser encontradas diretamente na norma.

2.4.8. Limitações

2.4.8.1 Determinação das resistências ao movimento da correia

À medida que o comprimento e a complexidade dos transportadores aumentam o cálculo de algumas resistências ao movimento se torna mais relevante e generalizações feitas por normas podem levar ao dimensionamento incorreto do equipamento. A FIG. 2.37, adaptada de Hager e Hintz (1993), mostra as resistências ao movimento da correia de um transportador de longa distância.

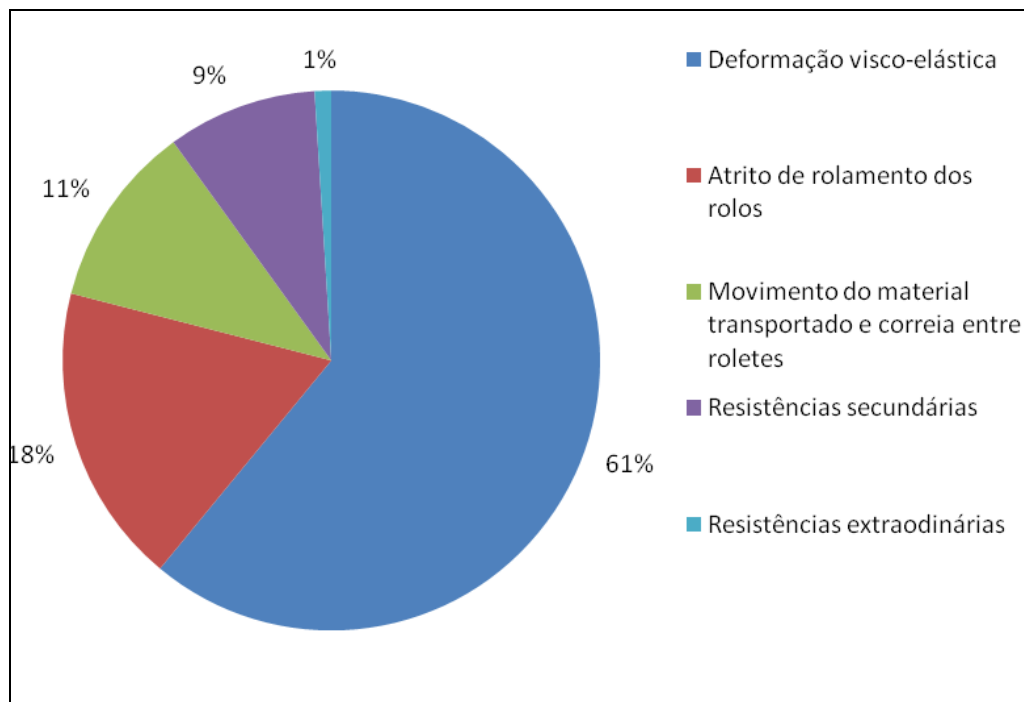


FIGURA 2.37 - Distribuição de resistências em um transportador de longa distância (Adaptado de Hager e Hintz, 1993)

Como pode ser observado, a deformação visco-elástica da correia ao passar pelos rolos representa 61% do total. O atrito de rolamento dos rolos representa 18% do total, seguido pelo movimento do material transportado e correia entre roletes com 11%. A soma das resistências secundárias como aceleração do material no carregamento, atrito de guias de material, raspadores e limpadores, etc., correspondem a 9% do total e as resistências extraordinárias, como resistências devidas a viradores de correia, desviadores de fluxo, etc., correspondem a 1% do total.

São apresentadas a seguir abordagens alternativas para determinação das três parcelas mais significativas das resistências ao movimento da correia, que podem somar 90% da resistência total. Como poderá ser notado, o uso destes recursos podem envolver custos extras com ensaios ou aplicação de modelos pelo método de elementos finitos, desta forma, ficam restritos a aplicações especiais como transportadores de longa distância ou grandes capacidades, onde os custos envolvidos se justificam.

2.4.8.1.1 Deformação visco-elástica

Ao passar pelos rolos a cobertura inferior da correia é comprimida e sofre uma pequena deformação, também chamada de indentação, resultando em um esforço resistente ao movimento da correia. Assim que a correia deixa os rolos a força de compressão deixa de agir e a deformação é restaurada, resultando em um esforço positivo para o movimento da correia. Se a borracha fosse um material perfeitamente elástico a soma destes esforços seria nula e esta deformação não causaria resistências ao movimento da correia. Os compostos de borracha, porém, não são perfeitamente elásticos e parte significativa da potência requerida ao movimento da correia é devida a esta componente de atrito. A FIG. 2.38, adaptada de Nordell (1996), ilustra este fenômeno.

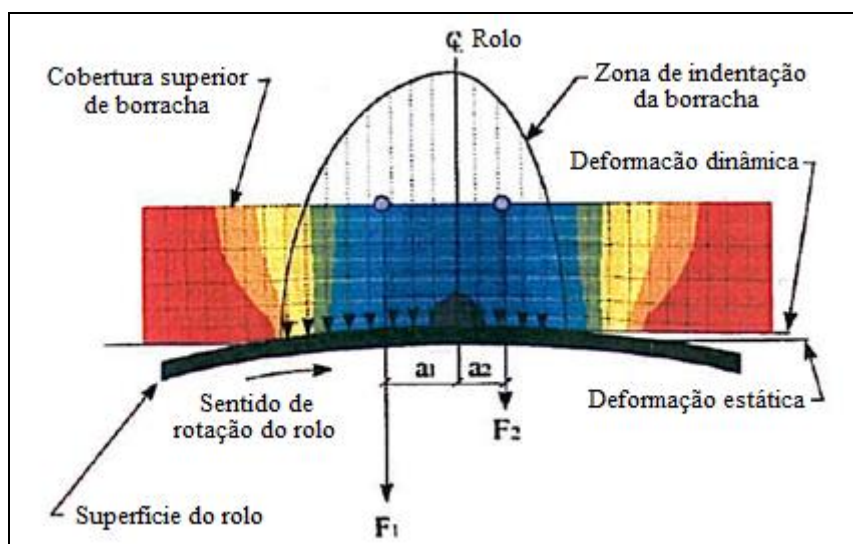


FIGURA 2.38 - Deformação da correia nos rolos (Adaptado de Nordell, 1996)

Diversos artigos foram escritos sobre como quantificar esta componente de atrito. O primeiro a publicar um método de cálculo foi Jonkers (1980). Seu método incorporava as propriedades visco-elásticas da correia, a velocidade da correia, o diâmetro dos rolos e a carga vertical. Outros artigos foram publicados posteriormente com variações e acréscimos a esta teoria básica. Como referências podem ser citados Spaans (1991); May, Morris e Attack (1959); Lodewijks (2003); Greune e Hager (1990). Wheeler (2004) faz uma comparação entre alguns desses métodos, um modelo pelo método de elementos finitos (AEF) e testes experimentais, mostrada na FIG. 2.39.

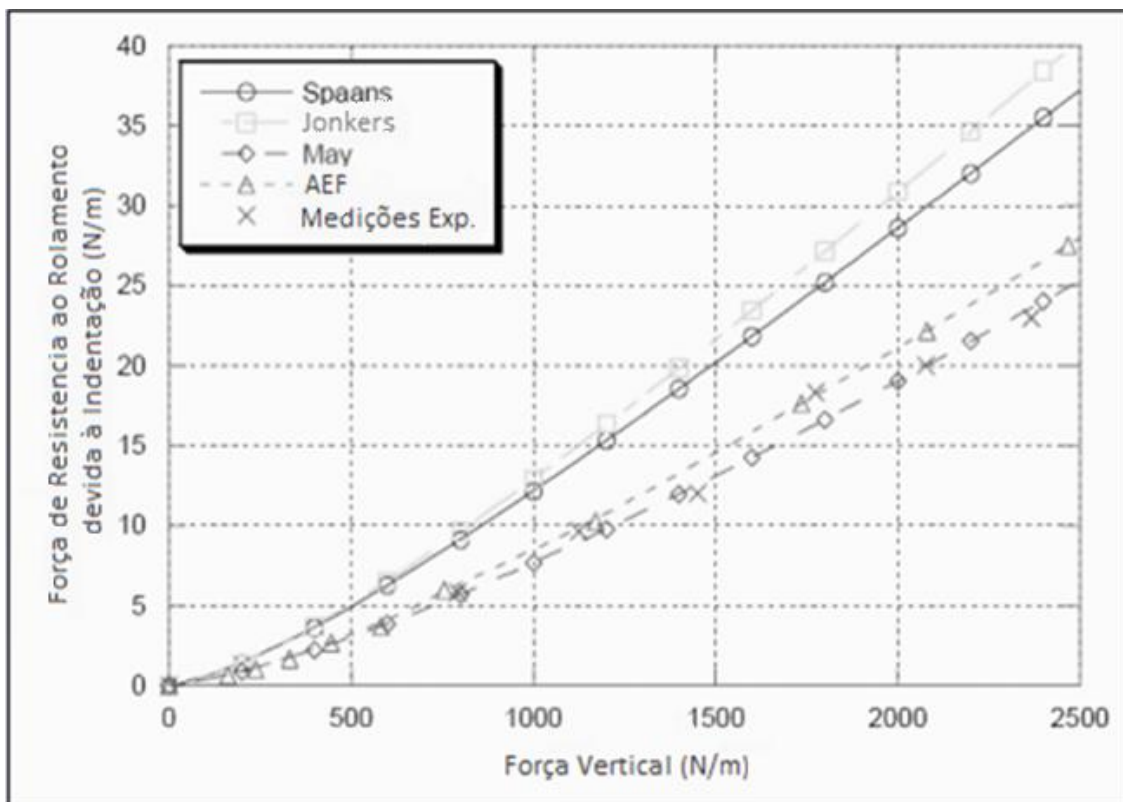


FIGURA 2.39 - Resistência devida à deformação x carga vertical (Adaptado de Wheeler, 2004)

Qualquer que seja o método escolhido é necessário antes obter as propriedades da cobertura inferior a ser utilizada na correia. Estas propriedades são tipicamente uma função da frequência e da temperatura, e são determinadas usando uma superposição tempo-temperatura para gerar uma "curva reológica mestre" do composto de borracha. A FIG. 2.40 mostra curvas reológicas com o fator de resistência ao rolamento (FRR) de diversos compostos de borracha, indicando o fator de resistência à rolagem em função da temperatura da borracha. A resistência à rolagem pode variar muito com a variação da temperatura, o que torna fundamental conhecer a variação da temperatura no local onde o transportador será instalado.

Um exemplo de máquina utilizada para teste da reologia da borracha é mostrada da FIG. 2.41.

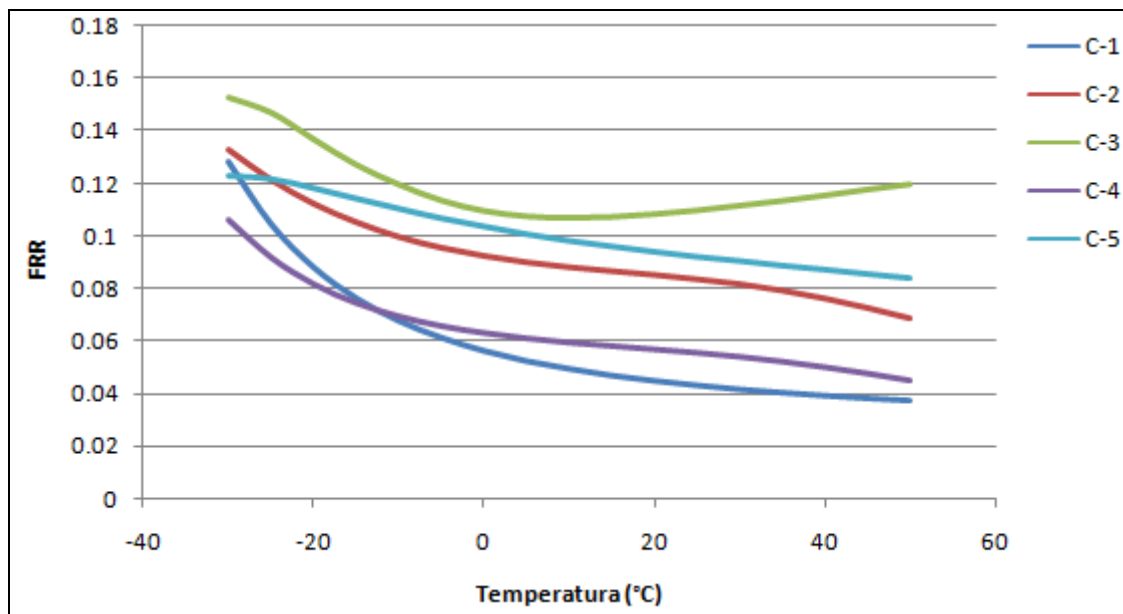


FIGURA 2.40 - Exemplo de curva reológica mestre de diversos compostos (Elaborado pelo Autor)

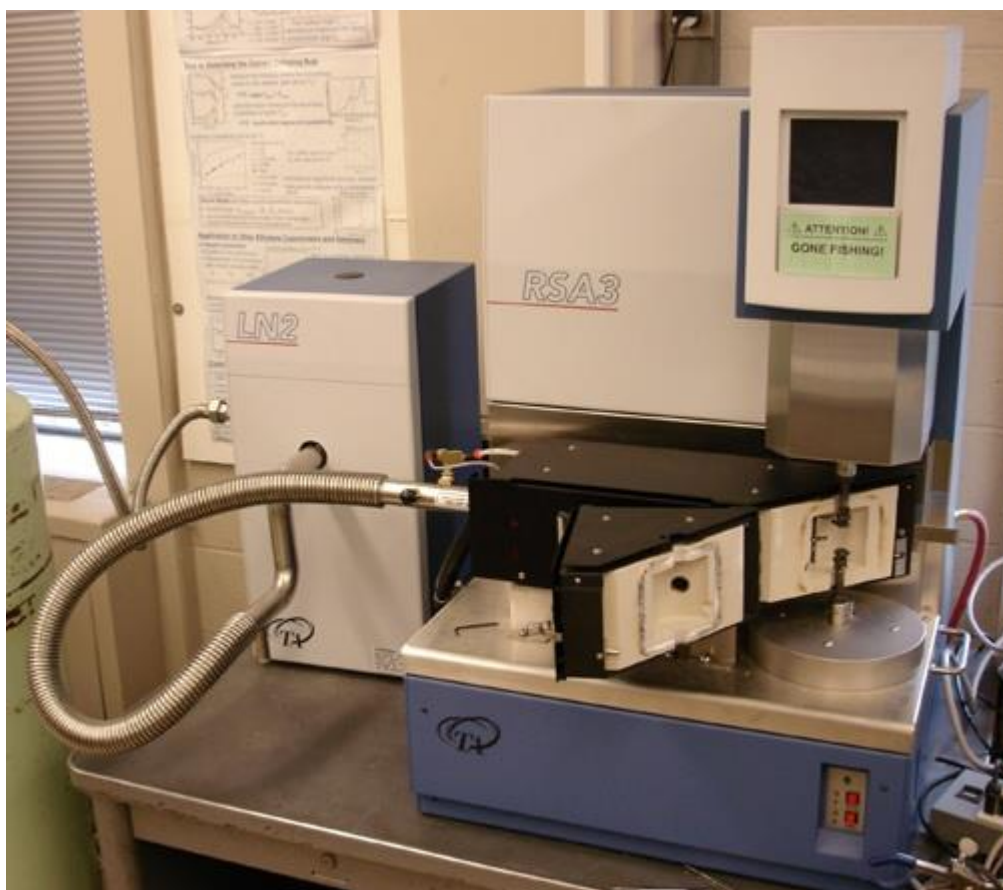


FIGURA 2.41 - Máquina para teste da reologia da borracha
(<https://www.princeton.edu/cbe/people/faculty/register/group/facilities/rsa-3/>)

2.4.8.1.2 Atrito de rolamento dos rolos

Existem referências em normas, como CEMA (2006) e publicações, como Spaans (1991) e Wheeler (2004) para o cálculo das resistências relacionadas ao rolamento dos rolos. Embora relativamente simples de serem calculadas não existe consenso sobre o método, pois uma das fontes que geram esta resistência está relacionada às vedações existentes nos rolos que podem variar de um fabricante para outro.

O atrito relacionado ao rolamento dos rolos pode ser dividido em três partes: atrito de rolamento, atrito de deslizamento e atrito das vedações. O cálculo das duas primeiras parcelas é uma função do tipo de rolamento, da geometria do rolo, do carregamento atuante, da velocidade e viscosidade de graxa utilizada e pode ser encontrado nos catálogos de fabricantes de rolamentos. O cálculo da terceira parcela depende ainda do tipo de vedação utilizado, sendo que a resistência pode variar significativamente com o tipo das vedações. A maioria dos fabricantes utiliza vedações do tipo "labirinto", que podem ter sua resistência ao movimento estimada usando a equação para fluxo viscoso entre placas paralelas, porém, normalmente não se tem informações suficientes sobre a vedação para possibilitar o cálculo. A FIG. 2.42 mostra um rolo e suas vedações.



FIGURA 2.42 - Rolo e suas vedações (<http://newmachineparts.blogspot.com.br/2012/12/packing-seals-and-gaskets.html>)

Existe a opção de buscar esta informação com os fabricantes dos rolos, mas são raros os fabricantes que disponibilizam estes valores, talvez pelo receio da ideia inicial dos consumidores de que rolos com menores resistências ao rolamento sejam melhores. É claro que menores resistências resultaram em menores potências e tensões de correia, mas a durabilidade do rolo, que está diretamente ligada à qualidade das vedações nunca deve ser desprezada em função de menores atritos.

A solução ideal para transportadores de longa distância é testar os rolos em laboratório, simulando as condições específicas em que serão utilizados. Em alguns casos isso não é possível ou economicamente viável e cálculos aproximados são feitos.

2.4.8.1.3 Movimento do material transportado e correia entre roletes

Devido à flexibilidade da correia, ocorre a deflexão (flecha) e a abertura (aumento do ângulo formado entre o plano horizontal a as laterais) deste componente entre os roletes. Estes fatores resultam em duas resistências ao movimento da correia.

A primeira resistência é devida à histerese causada pela flexão da correia e pode ser quantificada, por exemplo, pela equação desenvolvida por Spaans (1991) e apresentada no artigo "The calculation of the main resistance of belt conveyors" ou pela aplicação de um modelo pelo método de elementos finitos, como o desenvolvido por Kruse e Lemmon (2007) e mostrado na FIG. 2.43.

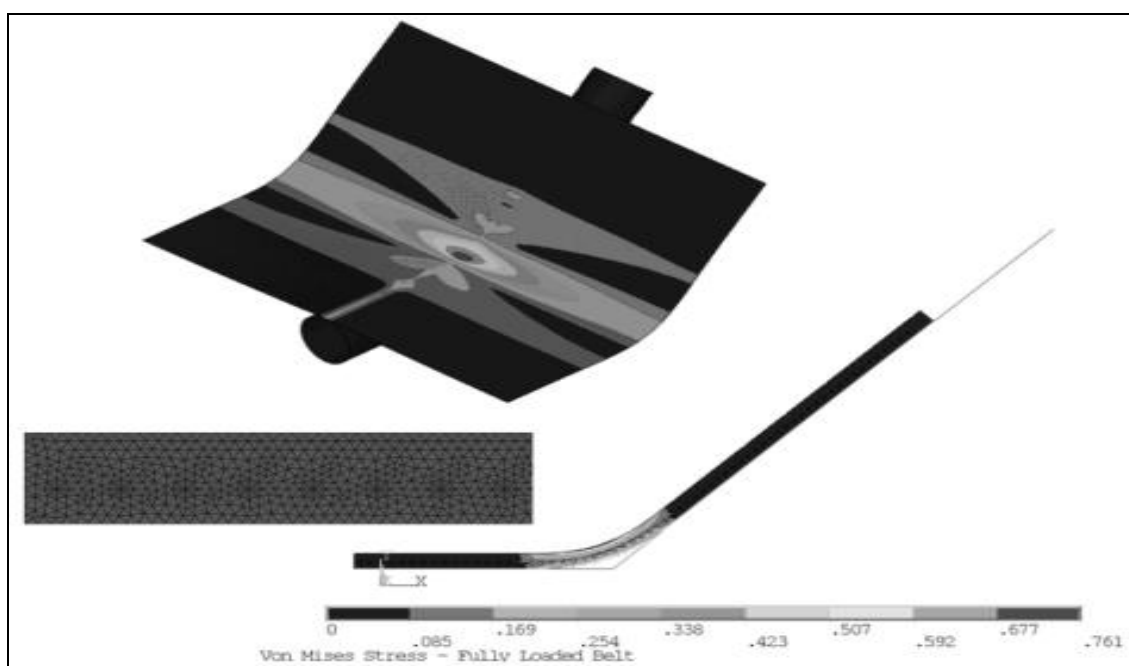


FIGURA 2.43 - Modelo em elementos finitos da flexão e deformação da correia (Kruse e Lemmon, 2007)

A segunda resistência é devida à movimentação do material causada pela deflexão e abertura da correia. No plano vertical o material é abaixado e elevado entre dois roletes. Transversalmente a correia ao abrir permite que o material se expanda e ao se aproximar do próximo rolete o material é forçado novamente ao formato original, experimentando

forças de cisalhamento interno. Esta resistência ao movimento da correia pode ser expressiva e é talvez, uma das resistências mais difíceis de ser determinada com acurácia. Isso porque não é possível medir este esforço diretamente em um teste de laboratório. O que é possível fazer é medir os esforços totais e depois subtrair os valores dos outros esforços conhecidos. O resultado é considerado como o esforço devido à movimentação do material causado pela deflexão e abertura da correia.

Devido à complexidade do problema, o modelamento em computador, combinando um modelo em elementos finitos para se obter a geometria da flexão da correia com uma análise em elementos discretos para se obter os esforços devidos à movimentação do material é uma abordagem que pode oferecer melhor compreensão e resultados. Este abordagem é feita por Kruse e Lemmon (2007) e está ilustrada na FIG. 2.44.

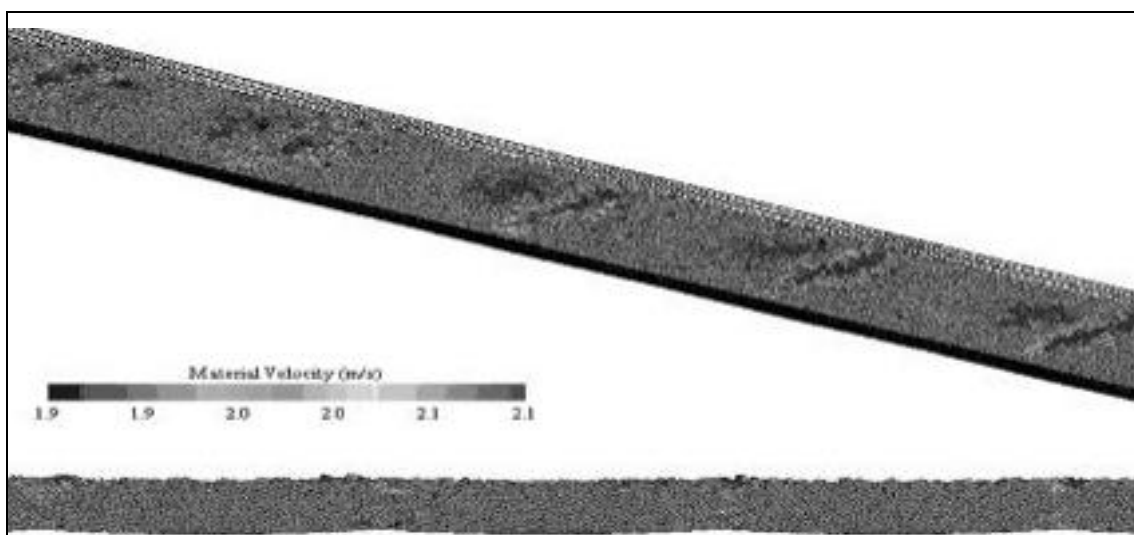


FIGURA 2.44 - Modelo combinado da movimentação correia e material entre roletas (Kruse e Lemmon, 2007)

2.4.8.2 Análise dos regimes transientes

No cálculo estático as seguintes simplificações, entre outras, são feitas no cálculo dos regimes transientes:

- A correia é considerada com um corpo rígido, indeformável;
- Todas as massas móveis estão rigidamente conectadas à correia;
- Todas as massas são aceleradas ao mesmo tempo.

Estas considerações, apesar de contrárias à natureza transiente dos materiais empregados nestes componentes dos transportadores são importantes para a simplificação dos cálculos e comprovadamente produzem resultados seguros e satisfatórios para transportadores de pequeno porte e capacidade. À medida que a capacidade transportada, o comprimento e a complexidade do transportador aumentam, porém, simplificações relativas à elasticidade da correia podem trazer problemas como:

- Deslocamentos em amplitudes excessivas da massa do sistema de contrapeso por gravidade;
- Deslizamentos entre tambores de acionamento e correia;
- Falha de compartilhamento de carga entre acionamentos;
- Falhas prematuras na correia, principalmente por falhas nas emendas;
- Quebra de tambores e rolos;
- Levantamento da correia e consequente derramamento de material em curvas côncavas;
- Instabilidade do material transportado nos trechos inclinados;
- Danos ou mau funcionamento em componentes do acionamento.

O cálculo dinâmico é utilizado para analisar de forma mais eficiente os regimes transientes e será apresentado a seguir.

2.5 Cálculo dinâmico

O cálculo dinâmico surgiu com a necessidade de utilização, por parte das indústrias, de transportadores cada vez maiores. Problemas como os relatados anteriormente, que não ocorriam em transportadores curtos ou de baixa capacidade, desencadearam a busca por ferramentas que incorporassem os efeitos dinâmicos no cálculo dos transportadores.

O cálculo dinâmico de um transportador de correia consiste basicamente na simulação, por meio de softwares, do comportamento de alguns parâmetros do equipamento nos regimes transientes. Neste cálculo, além da influência dos métodos de partida e parada, o comportamento elástico e a propagação de ondas na correia também são considerados. Os resultados são valores de velocidades, tensões, deformações e deflexões ao longo de

toda a correia variando a cada instante de tempo, bem como o comportamento do contrapeso e reações dos acionamentos também ao longo do tempo. Com isso é possível prever forças transientes inesperadas no equipamento, que poderiam causar sobrecarga mecânica e estrutural e comportamentos indesejáveis.

2.5.1. Histórico

O desenvolvimento de ferramentas que incorporassem os efeitos dinâmicos no cálculo dos transportadores de correia pode ser dividido em três períodos distintos, conforme Lodewijks (2001). O primeiro e talvez mais importante foi de 1955 a 1975. O segundo ocorreu entre 1975 e 1995 e o último de 1995 até hoje.

2.5.1.1 O primeiro período: 1955 a 1975

Para detectar a causa de problemas operacionais como os descritos nas limitações da análise dos regimes transientes, o comportamento da correia e acionamentos durante estes regimes de operação foram experimentalmente investigados. O principal objetivo destes experimentos foi determinar o desenvolvimento de ondas de tensão axiais na correia e seus efeitos na tensão da correia e esforços nos acionamentos.

Oehmen (1959) estudou experimentalmente a partida de um transportador de correia, considerando as características do sistema de acionamento, esticamento e a correia. Os resultados de Oehmen foram complementados por Vierling (1961). O conhecimento obtido com esses experimentos possibilitou melhorias na sequência de partida de transportadores com múltiplos acionamentos e no projeto de sistemas de esticamento automáticos.

Testes de campo nem sempre são possíveis ou podem ser bastante limitados, desta forma, a necessidade de um modelo matemático que pudesse ser usado para melhor compreensão dos regimes transientes aumentou. Os primeiros pesquisadores que tentaram desenvolver uma solução analítica foram Havelka (1963) e Sobolski (1963). O modelo simplificado desenvolvido, porém, não era prático e outros pesquisadores tentaram desenvolver modelos mais funcionais.

O primeiro a desenvolver um modelo matemático realmente funcional foi Funke (1973), concluindo o primeiro período de desenvolvimento das ferramentas para análise dinâmica. Funke discretizou a correia em dois elementos contínuos e homogêneos, que representavam os trechos de carga e retorno da correia. A resposta global de toda a correia era composta pela resposta elástica destes dois elementos, sendo o movimento destes elementos conectados pelo movimento dos tambores. O modelo incluía as resistências ao movimento com relação ao tempo e a consideração das características visco-elásticas dos materiais da correia. Os resultados obtidos pelo modelo de Funke possibilitou considerável aumento na compreensão do comportamento dos transportadores de correia nos regimes transientes, bem como o projeto de transportadores de alta capacidade de transporte e longas distâncias.

2.5.1.2 O segundo período: 1975 a 1995

O modelo de Funke (1973) era basicamente um modelo de elementos finitos de dois elementos, muito rudimentar. Era sabido que a discretização da correia em mais elementos iria aumentar a precisão dos cálculos. A correia deveria ser modelada em um número de elementos suficientes para contabilizar as variações das resistências, massas e forças exercidas sobre a correia, o que exigiria recursos computacionais não disponíveis na época.

O primeiro modelo de um transportador de correia em elementos finitos que representou um avanço significativo sobre o modelo de Funke (1973) foi desenvolvido por Nordell e Ciozda (1984). O modelo incluía a força motriz com relação ao tempo, as resistências ao movimento e as características visco-elásticas dos materiais da correia, além da apropriada discretização do transportador em trechos.

O desenvolvimento de ferramentas para melhor visualização dos resultados dos cálculos dinâmicos veio com Morrison (1988), que aplicou computação gráfica para visualizar os resultados das simulações. Estas ferramentas mostraram que os modelos em elementos finitos são muito bem sucedidos para previsão da resposta elástica da correia durante a partida e parada dos transportadores.

2.5.1.3 O terceiro período: 1995 a hoje

Todos os modelos desenvolvidos nos períodos anteriores visavam estudar o comportamento dinâmico da correia transportadora em sua direção axial (longitudinal), ou seja, eram modelos unidimensionais. Um efeito importante relacionado à segunda dimensão (transversal) e que deve ser considerado é a deflexão da correia entre roletes, também chamada de flecha ou SAG. Embora seja possível incluir o efeito da deflexão da correia na propagação de ondas axiais de tensão em modelos unidimensionais, os modelos anteriores determinam somente a resposta longitudinal da correia. Esta simplificação pode ocasionar pouca precisão na determinação:

- do movimento da correia sobre os rolos e tambores;
- da resistência à dobra da correia;
- do desenvolvimento de ondas de tensão com abrupta taxa de acréscimo de tensão;
- da interação entre a deflexão da correia e a propagação de ondas longitudinais de tensão;
- da interação entre rolos e a correia;
- das tensões dinâmicas na correia durante a passagem da correia por um tambor motriz;
- do desenvolvimento de ondas transversais;
- da influência do amortecimento causado pela deformação da seção transversal da correia e do material transportado na passagem pelos roletes;
- do levantamento da correia nas curvas côncavas.

O primeiro a desenvolver um modelo bidimensional de um transportador de correia foi Lodewijks (1996) e (1994). Hoje estes modelos bidimensionais, embora não disponíveis comercialmente e, portanto pouco utilizados podem ser considerados o estado da arte.

2.5.2. Aplicações e possibilidades

De um modo geral, a análise dinâmica é utilizada para:

- Simular as funções de controle de motores e freios na partida e parada, integrando os métodos de controle destes componentes com a resposta elástica da correia;

- Desenvolver estratégias de controle e refinamentos dinâmicos para limitar as forças das ondas de choque e deslocamentos localizados de correia a níveis aceitáveis, usando refinamento de inércia de acionamentos e outros métodos.

Esta importante ferramenta pode ser aplicada a qualquer transportador de correia, porém, devido à maior complexidade e custos envolvidos em seu uso, sua utilização se restringe a transportadores de grande porte ou importância no processo produtivo. Em geral, recomenda-se a análise dinâmica para transportadores que apresentem as seguintes características:

- Comprimentos acima de 1000 m;
- Acionamentos múltiplos;
- Grandes elevações, principalmente quando o sistema de esticamento se encontra próximo ao(s) acionamento(s);
- Média a alta capacidade de regeneração com freios de alto torque;
- Capacidades de transporte acima de 5000 t/h;
- Velocidades de transporte acima de 5,0 m/s.

A análise dinâmica tem também papel importante na análise de problemas como:

- Falha prematura na correia ou em suas emendas;
- Falhas repetitivas em tambores;
- Deslocamento excessivo do contrapeso de esticamento;
- Falhas em componentes do sistema de esticamento, como polias e cabos de aço;
- Deslizamento entre correia e tambores de acionamento;
- Levantamento da correia em curvas côncavas durante a partida e parada;
- Falhas em freios e demais componentes do sistema de acionamento;
- Analisar e controlar a causa e efeito resultante de situações adversas como falhas em acionamentos e freios.

2.5.3. Processo de cálculo

O processo de cálculo e análise dinâmica de um transportador começa pelos resultados do cálculo estático para o regime estacionário. O software utiliza as tensões de correia atuantes no transportador operando em regime para simular a parada do equipamento. A partida do transportador é então simulada, utilizando os resultados da parada.

Para cálculo dos regimes transientes é necessário conhecer e inserir no software informações adicionais às usualmente requeridas durante o cálculo estático, como:

- Curva de torque x velocidade dos motores;
- Informações sobre métodos de partida e parada a ser utilizado;
- Limitação de torque a ser aplicada;
- Rampas de partida e parada para os inversores de frequência, se aplicável;
- Informações dos acoplamentos hidráulicos, se aplicável;
- Informações dos freios, se aplicável;
- Informações do sistema de esticamento;
- Informações dos contra recuos, se aplicável.

Diversos regimes de trabalho e condições de carregamento devem ser analisados, de forma que sejam simuladas todas as situações possíveis de acontecer ao equipamento. No mínimo as seguintes situações devem ser simuladas:

- Partida com transportador carregado ao longo de todo seu comprimento na capacidade de projeto;
- Partida em vazio;
- Partida nas possíveis combinações de carregamento, como somente trechos inclinados ascendentes ou descendentes carregados (quando aplicáveis);
- Paradas controladas (quando aplicável) para as mesmas condições de partida simuladas;
- Parada de emergência, utilizando freios (quando aplicável) para as mesmas condições de partida simuladas;
- Parada natural para as mesmas condições de partida simuladas.

Os resultados são então analisados e feitas as eventuais correções necessárias ao correto funcionamento do equipamento. É possível ainda, dependendo dos recursos do software utilizado, realizar o chamado "fine tuning", ou refinamento do funcionamento. Nesta etapa, é possível trabalhar em refinamentos de inércias dos acionamentos, refinamento da forma e tempos de atuação de freios, recursos de controle de acionamentos e outros, de forma a melhorar o comportamento dinâmico do transportador, aumentando a durabilidade de componentes e a confiabilidade do equipamento.

2.5.4. Modelo pelo método de elementos finitos para transportadores de correia

A FIG. 2.45 mostra um transportador de correia típico, composto por um tambor de acionamento, um tambor de retorno, um sistema de esticamento vertical por gravidade, a correia e os roletes.

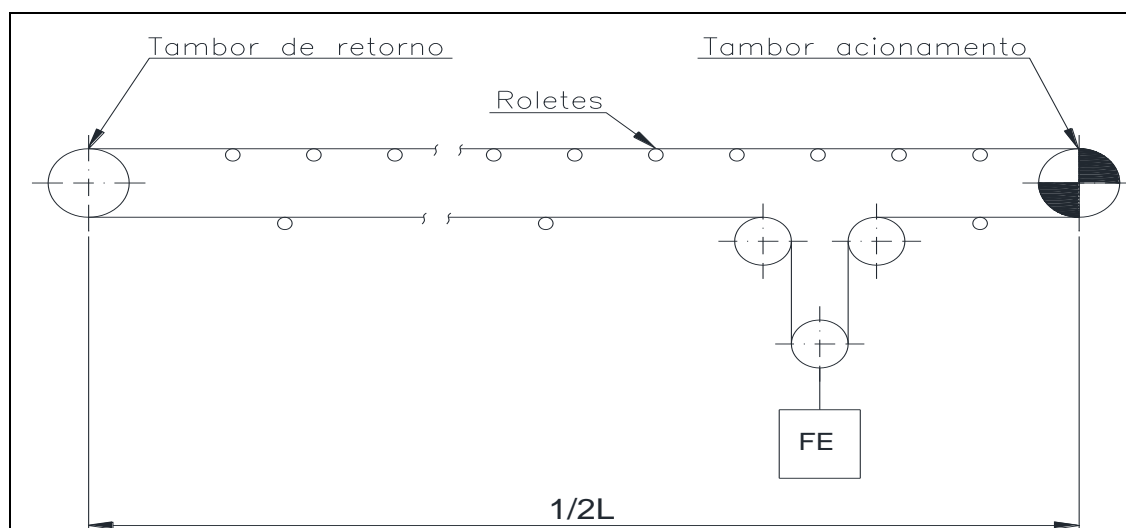


FIGURA 2.45 - Arranjo de um transportador de correia típico (Adaptado de Lodewijks, 1994)

Nos modelos para cálculo dinâmico o transportador é tratado como um sistema eletromecânico, onde as características e as relações entre cada componente são descritas matematicamente. Para isso o transportador é dividido em um número de elementos e as forças atuantes em cada parte específica do transportador são aplicadas ao elemento correspondente.

A FIG. 2.46 mostra o transportador típico da FIG. 2.45 dividido em elementos. O primeiro passo na montagem do modelo é combinar matematicamente o sistema de

esticamento com o acionamento. Uma vez que o comprimento de correia entre o acionamento e o esticamento não é significativo se comparado ao comprimento total, os quatro tambores podem ser combinados matematicamente em um tambor, combinando também suas inércias. O segundo passo é dividir a correia entre tambores de acionamento e de retorno em elementos finitos que representem as resistências ao movimento da correia, visto que estas resistências variam a cada trecho. O último passo é substituir o sistema de esticamento e acionamento por forças que representem as características do acionamento e esticamento. Uma descrição mais ampla deste processo pode ser encontrada em Lodewijks (1994).

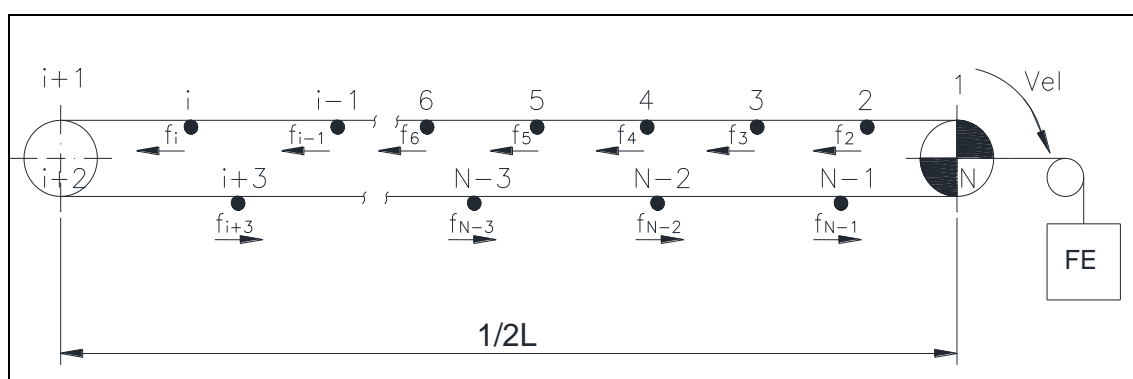


FIGURA 2.46 - Transportador dividido em elementos finitos (Adaptado de Lodewijks, 1994)

Os elementos que representam as resistências ao movimento da correia podem ser representados reologicamente por um sistema de massas, molas e amortecedores, como mostrado na FIG. 2.47. No modelo composto de cinco elementos, elaborado por Nordell e Ciozda (1984), a mola K e o amortecedor H representa o comportamento viscoelástico do componente de tração da correia, G representa a rigidez geométrica longitudinal variável da correia produzida pela força vertical atuante na seção transversal da correia entre roletes, C representa a transição do atrito estático para dinâmico e V representa a resistência ao movimento da correia dependente da velocidade.

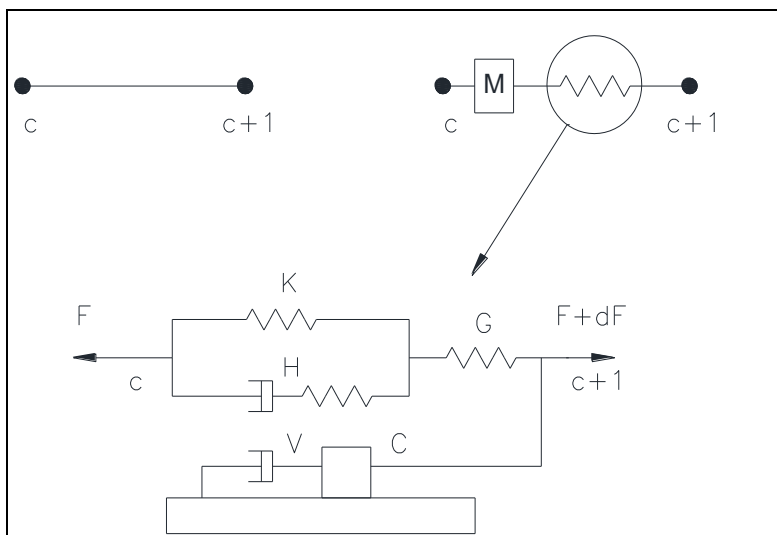


FIGURA 2.47 - Modelo composto de cinco elementos (Adaptado de Nordell e Ciozda, 1884)

2.6 Medições de campo

Ao término da montagem se inicia a etapa de testes e comissionamento, onde no caso de transportadores de grande porte ou alta responsabilidade recomenda-se a execução de testes com medições para avaliação do funcionamento do equipamento. Estes testes consistem em realizar partidas e paradas do transportador em diversas situações com a gravação e análise de diversos parâmetros de funcionamento medidos por instrumentos e gravados por um sistema de aquisição de dados.

2.6.1. Objetivo

Os principais objetivos das medições de campo são:

- garantir que o equipamento seja entregue operando dentro dos parâmetros definidos no cálculo;
- registrar o correto funcionamento do equipamento antes da entrega ao cliente final;
- validar o cálculo teórico.

Embora normalmente negligenciada, a verificação da operação dentro dos parâmetros de projeto pode ser considerado como o objetivo mais importante, especialmente no caso de transportadores de longa distância. O motivo é que, embora possa parecer que o transportador esteja funcionando corretamente, isto não significa que está

funcionamento dentro dos parâmetros de projeto. Existe uma série de problemas que não podem ser detectados visualmente ou sem a instalação de instrumentos específicos. Como exemplo pode ser citado o Controle Lógico Programável - CLP. Embora a maioria possua uma tela de interface que possa mostrar em tempo real vários parâmetros de operação do transportador que são objeto das medições, a taxa de atualização dos parâmetros é significativamente mais baixa que a necessária para detectar picos de tensões ou torques, além de existirem filtros que tendem a distorcer os resultados obtidos para estes parâmetros.

O segundo objetivo está relacionado com a garantia de funcionamento do transportador. É necessário registrar que o equipamento foi entregue em perfeitas condições ao cliente, já que alterações nos parâmetros dos acionamentos podem levar a falhas prematuras de componentes e até mesmo a acidentes.

Já o terceiro objetivo é de grande interesse do engenheiro calculista, pois permite comparar parâmetros do equipamento em funcionamento aos cálculos de projeto. Mesmo com a alta qualidade dos softwares comerciais atuais existem fatores na montagem ou variações em componentes utilizados que podem desviar das considerações de cálculo e alterar a potência requerida ao movimento da correia. Além disso, não existem testes de laboratório ou modelos de computador que se comparem a medições realizadas no equipamento em operação.

2.6.2. Equipamentos

A maior parte dos componentes de interesse nas medições, como acionamentos, freios e sistema de esticamento frequentemente se encontram nas extremidades dos transportadores, regiões sob influência de fortes campos magnéticos e grandes flutuações de corrente e tensão elétrica. Por esta razão os equipamentos utilizados nas medições precisam ser robustos o bastante para resistir a estes agentes e ao mesmo tempo serem portáteis, confiáveis e imunes a ruídos.

São apresentados alguns dos equipamentos utilizados nas medições.

2.6.2.1 Gravador de dados

A base dos equipamentos para medições de campo é o gravador de dados. Este dispositivo digitaliza os vários sinais recebidos, que podem então serem gravados em um computador. Para a correta análise dos parâmetros gravados é importante que todos os sinais recebidos sejam gravados com a mesma taxa de amostragem e na mesma base de tempo, isto é, a gravação de todos os parâmetros deve ser iniciada no mesmo instante.

As taxas de amostragem dependem da taxa em que o sinal muda com o tempo e também com a acurácia desejada do resultado. Normalmente a taxa de amostragem varia entre 0,1 Hz a 10 kHz. Taxas altas são requeridas, por exemplo, para detectar corretamente as variações de torque dos acionamentos e freios, variações de velocidade causadas por ondas de tensão de correia e tempos de respostas dos freios. Neste caso são feitos testes de curta duração para detectar situações específicas.

2.6.2.2 Medição da velocidade da correia

A velocidade da correia é o parâmetro mais básico a ser medido, não só para confirmar que de fato o transportador está operando na velocidade de projeto, como também para verificar se as curvas de partida e parada estão sendo corretamente seguidas.

O meio mais comum para se medir a velocidade da correia é com o uso de um encoder. A FIG. 2.48 mostra um dispositivo utilizado para medição de velocidade em testes. Um encoder é conectado a uma roda e montado em um braço de alumínio, sendo este, então, conectado à estrutura do transportador.



FIGURA 2.48 - Dispositivo para medição de velocidade da correia (Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda.)

2.6.2.3 Medição do torque

A medição do torque nos eixos motrizes é utilizada tanto para medir a potência requerida pelo transportador quanto para garantir o correto funcionamento dos acionamentos e do sistema de frenagem do transportador.

O método que apresenta melhores resultados é a instalação de extensômetros diretamente no eixo motriz, obtendo diretamente o torque motriz, sem perdas de motores, redutores, acoplamentos, etc. Devido à rotação do eixo não é possível usar fios para conexão dos extensômetros com o gravador de dados. Os extensômetros são conectados a transmissores que amplificam o sinal e o transmitem por rádio a um receptor, que converte novamente o sinal de rádio em corrente direta para que seja gravada pelo sistema de gravação de dados. Esta montagem é mostrada na FIG. 2.49.

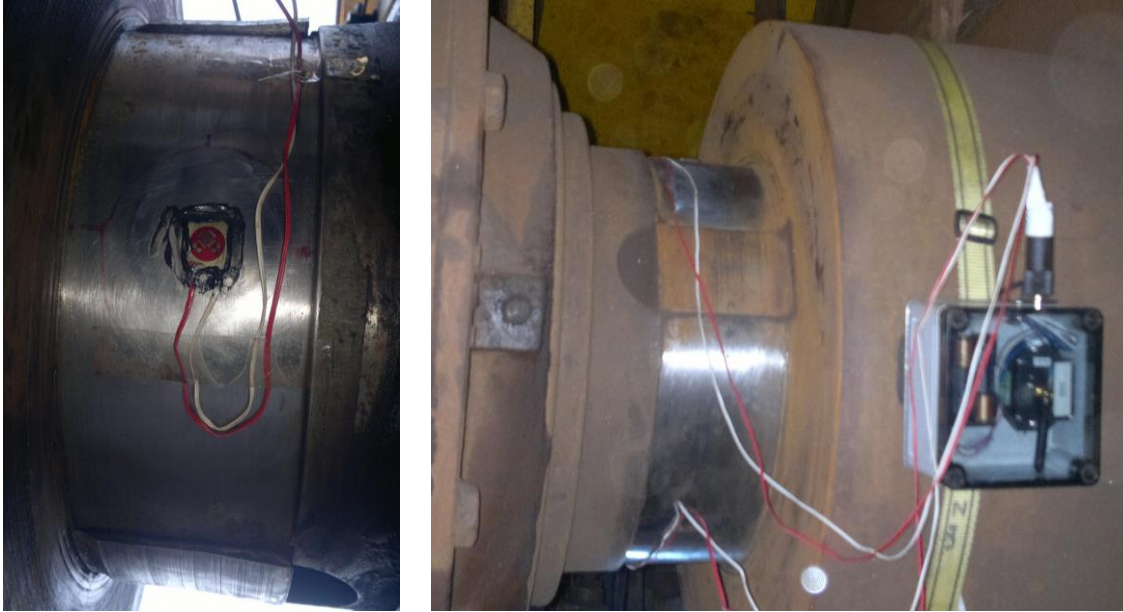


FIGURA 2.49 - Extensômetros instalados no eixo do tambor de acionamento (Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda.)

2.6.2.4 Medição do deslocamento do contrapeso

O deslocamento do contrapeso é medido para confirmar as previsões do cálculo dinâmico.

A medição do curso de esticamento pode ser feita utilizando um sensor de posição a laser e um dispositivo refletor. A FIG. 2.50 mostra estes dispositivos montados no sistema de esticamento do transportador.



FIGURA 2.50 - Sensor laser para medição do curso do esticamento (Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda.)

2.6.2.5 Medição da capacidade de transporte

É importante conhecer a capacidade transportada pelo transportador para que a comparação entre resultados dos testes com os valores definidos no cálculo estático e dinâmico possa ser feita. Normalmente transportadores de longa distância possuem balanças calibradas para controlar a carga transportada pelo equipamento. Estas balanças são utilizadas durante as medições pegando o sinal diretamente no CLP do processo.

2.6.2.6 Outros sinais

Além dos sinais obtidos pelos instrumentos citados anteriormente, outros sinais devem ser obtidos dos inversores de frequência e do sistema de frenagem:

- Pressão de freio;
- Comando das válvulas frenagem proporcional;
- Comando das válvulas frenagem digital;
- Velocidade do tambor movido;
- Sensor de freios abertos;
- Comando da válvula freio do esticamento;
- Torque dos motores;
- Velocidade dos motores.

3 METODOLOGIA

3.1 Normas e referências utilizadas

Diversas normas e artigos nacionais e internacionais foram desenvolvidos nas últimas décadas para a determinação da potência requerida nos transportadores de correia. O desenvolvimento deste trabalho será baseado na norma internacional CEMA (2006). Serão também utilizados artigos que tratam da determinação de algumas resistências específicas e artigos relacionados à dinâmica de transportadores de correia.

3.2 Desenvolvimento

Neste trabalho mostra-se a importância do cálculo dinâmico em transportadores de correia de grande porte, com foco nos sistemas de longa distância.

É apresentado um estudo de caso, onde é mostrado o dimensionamento de um transportador de correia com a utilização do cálculo estático e posterior comparação com os resultados do cálculo dinâmico.

São apresentados resultados de medições de campo, realizadas com o objetivo de garantir que o transportador funcione dentro dos parâmetros e considerações do cálculo dinâmico. Estas medições têm caráter qualitativo e não serão abordados os aspectos metrológicos necessários ao processo.

4 RESULTADOS

Para demonstrar a importância do cálculo dinâmico nos transportadores de correia será utilizado um estudo de caso de um transportador real e em operação, onde toda a base teórica descrita anteriormente foi aplicada. Serão apresentados os principais resultados do cálculo estático e dinâmico, as medições de campo e acertos realizados até o funcionamento do equipamento dentro dos parâmetros definidos no projeto.

4.1 Descrição do transportador de correia

O equipamento escolhido para o estudo de caso foi um transportador de correia de longa distância, fornecido pela empresa Tecnometal Engenharia e Construções Mecânicas Ltda., no qual o autor deste trabalho fez parte da equipe de engenharia. A seguir são apresentadas as principais informações da configuração final do equipamento.

4.1.1. Dados técnicos

A TAB. 4.1 apresenta os principais dados técnicos do transportador.

TABELA 4.1 - Dados técnicos

Comprimento horizontal	3210 m
Desnível	-196 m
Material a transportar	Minério de ferro
Peso específico do material	2500 kg/m ³
Granulometria do material	50 mm
Ângulo de repouso do material	15°
Umidade do material	11%
Capacidade de projeto	4800 t/h
Largura da correia	1219 mm
Velocidade da correia	4,6 m/s
Configuração dos roletes de carga	triplos a 45°
Espaçamento dos roletes de carga	1,5 m
Configuração dos roletes de retorno	duplos a 15°
Espaçamento dos roletes de retorno	4,5 m

4.1.2. Perfil do transportador

A FIG. 4.1 mostra o perfil do transportador. O equipamento possui 3210 m de comprimento e é predominantemente descendente, com desnível negativo total de 196 m.

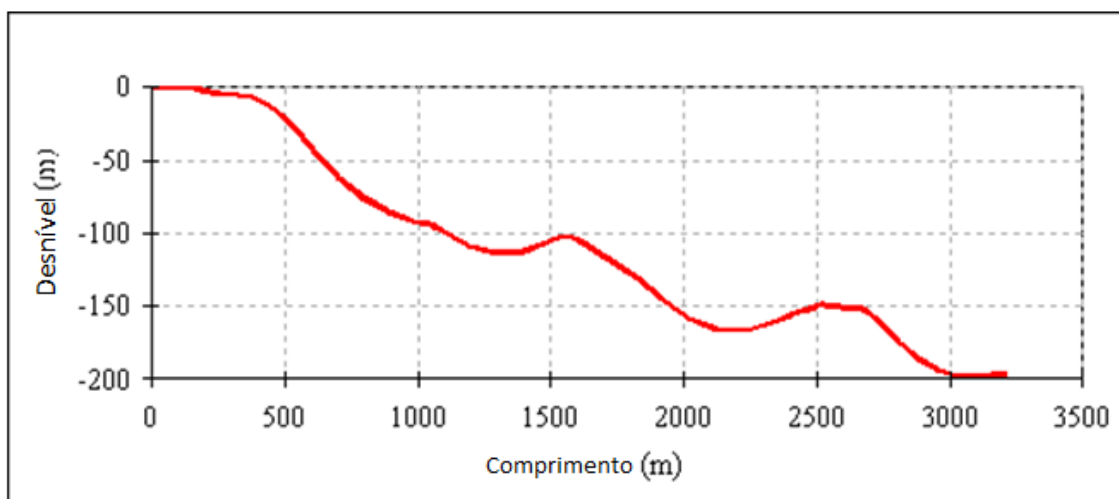


FIGURA 4.1 - Perfil do transportador

A FIG. 4.2 ilustra a região de carregamento de material no transportador. É possível observar os dois tambores motrizes, o tambor de esticamento e o virador de correia. O carregamento pode ser feito em três pontos diferentes.

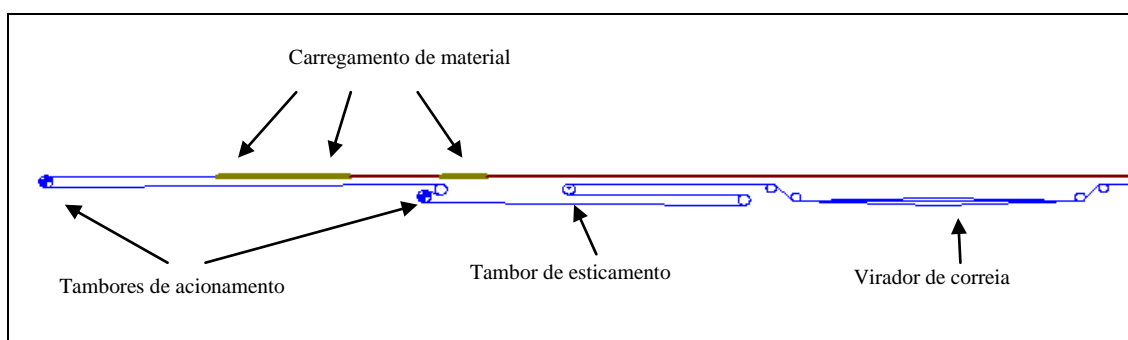


FIGURA 4.2 - Estação de carregamento de material

A FIG. 4.3 ilustra a região de descarga de material no transportador. É possível observar o tambor de descarga e o virador de correia.

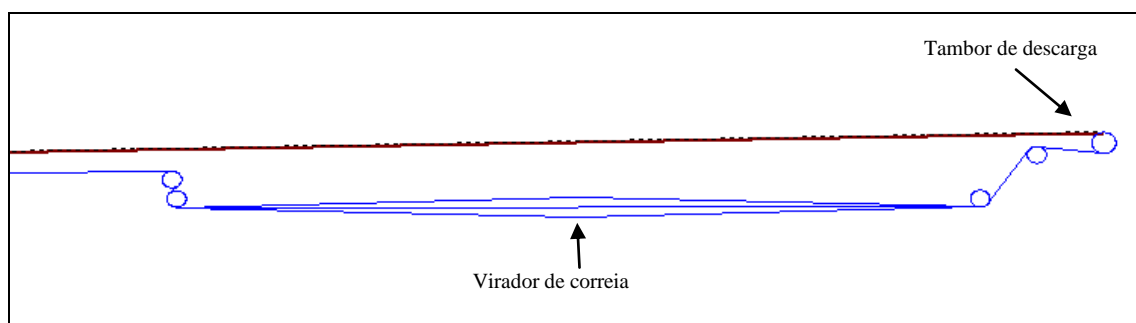


FIGURA 4.3 - Estação de descarga de material

4.1.3. Sistema de acionamento

O transportador possui dois tambores de acionamento, ambos localizados na região de carregamento de material. Três conjuntos de acionamentos são utilizados neste transportador, sendo dois no tambor de acionamento primário, que é também o tambor de retorno, e um no tambor de acionamento secundário, localizado a aproximadamente 22 m do acionamento primário. Cada acionamento é controlado por um inversor de frequência com capacidade de regeneração. A TAB. 4.2 apresenta as principais características dos acionamentos.

TABELA 4.2 - Características dos acionamentos

Potência nominal de cada motor	700 kW
Potência total instalada	2100 kW
Rotação síncrona	1800 rpm
Controle dos acionamentos	inversores de frequência
Relação de redução dos redutores	29,5 : 1

4.1.4. Sistema de frenagem

O transportador possui dois discos de freio, sendo um disco instalado em cada tambor de acionamento. Cada disco possui três pinças de freio com liberação hidráulica e frenagem por molas. Uma pinça em cada disco está conectada a um circuito hidráulico digital e as demais pinças estão ligadas a um sistema de frenagem proporcional. O torque de frenagem total instalado é de 482 kN.m.

4.1.5. Sistema de esticamento

O sistema de esticamento está localizado próximo à região de carregamento, entre o tambor de acionamento secundário e o virador de correia. O sistema utilizado é do tipo gravidade e consiste em um tambor de esticamento, montado em um carro com curso horizontal e conectado a um contrapeso. A força de esticamento é de aproximadamente 50 toneladas.

4.1.6. Correia

A correia instalada no transportador é uma ST 3500 com coberturas superior e inferior tipo RMA 1, com espessuras de 10 mm e 6 mm, respectivamente. O peso da correia é de aproximadamente 50 kg/m e o comprimento total desenvolvido é de aproximadamente 6512 m. O módulo de elasticidade da correia é de 252000 kN/m. O grau de enchimento na correia é de aproximadamente 68%. A FIG. 4.4 ilustra a seção transversal da correia carregada na capacidade de projeto.

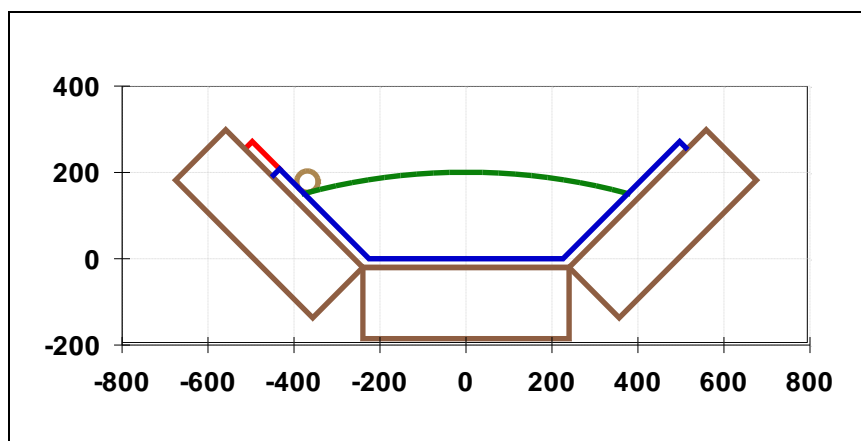


FIGURA 4.4 - Seção transversal da correia carregada

4.2 Considerações de cálculo

4.2.1. Limites de projeto

A TAB. 4.3 apresenta os limites de projeto, ou seja, os valores máximos a serem considerados para os regimes de operação e transientes. A potência máxima requerida admissível é definida como um percentual da potência instalada. As tensões de correia

máximas são definidas como um percentual da tensão máxima de operação. As tensões de correia máximas locais (curvas verticais, viradores de correia e transições da correia) são definidas como um percentual da tensão máxima de operação. A deflexão de correia permissível é definida como um percentual do espaçamento entre roletes.

TABELA 4.3 - Limites de projeto

	Operação	Transiente	Incomum	
Potência máxima requerida (%)	90	100	110	
Tensões de correia máximas (%)	100	115	132	
Fator de serviço da correia	6,67	5,80	5,05	
Tensões de correia máximas locais (%)	115	132	132	
Tensões mínimas nos cabos da correia	5	0	0	
Deflexão de correia permissível - SAG	1	3	4	
Máximo fator de atrito correia-tambor requerido	Borracha	0,30	0,35	0,38
	Cerâmica	0,35	0,45	0,50

4.2.2. Condições de carregamento e atrito

Diversas condições de atrito e carregamento foram combinadas e analisadas para estabelecer as faixas de operação do transportador.

As condições de carregamento consideradas foram:

- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto;
- Transportador vazio;
- Somente trechos descendentes carregados;
- Somente trechos ascendentes carregados;
- Transportador carregado até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante vazio;
- Transportador vazio até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante carregado.

As variações do atrito consideradas representam as alterações nas resistências ao movimento relativas aos rolos e a correia que ocorrem devido às mudanças na

temperatura, às alterações devidas ao desgaste de componentes, principalmente nas vedações de rolos e a redução nas espessuras das coberturas da correia, além de variações normais entre fornecedores de componentes e variações na montagem e instalação dos componentes.

As condições de atrito consideradas para este transportador foram:

- Atrito normal - temperatura ambiente de 20°C, rolos amaciados e em bom estado e correia com sua espessura nominal;
- Alto atrito - temperatura ambiente de 10°C, correia e rolos novos;
- Baixo atrito - temperatura ambiente de 35°C, correia e rolos desgastados.

Estas condições de carregamento e atrito foram então combinadas para compor todas as possíveis faixas de operação do transportador a serem analisadas:

- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e atrito normal;
- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e alto atrito;
- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e baixo atrito;
- Transportador vazio e atrito normal;
- Somente trechos descendentes carregados e baixo atrito;
- Somente trechos ascendentes carregados e alto atrito;
- Somente trechos ascendentes carregados e baixo atrito;
- Transportador carregado até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante vazio e atrito normal;
- Transportador vazio até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante carregado e atrito normal.

4.2.3. Simulações para cálculo estático

Para cada combinação de carregamento descrita as seguintes simulações foram feitas:

- Cálculo do transportador em regime de operação;
- Partida com tempo total de 120 s;

- Parada controlada pelos acionamentos com tempo total de 60 s;
- Parada de emergência com frenagem instantânea.

4.2.4. Simulações para cálculo dinâmico

Para cada combinação de carregamento descrita as seguintes simulações foram feitas:

- Partida com rampa de velocidade em "S" com tempo total de 120 s;
- Parada controlada pelos acionamentos com rampa de velocidade com tempo total de 60 s;
- Parada de emergência com controle de velocidade em rampa com tempo total de 60 s;
- Parada de emergência com frenagem suavizada;
- Parada de emergência com frenagem instantânea;
- Partida abortada aos 72 s do início da partida e conseqüente frenagem de emergência.

4.3 Detalhamento do controle de partida e parada

4.3.1. Partida

O transportador é acelerado seguindo uma rampa de velocidade pré-definida com o tempo total de partida de 120 s. A FIG. 4.5 mostra a rampa de partida utilizada.

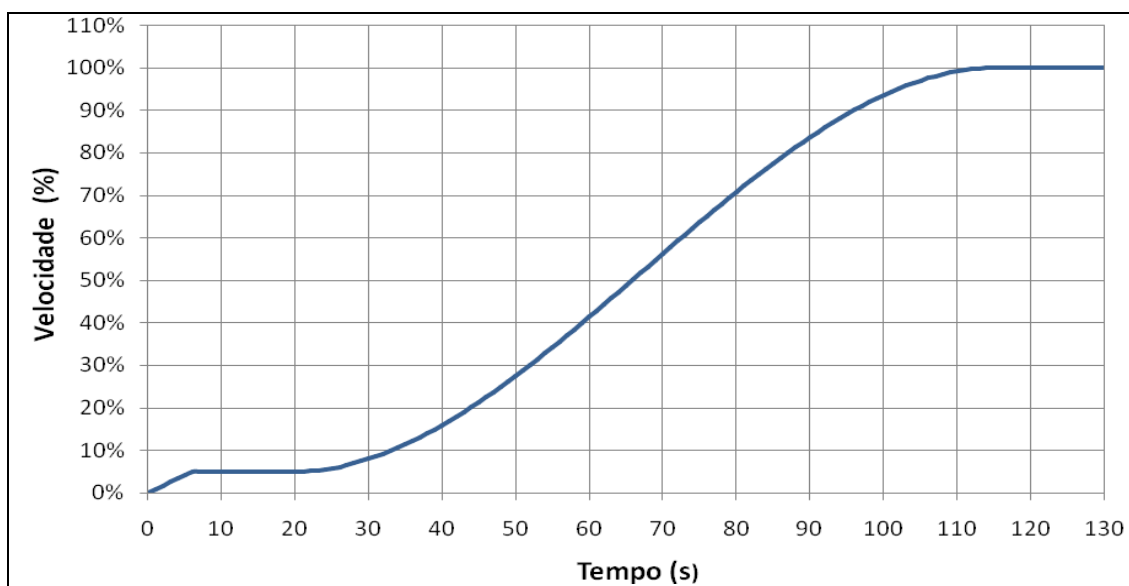


FIGURA 4.5 - Rampa de partida

4.3.2. Parada

A parada deste transportador de correia pode ocorrer em quatro formas, que serão descritas a seguir.

4.3.2.1 Parada operacional

Na parada operacional a desaceleração é realizada pelos acionamentos do transportador através de uma rampa de velocidade pré-definida com o tempo total de parada de 60 s. Este tipo de parada é o preferencial e é executado sempre que a parada do transportador for solicitada pelo operador. A FIG. 4.6 mostra a rampa de parada utilizada.

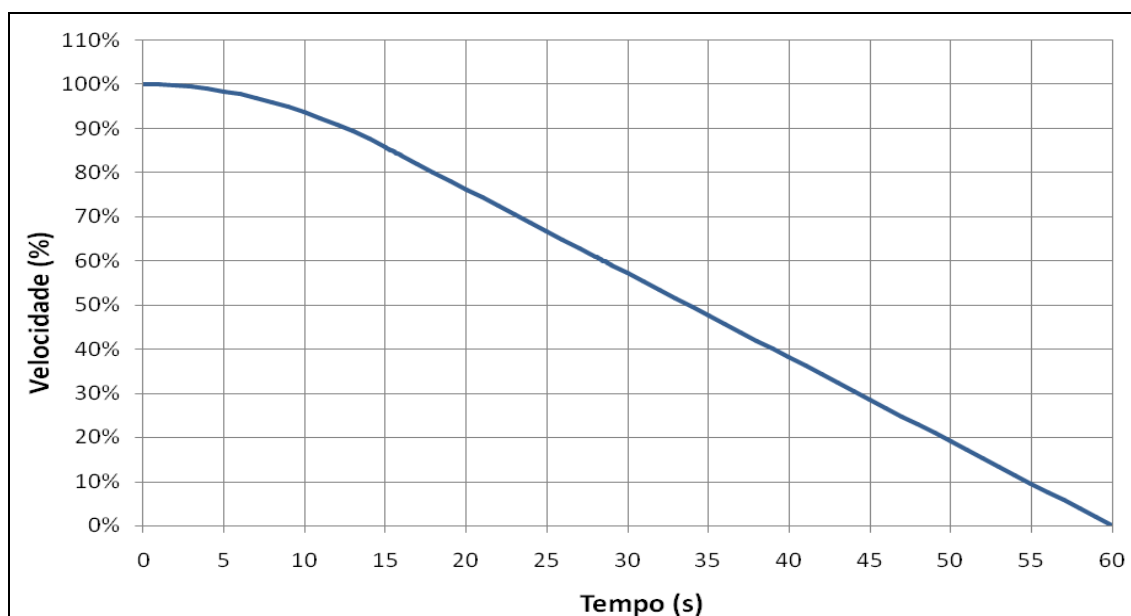


FIGURA 4.6 - Rampa de parada

4.3.2.2 Parada de emergência 1 - com controle de velocidade

Na parada de emergência com controle de velocidade a desaceleração é realizada pelo sistema de frenagem do transportador, que lê a velocidade da correia através de um encoder e aplica o torque necessário para parar o transportador seguindo uma rampa de velocidade pré-definida com o tempo total de parada de 60 s. Existe ainda uma banda de controle de $\pm 5\%$ de velocidade para aplicação progressiva do torque pelos freios. A FIG. 4.7 mostra a rampa de parada.

Este tipo de parada é utilizado sempre que a parada do transportador for solicitada por um dos dispositivos de emergência, ou quando detectado pelo sistema de controle que existe algum problema com o sistema de acionamento.

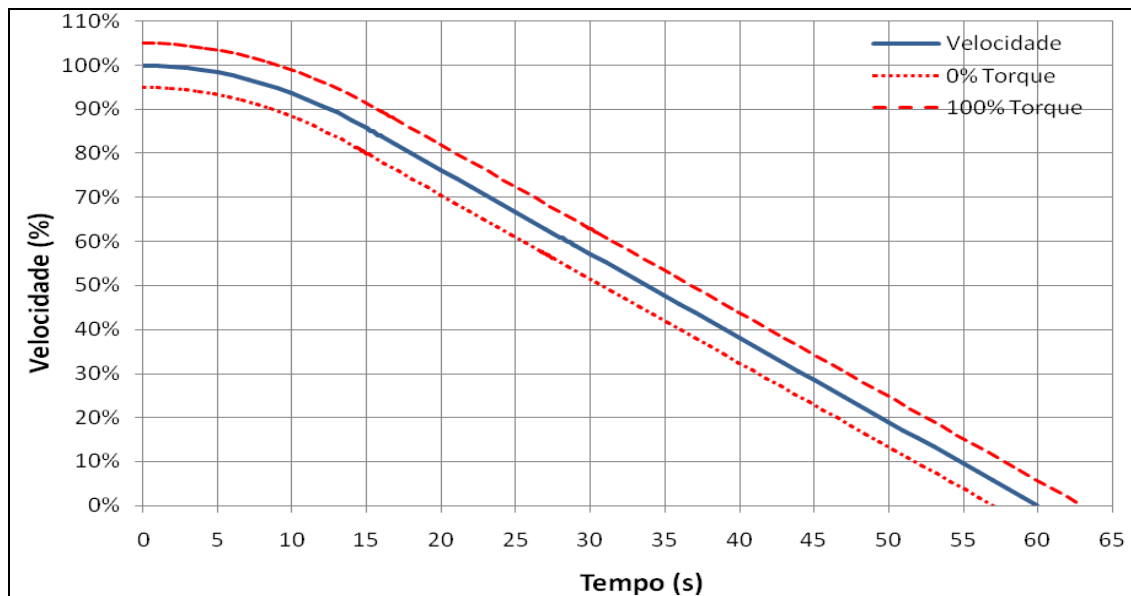


FIGURA 4.7 - Rampa de parada emergência 1

4.3.2.3 Parada de emergência 2 - frenagem suavizada

Na parada de emergência com frenagem suavizada a desaceleração é realizada pelo sistema de frenagem do transportador. Nessa forma de parada as pinças de freio digitais aplicam todo seu torque instantaneamente e as pinças de freio proporcionais aplicam seu torque de forma suavizada, utilizando um circuito hidráulico com queda de pressão controlada. Existe a possibilidade de aumentar ou reduzir o tempo para queda de pressão na linha de frenagem proporcional. A FIG. 4.8 mostra a rampa de parada, com tempo para aplicação do torque de frenagem total em 10 s.

Este tipo de parada é utilizado somente quando requerida a parada com a utilização dos freios e a frenagem com controle de velocidade não está disponível.

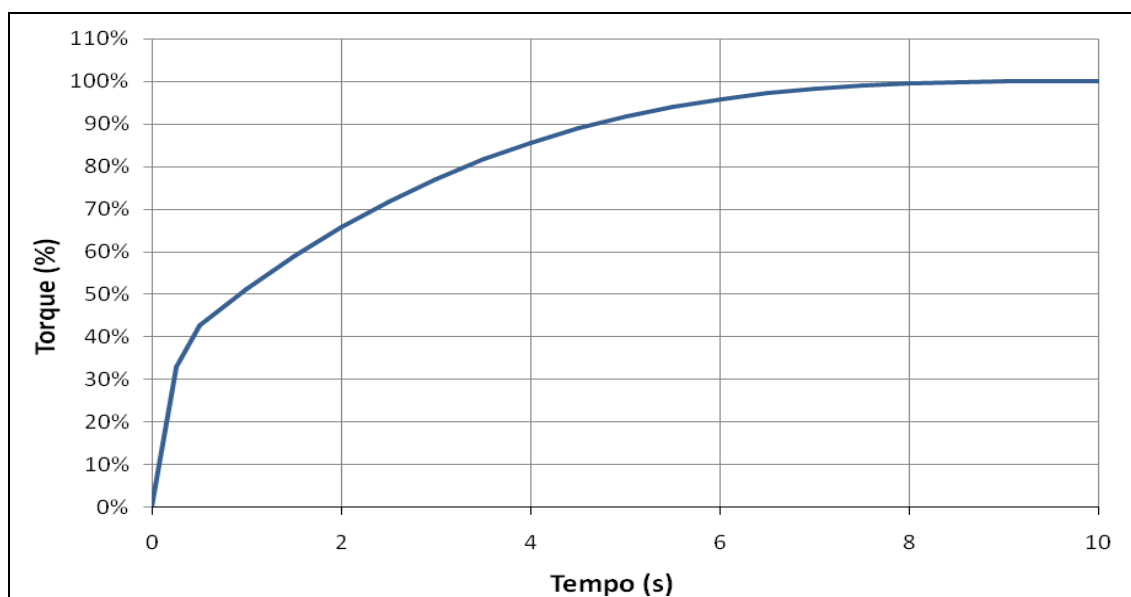


FIGURA 4.8 - Rampa de parada emergência 2

4.3.2.4 Parada de emergência 3 - frenagem instantânea

Na parada de emergência com frenagem instantânea a desaceleração é realizada pelo sistema de frenagem do transportador. Nessa forma de parada não existe controle ou suavização do torque aplicado pelos freios e todas as pinças digitais e proporcionais aplicam todo seu torque instantaneamente. A FIG. 4.9 mostra a rampa de parada.

Este tipo de parada é utilizado somente em caso de falha das outras formas de frenagem ou caso a velocidade da correia atinja 120% da velocidade nominal.

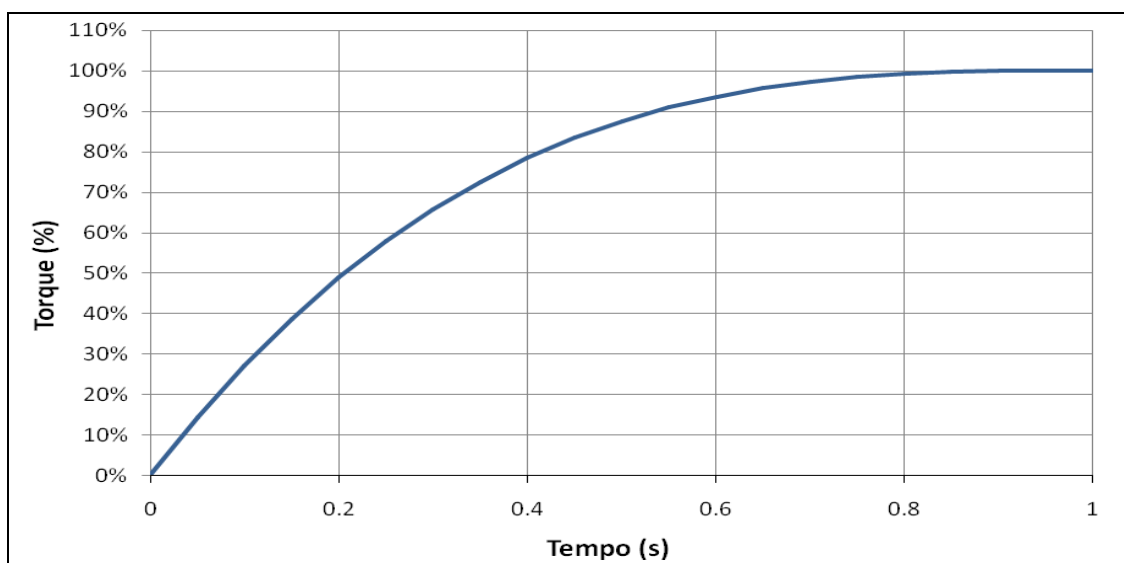


FIGURA 4.9 - Rampa de parada emergência 3

4.4 Cálculo estático

O cálculo estático foi elaborado utilizando o software denominado BELTSTAT (2010), desenvolvido pela empresa Conveyor Dynamics, Inc. – CDI. Os principais resultados serão apresentados a seguir.

4.4.1. Potência requerida

A TAB. 4.4 apresenta a potência requerida para cada uma das condições de carregamento e atrito descritas anteriormente.

TABELA 4.4 - Potência requerida

Condição de carregamento e atrito	Potência requerida (kW)	Potência requerida (%)
Completamente carregado - Atrito normal	-1274	-59,9 %
Completamente carregado - Alto atrito	-1160	-54,6 %
Completamente carregado - Baixo atrito	-1577	-74,2 %
Vazio - Atrito normal	347	16,3 %
Descendentes carregados - Baixo atrito	-1930	-90,8 %
Ascendentes carregados - Alto atrito	842	39,6 %
Ascendentes carregados - Baixo atrito	561	26,4 %
Primeira metade carregada - Atrito normal	-512	-24,1 %
Segunda metade carregada - Atrito normal	-371	-17,5 %

* Valores negativos de potência significam geração de energia elétrica pelos motores.

4.4.2. Tensões de tração na correia

As FIG. 4.10 a 4.18 apresentam gráficos de tensões atuantes ao longo da correia para o transportador operando em regime em cada uma das condições de carregamento e atrito. Os números mostrados junto às linhas que representam as tensões no lado de carga da correia (linha contínua vermelha) e retorno da correia (linha tracejada azul) se referem aos trechos em que o transportador foi dividido no cálculo estático e podem ser encontrados na TAB. 4.5. A linha traço-ponto rosa se refere à tensão de correia necessária para manter o SAG em 1%.

- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e atrito normal:

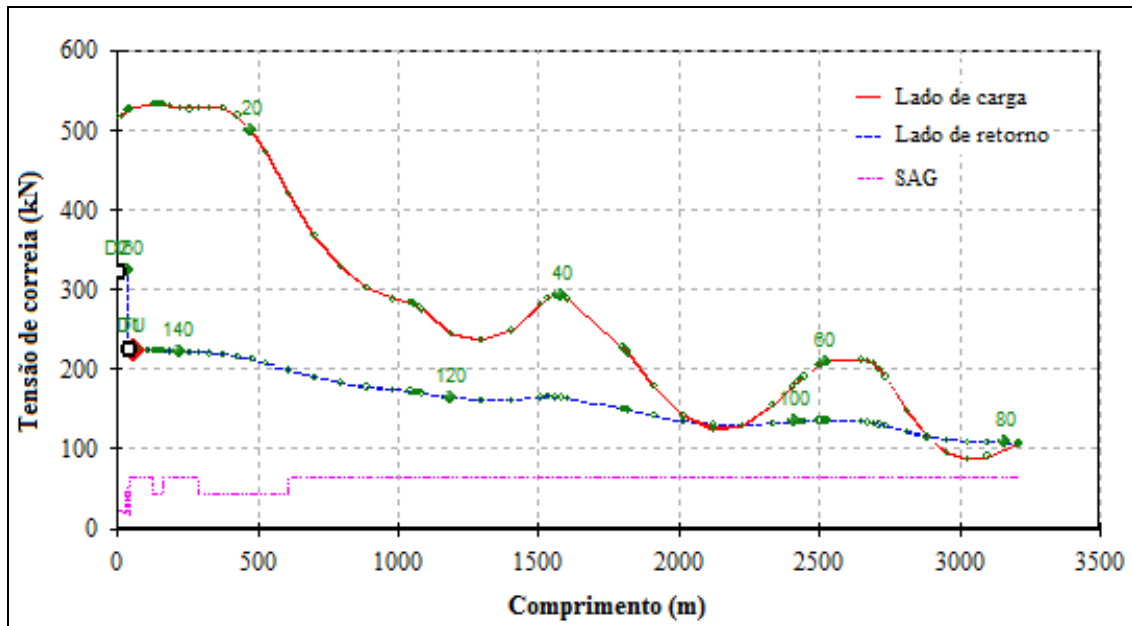


FIGURA 4.10 - Tensões de correia - completamente carregado e atrito normal

- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e alto atrito:

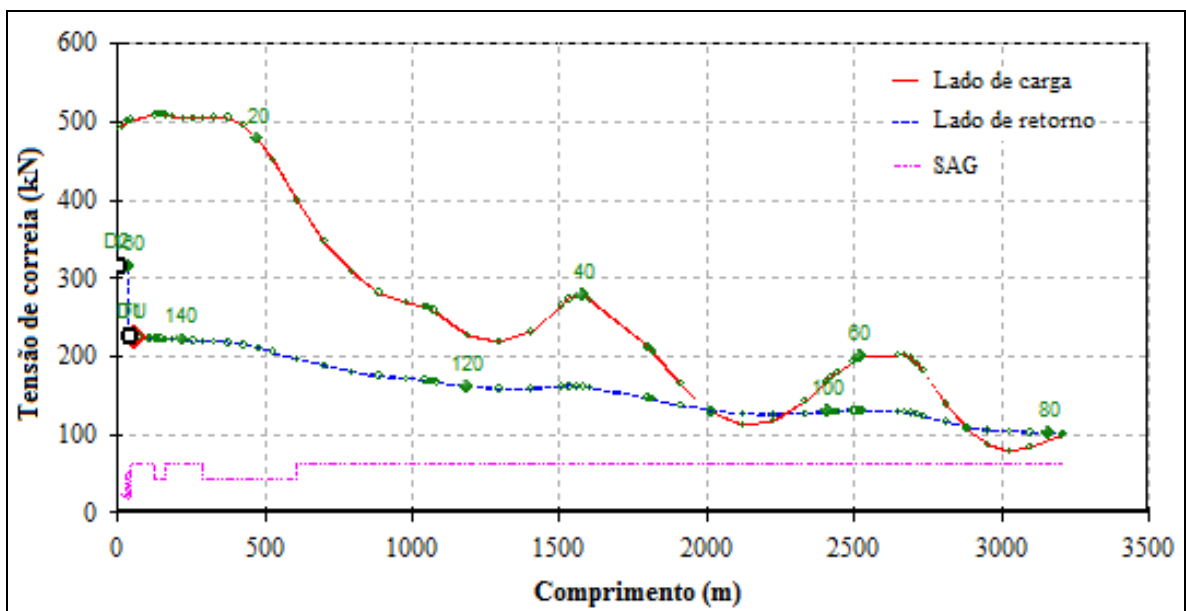


FIGURA 4.11 - Tensões de correia - completamente carregado e alto atrito

- Transportador completamente carregado na capacidade de projeto e baixo atrito:

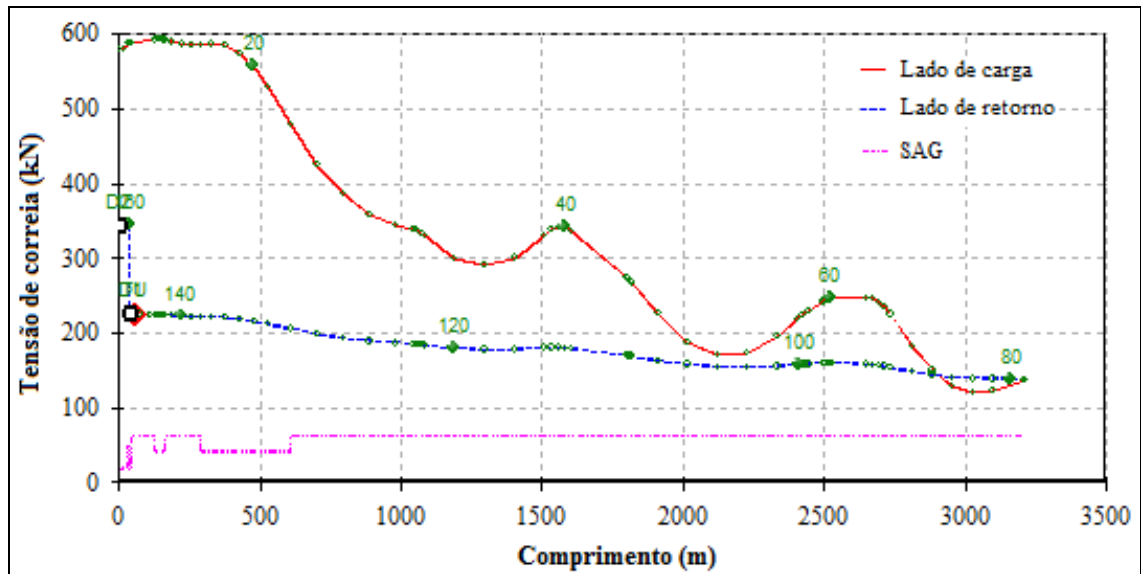


FIGURA 4.12 - Tensões de correia - completamente carregado e baixo atrito

- Transportador vazio e atrito normal:

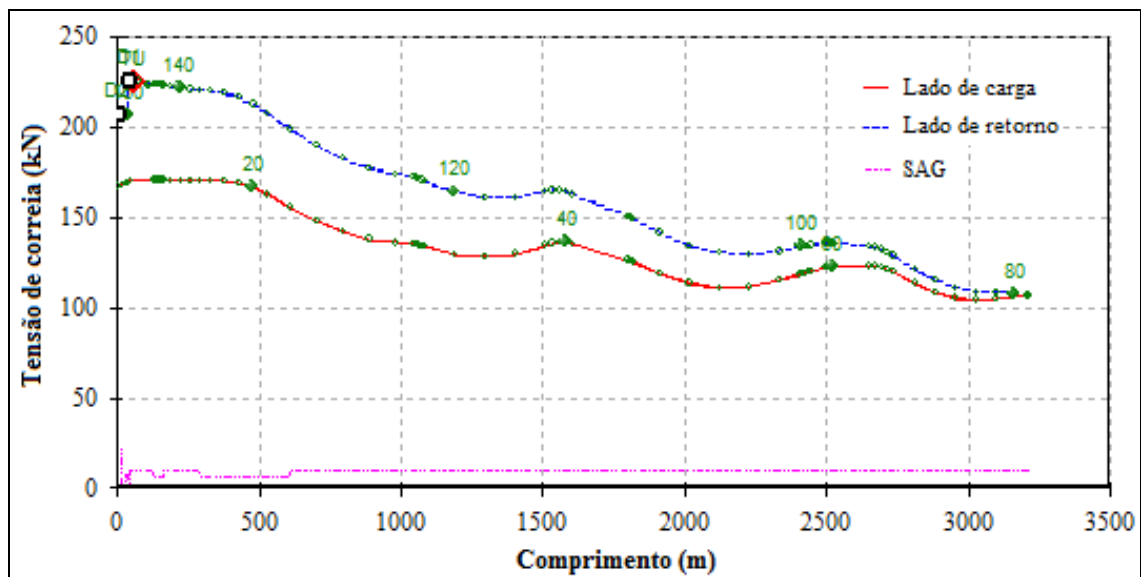


FIGURA 4.13 - Tensões de correia - vazio e atrito normal

- Somente trechos descendentes carregados e baixo atrito:

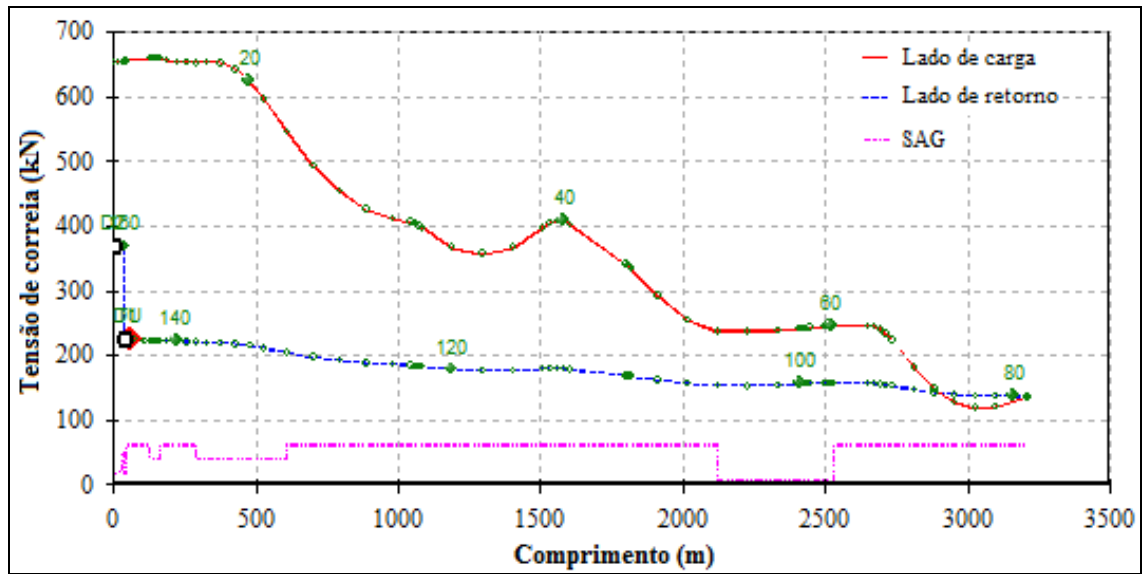


FIGURA 4.14 - Tensões de correia - descendentes carregados e baixo atrito

- Somente trechos ascendentes carregados e alto atrito:

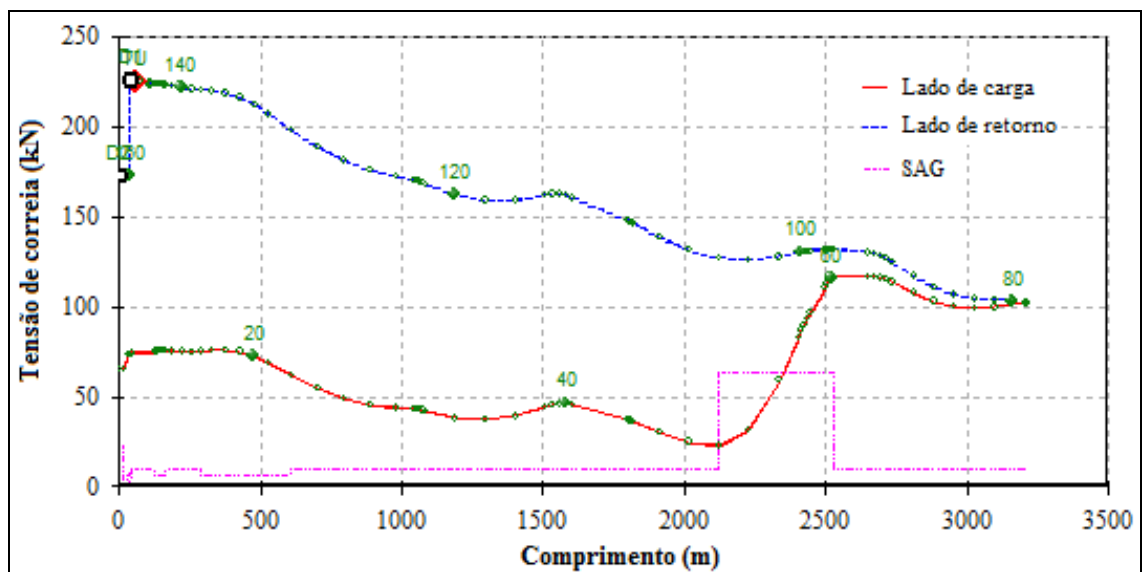


FIGURA 4.15 - Tensões de correia - ascendentes carregados e alto atrito

- Somente trechos ascendentes carregados e baixo atrito:

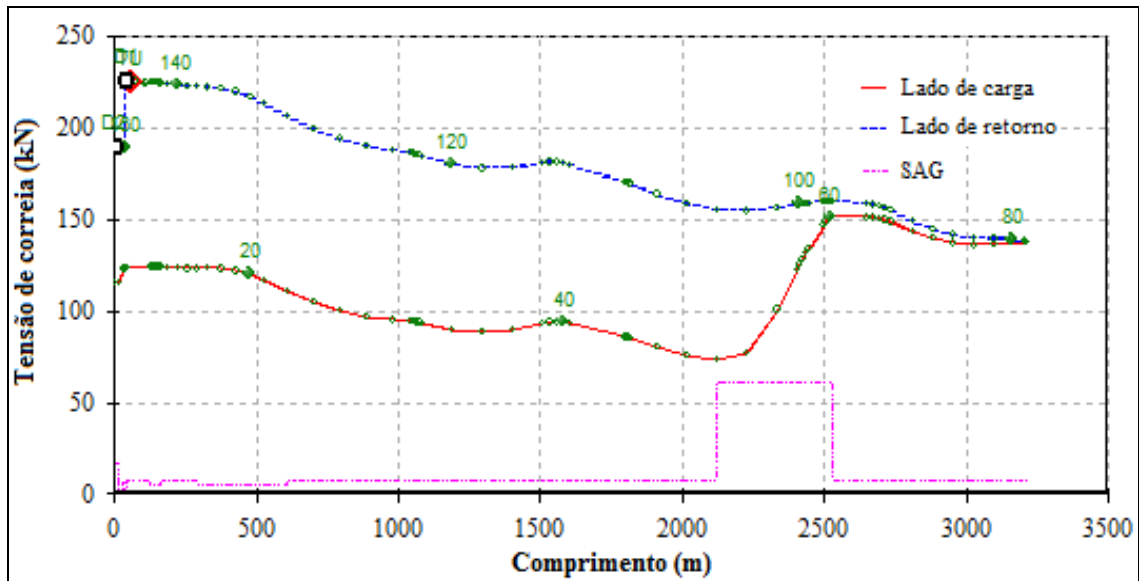


FIGURA 4.16 - Tensões de correia - ascendentes carregados e baixo atrito

- Transportador carregado até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante vazio e atrito normal:

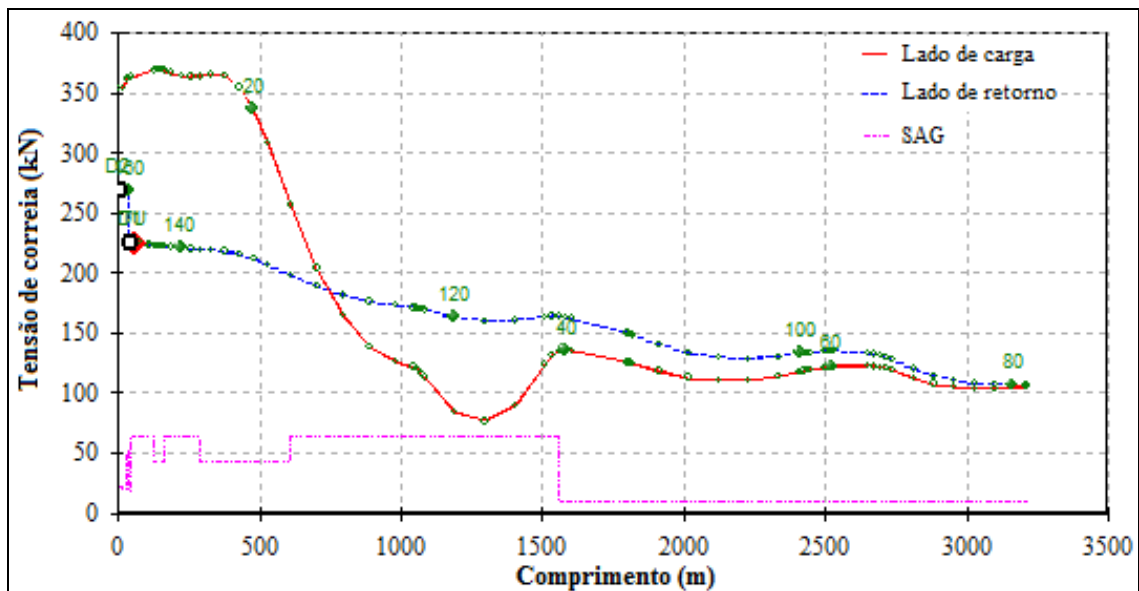


FIGURA 4.17 - Tensões de correia - primeira metade carregada e atrito normal

- Transportador vazio até aproximadamente a primeira metade do comprimento e o restante carregado e atrito normal:

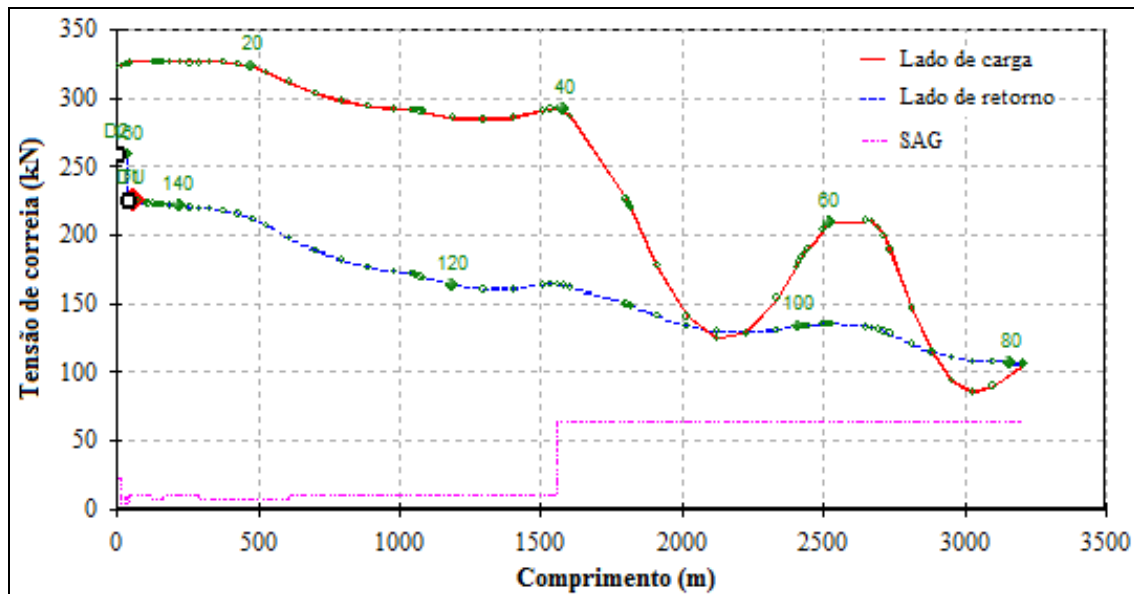


FIGURA 4.18 - Tensões de correia - segunda metade carregada e atrito normal

A TAB. 4.5 apresenta uma compilação das tensões atuantes ao longo do transportador para cada uma das condições de carregamento e atrito para os regimes de operação, partida e parada. A coluna com as máximas tensões de operação momentâneas apresenta os valores de tensões atuantes para condições de carregamento momentâneas, como somente trechos ascendentes ou descendentes carregados.

TABELA 4.5A - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
1	0,0	0,0	579	652	917	65,2	2
2	4,4	0,0	579	652	917	65,3	2
3	18,4	0,0	579	652	917	65,4	4
4	32,4	0,0	587	654	917	73,3	4
5	42,1	0,0	588	655	917	73,4	4
6	46,8	0,0	588	655	917	74,0	4

TABELA 4.5B - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
7	127,6	0,0	593	660	919	75,1	4,4
8	137,4	-0,1	593	660	919	75,3	4,4
9	147,3	-0,2	593	660	919	75,4	4,4
10	157,1	-0,5	593	660	919	75,4	4,4
11	166,9	-0,9	592	659	913	75,4	5
12	188,6	-2,0	590	657	913	75,2	5
13	223,2	-3,4	587	654	913	74,9	5
14	257,8	-4,5	585	652	904	74,9	6,1
15	292,5	-5,1	585	652	904	75,1	6,1
16	327,1	-5,3	586	653	900	75,6	8,2
17	327,2	-5,3	586	653	900	75,6	8,2
18	378,4	-6,6	585	652	895	75,9	9,5
19	429,4	-10,6	575	642	880	74,9	9,9
20	480,1	-17,3	556	623	863	72,6	9,4
21	530,5	-26,7	529	596	859	68,9	8,2
22	610,4	-43,8	478	545	851	62,1	5,7
23	702,7	-61,5	426	493	843	54,6	3,2
24	795,7	-75,4	386	453	835	49,0	2,1
25	889,1	-85,4	359	426	829	45,4	1,8
26	982,9	-91,4	345	411	827	43,7	2,1
27	1044,0	-94,1	339	406	827	43,2	2,9
28	1054,1	-94,6	338	405	827	43,0	2,9
29	1064,3	-95,4	336	403	827	42,8	2,9
30	1074,5	-96,5	334	401	827	42,4	2,9
31	1084,6	-97,7	331	397	827	42,0	2,9
32	1084,7	-97,7	330	397	827	42,0	2,9

TABELA 4.5C - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
33	1190,4	-108,9	300	367	822	37,9	1,8
34	1296,6	-113,7	290	357	821	36,9	2,3
35	1402,8	-112,3	301	367	823	39,1	4,8
36	1508,8	-104,6	331	397	828	44,3	11,3
37	1509,0	-104,6	331	397	828	44,3	11,3
38	1533,3	-102,8	339	405	828	45,5	11,3
39	1557,6	-102,3	342	408	829	46,1	12,1
40	1582,0	-103,1	341	407	828	46,1	9,4
41	1606,3	-105,3	336	402	828	45,4	9,4
42	1801,1	-127,7	274	341	756	37,0	7,4
43	1805,9	-128,3	273	339	756	36,7	7,4
44	1810,7	-128,9	271	337	756	36,5	7,4
45	1815,4	-129,6	269	336	756	36,2	7,4
46	1820,2	-130,3	267	334	756	35,9	7,4
47	1910,6	-144,7	226	292	691	30,1	3,9
48	2016,2	-158,3	188	254	655	24,9	1,7
49	2122,4	-165,6	171	237	655	22,7	0,7
50	2228,8	-166,7	174	237	640	31,2	2,7
51	2335,1	-161,4	196	239	647	59,1	7
52	2402,8	-156,1	218	242	651	83,0	12,4
53	2413,5	-155,3	221	242	651	86,6	12,4
54	2424,3	-154,5	224	242	651	90,1	12,4
55	2435,1	-153,8	227	243	651	93,4	12,4
56	2445,9	-153,1	229	243	651	96,5	12,4
57	2498,0	-150,1	242	244	657	111	16,2
58	2506,3	-149,8	244	245	657	113	16,2

TABELA 4.5D - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
59	2514,6	-149,5	245	245	657	115	16,2
60	2522,9	-149,4	246	245	657	116	16,2
61	2531,2	-149,5	246	245	657	116	16,2
62	2650,4	-151,5	247	245	648	117	17,5
63	2671,5	-152,3	246	244	647	117	17,1
64	2692,6	-153,9	242	240	647	116	17,1
65	2713,6	-156,5	235	233	644	115	15
66	2734,4	-160,0	225	223	644	114	15
67	2812,5	-174,6	182	181	634	108	9,3
68	2883,6	-186,1	150	148	628	103	4,9
69	2955,1	-193,9	137	137	629	86,1	3,8
70	3026,9	-198,0	135	136	630	78,6	3,5
71	3098,8	-198,4	136	136	629	83,4	3,4
72	3210,6	-196,2	137	138	620	101	3,8
73	3210,5	-197,5	137	137	620	100	3,8
74	3207,1	-197,0	138	138	620	101	3,8
75	3206,6	-197,2	138	138	620	101	3,8
76	3204,5	-200,5	137	137	620	100	3,8
77	3204,0	-200,7	137	137	620	100	3,8
78	3161,4	-200,7	137	138	610	100	4,4
79	3161,1	-199,8	138	138	610	101	4,4
80	3161,5	-199,4	138	139	610	101	4,4
81	3161,2	-198,5	139	139	610	102	4,4
82	3098,8	-199,2	139	139	602	102	5
83	3026,9	-198,8	139	140	592	102	5,6
84	2955,1	-194,7	141	141	581	105	7,1

TABELA 4.5E - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
85	2883,6	-186,9	144	145	574	109	10
86	2812,5	-175,4	148	149	574	115	15,1
87	2734,4	-160,8	154	155	573	123	21,8
88	2713,6	-157,3	155	156	573	125	21,8
89	2692,6	-154,7	157	157	573	127	21,8
90	2671,5	-153,1	157	158	566	128	25,1
91	2650,4	-152,3	158	159	566	128	25,1
92	2531,2	-150,3	159	160	544	130	25,5
93	2522,9	-150,2	159	160	544	130	25,5
94	2514,6	-150,3	159	160	544	130	25,5
95	2506,3	-150,6	159	160	544	130	25,5
96	2498,0	-151,0	159	160	544	130	25,5
97	2445,9	-153,9	158	159	523	129	22,9
98	2435,1	-154,6	158	159	523	129	22,9
99	2424,3	-155,3	158	159	523	129	22,9
100	2413,5	-156,1	157	158	523	128	22,9
101	2402,8	-156,9	157	158	523	128	22,9
102	2335,1	-162,2	155	156	492	126	19
103	2228,8	-167,5	154	155	477	124	16,7
104	2122,4	-166,4	154	155	470	125	18,3
105	2016,2	-159,1	158	158	467	130	23,1
106	1910,6	-145,5	163	164	465	137	31,2
107	1820,2	-131,1	169	170	465	145	40,9
108	1815,4	-130,4	169	170	465	145	40,9
109	1810,7	-129,7	169	170	465	146	40,9
110	1805,9	-129,1	170	170	465	146	40,9

TABELA 4.5F - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
111	1801,1	-128,5	170	171	465	146	40,9
112	1606,3	-106,1	179	180	453	159	53,5
113	1582,0	-103,9	180	181	453	160	53,5
114	1557,6	-103,1	180	181	453	161	53,5
115	1533,3	-103,6	180	181	447	161	48,8
116	1509,0	-105,4	180	181	447	160	48,8
117	1508,8	-105,4	180	181	447	160	48,8
118	1402,8	-113,1	177	178	431	157	41,9
119	1296,6	-114,5	177	178	416	157	40,5
120	1190,4	-109,7	179	180	399	160	45
121	1084,7	-98,5	184	185	391	167	60,9
122	1084,6	-98,5	184	185	391	167	60,9
123	1074,5	-97,3	184	185	391	167	60,9
124	1064,3	-96,2	185	186	391	168	60,9
125	1054,1	-95,4	185	186	391	168	60,9
126	1044,0	-94,9	186	186	391	169	60,9
127	982,9	-92,2	187	188	387	171	70,8
128	889,1	-86,2	189	190	379	174	83,8
129	795,7	-76,2	193	194	366	180	91,3
130	702,7	-62,3	199	200	363	187	102
131	610,4	-44,6	206	206	372	196	124
132	530,5	-27,5	212	213	377	206	152
133	480,1	-18,1	216	217	377	211	152
134	429,4	-11,4	219	220	377	215	152
135	378,3	-7,4	221	222	373	217	166
136	327,2	-6,1	221	222	355	218	174

TABELA 4.5G - Resumo de tensões

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão partida e parada (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão partida e parada (kN)
137	327,1	-6,1	221	222	355	218	174
138	292,4	-5,9	222	223	355	219	174
139	257,8	-5,3	222	223	336	219	180
140	223,2	-4,2	223	223	336	220	180
141	188,6	-2,8	223	224	336	221	180
142	166,9	-1,7	224	224	313	221	192
143	157,1	-1,3	224	225	313	222	192
144	147,3	-1,0	224	225	313	222	192
145	137,4	-0,9	224	225	313	222	192
146	127,6	-0,8	224	225	313	222	192
147	111,9	-0,8	224	225	313	222	192
148	111,5	-1,0	224	225	313	223	192
149	109,8	-2,8	224	225	313	222	192
150	109,5	-3,0	224	225	313	222	192
151	79,5	-3,0	224	225	324	222	178
152	79,1	-2,8	224	225	324	223	178
153	77,2	-1,0	225	226	324	223	178
154	76,9	-0,8	226	227	324	224	178
155	55,5	-0,8	226	226	324	226	178
156	55,5	-2,1	226	226	324	226	178
157	74,0	-2,1	226	226	324	226	178
158	74,0	-3,4	226	226	324	226	178
159	40,2	-3,0	226	226	322	226	171
160	40,5	-1,6	343	368	606	172	152
161	41,8	-2,1	343	368	606	172	152
162	42,0	-0,8	345	369	606	173	152
163	0,3	-1,3	345	369	602	173	153

4.4.3. Fatores de serviço da correia

Os fatores de serviço da correia foram calculados utilizando as tensões máximas atuantes para cada uma das condições de carregamento e atrito. A TAB. 4.6 apresenta os resultados.

TABELA 4.6 - Fatores de serviço da correia

Condição de carregamento e atrito	Operação	Partida	Parada operacional	Parada Emergência
Completamente carregado - Atrito normal	7,99:1	6,45:1	6,34:1	4,74:1
Completamente carregado - Alto atrito	8,38:1	6,70:1	6,57:1	4,74:1
Completamente carregado - Baixo atrito	7,20:1	5,84:1	5,78:1	4,71:1
Vazio - Atrito normal	18,88:1	17,41:1	17,41:1	5,74:1
Descendentes carregados - Baixo atrito	6,46:1	5,61:1	5,54:1	4,64:1
Ascendentes carregados - Alto atrito	18,88:1	8,46:1	18,86:1	5,50:1
Ascendentes carregados - Baixo atrito	18,83:1	15,24:1	18,16:1	6,01:1
Primeira metade carregada - Atrito normal	11,54:1	8,52:1	8,39:1	4,96:1
Segunda metade carregada - Atrito normal	11,73:1	9,07:1	8,95:1	5,36:1

Como pode ser observado existem fatores de serviço abaixo dos definidos nos critérios de projeto para alguns casos de carregamento. Esta situação, porém, foi considerada aceitável devido às baixíssimas possibilidades de ocorrência e pelo fator de segurança estar significativamente acima do mínimo necessário para as demais situações.

4.4.4. Curso de esticamento

O curso de esticamento mínimo requerido determinado no cálculo estático é de 8,5 m, sendo:

- Comprimento para emenda adicional (AE) = 2,3 m
- Deformação permanente (DP) = 2,4 m
- Deformação térmica (DT) = 1,2 m
- Folga (FG) = 0,3 m
- Curso dinâmico (CD) = 3,1 m
- Curso requerido = $1,05 \times (DT + DP + CD + AE / 2) + FG$

4.4.5. Curvas verticais

A TAB. 4.7 apresenta os raios utilizados e os raios mínimos requeridos para as curvas verticais do transportador.

TABELA 4.7A - Raios de curvas verticais

Trecho	Raio (m) - Tipo	Comp. (m) (início / fim)	Raio tensões máxima s (m)	Raio tensões mínimas (m)	Raio levantamento da correia 100% peso	Raio levantamento da correia 80% peso
7 10	820 - Convexa	128 157	664	383	-	-
12 15	2850 - Côncava	189 292	251	370	2033	2541
17 20	970 - Convexa	327 480	510	397	-	-
22 25	2250 - Côncava	610 889	148	649	1917	2397
27 30	450 - Convexa	1044 1074	297	730	-	-
32 35	1800 - Côncava	1085 1403	122	829	1813	2266
37 40	450 - Convexa	1509 1582	274	695	-	-
42 45	450 - Convexa	1801 1815	175	882	-	-
47 50	1800 - Côncava	1911 2229	59	1552	1354	1692
52 55	2000 - Convexa	2403 2435	111	551	-	-
57 60	450 - Convexa	2498 2523	111	337	-	-
62 65	500 - Convexa	2650 2714	105	318	-	-

TABELA 4.7B - Raios de curvas verticais

Trecho	Raio (m) - Tipo	Comp. (m) (início / fim)	Raio tensões máxima s (m)	Raio tensões mínimas (m)	Raio levantamento da correia 100% peso	Raio levantamento da correia 80% peso
67 70	1400 - Côncava	2813 3027	42	526	972	1215
Retorno da correia						
82 85	1400 - Côncava	3099 2884	35	135	830	1038
87 90	500 - Convexa	2734 2672	37	235	-	-
92 95	450 - Convexa	2531 2506	37	218	-	-
97 100	2000 - Convexa	2446 2414	36	220	-	-
102 105	1800 - Côncava	2335 2016	32	98	729	911
107 110	450 - Convexa	1820 1806	36	184	-	-
112 115	450 - Convexa	1606 1533	36	165	-	-
117 120	1800 - Côncava	1509 1190	33	72	636	795
122 125	450 - Convexa	1085 1054	37	154	-	-
127 130	2250 - Côncava	983 703	34	65	554	692
132 135	970 - Convexa	530 378	39	121	-	-
137 140	2850 - Côncava	327 223	36	49	517	647
142 145	820 - Convexa	167 137	39	111	-	-

4.4.6. Viradores de correia

Os viradores de correia das regiões de descarga e carregamento do transportador são do tipo hélice plana, com rolos de apoio para correia a cada 1/4 do comprimento de virada e possuem 42 m e 30 m, respectivamente. Os viradores foram calculados para as tensões mínimas e máximas atuantes na correia. A TAB. 4.8 apresenta os resultados dos cálculos.

TABELA 4.8 - Resultados viradores de correia

	Tensão de correia mínima (kN)	Tensão de correia máxima (kN)	Tensões mínimas nos cabos (N/mm)	Tensões máximas nos cabos (N/mm)	Máximo SAG (mm)	FS da correia
Descarga Operação	100	137	-11	414	69	8,46
Descarga Partida/Parada	4	620	-116	612	88	4,68
Carregamento Operação	222	225	28	596	19	5,87
Carregamento Partida/Parada	192	313	-17	662	20	5,29

Como pode ser observado existem algumas tensões mínimas locais negativas e um fator de serviço da correia abaixo dos critérios de projeto. Esta situação se deve a uma limitação do espaço disponível para instalação dos viradores.

4.5 Cálculo dinâmico

O cálculo dinâmico foi elaborado utilizando o software denominado BELTFLEX (2004), desenvolvido pela empresa Conveyor Dynamics, Inc. – CDI. Os principais resultados serão apresentados a seguir.

4.5.1. Correções necessárias

O cálculo dinâmico foi realizado inicialmente com os mesmos componentes e configurações definidas no cálculo estático. As simulações realizadas no cálculo dinâmico, porém, apontaram alguns problemas no projeto inicial.

Para que resultados satisfatórios fossem obtidos foram necessárias algumas revisões no projeto, Os problemas encontrados e as modificações realizadas estão apresentadas a seguir.

4.5.1.1 Torque de frenagem

O torque de frenagem definido inicialmente se mostrou excessivo nas frenagens de emergência sem controle de velocidade, levando a elevadas tensões de correia e fatores de serviço inaceitáveis para este componente. Outro problema causado pelo torque excessivo de frenagem foram as ondas de tensão. Estas ondas, caracterizadas pela elevação e posterior redução da tensão de correia (ou o contrário) em um curto espaço de tempo, resultavam em tensões de correia excessivamente baixas e reversão do sentido de movimento da correia na região de descarga em condições de carregamento parciais ou em cargas reduzidas.

As FIG. 4.19 e 4.20 mostram as tensões de correia na região do carregamento do transportador para a frenagem de emergência suavizada e instantânea, respectivamente nas diversas combinações de carregamento. A tensão máxima de correia chega a aproximadamente 1250 kN na frenagem suavizada, o que corresponde a um fator de serviço da correia de 3,41:1. Na frenagem instantânea a máxima tensão de correia chega a aproximadamente a 1520 kN, o que corresponde a um fator de serviço da correia de 3,04:1. Nestas figuras também é possível visualizar as ondas de tensão para condições de carregamento parciais ou cargas reduzidas.

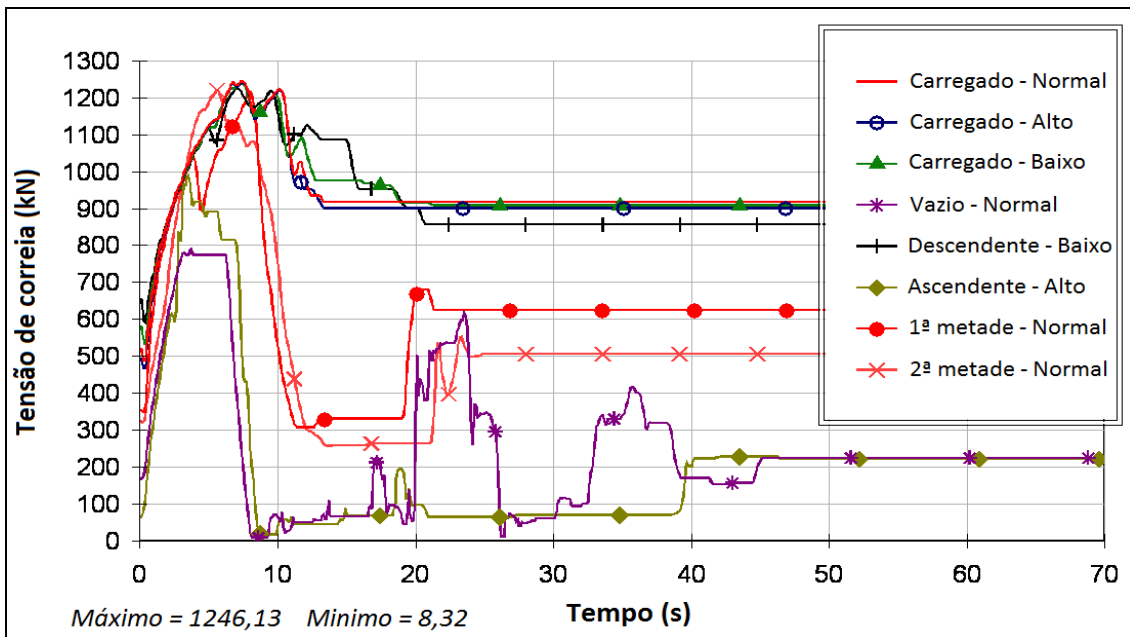


FIGURA 4.19 - Tensões na região de carregamento - frenagem suavizada

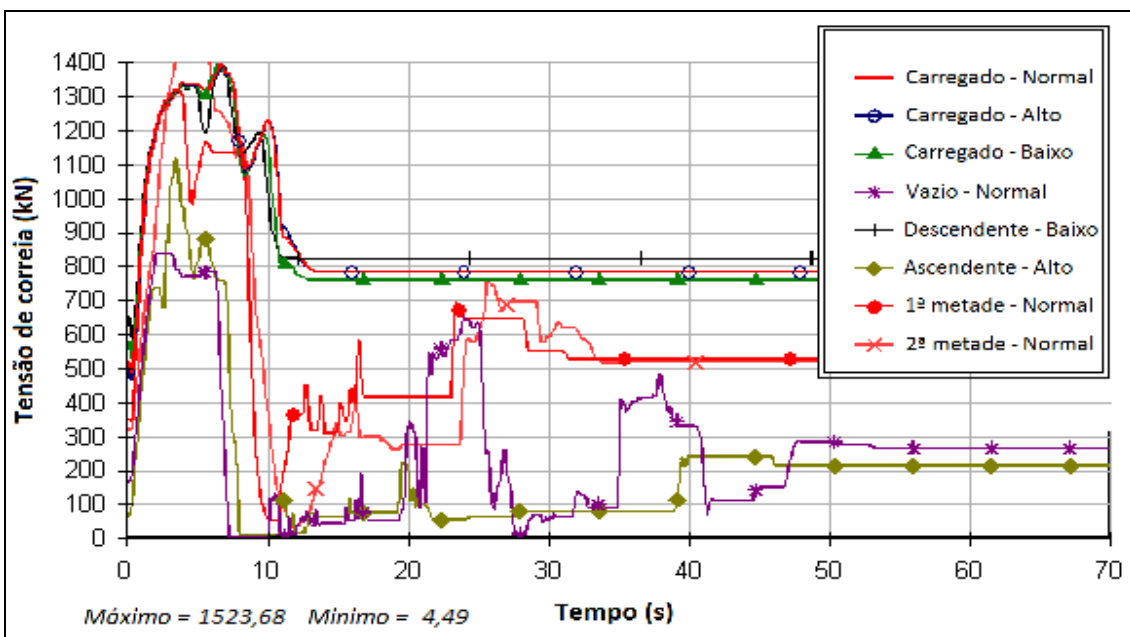


FIGURA 4.20 - Tensões na região de carregamento - frenagem instantânea

A FIG. 4.21 apresenta a velocidade do tambor de descarga para a frenagem de emergência suavizada, mostrando a reversão do sentido de movimentação da correia.

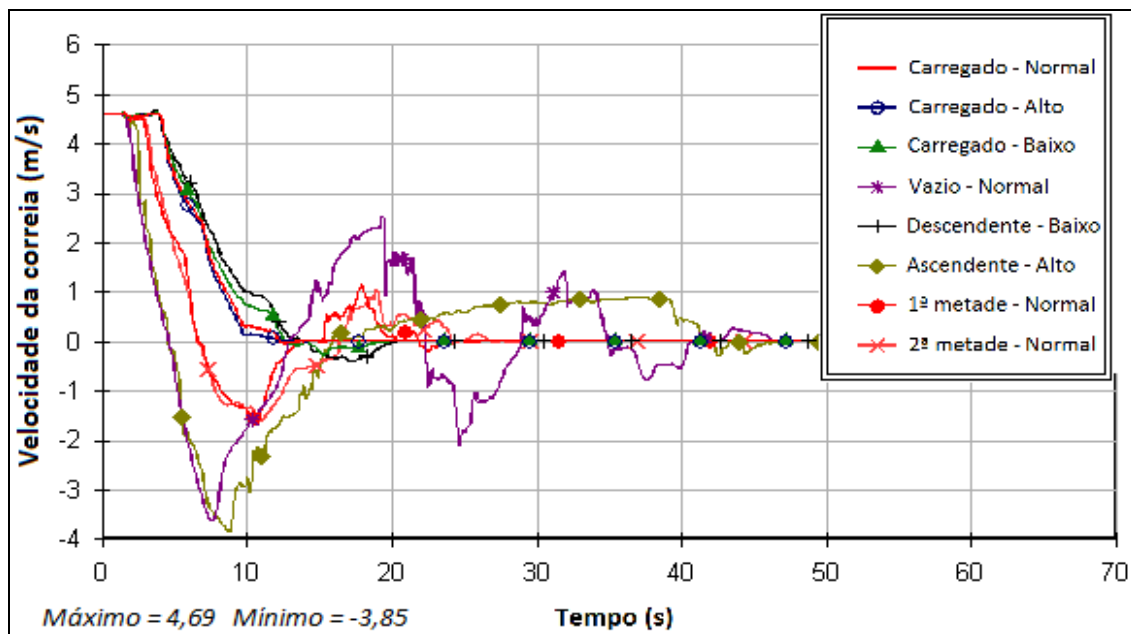


FIGURA 4.21 - Velocidade do tambor de descarga - frenagem suavizada

Para correção destes problemas as pinças de freio foram alteradas para o modelo padrão imediatamente inferior, resultando na redução do torque total de frenagem de 581 kN.m para 482 kN.m.

4.5.1.2 Força de esticamento

Mesmo com a redução do torque de frenagem ainda ocorriam baixas tensões causadas pelas ondas de tensão durante a frenagem de emergência. A FIG. 4.22 mostra as tensões dinâmicas máximas e mínimas ao longo do transportador para a configuração de torque total de frenagem de 482 kN.m e força de esticamento de 46 t. As tensões mínimas chegavam a 2,7 kN, com SAG de 23%.

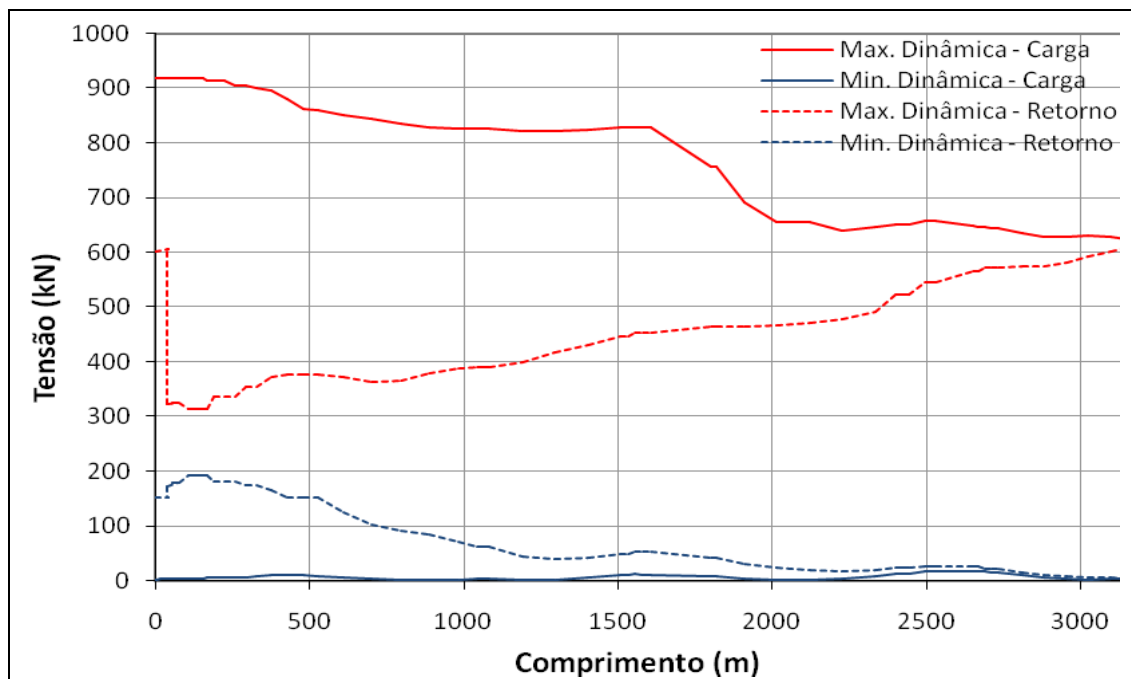


FIGURA 4.22 - Tensões dinâmicas máximas e mínimas

Parte da solução deste problema foi aumentar a força de esticamento de 46 t para 50 t, valor limite para que não fossem necessárias alterações de componentes mecânicos e estruturais influenciados pelas tensões de correia.

4.5.1.3 Sistema de esticamento

Outra medida necessária para corrigir o problema das baixas tensões dinâmicas, além de aumentar a estabilidade dinâmica durante as partidas e paradas de emergência sem controle de velocidade foi a instalação de um freio no esticamento. Este freio, que possui atuação por molas e liberação hidráulica e é controlado por um CLP para ser aplicado somente nas situações descritas foi instalado nas guias da caixa de lastro na torre de esticamento, adicionando aproximadamente 22 toneladas de força resistente ao movimento do contrapeso. A FIG. 4.23 apresenta um desenho esquemático do freio de esticamento.

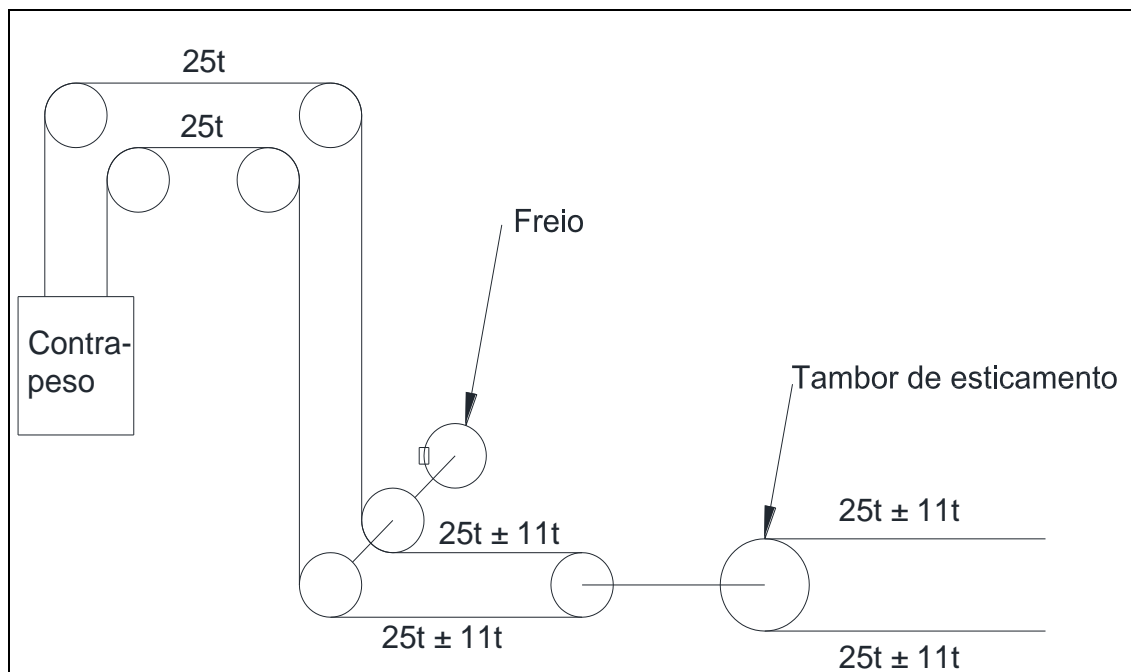


FIGURA 4.23 – Freio de esticamento

4.5.2. Potência requerida

A TAB. 4.9 apresenta a potência requerida para cada uma das condições de carregamento e atrito para a configuração final do transportador, ou seja, após as correções apresentadas.

TABELA 4.9 - Potência requerida

Condição de carregamento e atrito	Potência requerida (kW)	Potência requerida (%)
Completamente carregado - Atrito normal	-1282	-60,3
Completamente carregado - Alto atrito	-1172	-55,1
Completamente carregado - Baixo atrito	-1580	-74,3
Vazio - Atrito normal	350	16,5
Descendentes carregados - Baixo atrito	-1932	-90,9
Ascendentes carregados - Alto atrito	828	39,0
Ascendentes carregados - Baixo atrito	559	26,3
Primeira metade carregada - Atrito normal	-518	-24,4
Segunda metade carregada - Atrito normal	-378	-17,8

* Valores negativos de potência significam geração de energia elétrica pelos motores.

4.5.3. Resultados gráficos

As FIG. 4.24 a 4.64 apresentam gráficos com os resultados obtidos a partir do cálculo dinâmico, tais como velocidades, tensões, torques e deslocamentos nos principais pontos de interesse do transportador, resultados das diversas simulações de regimes de operação e condições de carregamento e atrito.

4.5.3.1 Parada operacional

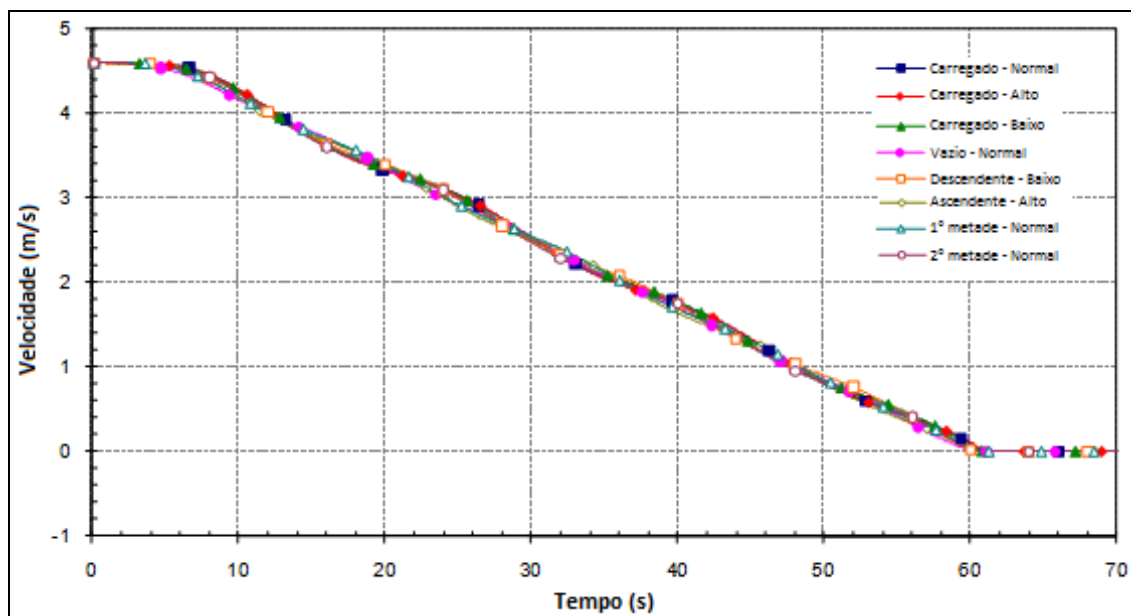


FIGURA 4.24 - Velocidade no tambor de descarga

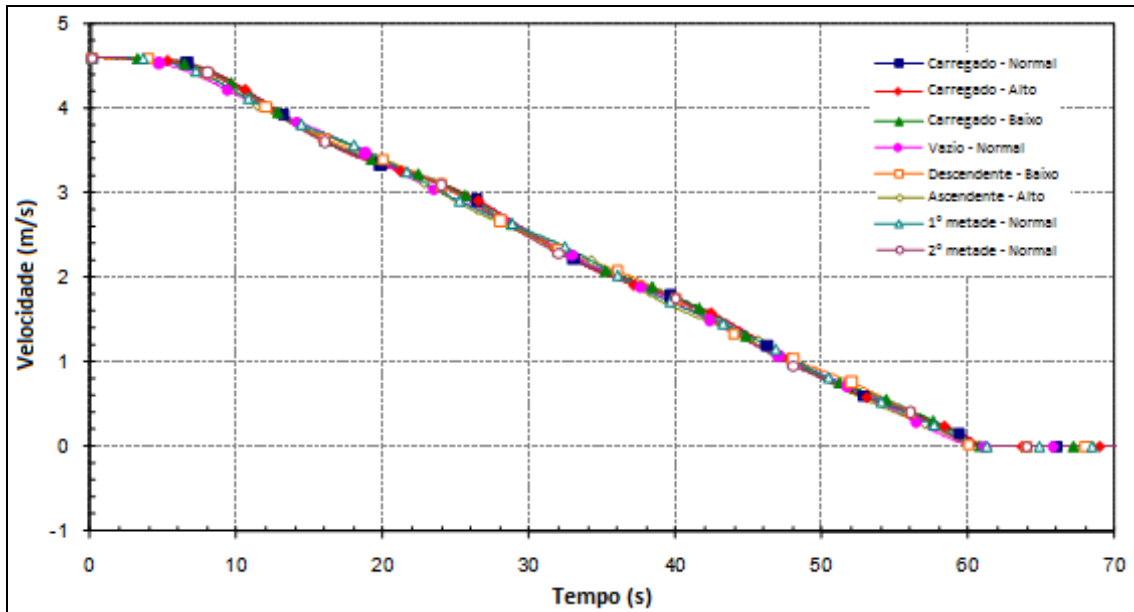


FIGURA 4.25 - Velocidade no tambor de retorno

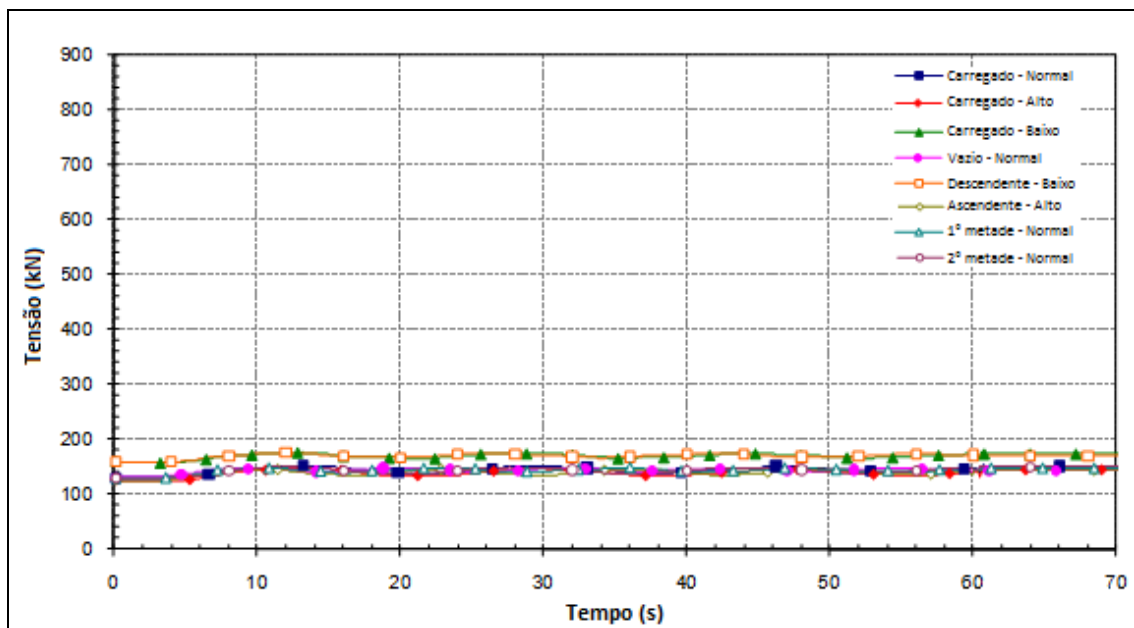


FIGURA 4.26 - Tensão de correia no tambor de descarga

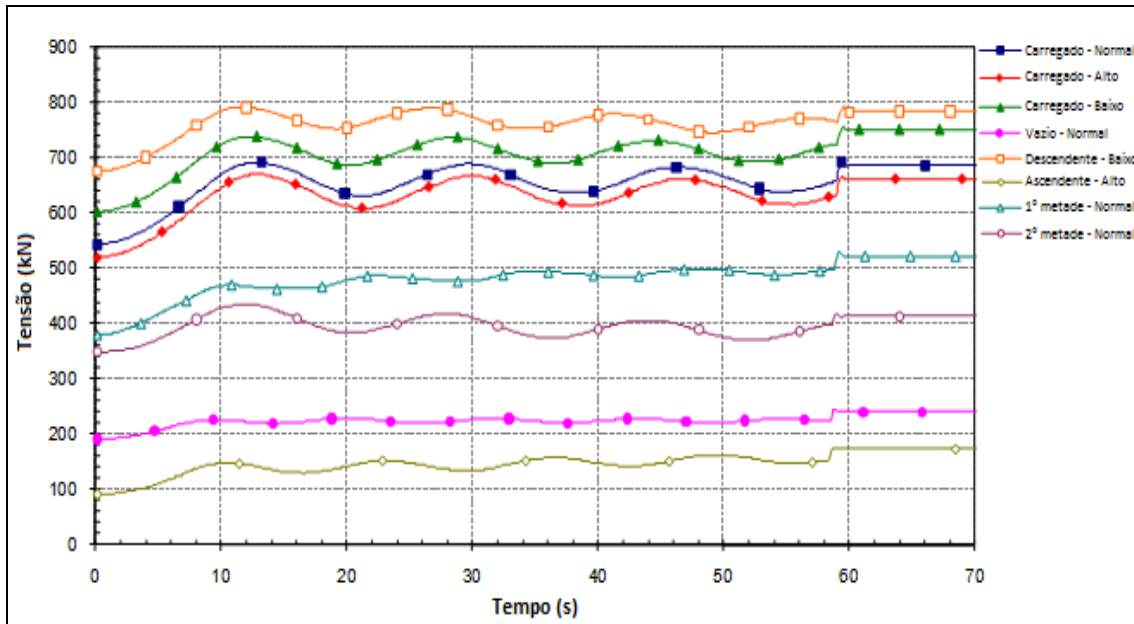


FIGURA 4.27 - Tensão de correia no tambor de retorno

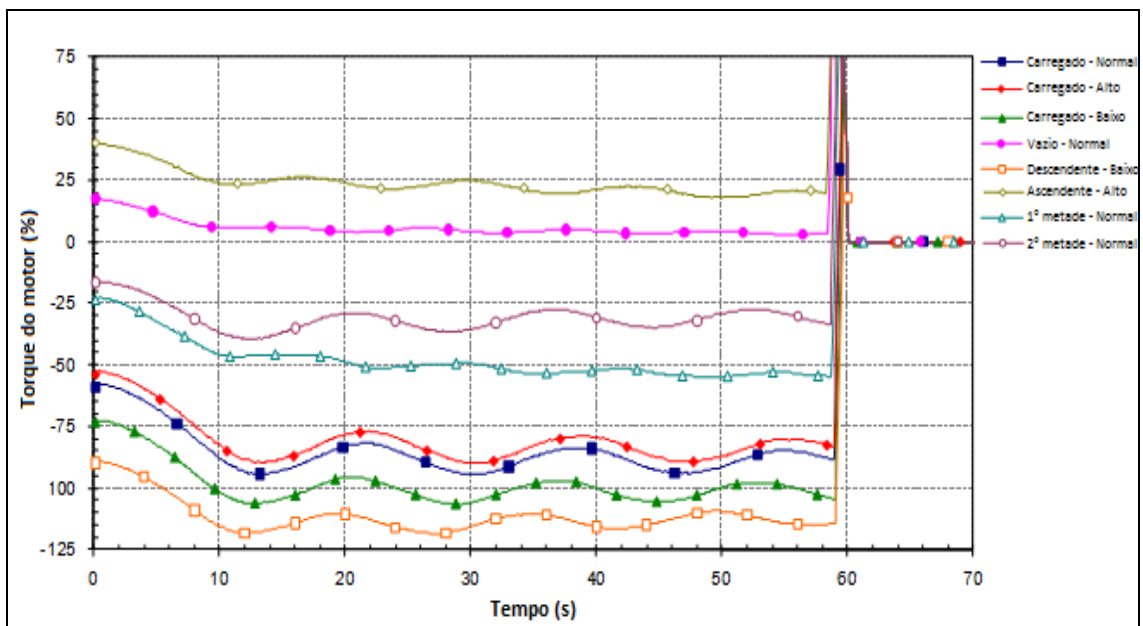


FIGURA 4.28 - Torque motor tambor acionamento primário

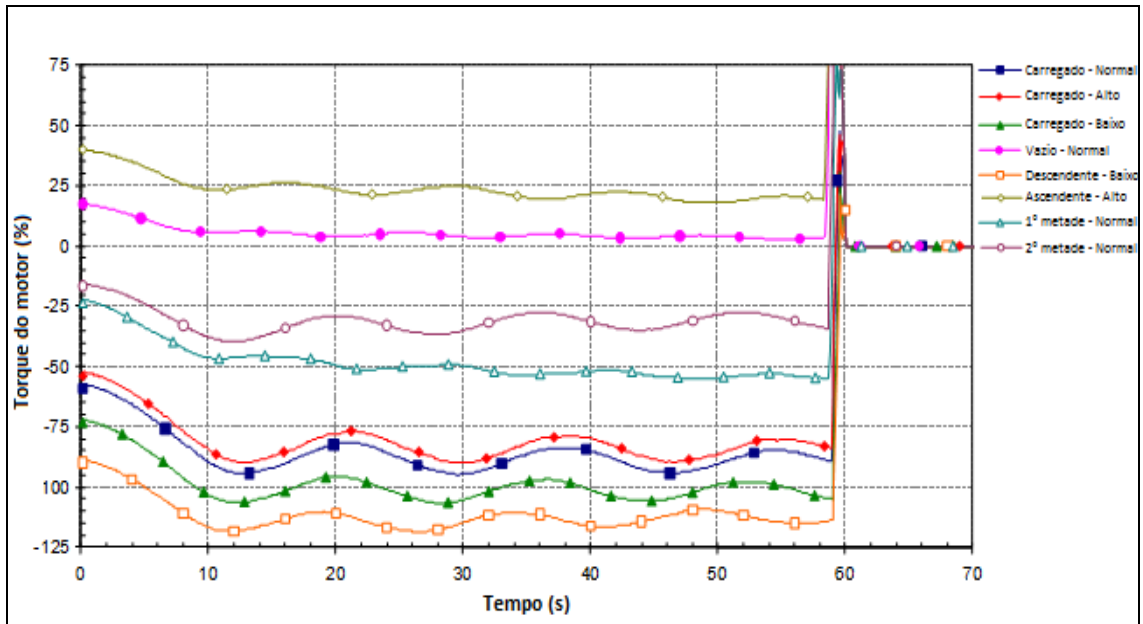


FIGURA 4.29 - Torque motor tambor acionamento secundário

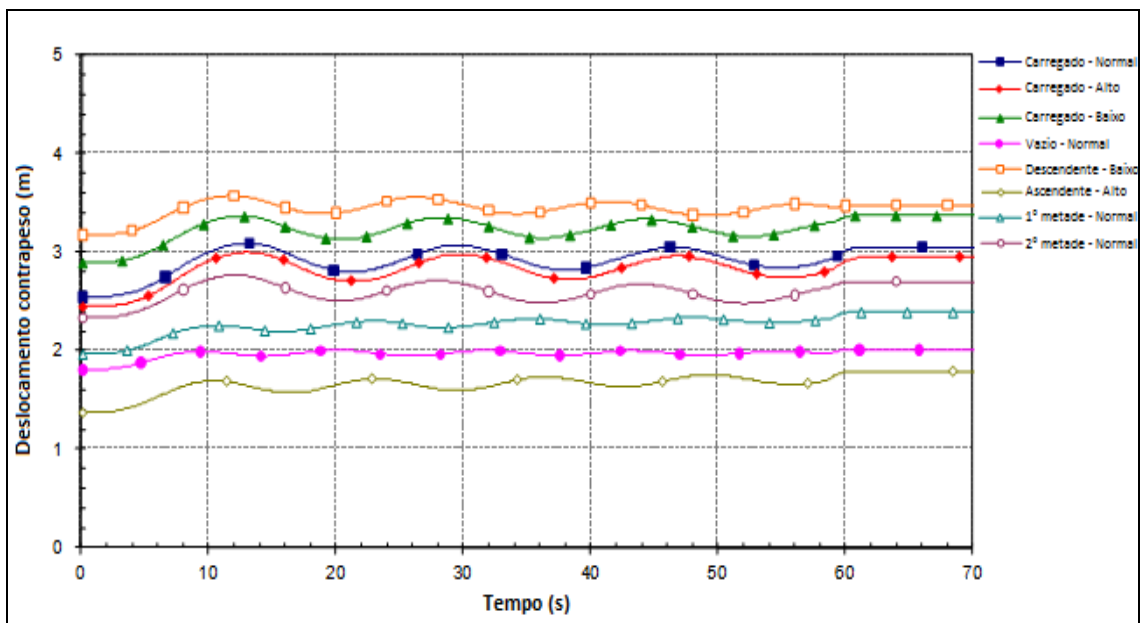


FIGURA 4.30 - Deslocamento do contrapeso

4.5.3.2 Parada de emergência 1

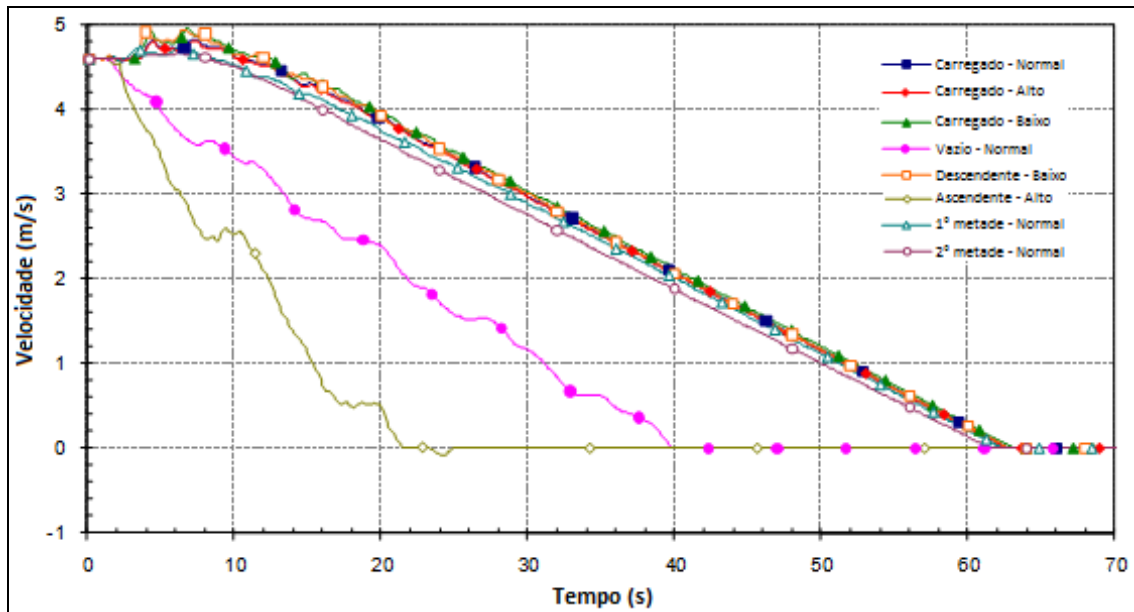


FIGURA 4.31 - Velocidade no tambor de descarga

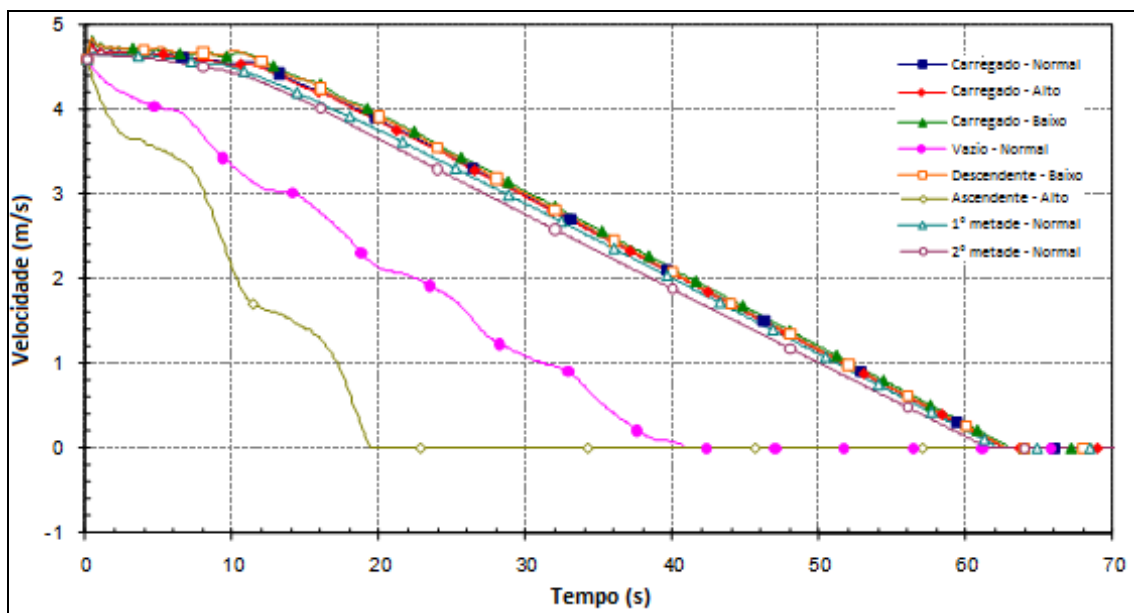


FIGURA 4.32 - Velocidade no tambor de retorno

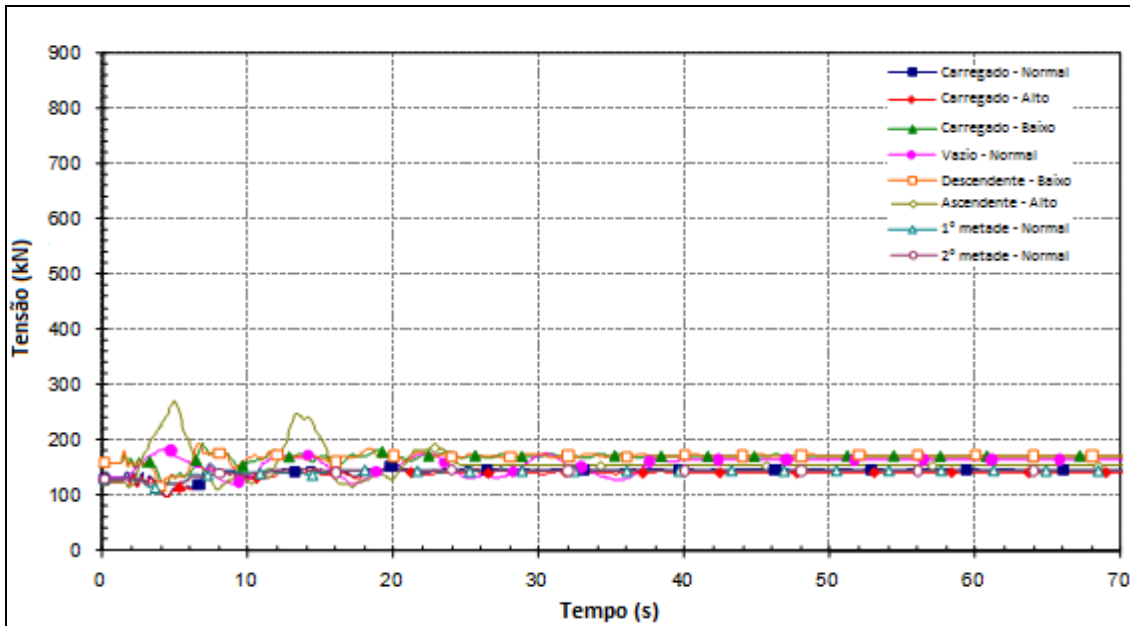


FIGURA 4.33 - Tensão de correia no tambor de descarga

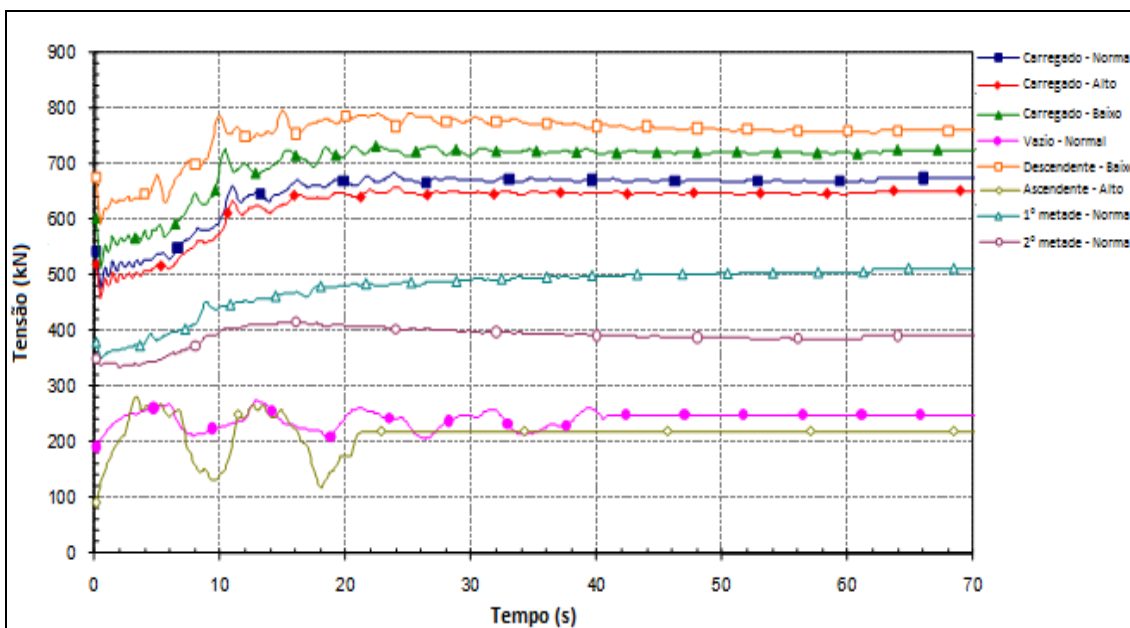


FIGURA 4.34 - Tensão de correia no tambor de retorno

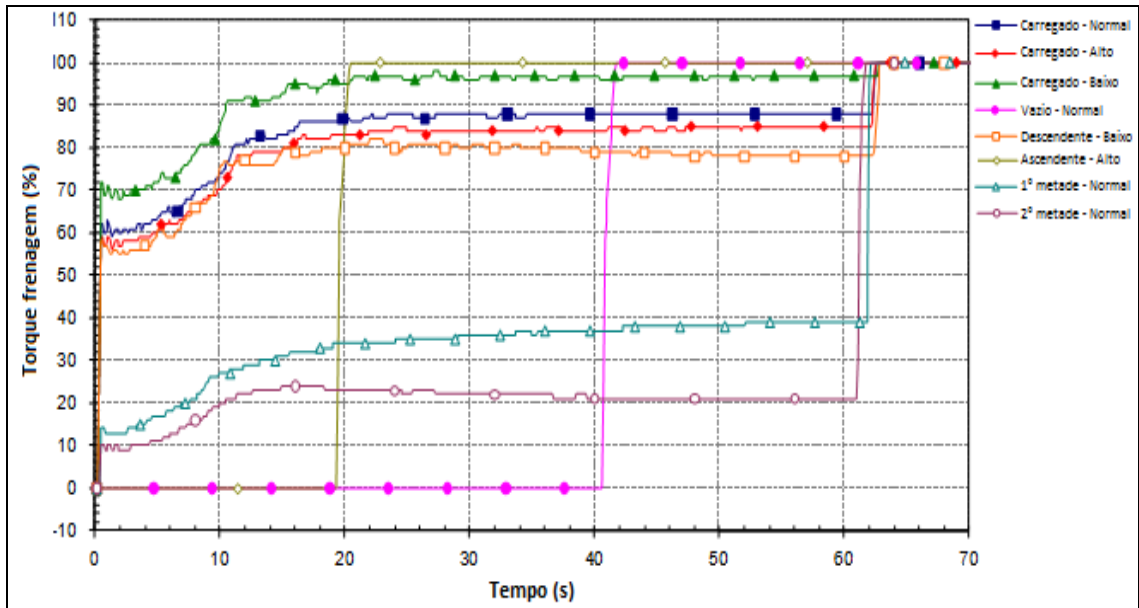


FIGURA 4.35 - Torque frenagem tambor acionamento primário

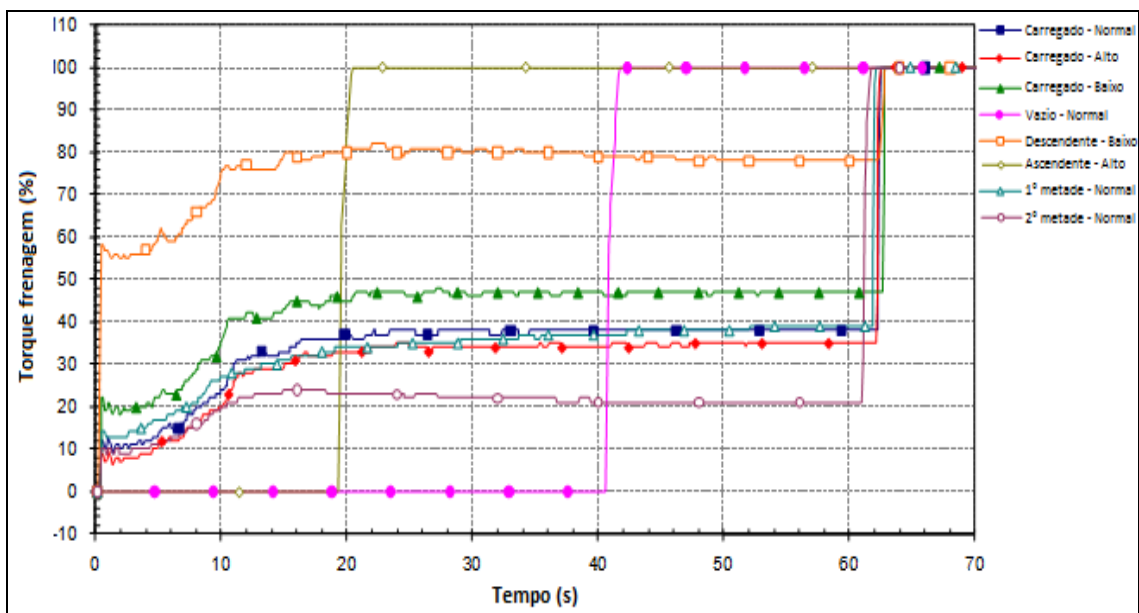


FIGURA 4.36 - Torque motor tambor acionamento secundário

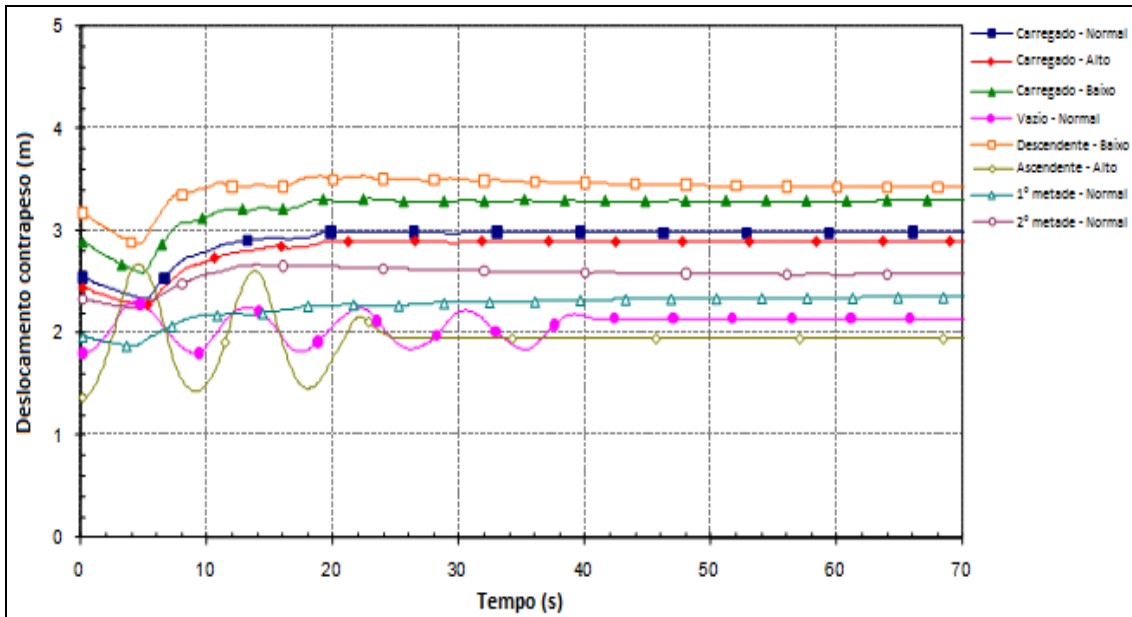


FIGURA 4.37 - Deslocamento do contrapeso

4.5.3.3 Parada de emergência 2

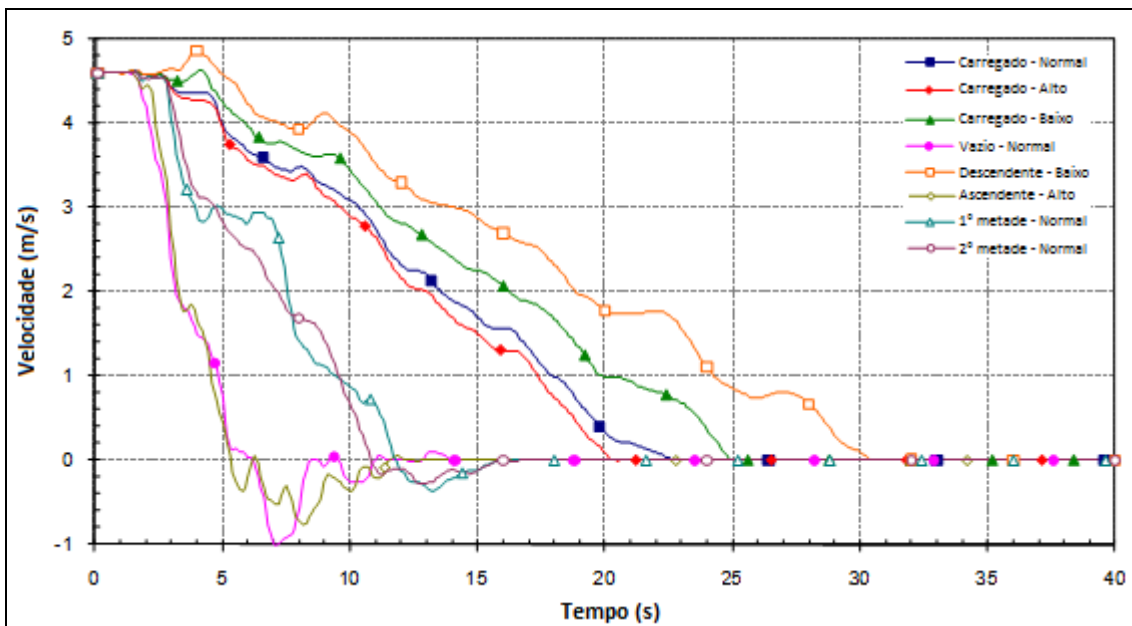


FIGURA 4.38 - Velocidade no tambor de descarga

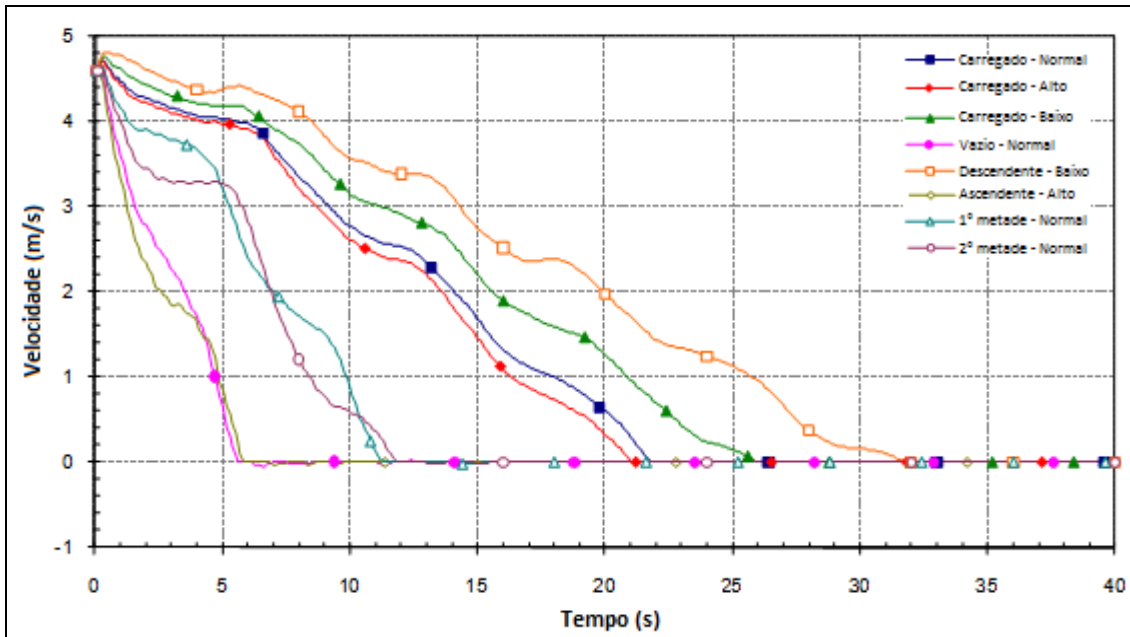


FIGURA 4.39 - Velocidade no tambor de retorno

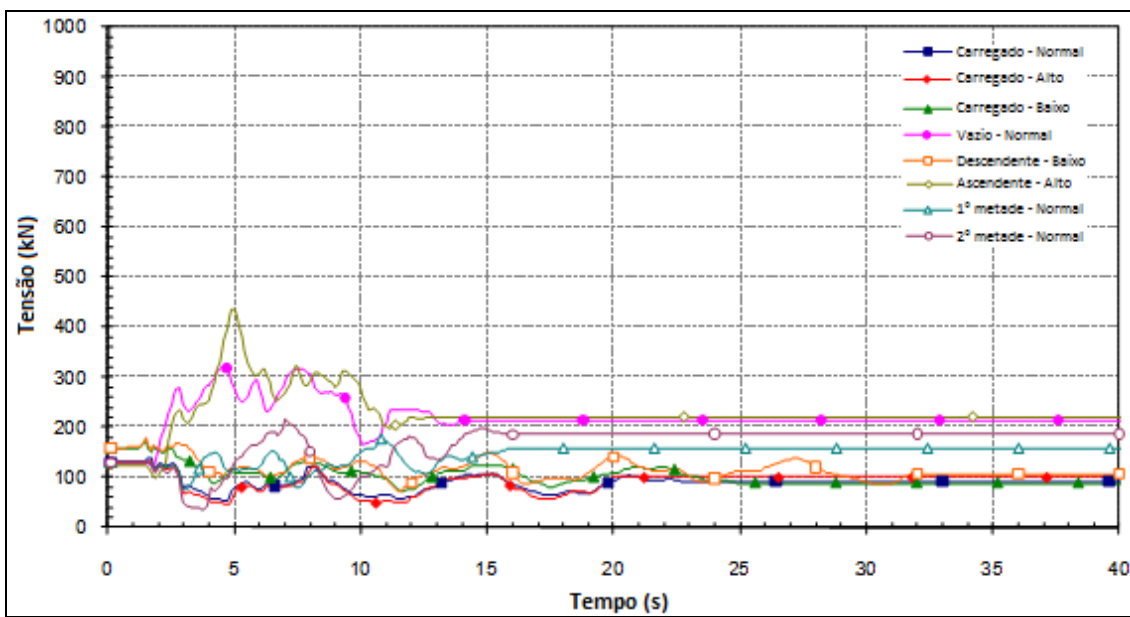


FIGURA 4.40 - Tensão de correia no tambor de descarga

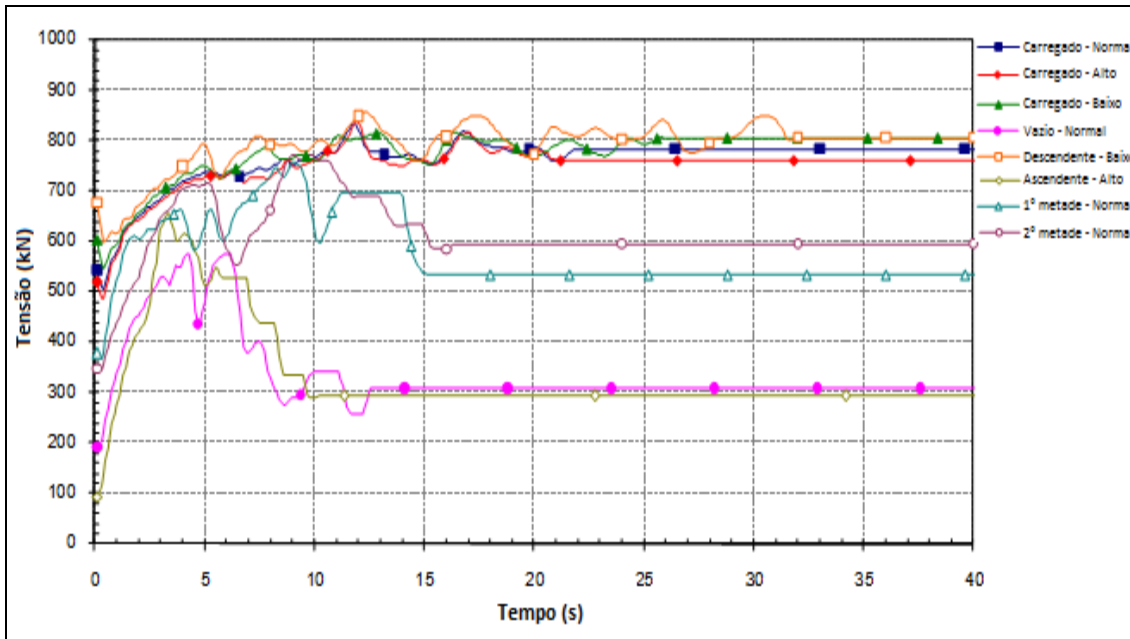


FIGURA 4.41 - Tensão de correia no tambor de retorno

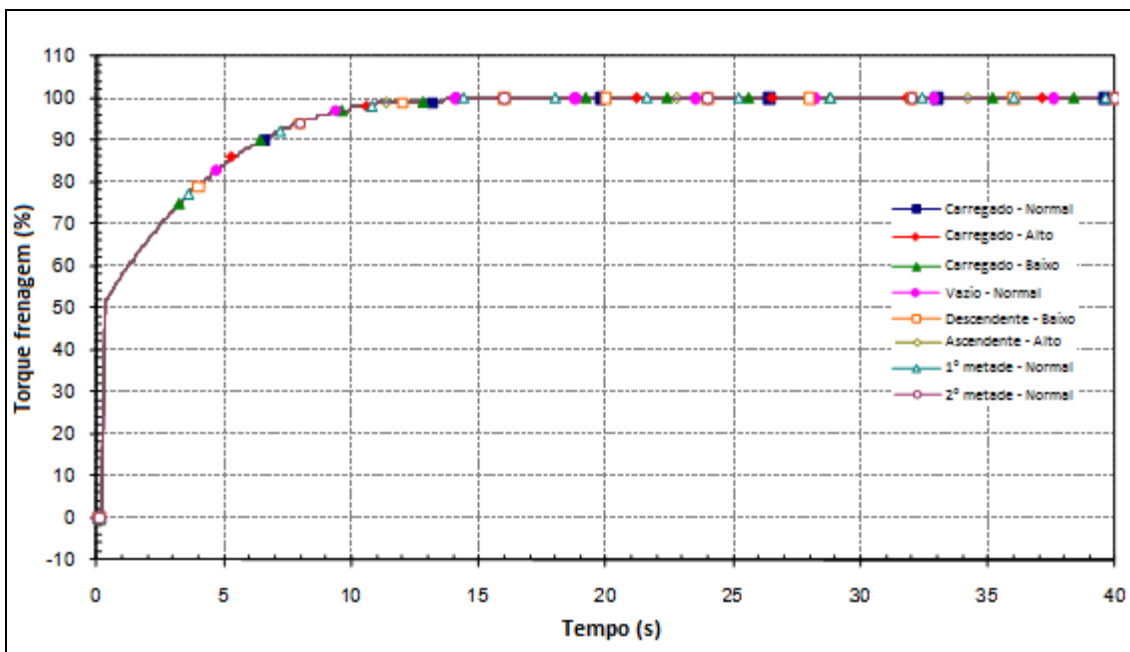


FIGURA 4.42 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário

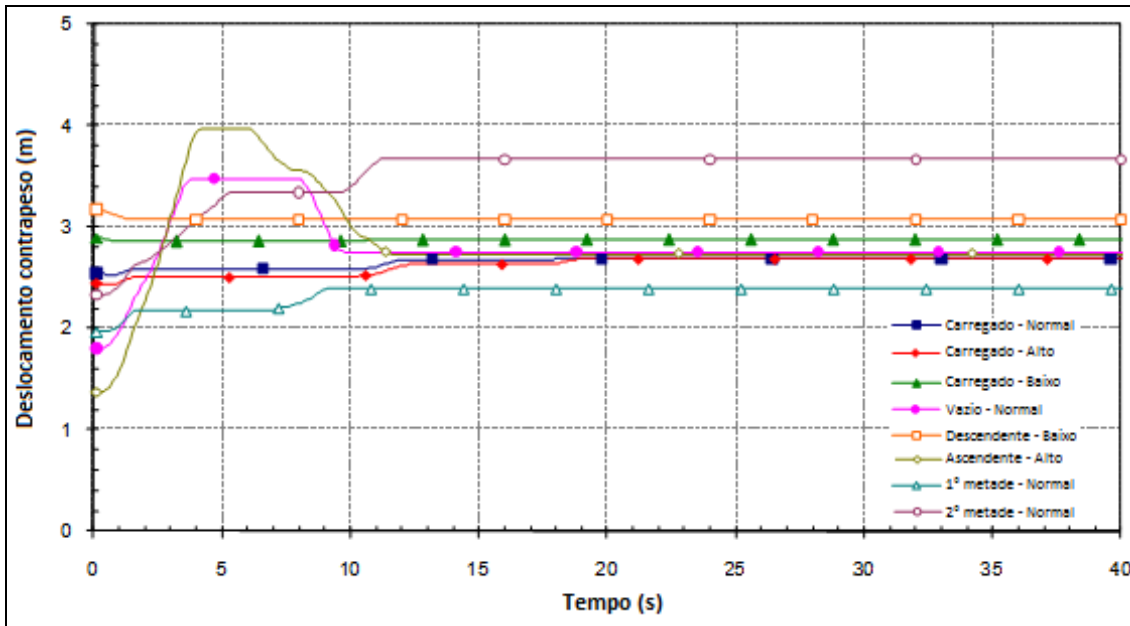


FIGURA 4.43 - Deslocamento do contrapeso

4.5.3.4 Parada de emergência 3

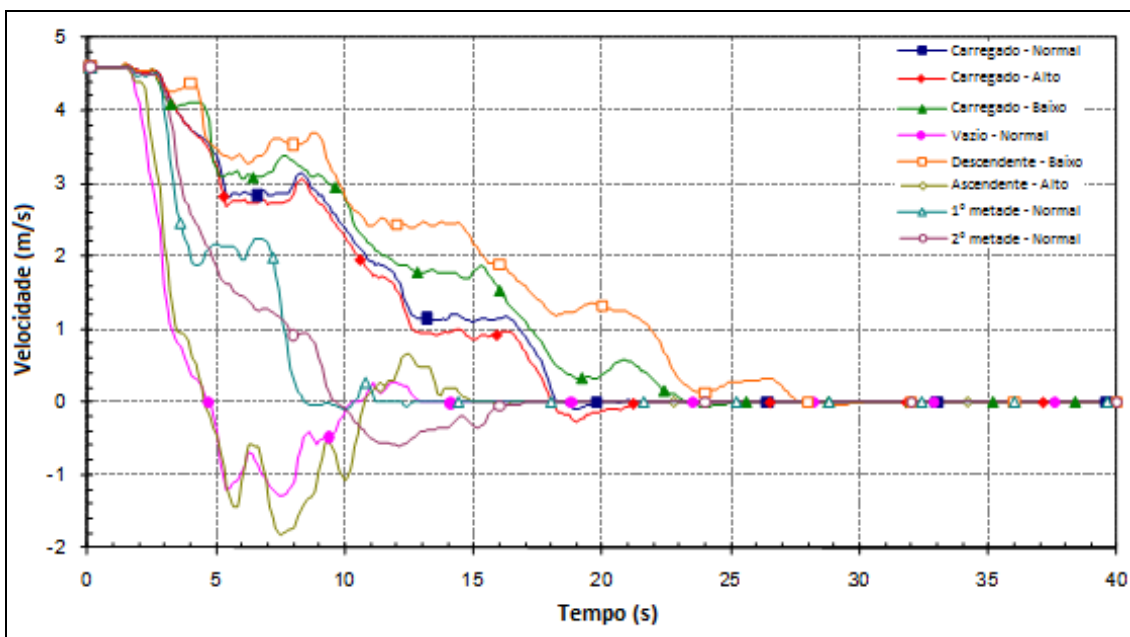


FIGURA 4.44 - Velocidade no tambor de descarga

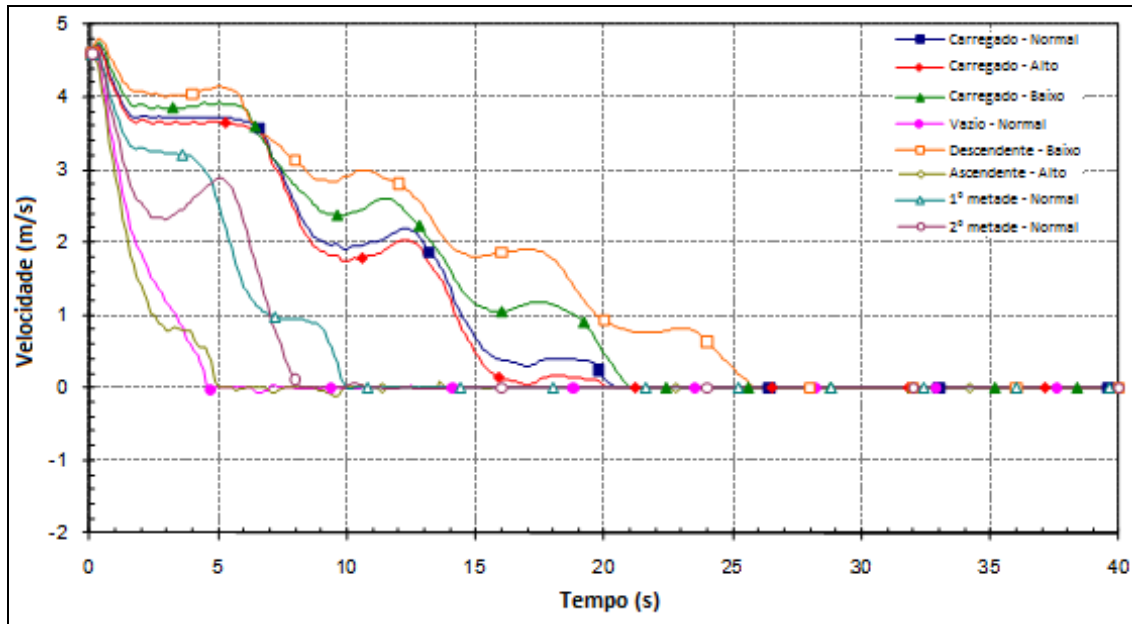


FIGURA 4.45 - Velocidade no tambor de retorno

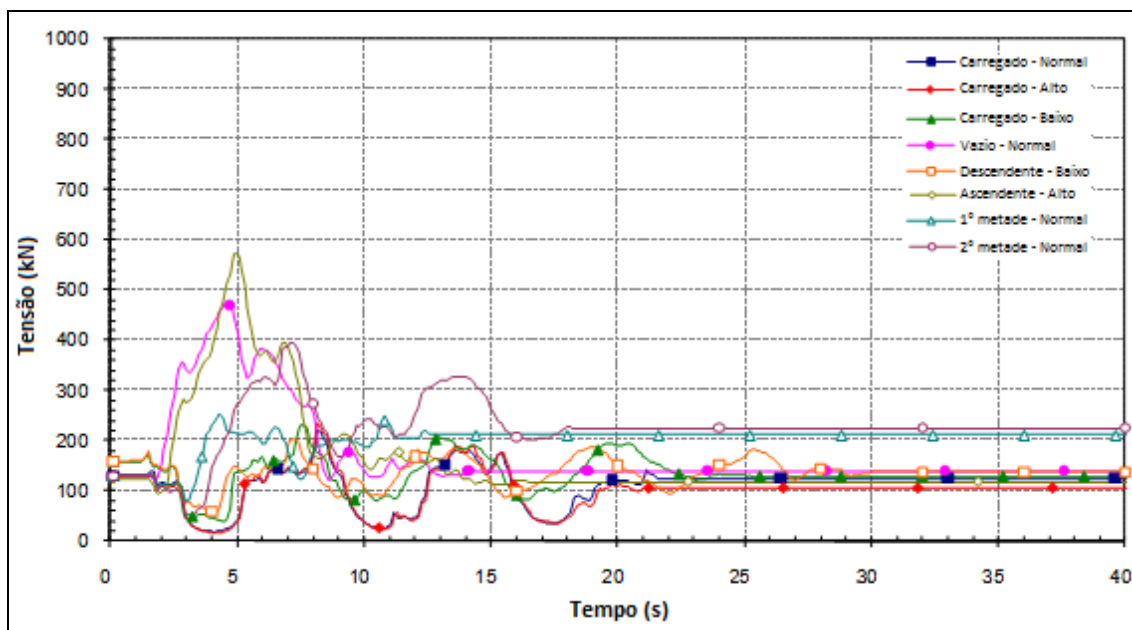


FIGURA 4.46 - Tensão de correia no tambor de descarga

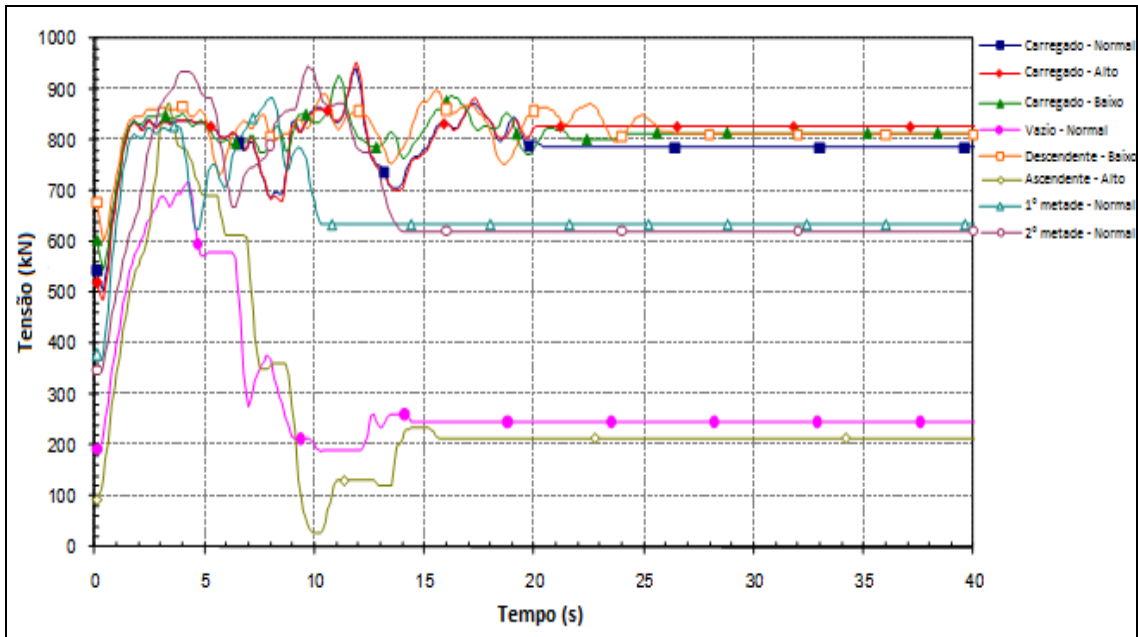


FIGURA 4.47 - Tensão de correia no tambor de retorno

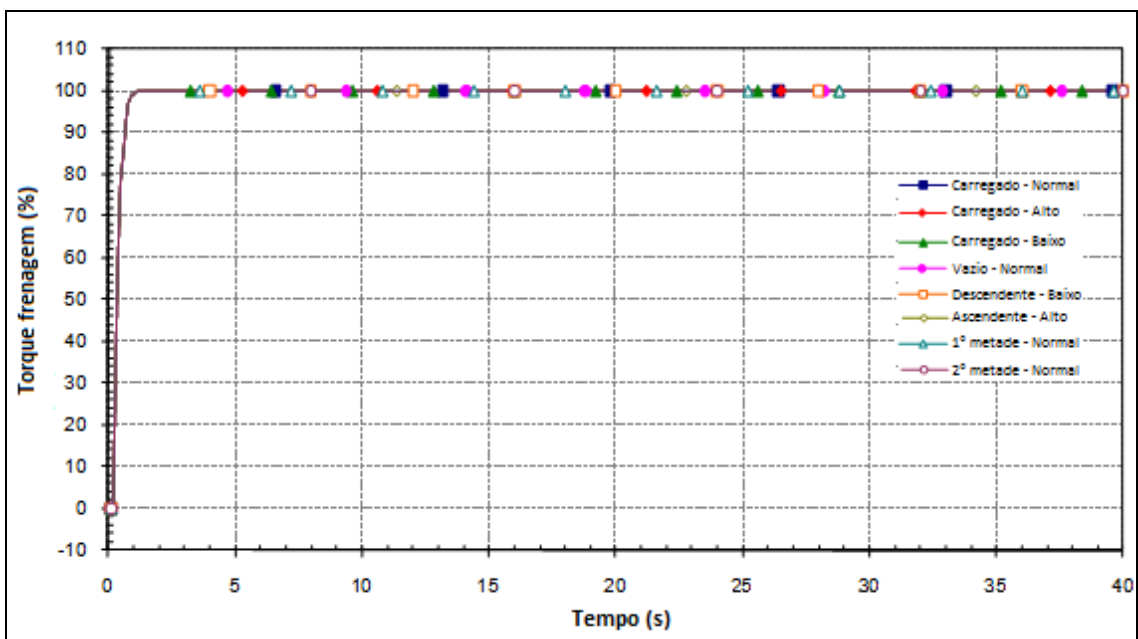


FIGURA 4.48 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário

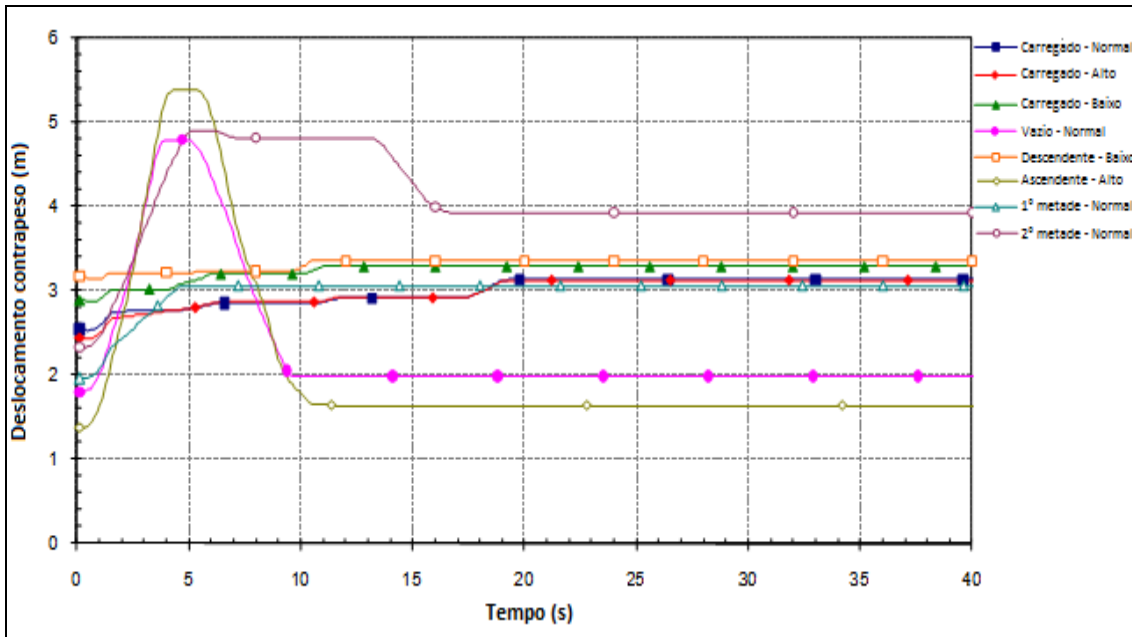


FIGURA 4.49 - Deslocamento do contrapeso

4.5.3.5 Partida

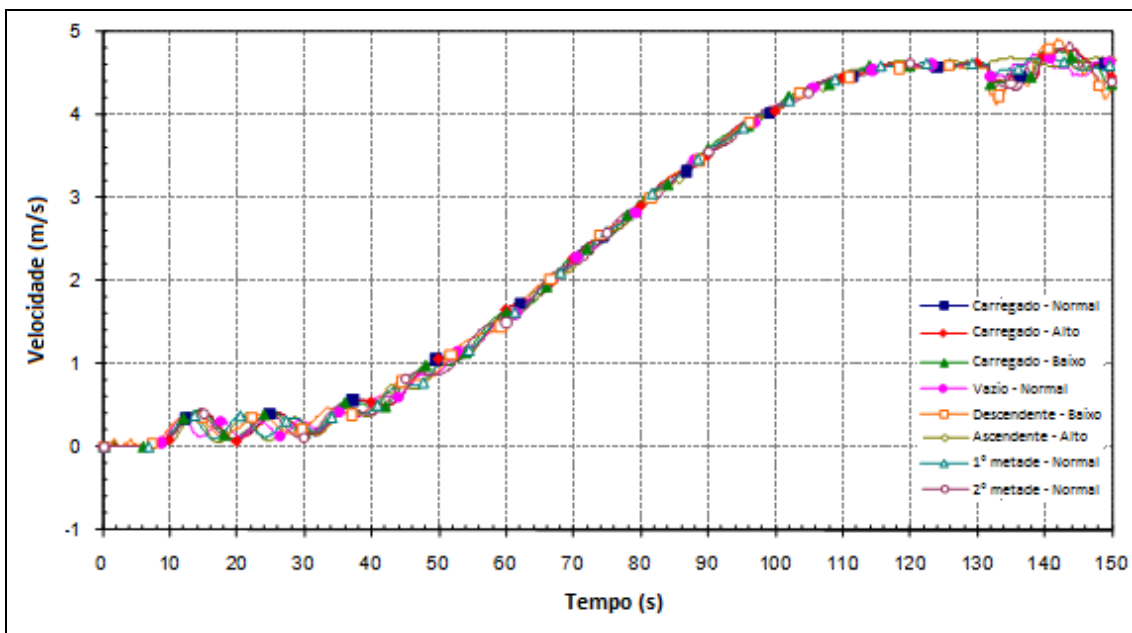


FIGURA 4.50 - Velocidade no tambor de descarga

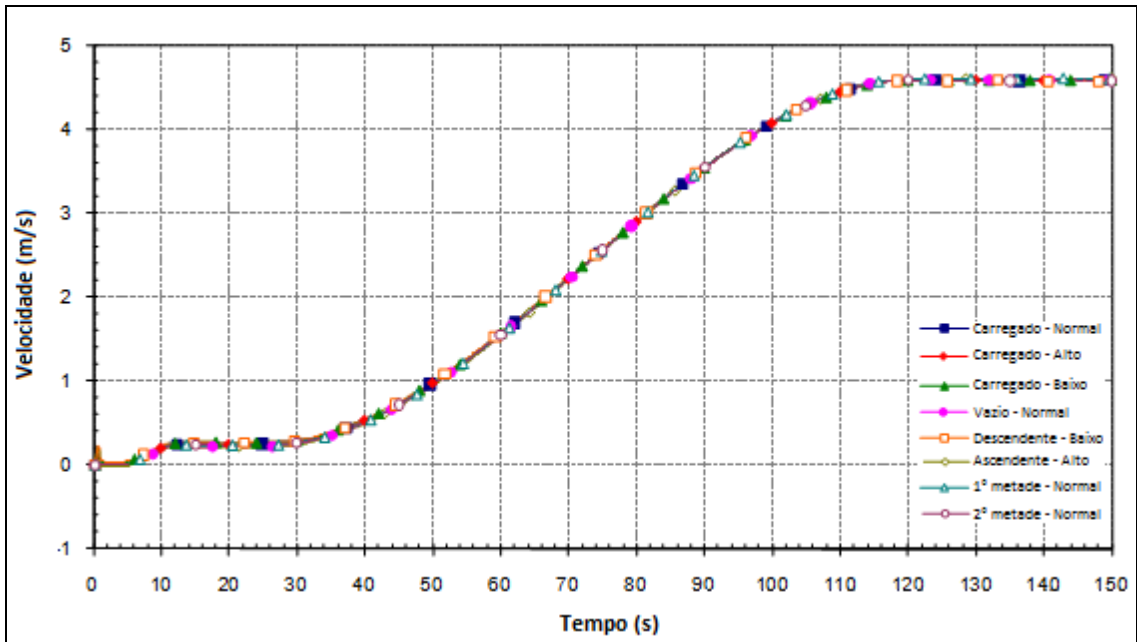


FIGURA 4.51 - Velocidade no tambor de retorno

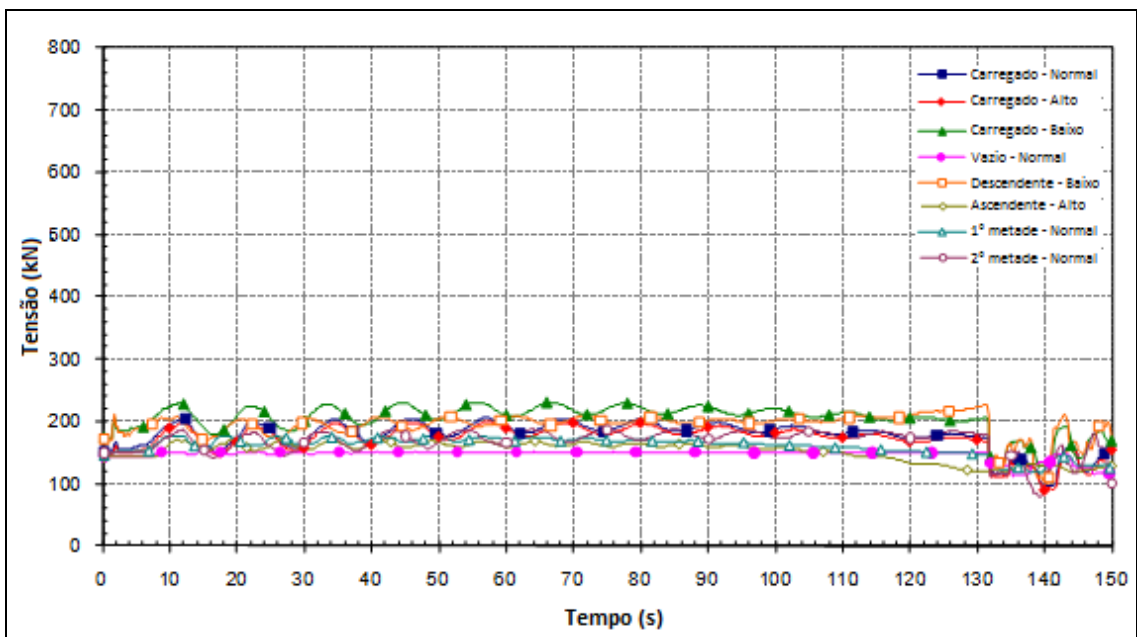


FIGURA 4.52 - Tensão de correia no tambor de descarga

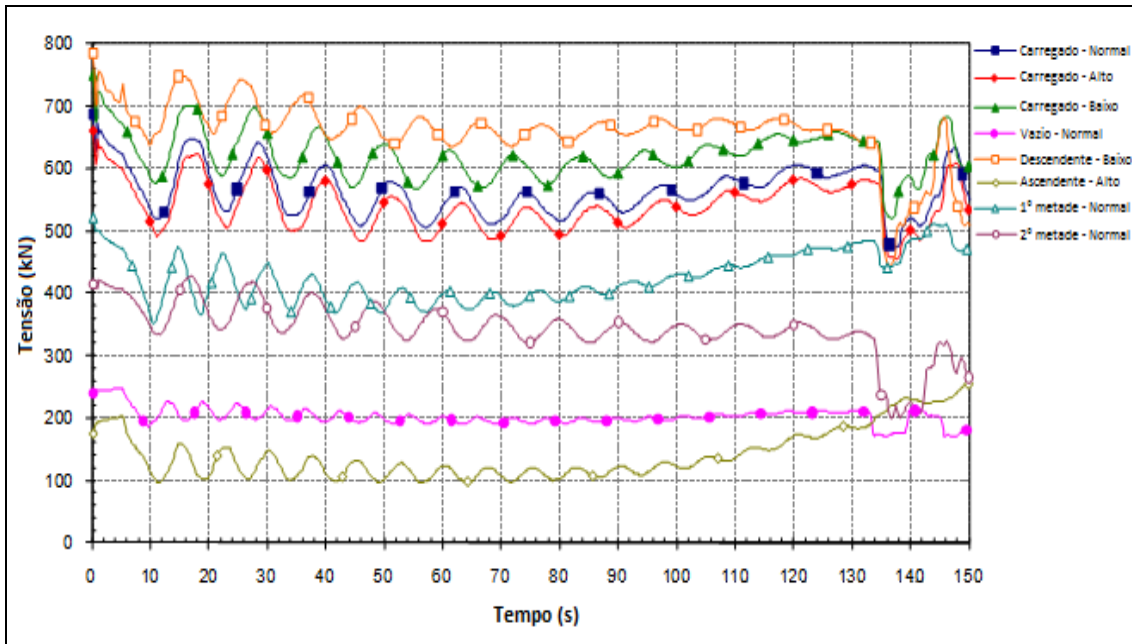


FIGURA 4.53 - Tensão de correia no tambor de retorno

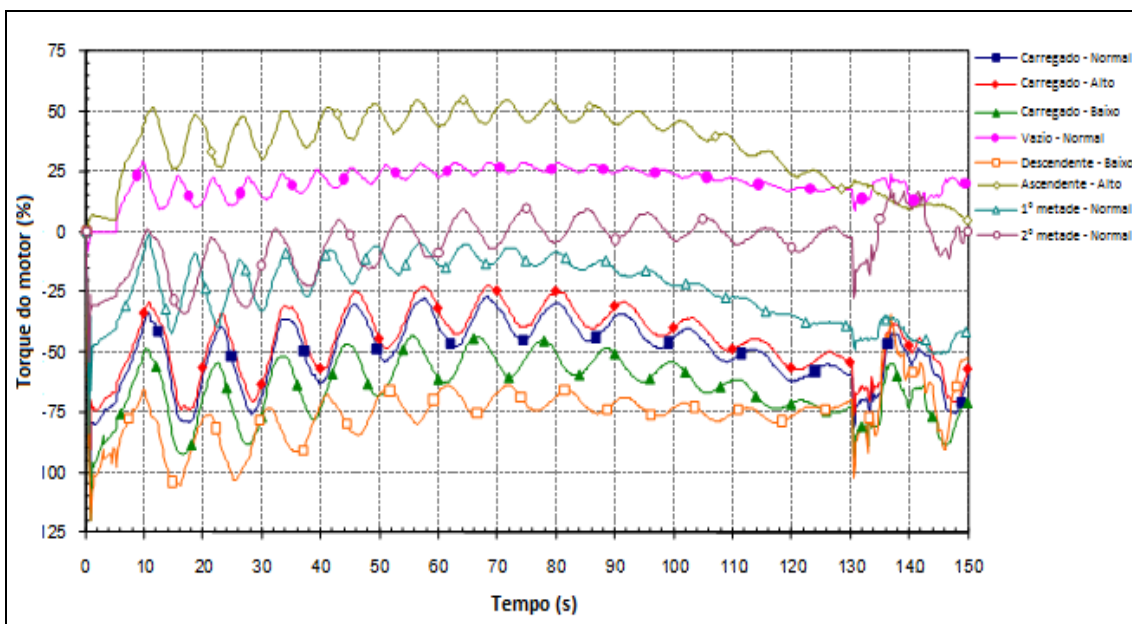


FIGURA 4.54 - Torque motor tambor acionamento primário

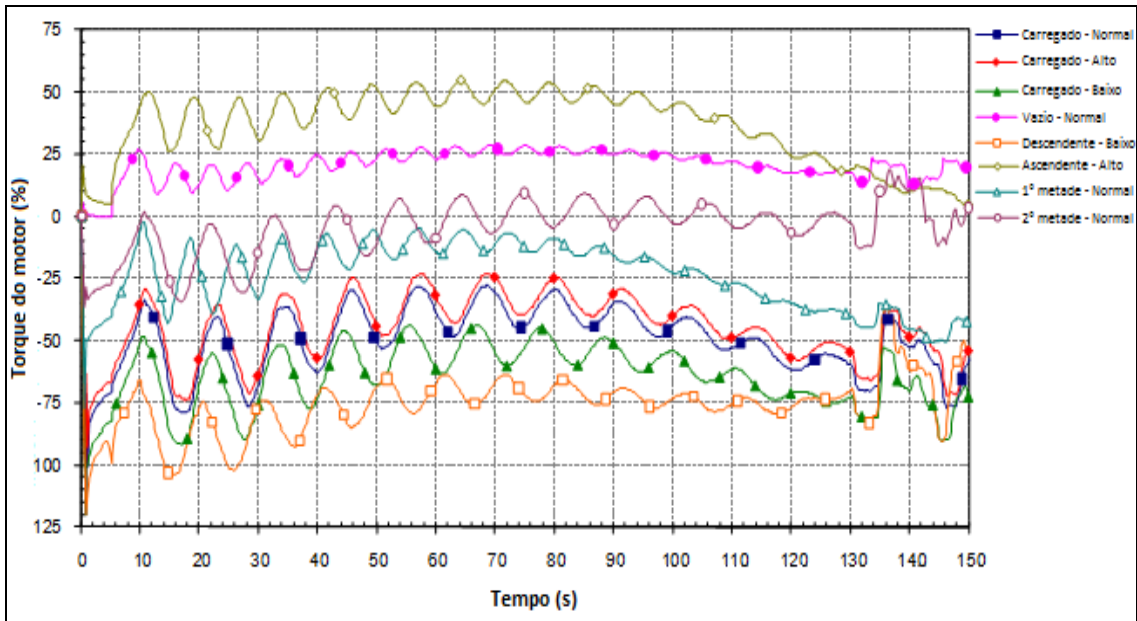


FIGURA 4.55 - Torque motor tambor acionamento secundário

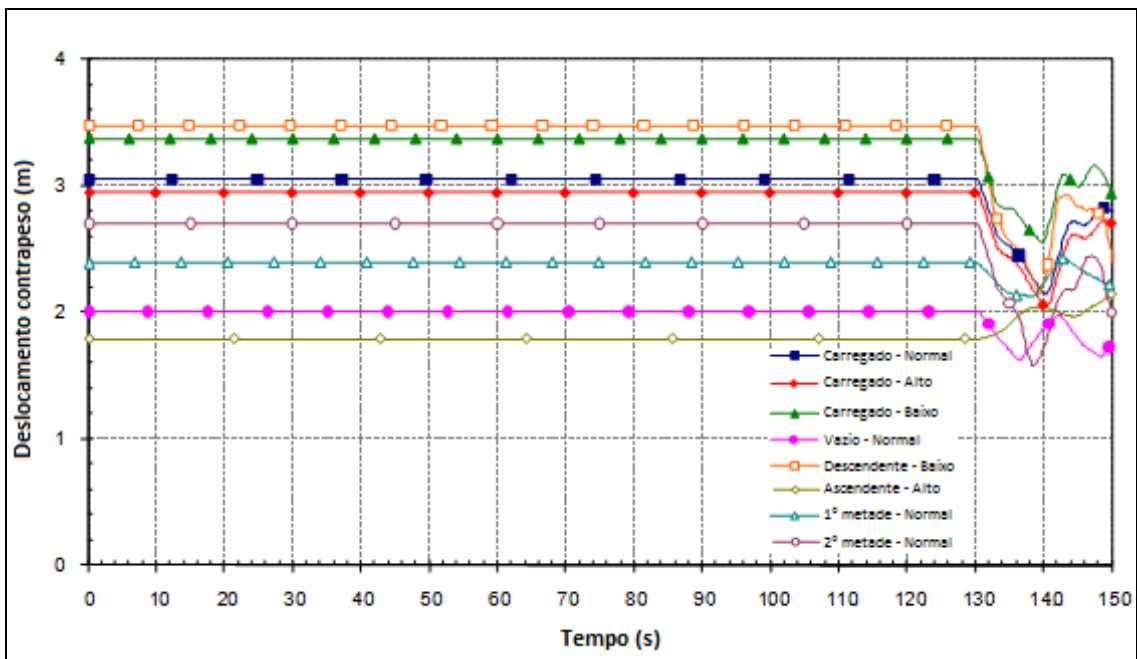


FIGURA 4.56 - Deslocamento do contrapeso

4.5.3.6 Partida abortada

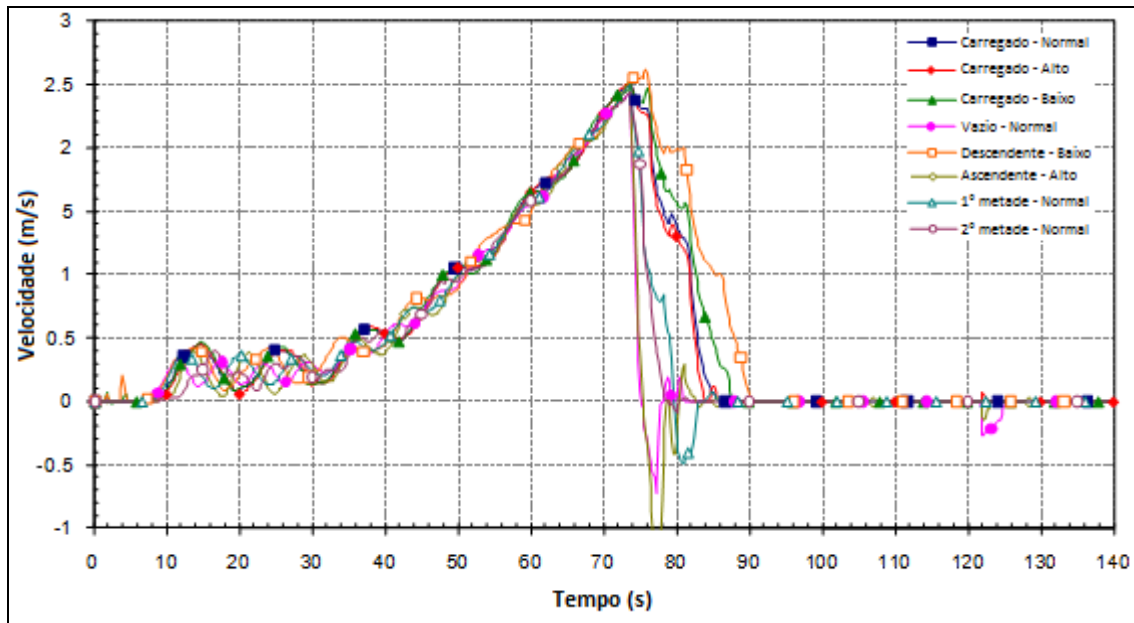


FIGURA 4.57 - Velocidade no tambor de descarga

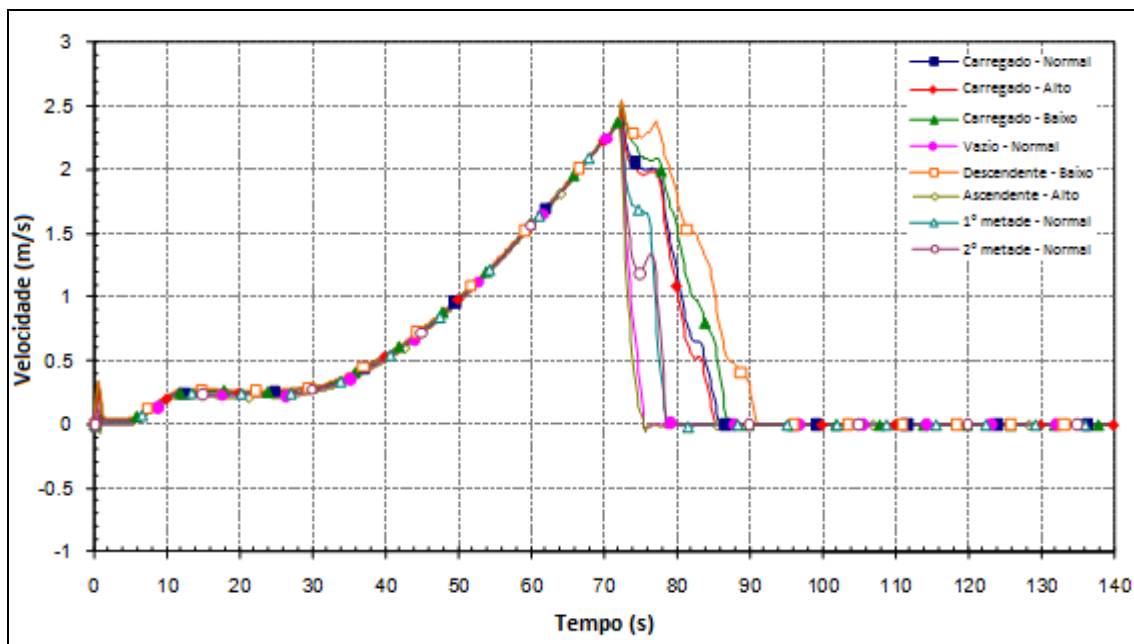


FIGURA 4.58 - Velocidade no tambor de retorno

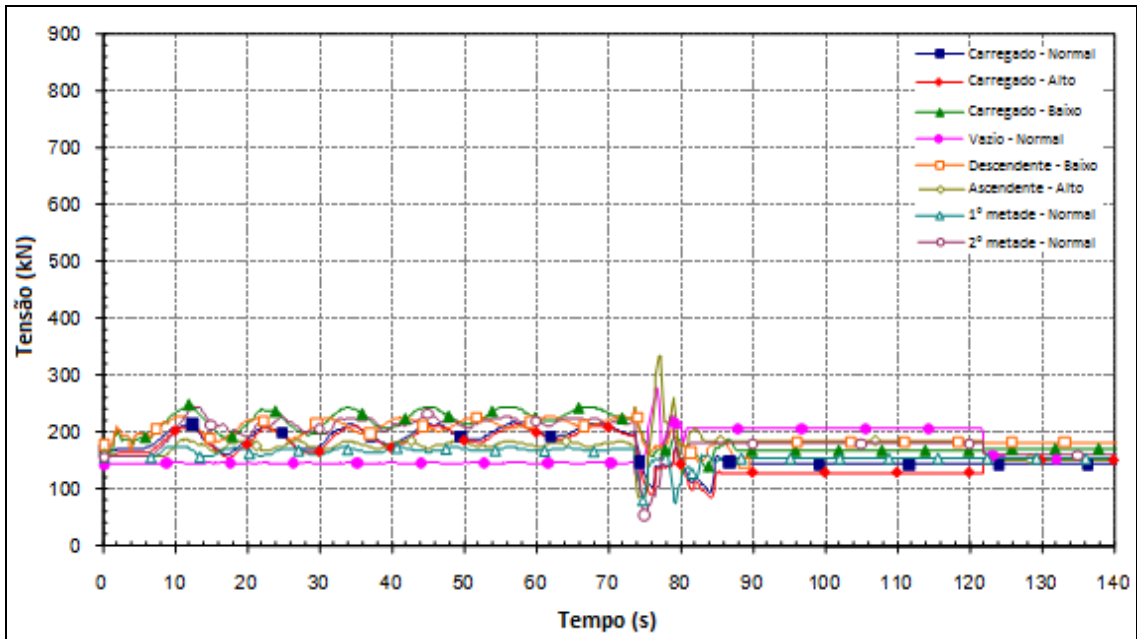


FIGURA 4.59 - Tensão de correia no tambor de descarga

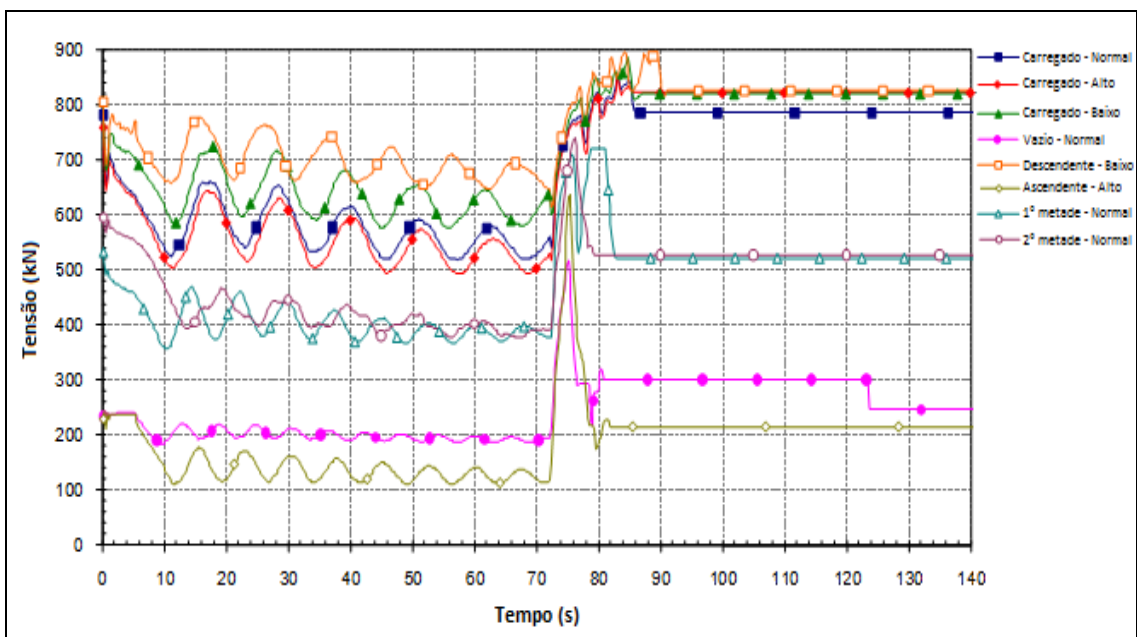


FIGURA 4.60 - Tensão de correia no tambor de retorno

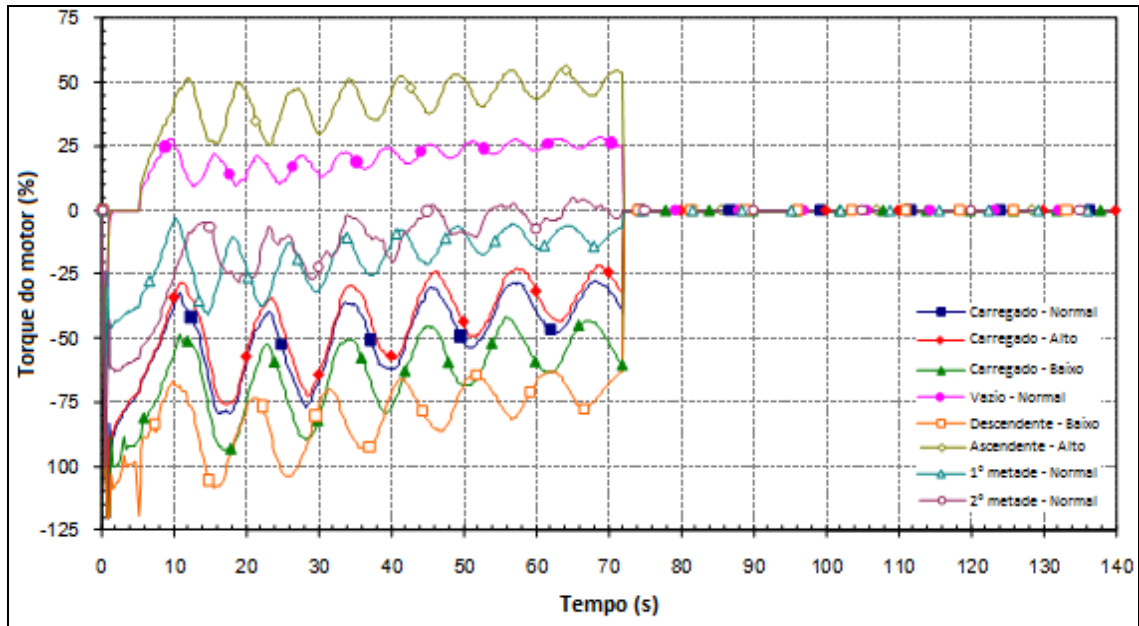


FIGURA 4.61 - Torque motor tambor acionamento primário

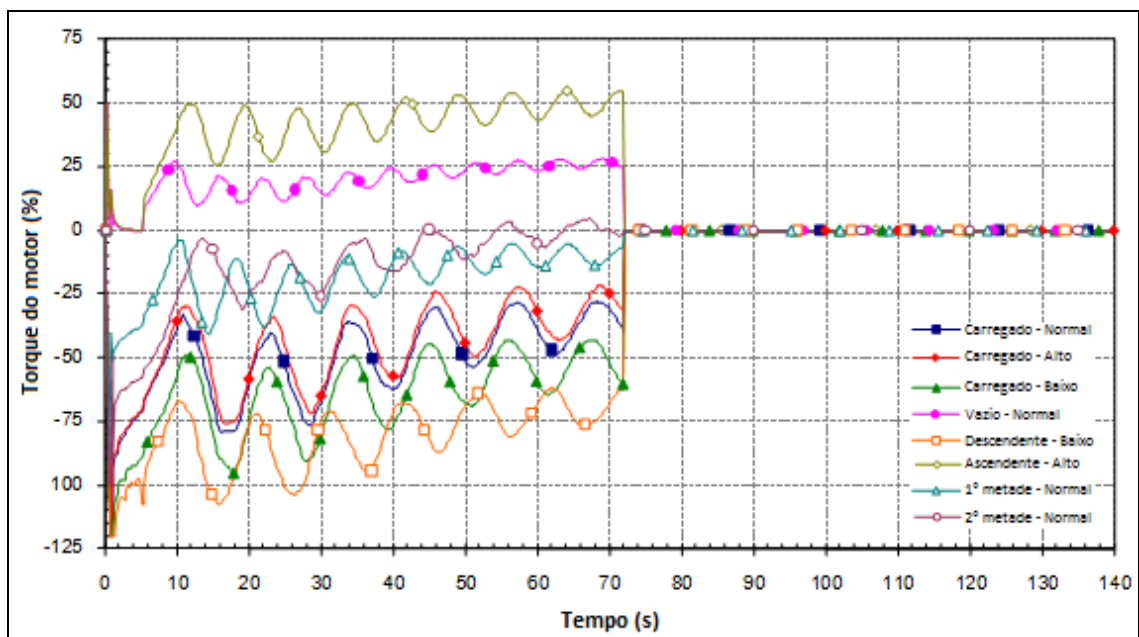


FIGURA 4.62 - Torque motor tambor acionamento secundário

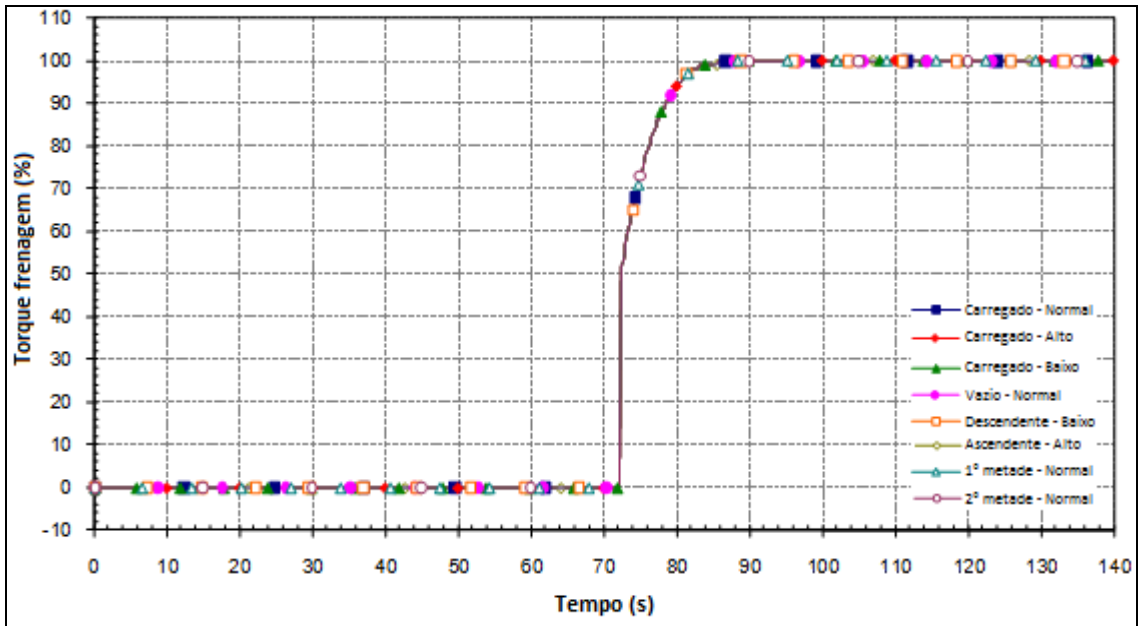


FIGURA 4.63 - Torque frenagem tambores acionamento primário e secundário

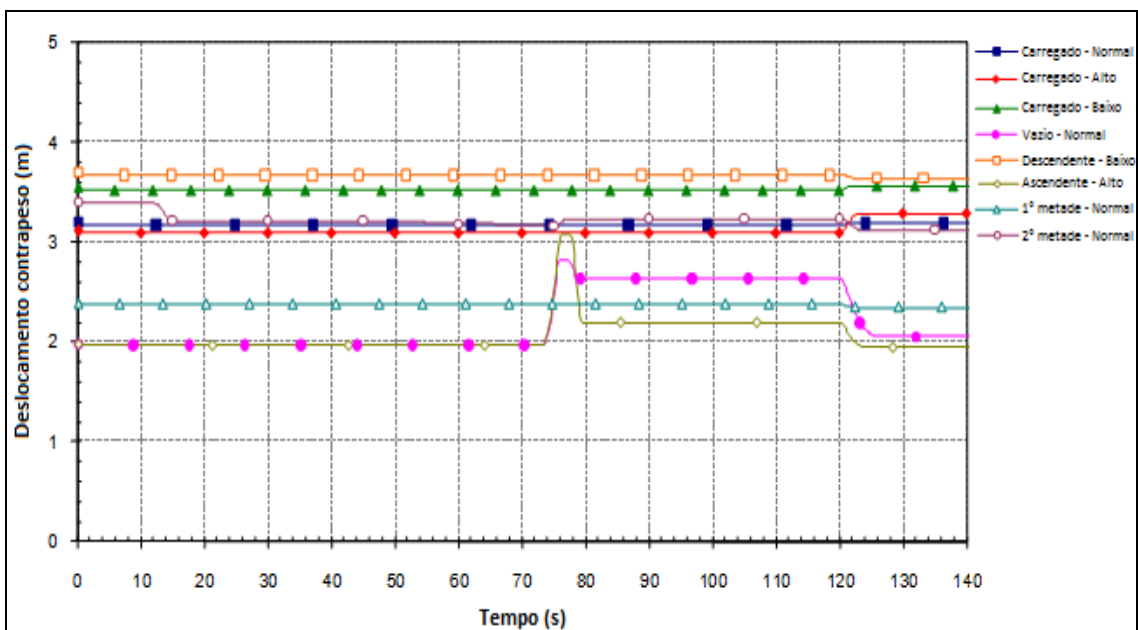


FIGURA 4.64 - Deslocamento do contrapeso

4.5.4. Resumo de tensões de tração na correia

A TAB. 4.10 apresenta uma compilação das tensões de tração na correia atuantes ao longo do transportador para cada uma das condições de carregamento e atrito para os regimes de operação, partidas e paradas. A coluna com as máximas tensões de operação momentâneas apresenta os valores de tensões atuantes para condições de carregamento momentâneas, como somente trechos ascendentes ou descendentes carregados.

TABELA 4.10A - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
1	0.0	0.0	603	677	954	92.1	28.5
2	4.4	0.0	603	677	954	92.2	28.5
3	18.4	0.0	603	677	958	92.3	20.8
4	32.4	0.0	611	679	958	100	20.8
5	42.1	0.0	611	680	958	100	20.8
6	46.8	0.0	612	680	958	101	20.8
7	127.6	0.0	616	685	956	102	21.8
8	137.4	-0.1	616	685	956	102	21.8
9	147.3	-0.2	616	685	956	102	21.8
10	157.1	-0.5	616	685	956	102	21.8
11	166.9	-0.9	615	684	947	102	22.4
12	188.6	-2.0	613	682	947	102	22.4
13	223.2	-3.4	610	679	947	102	22.4
14	257.8	-4.5	609	677	945	102	23.7
15	292.5	-5.1	609	677	945	102	23.7
16	327.1	-5.3	610	678	946	103	26.8
17	327.2	-5.3	610	678	946	103	26.8
18	378.4	-6.6	608	677	946	103	28.4
19	429.4	-10.6	598	667	946	102	29.2

TABELA 4.10B - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
20	480.1	-17.3	580	648	944	100	28.4
21	530.5	-26.7	553	621	941	95.9	26
22	610.4	-43.8	502	570	934	89	21.9
23	702.7	-61.5	449	518	925	81.5	18.8
24	795.7	-75.4	410	478	917	76	19.3
25	889.1	-85.4	383	451	911	72.3	23.4
26	982.9	-91.4	368	436	907	70.6	26.9
27	1044.0	-94.1	363	431	904	70.1	29.9
28	1054.1	-94.6	362	430	904	69.9	29.9
29	1064.3	-95.4	360	428	904	69.7	29.9
30	1074.5	-96.5	357	426	904	69.3	29.9
31	1084.6	-97.7	354	422	904	68.9	29.9
32	1084.7	-97.7	354	422	904	68.9	29.9
33	1190.4	-108.9	324	392	898	64.8	33.8
34	1296.6	-113.7	314	382	896	63.8	31.4
35	1402.8	-112.3	324	392	896	65.9	31.8
36	1508.8	-104.6	354	422	899	71.1	39
37	1509.0	-104.6	354	422	899	71.1	39
38	1533.3	-102.8	362	430	899	72.4	39
39	1557.6	-102.3	365	433	899	73	39.7
40	1582.0	-103.1	364	432	897	72.9	39.8
41	1606.3	-105.3	359	427	897	72.2	39.8
42	1801.1	-127.7	298	366	816	63.8	32.2
43	1805.9	-128.3	296	364	816	63.6	32.2
44	1810.7	-128.9	294	362	816	63.3	32.2
45	1815.4	-129.6	292	360	816	63.1	32.2

TABELA 4.10C - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
46	1820.2	-130.3	290	358	816	62.8	32.2
47	1910.6	-144.7	249	317	753	57	25.7
48	2016.2	-158.3	211	279	689	51.7	18.5
49	2122.4	-165.6	194	261	647	49.5	16.8
50	2228.8	-166.7	196	261	625	56.1	22.9
51	2335.1	-161.4	219	264	609	83.1	40.5
52	2402.8	-156.1	240	266	604	107	73.5
53	2413.5	-155.3	244	267	604	110	73.5
54	2424.3	-154.5	247	267	604	114	73.5
55	2435.1	-153.8	250	267	604	117	73.5
56	2445.9	-153.1	252	268	604	120	73.5
57	2498.0	-150.1	265	269	612	134	103
58	2506.3	-149.8	267	269	612	136	103
59	2514.6	-149.5	268	269	612	138	103
60	2522.9	-149.4	269	269	612	139	103
61	2531.2	-149.5	269	269	612	140	103
62	2650.4	-151.5	270	270	604	140	114
63	2671.5	-152.3	268	269	604	140	116
64	2692.6	-153.9	264	265	604	140	116
65	2713.6	-156.5	257	258	601	139	111
66	2734.4	-160.0	248	248	601	137	111
67	2812.5	-174.6	205	205	595	131	96
68	2883.6	-186.1	172	173	592	127	56.8
69	2955.1	-193.9	161	161	587	112	34
70	3026.9	-198.0	159	160	583	105	22
71	3098.8	-198.4	160	160	580	109	18.6

TABELA 4.10D - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
72	3210.6	-196.2	161	161	573	126	16.9
73	3210.5	-197.5	161	161	573	126	16.9
74	3207.1	-197.0	162	162	573	126	16.9
75	3206.6	-197.2	162	162	573	127	16.9
76	3204.5	-200.5	161	161	573	125	16.9
77	3204.0	-200.7	161	161	573	125	16.9
78	3161.4	-200.7	161	161	565	125	16.1
79	3161.1	-199.8	162	162	565	126	16.1
80	3161.5	-199.4	162	162	565	126	16.1
81	3161.2	-198.5	163	163	565	127	16.1
82	3098.8	-199.2	163	163	560	127	15.4
83	3026.9	-198.8	163	164	554	128	15.4
84	2955.1	-194.7	165	165	548	130	17.2
85	2883.6	-186.9	168	168	542	135	20.7
86	2812.5	-175.4	172	173	536	141	25.4
87	2734.4	-160.8	178	179	530	149	31.7
88	2713.6	-157.3	180	180	530	151	31.7
89	2692.6	-154.7	181	181	530	152	31.7
90	2671.5	-153.1	182	182	524	153	36.6
91	2650.4	-152.3	182	182	524	154	36.6
92	2531.2	-150.3	183	184	511	156	39
93	2522.9	-150.2	183	184	511	156	39
94	2514.6	-150.3	183	184	511	156	39
95	2506.3	-150.6	183	184	511	156	39
96	2498.0	-151.0	183	184	511	156	39
97	2445.9	-153.9	182	183	496	155	38.4

TABELA 4.10E - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
98	2435.1	-154.6	182	183	496	154	38.4
99	2424.3	-155.3	182	182	496	154	38.4
100	2413.5	-156.1	182	182	496	154	38.4
101	2402.8	-156.9	181	182	496	154	38.4
102	2335.1	-162.2	180	180	473	152	32.7
103	2228.8	-167.5	178	178	457	150	27
104	2122.4	-166.4	179	179	463	151	26.2
105	2016.2	-159.1	182	182	471	155	29.4
106	1910.6	-145.5	187	188	478	162	36.5
107	1820.2	-131.1	193	193	485	170	47.3
108	1815.4	-130.4	193	194	485	171	47.3
109	1810.7	-129.7	193	194	485	171	47.3
110	1805.9	-129.1	194	194	485	171	47.3
111	1801.1	-128.5	194	194	485	172	47.3
112	1606.3	-106.1	203	204	490	184	56.6
113	1582.0	-103.9	204	205	490	186	56.6
114	1557.6	-103.1	205	205	490	186	56.6
115	1533.3	-103.6	205	205	489	187	55.1
116	1509.0	-105.4	204	205	489	186	55.1
117	1508.8	-105.4	204	205	489	186	55.1
118	1402.8	-113.1	202	202	486	183	50.6
119	1296.6	-114.5	201	202	485	183	50.3
120	1190.4	-109.7	204	204	486	186	51.2
121	1084.7	-98.5	208	208	484	192	55.5
122	1084.6	-98.5	208	208	484	192	55.5
123	1074.5	-97.3	209	209	484	193	55.5

TABELA 4.10F - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
124	1064.3	-96.2	209	210	484	193	55.5
125	1054.1	-95.4	209	210	484	194	55.5
126	1044.0	-94.9	210	210	484	194	55.5
127	982.9	-92.2	211	211	479	196	56.8
128	889.1	-86.2	214	214	470	200	60.6
129	795.7	-76.2	217	218	465	205	65.3
130	702.7	-62.3	223	223	466	213	73.9
131	610.4	-44.6	230	230	465	222	83.5
132	530.5	-27.5	236	237	456	231	101
133	480.1	-18.1	240	241	456	236	101
134	429.4	-11.4	243	244	456	240	101
135	378.3	-7.4	245	245	447	242	109
136	327.2	-6.1	246	246	436	243	112
137	327.1	-6.1	246	246	436	243	112
138	292.4	-5.9	246	246	436	244	112
139	257.8	-5.3	246	247	426	244	116
140	223.2	-4.2	247	247	426	245	116
141	188.6	-2.8	247	248	426	246	116
142	166.9	-1.7	248	248	412	246	117
143	157.1	-1.3	248	249	412	246	117
144	147.3	-1.0	248	249	412	246	117
145	137.4	-0.9	248	249	412	247	117
146	127.6	-0.8	248	249	412	247	117
147	111.9	-0.8	249	249	412	247	117
148	111.5	-1.0	249	249	412	247	117
149	109.8	-2.8	248	249	412	246	117
150	109.5	-3.0	248	249	412	246	117

TABELA 4.10G - Resumo de tensões de tração na correia

Trecho	Comp. (m)	Desnível (m)	Máx. tensão operação (kN)	Máx. tensão operação moment. (kN)	Máx. tensão dinâmica (kN)	Mín. tensão operação (kN)	Mín. tensão dinâmica (kN)
151	79.5	-3.0	249	249	411	247	106
152	79.1	-2.8	249	249	411	247	106
153	77.2	-1.0	250	250	411	248	106
154	76.9	-0.8	250	250	411	248	106
155	55.5	-0.8	250	250	411	250	106
156	55.5	-2.1	250	250	411	250	106
157	74.0	-2.1	250	250	411	250	106
158	74.0	-3.4	250	250	411	250	106
159	40.2	-3.0	251	251	410	250	102
160	40.5	-1.6	367	392	660	198	184
161	41.8	-2.1	367	392	660	197	184
162	42.0	-0.8	369	394	660	198	184
163	0.3	-1.3	369	394	656	199	186

Os resultados obtidos foram satisfatórios. A mínima tensão atuante no lado de carga da correia é de 16,1 kN, que corresponde a um SAG máximo de 3,8% para situação de frenagem de emergência 3, que é uma situação incomum.

4.5.5. Fatores de serviço da correia

Os fatores de serviço da correia foram recalculados utilizando as tensões de operação e dinâmicas máximas atuantes para cada uma das condições de carregamento. A TAB. 4.11 apresenta os resultados.

TABELA 4.11 - Fatores de serviço da correia

Condição de carregamento e atrito	Operação	Partida	Parada operacional	Parada Emerg. 1	Parada Emerg. 2	Parada Emerg. 3	Partida abortada
Completamente carregado - Atrito normal	7,62	6,17	6,10	6,20	5,09	4,52	4,97
Completamente carregado - Alto atrito	7,94	6,41	6,30	6,43	5,07	4,45	5,01
Completamente carregado - Baixo atrito	6,92	5,66	5,61	5,80	5,21	4,58	4,80
Vazio - Atrito normal	17,0	14,6	15,8	15,4	7,39	5,94	8,21
Descendentes carregados - Baixo atrito	6,23	5,43	5,37	5,35	4,96	4,73	4,74
Ascendentes carregados - Alto atrito	17,0	13,7	17,0	14,7	6,41	4,85	6,62
Ascendentes carregados - Baixo atrito	17,0	13,1	16,5	16,1	6,94	5,17	7,15
Primeira metade carregada - Atrito normal	10,8	8,10	7,99	8,27	5,62	4,77	5,88
Segunda metade carregada - Atrito normal	12,1	9,91	9,73	10,2	5,51	4,50	5,74

Assim como no cálculo estático, os resultados apresentam fatores de serviço abaixo dos definidos nos critérios de projeto para alguns casos de carregamento. Esta situação foi considerada aceitável por se tratar de possibilidades baixíssimas de ocorrência.

4.5.6. Curso de esticamento

O curso de esticamento mínimo requerido determinado no cálculo dinâmico é de 9,5 m, sendo:

- Comprimento para emenda adicional (AE) = 2,3 m
- Deformação permanente (DP) = 2,4 m
- Deformação térmica (DT) = 1,2 m
- Folga (FG) = 0,3 m
- Curso dinâmico (CD) = 4,0 m
- Curso requerido = $1,05 \times (DT + DP + CD + AE / 2) + FG$

4.5.7. Curvas verticais

As curvas verticais côncavas e convexas foram recalculadas com as tensões obtidas no cálculo dinâmico. Os resultados são apresentados na TAB. 4.12.

TABELA 4.12A - Raios de curvas verticais

Trecho	Raio (m) - Tipo	Comp. (m) (início / fim)	Raio tensões máximas (m)	Raio tensões mínimas (m)	Raio levantamento da correia 100% peso	Raio levantamento da correia 80% peso
7 10	820 - Convexa	128 157	332	274	-	-
12 15	2850 - Côncava	189 292	134	265	1847	2309
17 20	970 - Convexa	327 480	308	282	-	-
22 25	2250 - Côncava	610 889	81	384	1611	2014
27 30	450 - Convexa	1044 1074	171	417	-	-
32 35	1800 - Côncava	1085 1403	71	440	1496	1870
37 40	450 - Convexa	1509 1582	169	406	-	-
42 45	450 - Convexa	1801 1815	132	487	-	-
47 50	1800 - Côncava	1911 2229	47	748	1124	1405
52 55	2000 - Convexa	2403 2435	99	262	-	-
57 60	450 - Convexa	2498 2523	101	213	-	-
62 65	500 - Convexa	2650 2714	100	243	-	-

TABELA 4.12B - Raios de curvas verticais

Trecho	Raio (m) - Tipo	Comp. (m) (início / fim)	Raio tensões máximas (m)	Raio tensões mínimas (m)	Raio levantamento da correia 100% peso	Raio levantamento da correia 80% peso
67 70	1400 - Côncava	2813 3027	41	808	937	1172
Retorno da correia						
82 85	1400 - Côncava	3099 2884	36	581	874	1093
87 90	500 - Convexa	2734 2672	38	774	-	-
92 95	450 - Convexa	2531 2506	37	607	-	-
97 100	2000 - Convexa	2446 2414	37	647	-	-
102 105	1800 - Côncava	2335 2016	33	460	781	977
107 110	450 - Convexa	1820 1806	37	548	-	-
112 115	450 - Convexa	1606 1533	38	423	-	-
117 120	1800 - Côncava	1509 1190	35	220	844	1055
122 125	450 - Convexa	1085 1054	39	462	-	-
127 130	2250 - Côncava	983 703	36	197	883	1104
132 135	970 - Convexa	530 378	39	247	-	-
137 140	2850 - Côncava	327 223	35	96	836	1045
142 145	820 - Convexa	167 137	37	203	-	-

4.5.8. Viradores de correia

Os viradores de correia das regiões de descarga e carregamento do transportador foram recalculados para as tensões mínimas e máximas atuantes na correia. A TAB. 4.13 apresenta os resultados.

TABELA 4.13 - Resultados viradores de correia

	Tensão de correia mínima (kN)	Tensão de correia máxima (kN)	Tensões mínimas nos cabos (N/mm)	Tensões máximas nos cabos (N/mm)	Máximo SAG (mm)	FS da correia
Descarga Operação	125	161	-7	427	66	8,19
Descarga Partida/Parada	36	434	-55	610	80	5,73
Carregamento Operação	246	249	30	614	19	5,70
Carregamento Partida/Parada	212	392	0	722	21	4,85

Como pode ser observado, mesmo após as revisões no projeto não foi possível corrigir os problemas de tensões mínimas locais negativas e fatores de serviço da correia abaixo dos critérios de projeto. Esta situação só poderia ser corrigida com o aumento do comprimento de virada da correia.

4.6 Comparação - estático x dinâmico

O cálculo dinâmico em transportadores de grande porte como do estudo de caso é imprescindível. A comparação com o cálculo estático é realizada visando mostrar as limitações do cálculo estático e a importância da análise dinâmica. Sem o cálculo dinâmico não seria possível fazer as simulações necessárias para definição das rampas de partida e parada, definição das formas de atuação do sistema de frenagem de emergência ou do uso do freio de esticamento.

A seguir são comparados os principais resultados e alterações visando identificar o motivo da diferença ou apontar os problemas que poderiam ocorrer caso o cálculo dinâmico não fosse realizado.

4.6.1. Torque de frenagem

Foi necessário reduzir o torque de frenagem em aproximadamente 20%, de 581 kN.m para 482 kN.m.

O torque excessivo poderia levar a falhas nas emendas de correia, levantamento da correia nas curvas côncavas, derramamento de material, deslizamento entre tambores de acionamento e correia, falhas prematuras de componentes mecânicos e estruturais, redução da vida de componentes diversos com consequente redução da disponibilidade do equipamento, etc. O torque excessivo geraria ainda ondas de tensão com baixas tensões locais que poderiam danificar os roletes, causar derramamento de material ou até acidentes.

4.6.2. Potência requerida

Como esperado não houve diferença significativa na potência requerida do transportador. Como não houve alterações no perfil ou nos componentes utilizados, a alteração de potência ocorreu somente devido ao acréscimo na tensão de correia.

4.6.3. Tensões de tração na correia

As tensões de correia sofreram mudanças bastante expressivas. A força de esticamento teve de ser aumentada de 46 t para 72 t nas situações de partida e paradas de emergência, ou seja, um aumento de aproximadamente 57%. Este acréscimo de tensões não resultou na alteração de componentes como correia e tambores devido ao uso do freio de esticamento, que adiciona tensão de correia somente nos momentos necessários.

A força de esticamento insuficiente nas situações mostradas nas indicações das correções necessárias resultaria em altas deflexões de correia com possibilidade de

danos aos roletes, deslizamento entre tambores de acionamento e correia e problemas de baixas tensões em curvas côncavas.

4.6.4. Fatores de serviço da correia

Houve uma pequena redução dos fatores de serviço da correia devido ao aumento da força de esticamento, porém, permanecendo dentro dos parâmetros desejados.

4.6.5. Curso de esticamento

O curso de esticamento requerido no cálculo estático foi 1,0 m menor que o definido pelo cálculo dinâmico. Este acréscimo é devido ao maior curso resultante das simulações de parada de emergência no cálculo dinâmico.

A não observação da necessidade do maior curso de esticamento requerido poderia ocasionar o choque da caixa de lastro ou do carro de esticamento com o fim de curso das estruturas, podendo causar danos estruturais e limitação da movimentação do contrapeso, que resultaria no excesso ou falta de esticamento na correia e suas consequências.

4.6.6. Curvas verticais

De forma global não houve grandes diferenças nos raios mínimos requeridos. É importante, porém, deixar claro que os resultados obtidos no cálculo dinâmico são mais precisos que no cálculo estático, já que as tensões de partida e parada são obtidas com simulações dos regimes transientes mais próximas da realidade.

4.6.7. Viradores de correia

Houve uma pequena alteração nos fatores de serviço da correia nos viradores devido ao aumento da força de esticamento e uma pequena melhora nas tensões locais mínimas.

4.7 Medições de campo

Os testes e medições em campo foram realizados em duas etapas, em ocasiões distintas.

Na primeira foram feitos testes preliminares em vazio. Nesta ocasião o freio de esticamento ainda não havia sido montado e não foram instalados extensômetros nos eixos motrizes para medição do torque. Os sinais de torque de motores e freios foram obtidos nos inversores de frequência e sistema de frenagem, respectivamente.

Na segunda etapa foram realizados testes com cargas parciais. Devido a limitações na linha de transportadores na sequência do transportador objeto das medições não foi possível realizar testes na capacidade de projeto do equipamento. A capacidade máxima testada foi de 2000 t/h. Nesta ocasião o freio de esticamento já havia sido montado e foram instalados extensômetros para medição do torque nos eixos motrizes.

Durante os testes, à medida que os problemas foram sendo encontrados, foram feitos ajustes na parte hidráulica e de controle do sistema de frenagem, bem como na parametrização dos inversores de frequência para correção dos mesmos.

Foram realizados mais de 120 testes entre partidas e paradas até que o funcionamento adequado do transportador fosse obtido. São apresentados os resultados de alguns testes executados, identificando os principais problemas encontrados e a evolução até a correção dos mesmos.

Para facilitar a análise dos dados, todos os sinais obtidos foram tratados como um valor percentual. Os valores de torque de frenagem e pressão de frenagem apresentados representam a combinação do torque de frenagem digital e proporcional, sendo que a parte proporcional foi tratada como 50% do total e cada pinça digital como 25% do total.

4.7.1. Partida em vazio

A FIG. 4.65 apresenta os resultados das medições para a primeira partida em vazio testada.

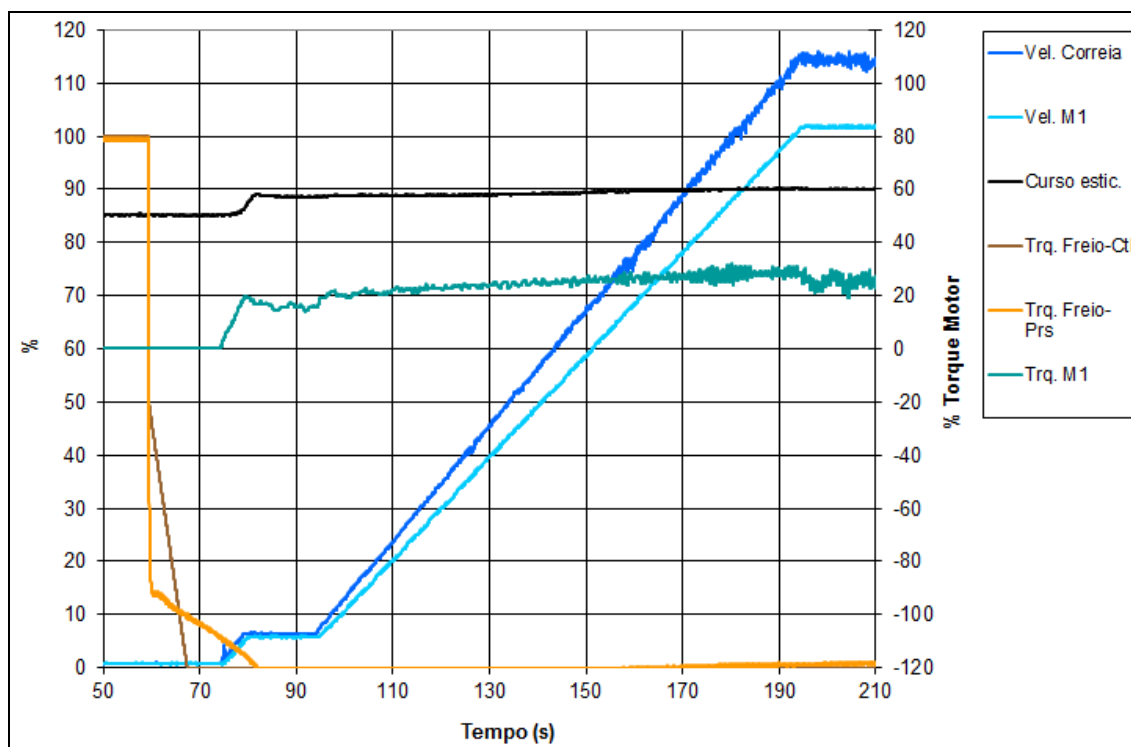


FIGURA 4.65 - Teste de partida em vazio

Neste teste foi identificado que a rampa de partida parametrizada nos inversores não estava em conformidade com a rampa definida. O tempo de partida de 120 s estava de acordo, mas a rampa utilizada pelo fornecedor dos inversores de frequência não seguia o formato "S" definido no cálculo, o que resulta em maiores torques para aceleração e consequentemente maiores tensões de correia, menores fatores de serviço e maior possibilidade de falhas neste componente.

Outra divergência encontrada foi uma diferença de aproximadamente 15% entre os sinais de velocidade gerados pelos inversores (Vel. M1) e a velocidade medida na correia (Vel. Correia). Esta divergência, nesta etapa de testes, não foi considerada necessariamente um problema.

Os acionamentos apresentaram ainda oscilações no torque (Trq. M1) com o aumento da velocidade do transportador. Estas oscilações continuaram com o equipamento operando em velocidade contínua. As oscilações de baixa amplitude encontradas nos testes não foram necessariamente um problema, mas poderiam aumentar de amplitude para maiores carregamentos, levando à instabilidade no sistema e a falhas de componentes mecânicos em longo prazo.

Foram detectados também problemas no sistema de frenagem. Como pode ser observado na FIG. 4.65 o sinal de controle dos freios proporcionais (Trq. Freio-Ctl) indica que o torque de frenagem proporcional foi de 100% (50% do torque total) a 0% em aproximadamente 8 s (tempo 59 s a 67 s). O sinal de pressão (Trq. Freio-Prs), entretanto, mostra que o torque total foi de 100% a aproximadamente 15% instantaneamente e depois reduziu a 0% em aproximadamente 22 s, quando a rampa de velocidade de partida já indicava o transportador em movimento.

4.7.2. Parada operacional em vazio

A FIG. 4.66 apresenta os resultados das medições para a primeira parada operacional em vazio testada.

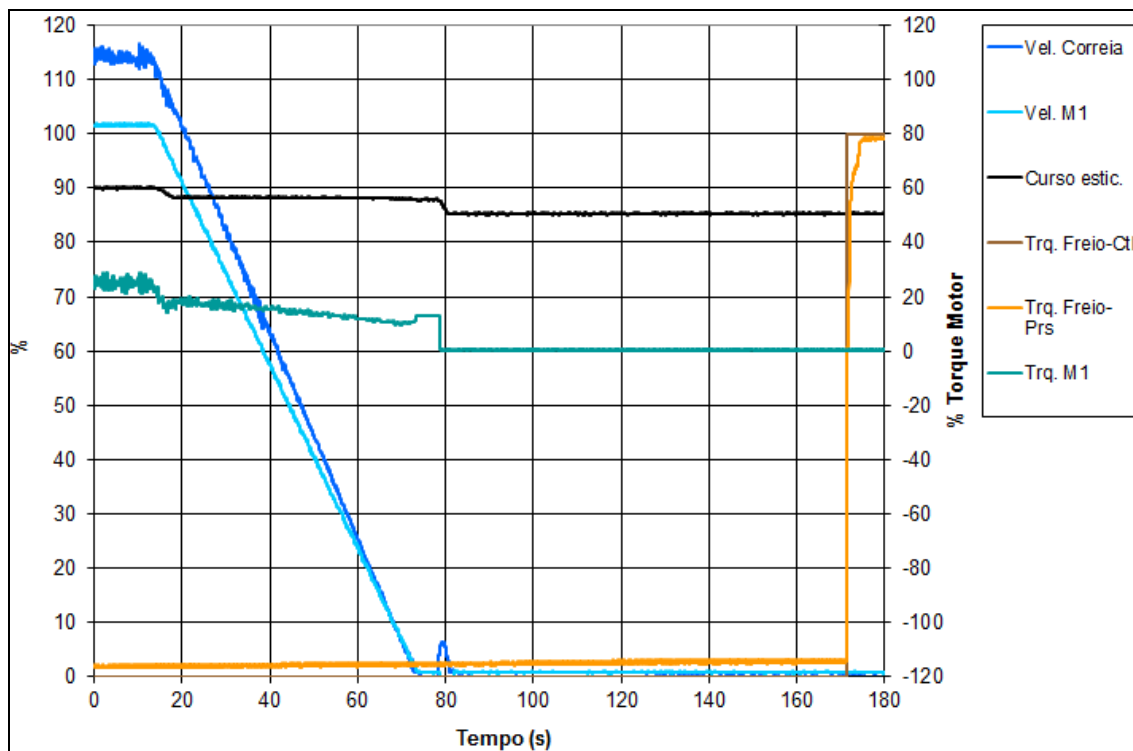


FIGURA 4.66 - Teste de parada operacional em vazio

Os problemas e divergências detectados no teste de parada foram similares aos detectados na partida: a rampa de parada não seguia a rampa definida; a diferença de aproximadamente 15% entre os sinais de velocidade gerados pelos inversores de frequência e a velocidade medida na correia foi detectada; ocorriam oscilações de torque.

Quanto ao sistema de frenagem, uma falha gravíssima foi detectada. Os freios deveriam ser aplicados assim que a correia atingisse a imobilidade, mas só foram aplicados cerca de 60 s após a parada do transportador. Caso o equipamento estivesse carregado com material, a correia poderia acelerar e causar graves acidentes.

4.7.3. Parada de emergência suavizada em vazio

A FIG. 4.67 apresenta os resultados das medições para a primeira parada de emergência suavizada testada. A velocidade do transportador era de 40% da nominal.

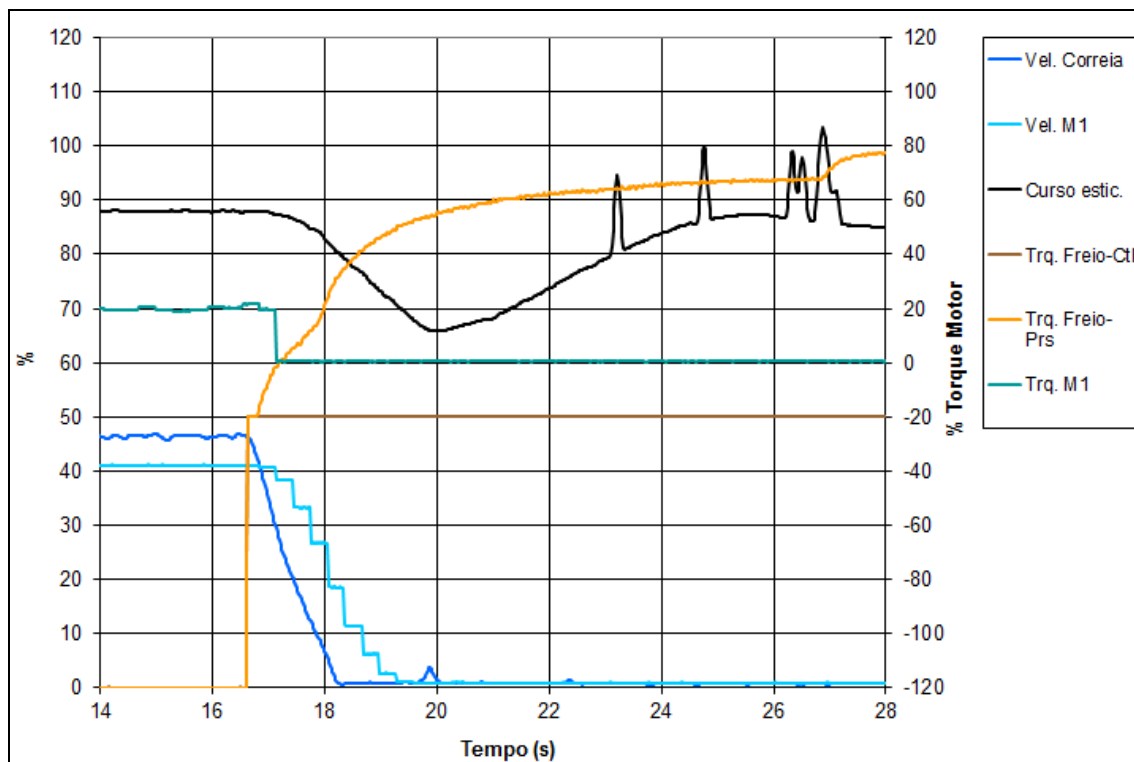


FIGURA 4.67 - Teste de parada de emergência 2 em vazio

Nesta parada as pinças digitais aplicam todo seu torque instantaneamente e as pinças proporcionais aplicam seu torque de forma suavizada, com aplicação do torque de total de frenagem em 10 s. Como pode ser observado os resultados foram aceitáveis.

Pode-se também observar que foi detectada a mesma diferença de aproximadamente 15% entre os sinais de velocidade gerados pelos inversores e a velocidade medida na correia.

Outro ponto a ser destacado foi a grande movimentação do esticamento devida à ausência do freio de esticamento. O curso foi de aproximadamente 2,2 m para apenas 40% da velocidade, quando o esperado seria de 1,7 m para 100% da velocidade, como indicado anteriormente na FIG. 4.43.

O formato em degraus das linhas de velocidade dos acionamentos se deve à baixa taxa de amostragem em que os sinais dos inversores foram enviados neste teste. Os picos apresentados na linha de curso de esticamento se devem, provavelmente, à forte chuva que caía no momento deste teste.

4.7.4. Parada de emergência com controle de velocidade em vazio

A FIG. 4.68 apresenta os resultados das medições para a primeira parada de emergência com controle de velocidade testada. A velocidade do transportador era de 40% da nominal.

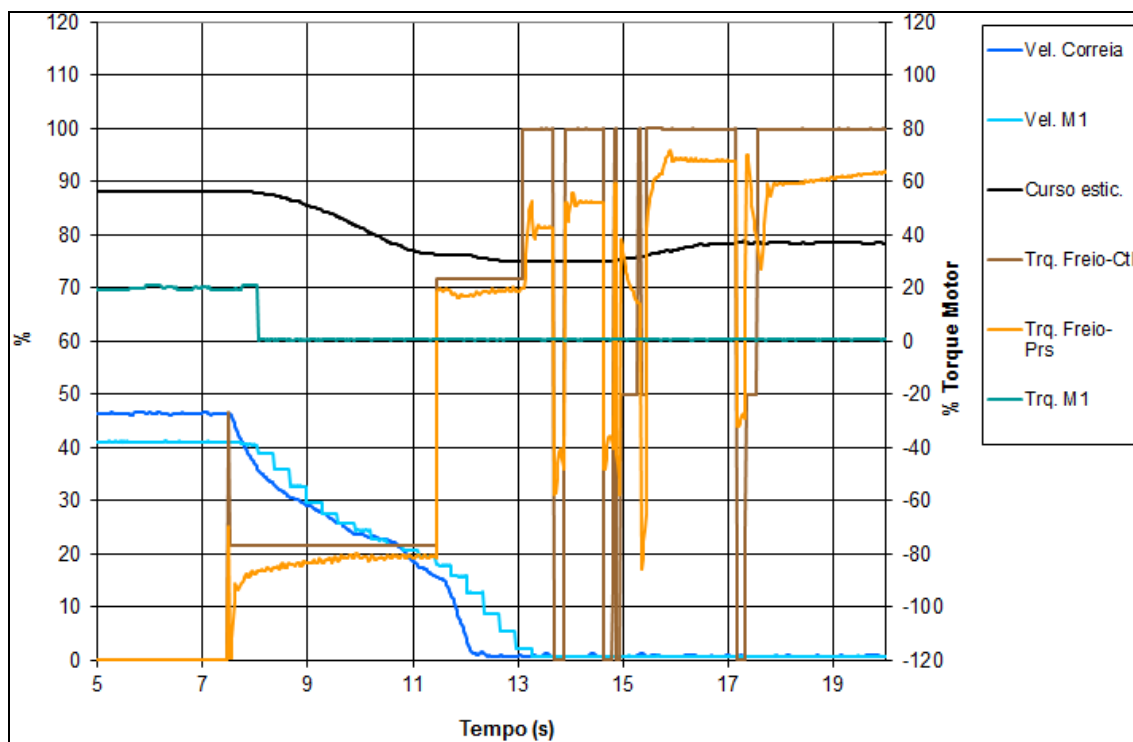


FIGURA 4.68 - Teste de parada de emergência 1 em vazio

Nesta parada o sistema de frenagem aplica o torque necessário para manter a velocidade da correia dentro da rampa de parada. A rampa de parada tem o tempo proporcional à velocidade, ou seja, como a velocidade é 40% da nominal o tempo de parada é de 24 s.

Para esta situação de velocidade de 40% e transportador vazio, o tempo de parada sem a aplicação de freios seria de aproximadamente 9 s, o que significa que não deveria ocorrer a aplicação dos freios. Observou-se a aplicação de torque de frenagem durante toda a desaceleração e o tempo de parada foi de aproximadamente 6 s, ou seja, o sistema de frenagem não estava operando satisfatoriamente. Além disso, pode ser observado que ocorreram diversos comandos de abertura e fechamento dos freios após estacionamento da correia, problema similar à abertura detectada após a parada operacional.

4.7.5. Partida com carga

A FIG. 4.69 apresenta os resultados das medições para a primeira partida com carga testada. A capacidade transportada era de 2000 t/h.

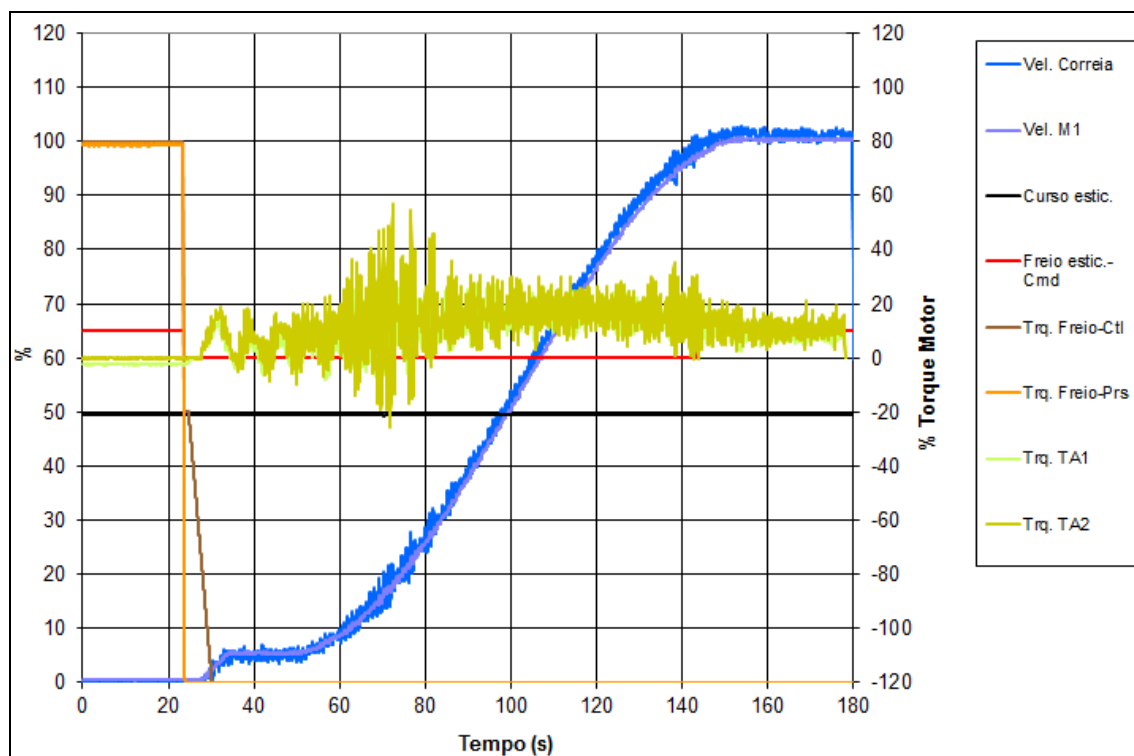


FIGURA 4.69 - Teste de partida com carga de 2000 t/h

Como pode ser observado, após ajustes na parametrização dos inversores de frequência e sistema de controle dos freios três dos problemas encontrados anteriormente foram corrigidos. A rampa de partida se encontra em conformidade com a rampa definida no cálculo; a diferença na velocidade medida para a correia e os sinais de velocidade dos motores gerados pelos inversores deixou de existir e a abertura das pinças de freio está adequada.

O problema das oscilações no torque com o aumento da velocidade do transportador continuava, conforme confirmado pelas medições dos extensômetros instalados nos tambores de acionamento primário (Trq. TA1) e secundário (Trq. TA2), foram ainda acentuados pelo aumento do torque, causando oscilações na velocidade da correia (Vel. Correia).

É possível ainda observar o correto funcionamento do freio de esticamento, demonstrado pelo controle de fechamento dos freios no início da rampa de partida e abertura ao final da rampa (Freio estic.- Cmd.).

4.7.6. Parada operacional com carga

A FIG. 4.70 apresenta os resultados das medições para uma parada com carga de 2000 t/h.

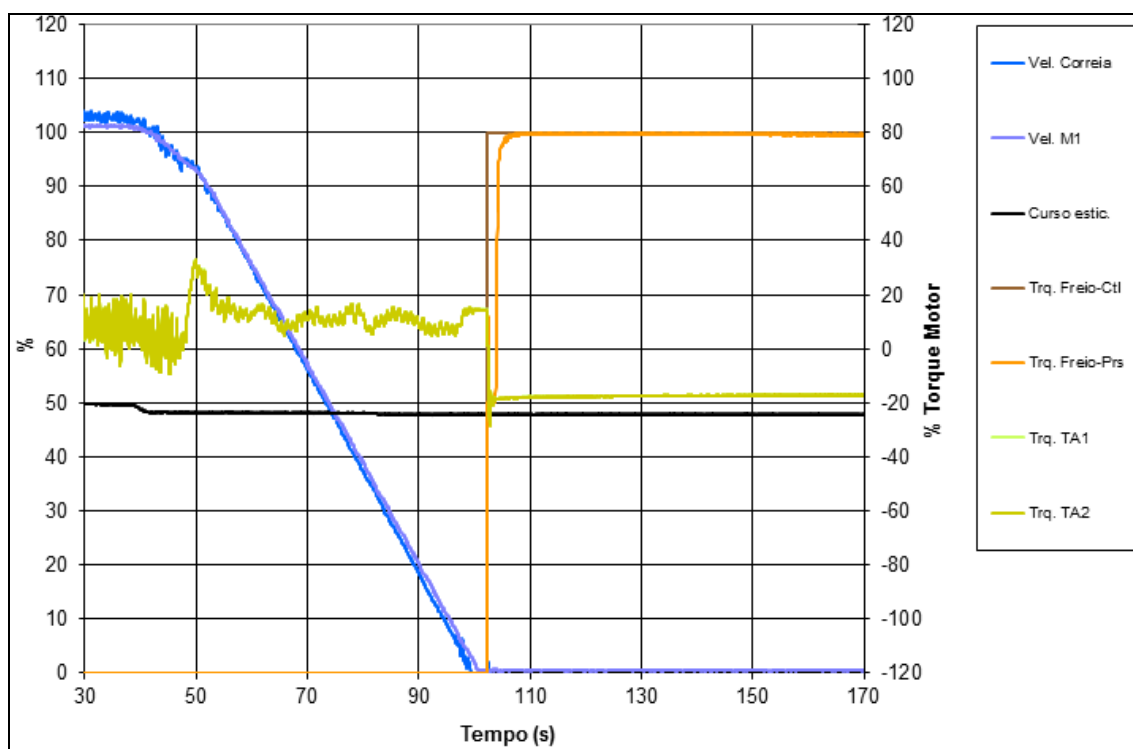


FIGURA 4.70 - Teste de parada com carga de 2000 t/h

A observação da FIG. 4.70 mostra que quase todos os problemas encontrados anteriormente foram corrigidos através de ajustes na parametrização dos inversores de frequência e sistema de controle dos freios. A rampa de parada se encontra em conformidade com a rampa definida no cálculo; a diferença na velocidade medida para a correia e os sinais de velocidade dos motores gerados pelos inversores deixou de existir e o fechamento das pinças de freio após estacionamento do transportador está adequado. Somente o problema da oscilação de torque no início da rampa de parada ainda permaneceu.

4.7.7. Paradas de emergência suavizada com carga

A FIG. 4.71 apresenta os resultados das medições para uma parada de emergência suavizada com a carga de 2000 t/h.

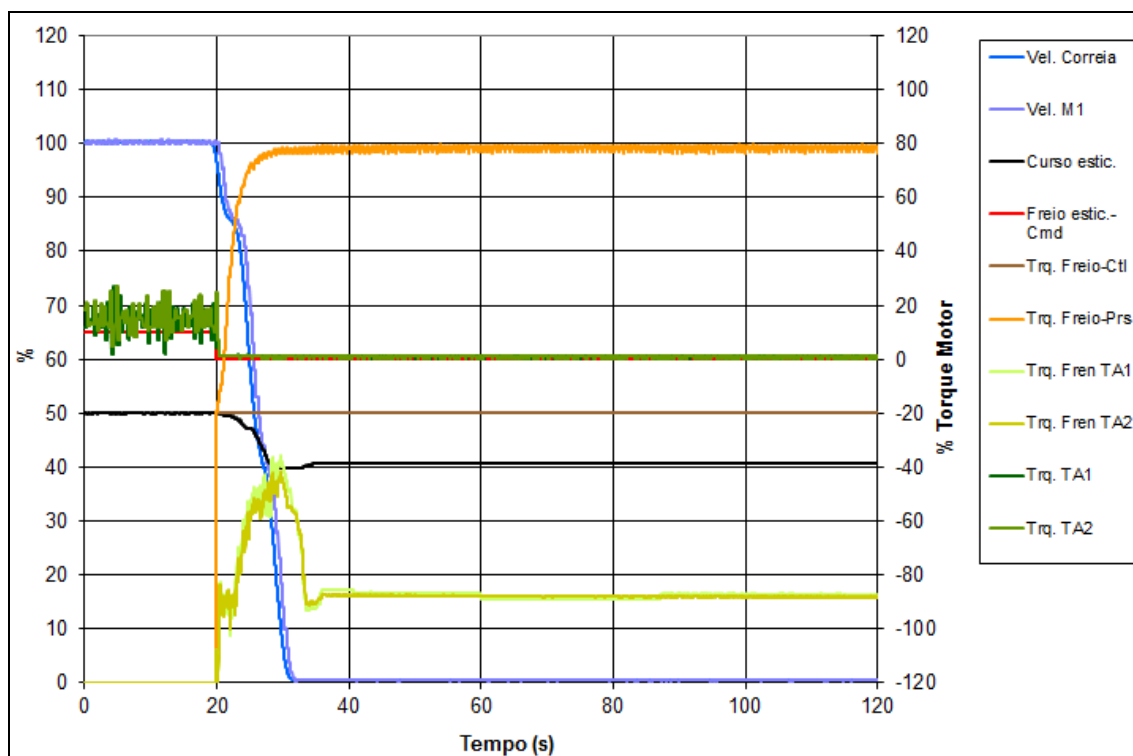


FIGURA 4.71 - Teste de parada de emergência 2 com carga de 2000 t/h

O comportamento do sistema de frenagem para o teste com carga é similar ao teste em vazio e foi considerado aceitável.

É possível observar também a redução na movimentação do contrapeso com a instalação do freio de esticamento. O curso foi de aproximadamente 0,4 m.

4.7.8. Parada de emergência com controle de velocidade com carga

A FIG. 4.72 apresenta os resultados das medições para uma parada de emergência com controle de velocidade com a carga de 2000 t/h.

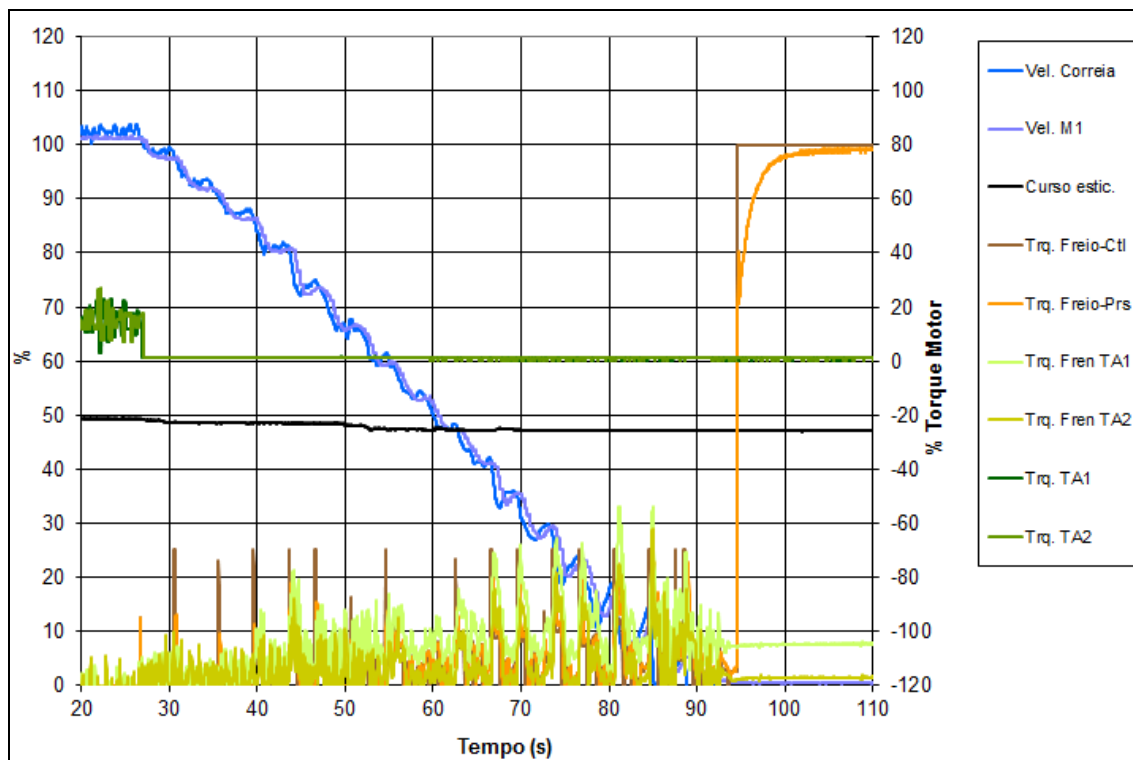


FIGURA 4.72 - Teste de parada de emergência 1 com carga de 2000 t/h

O teste identificou que os ajustes feitos no sistema de frenagem foram adequados e que as falhas identificadas no teste de frenagem com controle de velocidade sem carga foram corrigidas. O tempo de parada foi de 60 s e o comportamento do sistema de frenagem foi considerado aceitável.

4.7.9. Partida com carga

A FIG. 4.73 apresenta os resultados das medições para uma partida com carga de 2000 t/h.

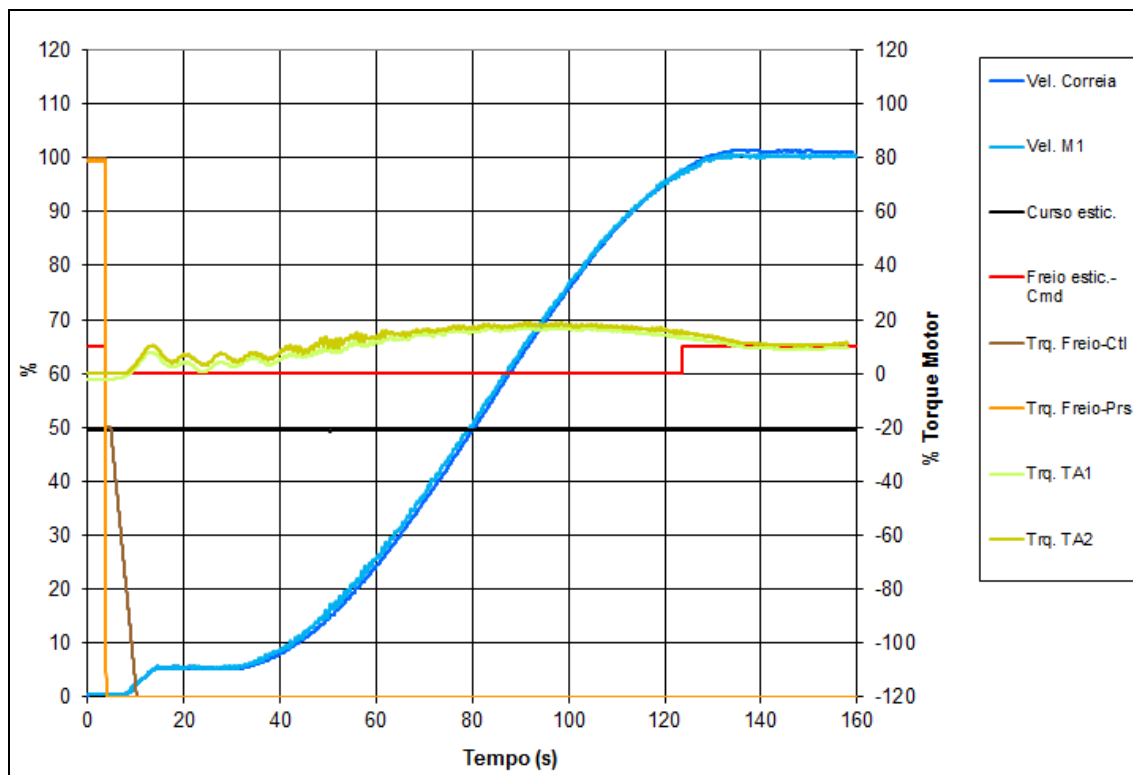


FIGURA 4.73 - Teste de partida com carga de 2000 t/h

O teste identificou que os ajustes feitos na parametrização dos inversores de frequência foram adequados e que o problema das oscilações de torque foi corrigido, comprovando o funcionamento satisfatório do transportador de correia, o que possibilitou a liberação do equipamento para operação industrial.

4.8 Comparação dos resultados obtidos nas medições de campo com os cálculos teóricos

Limitações nos equipamentos instalados em sequência ao transportador objeto do estudo de caso limitaram a aplicação da capacidade máxima de carga do transportador durante os testes, o que impossibilitou que medições fossem feitas com o transportador operando em sua capacidade de projeto e que comparações diretas de resultados fossem feitas. Esta situação, porém, não impossibilitou que os objetivos das medições fossem atingidos. Diversas correções foram realizadas durante os testes e, ao fim destes, os resultados foram considerados satisfatórios.

4.8.1. Curvas de velocidade

As curvas de velocidade na partida e parada foram apresentadas nos Itens 4.3.1 e 4.3.2. Como pode ser observado nas FIG. 4.69, 4.70 e 4.73 as curvas medidas estão conforme as curvas teóricas.

4.8.2. Potência requerida

A potência requerida em operação pode ser visualizada diretamente através do torque.

A Tabela 4.9 indica que a potência requerida calculada em vazio é de 16,5% da instalada, considerando a condição de atrito normal. Para a condição de alto atrito, condição em que o transportador se encontrava durante os testes, a potência requerida é de aproximadamente 22%. As FIG. 4.65 a 4.68 mostram o torque aplicado pelos motores entre 19% e 28%, com o transportador em regime, o que indica que a potência calculada está próxima à medida.

Para a capacidade de 2000 t/h a potência requerida é de aproximadamente 5% da instalada, para a condição de alto atrito. A FIG. 4.73 mostra o torque aplicado pelos motores em aproximadamente 10% com o transportador em regime, o que indica que a potência calculada está próxima à medida.

4.8.3. Torque de acionamento

A FIG. 4.54 mostra a curva de torque gerada pelo cálculo dinâmico para a partida do transportador. Na FIG. 4.73 é possível visualizar a curva de partida medida para uma partida a 2000 t/h. É possível observar que o formato das curvas de torque teóricas é muito próximo ao formato da curva de torque medida. Tal comparação foi feita somente para este caso, já que nos outros testes apresentados havia problemas de oscilação de torque.

4.8.4. Torque de frenagem

A FIG. 4.42 mostra a curva de torque para a parada de emergência 2 utilizada no cálculo dinâmico. Nas FIG. 4.67 e 4.71 é possível observar que a aplicação de torque foi atendida.

As FIG. 4.35 e 4.48 mostram a curva de torque para estacionamento da correia e parada de emergência 3, respectivamente. A parada de emergência 3 não foi testada por introduzir esforços excessivos ao equipamento, desnecessários nos testes, mas é possível observar pelas FIG. 4.66 e 4.70 que a aplicação de torque no estacionamento está de acordo com o torque teórico.

4.8.5. Acionamento freio do esticamento

As FIG. 4.69, 4.71 e 4.73 mostram que o comando para atuação do freio de esticamento foi feito nos momentos corretos de acordo com o esperado.

4.8.6. Deslocamento do contrapeso

Não é possível fazer uma comparação direta de resultados, já que o cálculo dinâmico não foi feito para a capacidade de 2000 t/h e durante os testes em vazio o freio de esticamento ainda não havia sido instalado. De qualquer forma é possível observar, de forma qualitativa, que o comportamento medido é similar ao calculado. É importante ressaltar, porém, que as resistências ao movimento e a histerese do sistema de esticamento observados na prática são maiores que as considerados no cálculo. Esta situação pode ser constatada pela ausência de oscilações do esticamento, principalmente nas situações sem acionamento no freio de esticamento.

A FIG. 4.30 mostra o resultado do cálculo dinâmico para o deslocamento do contrapeso na parada operacional do transportador. A FIG. 4.70 mostra que a forma como ocorre o deslocamento do contrapeso na prática é similar ao teórico.

A FIG. 4.37 mostra o resultado do cálculo dinâmico para o deslocamento do contrapeso na parada de emergência 1. A FIG. 4.72 mostra um comportamento similar, mas amortecido quando comparado ao teórico.

A FIG. 4.43 mostra o resultado do cálculo dinâmico para o deslocamento do contrapeso na parada de emergência 2. A FIG. 4.71 mostra que a forma como ocorre o deslocamento do contrapeso na prática é similar ao teórico.

A FIG. 4.56 mostra o resultado do cálculo dinâmico para o deslocamento do contrapeso na partida. A FIG. 4.73 mostra um comportamento similar, porém, sem movimento do contrapeso após abertura do freio de esticamento devido ao maior amortecimento do sistema.

5 CONCLUSÃO

Os principais objetivos do presente trabalho foram alcançados ao apresentar-se as limitações do cálculo estático e mostrar a importância do cálculo dinâmico em transportadores de correia de grande porte e alta complexidade através da análise do estudo de caso.

Ficou demonstrado no estudo de caso que importantes correções foram necessárias durante a execução do cálculo dinâmico. Sem essas correções graves problemas poderiam ocorrer. Além disso, as medições de campo mostraram que somente o cálculo teórico não é suficiente para garantir o correto funcionamento do transportador. Diferenças significativas entre o teórico e o real podem ocorrer sem serem notadas somente através da observação básica, prática comum no processo de início da operação dos transportadores de correia.

Foi demonstrado também que a execução de testes e medições em campo é de fundamental importância para a operação confiável do transportador, já que graves falhas podem ocorrer e só serem detectadas com a instalação de instrumentação específica.

Gerou-se ainda uma documentação técnica de origem nacional sobre o tema, que é ainda de pouco domínio no Brasil. Ao longo da dissertação procurou-se indicar um pouco da história do cálculo dinâmico, seus princípios básicos, aplicações e possibilidades, criando-se uma referência para futuras pesquisas relacionada ao assunto.

6 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado possibilita uma série de promessas para futuros desenvolvimentos. Uma delas é a elaboração de um software Brasileiro para cálculo de transportadores de correia, incorporando o modelo reológico da borracha de cobertura da correia e o cálculo dinâmico.

Pode-se ainda desenvolver um modelo pelo método de elementos finitos, similar ao elaborado por Kruse e Lemmon (2007), para determinação da resistência ao movimento da correia devida ao movimento do material transportado e correia entre roletes.

A avaliação metrológica dos sistemas de medição também é uma possibilidade a ser explorada.

ABSTRACT

Belt conveyors are equipment for the transport of materials widely used in various branches of industry. The conveyors design is governed by international standards, which define the minimum requirements to be considered in the calculation and design. These standards, however, have its limitations, covering only basic principles and limited to the static calculation, where the elastic response of the belt is not considered and the analysis of transient regimes is quite limited. As the conveying capacity, the length and complexity of the conveyors increases, the dynamic analysis is required. In the dynamic calculation, which is done through software using a complex mathematical model, it is possible to simulate in a very realistic way the starting and stopping control logic. It must be ensured, however, that the equipment operation at the end of the process presents similar parameters to those considered in the calculation, since various factors on the assembly and drive parameterization may influence so that the actual conveyor operation is significantly different to simulated. Adjustments made during field measurements, where the main operating parameters are checked, are the most effective way to set the operation of the equipment, ensuring a safe and reliable operational. This paper will approach the static calculation and its limitations, applications and possibilities of dynamic analysis, a case study showing the different results obtained for each method and results of field measurements performed to obtain the conveyor operation in accordance to the design parameters.

Keywords: Bulk Handling, Belt Conveyor, Static analysis, Dynamic analysis, Field measurements.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). NBR-6177. Transportadores contínuos – Transportadores de correia – Terminologia. Rio de Janeiro. 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). NBR-8205. Transportadores contínuos - Transportadores de correia - Cálculo de força e potência. Rio de Janeiro. 2014.

BELTFLEX. Version 5.0. [S.I.]: Conveyor Dynamics, Inc., 2004. 1 CD-ROM.

BELTSTAT. Version 7.0. [S.I.]: Conveyor Dynamics, Inc., 2010. 1 CD-ROM.

Conveyor Equipment Manufacturers Association - CEMA. Belt Conveyors for Bulk Materials. 6th Ed. Florida. 2006.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 22101. Continuous conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basics for calculation and dimensioning. Berlin. 1982.

FUNKE, H. "Zum dynamischen Verhalten von Förderanlagen beim anfahren und stillsetzen unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände". Tese de Doutorado. Universidade de Tecnologia de Hannover. Alemanha. 1973.

GREUNE, A.; HAGER, M. "The Energy-Saving Design of Belt Conveyors". Bulk Solids Handling. v.10, n.3, p.41-45, 1990.

HAGER, M.; HINTZ, A. "The Energy-Saving Design of Belts for Long Conveyor Systems". Bulk Solids Handling. v.13, n.4, p.749-758, 1993.

HAVELKA, Z. "Zur Theorie des Gurtbandförderers". Hebezeuge und Fördermittel 3/2. p. 47-51. 1963.

HENFEL. "Acoplamento Hidrodinâmico HENFUID". Catálogo digital de acoplamentos hidráulicos Henfel, Versão 3.0. CD-ROM.

INTERNATIONAL STANDARD. ISO 5048. Continuous mechanical handling equipment - Belt conveyors with carrying idlers - Calculation of operating power and tensile forces. Genève. 1989.

JONKERS, C.O. "The indentation rolling resistance of belt conveyors - A theoretical approach". Fordern und Heben. v.30, n.4, p.312-317, 1980.

KRUSE, D. J.; LEMMON, R. "A Comparison of Various Belt Tension Calculation Methodologies Including CEMA 6TH Edition". BELTCON 14. 2007.

LODEWIJKS, G. "Determination of rolling resistance of belt conveyors using rubber data: fact or fiction?". BELTCON 12. 2003.

LODEWIJKS, G. "Dynamics of Belt Systems". Tese de Doutorado. Universidade de Tecnologia de Delft. Holanda. 1996.

LODEWIJKS, G. "On the application of beam elements in finite element models of belt conveyors: part I". Bulk Solids Handling. v.14, p.729-737. 1994.

LODEWIJKS, G. "Two Decades Dynamics of Belt Conveyor Systems". BELTCON 11. 2001.

MAY, W.; MORRIS, E.; ATTACK, D. "Rolling Friction of a Hard Cylinder over a Viscoelastic Material". Journal of Applied Physics. v.30, n.11, p.1713-1724, 1959.

MORRISON, W.R.B. "Computer graphics techniques for visualising belt stress waves". Bulk Solid Handling. v.8, p.221-227, 1988.

NORDELL, L.K. "The Power of Rubber - Part I". Bulk Solids Handling. v.16, n.3, p.333-340, 1996.

NORDELL, L.K.; CIOZDA, Z.P. "Transient belt stresses during starting and stopping: Elastic response simulated by finite element methods". Bulk Solids Handling. v.4, n.1, p.93-104, 1984.

OEHMEN, H. "Das Anlaufverhalten von Förderbandanlagen". Tese de Doutorado. Universidade de Tecnologia de Hannover. Alemanha. 1959.

SOBOLSKI, R. "Anlaufbedingungen bei Gurtbandförderern", Hebezeuge und Fördermittel 3/9. p. 271-274. 1963.

SPAANS, C. "The calculation of the main resistance of belt conveyors". Bulk Solids Handling". v.11, n.4, p.809-826, 1991.

VIERLING, P. "Zum Dynamischen Verhalten von Gummifördergurte mit Gewebeeinlagen". Tese de Doutorado. Universidade de Tecnologia de Hannover. Alemanha. 1961.

VOITH. "Voith Turbo Fluid Couplings with Constant Fill". Catálogo de acoplamentos hidráulicos Voith. 2009.

WHEELER, C. "Analysis of the Main Resistances of Belt Conveyors". 2004. Tese de Doutorado. Universidade de Newcastle. Austrália. 2004.