

EDUARDO MASASHI KUNITAKE

MILTON THOMAZ

MICRO-LOCOMOTIVA AGRÍCOLA

ESTUDO DA VIABILIDADE & PROJETO BÁSICO

Trabalho de Graduação do Curso de Engenharia Mecânica, Disciplinas PMC-580/581 (Projeto de Formatura I/II), Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

COORDENADOR DA DISCIPLINA: PROFº Dr. EDSON GOMES

ORIENTADOR DO TRABALHO: PROFº OMAR MOORE DE MADUREIRA

SÃO PAULO

1999

Aos nossos Pais e Familiares pela compreensão e dedicação por todos estes anos, aos Mestres Edsom Gomes e Omar Madureira pela dedicação e orientação a todos, em especial por este Trabalho e estes dois autores, e a todos aqueles que de alguma forma nos auxiliaram.

Os Autores.

ÍNDICE

ESTUDO DA VIABILIDADE

1.	ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE.....	1
2.	FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.....	4
2.1.	Especificações Técnicas Funcionais.....	4
2.2.	Especificações Técnicas Operacionais.....	6
2.3.	Especificações Técnicas Construtivas.....	6
3.	ESTUDO DA VIABILIDADE DA MICRO-LOCOMOTIVA.....	8
3.1.	ESTUDO DA VIABILIDADE DO SISTEMA PROPULSOR.....	9
3.1.1.	Síntese de Soluções.....	9
3.1.2.	Exeqüibilidade Física.....	16
3.1.3.	Valor Econômico.....	22
3.1.4.	Viabilidade Financeira.....	27
3.1.5.	Conclusão.....	27
3.2.	ESTUDO DA VIABILIDADE DA RODA.....	28
3.2.1.	Síntese de Soluções.....	28
3.2.2.	Exeqüibilidade Física.....	29
3.2.3.	Valor Econômico.....	29
3.2.4.	Viabilidade Financeira.....	29
3.2.5.	Conclusão.....	29
3.3.	ESTUDO DA VIABILIDADE DAS MOLAS DE SUSPENSÃO.....	30
3.3.1.	Síntese de Soluções.....	30
3.3.2.	Exeqüibilidade Física.....	31
3.3.3.	Valor Econômico.....	31
3.3.4.	Viabilidade Financeira.....	31
3.3.5.	Conclusão.....	31
3.4.	ESTUDO DA VIABILIDADE DO MANCAL DAS RODAS.....	32
3.4.1.	Síntese de Soluções.....	32
3.4.2.	Exeqüibilidade Física.....	34
3.4.3.	Valor Econômico.....	34
3.4.4.	Viabilidade Financeira.....	34
3.4.5.	Conclusão.....	34
3.5.	ESTUDO DA VIABILIDADE DO CHASSIS.....	35
3.5.1.	Síntese de Soluções.....	35
3.5.2.	Exeqüibilidade Física.....	35
3.5.3.	Valor Econômico.....	36
3.5.4.	Viabilidade Financeira.....	36
3.5.5.	Conclusão.....	36
3.6.	ESTUDO DA VIABILIDADE DO FREIO.....	37
3.6.1.	Síntese de Soluções.....	37
3.6.2.	Exeqüibilidade Física.....	38
3.6.3.	Valor Econômico.....	40
3.6.4.	Viabilidade Financeira.....	40
3.6.5.	Conclusão.....	40

PROJETO BÁSICO

4.	PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA.....	41
4.1.	PROJETO BÁSICO DO SISTEMA PROPULSOR.....	42
4.1.1.	Escolha da Melhor Solução.....	42
4.1.2.	Modelagem do Projeto.....	44
4.1.3.	Análise da Sensibilidade.....	46
4.1.4.	Análise de Compatibilidade.....	50
4.1.5.	Análise de Estabilidade.....	62
4.1.6.	Otimização Formal.....	64
4.1.7.	Ensaio de Modelos Analógico-Funcionais.....	71
4.1.8.	Simplificação do Projeto.....	71
4.1.9.	Conclusão.....	71
4.2.	PROJETO BÁSICO DA RODA.....	73
4.3.	PROJETO BÁSICO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO.....	76
4.4.	PROJETO BÁSICO DO MANCAL DA RODA.....	85
4.5.	PROJETO BÁSICO DO CHASSIS.....	93
4.6.	PROJETO BÁSICO DO SISTEMA DE FREIO.....	97

CONCLUSÃO

5.	PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA.....	109
5.1.	Projeto Básico da Micro-Locomotiva.....	109
5.1.1.	Componentes Fundamentais da Micro-Locomotiva.....	109
5.1.2.	Desenho (lay-out) do Projeto Básico.....	109
5.2.	Aceleração Disponível da Micro-Locomotiva.....	110
5.3.	Desempenho Disponível - Curvas.....	111
5.3.1.	Curvas de Velocidade.....	111
5.3.2.	Curvas de Torque Disponível.....	111
5.4.	Esforço de Tração Disponível.....	113
5.5.	Capacidade de Carga.....	115
5.6.	Ficha Técnica do Projeto Básico da Micro-Locomotiva.....	117

ANEXO

1.	Características Técnicas do Transporte sobre Trilhos.....	118
1.1.	Característica Essencial.....	118
1.2.	Vantagens decorrentes destas Características.....	118
1.3.	Desvantagens do Transporte sobre Trilhos.....	120
1.4.	Conclusão.....	120
2.	A Via Férrea.....	121
2.1.	Características.....	121
2.2.	Elementos da Via Férrea.....	121
2.3.	A Escolha da Bitola.....	121
2.4.	Elementos da Superestrutura.....	123
2.4.1.	Trilhos para Vias de Menores Exigências.....	123

2.4.1.1.	Carga Admissível por Eixo.....	124
2.4.2.	Dormentes.....	124
2.4.3.	Lastro.....	125
2.4.3.1.	Emprego e Quantidade.....	125
2.4.4.	Plataforma Ferroviária.....	125
2.4.5.	Escolha do Trilho e as Dimensões dos Dormentes.....	126
2.4.6.	Aquisição de Trilhos e Dormentes.....	126
2.5.	Planejamento das Curvas.....	127
2.6.	A Via Férrea - Conclusão.....	128
3.	Aproveitamento Energético.....	129
3.1.	Eficiências - Valores Típicos.....	129
3.2.	Conclusão.....	131
4.	Resistência ao Movimento, Esforço de Tração, Potência e Peso Aderente.....	133
4.1.	Resistência ao Movimento dos Trens.....	133
4.1.1.	Classificação das Resistências.....	133
4.1.2.	Valores Usuais Adotados para Determinação das Resistências.....	134
4.1.2.1.	Referência Bibliográfica [2].....	134
4.1.2.2.	Referência Bibliográfica [3].....	134
4.1.3.	Resistência Total Oferecida a um Comboio.....	135
4.2.	Determinação do Esforço de Tração.....	135
4.3.	Potência.....	136
4.3.1.	Tipos de Potência.....	136
4.4.	Determinação do Peso Aderente da Locomotiva.....	136
5.	Cálculos.....	137
5.1.	Parâmetros para Cálculos.....	137
5.2.	Determinação das Resistências Impostas ao Movimento do Trem.....	138
5.3.	Determinação do Peso Aderente.....	142
5.4.	Potência nos Trilhos.....	143
5.5.	Capacidade de Carga.....	143
5.6.	Esforço de Tração Disponível.....	145
6.	Comparação entre os Métodos Descritos nas Referências Bibliográficas.....	147
6.1.	Método Foell & Thompson.....	147
6.2.	Método Henschel.....	148
6.3.	Conclusão.....	148
7.	Características Técnicas do Motor Diesel Agrale M 790.....	149
8.	Dados Técnicos da Bomba Hidrostática Rexroth F3V.....	152
9.	Dados Técnicos do Motor Hidrostático Rexroth AA2FM.....	153
10.	Dados Técnicos da Corrente de Rolos.....	159
11.	Dados Técnicos das Rodas Dentadas.....	160
12.	Desenho (Lay-Out) da Micro-Locomotiva.....	161

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	162
--	------------

LISTA DE FIGURAS

3.1.1	Estrutura de Alimentação Externa.....	10
3.1.2	Seção da estrutura de alimentação externa.....	10
3.1.3	Aparelho de tomada de corrente (Pantógrafo).....	10
3.1.4	Motor de Tração.....	10
3.1.5	Propulsão elétrica alimentado por acumuladores (baterias).....	10
3.1.6	Transmissão Elétrica.....	11
3.1.7	Transmissão final por corrente.....	12
3.1.8	Transmissão final por cardam.....	12
3.1.9	Transmissão final por cardam e corrente.....	13
3.1.10	Transmissão Hidrostática	13
3.1.11	Transmissão final por corrente e rodas dentadas.....	14
3.1.12	Transmissão final por cardam.....	14
3.1.13	Transmissão Hidromecânica com acoplamento hidráulico e engrenamento seletivo.....	15
3.1.14	Transmissão Hidromecânica com acoplamento hidráulico e engrenamento planetário.....	15
3.1.15	Transmissão Hidromecânica com conversor de torque e engrenamento planetário.....	15
3.1.16	Transmissão Hidrostática com uma bomba e um motor hidrostático.....	20
3.1.17	Solução Viável do Sub-Sistema Propulsor.....	27
3.2.1	Roda ferroviária em peça única.....	28
3.3.1	Mola Helicoidal cilíndrica de seção transversal constante e extremidades retificadas.....	30
3.3.2	Feixe de molas semi-elípticas (mola Balestra).....	30
3.3.3	Mola de borracha resistente a vários tipos de carregamento.....	30
3.3.4	Mola de borracha resistente a vários carregamentos (P1 a P4).....	30
3.4.1	Mancal de Deslizamento.....	32
3.4.2	Mancal de Rolamento.....	33
3.4.3	Mancal de Rolamento Radial de Rolos cônicos.....	33
4.1.1	Tração com motor diesel, transmissão hidrostática e transmissão (final) secundária.....	44
4.1.2	Fluxograma do Sub-Sistema Propulsor.....	44
4.1.3	Modelagem do motor de combustão interna (MCI) diesel.....	50
4.1.4	Modelagem da Bomba Hidrostática.....	52
4.1.5	Modelagem do Motor Hidrostático.....	54
4.1.6	Modelagem da Transmissão Final (2ª).....	56
4.1.7	Transmissão Final por engrenagens e correntes.....	56
4.1.8	Espaço disponível para instalação do sub-sistema propulsor.....	59

4.1.9	Compatibilidade dimensional dos diâmetros do pinhão e da coroa.....	60
4.1.10	Circuito fechado de Transmissão Hidrostática.....	62
4.1.11	Sistema de frenagem do motor hidrostático.....	63
4.1.12	Sistema de frenagem do motor hidrostático.....	63
4.1.13	Soluções do Sub-Sistema Propulsor.....	65
4.1.14	Projeto Básico do Sub-Sistema Propulsor.....	72
4.2.1	Roda ferroviária em peça única.....	73
4.2.2	Tensão de contato roda/trilho.....	73
4.2.3	Diâmetro máximo permitido para a roda.....	74
4.2.4	Diâmetro mínimo permitido para a roda.....	74
4.2.5	Projeto Básico da Roda.....	75
4.3.1	Modelagem do feixe de molas semi-elípticas.....	77
4.3.2	Comprimento mínimo do feixe de molas.....	80
4.3.3	Comprimento máximo do feixe de molas.....	80
4.3.4	Projeto Básico da Mola de Suspensão.....	84
4.4.1	Arranjo Mecânico do Mancal da Roda.....	86
4.4.2	Forças nos Mancais.....	90
4.5.1	Modelagem do Chassis.....	93
4.5.2	Análise da Compatibilidade do Chassis.....	94
4.5.3	Projeto Básico do Chassis.....	96
4.6.1	Forças de Retardamento e Desacelerações.....	99
4.6.2	Frenagem no Plano.....	100
4.6.3	Frenagem em Rampa.....	100
4.6.4	Efeito das Rampas.....	101
4.6.5	Frenagem sem Deslizamento.....	103
4.6.6	Curvas de Aderência e Frenagem.....	104
4.6.7	Manipulador de Freio a ar direto.....	105
4.6.8	Freio de trem a ar direto.....	106
4.6.9	Arranjo de freio "CLASP".....	107
4.6.10	Esquema de freio.....	107
A1	Infra-Estrutura e Super-Estrutura formando a Via Permanente.....	121
A2	Bitola da Via Férrea.....	121
A3	Secção Transversal do Lastro.....	125
A4	Altura Mínima de Lastro.....	125
A5	Plataforma Ferroviária.....	125

LISTA DE TABELAS

1.1	Produção Média Diária de Laranja por faixa de área total.....	2
1.2	Produção Média Diária de Banana por faixa de área total.....	2
1.3	Distribuição das Propriedades por Faixa de Produção Diária.....	2
4.1.1	Velocidade, Torque e Potência na roda.....	46
4.1.2	Reduções Globais da Velocidade.....	47
4.1.3	Potência Fluida.....	47
4.1.4	Limites mínimo e máximo de rotação e torque necessários no eixo do motor hidráulico.....	48
4.1.5	Torque requerido no eixo do motor de combustão.....	50
4.1.6	Torque e Rotação requeridos no eixo do motor de combustão.....	51
4.1.7	Limites de pressão atingidos no motor hidráulico.....	53
4.1.8	Opções de motores diesel.....	64
4.1.9	Determinação dos parâmetros da transmissão.....	66
4.1.10	Desempenho Disponível da Transmissão em função do operação do motor diesel.....	67
4.1.11	Desempenho do Sistema Propulsor em função da rotação do motor diesel.....	70
4.3.1	Produto $b \cdot e^3$	79
4.3.2	Flecha para comprimento de mola $2l = 400$ mm.....	79
4.3.3	Flecha para comprimento de mola $2l = 600$ mm.....	79
4.3.4	Flecha para comprimento de mola $2l = 800$ mm.....	79
4.3.5	Flecha para comprimento de mola $2l = 1000$ mm.....	79
4.3.6	Flecha para comprimento de mola $2l = 600$ mm.....	81
4.3.7	Flecha para comprimento de mola $2l = 700$ mm.....	81
4.3.8	Flecha para comprimento de mola $2l = 800$ mm.....	81
4.3.9	Tensão Resultante.....	82
4.3.10	Carregamento Médio Máximo 2P.....	82
4.3.11	Valores Mínimo e Máximo de E.....	83
4.4.1	Quadro comparativo: Mancais de Deslizamento x Rolamento.....	85
4.4.2	Rolamentos Autocompensadores que poderão ser utilizados.....	92
4.5.1	Alturas máximas e respectivas espessuras de chapa.....	94
4.5.2	Alturas estimadas e respectivas espessuras de chapa.....	95
4.6.1	Comparativo dos sistemas de freio.....	97
4.6.2	Força requerida para várias acelerações e desacelerações.....	99
4.6.3	Efeito das rampas: força de gravidade para vários aclives.....	101
4.6.4	Resistência normal do trem para várias velocidades.....	102
4.6.5	Valores de coeficiente de atrito para diversas velocidades.....	105
4.6.6	Tempos de parada e espaços percorridos para diversas velocidades.....	108
5.1	Desempenho em Função da Máxima Aceleração Disponível.....	111
5.2	Esforço de Tração.....	114
5.3	Pontos Destacáveis do Gráfico 5.4.....	116
A1	Padronização Recomendada para Trilhos.....	123
A2	Trilhos Leves.....	123
A3	Carga Admissível por Eixo.....	124
A4	Resistências devido à inclinação da via.....	144
A5	Capacidade de Carga.....	145

LISTA DE QUADROS

A1	Coefficiente de Atrito ao rolamento de Pneumático (fr) para diversas condições.....	118
A2	Potência por Tonelada Útil.....	119
A3	Valores Relativos de Consumo de Combustível.....	119
A4	Comparativo Energético do Óleo Diesel.....	119
A5	Comparativo entre Bitolas Estreitas.....	122
A6	Comparação entre tipos de Dormentes.....	124
A7	Custo dos Principais Combustíveis.....	130
A8	Custo Relativo.....	131

LISTA DE GRÁFICOS

4.1.1	Curvas Requeridas de Projeto.....	42
4.1.2	Curvas Disponíveis BV & MC.....	43
4.1.3	Curvas Disponíveis BV & MC.....	43
4.1.4	Torque e Potência Requeridos na Roda.....	46
4.1.5	Potência Fluida - Vazão x Pressão.....	47
4.1.6	Curvas de Torque - Limites Mínimo e Máximo.....	48
4.1.7	Potência Requerida - Pressão x Vazão.....	52
4.1.8	Vazão x Volume Deslocado da Bomba Hidrostática (Vb).....	53
4.1.9	Pressão no Motor Hidrostático x Rotação (rpm) na Roda.....	54
4.1.10	Potência de Entrada - Pressão x Vazão.....	55
4.1.11	Curvas de Torque - Limites Mínimo e Máximo.....	55
4.1.12	Rotação x Vazão Absorvida pelo Motor Hidrostático.....	55
4.1.13	rpm na Roda x rpm do Motor Hidrostático.....	57
4.1.14	Desempenho da Bomba Hidrostática.....	68
4.1.15	Desempenho do Motor Hidrostático.....	68
4.1.16	Desempenho na Roda.....	69
4.1.17	Desempenho da Transmissão.....	69
4.1.18	Desempenho do Sistema Propulsor.....	70
5.1	Velocidade da locomotiva x variação do deslocamento volumétrico da bomba hidrostática....	112
5.2	Torque Disponível na Roda x Velocidade da Locomotiva.....	112
5.3	Esforço de Tração.....	113
5.4	Capacidade de Carga x Velocidade da Locomotiva.....	115
A1	Esforço de Tração x Velocidade.....	146

RESUMO

Apresentado como Trabalho de Graduação, trata-se da elaboração de um estudo que resultará nas linhas gerais de um PROJETO BÁSICO DE MICRO-LOCOMOTIVA DE USO AGRÍCOLA (não está descartado o uso em outras aplicações de transporte).

O estudo foi dividido em partes:

ESTUDO DA VIABILIDADE - a partir da Necessidade levantada quanto a um transportador sobre trilhos para produtos agrícolas, várias alternativas de Soluções de propulsores e componentes foram propostos e analisados quanto à Viabilidade sob vários aspectos sendo então destacados para posterior estudo apenas a(s) solução(ões) viável(is), a seguir.

PROJETO BÁSICO - a melhor Solução resultante do anterior Estudo da Viabilidade, passando por diversos estudos e Análises resultará em uma proposta de trabalho consistente no Projeto Básico, caracterizada por um resultado definido em seus aspectos básicos, suficiente para estudos posteriores que acaso venham a ser prosseguidos.

CONCLUSÃO - o resultado final atingido, o Projeto Básico da Micro-Locomotiva, caracterizado em suas especificações físicas e operacionais básicas atende eficientemente às necessidades requeridas com resultados próximos dos almejados.

ANEXO: 1- apresenta o transporte ferroviário, suas vantagens e desvantagens, que justificam a sua opção; 2 - um estudo básico da Via Férrea é efetuado, resultando em especificações de uma estrutura fundamental de Via Ferroviária; 3 - é efetuada uma explanação sumária dos materiais de tração existentes e analisados e comparados quanto aos respectivos Aproveitamentos Energéticos; 4, 5 & 6 - importante item que determina as especificações que atenderão às necessidades do projeto, quais sejam entre outros: a Potência requerida, o Peso Aderente da máquina e o Esforço de Tração necessário; 7 ao 11 - material de catálogo referente aos componentes do projeto; 12 - Lay-out do Projeto Básico da Micro-Locomotiva.

O Projeto Básico da Micro-Locomotiva definido em suas especificações fundamentais alcançou eficientemente os objetivos pretendidos, espera-se que tenham sido elaborados subsídios suficientes para um eventual prosseguimento dos trabalhos numa etapa imediatamente posterior, o Projeto Executivo.

Este Trabalho é uma humilde contribuição para dar ao Transporte Ferroviário a devida atenção e importância que tanto lhe tem sido negada em nosso País.

os Autores

1ª PARTE

ESTUDO
DA
VIABILIDADE

ESTUDO DA VIABILIDADE

1.) ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

Analizando como é efetuado o transporte de produtos e materiais em propriedades agrícolas fica evidente que existem necessidades a serem satisfeitas.

Das áreas de colheita aos locais de pré-beneficiamento (limpeza, classificação, embalagem, etc...), o transporte é baseado em carretas rebocadas por tratores, ambos sobre pneus.

É necessário um equipamento que possibilite maior capacidade de transporte, que apresente grande capacidade volumétrica visto que certos produtos agrícolas de baixo peso específico como forragens, por exemplo, ocupam grandes espaços e ficam aquém da capacidade de carga da carreta e mesmo da capacidade de tração do trator. Tal equipamento deve permitir a versatilidade de se atrelar diversas carretas, para atender as necessidades diversas de demanda numa propriedade agrícola, o que no caso do trator já não é possível, pois reboca-se apenas uma carreta, excepcionalmente duas com as conseqüentes perdas de desempenho, manobrabilidade e dirigibilidade.

Uma das grandes conseqüências no transportar sobre pneus é a danificação dos produtos devido à transmissão dos solavancos e vibrações das irregularidades do terreno, problema considerável se o produto for frutas ou legumes resultando em desvalorizações na qualidade e no preço e em casos extremos na sua inutilização para a venda, assim, necessita-se de um transportador que rode "macio" e minimize os danos ao produto.

Faz-se necessário um transportador que esteja disponível mesmo em períodos chuvosos pois vias rurais podem se tornar intransitáveis até para tratores. A colheita agrícola realiza-se independentemente das condições climáticas e o proprietário requer confiabilidade e disponibilidade do meio de transporte.

A análise indica que o transporte sobre trilhos é a solução ideal, visto que as necessidades são atendidas a contento. Um rebocador sobre trilhos possibilita tracionar várias vagonetas, se o produto apresenta baixo peso específico, fica evidente a vantagem deste transportador. Uma via férrea permite um rodar uniforme, sem solavancos e trepidações minimizando danos ao produto. Se a via férrea for bem construída (projetada) trilhos não chegam a ficar intransitáveis em períodos chuvosos, como estradas lamacentas.

Tal meio de transporte seria de grande valia para propriedades produtoras de frutas e legumes.

A questão a ser definida será determinar o perfil do potencial usuário de tal tipo de transporte, para tanto foi estudado o Censo Agropecuário do IBGE de 1985 [22] e levantado os dados referentes à produção e sua demanda por transporte. Com os dados relativos de uma amostra obteve-se a Produção Média Diária Ponderada que vem a ser a Demanda Diária Média que por conseguinte definirá a Capacidade do Transportador.

A amostra se restringirá apenas a dois produtos e um estado, os valores referentes a banana e laranja produzidas no estado de São Paulo. O país é destaque na produção de laranja e líder no comércio mundial de suco concentrado e São Paulo é o maior produtor nacional desse produto. Quanto à banana, apesar de ser o país o maior produtor mundial é insignificante a participação no comércio mundial devido a fatores como a baixa qualidade e deficiências no beneficiamento. Em ambos os casos um transportador que atenda as necessidades descritas anteriormente seria de grande utilidade, seja para diminuir os custos, manter a qualidade, seja para fortalecer a posição da laranja nacional ou no caso da banana, contribuir para conquistar mercados. Sendo assim foram elaboradas as seguintes tabelas:

TABELA 1.1 - Produção Média Diária de LARANJA por faixa de área total			
Grupos de Área Total [Ha]	Quantidade de Propriedades [unidade]	Produção Bruta Média Anual por Propriedades [mil kg]	Produção Média Diária [mil kg]
50 - 100	5277	495	10
100 - 200	3351	810	17
200 - 500	2286	155	32
500 - 1000	630	3150	63
1000 - 2000	255	3914	79
2000 - 5000	82	10037	201
5000 - 10000	15	19990	400
10000 - acima	1	87284	1746
FONTE : Censo Agropecuário - IBGE - 1985			
NOTA : Estado de São Paulo			

TABELA 1.2 - Produção Média Diária de BANANA por faixa de área total			
Grupos de Área Total [Ha]	Quantidade de Propriedades [unidade]	Produção Bruta Média Anual por Propriedades [mil kg]	Produção Média Diária [mil kg]
50 - 100	693	390	3
100 - 200	413	725	6
200 - 500	204	1490	12
500 - 1000	37	3167	25
1000 - 2000	15	7710	60
2000 - 5000	5	16520	128
5000 - 10000	0	0	0
10000 - acima	0	0	0
FONTE : Censo Agropecuário - IBGE - 1985			
NOTA : Estado de São Paulo			

Para propriedades até 100 ha, é aceito que um trator atende as necessidades de transporte satisfatoriamente. Na faixa de 50 a 100 ha tem-se pelos dados do IBGE/1985, uma demanda diária média de 10 mil kg de laranja ou 3 mil kg de banana, quantidades plenamente atendidas por tratores. Propriedades entre 100 a 200 ha apresentam demanda diária média de 17 mil kg para laranja e 6 mil kg de banana, evidenciando no primeiro caso a plena utilização do trator no transporte, assim será desenvolvido um rebocador sobre trilhos que atenda propriedades a partir de 100 ha de área total.

A tabela 1.3 distribui o número de propriedades nas respectivas faixas de produção diária a partir de propriedades com 100 ha de área total.

A partir da manipulação da tabela 1.3 obtém-se a Produção Média Ponderada de 30.000 kg por dia de produção.

TABELA 1.3 - Distribuição das Propriedades por Faixa de Produção diária para propriedades acima de 100 Ha			
Faixas de Produção Diária [mil kg]	Número de Propriedades [Banana]	Número de Propriedades [Laranja]	Total de Propriedades [unidade]
0 - 9,9	413	0	413
10 - 19,9	204	3351	3555
20 - 29,9	37	0	37
30 - 39,9	0	2286	2286
60 - 69,9	15	630	645
70 - 79,9	0	255	255
120 - 129,9	5	0	5
200 - 209,9	0	82	82
400 - 409,9	0	15	15
1740 - 1749,9	0	1	1
Soma total de propriedades			7294

Essa demanda seria atendida da seguinte forma :

- Demanda Média Diária: 30.000 kg;
- Número de viagens: 4 (duas viagens por período);
- Percurso Médio Por Viagem: ~ 2 km;
- Percurso Médio Diário: ~ 16 km;
- Carga Média Por Viagem: 7.500 kg

Um estudo preliminar dos produtores de banana e laranja apresenta um potencial acima de 7000 possíveis usuários (propriedades acima de 100 ha), propriedades acima de 1000 ha são em número superior a 370 fortes potenciais usuários, tais números representam apenas o potencial do estado de São Paulo, que representa 66 % da produção nacional de laranja e apenas 9% da produção de banana. Projetando-se o potencial nacional não apenas referentes a esses dois produtos mas de outras frutas e leguminosas chega-se a números promissores. É conveniente destacar que os números apresentados referem-se apenas a esses dois produtos, laranja e banana, que certamente não são os dois únicos itens produzidos na maioria das propriedades, por conseguinte, a demanda por transporte não se restringe apenas destes dois produtos, podendo ser de diversos itens.

Para satisfazer as necessidades de transporte nessa faixa de usuários, o mercado não oferece opções de rebocadores sobre trilhos, a não ser máquinas de grandes dimensões adequadas a grandes deslocamentos e cargas, típicas de transporte inter-modal, ou então rebocadores apropriados para manobras em pátios ferroviários. Prevê-se que o pioneirismo da idéia e a ausência de concorrentes são condições favoráveis para o retorno seguro dos investimentos ao desenvolvimento do projeto.

Devido à ausência de equipamentos ferroviários concorrentes, o nosso produto deverá apresentar características vantajosas com relação ao seu concorrente direto que é o trator sobre rodas médio, na faixa de 60 kW , assim deverá :

a) possuir maior capacidade de carga: As opções disponíveis de carretas sobre pneus apresentam uma capacidade média entre 3 e 5 ton de carga útil, assim o equipamento deve apresentar pelo menos o dobro da capacidade, em torno de 8 ton.

b) menor consumo energético: Tratores na faixa concorrente apresentam um consumo médio horário de 11,5 kg de óleo diesel (refs. [23] e [24]), com a relação usual de 1:4 no gasto energético entre o transporte sobre trilhos e pneus, o consumo médio horário do rebocador deve se situar em um valor próximo de:

$$\text{Consumo do Rebocador} \sim (\text{Consumo do Trator})/4 = (11,5 \text{ kg/hora})/4 = 2,875 \text{ kg/hora}$$

c) velocidade máxima equivalente ou superior em 10%: Sob todos os aspectos o desempenho do rebocador deve ser superior ao trator, deve apresentar uma maior agilidade no trafegar.

d) preço de venda até 10% superior: O preço médio de tratores na faixa de potência de 60 kW é de aproximadamente R\$30 mil.

e) durabilidade equivalente ou superior;

f) simplicidade e facilidade de manuseio e dirigibilidade, de maneira que um tratorista se mostre capacitado a conduzi-lo;

g) robustez equivalente, deve suportar eficientemente as precárias condições de trabalho no campo.

2.) FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

2.1.) ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS FUNCIONAIS:

2.1.1.) DESEMPENHO:

a.) Velocidade Máxima em Vazio no Plano (horizontal) ~ 10 m/s

A velocidade máxima em vazio alcançada pelos tratores não é superior a 9m/s, assim o rebocador sobre trilhos deve alcançar um valor superior em 10%, ou seja, em torno de 10 m/s.

b.) Velocidade Média com Carga ~ 4,5 m/s

A recomendação dos fabricantes e de estudos da ESALQ (Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz), quanto ao uso das marchas (velocidades) para os serviços de transporte é a seguinte:

- Tratores de seis marchas avante: 4ª(~2,7 m/s) , 5ª(~3,8 m/s) ;
- Tratores de oito marchas avante: 3ª(~1,6 m/s), 4ª(~2,1 m/s), 5ª(~2,6 m/s) para o transporte pesado e 6ª(~3,5 m/s) e 7ª(~5,9 m/s), sob certas condições para o transporte leve.

A escolha da velocidade apropriada para o transporte sobre pneus depende de fatores como a natureza da carga transportada, se leve ou pesada, sensível ou resistente, e fundamentalmente das condições do solo e da habilidade e experiência do condutor, assim, analisando as informações acima a velocidade máxima alcançada não é superior a 6 m/s, sob condições totalmente favoráveis.

Pelo exposto, a velocidade média máxima de transporte do trator é próxima de 3,7 m/s, deverá portanto, haver um ganho na velocidade de trabalho em torno de 20%, ou seja, velocidade média com carga em torno de 4,5 m/s ;

c.) Aceleração Máxima em Vazio ~ 0,3 m/s²

Adotando-se como referência a aceleração de locomotivas de carga, em torno de 0,3 m/s², o rebocador deve percorrer a distância média (2000 m) em tempo inferior ao trator, ou seja, deve reduzir o tempo gasto no deslocamento em vazio,

→ Trator:

Segundo dados de fabricantes a Velocidade Média Máxima de tratores é aproximadamente de 7,1 m/s, assim,

$$\text{tempo gasto} \approx \text{distância média} \div \text{velocidade média máxima} = 2000 \div 7,1 = 282 \text{ segundos}$$

→ Locomotiva:

- Movimento Uniformemente Acelerado (partida)

$$\Delta V^2 = 2 \cdot a \cdot \Delta S_1 \Rightarrow \Delta S_1 = 10^2 \div (2 \cdot 0,3) = 167 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \text{tempo gasto: } t_1 = \Delta V \div a = 10 \div 0,3 = 33,3 \text{ s}$$

- Movimento Uniforme

$$\Delta S_2 = 2000 - \Delta S_1 - \Delta S_3 = 2000 - 167 - 167 = 1666 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \text{tempo gasto: } t_2 = 1666 \div 10 = 166,6 \text{ s}$$

- Movimento Uniformemente Retardado (chegada)

$$\Delta S_3 = (-10)^2 \div (2 \cdot 0,3) = 167 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad \text{tempo gasto: } t_3 = 10 \div 0,3 = 33,3 \text{ s}$$

$\therefore$ tempo total gasto para percorrer a distância média de 2000 m vale

$$\Rightarrow \Delta t_{\text{total}} = 33,3 + 166,6 + 33,3 = 233,3 \text{ s}$$

tempo 17% inferior ao gasto pelo trator.

d.) Desaceleração de Serviço $\sim -0,75 \text{ m/s}^2$

Melhorando o desempenho de frenagem anteriormente adotado ($-0,3 \text{ m/s}^2$) e limitando os esforços de desaceleração e custo do sistema de frenagem, o rebocador reduzirá da Velocidade Máxima (10 m/s) para zero em,

$$- \Delta V^2 = 2 \cdot a \cdot \Delta S \Rightarrow \Delta S = 10^2 \div (2 \cdot -0,75) = 66,7 \text{ m}$$

$$- \Delta V = a \cdot t \Rightarrow t = 10 \div 0,75 = 13,3 \text{ s}$$

e.) Desaceleração Máxima $\sim -0,88 \text{ m/s}^2$

para condições de emergência, se imobilizará a partir da Velocidade Máxima em:

$$\Delta V^2 = 2 \cdot a \cdot \Delta S \Rightarrow \Delta S = 10^2 \div (2 \cdot -0,88) = 56,87 \text{ metros} \quad \Rightarrow \quad t = 5,68 \text{ segundos.}$$

f.) Aclive Máximo de Operação = 3%

O valor máximo do aclive será limitado a 3% de rampa, valor adotado pelos construtores de ferrovias como comercialmente aceito. Acima de 3% o transporte sobre trilhos não é mais vantajoso que o transporte sobre pneus, pois o esforço requerido se eleva substancialmente com a inclinação da rampa.

2.1.2.) MANOBRABILIDADE

a.) Raio Mínimo de Curva = 25 m

O raio de curvatura depende do comprimento da base rígida (entre eixos). Deve-se privilegiar a manobrabilidade da locomotiva, para não se requerer grandes espaços de manobra e uma elevação nos custos de implantação da via férrea.

b.) Bitola da Via = 600 mm

De acordo com o propósito de priorizar a manobrabilidade da máquina, fica estabelecido então a bitola estreita de 600 mm.

2.2.) ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS OPERACIONAIS:

a.) DURABILIDADE: Segundo registros de fabricantes, a idade média da frota brasileira de tratores se encontra ao redor de 19 anos, portanto adotando como referência tal número, a vida útil não deve ser inferior a 20 anos.

b.) CONFIABILIDADE: O equipamento não deve apresentar nenhuma falha que interrompa seu funcionamento nos 3 (três) primeiros anos de uso.

c.) DIRIGIBILIDADE: O equipamento deve permitir que um tratorista habilitado possa conduzi-lo sem maiores dificuldades, com um treinamento básico inicial.

d.) MANTENABILIDADE: Os trabalhos de manutenção não devem ser superiores ao de máquinas agrícolas (tratores), dessa forma os intervalos de manutenção preventiva devem ser menos frequentes (e serão, pois sabe-se que tratores agrícolas trabalham sob condições mais pesadas, transporte, preparação da terra, cultivo, etc...).

e.) CONSUMO DE ENERGIA:

O aproveitamento energético deve ser maior que o trator, para este tem-se os seguintes valores estimados:

- consumo médio de combustível: 11,5 kg/h (poder calorífico do óleo diesel = 41.441 kJ/kg)
- velocidade média máxima: 3,7 m/s = 13,32 km/h
- capacidade média de carga: 4 ton

Consumo de Energia = $(11,5 \text{ kg/h}) \cdot (41.441 \text{ kJ/kg}) / (13,32 \text{ km/h}) \cdot (4 \text{ ton})$

Consumo de Energia = 8.944 kJ/TKU , para o trator

portanto, a máquina deve apresentar um consumo energético menor:

$$\text{Consumo Energético} \leq 8.944 \text{ kJ/TKU}$$

2.3.) ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS CONSTRUTIVAS:

a.) COMPONENTES: Deve ser na medida do possível constituída de itens comerciais para que possa dispor da mesma rede de fornecedores e assistência técnica disponíveis aos automóveis, caminhões e tratores.

b.) SIMPLICIDADE: Deve ser possível a um mecânico habituado a veículos efetuar sua manutenção e reparos necessários.

c.) ROBUSTEZ: Prevendo-se que eventualmente pessoal não habilitado irá manuseá-lo, deve apresentar robustez equivalente aos tratores e equipamentos agrícolas.

d.) PESO MÁXIMO do rebocador ~ 40.000 N:

Deve permitir tração da carga especificada, nem deve ser excessiva, de maneira que permita desempenho superior ao trator.

e.) DIMENSÕES:

e.1.) LARGURA: A largura não deve ser excessiva ao ponto de comprometer estabilidade da composição nem inviabilizar a implantação da via férrea e encarecer o custo da máquina. Assim limitar-se-á em um valor próximo de 1,20 metro.

e.2.) COMPRIMENTO: Deve-se privilegiar a manobrabilidade em trafegar por curvas de baixo raio, portanto o comprimento não deve exceder 3,0 m.

e.3.) ALTURA: Não deve ultrapassar 2,00 m por razões ergonômicas e econômicas. Deve permitir a um adulto de altura média que conduza com conforto e segurança e minimizar o custo de construções e garagens.

e.4.) BITOLA = 600 mm: Como já citado anteriormente no item 2.1.2/b, a menor bitola favorece a obtenção de uma máquina de menores dimensões na largura.

Em síntese o rebocador deve apresentar as seguintes especificações:

i) MÁQUINA:

Base Rígida Estimada (entre eixos).....	1,100 m
Peso Máximo Aderente.....	40.000 N
Velocidades Máximas em Vazio :	
- Aclive de 0% e trecho reto.....	10 m/s
- Aclive de 0% e curva de raio mínimo (25 m).....	5 m/s
Velocidades Máximas com carga líquida (7500 kg) :	
- Aclive de 0% e trecho reto.....	10 m/s
- Aclive de 3% e trecho reto.....	2,8 m/s
- Aclive de 3% e curva de raio mínimo (25 m).....	2,25 m/s
Aceleração Máxima.....	0,3 m/s ²
Desaceleração Máxima.....	0,75 m/s ²
Desaceleração Máxima de Emergência.....	0,88 m/s ²

ii) VIA FÉRREA:

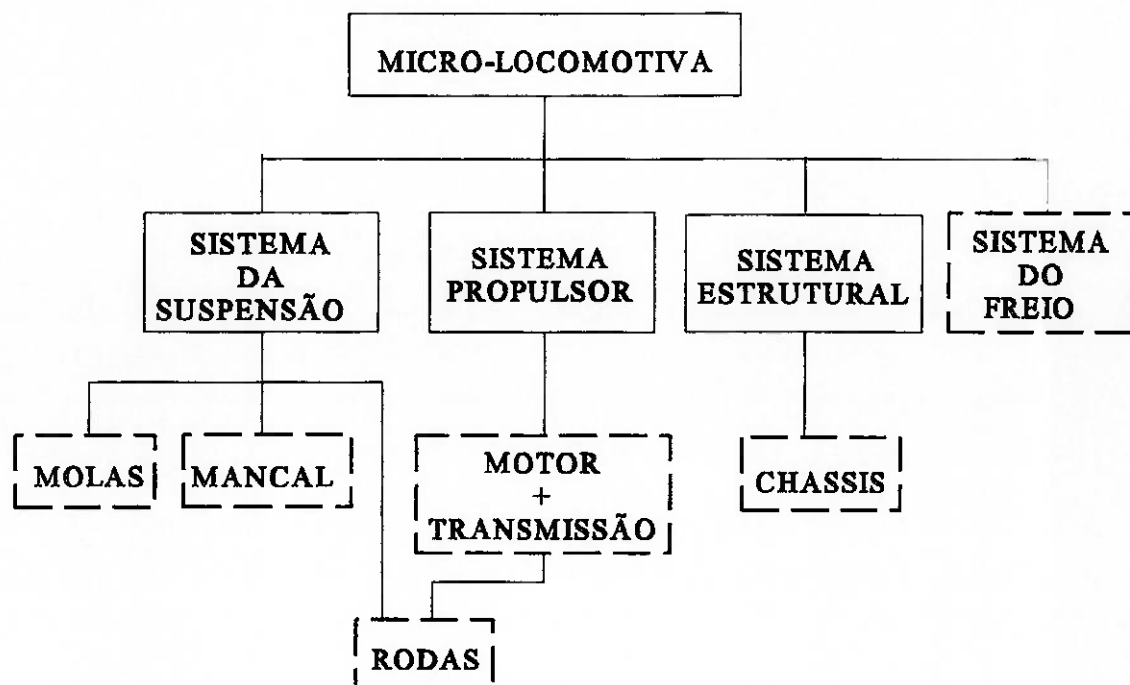
Bitola.....	600 mm
Aclive Máximo.....	3 %
Raio Mínimo de Curvatura.....	25 m

iii) SERVIÇO:

Carga Útil Média por Viagem.....	7.500 kg
Nº Médio de Viagens por Dia.....	4
Carga Média Total Diária.....	30.000 kg
Percurso Diário Médio.....	16 km

3.) ESTUDO DA VIABILIDADE DA MICRO-LOCOMOTIVA

Por conveniência o estudo a partir deste ponto será dividido em partes, conforme o seguinte esquema:



É característica das máquinas ferroviárias existentes apresentarem diversas possibilidades de soluções para os sistemas básicos dispostos acima, assim o Estudo de Viabilidade propriamente dito seria efetuado de acordo com o esquema proposto acrescentado do estudo referente à Roda, já que esta também apresenta várias soluções possíveis.

Portanto segue a proposta do Estudo de Viabilidade de fato, a ser proposto:

ESTUDO DA VIABILIDADE DA MICRO-LOCOMOTIVA:

- RODA
- SISTEMA PROPULSOR
- MOLAS DE SUSPENSÃO
- CHASSIS
- MANCAL DAS RODAS
- SISTEMA DO FREIO

3.1.) ESTUDO DA VIABILIDADE DO SISTEMA PROPULSOR

3.1.1.) SÍNTESE DE SOLUÇÕES

As soluções apresentadas a seguir estão caracterizadas pelas suas funções, ficando para as etapas seguintes uma definição mais completa.

a.) Solução “A” - TRAÇÃO A VAPOR:

Simplificadamente constituída de caldeira convencional, cilindros de expansão e êmbolos. Tradicional sistema de propulsão conhecida como tração a vapor, pode consumir combustíveis sólidos, pulverizados ou líquidos. A transmissão dos êmbolos para as rodas efetua-se mediante barramentos acoplados às rodas (dianteira e traseira).

b.) Solução “B”- TRAÇÃO ELÉTRICA DE ALIMENTAÇÃO EXTERNA:

Nesta categoria a locomotiva obtém a tração por intermédio de motores elétricos (alimentados por corrente monofásica) acoplados aos eixos das rodas, cuja transmissão final é realizada por engrenagens. O motor de tração pode ser de dois tipos:

- Motor Monofásico: Também chamada a motor direto por ser este alimentado por corrente monofásica;
- A Retificador: A corrente monofásica é transformada em contínua e o motor de corrente contínua é utilizado para a tração.

Existem outros dois sistemas de Tração Elétrica que diferem quanto a corrente no fio de alimentação, porém não serão propostos como solução:

- Alimentação por Corrente Contínua: Sistema utilizado em ferrovias de mineração, ferrovia fabril, bonde e ônibus elétrico. As Normas Técnicas para Estradas de Ferro no Brasil admitem apenas a ampliação ou interligação de sistemas existentes em corrente contínua, o que restringe sobremaneira a execução desta solução, sendo assim, tal alternativa não será proposta;
- Alimentação por Corrente Alternada Trifásica: É um sistema superado e em desuso devido, principalmente, à complicação que apresenta a via aérea, embora utilizando os trilhos para o retorno de corrente, são necessários dois condutores aéreos, o que origina dificuldades, especialmente nos cruzamentos e mudanças de via, considere-se ainda que as Normas Técnicas no Brasil não recomendam a eletrificação de vias em corrente alternada trifásica portanto, tal alternativa também não será proposta.

Para a solução proposta, o sistema de tração é composto basicamente de estrutura de alimentação externa (postes e fiação), aparelhos de tomada de corrente (Pantógrafos) e motores elétricos diretamente acoplados aos eixos (Motores de Tração).

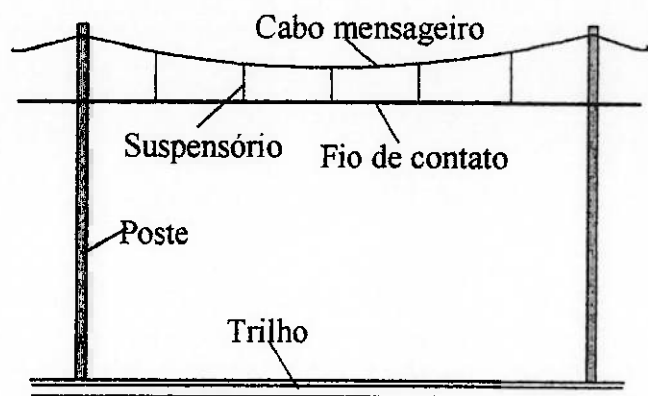


Figura 3.1.1 - Estrutura de alimentação externa.

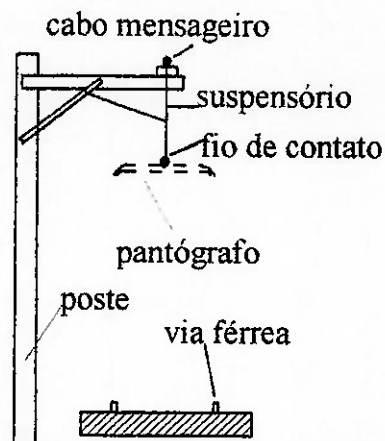


Figura 3.1.2 - Seção da estrutura de alimentação externa.

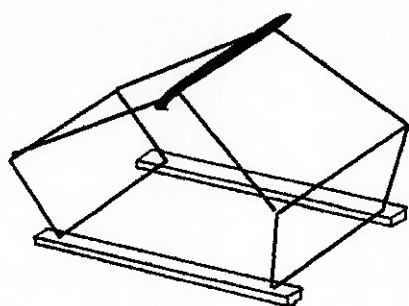


Figura 3.1.3 - Aparelho de tomada de corrente (Pantógrafo).

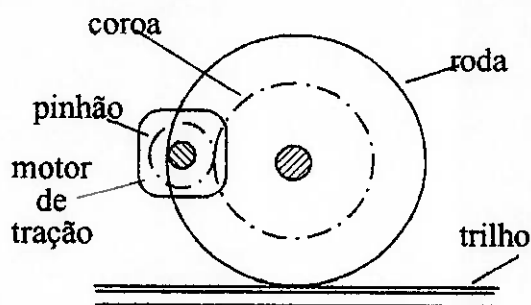


Figura 3.1.4 - Motor de tração.

c.) Solução "C" - TRAÇÃO ELÉTRICA DE ALIMENTAÇÃO POR ACUMULADORES (a Bateria)

Composta fundamentalmente de acumuladores químicos (baterias), motor de tração de corrente contínua e transmissão final mecânica tipo pinhão e coroa.

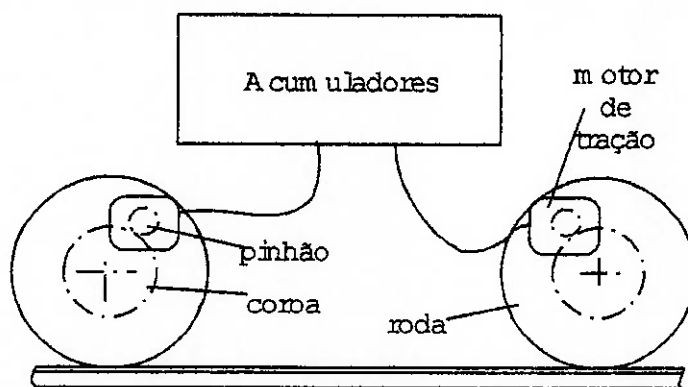


Figura 3.1.5 - Propulsão elétrica de alimentação por acumuladores (baterias).

d.) Solução "D" - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA + TRANSMISSÃO:

Essa solução é possível em diversas combinações de motores e transmissões, inicialmente serão apresentadas as soluções de motores e a seguir as soluções de transmissão.

d.1.) Solução “D.1” - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA:

Basicamente os três grupos de motores mais comuns em uso veicular e estacionário, a seguir.

d.1.1.) Solução “D.1.1” - MOTOR CICLO OTTO (quatro tempos):

Motor presente na grande maioria dos automóveis e motocicletas e comumente utilizado em aplicações estacionárias, é o conhecido motor de quatro tempos. Será escolhido a partir das inúmeras opções existentes no mercado, seja de uso mobil ou estacionário.

d.1.2.) Solução “D.1.2” - MOTOR DE DOIS TEMPOS (a gasolina):

Basicamente de aplicação em pequenos grupos geradores elétricos e alguns modelos de motocicletas.

d.1.3.) Solução “D.1.3” - MOTOR CICLO DIESEL:

Motor diesel empregado na totalidade dos caminhões, tratores e alguns utilitários e automóveis, sendo muito utilizado em aplicação estacionária como acionadoras de bombas hidráulicas ou geradores elétricos.

d.2.) Solução “D.2” - TRANSMISSÃO:

São quatro as possibilidades de transmissão, a seguir propostas:

- TRANSMISSÃO ELÉTRICA;
- TRANSMISSÃO MECÂNICA;
- TRANSMISSÃO HIDRÁULICA OU HIDROSTÁTICA;
- TRANSMISSÃO HIDROMECAÂNICA OU HIDROCIÑÉTICA.

d.2.1.) Solução “D.2.1” - TRANSMISSÃO ELÉTRICA:

Trata-se do tipo de tração dos mais utilizados nas locomotivas atuais, constituindo-se no principal sistema de tração ferroviária em uso. Esta solução será composta basicamente dos seguintes componentes constantes na figura ilustrativa:

a.) Gerador: constitui o primeiro estágio da transmissão, convertendo a energia mecânica em elétrica;

b.) Motor de Tração: é alimentado com tensão variável;

c.) Engrenagens: existem na parte interna das rodas motoras uma engrenagem onde se acopla o pinhão do motor de tração.

motor de combustão interna

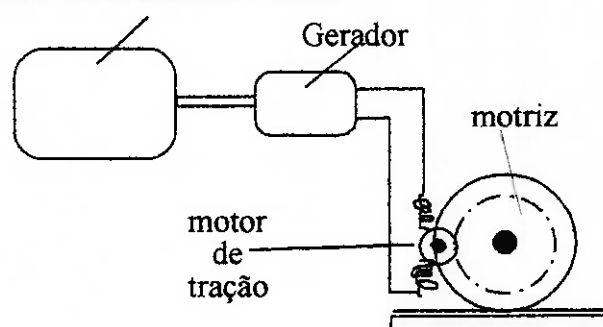


Figura 3.1.6 - Solução de transmissão elétrica.

d.2.2.) Solução “D.2.2” - TRANSMISSÃO MECÂNICA:

Composta de transmissão exclusivamente mecânica dispondo de caixa de mudança de velocidades em duas versões:

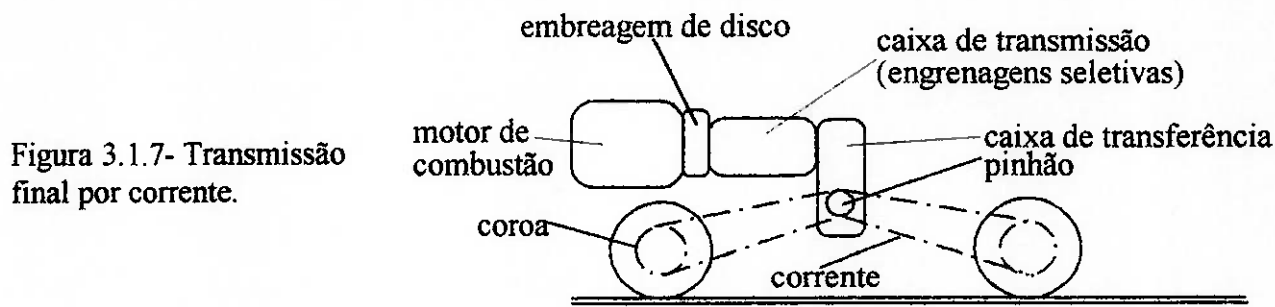
- Engrenagens Seletivas ou Deslizantes
- Engrenamento Planetário

d.2.2.1.) Solução “D.2.2.1” - ENGRENAGENS SELETIVAS OU DESLIZANTES:

Composta basicamente de embreagem de disco, caixa de mudança de velocidades convencional de Engrenagens Seletivas e as seguintes configurações de transmissão final.

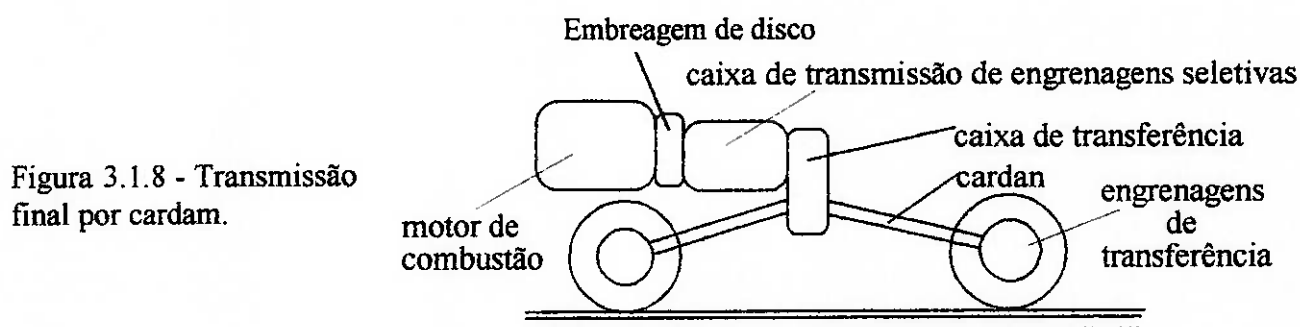
d.2.2.1.1.) Solução “D.2.2.1.1”:

Transmissão final composta de caixa de transferência, pinhão, um conjunto corrente e coroa para o eixo traseiro e outro para o eixo dianteiro.



d.2.2.1.2.) Solução “D.2.2.1.2”:

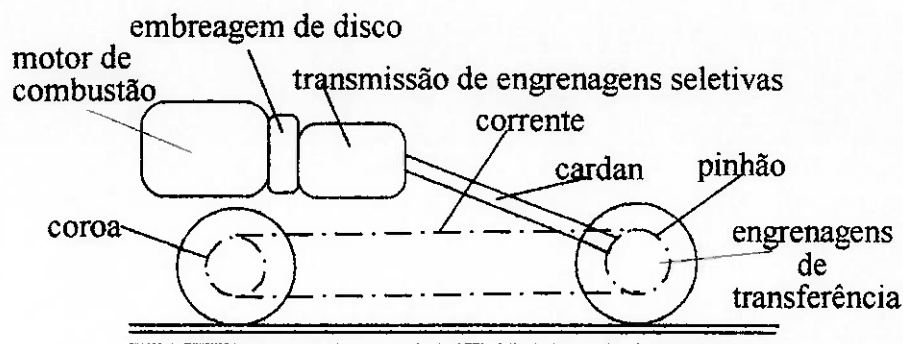
Transmissão final por caixa de transferência e dois conjuntos cardan e engrenagens de transferência (um para o eixo traseiro e outro para o eixo dianteiro).



d.2.2.1.3.) Solução “D.2.2.1.3”:

Transmissão final com um conjunto cardan e engrenagens de transferência para o eixo traseiro, e um pinhão acoplado ao eixo traseiro que aciona uma corrente e coroa para movimentar o eixo dianteiro.

Figura 3.1.9 - Transmissão final por cardan e corrente.



d.2.2.2.) Solução “D.2.2.2” - ENGRENAMENTO PLANETÁRIO:

Sistema de transmissão intermediária que dispensa o uso da embreagem na mudança de velocidades, é baseada em uma caixa de mudança de velocidades com Engrenamento Planetário, sistema adotado por exemplo em empilhadeiras industriais.

Repetem-se aqui as três soluções de transmissão final e as figuras ilustrativas referentes à Solução de Engrenagens Seletivas com algumas modificações: troca-se a embreagem por uma junta universal e onde se lê caixa de transmissão por Engrenagens Seletivas, leia-se caixa de Engrenamento Planetário.

d.2.3.) Solução “D.2.3” - TRANSMISSÃO HIDRÁULICA OU HIDROSTÁTICA:

Na transmissão hidráulica ou hidrostática, a potência do motor de combustão interna (torque e rotação) é convertida em potência hidráulica (pressão e vazão), transmitida por uma linha de escoamento (mangueiras, tubulações, válvulas) e convertida novamente em potência mecânica junto ao rodado.

Basicamente uma transmissão hidráulica ou hidrostática consta de:

- uma Bomba Hidráulica, que converte trabalho mecânico em energia sob as formas que o fluido é capaz de absorver: energia de pressão e energia cinética;
- um Motor Hidráulico, que reconverte a energia hidráulica em trabalho mecânico, o qual se acha ligado a um eixo;
- tubulação entre a bomba e o motor e acessórios (válvulas de diversos tipos).

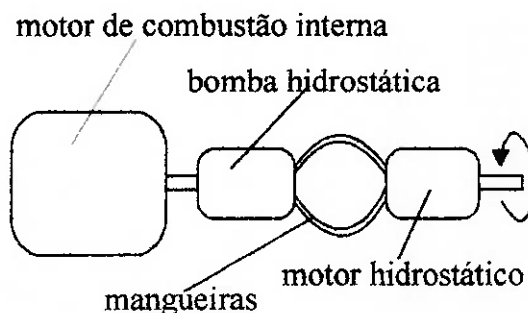


Figura 3.1.10 - Transmissão Hidrostática.

Existem basicamente quatro versões de Transmissão Hidrostática que diferem quanto à vazão do fluido hidráulico:

- Bomba de vazão constante e Motor de deslocamento volumétrico constante;
- Bomba de vazão constante e Motor de deslocamento volumétrico variável;
- Bomba de vazão variável e Motor de deslocamento volumétrico constante;
- Bomba de vazão variável e Motor de deslocamento volumétrico variável.

As duas primeiras não são de aplicação veicular, de maneira que a transmissão hidrostática a ser proposta será baseada nas outras duas versões comumente encontradas em aplicação veicular.

A solução proposta será combinada com as seguintes soluções de Transmissão Final:

d.2.3.1.) Solução “D.2.3.1” - TRANSMISSÃO POR CORRENTE:

Um pinhão é acoplado ao eixo de saída do motor hidráulico que aciona um par de correntes, estas por sua vez movimentam coroas acopladas aos eixos das rodas.

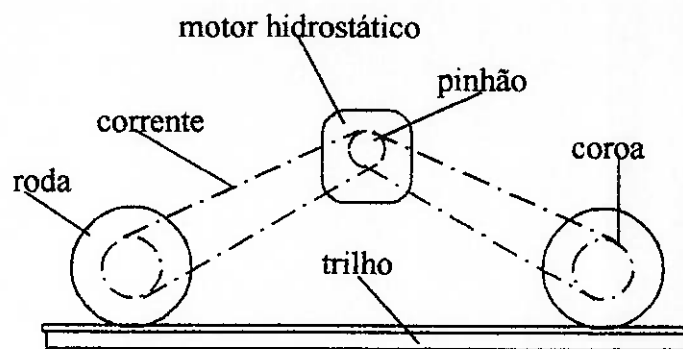


Figura 3.1.11 - Transmissão Final por corrente e rodas dentadas.

d.2.3.2.) Solução “D.2.3.2” - TRANSMISSÃO POR CARDAM:

Acoplado ao eixo de saída do motor hidráulico, um pinhão cônico pode movimentar duas coroas cônicas que por sua vez acionam um par de cardans, estes movimentam engrenagens de transferência instaladas junto aos eixos das rodas motrizes.

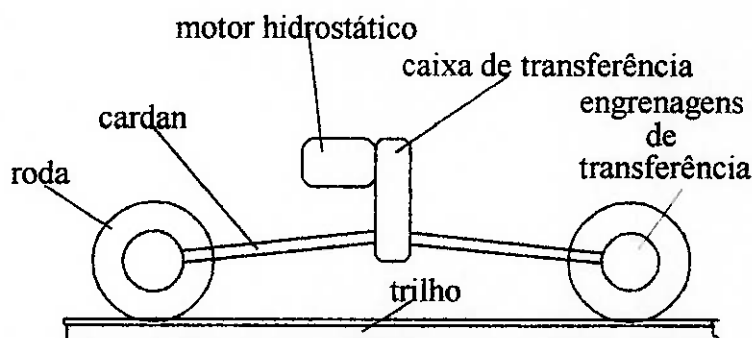


Figura 3.1.12 - Transmissão final por cardam.

d.2.4.) Solução “D.2.4” - TRANSMISSÃO HIDROMECAÂNICA:

Similarmente à solução mecânica, tem larga utilização em máquinas industriais, veículos rodoviários e ferroviários. Solução composta de elementos mecânicos e hidráulicos pode ser classificado em dois grupos:

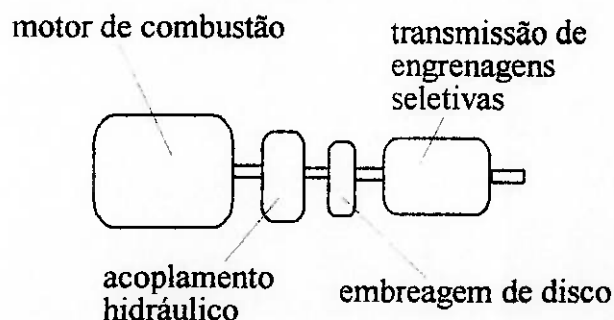
- Acoplamento Hidráulico
- Conversor de Torque

Todas as soluções citadas a seguir apresentarão as mesmas soluções de transmissão final adotadas na Solução “D.2.2” - Transmissão Mecânica.

d.2.4.1.) Solução “D.2.4.1” - Acoplamento Hidráulico, embreagem de disco e caixa de mudança de marchas de Engrenagens Seletivas:

Transmissão de comando semi-automático, necessita de embreagem mecânica de disco seco, acionado por pedal e caixa de mudança de velocidades acionada manualmente.

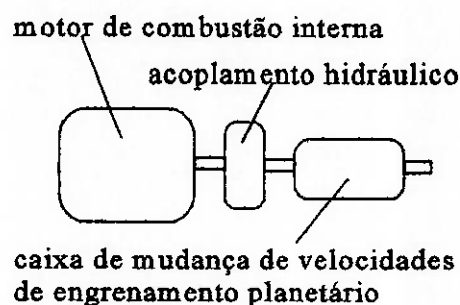
Figura 3.1.13 - Transmissão Hidromecânica com acoplamento hidráulico e caixa de mudança de velocidades de engrenagens seletivas.



d.2.4.2.) Solução “D.2.4.2” - Acoplamento Hidráulico e caixa de mudança de marchas por Engrenamento Planetário (“Hidramatic”):

Transmissão conhecida como “Hidramatic”, é totalmente automática e acionada pela força hidráulica, de acordo com a posição do acelerador e combinada com a velocidade do carro.

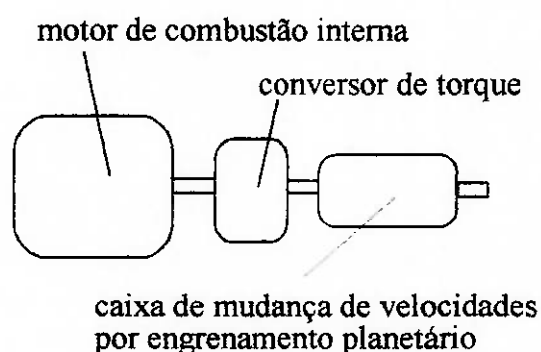
Figura 3.1.14 - Transmissão Hidromecânica com acoplamento hidráulico e caixa de mudança de velocidades por engrenamento planetário.



d.2.4.3.) Solução “D.2.4.3” - Conversor de Torque e caixa de mudanças de marchas de Engrenamento Planetário (“Power Shift”):

O Conversor de Torque é equivalente a um câmbio automático contínuo (não escalonado, como quando se passa de uma para outra combinação de engrenagens). Como o Conversor não fornece toda amplitude de variação necessária, acrescenta-se a caixa de Engrenagens Planetárias.

Figura 3.1.15 - Transmissão Hidromecânica com conversor de torque e caixa de mudança de velocidades por engrenamento planetário.



3.1.2.) EXEQUIBILIDADE FÍSICA

a.) Solução “A” - TRAÇÃO A VAPOR:

Esta solução é a clássica Locomotiva a Vapor historicamente conhecida e utilizada. Não impõe grandes dificuldades técnicas em sua execução, sua fabricação e funcionamento são por demais conhecidas. Dentre as suas principais características favoráveis podemos citar as seguintes:

- pode queimar praticamente qualquer combustível sólido ou líquido:
 - carvão mineral ou vegetal;
 - lenha;
 - óleo combustível;
 - petróleo cru;
 - resíduos agroindustriais: bagaço de cana, palha de arroz, palha de milho, etc.
- sua manutenção não requer pessoal especializado;
- é de uma concepção mecânica simples e robusta.

CONCLUSÃO: O desenvolvimento deste projeto não requer nenhuma inovação tecnológica em componentes, materiais ou processo de fabricação, de modo que sua exequibilidade física é satisfeita.

b.) Solução “B” - TRAÇÃO ELÉTRICA DE ALIMENTAÇÃO EXTERNA por Corrente Alternada Monofásica:

No Brasil, as Normas Técnicas para as Estradas de Ferro recomendam que, nos trechos a serem eletrificados, seja empregada a corrente monofásica em frequência industrial de 60 Hz e tensão nominal de 25 kV (linhas de exploração comercial), planeja-se que a solução será alimentada por baixa tensão disponível nas propriedades agrícolas, limitado a um valor máximo de 1500 Volts.

Constituído basicamente de fonte de alimentação externa, motor de tração e comandos, tecnicamente viável mesmo sendo de difícil aquisição, pois os fabricantes de equipamentos ferroviários não dispõem de motores de tração e componentes na faixa de potência desejada. Os motores de tração devem ser completamente desenvolvidos, pois não são disponíveis motores na faixa de potência necessária, existem apenas motores de tração para grandes locomotivas de linha.

A construção do sistema de alimentação da tração elétrica é o diferencial complicador nesta solução, mesmo sendo em proporções bem menores em relação às grandes redes eletrificadas das linhas comerciais existentes. A implantação de uma rede básica de alimentação requer a construção de linhas de transmissão e possivelmente subestações, os quais, apesar de alguns dos componentes não estarem disponíveis necessitando pois de um desenvolvimento completo, não fica impossibilitada a execução desta solução.

Há que se considerar desvantagens importantes na adoção da solução.

- A construção de uma linha elétrica depende da disponibilidade da energia elétrica, do contrário a solução é inexequível;
- Paralisação de todo sistema no caso de defeitos na alimentação;
- Menor flexibilidade operacional, a máquina somente operará em linha eletrificada.

c.) Solução “C” - TRAÇÃO ELÉTRICA DE ALIMENTAÇÃO POR ACUMULADORES (a Bateria):

Trata-se de um sistema muito utilizado em rebocadores elétricos industriais e locomotivas de minas subterrâneas e alternativa de tração para automóveis com estudos sérios e constantes. Seu desenvolvimento e construção não apresentaria grandes dificuldades para as indústrias especializadas existentes.

Apresenta versatilidade operacional que a tração elétrica de alimentação externa não dispõe, não depende de linhas de alimentação para circulação, necessita somente de uma fonte de tomada de força para recarga das baterias. Este sistema apresenta algumas desvantagens como autonomia limitada, rendimento elétrico baixo e manutenção dispendiosa. Deve-se considerar também que para a recarga das baterias é necessário que haja disponibilidade do fornecimento de energia elétrica, o que limita a adoção da solução somente em áreas eletrificadas. Com relação à autonomia, é provável que a máquina atenda as necessidades básicas do usuário com relativa eficiência, porém, o risco da impossibilidade de transporte durante períodos longos de recarga das baterias pode acarretar em prejuízos graves como a perda da colheita, risco impensável para o produtor. Baterias são componentes sensíveis e delicados, exigem cuidados e manutenção frequentes (proprietários de automóveis sabem do que se trata) e tem vida limitada a um certo número de recargas.

Há que se considerar a quantidade e o peso das baterias, é necessário um número considerável de baterias para a solução em questão. Como referência em [25], uma locomotiva similar possui um total de 60 baterias totalizando uma massa de 4300 kg, some-se ainda outros itens da máquina como chassis e rodas, há um limite a ser obedecido para a massa total da máquina que é de 4000 kg, portanto esta é uma questão determinante que pode inviabilizar a solução.

CONCLUSÃO: A solução será descartada devido às desvantagens apresentadas, mostram que a solução é inviável para as seguintes condições: - regiões que não dispõem de energia elétrica; - utilização limitada somente dentro da autonomia permitida das baterias.

d.) Solução “D” - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA + TRANSMISSÃO:

d.1.) Solução “D.1” - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA:

d.1.1.) Solução “D.1.1” - MOTOR CICLO OTTO (quatro tempos):

Não existem motores quatro tempos na faixa de potência especificada que forneçam o torque necessário. Os motores existentes na faixa de potência do projeto são de aplicação em motocicletas, projetadas dentro de especificações que não satisfazem ao projeto em questão.

d.1.2.) Solução “D.1.2” - MOTOR DE DOIS TEMPOS (a gasolina):

Analogamente à solução anterior, não existem motores que atendam as necessidades de potência e torque do projeto.

d.1.3.) Solução “D.1.3” - MOTOR CICLO DIESEL:

Solução plenamente exequível, existem diversos motores diesel que atendem às necessidades o projeto.

d.2.) Solução “D.2” - TRANSMISSÃO:

d.2.1.) Solução “D.2.1” - TRANSMISSÃO ELÉTRICA:

Sendo o tipo de tração dos mais difundidos nas locomotivas atuais, apresenta um completo domínio quanto a tecnologia de construção e conhecimentos relativos a manuseio e operação. Apesar da não disponibilidade de componentes na faixa de potência desejada, particularmente quanto aos Motores de Tração, não há grandes dificuldades de projeto, desenvolvimento e construção de tais itens já que existem no país empresas capacitadas para tal serviço, e um enorme número no exterior.

De acordo com a Figura 3.1.6 pode-se analisar a exequibilidade desta solução: O Motor de Combustão Interna é montado no mesmo eixo do Gerador de corrente contínua, e aciona este, constituindo o primeiro estágio do sistema de transmissão.

Com relação aos motores de tração, apesar da não disponibilidade comercial na faixa de potência necessária, seu desenvolvimento e construção não impõem dificuldades técnicas que impossibilitem o prosseguimento de estudos e análises desta solução.

d.2.2.) Solução “D.2.2” - TRANSMISSÃO MECÂNICA:

Não se trata de uma solução inédita, existem exemplos de sua aplicação em carros de serviço, manobras ou pequenas locomotivas adaptadas para aplicação restrita e específica como minas subterrâneas ou a céu aberto.

d.2.2.1.) Solução “D.2.2.1” - ENGRENAGENS SELETIVAS OU DESLIZANTES:

Similar às transmissões automotivas de comando mecânico, por conveniência econômica será baseado numa caixa de câmbio disponível comercialmente. É possível de ser executada com certas modificações como adaptação ao volante de um motor diferente do originalmente projetado e possivelmente um redimensionamento do conjunto da embreagem.

Cálculos preliminares efetuados com algumas caixas de câmbio comerciais, indicam ser necessário a ampliação da redução global da transmissão, pois as reduções disponíveis nas caixas são insuficientes sob todas as combinações analisadas. Sendo assim, faz-se necessário acoplar uma Caixa de Redução entre o motor e a caixa de câmbio, considerando também uma redução na transmissão final.

Observadas essas condições básicas a solução será completada com as seguintes soluções de transmissão final:

d.2.2.1.1.) Solução “D.2.2.1.1”: Como a caixa de mudança de velocidades estará disposta longitudinalmente há necessidade de uma caixa de transferência que terá um eixo de saída transversal, na qual será acoplado um pinhão que acionará duas correntes para as coroas que estarão instaladas diretamente nos eixos da locomotiva. A caixa de transferência compõe-se basicamente de um pinhão e coroa cônicos, sua execução simples não requer grandes dificuldades, os outros itens da transmissão como rodas dentadas e correntes são comercialmente disponíveis.

d.2.2.1.2.) Solução “D.2.2.1.2”: A caixa de transferência possibilitará o acoplamento do par de cardans que acionarão os eixos. Para transferir o movimento do cardam ao eixo, pinhão e coroa cônicos

serão utilizados. A caixa de transferência é de concepção simples, basicamente um par de engrenagens. Os cardans podem ser adquiridos dos diversos fabricantes disponíveis.

d.2.2.1.3.) Solução “D.2.2.1.3”: Acoplado ao eixo de saída da caixa de mudança de velocidades, o cardam aciona o eixo traseiro via pinhão e coroa cônicos de transferência. Instalado diretamente no eixo traseiro, uma roda dentada simples aciona a corrente que movimentará outra roda dentada ligada ao eixo dianteiro.

OBSERVAÇÃO: Duas considerações importantes a respeito desta solução (Engrenagens Seletivas ou Deslizantes) contribuem negativamente para seu uso:

- 1º) a caixa de câmbio em questão possui apenas uma velocidade de marcha à ré, que limita sobremaneira a versatilidade que se espera da máquina, devido à essa limitação será obrigatório a construção de desvios de retorno nas vias férreas, constituindo mais um fator de encarecimento do custo do projeto. Poderia-se então acoplar uma caixa de reversão de marchas, que uma vez acionada, permitiria a movimentação à ré com todas as velocidades disponíveis;
- 2º) durante a mudança de marcha, ocorre a supressão do esforço trator devido ao acionamento da embreagem (desembreio), o que não é conveniente para serviços pesados de baixa velocidade, pois a energia cinemática acumulada é pequena. Análises preliminares indicam que a movimentação da máquina se efetuará sob condições críticas durante a mudança de velocidades, podendo acarretar sobrecargas no motor e componentes da transmissão.

CONCLUSÃO: Devido aos pontos negativos da transmissão em questão, fatores estes que limitariam em muito o desempenho da máquina, considera-se descartada esta solução para efeitos de análise neste projeto.

d.2.2.2.) Solução “D.2.2.2” - ENGRENAMENTO PLANETÁRIO:

Este sistema de transmissão não apresenta as limitações características da solução anterior, em relação à caixa de mudança de marchas convencional, apresenta a vantagem de as engrenagens estarem permanentemente acopladas entre si e às árvores motora e movida. Para variação de velocidade e, conseqüentemente, do torque transmitido entre as árvore motora e movida, não há necessidade de “engatar” ou “desengatar” marchas. Basta a “frenagem” de um dos componentes do sistema para que a maneira de operar do conjunto se modifique, consegue-se então uma mudança de movimentos mais “suave” e contínua.

Existem no mercado caixas planetárias que apresentam o mesmo número de velocidades tanto para avante como para à ré, o que possibilita boa versatilidade de movimentos para a máquina.

Tal tipo de transmissão é muito utilizado em transmissões para tratores, empilhadeiras industriais e outras máquinas rodoviárias, sua aplicação aproveitando-se das caixas planetárias de linha deve ser possível com algumas adaptações para atender as particularidades referentes ao projeto em questão.

Com referência às soluções de transmissão final, são consideradas análogas as análises feitas anteriormente.

d.2.3.) Solução “D.2.3” - TRANSMISSÃO HIDRÁULICA OU HIDROSTÁTICA:

Transmissões hidráulicas são largamente empregadas em aplicações industriais e veiculares de forma que a análise de sua aplicabilidade neste projeto é plenamente possível.

A configuração básica desta transmissão é esquematizada na figura a seguir, prevista em duas versões:

- 1ª) uma bomba de vazão variável e um motor de vazão fixa (deslocamento volumétrico fixo);
- 2ª) uma bomba de vazão variável e um motor de vazão variável (deslocamento volumétrico variável).

- MCI: Motor de Combustão Interna;
- A: uma Bomba Hidráulica de vazão variável;
- B: um Motor Hidráulico de vazão constante;
- Acessórios: bomba auxiliar; válvulas de alívio ou reguladoras de pressão; válvulas de retenção; reservatório; filtro; mangueiras; conexões; manômetros; termômetros; etc...

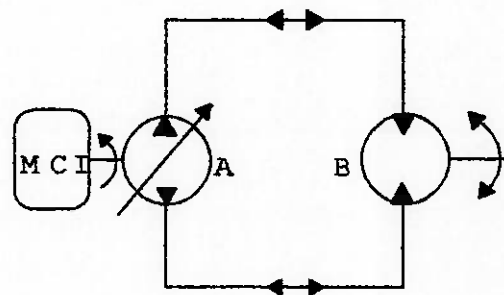


Figura 3.1.16 - Transmissão Hidrostática com uma bomba e um motor hidrostático.

Na configuração de motor de vazão fixa, a potência de saída da bomba é variável e o torque disponível no motor hidráulico é constante. A velocidade é regulada variando-se a vazão da bomba e é diretamente proporcional. A velocidade será máxima para a máxima vazão fornecida pela bomba.

A principal característica é a variação na vazão e na direção do fluxo, mantendo-se constante a velocidade do motor de combustão interna. Obtém-se a variação na velocidade da máquina atuando sobre a bomba hidráulica. Sendo a bomba de pistões, variando-se o ângulo do rotor de cilindros varia-se a vazão da bomba até zero, quando o eixo do rotor e o do eixo de acionamento são coincidentes. Quando o ângulo do rotor ultrapassa essa posição, ocorre uma inversão no sentido de fluxo e, conseqüentemente, a inversão no sentido de giro dos motores hidráulicos. Assim, obtém-se a marcha avanti e a ré, intercaladas por uma posição de neutro.

A versão com motor de vazão variável possibilita infinitas combinações de torque e velocidade, entre zero e o máximo admissível pelas unidades selecionadas de bomba e motor. Nesta configuração pode-se fazer combinações de modificações do torque e da velocidade atuando na bomba, no motor ou em ambos. Similarmente à solução anterior, obtém-se a marcha a ré mediante ajuste na bomba hidráulica, resultando assim a mesma versatilidade de movimentos nos dois sentidos.

A solução de Transmissão Hidrostática será combinada com as seguintes soluções de transmissão final.

d.2.3.1.) Solução “D.2.3.1” - TRANSMISSÃO POR CORRENTE:

De execução simples, um pinhão no eixo de saída do motor hidráulico aciona um par de correntes que por sua vez acionam coroas acopladas aos eixos das rodas motrizes. O pinhão e as coroas podem ser confeccionadas a partir de rodas dentadas padrão comerciais, disponíveis em versões simplex, duplex, ou triplex, também as correntes são disponíveis conforme as rodas dentadas (simplex, duplex,...).

d.2.3.2.) Solução “D.2.3.2” - TRANSMISSÃO POR CARDAM:

A caixa de transferência possibilitará o acoplamento entre o pinhão de saída do motor hidráulico e o par de cardans que acionarão os eixos. Para transferir o movimento do cardam ao eixo, pinhão e coroa cônicos serão utilizados. Os cardans podem ser adquiridos dos diversos fabricantes disponíveis.

d.2.4.) Solução “D.2.4” - TRANSMISSÃO HIDROMECAÂNICA:

Esta solução utiliza-se também das mesmas soluções de transmissão final adotadas na solução mecânica “Solução D.2.2 - Transmissão Mecânica”, análogas também são as análises de exeqüibilidade física feitas.

d.2.4.1.) Solução “D.2.4.1” - Acoplamento Hidráulico, embreagem de disco e caixa de mudança de marchas de engrenagens seletivas:

A análise desta solução é análoga a da solução mecânica (Solução “D.2.2.1”), com o agravante do aumento do custo com a adição do acoplamento hidráulico, portanto tal solução será descartada.

d.2.4.2.) Solução “D.2.4.2” - Acoplamento Hidráulico e caixa de mudança de marchas por engrenamento planetário (“Hidramatic”):

O acoplamento hidráulico e a caixa de engrenagens planetárias serão analisados de opções comercialmente disponíveis. O acoplamento será adaptado ao eixo de saída do motor e seu acoplamento com o engrenamento planetário se efetuará através de uma junta universal.

d.2.4.3.) Solução “D.2.4.3” - Conversor de Torque e caixa de mudanças de marchas de engrenamento planetário (“Power Shift”):

Há diversos fabricantes e o conversor é disponível em ampla faixa de opções, não haverá grandes dificuldades na execução desta solução. O conversor é adaptado diretamente ao motor e uma junta universal liga-o à caixa de engrenagens planetárias. Caso seja disponível comercialmente, será adaptado uma transmissão Power Shift completa (conversor e caixa) de linha.

OBSERVAÇÃO: As seguintes desvantagens de ordem técnica devem ser seriamente consideradas a respeito das transmissões com o uso de acoplamentos ou conversores hidráulicos:

- resultam em aumento no consumo de combustível;
- por possuir um número infinito de marchas, torna-se difícil manter uma velocidade de deslocamento constante;
- o uso de tais elementos hidráulicos aplica-se quase que de forma exclusiva a condições de trabalho em que ocorrem variações bruscas de carga, de forma intermitente. Sob carga contínua ou próxima dessa condição, ocorre normalmente um superaquecimento do óleo, comprometendo a vida útil desse tipo de transmissão.

3.1.3.) VALOR ECONÔMICO

O projeto deve resultar em um produto compensador economicamente para todos os interessados, principalmente para o fabricante e o comprador ou usuário.

a.) Solução "A" - TRAÇÃO A VAPOR:

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

Esta solução necessita do desenvolvimento de todos os componentes que a constituem desde o projeto até a fabricação, ou seja o ciclo completo, que envolve também a construção de protótipos, ensaios e testes. Praticamente não há disponibilidade de componentes comerciais referentes à esta solução, o que implica na alocação de significativos recursos humanos e materiais para o projeto e fabricação, investimentos estes que deverão ser amortizados e transferidos para o valor final do produto.

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

Este é o ponto principal e mais significativo da análise do valor econômico desta solução, se na melhor das hipóteses for conseguido um valor de compra do produto satisfatório e competitivo, deve-se considerar ainda o dispêndio econômico que o cliente terá com a utilização do produto. Esta análise considera, entre outros, os principais pontos a seguir:

- Custo relativo ao consumo energético: Analisando os valores comparativos quanto ao consumo energético entre os vários tipos de tração e combustíveis, apesar da utilização do carvão ser vantajosa, considere-se que trata-se do carvão mineral, disponível somente importado para grandes siderúrgicas ou o nacional somente nos estados do sul do país (Santa Catarina e Rio Grande do Sul), conclui-se então que é extremamente difícil sua aquisição para consumo em quantidades relativamente pequenas, recorrendo-se então aos outros combustíveis como lenha doméstica ou resíduos agroindustriais como bagaço e palhas, porém, a análise do custo energético não é o determinante, como veremos a seguir;
- Custo relativo à utilização e manutenção das máquinas: O custeio da utilização das máquinas a vapor é muito alto, como podemos ver pelos valores comparativos (vide Anexo). É extremamente trabalhoso e dispendioso a manutenção de máquinas a vapor: deve-se lavar constantemente as caldeiras, inspecionar freqüentemente as caldeiras e seus aparatos de segurança, seu consumo de lubrificantes é muito alto. Pior que o dispêndio de recursos humanos, materiais e econômicos para a manutenção da máquina, seria o prejuízo de uma colheita não transportada e perdida enquanto a máquina se encontra imobilizada para manutenção ou conserto, portanto, o usuário quer confiabilidade e disponibilidade do produto.

- CONCLUSÃO:

Em vista dessas considerações a solução será descartada, pois o valor econômico da solução se torna inviável para o fabricante e, principalmente para o usuário.

b.) Solução “B”- TRAÇÃO ELÉTRICA DE ALIMENTAÇÃO EXTERNA:

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

A necessidade do desenvolvimento completo do sistema de tração da máquina, implica na alocação de considerável volume de recursos materiais e humanos. O projeto completo dos componentes e principalmente do motor de tração, o item principal, a construção de protótipos, os trabalhos de ensaios e testes, resultarão em gastos que devem ser considerados com muita cautela, pois deverão ser transferidos para o produto final.

Devem ser considerados também os investimentos referentes ao desenvolvimento da rede de alimentação elétrica, pois seu estudo é também responsabilidade do fabricante.

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

A principal desvantagem na tração elétrica de alimentação externa é o elevado investimento inicial e um maior prazo para implantação do sistema, restringindo seu emprego em linhas de grande intensidade de tráfego rápido (o que não é o caso neste trabalho). Há que se considerar também o repasse dos custos de desenvolvimento da tração efetuados pelo fabricante a serem pagos pelo comprador.

- CONCLUSÃO:

Os altos investimentos para desenvolvimento dos componentes e da rede de alimentação somado ao alto custo de implantação da rede de alimentação tornam inviável o produto, sendo recomendado sua implantação em linhas de grande intensidade de tráfego rápido, a solução é inviável para a necessidade do projeto.

c.) Solução “D” - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA + TRANSMISSÃO:

c.1.) Solução “D.1” - MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (Solução “D.1.3” - Motor Ciclo Diesel)

A solução se constitui de um produto adquirido pronto diretamente de fabricantes e análise de viabilidade econômica isoladamente apresentaria resultados limitados sendo mais apropriado fazê-la integradamente com a transmissão. A priori os investimentos necessários por parte do fabricante para o desenvolvimento da solução serão mínimos, basicamente ensaios e testes, o retorno econômico estaria garantido.

Com relação ao ponto de vista do comprador, as opções de motores disponíveis no mercado referentes à solução, são de aplicação comuns em máquinas agrícolas e equipamentos de uso pesado, de comprovada eficiência, robustez e durabilidade garantindo retorno econômico seguro.

De um levantamento preliminar, foi obtido o seguinte valor unitário líquido (descontado impostos) para a opção mais sofisticada (deve-se considerar a escala de produção no valor, uma maior quantidade seguramente resultaria em menores custos de aquisição):

Motor Diesel (quatro tempos; ~30 CV).....R\$ 11.000,00

c.2.) Solução “D.2” - TRANSMISSÃO:

c.2.1.) Solução “D.2.1” - TRANSMISSÃO ELÉTRICA:

-VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

Como se trata de um projeto inovador em termos de veículo ferroviário, tal solução necessita de um completo desenvolvimento de todos os componentes da transmissão, que engloba desde o projeto, até a fabricação, passando pela construção de protótipos e a realização de testes e ensaios. Dentre os componentes que necessitam ser desenvolvidos, os principais e determinantes para a formação do valor econômico são o Gerador Principal e o Motor de Tração, que não estão disponíveis comercialmente para satisfazer a necessidade do projeto, atualmente tais componentes são fabricados apenas para grandes locomotivas de linhas comerciais.

Tais investimentos devem ser de uma forma recuperados, amortizados ao longo da vida útil do projeto, constituirão uma parte significativa do valor econômico do projeto e conseqüentemente do valor a ser dispendido pelo comprador.

OBSERVAÇÃO: Devido às limitações dos autores deste trabalho, fica difícil quantificar o montante de investimentos necessários ao fabricante para o desenvolvimento desta solução, subjetivamente sabe-se que serão valores altos e consideráveis (seis, sete dígitos?), some-se o tempo gasto com ensaios e testes, trata-se de uma solução inovadora em termos de tração elétrica e portanto devem ser considerados os problemas que podem surgir durante a realização dos trabalhos e que são de difícil previsão e controle podendo inviabilizar o projeto e produzir prejuízos irrecuperáveis.

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

Algumas considerações são fundamentais na decisão de adquirir um produto: o valor pago e o custo global durante sua vida útil.

No valor de aquisição da máquina estará inserido o investimento gasto pelo fabricante para o desenvolvimento do produto, valores esses que se não forem cuidadosamente planejados e aplicados podem inviabilizar a concorrência no mercado pretendido.

Quanto aos gastos globais durante a vida útil do produto, parte preponderante corresponde aos efetuados para a manutenção e reparos, que no caso, apesar de relativamente simplificada do ponto de vista técnico, é considerada mais cara quando comparada com as máquinas elétricas (tração elétrica de alimentação externa). O ponto crítico a considerar é a dificuldade quanto a logística de realização destes trabalhos, não é qualquer mecânico veicular que pode efetuar tais serviços, exige-se pessoal técnico capacitado que não estão disponíveis em todas as regiões do país e requisitar tais serviços em regiões longínquas e isoladas serão altamente onerosas, senão inviáveis, e uma máquina impossibilitada de trabalhar é uma inutilidade, risco que o usuário, principalmente um agricultor, não pode estar exposto.

- CONCLUSÃO:

A solução da Transmissão Elétrica fica descartada devido aos altos investimentos necessários para seu desenvolvimento e elevados gastos globais de manutenção e reparos durante sua vida útil, resultando em um produto não compensador para o fabricante e o usuário. Tal conclusão, ressalte-se, foi tomada com base em análises qualitativas e subjetivas, uma análise quantitativa mais aprofundada seria altamente trabalhosa e desnecessária.

c.2.2.) Solução “D.2.2” - TRANSMISSÃO MECÂNICA:

c.2.2.1.) Solução “D.2.2.2” - ENGRENAMENTO PLANETÁRIO:

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

Como existem diversos fabricantes de transmissões veiculares, seu desenvolvimento e fabricação podem ficar a cargo de tais empresas, também os ensaios e testes deverão em grande parte ser realizados por esses fabricantes.

Sendo assim, fica consideravelmente reduzida a necessidade de investimentos por parte do fabricante da locomotiva, visto que são transferidos para o (possível) fornecedor, evidentemente tais investimentos serão de uma forma ou de outra cobrados por parte deste.

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

Seguindo o propósito em aproveitar os componentes existentes no mercado, esta solução esbarra num ponto fundamental: as caixas planetárias existentes no mercado foram projetadas para serem utilizadas em grandes equipamentos, para potências muito superiores à necessidade do projeto, o uso destes componentes superdimensionados constitui-se em desperdício considerável.

Pode-se então considerar o projeto completo de uma caixa planetária para as necessidades do projeto, mas tais gastos seriam repassados para o comprador e elevariam um valor já considerado alto, característico de caixas planetárias, somado aos componentes auxiliares como caixas de redução auxiliares e/ou de transferência o resultado seria uma solução de valor econômico relativamente alto.

- CONCLUSÃO:

Do exposto, fica então descartada a solução mecânica por caixa planetária, inviabilizada devido ao seu alto valor econômico previsto, excessivo para o consumidor.

c.2.3.) Solução “D.2.3” - TRANSMISSÃO HIDRÁULICA OU HIDROSTÁTICA:

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

Investimentos no projeto e fabricação da transmissão acima serão extremamente reduzidos, visto que praticamente todos os componentes constantes podem ser adquiridos no mercado, seja de itens de linha ou sob encomenda. Bastará para o fabricante da máquina uma estrutura básica de: usinagem para eventuais serviços de acabamento e ajustes; caldeiraria (solda, maçaricos, etc...); montagem (talhas, ferramentas, etc...).

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

Subjetivamente pode-se concluir que a transmissão hidrostática possui valor econômico suficiente, por ora, viável para o usuário. Gastos globais durante a vida útil da transmissão como manutenção e reparos não serão fatores inviabilizadores da solução. Existe boa rede de representantes comerciais e assistência técnica dos fabricantes dos equipamentos hidráulicos distribuídos pelo país. Mesmo oficinas reparadoras de máquinas que usem componentes hidráulicos similares como tratores e caminhões estariam

capacitadas para eventuais serviços de manutenção e reparos.

Quanto à transmissão final, a solução “D.2.3.2” - Transmissão por Cardan, será descartada devido ao seu maior valor econômico para o consumidor (por quê comprar um produto mais caro mas com desempenho semelhante?), será adotada então, a solução “D.2.3.1” - Transmissão por Corrente de concepção simples e robusta, de baixo custo de aquisição e operação.

- CONCLUSÃO:

Mostra-se viável para prosseguimento de estudos a solução composta “D.2.3 + D.2.3.1” - Transmissão Hidrostática com uma Bomba e um Motor hidráulico com Transmissão Final por Rodas Dentadas e Correntes.

c.2.4.) Solução “D.2.4” - TRANSMISSÃO HIDROMECHANICA:

A análise sobre o valor econômico referente a esta solução será realizada simultaneamente, visto que são equivalentes, para as duas soluções hidromecânicas restantes: Solução “D.2.4.2” - Acoplamento Hidráulico e caixa de mudança de marchas por Engrenamento Planetário (“Hidramatic”); Solução “D.2.4.3” - Conversor de Torque e caixa de mudanças de marchas de engrenamento planetário (“Power Shift”):

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O FABRICANTE:

Tanto o acoplamento ou conversor como a caixa planetária serão estudados a partir de produtos de linha, comercialmente disponíveis, se possível, aproveitar um conjunto completo, elemento hidráulico e caixa planetária já existentes. Esta opção objetiva minimizar os investimentos referentes ao desenvolvimento do produto, com substancial economia em gastos com projeto e proveito de ganhos de escala na fabricação por serem de linha, restando basicamente ao fabricante da locomotiva a montagem dos componentes e realização de testes e ensaios.

- VIABILIDADE ECONÔMICA PARA O COMPRADOR OU USUÁRIO:

As transmissões “Hidramatic” e “Power Shift” de linha existentes no mercado foram projetadas para propósitos que ficam além das necessidades do projeto em estudo e seu uso constituiria um desperdício por serem os componentes superdimensionados para a máquina objeto de estudo. O desenvolvimento completo de um conjunto para as necessidades do projeto está fora de questão por razões óbvias: altos investimentos iniciais para o fabricante terão que ser amortizados no valor de venda da máquina e resultariam em um aumento no valor a ser dispendido pelo comprador.

Como apresentado no estudo da sua exequibilidade física, tal solução apresenta uma característica desvantajosa de extrema importância com referência ao superaquecimento do óleo durante sua operação, assim, um custoso sistema de resfriamento do óleo deveria ser previsto.

- CONCLUSÃO:

É de conhecimento que se tratam de soluções de custo inicial elevado e que requerem atenções especiais quanto à manutenção, e considerando as análises efetuadas, tais soluções serão consideradas inviáveis economicamente e descartadas.

3.1.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

Do estudo de viabilidade efetuado até aqui, restou a seguinte solução para a Tração:

- SOLUÇÃO “D.1.3 + D.2.3 + D.2.3.1” = MOTOR DIESEL + TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA COM UMA BOMBA E UM MOTOR HIDRÁULICO + TRANSMISSÃO FINAL POR RODAS DENTADA E CORRENTES.

Os recursos necessários para esse projeto são relativamente baixos para que uma indústria pequena possa realizá-la. Uma indústria com recursos básicos de usinagem, caldeiraria e montagem pode realizar o projeto sem novos ou dispendiosos investimentos. A enorme disponibilidade de fabricantes permitirão que os componentes sejam comprados prontos ou em alguns casos quase acabados.

3.1.5.) CONCLUSÃO

Do Estudo de Viabilidade resulta a solução de Tração ilustrada a seguir, viável para o projeto:

=> Solução “D.1.3 + D.2.3 + D.2.3.1”:

MOTOR DIESEL

+

TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA COM UMA BOMBA E UM MOTOR HIDRÁULICO

+

TRANSMISSÃO FINAL POR RODAS DENTADA E CORRENTES

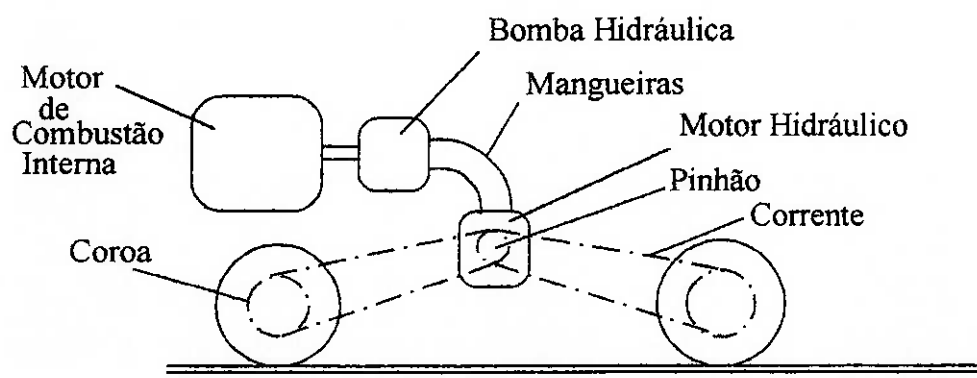


Figura 3.1.17 - SOLUÇÃO VIÁVEL DO SISTEMA PROPULSOR.

3.2.) ESTUDO DA VIABILIDADE DA RODA

3.2.1.) SÍNTESE DE SOLUÇÕES

As soluções propostas diferem somente quanto ao processo de fabricação visto que são padronizadas quanto à forma e dimensões de acordo com o processo empregado. A figura a seguir ilustra uma roda constituída em peça única e disco inteiro que será objeto de estudo. Rodas raiadas ou em partes se encontram em desuso.

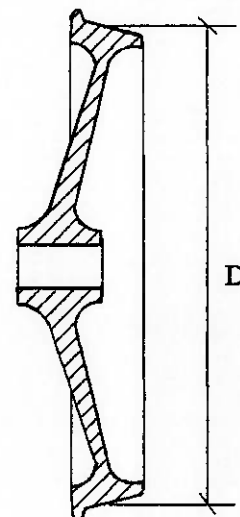


Figura 3.2.1 - Roda ferroviária em peça única.

a.) Solução "R.1" - RODA DE FERRO FUNDIDO COQUILHADO: Roda fundida em molde de coquilha. A composição típica do ferro fundido de acordo com a ARA (American Railway Association) é a seguinte:

Carbono combinado (máximo).....	0,90 %
Carbono total (mínimo).....	3,35 %
Manganês (mínimo).....	0,50 %
Fósforo (máximo).....	0,35 %
Enxofre (máximo).....	0,14 %

b.) Solução "R.2" - RODA DE AÇO FORJADO E LAMINADO: Roda fabricada pelos processos de forja e laminação. A composição química típica de acordo com a ARA é a seguinte:

Carbono.....	0,65 % a 0,85 %
Manganês.....	0,60 % a 0,85 %
Silício (mínimo).....	0,15 %
Fósforo (máximo).....	0,05 %
Enxofre (máximo).....	0,05 %

c.) Solução "R.3" - RODA DE AÇO FUNDIDO: Roda em aço fundida em molde de areia. A composição química típica de acordo com a ARA é a seguinte:

Carbono.....	0,35 %
Manganês.....	1,70 %
Silício.....	0,29 %
Fósforo.....	0,014 %
Enxofre.....	0,031 %

3.2.2.) EXEQÜIBILIDADE FÍSICA

a.) Solução “R.1” - RODA DE FERRO FUNDIDO COQUILHADA: O ferro fundido é vazado em molde de areia, ficando a periferia da roda em contato com um molde em ferro fundido, que resfria bruscamente a superfície e produz endurecimento do metal. Depois da retirada do molde, a roda é resfriada lentamente a fim de eliminar tensões internas.

b.) Solução “R.2” - RODA DE AÇO FORJADO E LAMINADO: Em sua fabricação, um tarugo de aço é forjado na forma da roda e em seguida é laminado para acabamento. Essas operações podem ser realizadas com aquecimentos intermediários entre uma e outra.

c.) Solução “R.3” - RODA DE AÇO FUNDIDO: Neste processo, a roda é fundida em molde de areia sem coquilha e posteriormente sofre tratamento térmico e usinagem para acabamento.

CONCLUSÃO: As três soluções são conhecidas e amplamente utilizadas e conhecidas. Porém as normas da antiga R.F.F.S.A. (Rede Ferroviária Federal S.A.) limitam o uso das rodas de ferro fundido coquilhada somente aos vagões, de maneira que somente as soluções “R.2” e “R.3” são viáveis de análises posteriores.

3.2.3.) VALOR ECONÔMICO

a.) Solução “R.2” - RODA DE AÇO FORJADO E LAMINADO: Os processos de forja e laminação para a produção da roda exigem altos investimentos iniciais para desenvolvimento de maquinário e ferramental e a amortização desses gastos no valor da roda encareceria sobremaneira o custo em comparação com a outra solução e ainda obtendo um produto de características e desempenho semelhantes, sendo assim, tal solução fica descartada.

b.) Solução “R.3” - RODA DE AÇO FUNDIDO: O investimento inicial para o fabricante ou fornecedor da roda constituiria-se basicamente na confecção do modelo de fundição, visto que os processos seguintes como tratamento térmico e usinagem não exigem desenvolvimento de maquinário e ferramental específicos.

3.2.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

Por conveniência financeira, a fabricação da roda ficaria a cargo de terceiros que a forneceriam completa e acabada. A existência de empresas especializadas nos diversos serviços pelos quais a roda passaria contribuem para uma otimização no custo da roda.

3.2.5.) CONCLUSÃO

Do estudo de viabilidade das soluções de roda propostas, resultou a Solução “R.3”- RODA DE AÇO FUNDIDO, viável para o projeto.

3.3.) ESTUDO DA VIABILIDADE DAS MOLAS DE SUSPENSÃO

3.3.1.) SÍNTESE DE SOLUÇÕES

As soluções propostas a seguir são as mais comumente encontradas em locomotivas, carros ferroviários e vagões.

a.) Solução “MO.1” - SUSPENSÃO POR MOLAS HELICOIDAIS:

Suspensão composta por um par de molas helicoidais em cada roda mais os componentes para apoio na caixa do mancal e sustentação do chassis.

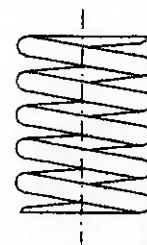


Figura 3.3.1 - Mola Helicoidal Cilíndrica de seção transversal constante e extremidades retificadas.

b.) Solução “MO.2” - SUSPENSÃO POR FEIXE DE MOLAS SEMI-ELÍPTICAS:

Suspensão composta por um feixe de molas semi-elípticas por roda. Prevê-se também acessórios como jumelos, pinos, uniões por grampos abertos ou fechados.

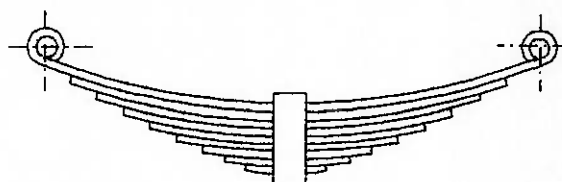


Figura 3.3.2 - Feixe de Molas Semi-Elípticas.

c.) Solução “MO.3” - SUSPENSÃO POR MOLAS DE BORRACHA:

Suspensão composta por um par de molas de borracha em cada roda. Dispõe também de caixas ou alojamentos para as molas e componentes de fixação e apoio na caixa do mancal e chassis. As figuras a seguir mostram duas soluções possíveis de molas de borracha.

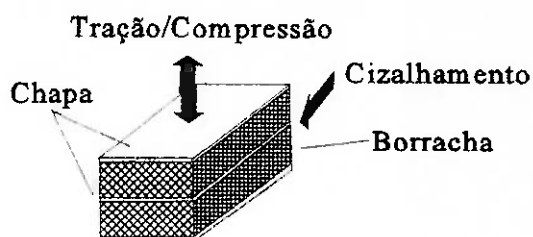
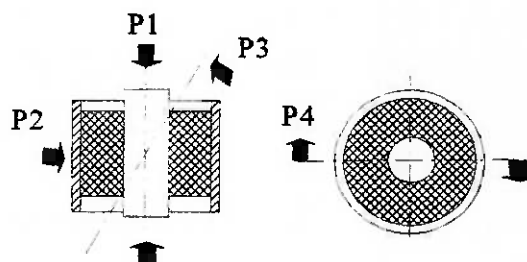


Figura 3.3.3 - Mola de Borracha, intercalada por chapas metálicas, resistente a vários carregamentos.

Figura 3.3.4 - Mola de Borracha resistente a vários tipos de carregamentos (P1 a P4).



3.3.2.) EXEQÜIBILIDADE FÍSICA

a.) Solução “MO.1” - SUSPENSÃO POR MOLAS HELICOIDAIS: Nesta solução as molas atuarão para carregamentos de compressão. A mola helicoidal terá perfil cilíndrico de seção transversal constante com as extremidades retificadas, serão fabricadas em arame de aço para aplicação ferroviária. Os outros componentes da suspensão como assentos, caixas, alojamentos poderão ser fabricadas em ferro fundido ou aço. A principal desvantagem desta solução é que o amortecimento das oscilações é muito reduzido comparado às outras soluções.

b.) Solução “MO.2” - SUSPENSÃO POR FEIXE DE MOLAS SEMI-ELÍPTICAS: Mola composta por barras de seção transversal constante, fabricadas de lâminas de aço específico para aplicação ferroviária. Uma de suas principais características é a simplicidade da sua montagem e instalação. As molas são solicitadas por carregamento de flexão e apresentam uma vantagem notável quanto ao amortecimento das oscilações no seu funcionamento. Tal amortecimento é devido ao atrito interno das lâminas e o atrito externo atuante entre as lâminas.

c.) Solução “MO.3” - SUSPENSÃO POR MOLAS DE BORRACHA: Mola formada por tarugos de borracha superpostos e separados por discos metálicos, montados em alojamento de aço ou ferro fundido. A mola de borracha convenientemente disposta, permite o carregamento em várias direções e possibilita uma combinação de molejo e amortecimento.

CONCLUSÃO: Todas as soluções são comuns em aplicações ferroviárias de modo que suas exeqüibilidades são satisfeitas e análises posteriores merecerão estudo. Apesar da desvantagem clara da solução “MO.1” quanto ao reduzido amortecimento, sua aplicabilidade não será descartada.

3.3.3.) VALOR ECONÔMICO

As três soluções exigem investimentos relativamente altos tanto em termos materiais como humanos, exigiriam máquinas e mão-de-obra especializadas para a fabricação das molas. Tais investimentos devendo ser amortizados no ciclo de vida do projeto resultariam em valores econômicos altos que inviabilizariam as soluções, a solução proposta se encontra a seguir.

3.3.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

A fabricação das molas e alguns componentes exigiriam altas somas em máquinas e equipamentos que certamente inviabilizariam as soluções. Recorrer-se-á aos inúmeros fabricantes especializados existentes no mercado, para os quais não serão exigidos investimentos em novas máquinas já que é possível a fabricação com os equipamentos disponíveis.

3.3.5.) CONCLUSÃO

Deste Estudo de Viabilidade resultam as três soluções viáveis para o projeto da suspensão:

- Solução “MO.1” - SUSPENSÃO POR MOLAS HELICOIDAIS;
- Solução “MO.2” - SUSPENSÃO POR FEIXE DE MOLAS SEMI-ELÍPTICAS;
- Solução “MO.3” - SUSPENSÃO POR MOLAS DE BORRACHA.

3.4.) ESTUDO DA VIABILIDADE DO MANCAL

As soluções foram propostas de tal maneira que os mancais quando forem projetados ou selecionados atendam as seguintes especificações:

- ▶ Tenham a propriedade de absorver os desalinhamentos que ocorrem quando a máquina executa uma curva. Nesta ocasião as caixas de graxa, que alojam os mancais, fogem do alinhamento com o eixo;
- ▶ Compensar a deflexões do eixo devido ao carregamento;
- ▶ Compensar pequenos erros de alinhamento que ocorrem na fabricação do chassis;
- ▶ Possuir alta durabilidade;
- ▶ Ser de fácil manutenção e conservação.

3.4.1.) SÍNTESE DE SOLUÇÕES

a.) Solução “Ma.1” - Mancal de Deslizamento:

Também chamado de mancal de atrito ou fricção. A característica principal deste mancal é que o movimento relativo entre o munhão e o mancal é de deslizamento. A lubrificação é feita com óleo.

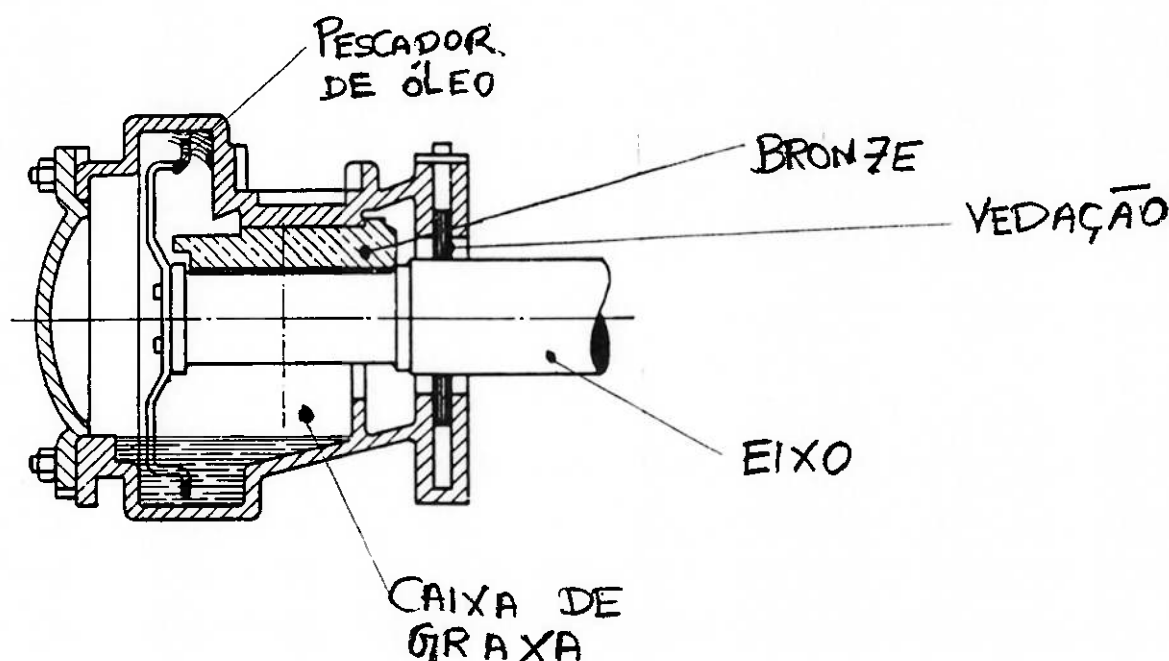


Figura 3.4.1 - Mancal de Deslizamento.

b.) Solução "Ma.2" - Mancal de Rolamento Radial Autocompensador de Rolos.

A característica principal deste mancal é que o movimento relativo entre os anéis e corpos rolantes é de rolamento. A lubrificação é com graxa.

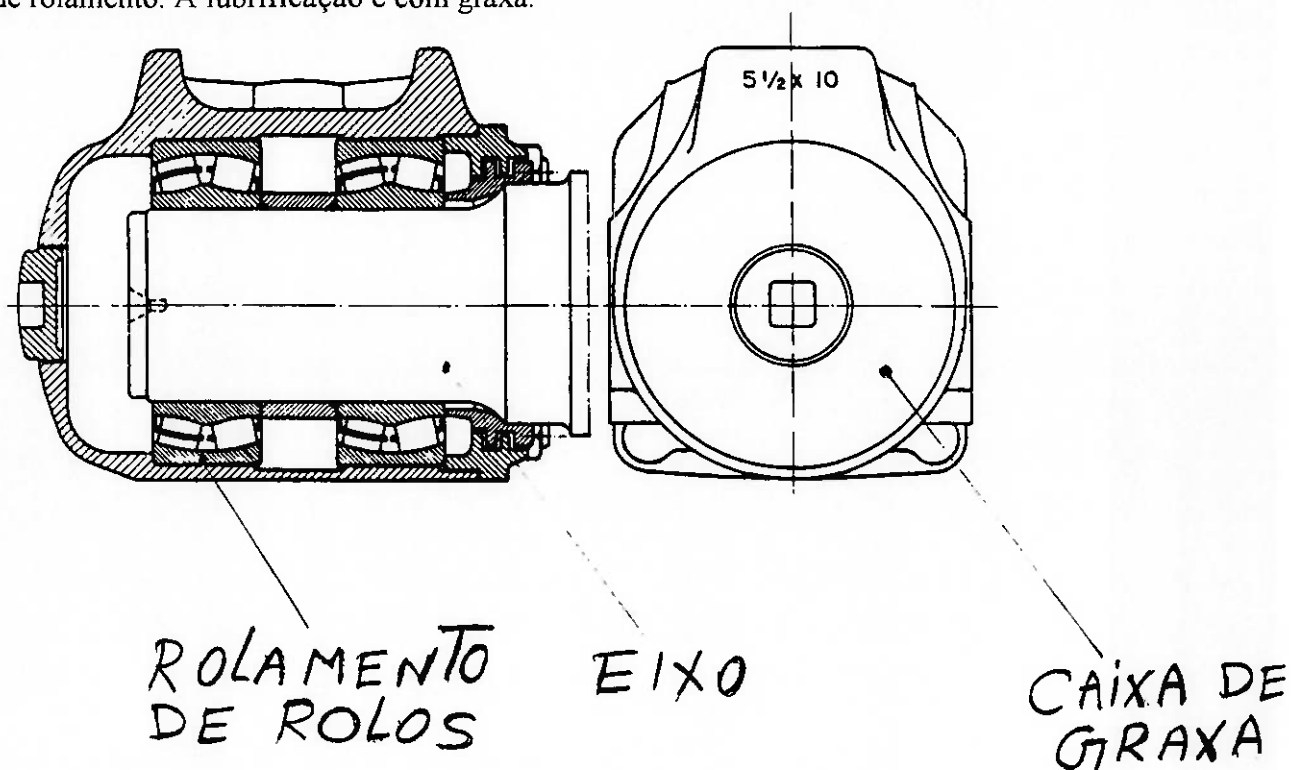


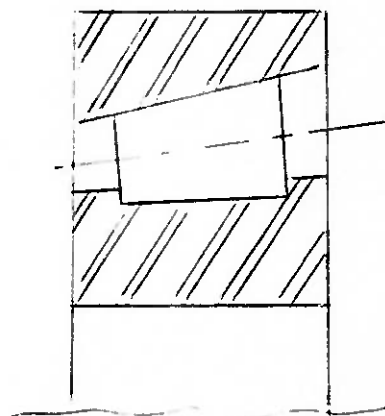
Figura 3.4.2 - Mancal de Rolamento.

c.) Solução "Ma.3" - Mancal de Rolamento Radial Autocompensador de Esferas.

São análogos aos autocompensadores de rolos, só que neste os corpos rolantes são de esferas.

Obs.: o mancal de Rolamento Radial de Rolos Cônicos apesar de serem altamente recomendados quando agem cargas combinadas (radial & axial), não são usados como mancais ferroviários. Isto porque suportam cargas axiais somente num sentido, por este motivo são sempre montados em pares. Além do que necessitam de um bom alinhamento, uma vez que sua adaptabilidade angular é pequena.

Figura 3.4.3 - Mancal de Rolamento Radial de rolos Cônicos.



3.4.2.) EXEQUIBILIDADE FÍSICA

a.) Solução “Ma.1” - Mancal de Deslizamento

São confeccionados em ligas de bronze revestidos com material anti-fricção (ligas de chumbo/estanho e/ou antimônio comercialmente conhecidos como Metal Patente ou Babbit, que são altamente resistentes ao esmagamento). As caixas que alojam estes mancais devem prever um espaço para reservatório de óleo bem como do pescador de óleo, ou torcida (esponja).

b.) Soluções “Ma.2” e “Ma.3” - Mancais de Rolamento Radiais Autocompensadores de Rolos e de Esferas.

Disponível comercialmente em inúmeras opções. As caixas que alojam estes mancais devem prever um espaço para o lubrificante (graxa).

3.4.3.) VALOR ECONÔMICO

a.) Solução “Ma.1” - Mancal de Deslizamento

Valor econômico alto inviabiliza a fabricação, recomenda-se a aquisição de terceiros.

b.) Soluções “Ma.2” e “Ma.3” - Mancais de Rolamento Radiais Autocompensadores de Rolos e de Esferas.

Estes mancais são itens de catálogos, portanto não requerem investimentos do fornecedor.

3.4.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

É ideal que a fabricação dos mancais de deslizamento (mancal + caixa de graxa) bem como dos mancais de rolamento (mancal + caixa de graxa) fique a cargo de terceiros que forneceriam os conjuntos completos e já montados. A existência de empresas fornecedoras renomadas contribuiria em muito na confiabilidade bem com na otimização dos custos.

3.4.5.) CONCLUSÃO

As três soluções são viáveis e são empregadas nas construções ferroviárias de locomotivas e vagões. Uma única ressalva é feita em relação aos mancais autocompensadores de esferas, estes rolamentos quando submetidos a altas cargas são mais susceptíveis a “engripamentos” devidos aos choques mais violentos que ocorrem durante o rolamento. O mais importante é que os mancais apresentem a propriedade de auto-alinhamento. Devido aos sistemas de suspensão utilizados, as caixas nas curvas se inclinam fugindo do alinhamento com o eixo.

Outros motivos que concorrem para o desalinhamento são:

- erros de montagem;
- desnivelamento da base;
- deflexão do eixo.

3.5.) ESTUDO DA VIABILIDADE DO CHASSIS

As soluções propostas para o chassis (ou estrado) atendem os requisitos:

- ▶ descarregar sobre as rodas o peso da carga;
- ▶ transmitir os esforços de um veículo a outro;
- ▶ deve ser auto-resistente, isto é, independente, como elemento de resistência, da caixa de veículo.

3.5.1.) SÍNTESE DAS SOLUÇÕES

a.) Solução “Ch.1” - Chassis de Aço Fundido

Concepção básica como uma única peça fundida (monobloco), ou em partes.

b.) Solução “Ch.2” - Chassis de Perfis de Aço

Similar aos vagões ferroviários, composto basicamente de duas longarinas, de transversinas de união utilizando perfis “U”, “T” e outros perfis auxiliares.

c.) Solução “Ch.3” - Chassis de Placas e Chapas Soldadas

Uma estrutura rigidamente soldada, formada por placas e chapas de aço estrutural.

3.5.2.) EXEQUIBILIDADE FÍSICA

a.) Solução “Ch.1” - Chassis de Aço Fundido

Fundido em peça única (monobloco) ou em partes isoladas, que serão unidas por soldagem posterior (ou elementos de união como parafusos, etc...) para formar a estrutura final. O projeto deste chassis deverá prever geometricamente os alojamentos das caixas dos mancais, dos engates, bem como dos apoios da suspensão. Haverá um mínimo de usinagem numa fase posterior.

O fundido quando pronto deverá totalizar parte significativa do Peso Aderente da locomotiva dem a necessidade de lastro adicional.

b.) Solução “Ch.2” - Chassis de Perfis de Aço

Um projeto com perfis estruturais de aço poderá levar a um ótimo chassis no que se refere a rigidez mecânica, porém extremamente leve. Esta característica (leveza) é uma exigência de veículos que deverão ser rebocados e não nos veículos tratores. Nesta concepção haverá dificuldades físicas para adicionar lastro para atingir o peso aderente da locomotiva.

c.) Solução “Ch.3” - Chassis de Placas e Chapas Soldadas

Esta solução contempla principalmente a utilização de placas de aço de tal maneira que se obtenha boa parte da totalidade do Peso Aderente da locomotiva, oferecendo simultaneamente boa rigidez mecânica. Este projeto deverá prever geometricamente os alojamentos dos mancais, dos engates bem como os apoios da suspensão.

3.5.3.) VALOR ECONÔMICO

a.) Solução “Ch.1” - Chassis de Aço Fundido

Caso o fabricante ou fornecedor não disponha de equipamento “pesado” de fundição, os investimentos serão altíssimos. Também deve ser levado em consideração a confecção de um modelo complexo e caro para uma produção não seriada.

b.) Solução “Ch.2” - Chassis de Perfis de Aço & Solução “Ch.3” - Chassis de Placas e Chapas Soldadas

Estas duas soluções não necessitam de grandes investimentos. Instalações razoavelmente simples poderão executar o projeto desses chassis.

3.5.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

a.) Solução “Ch.1” - Chassis de Aço Fundido

A complexidade e porte do chassis fundido torna esse projeto inviável financeiramente tanto na aquisição de equipamento de grande porte do fabricante ou fornecedor, como também pelo alto custo apresentado por terceiros que atuam no mercado de grandes peças fundidas.

b.) Solução “Ch.2” - Chassis de Perfis de Aço & Solução “Ch.3” - Chassis de Placas e Chapas Soldadas

A fabricação de chassis soldado não requer investimentos significativos em máquinas, instalações e mão-de-obra especializada, podendo perfeitamente este projeto ser realizado pelo fabricante.

3.5.5.) CONCLUSÃO

A solução “Ch.1” não é viável financeiramente devido ao alto investimento envolvido. Já a solução “Ch.2” não é exequível fisicamente uma vez que seria dificílimo lastrear a estrutura de perfis de maneira que atinja parcela significativa do peso aderente.

Portanto esse estudo de viabilidade apresenta como viável a solução “Ch.3” - Chassis de Placas e Chapas Soldadas.

3.6.) ESTUDO DA VIABILIDADE DO FREIO

O elenco de soluções proposta para o sistema de freios deve apresentar a seguinte finalidade básica:

Controlar com segurança a velocidade da composição nas condições:

- ▶ mantê-la constante ou reduzi-la até a parada total em rampa ou em nível, respeitando os critérios estabelecidos pelo modo de operação;
- ▶ manter quando necessário o trem estacionado em rampa ou em nível;
- ▶ proporcionar frenagem mais severa em situações onde poderão ocorrer danos materiais ou risco de vida.

O sistema de freios deverá permitir ainda:

- ▶ tráfego com maior segurança;
- ▶ maior velocidade de operação;
- ▶ maior suavidade de marcha implicando menor dano à carga e ao material rodante.

3.6.1.) SÍNTESE DE SOLUÇÕES

Todas as soluções utilizam o mesmo princípio, que é dissipar energia através do atrito entre superfícies.

a.) Solução “Fr.1” - Lonas e Painelas de Freio

Trata-se de um arranjo mecânico similar aos encontrados em veículos rodoviários pesados.

b.) Solução “Fr.2” - Pastilhas e Discos de Freio

Trata-se de um arranjo similar ao freio a disco dos automóveis e carros da Companhia Metropolitana (Metrô-SP).

c.) Solução “Fr.3” - Sapatas de Freio

Uma solução simples largamente atualizado nos sistemas de freios de composições ferroviárias, principalmente em locomotivas e vagões de carga.

TIPOS DE ACIONAMENTO

d.) Solução “Fa.1” - Mecânico

É o emprego de cabos, varões e alavancas multiplicadores de força para acionar os freios.

e.) Solução “Fa.2” - Hidráulico

É o emprego de um fluido sob pressão encerrados em tubos e mangueiras de tal maneira que venha através de um pistão ampliar a força de acionamento dos freios.

f.) Solução “Fa.3” - Vácuo

É o emprego da pressão atmosférica para acionar os freios.

g.) Solução “Fa.4” - Ar Comprimido

O ar atmosférico é comprimido em reservatórios para ser empregado como acionador de cilindros e válvulas de freio.

3.6.2.) EXEQÜIBILIDADE FÍSICA

Combinando soluções do tipo “Fa.i” com as do tipo “Fr.j” obtém-se 12 (doze) soluções diferentes.

Duas características essenciais dos freios ferroviários, Automatismo e Continuidade, levam-nos a reduzir, e em muito, o leque destas opções.

- ▶ **FREIO AUTOMÁTICO:** Age em determinadas ações de emergência sem a intervenção do maquinista;
- ▶ **FREIO CONTÍNUO:** Atua simultaneamente em todos os veículos da composição, da locomotiva ao último vagão;
- ▶ **IMPORTÂNCIA DO AUTOMATISMO E DA CONTINUIDADE DOS FREIOS:** A principal característica é a frenagem de toda composição se houver ruptura de um engate ou sob ação de um “agente” sobre uma alavanca em caso de emergência.

a.) Solução “Fr.1” - Lonas e Panelas de Freio

Devido ao grau de dificuldade elevado para conceber um projeto que contemple panelas e lonas em todas as rodas, esta proposta está descartada.

b.) Solução “Fr.2” - Pastilhas e Discos de Freio

O freio a disco utiliza pastilhas não metálicas e pequenos cilindros. As pastilhas atuam sobre os discos montados sobre os eixos dos rodeiros.

c.) Solução “Fr.3” - Sapatas de Freio

Neste projeto as sapatas de freio, que podem ser de ferro fundido ou de um composto não metálico atua diferentemente sobre a banda de rolamento das rodas de aço da locomotiva.

d.) Soluções “Fa.1” - Acionamento Mecânico & “Fa.2” - Acionamento Hidráulico

Embora estes acionamentos sejam amplamente utilizados em veículos rodoviários, não são utilizados na construção ferroviária, pois não atende às exigências de Automatismo e Continuidade.

e.) Solução “Fa.3” - Vácuo

Neste projeto um ejeter ou bomba de vácuo realiza vácuo em uma câmara (reservatório de vácuo). Este reservatório se comunica através de mangueiras e dutos com os cilindros de freio, os quais são acionados através de uma válvula de comando manual. O trabalho de acionamento dos cilindros é proporcionado pela pressão atmosférica.

f.) Solução “Fa.4” - Ar Comprimido

O projeto contempla um ou mais compressores de ar. Estes compressores carregam um ou mais reservatórios. O ar sob pressão é levado a escoar, através de mangueiras e dutos, até os cilindros de freio. Esta ação se dá pelo meio do acionamento de uma válvula operada pelo condutor. O trabalho de acionamento dos cilindros de freio é realizado pelo ar comprimido.

CONCLUSÃO: Do estudo de viabilidade física dos sistemas de freios resultaram quatro opções viáveis:

- a.) Soluções “Fr.2” - Discos e Pastilhas de Freio & “Fa.3” - Acionamento à Vácuo
- b.) Soluções “Fr.2” - Discos e Pastilhas de Freio & “Fa.4” - Acionamento a Ar Comprimido
- c.) Soluções “Fr.3” - Sapatas de Freio & “Fa.3” - Acionamento à Vácuo
- d.) Soluções “Fr.3” - Sapatas de Freio & “Fa.4” - Acionamento a Ar Comprimido

3.6.3.) VALOR ECONÔMICO

As quatro soluções são exequívelmente viáveis, não exigem investimentos altos em termos materiais e de mão-de-obra. A maioria dos itens destes sistemas são componentes de catálogo oferecidos por grande número de fornecedores. Isto representa praticamente custo zero em termos de desenvolvimento e projeto.

As opções que envolvem Freio a Disco e Pastilhas, embora formem um sistema tecnicamente eficiente e atraente, apresentam o inconveniente de introduzir no chassis muitos componentes adicionais, que aumentam os custos de manutenção para o usuário.

3.6.4.) VIABILIDADE FINANCEIRA

Para a fabricação dos componentes destes sistemas recorrer-se-á aos vários fabricantes existentes no mercado. O fabricante fará investimentos somente em maquinário leve e treinamento em mão-de-obra para a montagem final destes sistemas.

3.6.5.) CONCLUSÃO

Do Estudo de Viabilidade dos sistemas de freio resultaram em duas soluções viáveis:

- ▶ Soluções “Fr.3” - Sapatas de Freio & “Fa.3” - Acionamento à Vácuo
- ▶ Soluções “Fr.3” - Sapatas de Freio & “Fa.4” - Acionamento a Ar Comprimido

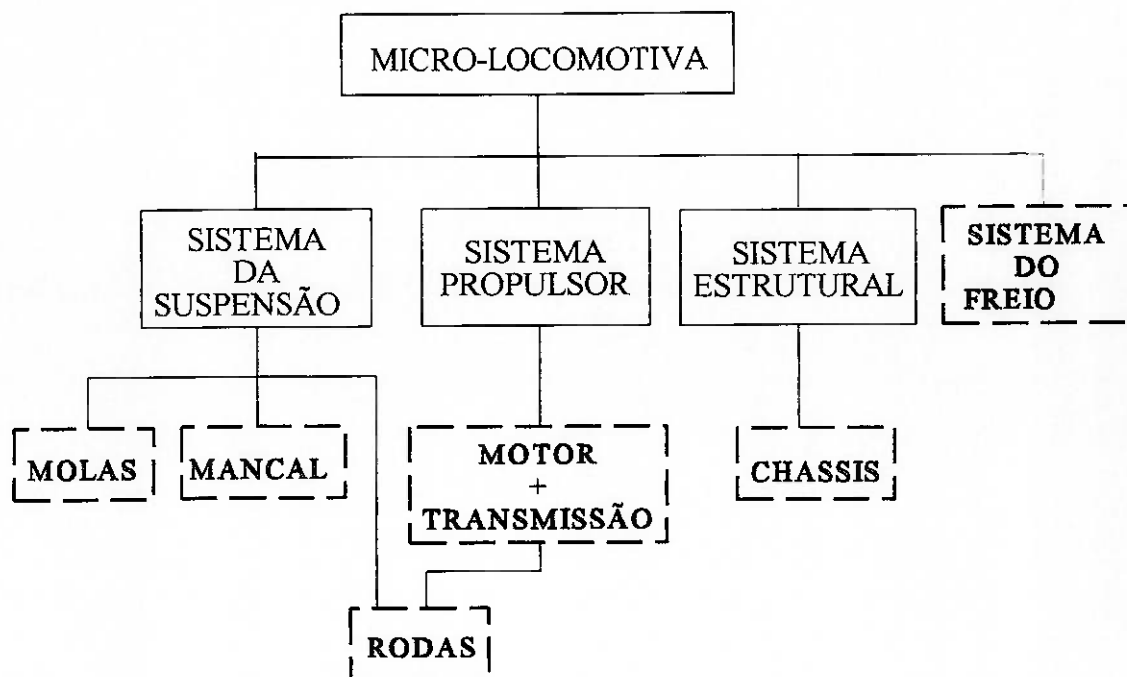
A opção Sapatas de Freio é muito atraente devido a sua simplicidade construtiva e mecânica, ao empregar a banda de rolamento da roda como superfície de atrito, reduz-se significativamente o número de peças e conseqüentemente os custos de manutenção para o usuário.

2ª PARTE

PROJETO BÁSICO

4.) PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

Conforme mencionado anteriormente, o desenvolvimento do Projeto Básico da Micro-Locomotiva será efetuado em partes, conforme o esquema a seguir:



O desenvolvimento do Projeto Básico será efetuado de acordo com a seguinte proposta:

PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

- PROJETO BÁSICO DO SISTEMA PROPULSOR
- PROJETO BÁSICO DAS RODAS FERROVIÁRIAS
- PROJETO BÁSICO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO
- PROJETO BÁSICO DO MANCAL DAS RODAS
- PROJETO BÁSICO DO FREIO
- PROJETO BÁSICO DO CHASSIS

Segundo a proposta, o trabalho final resultará no Projeto Básico completo da máquina, definido em suas partes básicas essenciais.

4.1.) PROJETO BÁSICO DO SISTEMA PROPULSOR - TRAÇÃO

4.1.1.) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Solução viável de Transmissão Hidrostática em duas possibilidades:

- BV-MC: Bomba de vazão variável e motor de vazão constante;
- BV-MV: Bomba de vazão variável e motor de vazão variável;

Matriz de Avaliação das Soluções:

Características	Peso	BV-MC	BV-MV
		Nota x Peso	Nota x Peso
a) Desempenho	10	8 x 10	10 x 10
b) Controle & Operação	9	9 x 9	8 x 9
c) Custo de Fabricação	8	9 x 8	8 x 8
d) Custo Operacional	9	8 x 9	7 x 9
e) Custo de Manutenção	8	9 x 8	8 x 8
f) Confiabilidade	9	9 x 9	8 x 9
g) Durabilidade	9	7 x 9	6 x 9
TOTAL		521	489

a.) Desempenho:

Análise das curvas de funcionamento das soluções:

Comparando as curvas de funcionamento das transmissões com as curvas requeridas de projeto, evidencia-se uma clara vantagem para a solução BV- MV, entretanto, a solução BV-MC apesar de não apresentar curvas semelhantes atende satisfatoriamente as necessidades de projeto.

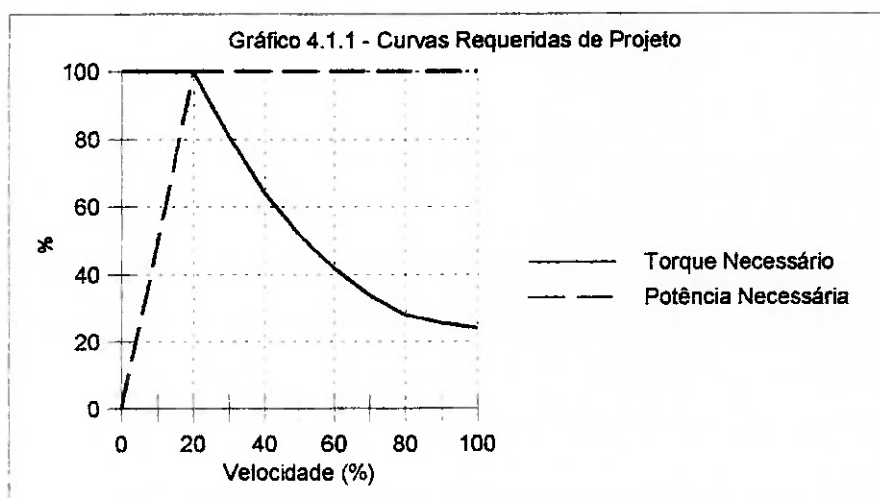
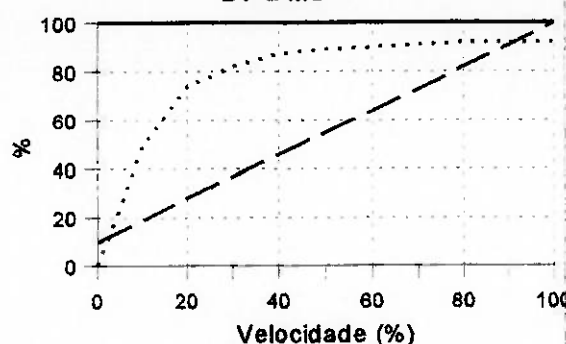


Gráfico 4.1.2 - Curvas Disponíveis

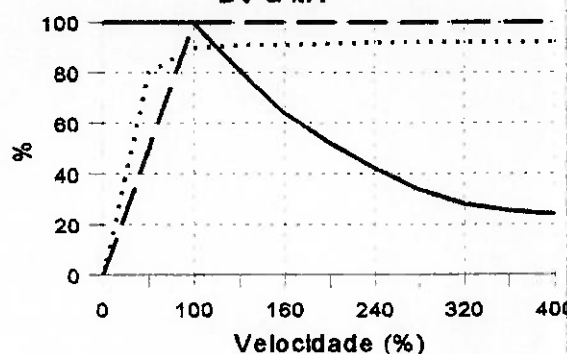
BV & MC



— Torque de Saída Disponível
 - - Potência de Saída da Bomba
 Rendimento Total do Sistema

Gráfico 4.1.3 - Curvas Disponíveis

BV & MV



— Torque de Saída Disponível
 - - Potência de Saída da Bomba
 Rendimento Total do Sistema

b.) Controle & Operação:

A operação da transmissão BV-MC é comparativamente mais simples que a BV-MV, o controle de velocidade é efetuado apenas na bomba variando-se a vazão da mesma, ao passo que a transmissão BV-MV necessita de duas operações de controle: alteração da vazão produzida pela bomba e a absorvida pelo motor.

c.) Custo de Fabricação:

Obviamente o motor de vazão variável é mais caro por este possuir partes móveis e componentes que não existem no outro motor.

d.) Custo Operacional:

Custo de operação da transmissão BV-MV ligeiramente maior (maior complexidade mecânica e operacional).

e.) Custo de Manutenção:

Por possuir partes móveis que o motor de vazão constante não possui e apresentar maior complexidade mecânica no conjunto, a manutenção é mais dispendiosa nos motores de vazão variável.

f.) Confiabilidade & g.) Durabilidade:

Obviamente uma menor complexidade mecânica e operacional da transmissão BV-MC resulta em maior confiabilidade e durabilidade desta (maior a simplicidade mecânica menor a possibilidade de falhas, menor a quantidade de peças menos peças para falhar).

CONCLUSÃO: A Transmissão Hidrostática BV-MC (Bomba de vazão Variável e Motor de vazão Constante) é a melhor, com uma pontuação ligeiramente superior (6,5%).

4.1.2.) MODELAGEM DO PROJETO

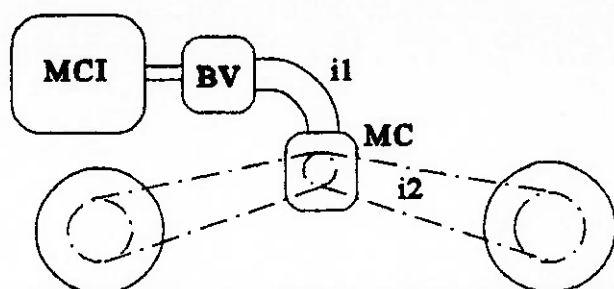


Figura 4.1.1 - Sistema Propulsor com motor diesel, transmissão hidrostática (1ª) com bomba de vazão variável e motor de deslocamento volumétrico constante e transmissão final (2ª) com engrenagens e correntes.

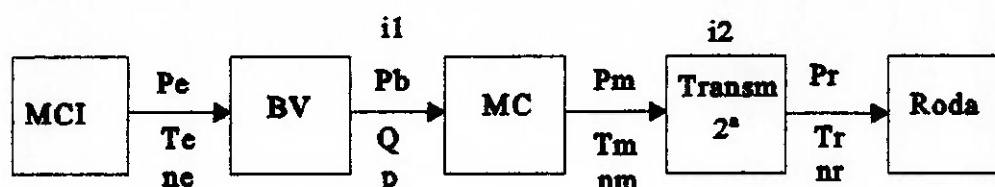


Figura 4.1.2 - Fluxograma do Sistema Propulsor.

RENDIMENTOS CONSIDERADOS:

- Rendimentos Totais:
 - $\eta_b = 90\%$ (bomba)
 - $\eta_m = 90\%$ (motor)
 - $\eta_t = 97\%$ (transmissão 2ª)
- Rendimentos Volumétricos:
 - $\eta_{vb} = 95\%$ (bomba)
 - $\eta_{vm} = 95\%$ (motor)
- Rendimentos Mecânico-Hidráulico:
 - $\eta_{tb} = 93\%$ (bomba)
 - $\eta_{tm} = 93\%$ (motor)

TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA:

- Potência de entrada, no eixo do motor de combustão: $P_e = T_e \cdot \omega_e$ [W] (1)
- Potência disponível na bomba hidráulica: $P_b = \eta_b \cdot P_e = p \cdot Q$ [W] (2)
 onde:
 - p = pressão [N/m²];
 - Q = vazão [m³/s];

- Potência disponível no motor hidráulico: $P_m = \eta_m * P_b = \eta_m * p * Q = T_m * \omega_m$ [W] (3)

- Potência de saída, transmitida à roda: $P_r = \eta_t * P_m = T_r * \omega_r$ [W] (4)

rearranjando as equações acima obtém-se:

$$P_m = \eta_m * \eta_b * P_e \quad (5)$$

$$P_r = \eta_t * \eta_m * \eta_b * P_e \quad (6)$$

TRANSMISSÃO DE VELOCIDADE:

- rotação de entrada, disponível no eixo do motor de combustão: n_e

- vazão da bomba hidráulica: $Q = n_e(V_b * \eta_{vb})/60000$ [l/s] (7)
onde: V_b = deslocamento volumétrico (variável) da bomba [cm³/rot];

- rotação de saída no motor hidráulico: $n_m = (Q * 60000 * \eta_{vm})/V_m$ [rpm] (8)
onde V_m = deslocamento volumétrico (fixo) do motor [cm³/rot].

- rotação de saída, para a roda: $n_r = n_m / i_2$ [rpm] (9)
onde $i_2 = D/d$ = diâmetro da coroa/diâmetro do pinhão

rearranjando as equações acima obtém-se:

$$n_m = (\eta_{vb} * \eta_{vm}) (V_b/V_m) n_e \quad (10)$$

onde $(V_b/V_m) = 1/i_1$, para V_b máximo

$$n_r = n_e (\eta_{vb} * \eta_{vm}) / (i_1 * i_2) \quad (11)$$

TRANSMISSÃO DE TORQUE:

- torque de entrada, disponível no motor de combustão: T_e [Nm]

- pressão na saída da bomba: $p = \eta_{tb} * 1000 * T_e / (1,62 * 9,8 * V_b)$ [N/m²] (12)

- torque no eixo do motor hidráulico: $T_m = (1,62 * 9,8 * V_m * p * \eta_{tm}) / 1000$ [Nm] (13)

- torque de saída, para roda: $T_r = i_2 * T_m * \eta_t$ [Nm] (14)

rearranjando as equações acima obtém-se:

$$T_m = (\eta_{tb} * \eta_{tm}) (V_m/V_b) * T_e \quad (15)$$

onde $(V_m/V_b) = i_1$, para V_b máximo

$$T_r = (\eta_{tb} * \eta_{tm} * \eta_t) (i_1 * i_2) * T_e \quad (16)$$

4.1.3.) ANÁLISE DA SENSIBILIDADE

A Tabela 4.1.1 e o Gráfico 4.1.4 fornecem os valores necessários que devem ser transmitidos para a roda.

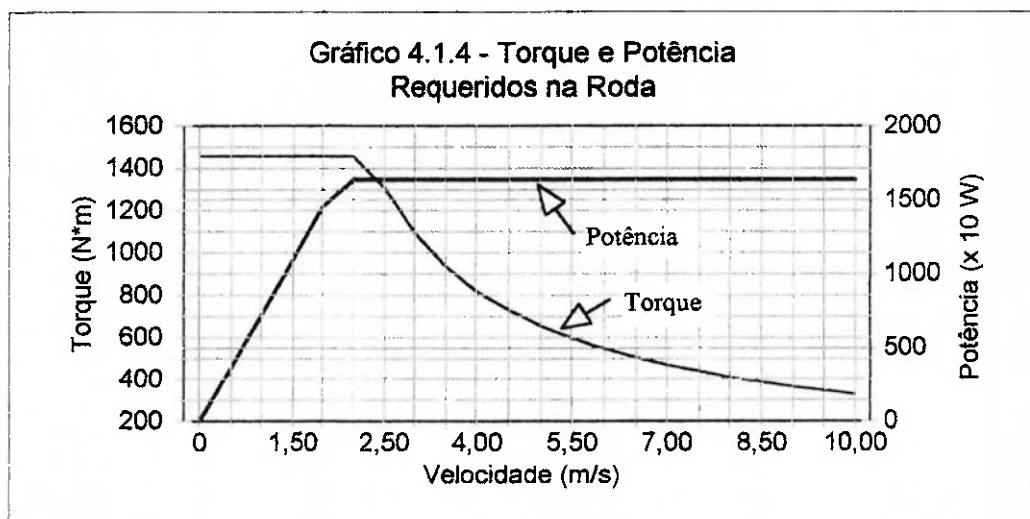
O Gráfico 4.1.4 obtido a partir da Tabela 4.1.1, mostra dois pontos fundamentais na análise do desempenho e determinação das condições de operação da transmissão e conseqüentemente dos parâmetros da transmissão:

1º) Velocidade Máxima (10 m/s), com as seguintes condições:

- motor de combustão em regime de rotação máxima;
- bomba hidráulica fornecendo vazão máxima, ou seja, deslocamento volumétrico V_b é máximo, conseqüentemente fica fixado a redução primária $i = V_m/V_b$;

2º) Torque Máximo (1457,78 Nm).

TABELA - 4.1.1 : Velocidade, Torque e Potência na Roda				
Diâmetro da Roda = 400 mm				
v (m/s)	w (rad/s)	n [rpm]	T (N*m)	P (x10W)
0	0	0	1.457,78	0
0,50	2,50	23,87	1.457,78	364
1,00	5,00	47,75	1.457,78	729
1,50	7,50	71,62	1.457,78	1.093
2,00	10,00	95,49	1.457,78	1.458
2,25	11,25	107,43	1.457,78	1.640
2,50	12,50	119,37	1.312,00	1.640
3,00	15,00	143,24	1.093,33	1.640
3,50	17,50	167,11	937,14	1.640
4,00	20,00	190,99	820,00	1.640
4,50	22,50	214,86	728,89	1.640
5,00	25,00	238,73	656,00	1.640
5,50	27,50	262,61	596,36	1.640
6,00	30,00	286,48	546,67	1.640
6,50	32,50	310,35	504,62	1.640
7,00	35,00	334,22	468,57	1.640
7,50	37,50	358,10	437,33	1.640
8,00	40,00	381,97	410,00	1.640
8,50	42,50	405,84	385,88	1.640
9,00	45,00	429,72	364,44	1.640
9,50	47,50	453,59	345,26	1.640
10,00	50,00	477,46	328,00	1.640



De antemão pode-se determinar a potência necessária na ponta do eixo do motor de combustão:

$$P_r = \eta_t * \eta_m * \eta_b * P_e$$

$$P_e = 16400 / (0,9 * 0,9 * 0,97) \quad \Rightarrow \quad P_e = 20873 \text{ W} = 28 \text{ CV}$$

A partir da equação (11), pode-se calcular os valores de Reduções Globais necessárias (tab. 4.1.2), calculadas para faixa de valores existentes de rotações máximas dos motores de combustão diesel (inclusive motores com redutores acoplados na saída).

Com a tabela 4.1.2 e a equação (11) ficam definidas as faixas de valores necessárias para as Reduções Primária e Secundária:

$$1,0 \leq i_1 \leq 5,68$$

ou

$$1,0 \leq i_2 \leq 5,68$$

Rotação do Motor [rpm]	Redução Global [i ₁ x i ₂]
529	1,00
600	1,14
800	1,51
1000	1,89
1200	2,27
1400	2,65
1600	3,03
1800	3,41
2000	3,78
2200	4,16
2400	4,54
2600	4,92
2800	5,30
3000	5,68

A transmissão hidrostática apresenta curva de potência constante (hipérbole equilátera) segundo as equações (1) a (6) manipuladas:

$$p * Q = Pr / (\eta_t * \eta_m) = 16400 / (0,97 * 0,9) = 18.785,8 \text{ W}$$

que calculadas entre extremos típicos de pressão de regime para bombas e motores hidráulicos resultam na tabela 4.1.3 e gráfico 4.1.5.

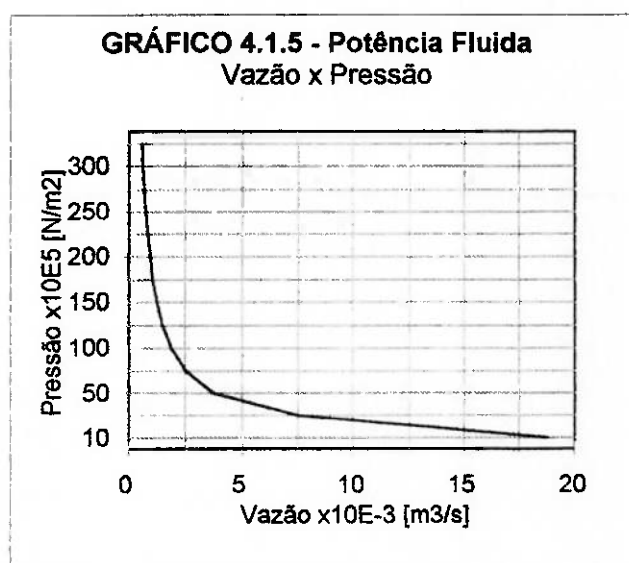
As diversas possibilidades de combinação bomba & motor funcionarão em faixas de pressão e vazão compreendidas nesses extremos:

$$10 \leq p \leq 325 \quad [\text{N/m}^2]$$

&

$$0,58 \leq Q \leq 18,79 \quad [\text{l/s}]$$

p x 10E5 [N/m ²]	Q x 10E-3 [m ³ /s]
10	18,79
25	7,51
50	3,76
75	2,50
100	1,88
125	1,50
150	1,25
175	1,07
200	0,94
225	0,83
250	0,75
275	0,68
300	0,63
325	0,58



Com a faixa permitida de valores de redução i_2 monta-se a tabela 4.1.4 e o gráfico 4.1.6.

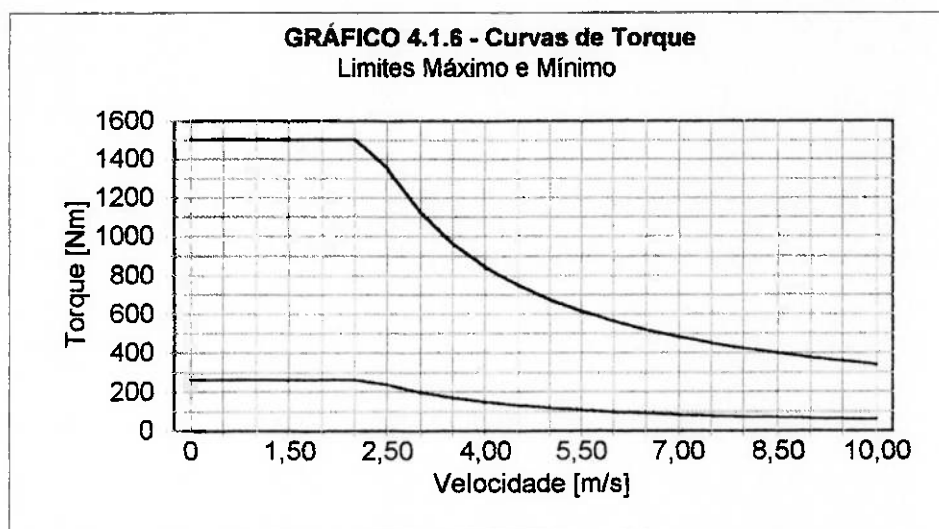
Ficam determinados os limites de torque necessários na saída do motor hidráulico, ou seja, qualquer motor hidráulico selecionado deverá apresentar curvas de torque e velocidade compreendidos entre as duas curvas presentes no gráfico.

O gráfico 4.1.6 mostra dois pontos importantes que determinarão os limites permitidos para os valores de Deslocamento Volumétrico necessários que serão objeto de análise:

1º) Velocidade Máxima;

2º) Torque Máximo.

Vr (m/s)	i2 = 1			i2 = 5,68	
	wm (rad/s)	nm [rpm]	Tm (Nm)	nm [rpm]	Tm (Nm)
0	0	0	1.502,9	0	264,6
0,50	2,5	23,9	1.502,9	135,6	264,6
1,00	5,0	47,7	1.502,9	271,2	264,6
1,50	7,5	71,6	1.502,9	406,8	264,6
2,00	10,0	95,5	1.502,9	542,4	264,6
2,25	11,3	107,4	1.502,9	610,2	264,6
2,50	12,5	119,4	1.352,6	678,0	238,1
3,00	15,0	143,2	1.127,1	813,6	198,4
3,50	17,5	167,1	966,1	949,2	170,1
4,00	20,0	191,0	845,4	1.084,8	148,8
4,50	22,5	214,9	751,4	1.220,4	132,3
5,00	25,0	238,7	676,3	1.356,0	119,1
5,50	27,5	262,6	614,8	1.491,6	108,2
6,00	30,0	286,5	563,6	1.627,2	99,2
6,50	32,5	310,4	520,2	1.762,8	91,6
7,00	35,0	334,2	483,1	1.898,4	85,0
7,50	37,5	358,1	450,9	2.034,0	79,4
8,00	40,0	382,0	422,7	2.169,6	74,4
8,50	42,5	405,8	397,8	2.305,2	70,0
9,00	45,0	429,7	375,7	2.440,8	66,1
9,50	47,5	453,6	355,9	2.576,4	62,7
10,00	50,0	477,5	338,1	2.712,0	59,5



Para velocidade máxima, a vazão do sistema é máxima e, para torque máximo, a pressão do sistema é máxima, com estas condições e as equações (8) e (13), pode-se determinar o valor do deslocamento volumétrico (Vm) necessário:

para a curva $i_2 = 1$:

$$n_m = (Q \cdot 60000 \cdot \eta_{vm}) / V_m \quad (8) \Rightarrow V_m = (Q \cdot 60000 \cdot \eta_{vm}) / n_m$$

$$V_m \leq 18,79 \cdot 60000 \cdot 0,95 / 477,5 \Rightarrow V_m \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

$$T_m = (1,62 \cdot 9,8 \cdot V_m \cdot p \cdot \eta_{tm}) / 1000 \quad (13)$$

49

$$V_m = 1000 \cdot T_m / (1,62 \cdot 9,8 \cdot p \cdot \eta_{tm})$$

$$V_m \geq (1502,9 \cdot 1000) / (1,62 \cdot 9,8 \cdot 325 \cdot 0,93) \Rightarrow V_m \geq 313,2 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

para $i_2 = 1$, a transmissão admite motores hidráulicos de deslocamentos volumétricos compreendidos na seguinte faixa:

$$313,2 \leq V_m \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

para a curva $i_2 = 5,68$:

$$V_m \leq 18,79 \cdot 60000 \cdot 0,95 / 2712 \Rightarrow V_m \leq 394,9 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

$$V_m \geq (264,6 \cdot 1000) / (1,62 \cdot 9,8 \cdot 325 \cdot 0,93) \Rightarrow V_m \geq 55,1 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

para $i_2 = 5,68$, a faixa de motores é: $55,1 \leq V_m \leq 394,9 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$

portanto, a faixa total de deslocamentos volumétricos para motores hidráulicos a ser analisado será:

$$55,1 \leq V_m \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

Obviamente a bomba deve suprir a vazão requerida pelo motor, sendo assim, as faixas previstas para os deslocamentos volumétricos V_b a serem analisados são equivalentes, portanto:

$$55,1 \leq V_b \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

Em síntese, por hora ficam definidas as seguintes faixas de parâmetros que satisfazem as necessidades do projeto:

- Potência Necessária no Eixo do Motor Diesel..... $P_e \geq 20,87 \text{ kW} = 28 \text{ CV}$
- Potência da Bomba Hidráulica..... $P_b \geq 18,78 \text{ kW} = 25,2 \text{ CV}$
- Potência do Motor Hidráulico..... $P_m \geq 16,90 \text{ kW} = 22,7 \text{ CV}$
- Potência na Roda..... $P_r \geq 16,40 \text{ kW} = 22,0 \text{ CV}$
- Redução Primária (mínima)..... $1,0 \leq i_1 \leq 5,68$
- Redução Secundária..... $1,0 \leq i_2 \leq 5,68$
- Pressão do Sistema..... $10 \leq p \leq 325 \quad [\times 10^5 \text{ N/m}^2]$
- Vazão do Sistema..... $0,58 \leq Q \leq 18,79 \quad [\text{l/s}]$
- Deslocamento Volumétrico da Bomba..... $55,1 \leq V_b \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$
- Deslocamento Volumétrico do Motor..... $55,1 \leq V_m \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$

4.1.4.) ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

4.1.4.1.) COMPATIBILIDADE FUNCIONAL

a.) MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA - DIESEL

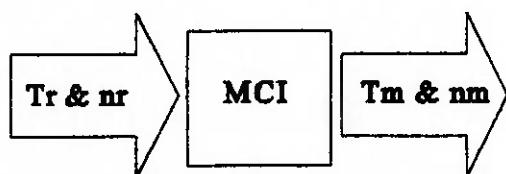


Figura 4.1.3 - Modelagem do Motor de Combustão Interna (MCI).

$$Pr = \eta_t * \eta_m * \eta_b * Pe \quad \Rightarrow \quad Pe = Pr / (\eta_t * \eta_m * \eta_b) \quad (i)$$

$$nr = ne (\eta_{vb} * \eta_{vm}) / (i1 * i2) \quad \Rightarrow \quad ne = nr * (i1 * i2) / (\eta_{vb} * \eta_{vm}) \quad (ii)$$

$$Tr = (\eta_{tb} * \eta_{tm} * \eta_t) (i1 * i2) * Te \quad \Rightarrow \quad Te = Tr / (\eta_{tb} * \eta_{tm} * \eta_t) (i1 * i2) \quad (iii)$$

Para as especificações requeridas na roda como entrada do modelo, deve-se verificar se as saídas apresentadas atendem as necessidades e são compatíveis com as especificações dos motores comerciais disponíveis na faixa de potência.

Valor mínimo requerido para a Potência Máxima Disponível no eixo do motor de combustão para a máxima potência requerida na roda:

$$Pe = Pr / (\eta_t * \eta_m * \eta_b) = 16.400 / (0,97 * 0,90 * 0,90) = 20,87 \text{ kW} = 28 \text{ CV}$$

A tabela 4.1.5 fornece os valores requeridos de torque no eixo do motor de combustão para as seguintes condições (Velocidade Máxima = 10 m/s (na roda: $nr = 477,46 \text{ rpm}$ & $Tr = 328 \text{ Nm}$):

1º) Vazão Máxima na Bomba;

2º) Rotação máxima no motor diesel para faixa de valores típicos;

3º) Te calculados segundo equação (iii) e reduções ($i1 \times i2$) segundo Tabela 4.1.2.

Rotação Máxima do Motor $ne \text{ [rpm]}$	Redução Global $[i1 \times i2]$	Torque Requerido $Te \text{ [Nm]}$
529	1,00	390,7
600	1,14	344,4
800	1,51	258,3
1000	1,89	206,7
1200	2,27	172,2
1400	2,65	147,6
1600	3,03	129,2
1800	3,41	114,8
2000	3,78	103,3
2200	4,16	93,9
2400	4,54	86,1
2600	4,92	79,5
2800	5,30	73,8
3000	5,68	68,9

$\Rightarrow$ os dados calculados deverão ser confrontados com valores constantes em catálogos de motores diesel.

A velocidade na roda (n_r) variará conforme:

- i.) a vazão fornecida pela bomba (Q), ou seja, variando a relação i_1 (variando o deslocamento volumétrico V_b);
- ii.) também pode variar dentro da faixa de rotação disponível pelo motor de combustão (faixa de rotação útil, é a rotação de trabalho, marcha lenta não é) também o torque disponível na roda irá variar de acordo com a faixa de rotação útil já que o torque disponível pelo motor hidráulico é constante.

Com a bomba fornecendo vazão máxima, a tabela 4.1.6 fornece os valores de torque (T_e) e rotação (n_e) requeridos no eixo do motor de combustão para três situações (exemplos) possíveis de rotação máxima (1500, 2600 e 3000 rpm), e suas respectivas Reduções Globais ($i_1 \times i_2$).

TABELA 4.1.6 - Torque e Rotação Requeridos no Eixo Motor								
Reduções Globais ($i_1 \times i_2$)			2,84		4,92		5,68	
v_r [m/s]	n_r [rpm]	T_r [N*m]	n_e [rpm]	T_e [Nm]	n_e [rpm]	T_e [Nm]	n_e [rpm]	T_e [Nm]
0	0	1.457,8						
0,50	23,9	1.457,8						
1,00	47,7	1.457,8						
1,50	71,6	1.457,8						
2,00	95,5	1.457,8						
2,25	107,4	1.457,8						
2,50	119,4	1.312,0						
3,00	143,2	1.093,3						
3,50	167,1	937,1						
4,00	191,0	820,0						
4,50	214,9	728,9						
5,00	238,7	656,0					1.502	138
5,50	262,6	596,4			1.432	144	1.653	125
6,00	286,5	546,7	901	229	1.562	132	1.803	115
6,50	310,4	504,6	977	212	1.692	122	1.953	106
7,00	334,2	468,6	1.052	197	1.822	114	2.103	98
7,50	358,1	437,3	1.127	184	1.952	106	2.254	92
8,00	382,0	410,0	1.202	172	2.082	99	2.404	86
8,50	405,8	385,9	1.277	162	2.212	93	2.554	81
9,00	429,7	364,4	1.352	153	2.343	88	2.704	76
9,50	453,6	345,3	1.427	145	2.473	84	2.855	72
10,00	477,5	328,0	1.502	138	2.603	79	3.005	69

A tabela 4.1.6 fornece, de acordo com a “desaceleração” do motor de combustão, ou seja, quando a rotação é diminuída dentro da faixa de trabalho resultando na diminuição da velocidade na roda (v_r), qual o torque (T_e) requerido no eixo do motor, segundo as equações:

$$n_e = n_r \cdot (i_1 \cdot i_2) / (\eta_{vb} \cdot \eta_{vm}) \quad (ii)$$

$$T_e = T_r / (\eta_{tb} \cdot \eta_{tm} \cdot \eta_t) (i_1 \cdot i_2) \quad (iii)$$

assim, por exemplo, para o “motor” de $(i_1 \times i_2) = 5,68$ em regime de 2.704 rpm, o torque requerido no motor será de 76 Nm.

=> Para análise do motor de combustão os valores requeridos do par torque&rotação assim calculados devem ser confrontados com dados de catálogos de motores diesel na faixa de potência determinada.

b.) BOMBA HIDRÁULICA DE VAZÃO VARIÁVEL

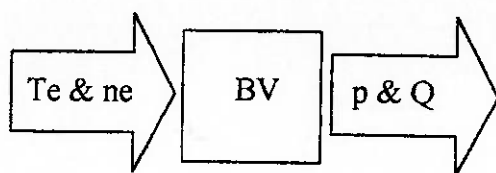


Figura 4.1.4 - Modelagem da Bomba Hidrostática.

- Potência disponível na bomba hidráulica: $P_b = \eta_b * P_e = p * Q$ [W],

onde: - p = pressão [N/m²];
- Q = vazão [m³/s];

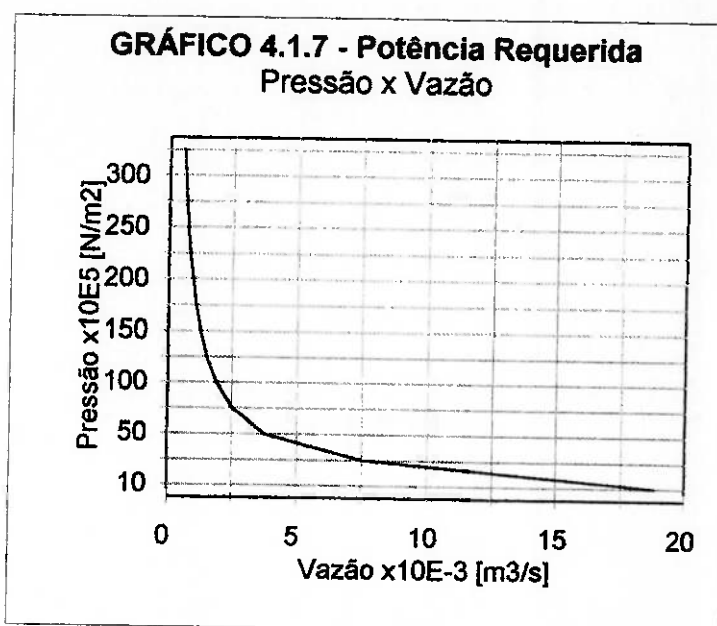
A Curva de Potência fornecida pelo gráfico 4.1.7 deve ser atendida pela bomba hidráulica, curva esta constituída por hipérbole de potência constante segundo:

$$p * Q = 18.785,8 \text{ W}$$

nas faixas anteriormente adotadas de:

$$\begin{aligned} 10 \leq p \leq 325 & \quad [\text{N/m}^2] \\ & \text{e} \\ 0,58 \leq Q \leq 18,79 & \quad [\text{l/s}] \end{aligned}$$

A bomba selecionada irá trabalhar em intervalos de pressão e vazão contidas nessas faixas, segundo a curva anterior.



- Vazão fornecida pela bomba hidráulica:

$$Q = n_e (V_b * \eta_{vb}) / 60000 \quad [\text{l/s}]$$

onde: V_b = deslocamento volumétrico (variável) da bomba [cm³/rot], função que depende de características construtivas e geométricas da bomba;

A vazão fornecida pela bomba pode variar de duas formas:

1. diretamente com a variação do Volume Deslocado (V_b), entre zero a V_b (máximo), para uma rotação de acionamento (n_e) fixa;
2. podendo também variar de acordo com a variação de n_e (rotação de acionamento fornecida pelo motor de combustão interna) na faixa de rotação de trabalho.

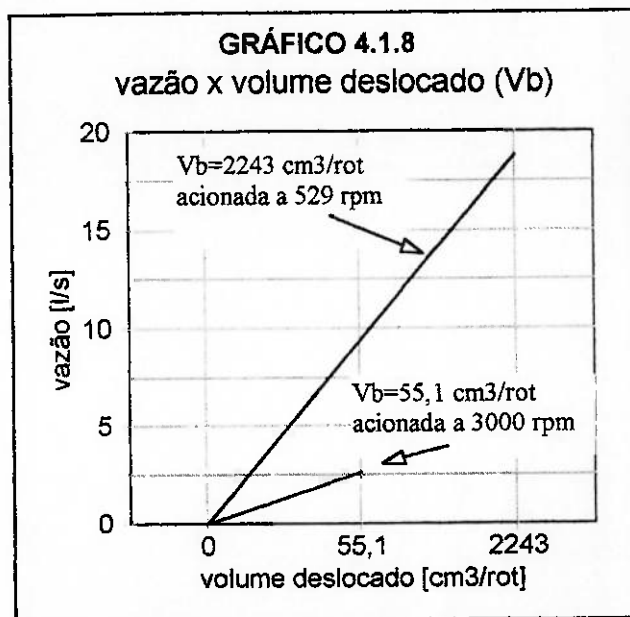
O gráfico 4.1.8 mostra duas curvas de vazão para duas rotações de acionamento n fixas e dois valores de V_b . Para a bomba $V_b=55,1$ [cm³/rot] acionada a 3000 rpm, a vazão máxima fornecida será de 2,62 l/s, e para a bomba de máximo volume deslocado $V_b=2243$ [cm³/rot] acionada a 529 rpm, a vazão máxima será de 18,79 l/s.

Foi anteriormente definido a faixa de análise dos V_b possíveis de aplicação e análise:

$$55,1 \leq V_b \leq 2243 \quad [\text{cm}^3/\text{rot}]$$

com as respectivas vazões máximas requeridas:

$$2,62 \leq Q_{\text{máx}} \leq 18,79 \text{ l/s}$$



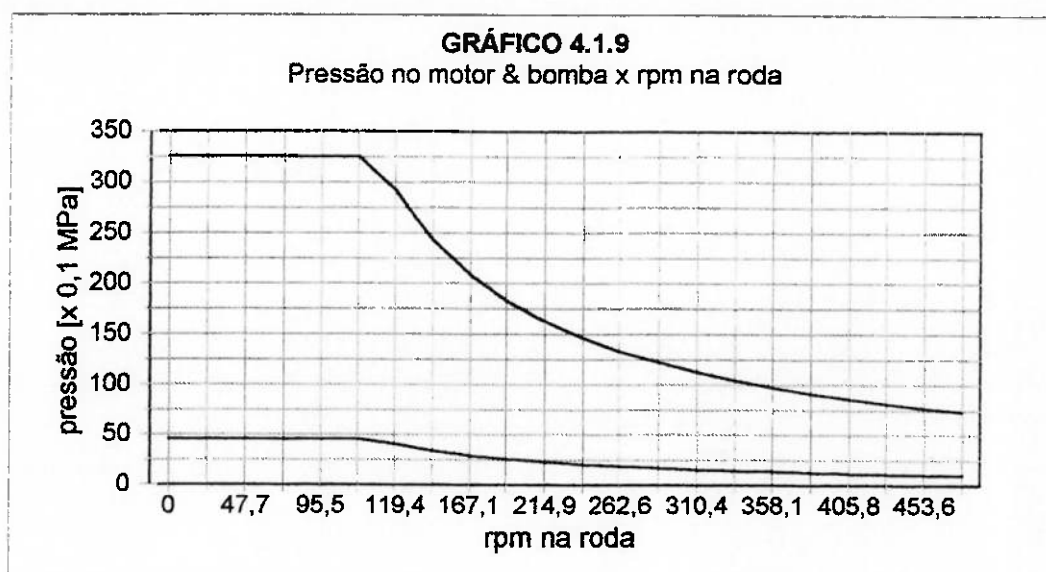
- Pressão na saída da bomba:

$$p = \eta_{tb} \cdot 1000 \cdot T_e / (1,62 \cdot 9,8 \cdot V_b) \quad \times 10^5 [\text{N/m}^2]$$

A pressão na bomba depende diretamente da resistência imposta à roda, ou seja, o torque aplicado na roda. Para tanto será necessário preliminarmente, elaborar a tabela 4.1.7, que fornece os limites de pressão atingidos no motor para as duas situações limites possíveis de redução i_2 na transmissão secundária.

TABELA 4.1.7 - Limites de Pressão atingidos no motor hidráulico								
	{i2 = 1} & {Vm = 2243 cm3/rot}				{i2 = 5,68} & {Vm = 55,1 cm3/rot}			
Vr (m/s)	nm [rpm]	Tm (Nm)	p[x 0,1MPa]	Q [l/s]	nm [rpm]	Tm [Nm]	p[x 0,1MPa]	Q [l/s]
0	0	1.502,9	45,4	0	0	264,6	325,2	0
0,50	23,9	1.502,9	45,4	0,94	135,6	264,6	325,2	0,13
1,00	47,7	1.502,9	45,4	1,88	271,2	264,6	325,2	0,26
1,50	71,6	1.502,9	45,4	2,82	406,8	264,6	325,2	0,39
2,00	95,5	1.502,9	45,4	3,76	542,4	264,6	325,2	0,52
2,25	107,4	1.502,9	45,4	4,23	610,2	264,6	325,2	0,59
2,50	119,4	1.352,6	40,8	4,70	678,0	238,1	292,7	0,66
3,00	143,2	1.127,1	34,0	5,64	813,6	198,4	243,9	0,79
3,50	167,1	966,1	29,2	6,58	949,2	170,1	209,1	0,92
4,00	191,0	845,4	25,5	7,52	1.084,8	148,8	182,9	1,05
4,50	214,9	751,4	22,7	8,45	1.220,4	132,3	162,6	1,18
5,00	238,7	676,3	20,4	9,39	1.356,0	119,1	146,4	1,31
5,50	262,6	614,8	18,6	10,33	1.491,6	108,2	133,1	1,44
6,00	286,5	563,6	17,0	11,27	1.627,2	99,2	122,0	1,57
6,50	310,4	520,2	15,7	12,21	1.762,8	91,6	112,6	1,70
7,00	334,2	483,1	14,6	13,15	1.898,4	85,0	104,5	1,84
7,50	358,1	450,9	13,6	14,09	2.034,0	79,4	97,6	1,97
8,00	382,0	422,7	12,8	15,03	2.169,6	74,4	91,5	2,10
8,50	405,8	397,8	12,0	15,97	2.305,2	70,0	86,1	2,23
9,00	429,7	375,7	11,3	16,91	2.440,8	66,1	81,3	2,36
9,50	453,6	355,9	10,7	17,85	2.576,4	62,7	77,0	2,49
10,00	477,5	338,1	10,2	18,79	2.712,0	59,5	73,2	2,62

O gráfico 4.1.9 elaborado a partir dessa tabela ilustra as curvas de pressão atingidas no motor hidráulico, conseqüentemente também na bomba. As duas curvas representam os limites mínimo e máximo de pressão entre os quais todas as combinações possíveis de bomba/motor atuarão.



A faixa de pressão máxima de atuação para as bombas viáveis ao projeto é:

$$45,4 \leq p_{\text{máx}} \leq 325 \quad [\text{N/m}^2]$$

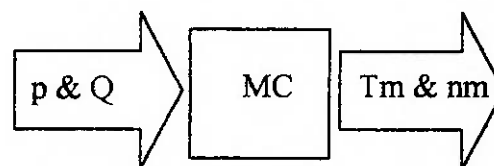
e para a pressão mínima, a seguinte faixa:

$$10,2 \leq p_{\text{mín}} \leq 73,2 \quad [\text{N/m}^2]$$

As bombas hidráulicas de pistões axiais de vazão variável são as que melhor atendem aos propósitos do projeto, e portanto serão objeto de análise e seleção.

c.) MOTOR HIDRÁULICO DE DESLOCAMENTO VOLUMÉTRICO CONSTANTE

Figura 4.1.5 - Modelagem do Motor Hidrostático.



- Potência disponível no motor hidráulico:

$$P_m = \eta_m \cdot P_b = \eta_m \cdot p \cdot Q \quad \Rightarrow \quad P_m = T_m \cdot \omega_m \quad [\text{W}]$$

O motor receberá como entrada potência fluida segundo uma hipérbole de potência constante e deverá satisfazer uma potência mecânica de acordo com:

$$\eta_m \cdot p \cdot Q = T_m \cdot \omega_m \quad \Rightarrow \quad 0,90 \cdot 18.785,8 = T_m \cdot \omega_m \quad \Rightarrow \quad T_m \cdot \omega_m = 16.907,2 \text{ W}$$

O motor seleccionado (escolhido um deslocamento volumétrico V_b máximo) atuará em faixas de pressão & vazão compreendidas entre os extremos de análise para os seguintes valores de entrada:

$$\begin{aligned} 10 \leq p \leq 325 & \quad [\text{N/m}^2] \\ & \quad \& \\ 0,58 \leq Q \leq 18,79 & \quad [\text{l/s}] \end{aligned}$$

Com as correspondentes faixas de saída segundo o gráfico 4.1.11 e tabela 4.1.7, para duas reduções (curvas) limites possíveis de análise.

GRÁFICO 4.1.10 - Potência de Entrada
Pressão x Vazão

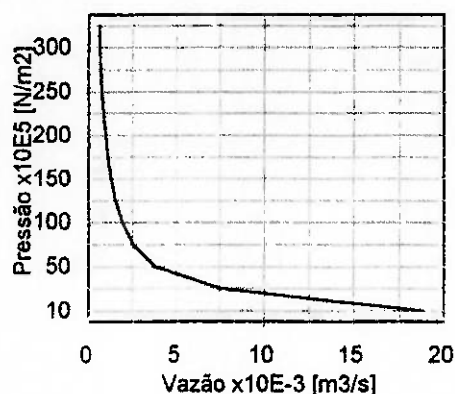
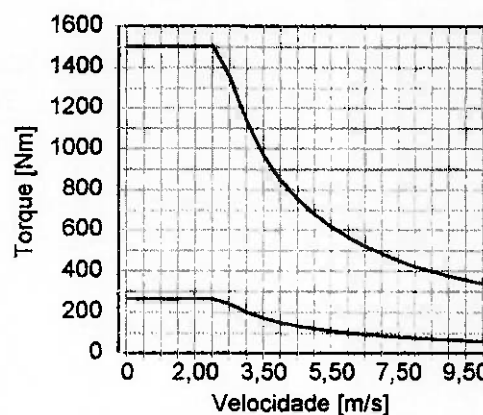


GRÁFICO 4.1.11 - Curvas de Torque
Limites Máximo e Mínimo



- rotação de saída no motor hidráulico: $n_m = (Q \cdot 60000 \cdot \eta_{vm}) / V_m$ [rpm]

onde V_m = deslocamento volumétrico (fixo) do motor [cm^3/rot].

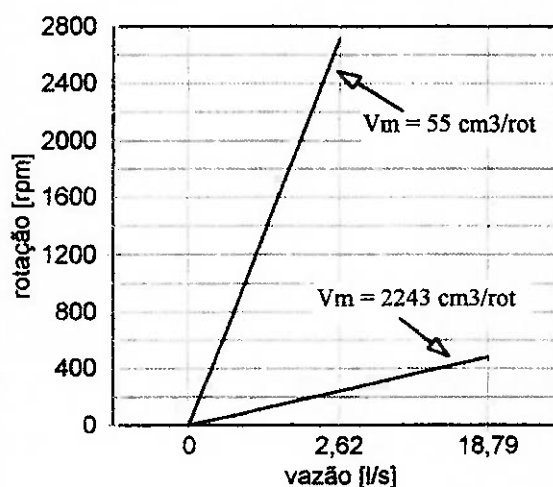
A rotação de saída (n_m) varia diretamente com a variação da vazão (Q) de entrada para um deslocamento volumétrico fixo (V_m), já que se trata de um motor hidráulico de deslocamento volumétrico fixo, sendo também a máxima vazão absorvida dependente do motor escolhido (V_m seleccionado).

O gráfico 4.1.12 mostra duas curvas que são limites para análise, são as saídas para o menor e o maior motor objetos de análise que podem ser seleccionados. O motor de $V_m = 55,1 \text{ cm}^3/\text{rot}$, absorverá uma vazão máxima de 2,62 l/s a 2271 rpm, e o motor de $V_m = 2243 \text{ cm}^3/\text{rot}$ absorverá 18,79 l/s a 477,5 rpm.

Ficam definidos a faixa de deslocamentos volumétrico (V_m) possíveis para o projeto e suas respectivas vazões máximas:

$$\begin{aligned} 55,1 \leq V_b \leq 2243 & \quad [\text{cm}^3/\text{rot}] \\ & \quad \& \\ 2,62 \leq Q_{\text{máx}} \leq 18,79 & \quad \text{l/s} \end{aligned}$$

GRÁFICO 4.1.12 - ROTAÇÃO x VAZÃO



- torque no eixo do motor hidráulico:

$$T_m = (1,62 \cdot 9,8 \cdot V_m \cdot p \cdot \eta_{tm}) / 1000 \quad [\text{Nm}]$$

A pressão atingida no motor depende diretamente do torque resistente imposto no eixo motor e seus valores limites se encontram na tabela 4.1.7 e ilustrados nos gráficos 4.1.9 e 4.1.11.

A faixa de máxima pressão de atuação dos motores possíveis é:

$$45,4 \leq p \leq 325 \quad [\text{N/m}^2]$$

e para pressão mínima: $10,2 \leq p \leq 73,2 \quad [\text{N/m}^2]$

Os motores de vazão fixa de êmbolos (pistões) tanto axiais como radiais são os mais apropriados para estudo, de aplicabilidade mais restrita motores de engrenagens ou de palhetas também podem ser analisados.

d.) TRANSMISSÃO FINAL (SECUNDÁRIA) POR ENGRENAGENS E CORRENTE

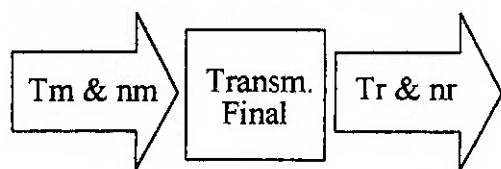
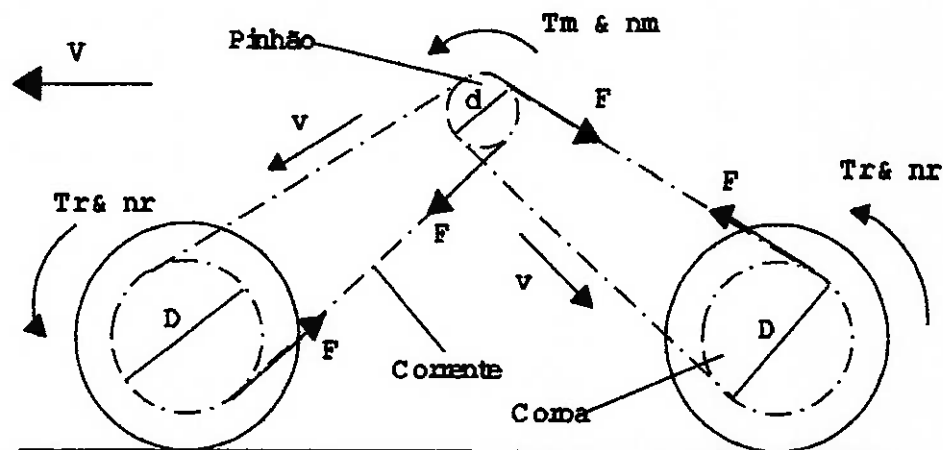


Figura 4.1.6 -Modelagem da Transmissão Final (2ª).

Figura 4.1.7 - Transmissão Final por Rodas Dentadas e Correntes.



onde:

- d = diâmetro do pinhão
- D = diâmetro da coroa
- v = velocidade da corrente
- V = velocidade da máquina
- F = Força de Tração na corrente

- Potência de saída, transmitida à roda: $P_r = \eta_t * P_m = T_r * \omega_r$ [W]

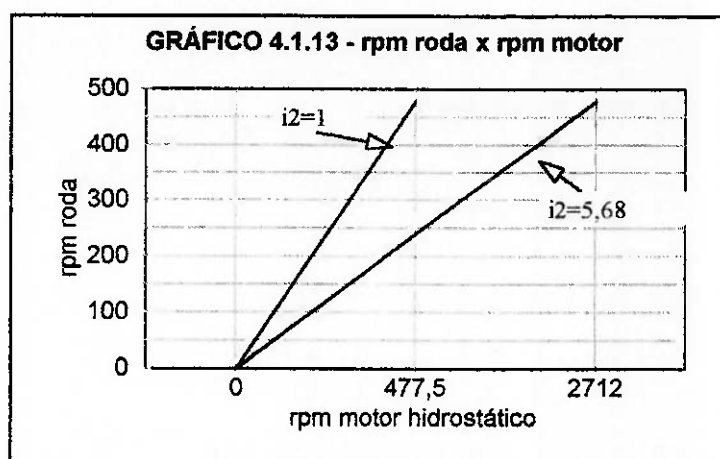
A tabela 4.1.1 e o gráfico 4.1.4 fornecem as especificações que devem ser transmitidos à roda pela transmissão final (2ª). Dependendo da combinação transmissão hidrostática (bomba & motor) e redução secundária i_2 , a transmissão final admite os valores constantes na tabela 4.1.7 (rotação e torque no motor) e gráfico 4.1.11 como parâmetros limite (mínimo e máximo) possíveis na entrada.

É parâmetro de projeto a Potência Requerida na roda:

$$P_r \geq 16400 \text{ W}$$

- rotação de saída, para a roda: $n_r = n_m / i_2$ [rpm]

A rotação de saída para a roda n_r , é definida na tabela 4.1.1 e tem como parâmetro de entrada a rotação de entrada n_m (na transmissão secundária) dependente da relação de redução i_2 adotada, o gráfico 4.1.13 mostra as retas de velocidade para duas reduções i_2 limites (1 e 5,68).



A corrente move-se com velocidade tangencial dada por: $v = (\pi * d * n_m) / 60$ [m/s]

ou igualmente por,

$$v = (\pi * D * n_r) / 60 \quad [\text{m/s}] \quad \Rightarrow \quad n_r = (60 * v) / (\pi * D)$$

a rotação de acionamento n_m varia de zero a um valor máximo situado na seguinte faixa:

$$477,5 \leq n_m \leq 2712 \text{ rpm}$$

que deve ser compatível com velocidades máximas admissíveis de acordo com a corrente adotada.

Faixa para Redução Secundária possível de análise, compatível com valores limites estabelecidos para transmissões por correntes (relação máxima $i_2 = 7$, em casos extremos 10):

$$1,0 \leq i_2 \leq 5,68$$

como $i_2 = D/d$, analogamente,

$$1,0 \leq D/d \leq 5,68$$

- torque de saída, para roda:

$$T_r = i_2 \cdot T_m \cdot \eta_t \quad [\text{Nm}]$$

O torque de saída (para a roda) é definido pelos valores constantes na tabela 4.1.1 e gráfico 4.1.4, e tem como valores de entrada, que devem ser convenientemente ampliados de acordo com i_2 , os valores limites da tabela 4.1.7.

- Força de Tração na Corrente:

$F = \text{Força Tangencial} + \text{Força Centrífuga}$

$$F = T_r/D + G \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (17)$$

onde: - $G = \text{massa da corrente/metro}$ [kg/m];
 - $v = \text{velocidade tangencial da corrente}$ [m/s]

A força de tração na corrente depende fundamentalmente e numa relação direta com o torque transmitido (T_r) e inversamente proporcional ao diâmetro D da coroa. Depende também das características da corrente adotada, notadamente sua massa linear (G).

=>Valores máximos atingidos devem ser comparados com especificações de fabricantes, ou seja, devem ser menores que valores admissíveis de esforços de tração.

Dentre as inúmeras combinações possíveis nos parâmetros da transmissão, uma análise preliminar das correntes de transmissão disponíveis comercialmente indicou as seguintes opções que podem ser adotadas:

- engrenagens e correntes de rolos simples, duplas ou triplas;
- passos entre 12,70 mm (1/2") a 44,45 mm (1.3/4");

4.1.4.2.) COMPATIBILIDADE DIMENSIONAL

a.) Compatibilidade Dimensional Motor Diesel-Bomba Hidráulica-Motor Hidráulico:

As seguintes dimensões da máquina foram estabelecidas como limites nas Especificações Técnicas Construtivas:

$$\Rightarrow \text{comprimento} \times \text{largura} \times \text{altura} = (3\text{ m} \times 1,20\text{ m} \times 2\text{ m})$$

ou seja, a plataforma disponível para instalação do conjunto (motor de combustão + bomba hidráulica + motor hidráulico + transmissão final), descontado um espaço previsto para a cabine é indicado na figura a seguir:

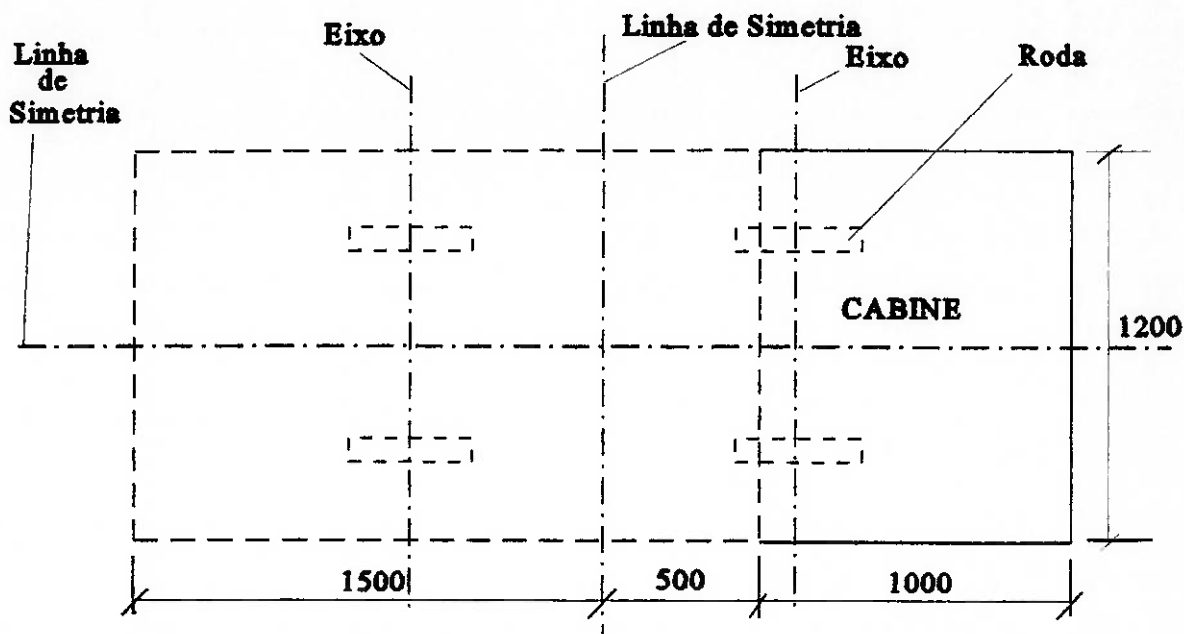


Figura 4.1.8 - Espaço disponível para instalação do sub-sistema propulsor.

O espaço disponível para a instalação é suficiente para acomodar o motor de combustão previsto e as maiores combinações de bomba e motor hidráulico possíveis. Uma das vantagens da transmissão hidrostática é a versatilidade na acomodação e montagem dos componentes, exceto a bomba que deve ser acoplada no eixo do motor diesel, o motor hidráulico pode ser montado distante da bomba e em qualquer posição, contanto que seu eixo esteja simétrico aos eixos das rodas da máquina.

b.) Transmissão Final (Secundária) por Engrenagens e Correntes:

Anteriormente foi definido a faixa para a redução final:

$$1,0 \leq i_2 \leq 5,68$$

portanto,

$$1,0 \leq D/d \leq 5,68$$

O diâmetro da roda adotada é de 400 mm, portanto fica definido o diâmetro máximo da coroa:

$$D < 400 \text{ mm}$$

se a relação $i_2 = 1$, conseqüentemente:

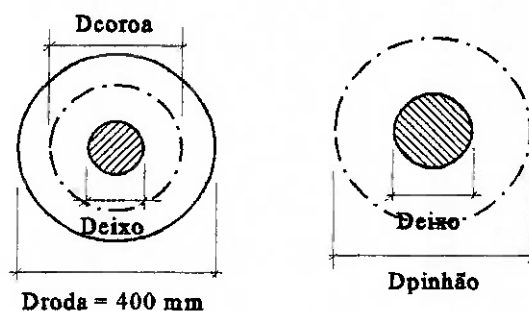
$$d < 400 \text{ mm}$$

para as engrenagens deve ser considerado o número máximo de 150 dentes.

Os seguintes pontos devem ser considerados na determinação do diâmetro mínimo das engrenagens:

- número mínimo de dentes recomendado: 19 dentes;
- diâmetro do eixo: toda engrenagem admite um furo máximo que varia de acordo com seu diâmetro, assim, as dimensões dos eixos do motor hidráulico escolhido e da roda determinam os diâmetros mínimos.

Figura 4.1.9 - Compatibilidade Dimensional dos diâmetros do pinhão e da coroa.



Portanto, fica:

$$(\text{diâmetro do eixo da roda}) \leq D_{\text{coroa}} \leq (\text{diâmetro da roda} = 400 \text{ mm})$$

$$(\text{diâmetro do eixo do motor hidráulico}) \leq d_{\text{pinhão}} \leq (\text{diâmetro máximo coroa} = 400 \text{ mm})$$

SUMÁRIO DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS:

- MOTOR DIESEL:

- Potência Necessária no Eixo do Motor Diesel: $P_e \geq 20,87 \text{ kW} = 28 \text{ CV}$

- BOMBA HIDROSTÁTICA:

- Bomba Hidrostática de Vazão Variável de Pistões Axiais

- Potência da Bomba Hidráulica: $P_b \geq 18,78 \text{ kW} = 25,2 \text{ CV}$
 - Deslocamento Volumétrico da Bomba: $55,1 \leq V_b \leq 2243 \text{ [cm}^3/\text{rot]}$
 - Pressão Máxima de Atuação: $45,4 \leq p \leq 325 \text{ [x10E5 N/m}^2\text{]}$
 - Pressão Mínima de Atuação: $10,2 \leq p \leq 73,2 \text{ [x10E5 N/m}^2\text{]}$
 - Vazão Máxima Requerida: $2,62 \leq Q \leq 18,79 \text{ [l/s]}$
 - Redução Primária: $1,0 \leq i_1 \leq 5,68$

- MOTOR HIDROSTÁTICO:

- Motor Hidrostático de Vazão Fixa de Pistões Axiais, Radiais, Engrenagens, Palhetas

- Potência do Motor Hidráulico: $P_m \geq 16,90 \text{ kW} = 22,7 \text{ CV}$
 - Deslocamento Volumétrico do Motor: $55,1 \leq V_m \leq 2243 \text{ [cm}^3/\text{rot]}$
 - Pressão Máxima do Motor: $45,4 \leq p \leq 325 \text{ [x10E5 N/m}^2\text{]}$
 - Pressão Mínima do Motor: $10,2 \leq p \leq 73,2 \text{ [x10E5 N/m}^2\text{]}$
 - Vazão Máxima Requerida: $2,62 \leq Q \leq 18,79 \text{ [l/s]}$
 - Torque Máximo Requerido: $264,6 \leq T_m \leq 1502,9 \text{ [Nm]}$
 - Rotação Máxima: $477,5 \leq n_m \leq 2712 \text{ [rpm]}$
 - Redução Primária: $1,0 \leq i_1 \leq 5,68$

- TRANSMISSÃO FINAL (SECUNDÁRIA) POR ENGRENAGENS E CORRENTES:

- Potência na Roda: $P_r \geq 16,40 \text{ kW} = 22,0 \text{ CV}$
 - Redução Secundária: $1,0 \leq i_2 \leq 5,68$
 - Relação entre Diâmetros: $1,0 \leq D/d \leq 5,68$
 - Engrenagens e Correntes de Rolos Simples, Duplas ou Triplas (Ref. ANSI, ISO ou ABNT)
 - Passo das Engrenagens e Correntes: $12,70(1/2") \leq \text{Passo} \leq 44,45 \text{ mm}(1.3/4")$;
 - Diâmetro da Coroa: $\phi_{\text{eixo}} \leq D \leq 400 \text{ mm}$
 - Diâmetro do Pinhão: $\phi_{\text{eixo}} \leq d \leq 400 \text{ mm}$
 - Número de Dentes das Engrenagens: $19 \leq Z \leq 150$

Ligando-se o solenóide S2B da válvula, o fluxo vindo da bomba é direcionado para a entrada do motor 4 fazendo-o girar a direita. O óleo que dele sai passará livremente pela válvula para o circuito de retorno. Para uma parada rápida, este sistema possui válvulas 2 e 3 que irão atuar cada uma num ramo, quando solicitada. Ao se desligar o solenóide, o êmbolo retornará para a posição central bloqueando desta forma a linha de saída do motor. Nestas circunstâncias, surgiria um altíssimo choque de pressão, sendo este, antes absorvido pela válvula 2, e o óleo novamente reutilizado pelo motor.

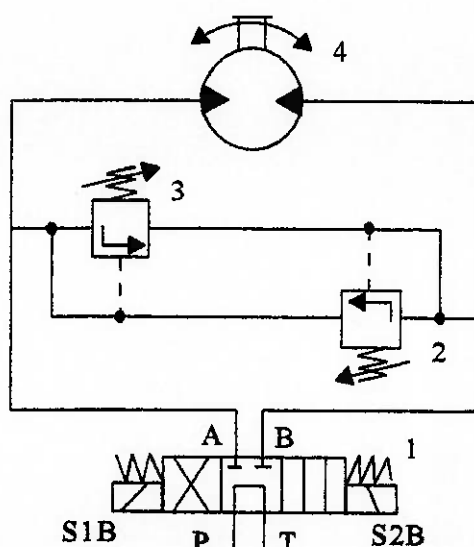


Figura 4.1.11 - Sistema de frenagem do motor hidrostático.

Ligando-se o solenóide S2C da válvula, o fluxo vindo da bomba é direcionado para a entrada do motor 7 fazendo-o girar a direita. O óleo que dele sai passará livremente pela válvula para o circuito de retorno. Para uma parada rápida este sistema possui válvulas 2, 3, 4, 5 e 6 que irão atuar cada uma num ramo, quando solicitada. Ao se desligar o solenóide, o êmbolo irá retornar para a posição central, bloqueando a linha de saída do motor. Nestas circunstâncias surgiria um altíssimo choque de pressão, sendo este antes absorvido pelas válvulas 2, 6 e 4 e o óleo é novamente reutilizado pelo motor.

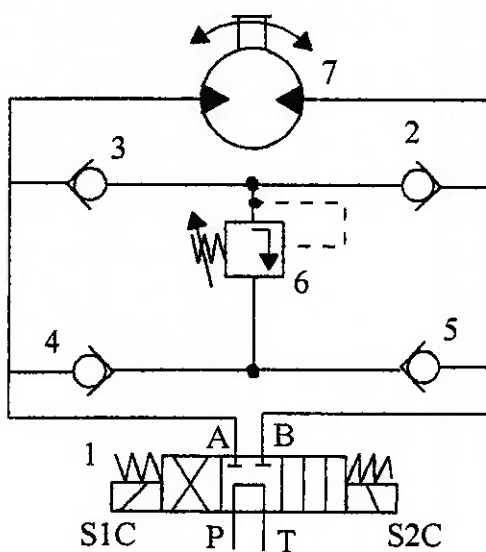


Figura 4.1.12 - Sistema de frenagem do motor hidrostático.

Pelo fato dos dois circuitos serem simétricos, na inversão do sentido de giro as condições de frenagem são respectivamente idênticas.

4.1.6.) OTIMIZAÇÃO FORMAL

a.) MOTOR DIESEL

De acordo com as necessidades de projeto e estudos efetuados, o motor pode ser escolhido entre as seguintes opções:

TABELA 4.1.8 - Opções de Motores Diesel		
Fabricante	YANMAR	AGRALE
Modelo	BTD - 33	M - 790
Combustível	diesel	diesel
Ciclo	4 tempos	4 tempos
Nº de Cilindros	3	2
Refrigeração	água	ar
Peso STD [kg]	300	208
Potência DIN 6270 B	33 CV a 2600 rpm	27 CV a 3000 rpm
Potência DIN 70020	X	36 CV a 3000 rpm

Os dois modelos apresentam desempenho semelhante porém possuem algumas especificações e diferenças construtivas que conferem aos motores características particulares. De uma forma geral o segundo modelo é mais simples construtivamente o que, de acordo com os critérios e especificações adotadas para o projeto, confere ao modelo vantagens comparativas:

- “mais simples, menos peças para quebrar”;
- robustez: este e os critérios seguintes são conseqüências da simplicidade construtiva;
- menor custo de aquisição;
- menor custo de manutenção;
- durabilidade;

Portanto o motor escolhido será o modelo **M-790 da AGRAL** (vide Anexo-7).

b.) TRANSMISSÃO

De acordo com os estudos efetuados, existem inúmeras soluções possíveis de transmissão que podem ter seus componentes combinados entre si:

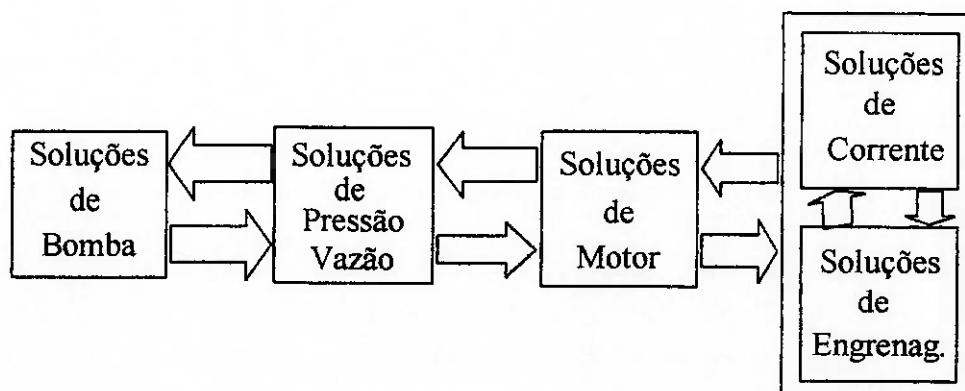


Figura 4.1.13 - Soluções do Sub-Sistema Propulsor.

De uma forma geral, pode-se dividir as soluções de transmissão hidrostática viáveis para o projeto em três grupos principais, de acordo com o deslocamento volumétrico. Esta divisão, ressalte-se, é específica para o propósito deste trabalho e objetiva uma caracterização básica de seus aspectos construtivos e funcionais:

- i.) alto torque & baixa rotação: Deslocamento Volumétrico: $1587 \leq V_m \leq 2243$ [cm³/rot]
- ii.) médio torque & média rotação: Deslocamento Volumétrico: $821 \leq V_m \leq 1587$ [cm³/rot]
- iii.) baixo torque & alta rotação: Deslocamento Volumétrico: $55,1 \leq V_m \leq 821$ [cm³/rot]

Os motores do primeiro grupo funcionam sob regime de baixa pressão e alta vazão; os do segundo grupo são motores que funcionam sob regime de média pressão e média vazão; os do terceiro grupo são motores que funcionam sob regime de alta pressão e baixa vazão. Os motores do terceiro grupo apresentam menores massa e dimensão, características essas importantes a serem consideradas na instalação e montagem.

Um motor selecionado pode ser combinado com diversas possibilidades de transmissão final (correntes e engrenagens e respectivas reduções i₂) e atuar em faixas de pressão e vazão de acordo com a combinação adotada. Pode também receber a vazão de diversas opções de bomba (redução i₁).

Assim, após várias iterações com combinações de bomba, motor e transmissão 2ª (engrenagens e corrente), foi determinada a seguinte combinação de Transmissão:

TABELA 4.1.9 - Determinação dos Parâmetros da Transmissão			
PARÂMETROS DA TRANSMISSÃO SECUNDÁRIA :			
RODA	Diâmetro [mm] =	400	
CORRENTE	Corrente de Rolos Simplex ANSI =	100	
	Passo [pol] =	1.1/4"	
	Passo [mm] =	31,75	
	Peso Linear [kgf/m] =	4,02	
	Carga Admissível [kgf] =	1899	
	Carga de Ruptura [kgf] =	8850	
	FORÇA MÁXIMA DE TRACÇÃO [kgf] =	388	
ENGRENAGENS	Diâmetro Primitivo do PINHÃO [mm] =	192,9	
	Diâmetro Externo do PINHÃO [mm] =	209	
	Numero de Dentes do PINHÃO Z_p =	19	
	Diâmetro Primitivo da COROA [mm] =	354,2	
	Diâmetro Externo da COROA [mm] =	372	
	Numero de Dentes da COROA Z_c =	35	
	Relação de Transmissão i_2 =	1,84	
Condição	Parâmetros Requeridos com Relação de Transmissão i_2 =	1,84	
TORQUE MÁXIMO & PRESSÃO MÁXIMA	Velocidade na Roda [m/s] =	2,25	
	Rotação na Roda [rpm] =	107,4	
	Torque na Roda [Nm] =	1.457,8	
	Rotação no Motor Hidrostático [rpm] =	197,9	
	Torque no Motor Hidrostático [Nm] =	815,8	
VELOCIDADE MÁXIMA & VAZÃO MÁXIMA	Velocidade na Roda [m/s] =	10	
	Rotação na Roda [rpm] =	477,5	
	Torque na Roda [Nm] =	328,0	
	Rotação no Motor Hidrostático [rpm] =	879,5	
	Torque no Motor Hidrostático [Nm] =	183,6	
MOTOR ADOTADO	Deslocamento Volumétrico ou Tamanho Nominal [cm ³ /rot] =	180	
DETERMINAÇÃO DA BOMBA	Rotação de Acionamento [rpm] =	3000	
	Deslocamento Volumétrico Necessário para Vazão Máxima [cm ³ /rot] =	58	
	Tamanho Nominal [cm ³ /rot] =	55	
	Relação de Redução i_1 =	3,27	
		Parâmetros Atingidos com V_m [cm ³ /rot] =	180
		Constante de Torque Atingido [Nm/bar] =	2,66
		Vazão [l/s] =	0,62
		Pressão [x0,1MPa] =	307,0
		Constante de Torque Atingido [Nm/bar] =	2,66
		Vazão [l/s] =	2,78
		Pressão [x0,1MPa] =	69,1

O desempenho do Sistema Propulsor escolhido é apresentado nas seguintes tabela e curvas.

ABELA 4.14 - Desempenho Disponível da Transmissão em função dos parâmetros de entrada (motor diesel)										
Tamanho Nominal da Bomba = 55				Número de Dentes do Pinhão Z_p = 19						
Rendimento Total da Bomba = 0,85				Número de Dentes da Coroa Z_c = 35						
Rendimento Volumétrico da Bomba = 0,95				Diâmetro da Roda [mm] = 400						
Rendimento Mecânico-Hidráulico da Bomba = 0,9				Rendimento Total da Transmissão 2^a = 0,97						
Tamanho Nominal do Motor = 180				Relação de Transmissão i_1 = 3,27						
Rendimento Total do Motor = 0,85				Relação de Transmissão i_2 = 1,84						
Rendimento Volumétrico do Motor = 0,95				Relação Global $i_1 \times i_2$ = 6,03						
Rendimento Mecânico-Hidráulico do Motor = 0,90										
Potência Disponível no Motor Diesel: P_e [kW] = 11				Rotação Disponível no Motor Diesel: n_e [rpm] = 1500						
				Torque Disponível no Motor Diesel: T_e [Nm] = 70						
Disponível na Bomba Hidráulica				Disponível no Motor Hidráulico			Disponível na Roda			
b [cm ³ /rot]	Q [l/s]	p [0,1MPa]	P_b [kW]	n_m [rpm]	T_m [Nm]	P_m [kW]	n_r [rpm]	V [m/s]	T_r [Nm]	P_r [kW]
0	0	317,2	0	0	815,8	0	0	0	1.457,8	0
5	0,12	317,2	3,8	37,6	815,8	3,2	20,4	0,43	1.457,8	3,1
10	0,24	317,2	7,5	75,2	815,8	6,4	40,8	0,86	1.457,8	6,2
12,51	0,30	317,2	9,4	94,1	815,8	8,0	51,1	1,07	1.457,8	7,8
15	0,36	264,6	9,4	112,8	680,4	8,0	61,2	1,28	1.215,8	7,8
20	0,48	198,4	9,4	150,4	510,3	8,0	81,7	1,71	911,8	7,8
25	0,59	158,7	9,4	188,0	408,2	8,0	102,1	2,14	729,5	7,8
30	0,71	132,3	9,4	225,6	340,2	8,0	122,5	2,57	607,9	7,8
35	0,83	113,4	9,4	263,2	291,6	8,0	142,9	2,99	521,0	7,8
40	0,95	99,2	9,4	300,8	255,2	8,0	163,3	3,42	455,9	7,8
45	1,07	88,2	9,4	338,4	226,8	8,0	183,7	3,85	405,3	7,8
50	1,19	79,4	9,4	376,0	204,1	8,0	204,1	4,28	364,7	7,8
55	1,31	72,2	9,4	413,6	185,6	8,0	224,6	4,70	331,6	7,8
Potência Disponível no Motor Diesel: P_e [kW] = 18				Rotação Disponível no Motor Diesel: n_e [rpm] = 2250						
				Torque Disponível no Motor Diesel: T_e [Nm] = 78						
Disponível na Bomba Hidráulica				Disponível no Motor Hidráulico			Disponível na Roda			
b [cm ³ /rot]	Q [l/s]	p [0,1MPa]	P_b [kW]	n_m [rpm]	T_m [Nm]	P_m [kW]	n_r [rpm]	V [m/s]	T_r [Nm]	P_r [kW]
0	0	317,2	0	0	815,9	0	0	0	1.457,8	0
5	0,18	317,2	5,7	56,4	815,9	4,8	30,6	0,64	1.457,8	4,7
10	0,36	317,2	11,3	112,8	815,9	9,6	61,2	1,28	1.457,8	9,3
13,939	0,50	317,2	15,8	157,2	815,9	13,4	85,4	1,79	1.457,8	13,0
15	0,53	294,8	15,8	169,2	758,2	13,4	91,9	1,92	1.354,7	13,0
20	0,71	221,1	15,8	225,6	568,6	13,4	122,5	2,57	1.016,0	13,0
25	0,89	176,9	15,8	282,0	454,9	13,4	153,1	3,21	812,8	13,0
30	1,07	147,4	15,8	338,4	379,1	13,4	183,7	3,85	677,4	13,0
35	1,25	126,3	15,8	394,8	324,9	13,4	214,3	4,49	580,6	13,0
40	1,43	110,5	15,8	451,3	284,3	13,4	245,0	5,13	508,0	13,0
45	1,60	98,3	15,8	507,7	252,7	13,4	275,6	5,77	451,6	13,0
50	1,78	88,4	15,8	564,1	227,4	13,4	306,2	6,41	406,4	13,0
55	1,96	80,4	15,8	620,5	206,8	13,4	336,8	7,05	369,5	13,0
Potência Disponível no Motor Diesel: P_e [kW] = 22				Rotação Disponível no Motor Diesel: n_e [rpm] = 3000						
				Torque Disponível no Motor Diesel: T_e [Nm] = 70						
Disponível na Bomba Hidráulica				Disponível no Motor Hidráulico			Disponível na Roda			
b [cm ³ /rot]	Q [l/s]	p [0,1MPa]	P_b [kW]	n_m [rpm]	T_m [Nm]	P_m [kW]	n_r [rpm]	V [m/s]	T_r [Nm]	P_r [kW]
0	0	317,2	0	0	815,8	0	0	0	1.457,8	0
5	0,24	317,2	7,5	75,2	815,8	6,4	40,8	0,86	1.457,8	6,2
10	0,48	317,2	15,1	150,4	815,8	12,8	81,7	1,71	1.457,8	12,5
12,51	0,59	317,2	18,8	188,2	815,8	16,1	102,2	2,14	1.457,8	15,6
15	0,71	264,6	18,8	225,6	680,4	16,1	122,5	2,57	1.215,8	15,6
20	0,95	198,4	18,8	300,8	510,3	16,1	163,3	3,42	911,8	15,6
25	1,19	158,7	18,8	376,0	408,2	16,1	204,1	4,28	729,5	15,6
30	1,43	132,3	18,8	451,3	340,2	16,1	245,0	5,13	607,9	15,6
35	1,66	113,4	18,8	526,5	291,6	16,1	285,8	5,99	521,0	15,6
40	1,90	99,2	18,8	601,7	255,2	16,1	326,6	6,84	455,9	15,6
45	2,14	88,2	18,8	676,9	226,8	16,1	367,4	7,70	405,3	15,6
50	2,38	79,4	18,8	752,1	204,1	16,1	408,3	8,55	364,7	15,6
55	2,61	72,2	18,8	827,3	185,6	16,1	449,1	9,41	331,6	15,6

GRÁFICO 4.1.14
Desempenho da Bomba Hidrostática

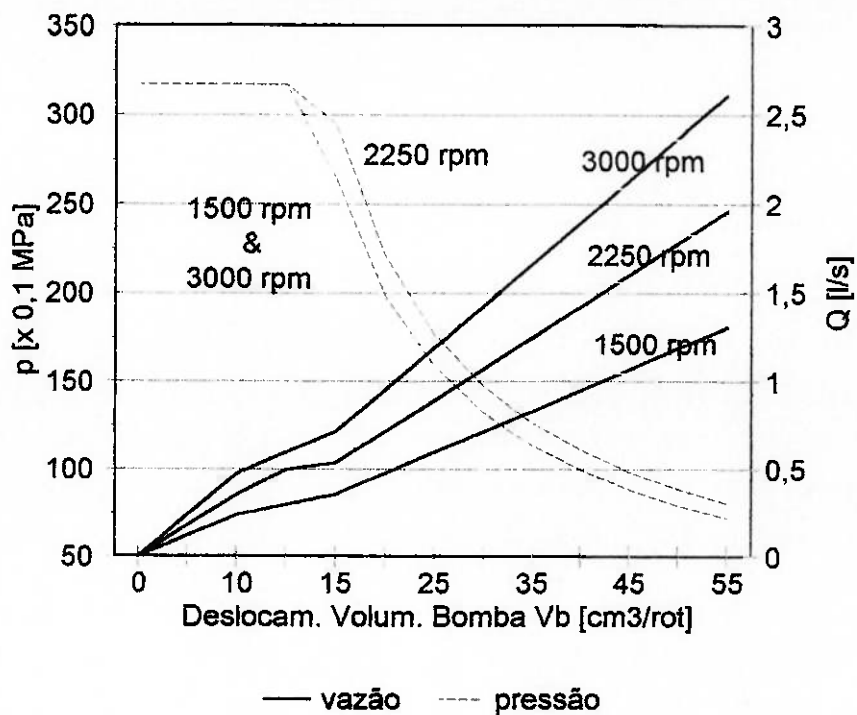


GRÁFICO 4.1.15
Desempenho do Motor Hidrostático

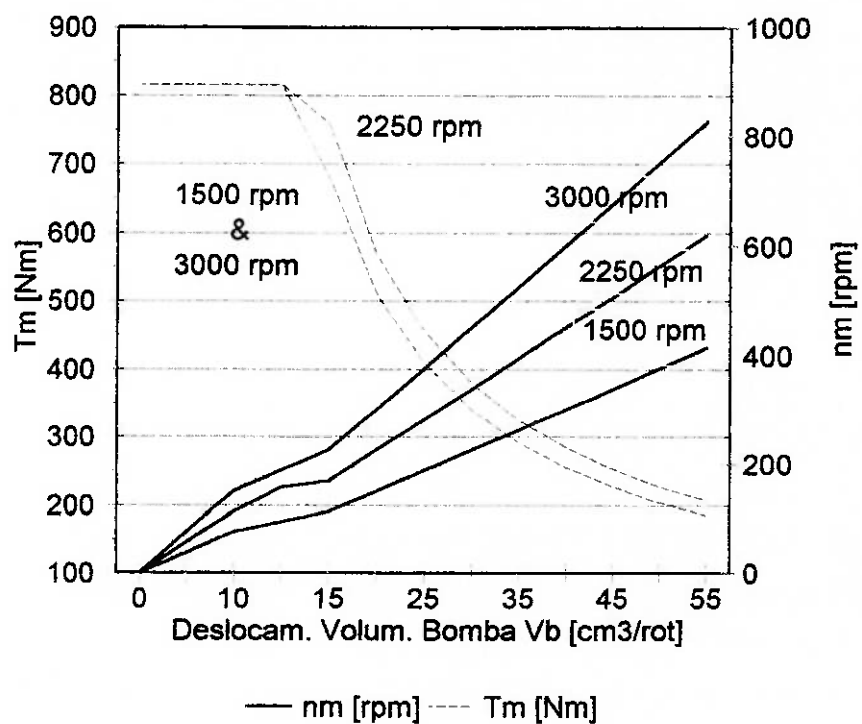


GRÁFICO 4.1.16
Desempenho na Roda

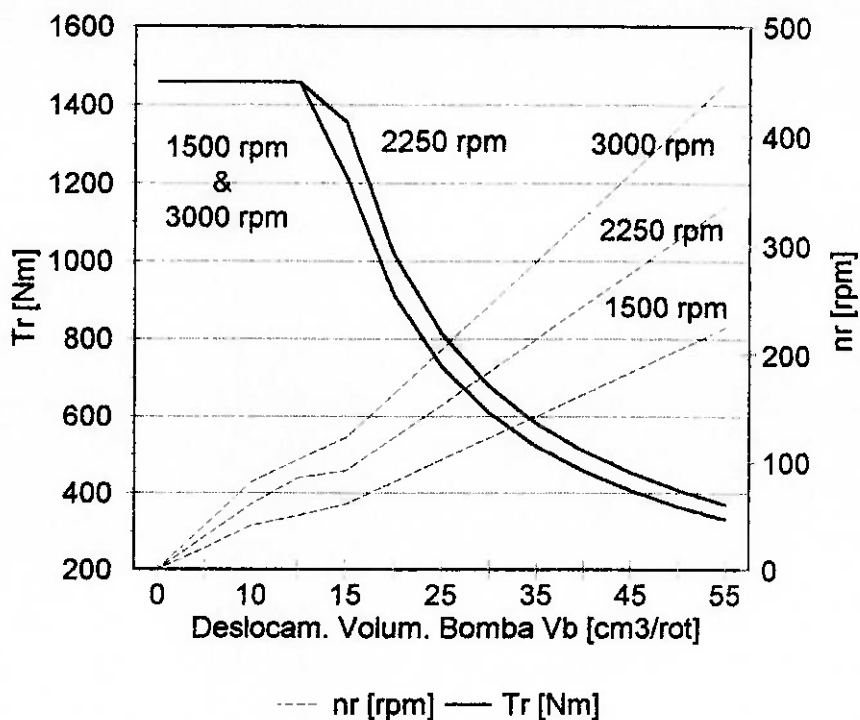
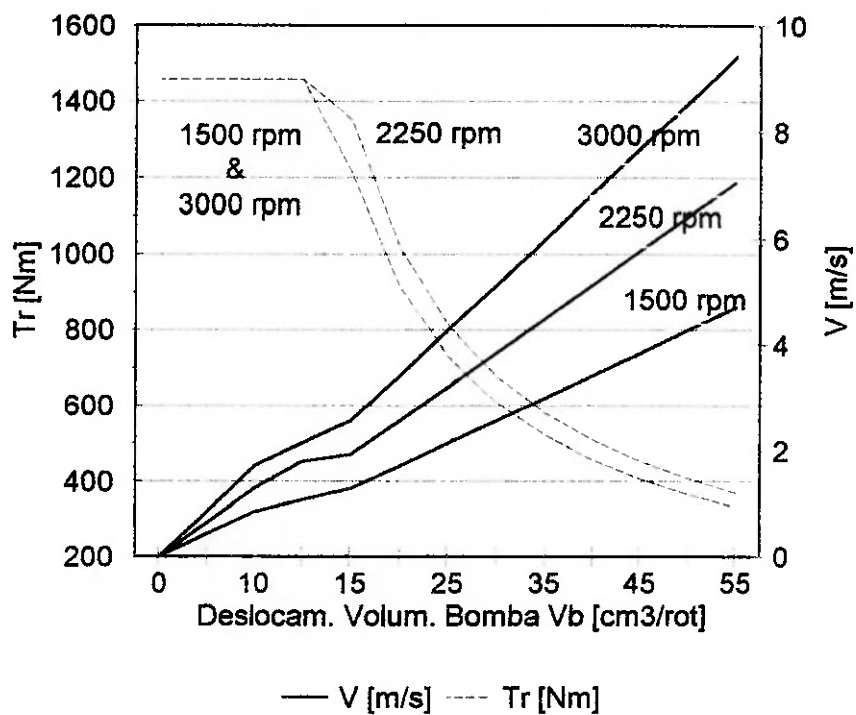


GRÁFICO 4.1.17
Desempenho da Transmissão

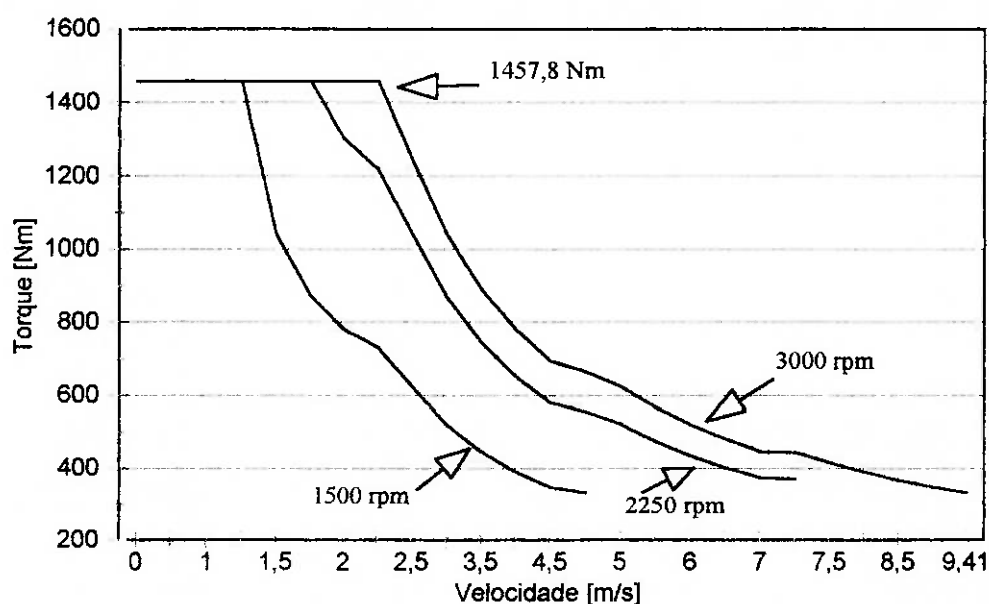


O motor diesel que aciona a bomba hidrostática apresenta uma faixa de rotação de trabalho (1500 rpm a 3000 rpm), podendo a transmissão apresentar os seguintes desempenhos em função da rotação de acionamento da bomba hidráulica (tabela 4.1.11 & gráfico 4.1.18).

TABELA 4.1.11 - Desempenho do Sistema Propulsor em função da rotação do motor diesel.

Velocidade [m/s]	Torque Disponível na Roda [Nm]		
	a 1500 rpm	a 2250 rpm	a 3000 rpm
0	1.457,8	1.457,8	1.457,8
0,5	1.457,8	1.457,8	1.457,8
1	1.457,8	1.457,8	1.457,8
1,07	1.457,8	1.457,8	1.457,8
1,5	1.039,6	1.457,8	1.457,8
1,79	872,2	1.457,8	1.457,8
2	779,7	1.303,2	1.457,8
2,14	728,9	1.218,3	1.457,8
2,5	623,8	1.042,6	1.247,5
3	519,8	868,8	1.039,6
3,5	445,5	744,7	891,1
4	389,8	651,6	779,7
4,5	346,5	579,2	693,1
4,7	331,6	554,2	663,2
5	x	521,3	623,8
5,5	x	473,9	567,1
6	x	434,4	519,8
6,5	x	401,0	479,8
7	x	372,3	445,5
7,05	x	369,5	442,1
7,5	x	x	415,8
8	x	x	389,9
8,5	x	x	366,9
9	x	x	346,5
9,41	x	x	331,6

GRÁFICO 4.1.18
DESEMPENHO DO SISTEMA PROPULSOR



4.1.7.) ENSAIOS DE MODELOS ANALÓGICO-FUNCIONAIS

Ensaio e testes do Sistema Propulsor serão efetuados em protótipo completo da locomotiva, pois um programa de ensaios em modelos analógicos encareceria o projeto sem resultados mais práticos.

4.1.8.) SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

Em princípio não há necessidade de simplificações do projeto original da transmissão resultante, porém deve ser considerada a sua necessidade devido aos ensaios e testes a serem efetuados no protótipo visando possíveis correções e aprimoramentos.

4.1.9.) CONCLUSÃO

A seguir é apresentado uma figura esquemática do PROJETO BÁSICO DO SISTEMA PROPULSOR. Segue anexo (Anexos 7 a 11) para maiores detalhes informativos, material de catálogos industriais referentes às partes constantes da figura.

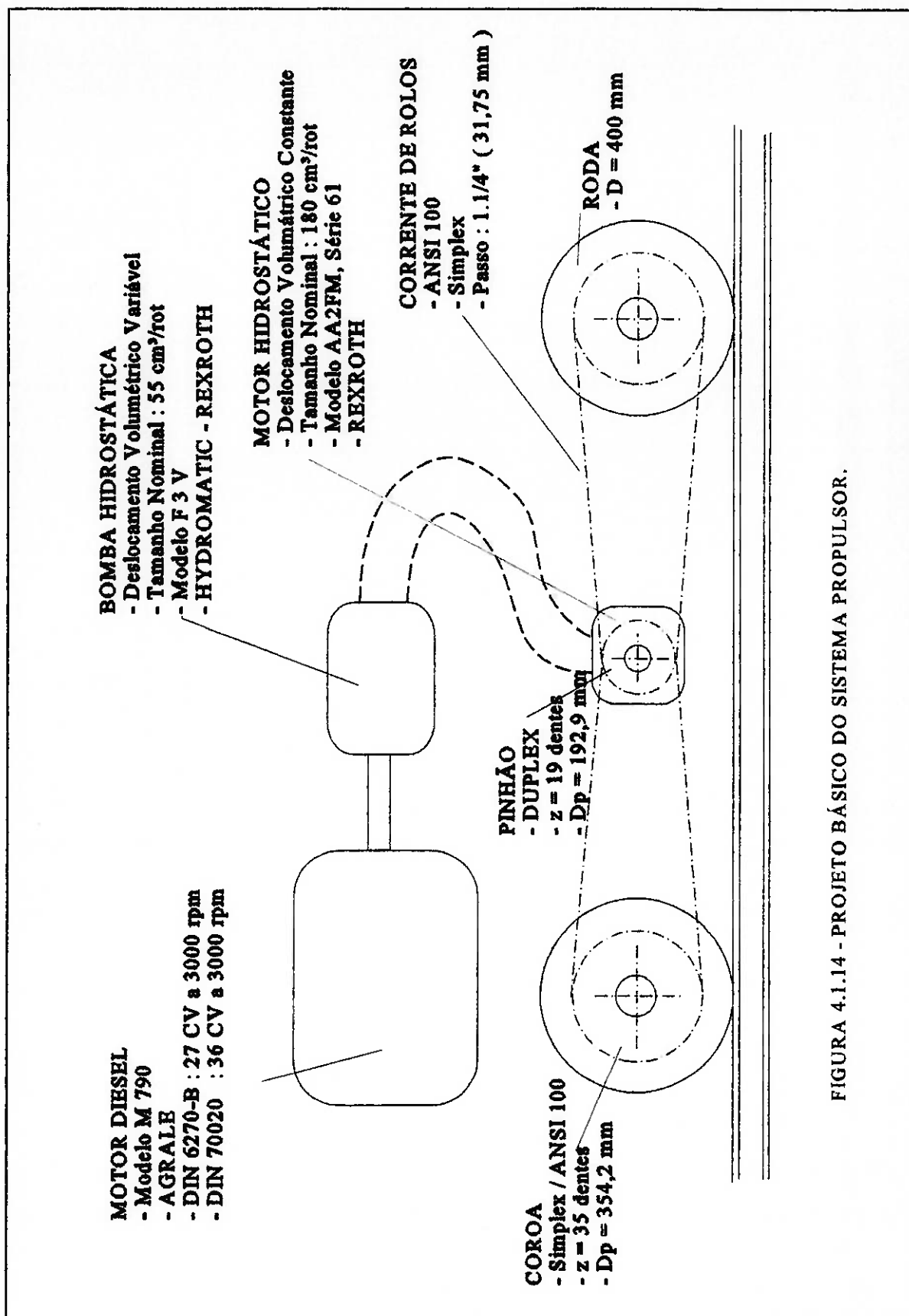


FIGURA 4.1.14 - PROJETO BÁSICO DO SISTEMA PROPULSOR.

4.2.) PROJETO BÁSICO DA RODA

Como a roda faz parte do conjunto da transmissão, também será estudada e analisada de acordo, porém no ítem da transmissão. Aqui será efetuado um estudo específico que servirá como base para aplicação no estudo e análise da roda no conjunto da transmissão.

4.2.1.) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Não houve necessidade de mais análise para escolha da melhor solução pois aqui já temos uma solução única, que trata-se da roda em aço fundido, apresentada em sua forma básica na figura a seguir:

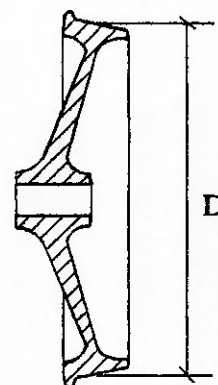


Figura 4.2.1 - Roda ferroviária em peça única.

4.2.2.) MODELAGEM DO PROJETO

A modelagem que segue irá estabelecer parâmetros orientativos para o estudo da influência da roda no conjunto da transmissão. Sendo assim, análises cinemáticas e dinâmicas da roda seriam mais convenientes se efetuadas na modelagem como parte do conjunto da transmissão.

Sob a ação da carga aplicada surge, na região do contato entre a roda e o trilho, uma tensão de compressão que deve ser considerada para fins de projeto.

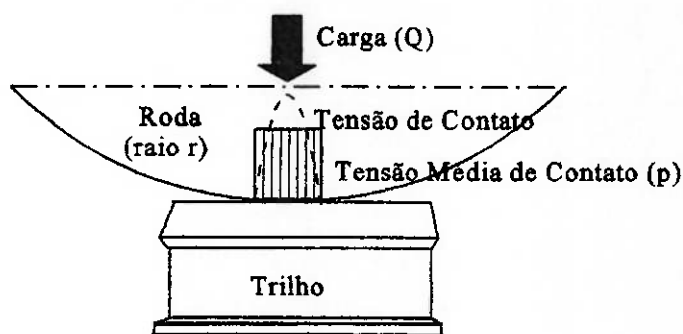


Figura 4.2.2 - Tensão de contato roda/trilho.

As solicitações nas superfícies comprimidas podem ser calculadas pelas equações simplificadas de Hertz [26, pag-50] e seu estudo é fundamental na determinação da Carga Máxima Admissível pela roda ou do Diâmetro Mínimo de Roda Admissível para a carga aplicada.

Para a roda de raio r [mm] e carregamento Q [kN], a Tensão de Compressão pode ser calculada por:

$$p = 1380\sqrt{(Q/r)} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (1)$$

A Tensão Máxima de Cisalhamento por:

$$\tau_{\text{máx}} = 413\sqrt{(Q/r)} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2)$$

4.2.3.) ANÁLISE DA SENSIBILIDADE

De acordo com [26, pag 43], a Carga Máxima Admissível para a roda de raio r é dada pela seguinte fórmula:

$$Q = (\sigma/v)^2 \cdot (5,26 \cdot r) / (10E7) \quad [\text{kN}] \quad (3)$$

e o Raio Mínimo de roda para a carga Q aplicada na roda é calculada por:

$$r = 1,90 \cdot Q \cdot (v/\sigma)^2 \cdot 10E6 \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

onde: - $\sigma = \sigma_r$ = tensão de ruptura na borda superior do trilho na direção longitudinal (700 N/mm²)
 - v = coeficiente de segurança adotado nas condições de tráfego do projeto (1,1 a 1,2)
 - r = raio da roda em mm

Como está determinado o Peso Aderente de 40 kN da locomotiva, fica estabelecido que a Carga Máxima Admissível para cada roda vale $Q=10$ kN, e o parâmetro crítico da roda o seu raio r , obedecendo a condição da equação (4).

4.2.4.) ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

A Base Rígida (distância entre eixos=1100 mm) estabelece o Diâmetro Máximo para que uma roda não interfira na outra:

$$D < 1100 \text{ mm}$$

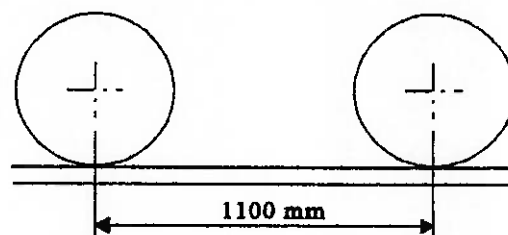


Figura 4.2.3 - Diâmetro Máximo.

As dimensões da caixa do mancal limitam o diâmetro mínimo da roda:

$$D > 212 \text{ mm.}$$

Portanto fica estabelecido a faixa de valores admissível para o diâmetro da roda:

$$212 \text{ mm} < D < 1100 \text{ mm}$$

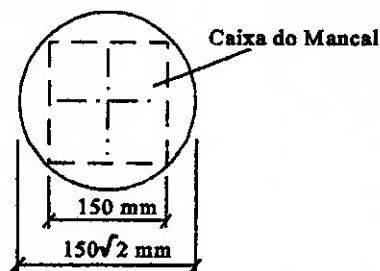


Figura 4.2.4 - Diâmetro Mínimo.

4.2.5.) ANÁLISE DE ESTABILIDADE

A equação (4) estabelece para as condições de projeto ($Q = 10$ kN) o raio mínimo permissível:

$$r = 1,90 \cdot 10 \cdot [1,2/700]^2 \cdot 10^6 \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

que vale 56 mm ($D=112$ mm), indicação de que o diâmetro mínimo estabelecido na Análise de Compatibilidade ($D=212$ mm) não impõe risco de danos devido à tensão de compressão.

Os diâmetros mínimo ($D=212$ mm) e máximo ($D=1100$ mm) de roda admitem os seguintes valores de Carga Máxima de acordo com a equação (3), respectivamente: $Q = 19$ kN e $Q = 98$ kN.

Conclui-se que a faixa de valores permitida para escolha do diâmetro da roda seguramente não desobedecerá as condições de solicitações da teoria de Hertz.

4.2.6.) OTIMIZAÇÃO FORMAL

A determinação do diâmetro da roda deve considerar para seu valor máximo a necessidade de altos torques para sua movimentação o que resulta em elevados esforços nos componentes da transmissão conseqüentemente no dimensionamento das partes teremos elevados valores e custos. As rodas adotadas no Brasil costumam ter diâmetros entre 740 a 910 mm [ref. 1, pag 140], medidas de rodas utilizadas nas grandes máquinas que em muito ultrapassam as necessidades de projeto, mesmo assim, estabeleceremos a roda de 740 mm como o máximo diâmetro de análise, e o diâmetro mínimo de análise anteriormente estabelecido ($D_{\min} = 212$ mm), o que resulta na seguinte faixa de valores:

$$212 \text{ mm} < D < 740 \text{ mm}$$

Dentro da faixa de diâmetros estabelecida, um valor médio de 475 mm parece razoável como primeira escolha porém, diversos catálogos de máquinas semelhantes apresentam como diâmetros de roda um valor de 400 mm, portanto este valor será adotado para análises na transmissão.

$$D = 400 \text{ mm}$$

4.2.7.) ENSAIOS DE MODELOS ANALÓGICO-FUNCIONAIS

Ensaio e testes da roda serão efetuados conjuntamente com o protótipo completo da máquina, possibilitando uma economia de gastos com resultados confiáveis. Evidentemente deve-se realizar verificações quanto às dimensões, existência de falhas e ensaios de dureza.

4.2.8.) SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

Não há necessidade de simplificações.

4.2.9.) CONCLUSÃO

Fica então determinada a roda em sua dimensão principal, o Diâmetro:

$$D = 400 \text{ mm.}$$

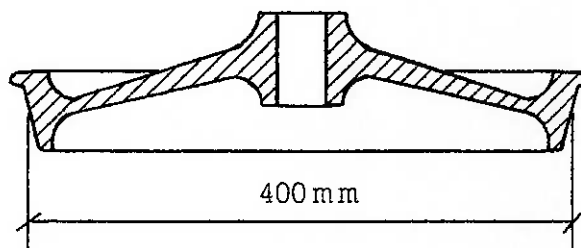


Figura 4.2.5 - PROJETO BÁSICO DA RODA.

4.3.) PROJETO BÁSICO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO

4.3.1.) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

A partir das três soluções viáveis foi elaborada a seguinte Matriz de Avaliação que auxiliará a escolha da melhor solução.

Características	Peso	MO.1	MO.2	MO.3
		Nota x Peso	Nota x Peso	Nota x Peso
a) Rendimento	8	4 x 8	8 x 8	6 x 8
b) Durabilidade	9	8 x 9	8 x 9	4 x 9
c) Confiabilidade	10	5 x 10	9 x 10	9 x 10
d) Fator de Volume	6	7 x 6	5 x 6	8 x 6
e) Fator de Peso	6	7 x 6	8 x 6	5 x 6
TOTAL		238	304	252

a.) Rendimento ($\eta_w = \text{Energia Restituída/Energia Absorvida}$): É importante que a mola apresente amortecimento no seu funcionamento. A mola de borracha e de feixe apresentam um bom amortecimento devido fundamentalmente a atritos externos, já a mola helicoidal apenas um pequeno (desprezível) atrito interno. Qualitativamente pode-se dispor das seguintes relações comparativas para orientação:

$$\eta_w \text{ mola de feixe} < \eta_w \text{ mola de borracha} < \eta_w \text{ mola helicoidal}$$

b.) Durabilidade: A borracha se torna quebradiça (“envelhece”) quando exposto à luz, ao calor e é sensível à ação de óleo e combustíveis, perdendo suas características. Quanto às molas de feixe e helicoidais, consideram-se equivalentes a priori.

c.) Confiabilidade: Pelas características construtivas, a menos confiável é a mola helicoidal que ficaria inutilizada se rompido o fio. Já as molas de feixe e de borracha, se ocorrer ruptura de uma lâmina ou disco de borracha, não se inutiliza o conjunto.

d.) Fator de Volume ($\eta_v = \text{Energia de Deformação/Volume}$): O volume ocupado pela mola pode ser característica importante a ser considerado como aspecto construtivo. A seguinte relação foi obtida de [30-V.1-Tab 12.1]:

$$\eta_v \text{ mola de feixe} < \eta_v \text{ mola helicoidal} < \eta_v \text{ mola de borracha}$$

e.) Fator de Peso ($\eta_Q = \text{Energia de Deformação/Peso}$): O peso da mola contribuirá na formação do lastro da locomotiva. Também extraído de [30]:

$$\eta_Q \text{ mola de feixe} < \eta_Q \text{ mola helicoidal} < \eta_Q \text{ mola de borracha}$$

CONCLUSÃO: A solução MO.2 é a melhor por acumular a maior pontuação devendo então ser definida e estudada com maiores detalhes.

4.3.3.) ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Entradas: P

Parâmetros: b, e, n, l, E

Saídas: σ , f

Condições preliminares:

- a.) O lastro determina a carga P, assim, para um lastro de 4000 kg, $2P=1000 \text{ kgf}$;
- b.) A referência [30- V.1-pag 195] estabelece um Coeficiente de Rigidez da mola compreendido entre 33 e 37 kgf/mm para veículos ferroviários, o que resulta em flexibilidade entre 27 e 30,3 mm/ton;
- c.) O material das lâminas geralmente é um aço liga tratado termicamente, em geral com as seguintes propriedades:
 - tensão admissível entre 60 a 70 kgf/mm², adotaremos um valor médio de 65 kgf/mm²;
 - Módulo de Elasticidade entre 20000 a 22000 kgf/mm², adotaremos 21000 kgf/mm².
- d.) A largura b da lâmina depende entre outros, do espaço disponível para instalação na caixa do mancal. A ref. [31-pag 74] sugere a faixa entre 80 a 130 mm, porém para grandes locomotivas e carros ferroviários.

A referência [27-pag 2.35] sugere:

- b = 90 mm para locomotivas;
- b = 75 mm para carros ferroviários;
- b = 60 mm para caminhões;
- b = 35 para carros;

- e.) A espessura e da lâmina não pode ser muito fina, para se obter uma boa fabricação, [27-pag 74] sugere a seguinte faixa:

$$10 \leq e \leq 14 \text{ mm}$$

Como se pode notar, são valores “pesados”, para grandes máquinas, admitiremos para a solução, espessuras menores. Lâminas largas e finas oferecem a vantagem de que para uma mesma carga e mesma flexibilidade, as molas podem ser mais curtas, o que para um mesmo comprimento são mais flexíveis e menos expostos a rupturas.

Considera-se então a seguinte faixa de espessuras:

$$6 \leq e \leq 12 \text{ mm}$$

- f.) A ref. [31-pag 74] indica a seguinte faixa para o comprimento 2l:

$$400 \leq 2l \leq 1200 \text{ mm}$$

g.) O número de lâminas n pode estar compreendido entre 6 a 14.

Com essas condições preliminares e a equação (2) foram elaboradas as seguintes tabelas que mostram a influência dos parâmetros no funcionamento da mola.

TABELA 4.3.1 - Produto $b \cdot e^3$ [mm ³]				
Largura b [mm]	Espessura e (mm)			
	6	8	10	12
35	7560	17920	35000	60480
45	9720	23040	45000	77760
55	11880	28160	55000	95040
65	14040	33280	65000	112320
75	16200	38400	75000	129600

TABELA 4.3.2 - Flecha [mm] Comprimento $2l=400$ mm e $P=500$ kgf				
$b \cdot e^3$	Número de Lâminas (n)			
	6	8	10	12
7560	25,20	18,90	15,12	12,60
9720	19,60	14,70	11,76	9,80
11880	16,03	12,03	9,62	8,02
14040	13,57	10,18	8,14	6,78
16200	11,76	8,82	7,05	5,88
17920	10,63	7,97	6,38	5,31
23040	8,27	6,20	4,96	4,13
28160	6,76	5,07	4,06	3,38
33280	5,72	4,29	3,43	2,86
35000	5,44	4,08	3,27	2,72
38400	4,96	3,72	2,98	2,48
45000	4,23	3,17	2,54	2,12
55000	3,46	2,60	2,08	1,73
60480	3,15	2,36	1,89	1,57
65000	2,93	2,20	1,76	1,47
75000	2,54	1,90	1,52	1,27
77760	2,45	1,84	1,47	1,22
95040	2,00	1,50	1,20	1,00
112320	1,70	1,27	1,02	0,85
129600	1,47	1,10	0,88	0,73

TABELA 4.3.3 - Flecha [mm] Comprimento $2l=600$ mm e $P=500$ kgf				
$b \cdot e^3$	Número de Lâminas (n)			
	6	8	10	12
7560	85,03	63,78	51,02	42,52
9720	66,14	49,60	39,68	33,07
11880	54,11	40,58	32,47	27,06
14040	45,79	34,34	27,47	22,89
16200	39,68	29,76	23,81	19,84
17920	35,87	26,91	21,52	17,94
23040	27,90	20,93	16,74	13,95
28160	22,83	17,12	13,70	11,41
33280	19,32	14,49	11,59	9,66
35000	18,37	13,78	11,02	9,18
38400	16,74	12,56	10,04	8,37
45000	14,29	10,71	8,57	7,14
55000	11,69	8,77	7,01	5,84
60480	10,63	7,97	6,38	5,31
65000	9,89	7,42	5,93	4,95
75000	8,57	6,43	5,14	4,29
77760	8,27	6,20	4,96	4,13
95040	6,76	5,07	4,06	3,38
112320	5,72	4,29	3,43	2,86
129600	4,96	3,72	2,98	2,48

TABELA 4.3.4 - Flecha [mm] Comprimento $2l=800$ mm e $P=500$ kgf				
$b \cdot e^3$	Número de Lâminas (n)			
	6	8	10	12
7560	201,56	151,17	120,94	100,78
9720	156,77	117,58	94,06	78,39
11880	128,27	96,20	76,96	64,13
14040	108,53	81,40	65,12	54,27
16200	94,06	70,55	56,44	47,03
17920	85,03	63,78	51,02	42,52
23040	66,14	49,60	39,68	33,07
28160	54,11	40,58	32,47	27,06
33280	45,79	34,34	27,47	22,89
35000	43,54	32,65	26,12	21,77
38400	39,68	29,76	23,81	19,84
45000	33,86	25,40	20,32	16,93
55000	27,71	20,78	16,62	13,85
60480	25,20	18,90	15,12	12,60
65000	23,44	17,58	14,07	11,72
75000	20,32	15,24	12,19	10,16
77760	19,60	14,70	11,76	9,80
95040	16,03	12,03	9,62	8,02
112320	13,57	10,18	8,14	6,78
129600	11,76	8,82	7,05	5,88

TABELA 4.3.5 - Flecha [mm] Comprimento $2l=1000$ mm e $P=500$ kgf				
$b \cdot e^3$	Número de Lâminas (n)			
	6	8	10	12
7560	393,68	295,26	236,21	196,84
9720	306,19	229,64	183,72	153,10
11880	250,52	187,89	150,31	125,26
14040	211,98	158,98	127,19	105,99
16200	183,72	137,79	110,23	91,86
17920	166,08	124,56	99,65	83,04
23040	129,17	96,88	77,50	64,59
28160	105,69	79,27	63,41	52,84
33280	89,43	67,07	53,66	44,71
35000	85,03	63,78	51,02	42,52
38400	77,50	58,13	46,50	38,75
45000	66,14	49,60	39,68	33,07
55000	54,11	40,58	32,47	27,06
60480	49,21	36,91	29,53	24,80
65000	45,79	34,34	27,47	22,89
75000	39,68	29,76	23,81	19,84
77760	38,27	28,71	22,96	19,14
95040	31,32	23,49	18,79	15,66
112320	26,50	19,87	15,90	13,25
129600	22,96	17,22	13,78	11,48

4.3.4.) ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE

a.) Compatibilidade Funcional

Para as condições de projeto, a referência [30] recomenda a flecha na seguinte faixa:

$$13,5 \leq f \leq 15,2 \text{ mm}$$

b.) Compatibilidade Dimensional

Um comprimento mínimo $2l = 400 \text{ mm}$ (igual ao diâmetro da roda) pode resultar em inconvenientes como interferência na roda. Assim limitaremos o comprimento mínimo com segurança em $2l = 600 \text{ mm}$.

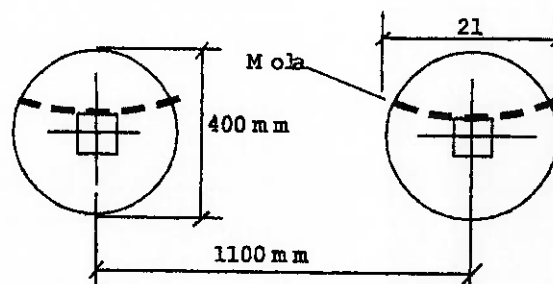


Figura 4.3.2 - Comprimento Mínimo do feixe de molas.

A distância entre-eixos (base rígida=1100 mm) limita o comprimento máximo $2l$ da mola.

Ademais, uma mola não pode interferir na outra, fica estabelecido o comprimento máximo admissível em $2l = 1000 \text{ mm}$.

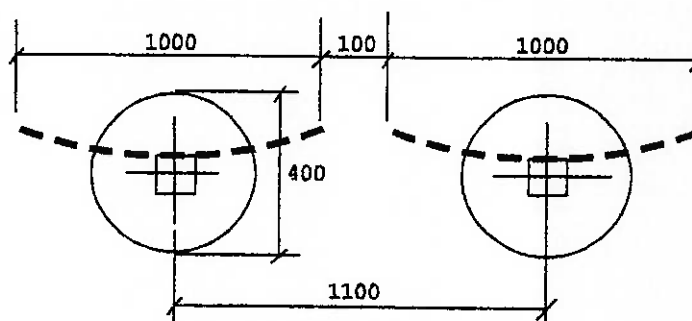


Figura 4.3.3 - Comprimento Máximo do feixe de molas.

Tem-se então definida a faixa permitida para o feixe de molas:

$$300 \text{ mm} \leq l \leq 500 \text{ mm}$$

Quanto ao número de lâminas, preliminarmente foi estabelecido que seriam entre 6 a 14 lâminas. Deve ser considerado que tais números são referentes a grandes máquinas. Verificando máquinas semelhantes ao projeto, o número de lâminas é em torno de 10, considerando ainda o compromisso de resultar uma mola de pequena altura (uma das características vantajosas das molas de feixe) que contribuiria para se evitar possíveis interferências, fica estabelecido o número máximo de 10 lâminas, sendo assim:

$$6 \leq n \leq 10 \text{ lâminas}$$

Quanto a espessura das lâminas, as referências recomendam valores entre 10 e 14 mm. Novamente aqui, tais valores se referem a grandes máquinas e como já foi considerado, objetiva-se um feixe de menor altura, assim:

$$6 \leq e \leq 10 \text{ mm}$$

A largura máxima de 75 mm é adotada em locomotivas maiores e carros ferroviários, que excedem em muito as necessidades do projeto, e também necessitaria de uma caixa de mancal de grandes dimensões para instalação, sendo assim:

$$35 \leq b \leq 65 \text{ mm}$$

Com essas novas considerações de compatibilidade, novas tabelas foram elaboradas, estabelecendo faixas de parâmetros mais refinadas.

As flechas que se encontram na seguinte faixa,

$$13,5 \leq f \leq 15,2 \text{ mm}$$

são as combinações que satisfazem as condições estabelecidas, por exemplo, da Tabela 4.3.6:

- flecha=15,22 mm
- número de lâminas n=9;
- comprimento l=300 mm;
- espessura e=8 mm;
- largura b=55 mm.

TABELA 4.3.6 - Flecha [mm] (2l=600 mm e P=500 kgf)					
b*e^3	Número de Lâminas (n)				
	6	7	8	9	10
7560	85,03	72,89	63,78	56,69	51,02
9720	66,14	56,69	49,60	44,09	39,68
11880	54,11	46,38	40,58	36,08	32,47
14040	45,79	39,25	34,34	30,53	27,47
17920	35,87	30,75	26,91	23,92	21,52
23040	27,90	23,92	20,93	18,60	16,74
28160	22,83	19,57	17,12	15,22	13,70
33280	19,32	16,56	14,49	12,88	11,59
35000	18,37	15,74	13,78	12,24	11,02
45000	14,29	12,24	10,71	9,52	8,57
55000	11,69	10,02	8,77	7,79	7,01
65000	9,89	8,48	7,42	6,59	5,93

TABELA 4.3.7 - Flecha [mm] (2l=700 mm e P=500 kgf)					
b*e^3	Número de Lâminas (n)				
	6	7	8	9	10
7560	135,03	115,74	101,27	90,02	81,02
9720	105,02	90,02	78,77	70,02	63,01
11880	85,93	73,65	64,45	57,29	51,56
14040	72,71	62,32	54,53	48,47	43,63
17920	56,97	48,83	42,72	37,98	34,18
23040	44,31	37,98	33,23	29,54	26,58
28160	36,25	31,07	27,19	24,17	21,75
33280	30,67	26,29	23,01	20,45	18,40
35000	29,17	25,00	21,88	19,44	17,50
45000	22,69	19,44	17,01	15,12	13,61
55000	18,56	15,91	13,92	12,37	11,14
65000	15,71	13,46	11,78	10,47	9,42

TABELA 4.3.8 - Flecha [mm] (2l=800 mm e P=500 kgf)					
b*e^3	Número de lâminas (n)				
	6	7	8	9	10
7560	201,56	172,77	151,17	134,37	120,94
9720	156,77	134,37	117,58	104,51	94,06
11880	128,27	109,94	96,20	85,51	76,96
14040	108,53	93,03	81,40	72,36	65,12
17920	85,03	72,89	63,78	56,69	51,02
23040	66,14	56,69	49,60	44,09	39,68
28160	54,11	46,38	40,58	36,08	32,47
33280	45,79	39,25	34,34	30,53	27,47
35000	43,54	37,32	32,65	29,02	26,12
45000	33,86	29,02	25,40	22,57	20,32

4.3.5.) ANÁLISE DA ESTABILIDADE

O projeto de uma mola balestra está sempre sujeito a retoques e modificações depois da execução e do teste dos primeiros modelos, pois durante os cálculos não se tem certeza:

- do verdadeiro valor do Módulo de Elasticidade E;
- do valor exato da tensão admissível (σ) depois de várias operações necessárias para a formação e fabricação das lâminas;
- da verdadeira carga dinâmica;
- da resistência do material ao choque;
- do efeito de atrito entre as lâminas, embora venham a ser lubrificadas.

Analizando as Tabelas 4.3.6, 4.3.7 e 4.3.8, as dimensões da mola e, b, l, n que produzem os resultados especificados devem pertencer às seguintes faixas:

- espessura da lâmina: $6 \leq e \leq 8 \text{ mm}$
- largura da lâmina: $35 \leq b \leq 65 \text{ mm}$
- produto: $28160 \leq be^3 \leq 65000$
- comprimento: $300 \leq l \leq 400 \text{ mm}$
- número de lâminas: $6 \leq n \leq 10 \text{ lâminas}$

As molas com as características acima sob as condições do projeto e que apresentam resultados especificados apresentam tensões resultantes (σ) de acordo com a Tabela 4.3.9. Verifica-se claramente que o valor admissível adotado ($\sigma = 65 \text{ kgf/mm}^2$) é superior aos resultados obtidos (de 95 % a 252 %).

e (mm)	b (mm)	l (mm)	n	Tensão(kgf/mm ²)
8	55	300	9	28,41
8	55	300	10	25,57
8	65	300	8	27,04
10	35	300	8	32,14
10	45	300	6	33,33
10	45	350	9	25,93
10	45	350	10	23,33
10	55	350	8	23,86
10	65	400	10	18,46

Duas conclusões podem ser destacadas:

- Significa com segurança que as molas destacadas podem ser escolhidas;
- Devido à incerteza do valor exato da tensão admissível da mola fabricada, as tensões resultantes servirão como referência.

Como orientação, para se atingir a tensão admissível de 65 kgf/mm^2 serão necessários as seguintes cargas 2P (Tabela 4.3.10) em cada mola, sendo que a carga utilizada nos cálculos foi de $2P=1000 \text{ kgf}$.

e (mm)	b (mm)	l (mm)	n	2Pmax (kgf)
8	55	300	9	2.288
8	55	300	10	2.542
8	65	300	8	2.404
10	35	300	8	2.022
10	45	300	6	1.950
10	45	350	9	2.507
10	45	350	10	2.786
10	55	350	8	2.724
10	65	400	10	3.521

Com relação ao módulo de elasticidade E, o valor real na mola fabricada deve se encontrar entre as faixas calculadas na Tabela 4.3.11 para que produzam resultados segundo as especificações do projeto. Emin foi obtido para flecha máxima ($f=15,2$ mm) e Emax para flecha mínima ($f=13,5$ mm).

TABELA 4.3.11 - Valores Mínimos e Máximos de E					
Lâmina				Módulo de Elasticidade	
e (mm)	b (mm)	l (mm)	n	Emin (kgf/mm ²)	Emax (kgf/mm ²)
8	55	300	9	21.026	23.674
8	55	300	10	18.924	21.307
8	65	300	8	20.016	22.536
10	35	300	8	19.032	21.429
10	45	300	6	19.737	22.222
10	45	350	9	20.894	23.525
10	45	350	10	18.805	21.173
10	55	350	8	19.232	21.654
10	65	400	10	19.433	21.880

4.3.6.) OTIMIZAÇÃO FORMAL

Entre as diversas possibilidades de mola Balestra, opta-se por uma mola “média” (permite maior liberdade de escolha em possíveis alterações futuras) com as seguintes especificações:

- largura: $b = 55$ mm
- espessura: $e = 8$ mm
- número de lâminas: $n = 9$
- comprimento: $l = 300$ mm

Outros parâmetros e especificações podem ser obtidos:

a.) Cálculo da flecha de construção (y_0):

$$y = y_0 - f, \quad \text{com } f = 15,22 \text{ mm}$$

Sob carga estática ($P = 500$ kgf) a mola deve apresentar curvatura ($y > 0$), adota-se flecha restante $y \sim 15$ mm, então:

$$y_0 = 30 \text{ mm}$$

b.) Cálculo do comprimento das lâminas:

$$\begin{aligned} l_9 &= 300 \text{ mm} \\ l_8 &= 8 \cdot l_9 / 9 = 266,7 \text{ mm} \\ l_7 &= 7 \cdot l_9 / 9 = 233,3 \text{ mm} \\ l_6 &= 6 \cdot l_9 / 9 = 200 \text{ mm} \\ l_5 &= 5 \cdot l_9 / 9 = 166,7 \text{ mm} \\ l_4 &= 4 \cdot l_9 / 9 = 133,3 \text{ mm} \\ l_3 &= 3 \cdot l_9 / 9 = 100 \text{ mm} \\ l_2 &= 2 \cdot l_9 / 9 = 66,7 \text{ mm} \\ l_1 &= 1 \cdot l_9 / 9 = 33,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.3.7.) ENSAIOS DE MODELOS ANALÓGICO-FUNCIONAIS

Ensaio e testes de modelos da suspensão encareceriam o projeto, sendo assim opta-se por ensaio global da máquina completa, ou seja da locomotiva.

4.3.8.) SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

Devido às particularidades da mola de feixe, a priori não há necessidade de simplificações.

4.3.9.) CONCLUSÃO

Finalmente dispõe-se das especificações do projeto básico da suspensão por feixe de molas. Obviamente que modificações de otimizações futuras que venham a ocorrer, devem obedecer aos critérios especificados.

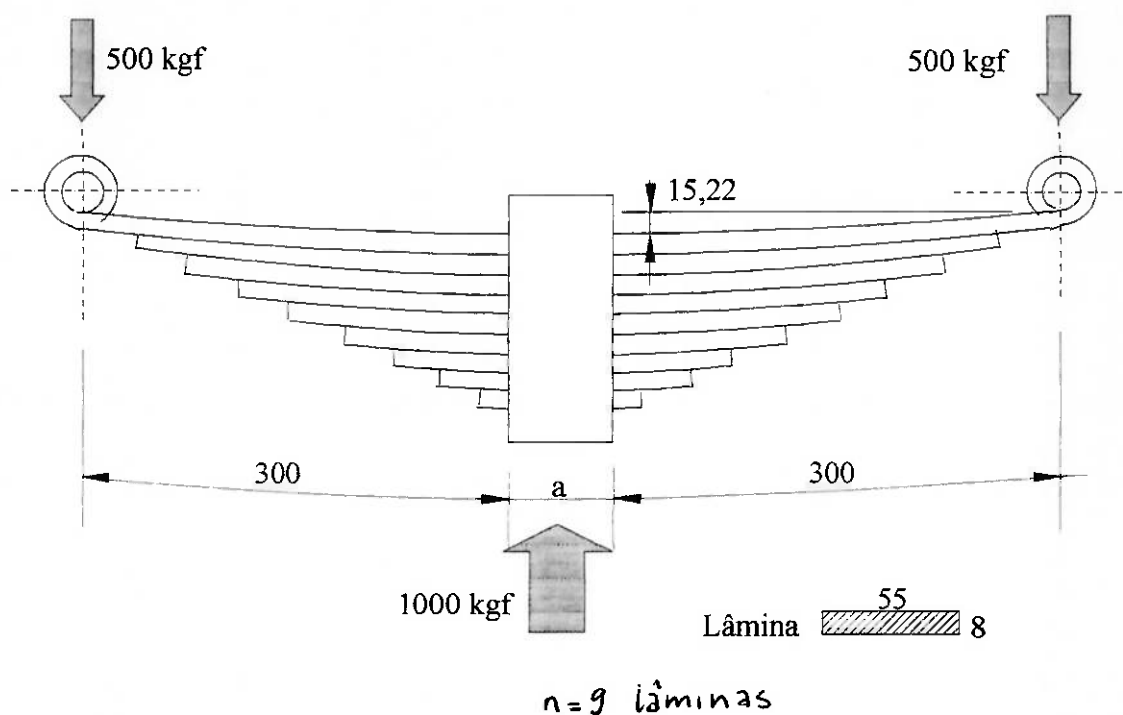


Figura 4.3.4 - PROJETO BÁSICO DA MOLA DE SUSPENSÃO.

4.4) PROJETO BÁSICO DO MANCAL DAS RODAS

4.4.1) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

TABELA 4.4.1 - Quadro Comparativo: Mancais de Deslizamento x Rolamento		
Características	Mancal	
	Deslizamento	Rolamento
Desempenho na partida	Lubrificação deficiente, ocorre atrito severo metal/metal, proporcionando maior resistência ao arranque ~25 N/KN;	Lubrificação permanente, elementos em contato por rolamento, proporcionando baixa resistência ao arranque ~5 N/KN
Regime de Funcionamento	Ideal para máquinas de funcionamento contínuo.	Ideal para máquinas que operam com paradas e partidas frequentes.
Manutenção	Frequente, inspeção e reposição do nível de óleo.	Após longos períodos, inspeção e engraxamento
Vida útil	Ilimitada, tomando-se os devidos cuidados com a manutenção.	Limitada, vida útil preestabelecida implicando trocas periódicas.
Oferta	Deve ser projetado e fabricado.	Item de catálogo, diversos fabricantes.
Falha mais comum	CALDEAMENTO: no bronze devido a grimpagem por falta de lubrificação.	FADIGA: em decorrência das altas tensões repetidas em suas pistas.

MATRIZ DE AVALIAÇÃO DAS SOLUÇÕES:

Características	Peso	Mancal Deslizamento Nota x Peso	Mancal Rolamento Nota x Peso
a) Desempenho	7	8 x 7	10 x 7
b) Menores Custos de Fabricação	6	8 x 6	10 x 6
c) Menores Custos de Manutenção	10	5 x 10	9 x 10
d) Confiabilidade	8	9 x 8	9 x 8
e) Durabilidade	9	10 x 9	6 x 9
	Total	316	346

CONCLUSÃO: A solução Mancais de Rolamentos deve ser usada no Projeto Básico.

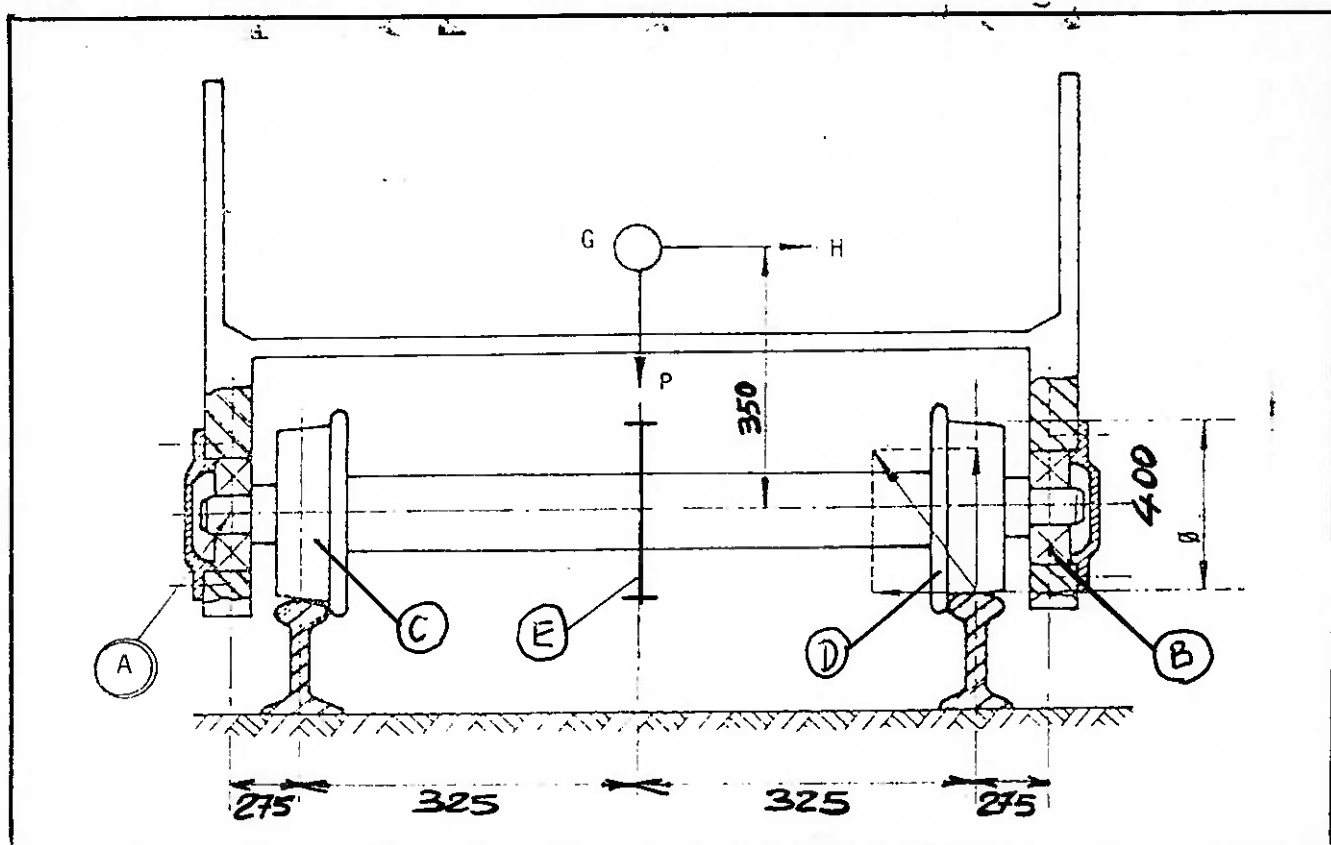
4.4.2.) MODELAGEM DO PROJETO, ANÁLISE DA SENSIBILIDADE, COMPATIBILIDADE & ESTABILIDADE

UMA ESTIMATIVA DO DIÂMETRO DO EIXO (conseqüentemente, o diâmetro interno do rolamento)

DADOS DA MÁQUINA

- ▶ Peso Total.....40,0 kN
- ▶ Num. de Eixos.....2
- ▶ Potência max.....16,4 kW
- ▶ Força de Tração max.....7,3 kN
- ▶ Torque max.....1,30 kN.m
- ▶ Diâmetro da Roda.....400 mm
- ▶ Diâmetro da Coroa Motora.....354 mm

Figura 4.4.1 - ARRANJO MECÂNICO



- A: mancal
 B: mancal
 C: roda
 D: roda
 E: coroa motora

HIPÓTESE: A coroa motora será assentada no centro do eixo, formando um ângulo de 90° com o pinhão [hipótese conservadora].

$$M_T = [(M_H^2 + M_V^2 + T^2)^{1/2}]^{1/2}$$

$M_H = 447 \text{ N}$, Momento Horizontal

$M_V = 3845 \text{ N}$, Momento Vertical

$T = 325 \text{ N}$, Torque

$M_T = 3845 \text{ N.m}$, Momento Total na seção mais crítica

PROJETO PARA CARGAS ESTÁTICAS

Teoria da tensão cisalhante máxima: $d = [(32 \cdot n / (\pi \cdot S_e)) \cdot M_T]^{1/3} \quad (*)$

d: diâmetro do eixo

n: fator de segurança

S_e : limite de escoamento do material

PROJETO PARA FLEXÃO ALTERNADA

$$d = [(32 \cdot n / (\pi \cdot S_{nc})) \cdot M_T]^{1/3} \quad (*)$$

S_{nc} : limite de resistência à fadiga (valor corrigido)

(*) [ref. “ Elementos de Máquinas” - Joseph Edward Shigley LTC-1986, capítulos 5 e 8]

$$S_{nc} = K \cdot S_n$$

$$S_n = 0,5 S_{rt}$$

sendo:

S_n : limite de resistência à fadiga

S_{rt} : limite de resistência à ruptura do material escolhido para o eixo

k: fator de correção

k é função das variáveis:

- ▶ acabamento superficial
- ▶ forma geométrica
- ▶ temperatura de trabalho
- ▶ concentração de tensões
- ▶ confiabilidade

Na falta de informações sobre o fator k adotar valores na faixa: $0,40 \leq k \leq 0,60$

adotando um valor médio para $k = 0,50$, teremos: $S_{nc} = 0,25 \cdot S_{rt}$

MATERIAL PARA EIXOS:

MATERIAIS PARA EIXOS.			
AÇO [tipo]		LR [MPa]	LE [MPa]
I) ASTM A 236, aço forjado para uso ferroviário	ASTM A 236 Normalizado	517	258
II) AÇO SAE ABNT 1045 aço para eixos (uso geral)	Laminado	600	370
	Trefilado	700	640
	Normalizado	570 a 690	270 [*]
	Beneficiado	640 a 740	350 [*]
[*] Corpo de prova (= 40,0 mm, revenido de (530 a 670) °C.			
LR: limite de resistência à tração.			
LE: limite de resistência ao escoamento.			

Utilizando o aço SAE ABNT 1045 no estado normalizado e adotando fator de segurança $n=2$ teremos:

Para cargas estáticas:

$$d = [32 \cdot 2 / (\pi \cdot 270 \cdot 106) \cdot 3885]^{1/3} = 66,4 \text{ mm}$$

Para cargas alternadas:

$$S_n = 0,25 \cdot 628 = 157 \text{ MPa}$$

$$d = [32 \cdot 2 / (\pi \cdot 157 \cdot 106) \cdot 3885]^{1/3} = 79,6 \text{ mm}$$

Analogamente para os diâmetros das manoplas dos eixos (seções A e B da figura 4.4.1)

$$M_T = 3299 \text{ N.m}$$

$$\text{para cargas estáticas: } d = 62,9 \text{ mm}$$

$$\text{para cargas alternadas: } d = 75,4 \text{ mm}$$

Verificação à força cortante

$$A = \pi \cdot d^2 / 4 ; \tau_{\max} = 4 \cdot Q / (3 \cdot A)$$

τ : tensão de cisalhamento máxima

Q: força cortante na seção

A: área da seção transversal

d: diâmetro mínimo permissível na manopla do eixo

$$Q = 11825 \text{ N} \quad d = 75,0 \text{ mm}$$

$$\tau = 4 \cdot 11825 / (3 \cdot 0,785 \cdot 75^2) = 3,57 \text{ MPa}$$

TENSÃO ESTÁTICA MÁXIMA

$$\tau_{\max} = S_e / 2 \Rightarrow \tau_{\max} = 135 \text{ MPa}$$

$$n = \tau_{\max} / \tau = 135 / 3,57 = 38$$

TENSÃO À FADIGA MÁXIMA

$$S_{nc} = 157 \text{ MPa}$$

$$n = S_{nc} / \tau = 157 / 3,57 = 44$$

$\therefore$ Obtemos altíssimos coeficientes de segurança.

FORÇAS NOS MANCAIS

DADOS:

Peso / Eixo: 20,0 KN

Velocidade: 5,27 m/s [*]

Centro de Gravidade: 350 mm [**]

[*] em curvas de raio usual a 25 m

[**] altura do eixo ao centro de gravidade (valor estimado)

HIPÓTESE:

Curvas não compensadas, i.e., não há sobre elevação (hipótese conservadora)

Da fig. 4.4.2 temos:

fa: carregamento axial

G: centro de gravidade

H: força centrípeta

P: carregamento (peso/eixo)

Vi: carregamento radial

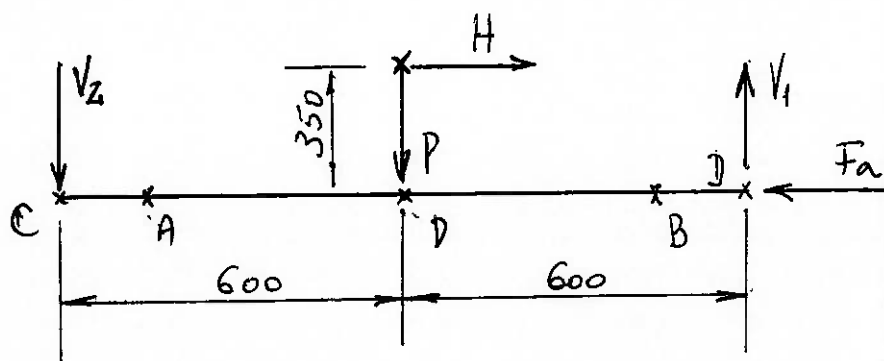


FIGURA 4.4.2 - Forças nos Mancais.

Resolvendo:

$$H = 2,26 \text{ kN}$$

$$V1 = 9,34 \text{ kN} \Rightarrow fa = 2,26 \text{ kN}$$

$$V2 = 10,66 \text{ kN}$$

$Fa = fa \cdot K$, onde K é um fator de sobrecarga

$$Fr = V \cdot K$$

Fa: Força axial sobre o rolamento

Fr: Força radial sobre o rolamento

Adotando $K = 1,20$ (sobrecarga de 20%):

$$Fa = 2,26 \cdot 1,2 = 2,71 \text{ kN}$$

$$Fr = 10,66 \cdot 1,2 = 12,79 \text{ kN}$$

4.4.3.) OTIMIZAÇÃO FORMAL

SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS [Metodologia: Catálogo Geral SKF nº 3200 PB – 1987]

VIDA NOMINAL REQUERIDA

Vida do equipamento: 20 anos

Extensão: 4,0 km (ida/volta)

n.º de viagens: 4,0 / dia

fator de Sobre-utilização: 2,0 (100%)

$L_{10s} = 25 \cdot 365 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 / 1000000 = 0,3$ milhões de km

onde L_{10s} : vida nominal em 10⁶ km

Porém para mancais ferroviários o menor valor recomendado é de $L_{10s} = 0,8$ milhões de km

$L_{10} = (1000 \cdot L_{10s}) / (\pi \cdot D)$

D: diâmetro da roda em metros

L_{10} : vida nominal em 10E6 revoluções

$L_{10} = (1000 \cdot 0,8) / (\pi \cdot 0,40) = 640$ milhões de revoluções

CAPACIDADE ESTÁTICA DE CARGA

- ▶ As cargas de impacto podem ser absorvidas de maneira equivalente à capacidade de carga estática C_0 , sem prejuízo algum para as características de funcionamento do rolamento.
- ▶ O fator de segurança estático S_0 é utilizado quando atuam intensas cargas de choque ($1,5 \leq S_0 \leq 2,0$).
- ▶ As cargas de choque são ocasionadas principalmente quando a roda do veículo passa por uma tala de junção que une dois trilhos.

4.4.4.) ENSAIO DE MODELOS ANALÓGICO-FUNCIONAIS

Componentes disponíveis comercialmente, ensaios a serem efetuados no protótipo completo da máquina.

4.4.5.) SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

Não há necessidade de simplificações por hora.

4.4.6.) CONCLUSÃO

Os Rolamentos que podem ser utilizados:

TABELA 4.4.2 - Rolamentos Autocompensadores que poderão ser utilizados.			
TIPO	ESFERA	ROLO	ROLO
N.º SKF	2318	22215 CC	22216 CC
d [mm]	90	75	80
D [mm]	190	130	140
B [mm]	64	31	33
Massa [kg]	8,45	1,65	2,05
C disp. [N]	153.000	154.000	176.000
CO disp. [N]	69.500	110.000	127.000
r/ min. c/ graxa	2.800	3.400	3.200
Desalinhamento [°]	3	1,5	1,5
C requerida [N]	150.000	145.500	145.500
CO requerida [N]	35.500	40.800	40.800
Faa admissível [N]	17.000	6.900	7.900

4.5.) PROJETO BÁSICO DO CHASSIS

4.5.1.) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

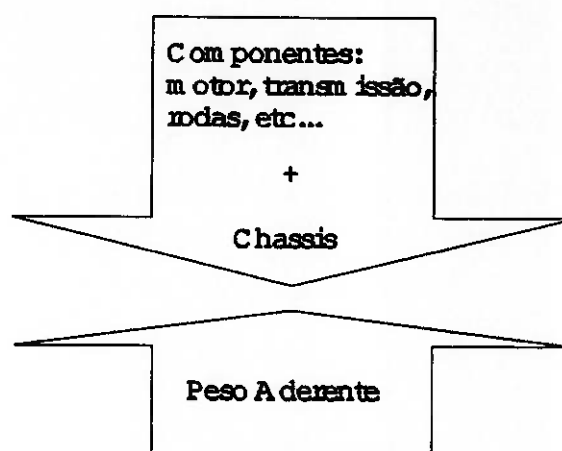
Não houve necessidade de maiores estudos, a melhor solução está escolhida:

“Ch.3 - CHASSIS DE CHAPAS/PLACAS SOLDADAS”

4.5.2.) MODELAGEM DO PROJETO

Sem maiores detalhamentos técnicos, segue a seguinte modelagem fundamental, baseado na contribuição do componente como Peso Aderente da Locomotiva:

Figura 4.5.1 - Modelagem do Chassis.



$$\text{Peso Aderente} = \text{Componentes} + \text{Chassis}$$

$$\text{Massa do Chassis} = \text{área total da chaparia} \times \text{espessura da chapa}$$

4.5.3.) ANÁLISE DA SENSIBILIDADE

$$\text{Componentes} \sim 1 \text{ ton}$$

$$\text{Peso Aderente} = 4 \text{ ton}$$

daí:

$$\text{Chassis} = \text{Peso Aderente} - \text{Componentes}$$

$$\therefore \text{Chassis} < 3 \text{ ton.}$$

4.5.4.) ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE

COMPATIBILIDADE DIMENSIONAL E GEOMÉTRICA

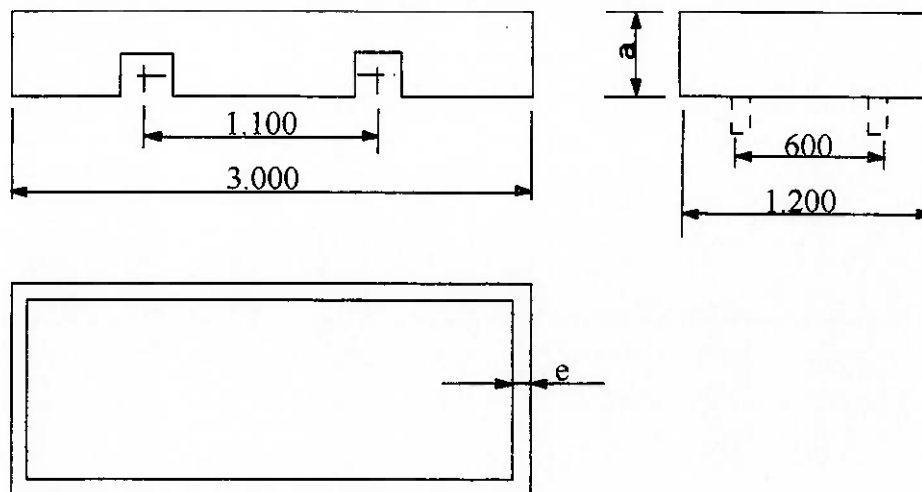


Figura 4.5.2 - Análise da Compatibilidade do Chassis.

Massa do Chassis < 3 ton

Massa do Chassis = $[2(\text{largura} + \text{comprimento}) \text{altura} \times \text{espessura}] (7,85 \text{ g/cm}^3)$

com as dimensões máximas inicialmente adotadas:

largura < 1.200 mm e comprimento < 3.000 mm

$3.000 = [2(1.200 + 3.000)a \times e] (0,00000785)$

$a \times e < 45.500 \text{ mm}^2$

têm-se as alturas máximas e respectivas espessuras de chapas disponíveis (tabela 4.5.1):

TABELA 4.5.1 - Alturas máximas e respectivas espessuras.	
espessura e	altura a
[mm]	[mm]
25	1.820
50	910
75	607
100	455

a bitola 600 mm determina a largura mínima:

$$\text{largura} > 700 \text{ mm}$$

uma estimativa dos componentes a serem montados determina o comprimento mínimo:

$$\text{comprimento} > 2.000 \text{ mm}$$

Prever também os recortes na chapa para montagem dos eixos e caixas de mancal das rodas.

As dimensões da tabela são referências limites, deve-se considerar o acréscimo de materiais como travessas, longarinas, nervuras, e outros, como reforços estruturais e suportes para componentes.

Sendo assim, adota-se as seguintes dimensões:

$$700 < \text{largura} < 1.200 \text{ mm}$$

$$2.000 < \text{comprimento} < 3.000 \text{ mm}$$

e as constantes na tabela para o projeto.

4.5.5.) ANÁLISE DA ESTABILIDADE

O uso de chapas grossas para a construção do chassis contribuirá significativamente no resultado de uma estrutura extremamente rígida e reforçada, apropriada para os propósitos do projeto. Assim sendo, a priori, não consideraremos análises mais refinadas do elemento, como análises estruturais de resistência, por exemplo.

Considere-se a possibilidade de trabalhar-se com o uso de contra-pesos na montagem do conjunto, conveniente recurso de projeto.

4.5.6.) OTIMIZAÇÃO FORMAL

As espessuras de chapas comercialmente disponíveis são as de 50 e 100 mm, as outras medidas somente via encomenda, fator de aumento de custo a considerar negativamente.

Quanto às dimensões a serem adotadas, estimativas preliminares indicam que um comprimento de 2.500 mm e largura de 1.200 mm são seguramente suficientes para alojar os componentes e o habitáculo do operador. O que resulta nas seguintes estimativas de alturas (tabela 4.5.2):

Adotaremos altura $a = 400 \text{ mm}$ e espessura de 100 mm, pois resulta em massa de chassis de:

$$\text{Massa do Chassis} \sim 2.300 \text{ kg}$$

o que resulta um contra-peso de 700 kg para trabalhar a distribuição do peso da máquina.

TABELA 4.5.2 - Alturas estimadas e respectivas espessuras.	
espessura e	altura a
[mm]	[mm]
50	1.033
100	516

4.5.7.) ENSAIO DE MODELOS ANALÓGICO-FUNCIONAIS

Ensaaios serão efetuados no protótipo completo da máquina.

4.5.8.) SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

Projeto já simplificado, para os propósitos do trabalho.

4.5.9.) CONCLUSÃO

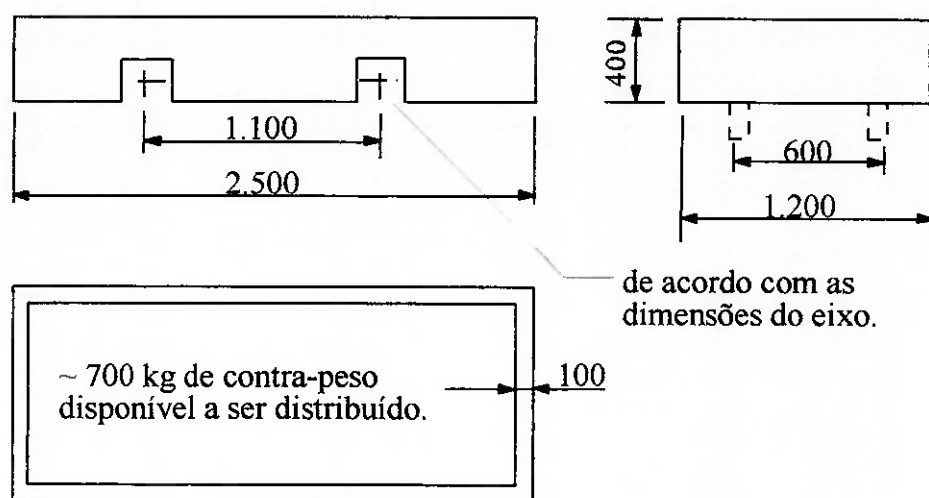


Figura 4.5.3 - PROJETO BÁSICO DO CHASSIS.

4.6) PROJETO BÁSICO DO SISTEMA FREIO

4.6.1) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

TABELA 4.6.1 - COMPARATIVO DOS SISTEMAS DE FREIO.		
CARACTERÍSTICAS	Freio a vácuo	Freio a ar comprimido
Custos de implantação	menor custo inicial, são mais simples mecanicamente.	maior custo inicial, são de concepção mais complexa, portanto mais caros.
Pressão de funcionamento	no máximo a pressão atmosférica ao nível do mar 14,7 lbf/pol2	de 70 a 110 lbf/pol2
Velocidade de propagação	ar rarefeito ~360 m/s	ar comprimido ~200 m/s
Tipo de freio proporcionado	- direto ou - contínuo e automático	- direto ou - contínuo e automático
Tipo de composição que melhor atende	trens curtos e leves	trens curtos e leves e longos e pesados
Tipos de aplicação	somente serviço.	serviço e emergência sendo, emergência = 1,20 x serviço.
Tamanho dos cilindros de freio	de grande porte, apresenta arranjo mecânico disposto na vertical, dificuldade de montar vários num mesmo veículo.	pequenos, apresenta arranjo mecânico disposto na horizontal melhorando a compactação, podem ser montados vários num mesmo veículo.
Armazenamento e reservatórios	dificuldade de armazenamento.	grandes massas de ar pode ser armazenadas a alta pressão para futura utilização.
Localização dos vazamentos	de difícil localização, possibilidade de "sugar" só para dentro do sistema.	sopros de ar de dentro do equipamento para a atmosfera, são fáceis de localizar e corrigir.
Custos de manutenção	maiores	menores.

MATRIZ DE AVALIAÇÃO DAS SOLUÇÕES

Características	Peso	Sistema a vácuo Nota x Peso	Sistema a ar comprimido Nota x Peso
a) Desempenho	10	5 x 10	10 x 10
b) Menores Custos de Fabricação	6	9 x 6	7 x 6
c) Menores Custos de Manutenção	10	9 x 10	8 x 10
d) Confiabilidade	10	8 x 10	10 x 10
e) Durabilidade	8	9 x 8	9 x 8
	Total	346	394

CONCLUSÃO: A solução freio a ar comprimido deve ser usado no projeto básico.

4.6.2) ANÁLISE DINÂMICA

A frenagem é um fator condicionante da operação ferroviária, pelos limites que impõe à velocidade e ao comprimento das composições. Sua importância aumenta com o número de vagões, e com a rapidez dos trens, bem como com a acidentabilidade do terreno (relevo) em que operam.

DESACELERAÇÃO LIMITE

$$a \leq g \cdot f_a$$

$$a \leq (m/M) \cdot g \cdot f_a$$

onde:

a: desaceleração

g: aceleração da gravidade

f_a : coeficiente de aderência

m: massa dos veículos frenadores

M: massa dos veículos que não freiam

Assim:

Arranjo de Veículos Frenadores	Desaceleração máx. permitida [m/s ²]
1 locomotiva [loco]	0,571
1 loco + 1 vagão	0,889
1 loco + 2 vagões	1,206
1 loco + 3 vagões	1,523
1 loco + 4 vagões	1,841
1 loco + 5 vagões	2,158

DESACELERAÇÃO LIMITE

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$f_a = 0,22$$

Portanto, $a = 9,81 \cdot 0,22 = 2,158 \text{ m/s}^2$

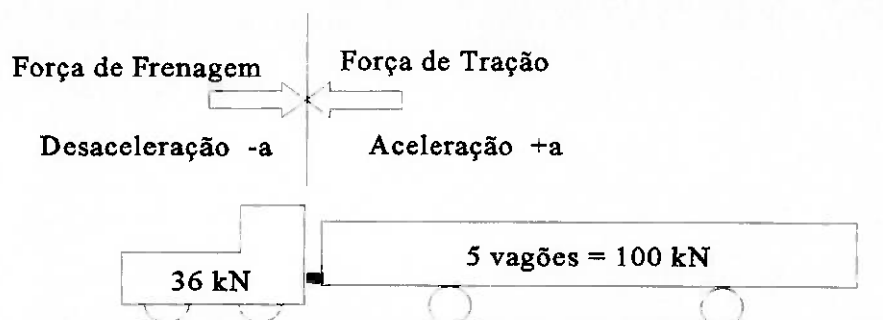
PRINCÍPIOS PARA O ESTUDO DA FRENAGEM

FORÇA DE RETARDAMENTO

A força de retardamento ou aceleração para 1 kN de peso por 1 m/s²

$$F = (W/g) \cdot a = 102 \text{ N}$$

FIGURA 4.6.1 - Forças de Retardamento e Desacelerações.



$$F = m \cdot a$$

$$F = W \cdot a / g$$

para:

$$W = 1,0 \text{ kN}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Aqui F é a força líquida (tração ou frenagem) descontando-se a resistência normal e os efeitos das rampas.

Foi construído a Tabela 4.6.2 para vários valores de acelerações.

TABELA 4.6.2 - FORÇA REQUERIDA PARA VÁRIAS ACELERAÇÕES E DESACELERAÇÕES			
ACELERAÇÃO OU DESACELERAÇÃO		FORÇA REQUERIDA POR kN	LOCOMOTIVA 36 kN
[m/s ²]	[km/h*s]	[N/kN]	[N]
0,1	0,36	10,2	367,2
0,2	0,72	20,4	734,4
0,3	1,08	30,6	1.101,6
0,4	1,44	40,8	1.468,8
0,5	1,80	51,0	1.836,0
0,6	2,16	61,2	2.203,2
0,7	2,52	71,4	2.570,4
0,8	2,88	81,6	2.937,6
0,9	3,24	91,8	3.304,8
1,0	3,60	102,0	3.672,0

FRENAGEM NO PLANO

É o controle da velocidade em nível, ou mesmo a parada total da composição respeitando os critérios estabelecidos pelo modo de operação (fig. 4.6.2).

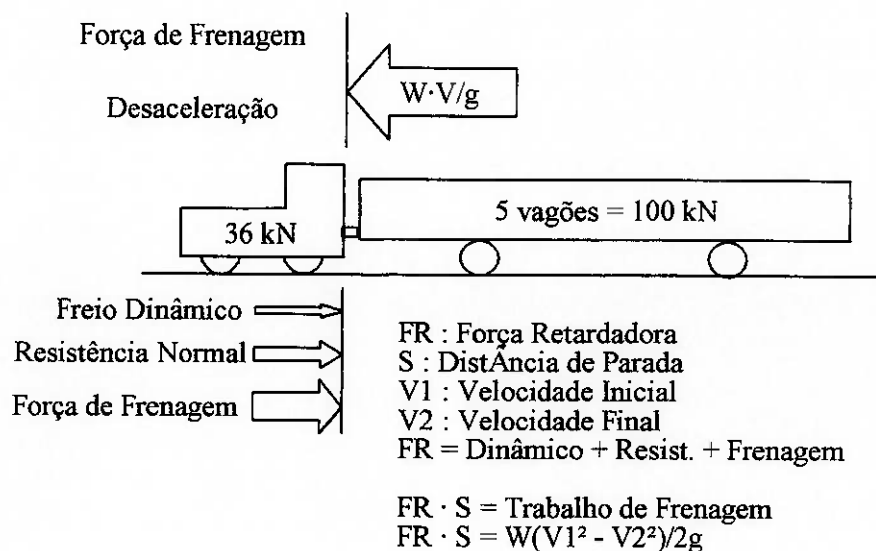


FIGURA 4.6.2 - Frenagem no plano.

FRENAGEM EM RAMPA

Manter constante a velocidade ou reduzi-la até a parada total, bem como quando necessário manter a composição estacionada (fig. 4.6.3).

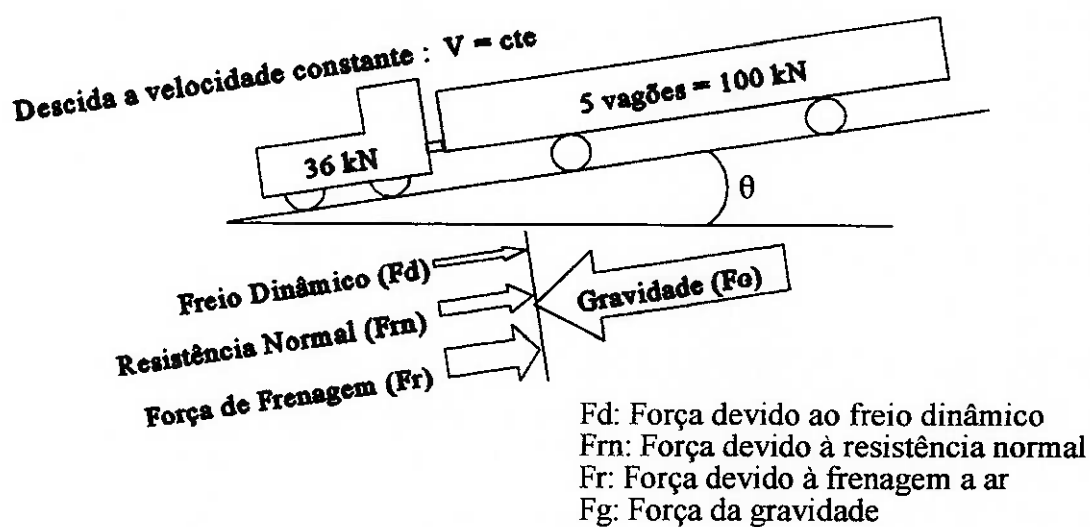


FIGURA 4.6.3 - Frenagem em Rampa.

EFEITO DAS RAMPAS

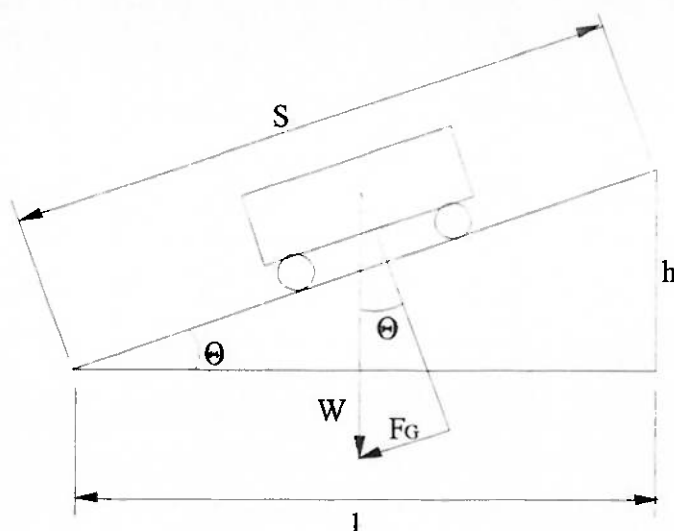


FIGURA 4.6.4 - Efeito das Rampas.

$$F_G = W \cdot \sin \theta \quad , \quad \sin \theta = h/S$$

$$\text{se } \theta \leq 6^\circ \quad \Rightarrow \quad S \sim l \quad , \quad \text{então } \sin \theta = h/l$$

$$\text{com } h = 1 \text{ m} \quad \text{e} \quad l = 100 \text{ m}$$

$$\text{temos } i \text{ (inclinação)} = 1/100 \text{ (1 \%)}$$

assim:

$$F_G = W(1/100)$$

$$\text{tomando } W = 1 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F_G = (10 \text{ N}) \times (i \%)$$

assim monta-se a seguinte tabela:

Tabela - 4.6.3. - Efeito das Rampas: força da gravidade p/ vários ativos.				
Rampa [%]	Fg [N/KN]	Total=1 loco + 5 vagões [N]	aceleração [m/s ²]	incremento (*) [m/s]
0,5	5	680	0,049	2,94
1	10	1360	0,098	5,88
2	20	2720	0,196	11,76
3	30	4080	0,294	17,64
4	40	5440	0,392	23,52
(*) incremento de velocidade por minuto.				

RESISTÊNCIA NORMAL

É a resistência ao movimento da composição, estão inclusos nestes valores o atrito de rolamento, resistência do ar, etc. (Tabela 4.6.4)

TABELA 4.6.4 - Resistência Normal do trem para várias velocidades.				
Velocidade		Locomotiva 36 kN	Vagão 20 kN	Trem=1 loco + 5 vagões
[m/s]	[km/h]	[N/kN]	[N/kN]	[kN]
1	3,6	6,4	10,2	1,25
2	7,2	6,6	10,3	1,27
3	10,8	6,8	10,4	1,29
4	14,4	7,0	10,6	1,31
5	18,0	7,3	10,8	1,34
6	21,6	7,7	11,0	1,38
7	25,2	8,2	11,2	1,42
8	28,8	8,7	11,5	1,46
9	32,4	9,2	11,8	1,51
10	36,0	9,9	12,1	1,57

OBS: No apêndice existe informações detalhadas para cálculo das resistências normais através da fórmula de Davis.

EQUAÇÕES PARA A FRENAGEM EM RAMPAS

I) DESCIDA COM VELOCIDADE CONSTANTE

$$F_g = F_{din} + F_{rn} + F_r$$

considerando-se $F_{din} \sim 0$

$$F_r = F_g - F_{rn} \quad (1)$$

II) PARADA EM RAMPA

velocidade constante $\Rightarrow$ velocidade = 0

$$F_g = F_{din} + F_{rn} + F_r + F$$

considerando-se $F_{din} \sim 0$

$$F_r = F_g - F_{rn} - F \quad (2)$$

onde $F = (m+M).a$

III) ESTACIONAR NA RAMPA

$$Fr (Fg (\text{veloc} = 0)) \quad (3)$$

A CONDIÇÃO MAIS SEVERA DE FRENAGEM

Desaceleração de emergência: $a = 0,88 \text{ m/s}^2$

Parada em rampa de $i = 3\%$ composição com velocidade inicial de 10 m/s (veloc. máx. admissível)

$F_g = 4,08 \text{ KN}$ (gravidade)

$F_{rn} = 1,57 \text{ KN}$ (resistência normal)

$$F = (m+M).a$$

$$F = (36+100) / 9,81 \cdot 0,88 = 12,20 \text{ KN}$$

da equação (2)

$$Fr = F_g - F_{rn} - F$$

$$Fr = 4,08 - 1,57 - 12,20 \Rightarrow Fr = 9,69 \text{ KN}$$

CONDIÇÃO PARA OCORRER FRENAGEM SEM DESLIZAMENTO $\Rightarrow Fr < F_a$

F_{cyl} = força do cilindro

Fr = força de frenagem

F_B = na sapata

f_s = coeficiente de atrito sapata/roda

f_a = coefic. De aderência roda/trilho

W = peso sobre a roda

$$F_A = W \cdot f_a$$

$$F_B = F_{cyl} \cdot L \cdot e$$

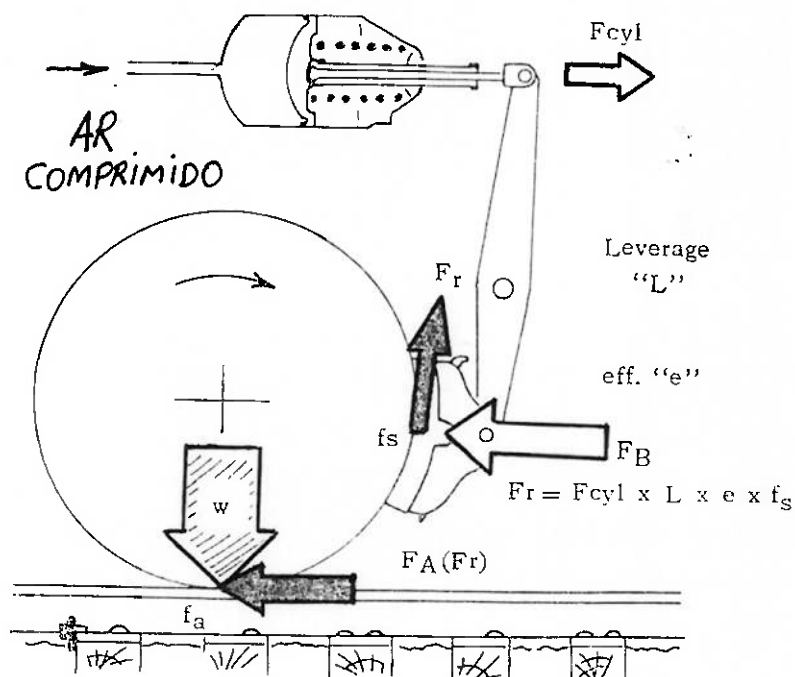


FIGURA 4.6.5 - Frenagem sem deslizamento.

Coefficientes de Aderência para várias condições de trilhos:

- ▶ trilho completamente seco ou lavado pela chuva: 0,33
- ▶ trilho seco e limpo: 0,22
- ▶ trilho seco: 0,20
- ▶ trilho molhado pela chuva: 0,14
- ▶ trilho úmido de orvalho: 0,125
- ▶ trilho úmido e sujo: 0,11
- ▶ trilho com óleo: 0,10

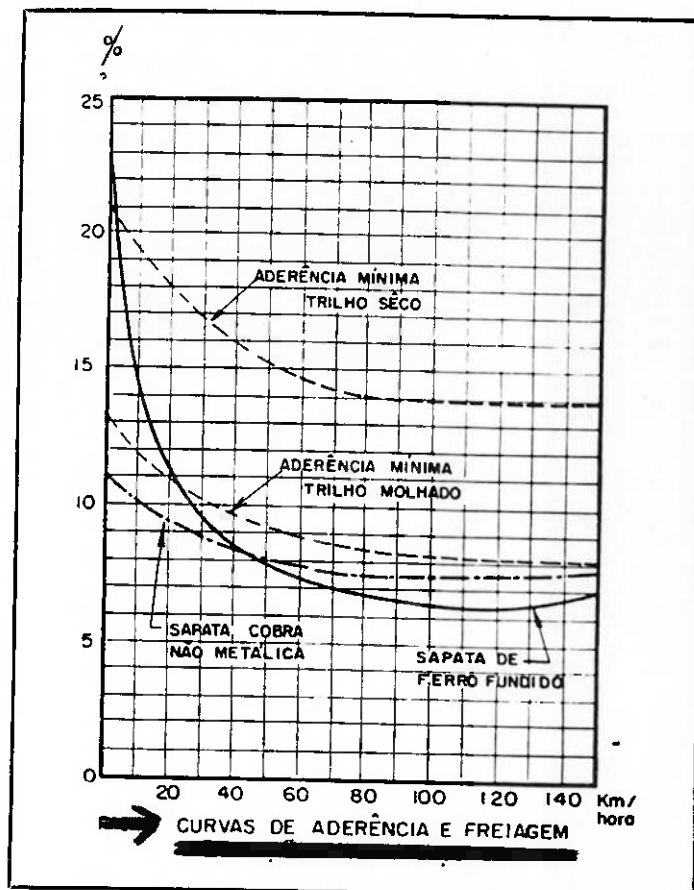


FIGURA 4.6.6 - Curvas de Aderência e Frenagem.

se $Fr \geq F_A$ $\Rightarrow$ ocorrerá deslizamento das rodas

onde

$$Fr = F_{cyl} \cdot L \cdot e \cdot f_s \quad (*)$$

$$F_b = F_{cyl} \cdot L \cdot e \cdot f_s$$

Adotando os valores usuais para locomotivas

e: eficiência = 0,75

L: relação de alavancas = 6

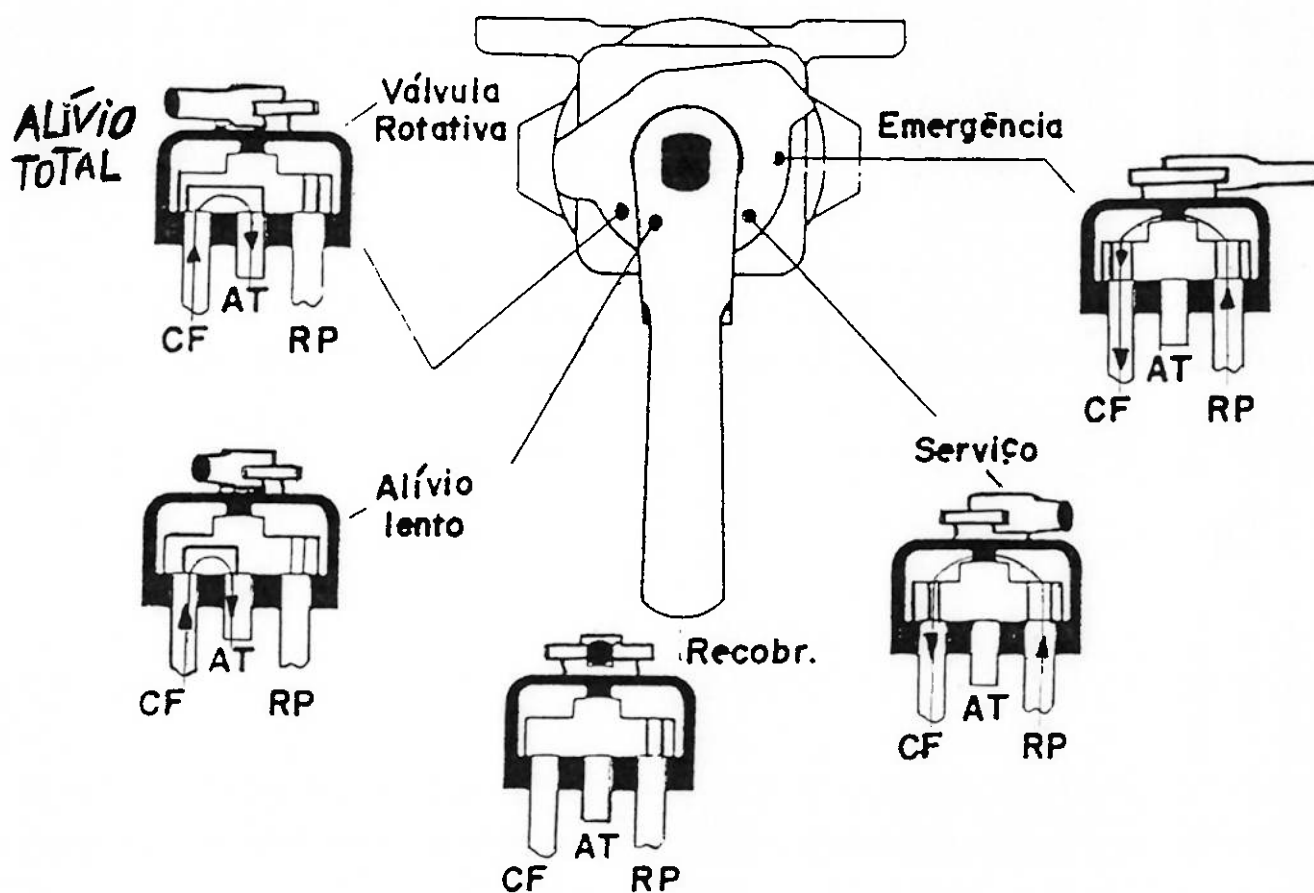
f_s : coef. de atrito sapata/roda = 0,18

$$\text{de } (*) \quad 9,69 = F_{cyl} \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 0,18 \quad \Rightarrow \quad F_{cyl} = 11,96 \text{ KN}$$

TABELA 4.6.5 - Valores de Coeficiente de Atrito para diversas velocidades.			
Velocidade		fa roda/trilho	fs roda/sapata
[m/s]	[km/h]		
10	36,0	0,162	0,165
8	28,8	0,171	0,192
6	21,6	0,181	0,219
4	14,4	0,192	0,248
2	7,2	0,205	0,293
1	3,6	0,212	0,353
0,5	1,8	0,216	0,448
0,25	0,9	0,218	0,504

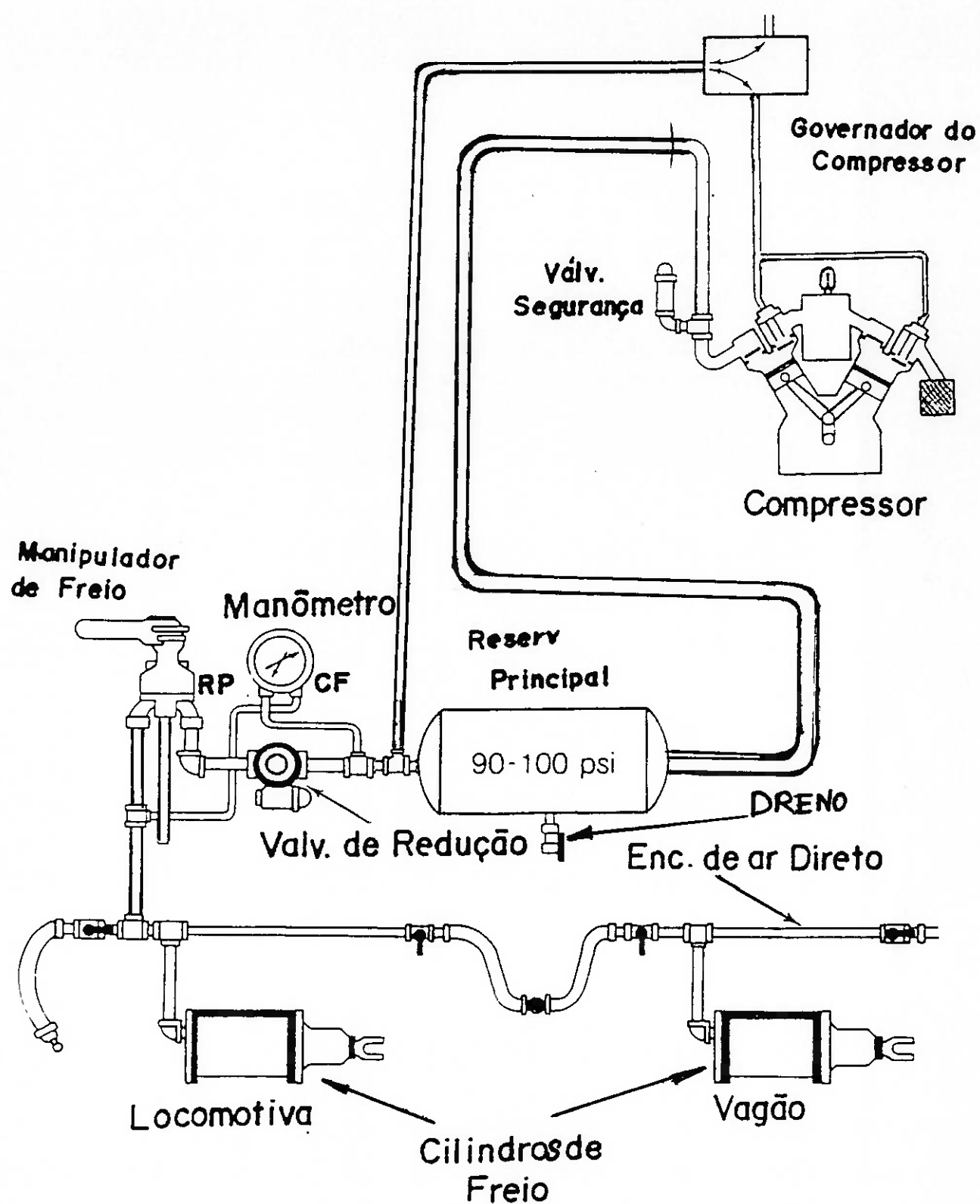
4.6.3.) CONCLUSÃO

Segue, figuras ilustrativas do Projeto Básico do Sistema de Freio, Desenhos Esquemáticos, possíveis arranjos e disposições.



CF - cilindro de freio
 AT - atmosfera
 RP - reservatório principal

FIGURA 4.6.7 - Manipulador de Freio a ar direto.



FREIO DO TREM A AR DIRETO

FIGURA 4.6.8 - Freio do trem a ar direto.

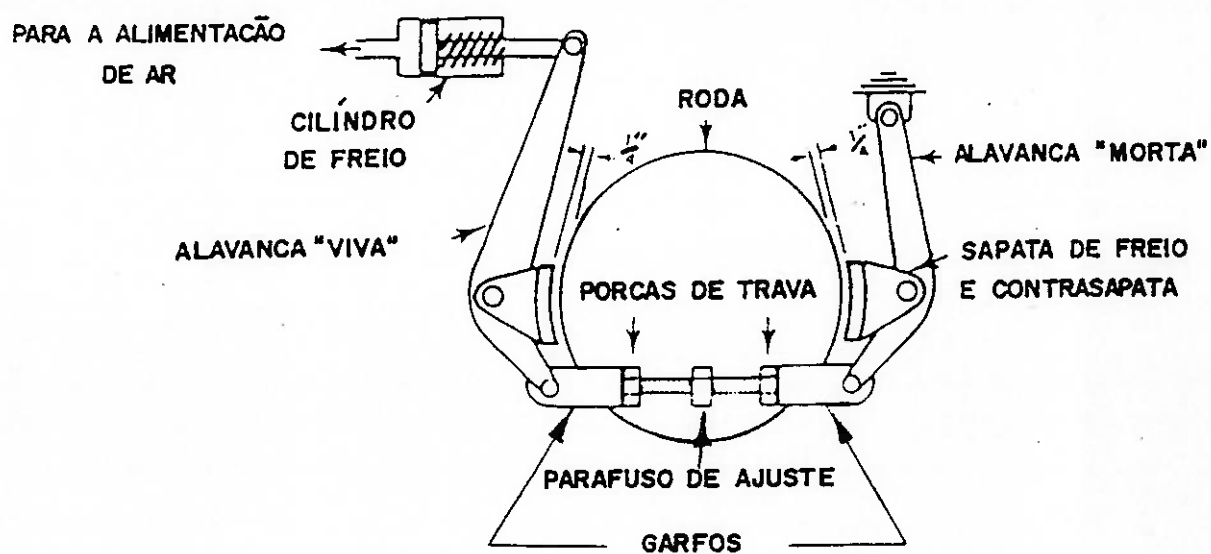


FIGURA 4.6.9 - Arranjo para freio "CLASP".

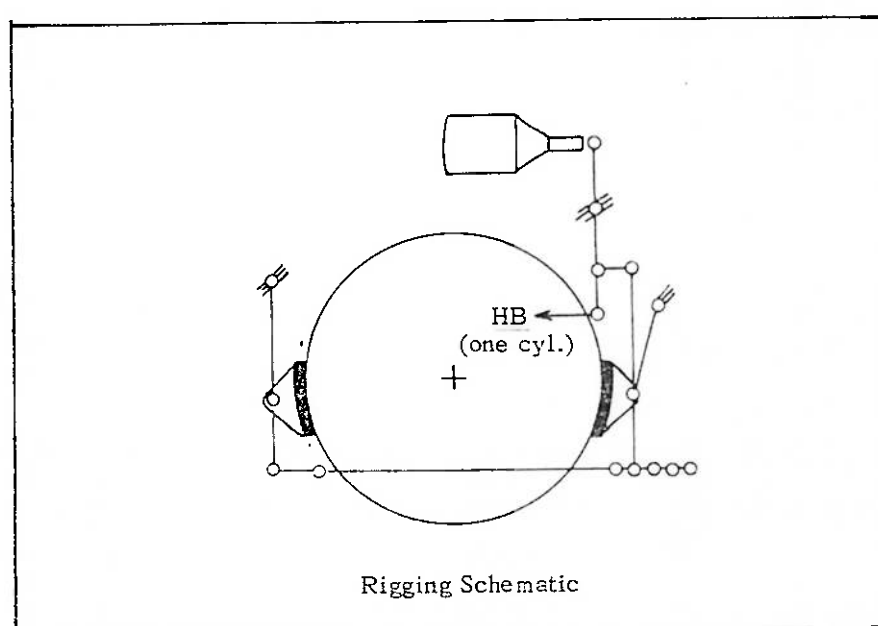


FIGURA 4.6.10 - Esquema de freio.

TABELA 4.6.6 - Tempos de parada e espaços percorridos para diversas velocidades

VELOCIDADE		DESACELERAÇÕES			
[m/s]	[km/h]	Serviço : 0,75 m/s ²		Emergência : 0,88 m/s ²	
		tempo [s]	espaço [m]	tempo [s]	espaço [m]
1	3,6	1,4	0,7	1,2	0,6
2	7,2	2,7	2,7	2,3	2,3
3	10,8	4,1	6,1	3,5	5,2
4	14,4	5,5	10,9	4,7	9,3
4,5	16,2	6,1	13,8	5,2	11,7
5	18,0	6,8	17,0	5,8	14,5
6	21,6	8,2	24,5	7,0	20,9
7	25,2	9,6	33,3	8,2	28,4
8	28,8	10,9	43,5	9,3	37,1
9	32,4	12,3	55,1	10,5	47,0
10	36,0	13,7	68,0	11,7	58,0

OBSERVAÇÕES:

- 1) Nestes tempos e espaços já estão embutidos a energia de rotação dos componentes propulsores.
- 2) Não estão inclusos o tempo de reação do condutor que é de 0,5 a 2 segundos.

3ª PARTE

CONCLUSÃO

5) O PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

5.1.) PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

5.1.1.) COMPONENTES FUNDAMENTAIS DA MICRO-LOCOMOTIVA

Os seguintes itens compõem o Projeto Básico da Micro-Locomotiva descritos genericamente, informações mais completas estão disponíveis nos estudos anteriores de seus respectivos Estudos de Projeto Básico.

- i.) RODA FERROVIÁRIA: Roda Ferroviária em aço fundido de diâmetro $\varnothing = 400$ mm.
- ii.) MOLAS DE SUSPENSÃO: Feixe de molas semi-elípticas (9 lâminas; seção transversal da lâmina 8×55 mm²; comprimento útil $2l = 600$ mm)
- iii.) MANCAL DAS RODAS: Rolamento Auto Compensador de Esferas ou de Rolos.
- iv.) FREIO: Freio de Sapatas com Acionamento a Ar Comprimido.
- v.) CHASSIS: em placas de aço soldadas.
- vi.) SISTEMA PROPULSOR: motor diesel + transmissão 1ª + transmissão final
 - motor diesel
 - transmissão 1ª (hidrostática): bomba e motor hidrostático
 - transmissão final: rodas dentada e correntes

5.1.2.) DESENHO (LAY-OUT) DO PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

Um desenho básico da máquina é apresentado em anexo. Não há preocupações com detalhes dimensionais e mais definidos do Projeto, o desenho procura apresentar a Micro-Locomotiva em seus componentes fundamentais ilustrados e dispostos segundo critérios técnicos básicos e algum bom senso que ilustrem a idéia fundamental do trabalho e seus objetivos básicos.

{ * lay-out do Projeto Básico da Micro-Locomotiva: vide Anexo-12 * }

5.2.) ACELERAÇÃO DISPONÍVEL [ref. 32]

O máximo desempenho na aceleração longitudinal da máquina pode ser determinado pelo limite que o propulsor pode dispor, ou seja, o que o motor pode fornecer. Evidentemente é um limite teórico que fornece apenas as possibilidades da máquina, resultados mais confiáveis podem ser obtidos com trabalhos práticos de medições de velocidades, o que por hora não é possível.

Conhecendo-se a Força de Tração (F) disponível na roda é possível estimar a Aceleração Disponível (a) do veículo:

$$(M+M_r)*a = F - R_n - D_A - R_h - R_g \quad (5.3.1)$$

$$(M+M_r)/M = \text{fator de massa} \quad (5.3.2)$$

onde:

M = Massa do veículo

M_r = Massa dos componentes girantes (considerando perdas devido à inércia dos componentes do motor e da transmissão)

a = Aceleração Longitudinal

F = Força de Tração disponível na roda

R_n = Resistência ao Rolamento

D_A = Resistência Aerodinâmica (Desprezível devido às baixas velocidades)

R_h = Resistência de Tração (Reboque)

$R_g = W*\sen\theta$ = Resistência de Aclive (rampa) = 0 , pois aclive de 0 %

sabendo que o Peso Aderente da micro-locomotiva é 4 toneladas ($M = 4000 \text{ kg}$) e adotando fator de massa $\sim 2,5$ [32], resulta

$$(M+M_r)/M = 2,5 \quad \Rightarrow \quad M+M_r = 2,5(4.000 \text{ kg}) = 10.000 \text{ kg}$$

$$F = \text{Torque disponível} / \text{raio da roda} = (1.457,8 \text{ N}\cdot\text{m}) / (0,2 \text{ m}) = 7.289 \text{ N}$$

$$R_n = (7,8 \text{ N/kN}) * (4.000 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,001) = 306 \text{ N}$$

portanto (5.3.1) fica

$$\begin{aligned} 10.000*a &= 7.289 - 306 - 0 - R_h - 0 \\ \Rightarrow a &= (6.983 - R_h) / 10.000 \end{aligned} \quad (5.3.3)$$

a qual fornece a Aceleração Máxima Disponível em aclive de 0 %, em função da Resistência de Tração (R_h).

- 1º) Aceleração Máxima Disponível para $R_h = 0$, ou seja, nenhum vagão tracionado, somente a locomotiva:

$$R_h = 0 \quad \Rightarrow \quad a = 6.983 / 10.000 \quad \Rightarrow \quad a \approx 0,7 \text{ m/s}^2$$

- 2º) Aceleração Máxima Disponível para trem transportando Carga Útil Líquida de 7.500 kg (tara de 2.500 kg, portanto Carga Bruta de 10.000 kg):

$$\text{Peso Bruto dos Vagões} = 10.000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 98.100 \text{ N}$$

$$\therefore R_h = (10,4 \text{ N/kN}) \cdot 98,1 \text{ kN} = 1.020,2 \text{ N}$$

$$\Rightarrow a = (6.983 - 1.020,2)/10.000 \quad \Rightarrow a = 0,6 \text{ m/s}^2$$

Com os valores de Máxima Aceleração Disponível, a seguinte tabela fornece uma indicação do desempenho da máquina.

A tabela indica o tempo gasto pela máquina para atingir determinada velocidade final, partindo da imobilidade (velocidade inicial nula) e a distância percorrida.

TABELA 5.1 - DESEMPENHO EM FUNÇÃO DA MÁXIMA ACELERAÇÃO DISPONÍVEL.					
Aceleração Disponível = a [m/s ²]					
Velocidade Inicial = 0					
t [s] = Tempo gasto em segundos					
S [m] = Distância percorrida em metros					
Velocidade Final		$a=0,6 \text{ m/s}^2$		$a=0,7 \text{ m/s}^2$	
[m/s]	[km/h]	t [s]	S [m]	t [s]	S [m]
1	3,60	1,67	0,8	1,43	0,7
2	7,20	3,33	3,3	2,86	2,9
3	10,80	5,00	7,5	4,29	6,4
4	14,40	6,67	13,3	5,71	11,4
5	18,00	8,33	20,8	7,14	17,9
6	21,60	10,00	30,0	8,57	25,7
7	25,20	11,67	40,8	10,00	35,0
8	28,80	13,33	53,3	11,43	45,7
9	32,40	15,00	67,5	12,86	57,9
10	36,00	16,67	83,3	14,29	71,4

5.3.) DESEMPENHO DISPONÍVEL - CURVAS DE VELOCIDADE E TORQUE NA RODA

5.3.1.) CURVAS DE VELOCIDADE - GRÁFICO 5.1

O gráfico fornece as curvas de velocidade para três rotações de acionamento da bomba hidrostática (1500, 2250 e 3000 rpm no motor diesel) e suas respectivas variações de acordo com a alteração do Deslocamento Volumétrico na bomba (ou seja, a variação na vazão fornecida para o motor hidrostático).

5.3.2.) CURVAS DE TORQUE NA RODA - GRÁFICO 5.2

Similarmente, têm-se as três curvas de torque para as respectivas rotações de acionamento da bomba hidráulica. O máximo torque (1457,8 Nm) é determinado pela máxima aderência possível no contato roda/trilho. As máximas velocidades atingidas estão de acordo com o gráfico anterior (Gráf. - 5.1).

GRÁFICO 5.1
Velocidade x Variação Desloc. Volum

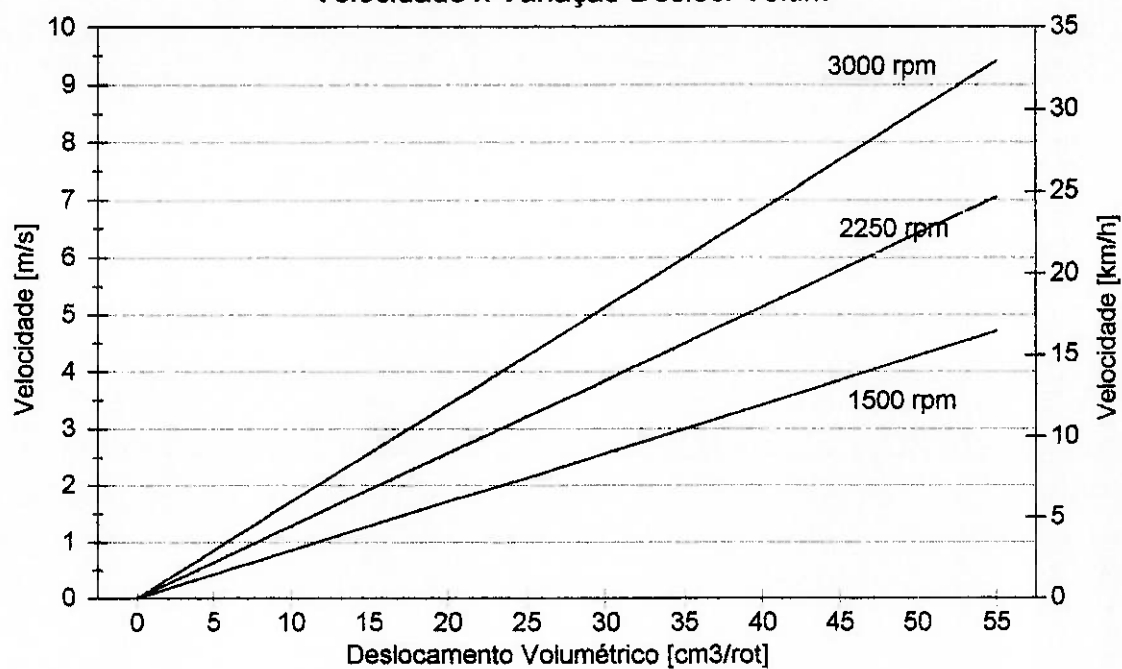
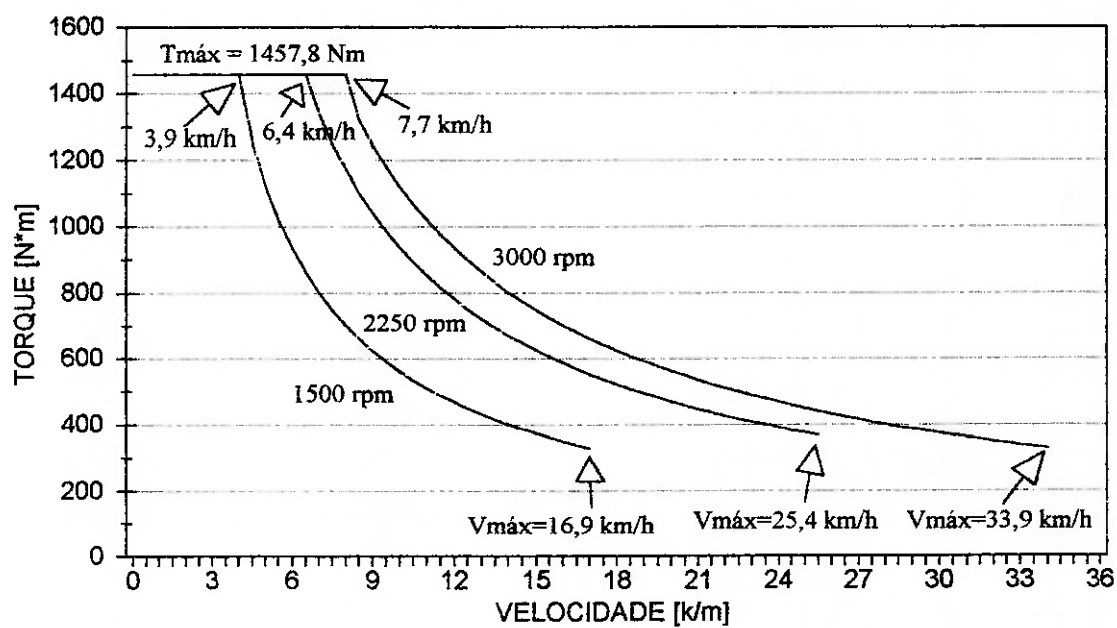
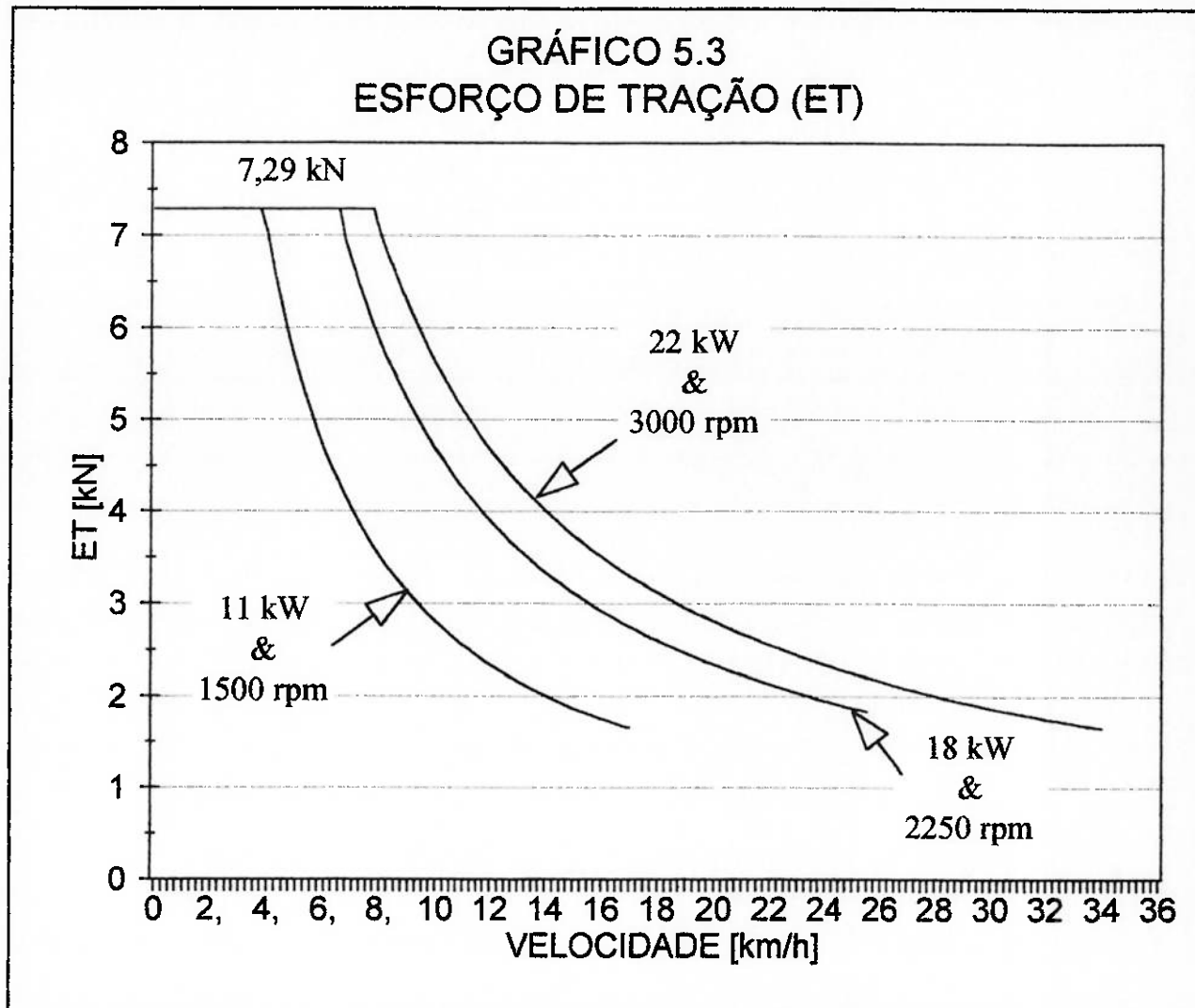


GRÁFICO 5.2
TORQUE NA RODA x VELOCIDADE



5.4.) ESFORÇO DE TRAÇÃO (ET)



- O gráfico acima mostra as curvas de Esforço de Tração para três estados do motor diesel, dados pelas respectivas rotações e potências desenvolvidas;

- Máximo ETD (Esforço de Tração Disponível) que o Coeficiente de Aderência roda/trilho ($f_o = 0,25$) permite para a locomotiva de Peso Aderente (P_a) valendo 4 ton.

$$ETD = P_a \cdot f_o = 4000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,25 = 9.810 \text{ N}$$

- Máximo ETD Disponível pelo sistema de propulsão:

$$ETD = \text{Torque Máximo} / \text{raio da roda} = (1.457,78 \text{ N} \cdot \text{m}) / (0,2 \text{ m}) = 7.288,9 \text{ N} = 7,29 \text{ kN}$$

Os principais pontos e respectivos valores são convenientemente expostos na Tabela 5.1.

- UTILIZAÇÃO DO GRÁFICO ET x V

(EXEMPLO): Quantos vagões de 2,0 tons brutas podem ser tracionadas pela locomotiva de 4 ton, a uma velocidade de 15 km/h (4,17 m/s) em uma via de 1,0 % de auge, com curvas de raio mínimo de 50 metros ($G_r = 35^\circ$), com o motor desenvolvendo 22 kW a 3000 rpm ?

com a velocidade de 4,17 m/s o gráfico fornece:

$$ET = 3,7 \text{ kN}$$

sabemos que:

$$ET = (P_L * (\sum Ri)_L + n * P_v * (\sum Ri)_v) \quad (*)$$

as Resistências Específicas serão:

$$r_{nL} = 7,8 \text{ N/kN};$$

$$r_{nV} = 10,4 \text{ N/kN};$$

$$r_c = (0,167 \text{ N/kN}) (35^\circ) = 5,8 \text{ N/kN}$$

$$(\sum Ri)_L = 7,8 + 10 + 5,8 = 23,6 \text{ N/kN}$$

$$(\sum Ri)_v = 10,4 + 10 + 5,8 = 26,2 \text{ N/kN}$$

o Peso da Locomotiva: $P_L = (4 \text{ ton}) * 9,81 = 39,24 \text{ kN}$

e o Peso do Vagão: $P_v = (2 \text{ ton}) * 9,81 = 19,62 \text{ kN}$

substituindo em (*):

$$5.800 = 39,24 * 23,6 + n * 19,62 * 26,2 \quad \Rightarrow \quad n = 9,48$$

portanto nas condições descritas a locomotiva traciona 9 carros de 2,0 tons.

TABELA 5.1 - ESFORÇO DE TRAÇÃO.

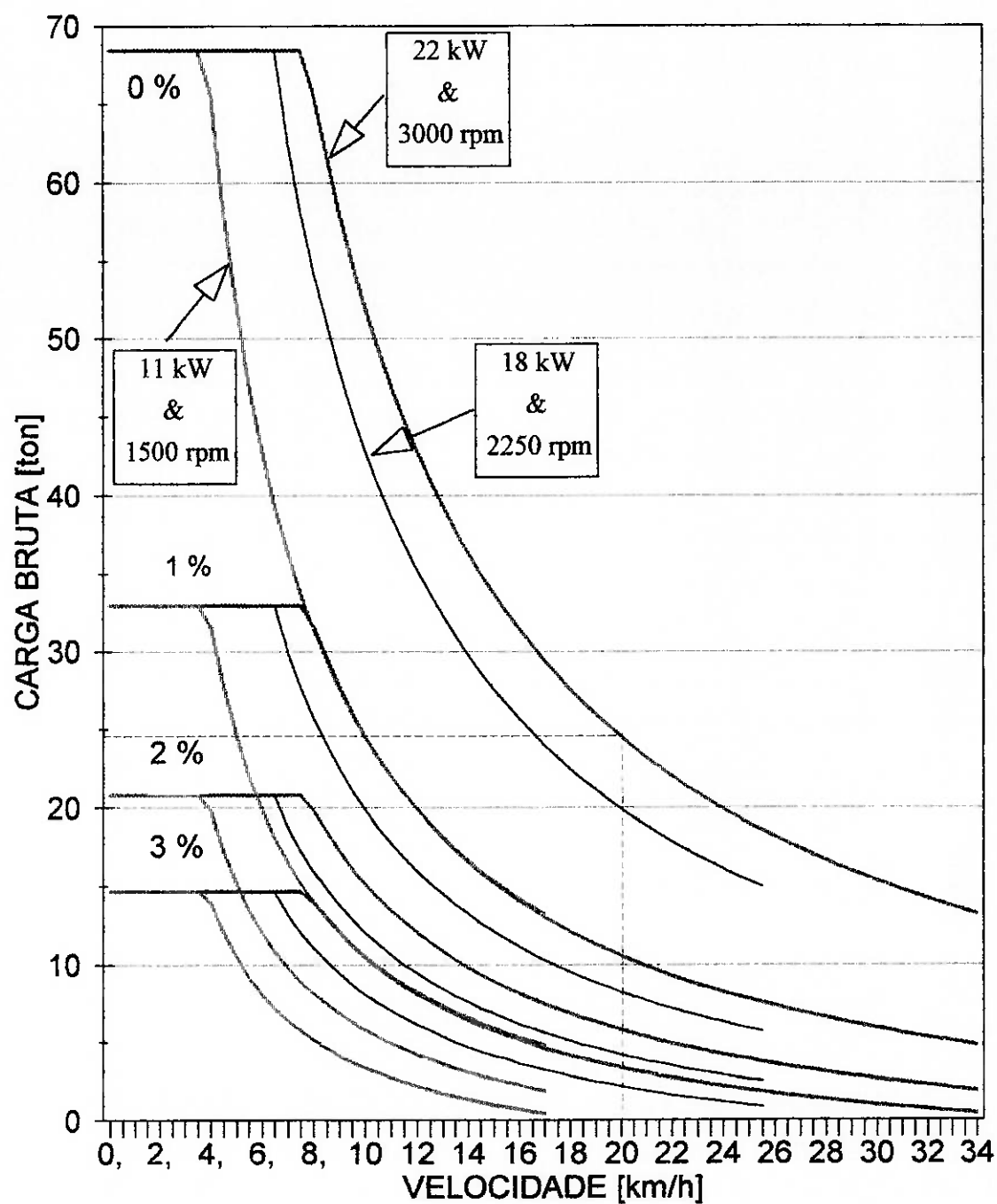
(ET) [kN]

Velocidade da Locomotiva		Operação do Motor Diesel		
		{*} 11 kW & 1500 rpm	18 kW & 2250 rpm	22 kW & 3000 rpm
[km/h]	[m/s]			
0	0	7,3	7,3	7,3
3,9	1,07	7,3	7,3	7,3
6,4	1,78	4,4	7,3	7,3
5,0	1,39	5,6	9,4	7,3
7,7	2,14	3,6	6,1	7,3
10,0	2,78	2,8	4,7	5,6
15,0	4,17	1,9	3,1	3,7
16,9	4,70	1,7	2,8	3,3
20,0	5,56	x	2,3	2,8
25,0	6,94	x	1,9	2,2
25,4	7,05	x	1,8	2,2
30,0	8,33	x	x	1,9
33,9	9,41	x	x	1,7
35,0	9,72	x	x	x
36	10,00	x	x	x

{*} Trata-se de Potência desenvolvida no motor diesel que aciona a Bomba Hidrostática, resultando em Potência Disponível na Roda, respectivamente de 13 e 15,6 kW.

5.5.) CAPACIDADE DE CARGA

GRÁFICO 5.4
CAPACIDADE DE CARGA x VELOCIDADE



O gráfico 5.4 fornece a Carga Bruta tracionável pela locomotiva de acordo com as seguintes variáveis:

- 1º - a condição de operação do motor diesel : rotação de acionamento e potência desenvolvida;
- 2º - os aclives da via, ou seja, as inclinações das rampas em %;
- 3º - a velocidade de operação da locomotiva.

A seguinte tabela fornece alguns valores destacáveis do gráfico 5.4.

TABELA 5.3 - Pontos destacáveis do gráfico 5.4				
Parâmetro	Unidade	Valor		
Potência Disponível no Motor Diesel	kW	11	18	22
	CV	15	24	29
Rotação (motor diesel) de acionamento da Bomba Hidrostática	rpm	1500	2250	3000
Velocidade Máxima para Carga Máxima	km/h	3,9	6,4	7,7
	m/s	1,07	1,78	2,14
Velocidade Máxima disponível da Locomotiva	km/h	16,9	25,4	33,9
	m/s	4,70	7,05	9,41
{ * } Carga Máxima Tracionável que a Aderência admite (fo = 0,25)	ton	68,4 (0 %)		
		32,9 (1 %)		
		20,8 (2 %)		
		14,6 (3 %)		
{ * } em função dos aclives i [%]				

EXEMPLO DE UTILIZAÇÃO DO GRÁFICO 5.4:

- condições de movimentação: 3000 rpm & 22 kW (~ 29 CV) no motor diesel
V = 20,0 km/h e i = 0 %

- seja a Carga Bruta de um vagão: => Pv = 2 toneladas

o gráfico 5.4 fornece Capacidade de Carga de ~ 25 ton

temos: => Capacidade de Carga = (nº de vagões) x (Carga Bruta de um vagão)

$$\Rightarrow 24,5 = n \times 2$$

$$\Rightarrow n = 12,25$$

ou seja, 12 vagões de 2,0 tons de Carga Bruta.

5.6.) FICHA TÉCNICA DO PROJETO BÁSICO DA MICRO-LOCOMOTIVA

MÁQUINA

Base Rígida (Entre-Eixos).....	1.100 mm
Peso Aderente.....	40.000 N
Motor Diesel Agrale M790 (DIN 6270 B).....	27 CV a 3.000 rpm
Transmissão Hidrostática	
Bomba Hidrostática de Vazão Variável.....	55 cm ³ /rotação
Motor Hidrostático de Deslocamento Volumétrico Constante.....	180 cm ³ /rotação
Transmissão Final	
Pinhão Duplex.....	19 dentes & Dp=192,9 mm
Coroa Simplex.....	35 dentes & Dp=354,2 mm
Corrente de Rolos Simplex.....	Passo = 1.1/4" = 31,75 mm
Diâmetro da Roda.....	400 mm
Freio de Sapatas de Acionamento a Ar Comprimido	
Molas de Suspensão por Feixe de Molas Semi-Elípticas	
Mancal das Rodas de Rolamentos Auto-Compensadores de Rolos	
Chassis de Placas de Aço Soldadas	

DESEMPENHO DISPONÍVEL

Velocidade Máxima (em Vazio).....	33,9 km/h
Velocidade Máxima (Curva Mínima Raio = 25 m).....	19 km/h
Aceleração Máxima.....	0,7 m/s ²
Torque Máximo na Roda.....	1.458 N·m = 148 kgf·m
Força de Tração Máxima.....	7,29 kN = 743 kgf
Carga Máxima Tracionável (acline de 0 %).....	68,4 ton

VIA FÉRREA

Bitola.....	600 mm
Acline Máximo.....	3 %
Raio de Curva Mínima.....	25 m
Trilho Mínimo.....	TR - 8
Dimensões do Dormente.....	100 x 140 x 1.100 mm

ANEXO

1) CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO TRANSPORTE SOBRE TRILHOS

1.1.) CARACTERÍSTICA ESSENCIAL

O transporte sobre trilhos se dá por meio de veículos dotados de rodas de aço com friso, circulando em trilhos também de aço, que possuem a dupla finalidade de servirem de pista de rolamento e guia para as rodas. O sistema assim constituído passa a adquirir a configuração que hoje todos conhecem.

Tal sistema apresenta duas características notáveis:

I) Baixo coeficiente de atrito de rolamento, o que permite mover cargas elevadas com parcela bem reduzida de esforço trator;

II) Facilidade de circulação de elevado número de veículos em faixas estreitas devido a direção imposta à condução pelos trilhos, em outras palavras, o deslocamento dos veículos ferroviários se dá com apenas um grau de liberdade.

1.2) VANTAGENS DECORRENTES DESTAS CARACTERÍSTICAS

Como ilustração das vantagens pode-se tomar os exemplos comparativos:

I.) Quanto ao atrito

A força de tração necessária ao deslocamento de uma massa de uma tonelada em nível é de:

- 2500 N para arrastamento em terreno duro;
- 250 N com rodas de ferro sobre terreno duro;
- 100 N com veículos sobre pneumáticos;
- 25 N em veículos sobre trilhos.

Valores de coeficiente de atrito ao rolamento de pneumático (f_r) para as diversas condições:

QUADRO A1 - Coeficiente de atrito ao rolamento de pneumático (f_r) para diversas condições.

f_r	CONDIÇÕES DO PISO
0,08	estrada de terra
0,035 - 0,020	estrada calçada
0,020 - 0,013	pavimento liso

- para pneus assume-se na melhor das hipóteses $f_r = 0,010$;

- para rodas de aço sobre trilhos de aço o valor típico de $f_r = 0,0025$.

Tem-se então os cálculos comparativos:

$$F = f_r * P \quad \text{e} \quad P = 10.000 \text{ N}$$

fica:

$$F = 0,010 * 10.000 = 100 \text{ N}$$

, para veículo sobre pneus

$$F = 0,0025 * 10.000 = 25 \text{ N}$$

, para veículo ferroviário

Portanto obtém-se a relação seguinte do esforço para vencer a resistência imposta pelo rolamento:

Rodovia : 4 * Ferrovia

Assim a ferrovia é o meio de transporte sobre rodas mais econômico sob o ponto de vista energético.

Esses números indicam de certo modo a posição privilegiada do transporte sobre trilhos em termos de consumo energético.

Consideram-se típicos os valores ao lado, relativos às necessidades de potência para o transporte de uma tonelada útil de carga.

QUADRO A2 - Potência por Tonelada Útil	
Modalidade de Transporte	Potência [kW]
Ferrovia	1,9
Rodovia	5,2
Hidrovia	0,3
Aerovia	373

Referindo-se à unidade de trabalho nos transportes, isto é , 1 (um) TKM (1 TKM = o trabalho necessário para movimentar uma tonelada de carga útil à distância de um quilômetro).

Teríamos os seguintes valores relativos em termos de dispêndio de combustível para realizar o mesmo trabalho de movimentação de carga.

QUADRO A3 - Valores relativos de consumo de combustível	
Modalidade de Transporte	Consumo
Ferrovário	1,0
Rodovário	4,0
Hidrovário	0,2
Aerovário	25,0

O Conselho Regional de Engenharia e Arquitetura do Rio de Janeiro também preconiza esta vantagem em Boletim do Conselho,

QUADRO A4 - Um litro de óleo diesel transporta uma tonelada nas distâncias em média.		
Modalidade de Transporte	Distância [km]	Unidade TKU
Rodovia	30	30
Ferrovia	125	125
Hidrovia	875	875
FONTE : Boletim CREA / RJ - nº 28 - dezembro 1985. NOTA : TKU = Tonelada Kilômetro Útil, unidade de medida equivalente ao transporte de uma tonelada útil a uma distância de um quilômetro.		

II) Quanto ao uso do solo

Os reduzidos esforços de tração e a dirigibilidade proporcionada pelos trilhos, possibilitam na ferrovia a formação de grandes comboios. Esta característica proporciona elevada capacidade de tráfego.

Ainda, limitando-se às comparações ao transporte de carga teríamos para a mesma largura de faixa do domínio útil de aproximadamente 10 metros:

Ferrovia : 9.000 veículos de carga/dia ,	via singela
Rodovia : 10.000 veículos de carga/dia ,	duas faixas

Considerando-se que um veículo ferroviário transporta cerca de quatro vezes mais de carga útil em relação ao veículo rodoviário, verifica-se que a capacidade relativa ferrovia/rodovia para uma mesma largura de faixa de rolamento é quatro vezes maior.

III.) Quanto à Automação

Os comboios em via férrea, sendo guiados mecanicamente pelos trilhos são de mais fácil telecomando do que os veículos que exigem dois ou três parâmetros de orientação, enquanto tem-se apenas um para o trem. A automação é portanto mais apta a se desenvolver na ferrovia, para qual os recursos computacionais oferecem a flexibilidade necessária às operações modernas.

Já é comum a operação totalmente automática de linhas de metrô com trens espaçados em intervalos próximos do minuto, bem como locomotivas de mina operadas e controladas por sistema de rádio controle.

1.3.) DESVANTAGENS DO TRANSPORTE SOBRE TRILHOS

Tantas vantagens evidentemente trazem consigo algumas limitações:

I.) Quanto à aderência

O fato de um veículo trator rebocar um comboio pesado, obriga ao uso de elevados esforços no contato roda/trilho (aderência), esforços tanto maiores, quanto maiores as rampas a vencer. Essa característica limita economicamente as rampas a valores reduzidos de inclinação (3% é o máximo comercialmente aceito). Enquanto na rodovia, aclives de 4% são perfeitamente aceitáveis, na ferrovia valores superiores a 1% correspondem a condições pesadas de traçado.

É fácil entender as conseqüências desta limitação no custo de implantação de uma ferrovia, principalmente em regiões de topografia difícil, significando grandes volumes de movimentação de terra (cortes e aterros) bem como extensas obras de arte (pontes e túneis).

II.) Quanto aos custos de implantação e operação:

- Elevado custo de implantação e de operação;
- Não é econômico atender a vários pontos isolados nas proximidades dos terminais;
- Intensa operação com manobras de vagões em terminais;
- A ferrovia é uma empresa que opera com custos fixos elevados somente amortizáveis através de grandes concentrações de fluxos de carga.

1.4.) CONCLUSÃO

Por tudo isto deve-se fazer uma perfeita coordenação inter - modal entre a ferrovia e outros meios de transporte de maneira tal que possa atender eficientemente aos usuários a um custo razoável.

Portanto a questão não é o favoritismo por esta ou aquela modalidade de transporte mas a de que cada uma delas deve atuar na área mais conveniente à coletividade, obtendo-se assim um sistema harmônico e integrado, completando-se mutuamente.

2.) A VIA FÉRREA

2.1.) CARACTERÍSTICAS

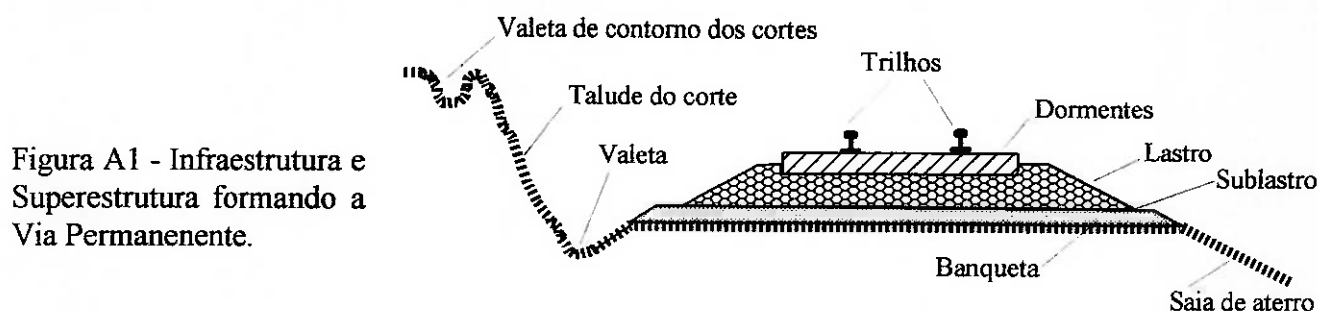
O dimensionamento da via férrea, para se atingir a melhor eficiência, deve ter como objetivo a economia e a produtividade. As características técnicas da via são determinadas, principalmente, definindo e analisando os fatores:

- Uma projeção das demandas futuras por este meio de transporte;
- O dimensionamento do volume de carga a movimentar;
- O estabelecimento de uma densidade de tráfego;
- A adoção de uma velocidade máxima comercial.

2.2.) ELEMENTOS DA VIA FÉRREA

INFRAESTRUTURA : conjunto de obras para conformar o terreno natural às condições previstas no projeto, engloba a plataforma (leito de terra), bem como os cortes, os aterros, os túneis, as pontes, os bueiros, as obras de drenagem, a contenção e proteção de via.

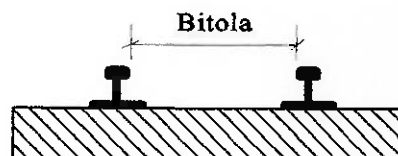
SUPERESTRUTURA : elemento estrutural sobre o qual circularão as composições, compreendendo os trilhos e sua fixação, os dormentes, o lastro, aparelhos de mudança de via. A infraestrutura mais a superestrutura formam a Via Permanente.



2.3.) A ESCOLHA DA BITOLA

Classificação Geral:

- larga: de 1524 a 1670 mm
- padrão: 1435 mm
- métrica: 1000 mm, inclui 1067 mm
- estreita: de 380 a 914 mm



As bitolas larga, padrão e métrica são usadas em linhas principais que têm âmbito de sistema ferroviário nacional e mesmo internacional, onde ocorrem altas densidades de tráfego e grandes volumes de carga, com operações envolvendo alta velocidade comercial.

As bitolas estreitas por sua vez são as mais utilizadas em linhas secundárias, de interesse local. Também, são utilizadas em pequenos sistemas tais como: ferrovias agrícolas em grandes plantações, pátios industriais de grandes fábricas, por exemplo: siderúrgicas, de cimento, estaleiros. Encontra emprego, ainda, principalmente em minas de caulim, carvão e pedreiras.

A bitola estreita, devido ao seu caráter local, é a mais diversificada, abrangendo uma gama muito grande de bitolas. Pode-se classificá-la em três grupos:

- 1º.) 380, 400, 450, 470, 500, 550 mm - de uso exclusivamente em minas de carvão, pedreiras e linhas de transporte de materiais em fábricas, estaleiros e armazéns militares;
- 2º.) 600, 610, 700, 750, 762 mm - de uso em grandes minas de carvão e outros minérios, grandes plantações, pátios de grandes indústrias. São empregadas também em linhas secundárias de interesse local e regional;
- 3º.) 900, 914 mm - de uso exclusivamente em linhas secundárias de interesse regional.

CONCLUSÃO

Dentre as bitolas estreitas a que melhor se adapta às especificações técnicas deste trabalho é a bitola de 600 mm. Seu custo de implantação é o mais barato e sua capacidade de carga é mais que adequada. Esta bitola permite o emprego de locomotivas de 2,5 ton (28 HP) a 30 ton (250 HP), bem como vagões de 2 truques/4 eixos para 20 ton. Portanto, esta bitola devido a estas características pode ser usada para implantação de uma linha agrícola, e ainda, tem condições de oferecer desempenho para criação de um sistema de interesse local, integrando várias propriedades agropecuárias e agroindustriais de uma mesma região.

QUADRO A5 - COMPARATIVO ENTRE BITOLAS ESTREITAS.			
BITOLA [mm]	600/610	750/762	914
INFRAESTRUTURA	pequena largura da plataforma e pequena movimentação de terra nos cortes e aterros.	situação intermediária	aumento da largura da plataforma e por consequência todos os quantitativos da infraestrutura
SUPERESTRUTURA	pouca quantidade de lastro, dormentes curtos, trilhos leves, fixação mais barata.	situação intermediária	aumento na quantidade de lastro, dormentes mais longos, trilhos mais pesados, fixação mais exigente, portanto, mais cara
VELOC. MAX. [Km/h]	40	60	100
RAIO MÍN. CURVA [m]	25	35	60
CARGA MÁX. POR EIXO [ton]	5	8	15
OFERTA MATERIAL RODANTE	existente	existente	existente
LOCOM. POT/PESO MÁXIMO	30 ton/250 HP	55 ton/600 HP	90 ton/1800 HP
VAGÕES/LOTAÇÃO MÁXIMA	20 ton	32 ton	60 ton

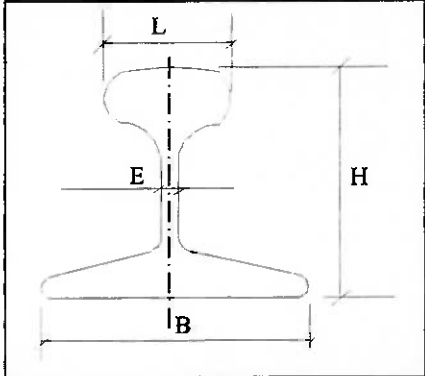
2.4.) ELEMENTOS DA SUPERESTRUTURA

2.4.1) TRILHOS PARA VIAS DE MENORES EXIGÊNCIAS (Tabelas. A1 & A2):

O trilho TR-25 (24,65 kg/m) perfil A.S.C.E 5040 (Tabela A1) é o menor trilho fabricado no Brasil pelas grandes siderúrgicas. É o mais indicado para utilização em vias de rolamento para vagonetes de mineração, de usinas de açúcar, veículos ferroviários para transporte, movimentação de cargas industriais leves e aplicações afins. É fornecido em comprimento padrão de 12,0 m.

TABELA A1 - Padronização Recomendada							
TRILHOS							
Tipo Normal Brasileiro		25	32	37	40	45	
Peso Nominal [kg/m]		24,654	32,045	37,105	39,8	44,645	
Tipo Correspondente Americano		5040	6540	7540	8040	9020	
		ASCE	ASCE	ASCE	ASCE	ARA-A	
Peso Nominal [lb/yd]		49,7	64,6	74,8	80,2	90	
Área Nominal [cm2]	cabeça	área	13,23	17,16	19,87	21,3	20,58
		% do total	42	42	42	42	36,2
	alma	área	6,58	8,58	9,94	10,65	13,68
		% do total	21	21	21	21	24
	base	área	11,61	15,1	17,48	18,76	22,65
		% do total	37	37	37	37	39,8
TOTAL		31,42	40,84	47,29	50,71	56,9	
Momento de Inércia [cm4]		413,7	703,4	951,5	1098	1610,8	
Módulo de Resistência		cabeça	81,6	120,8	149,1	165	205,6
[cm3]		base	86,7	129,5	162,9	181,6	249,6
Raio de giração [cm]		3,63	4,15	4,49	4,65	5,32	
Razão do módulo de resistência para a área do trilho [cm]		2,6	2,95	3,15	3,25	3,63	

TABELA A2 - TRILHOS LEVES.

						
TR	H	L	B	E	Jx	Wx
[kg/m]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[cm ⁴]	[cm ³]
4	50	20	38	4		
6	60	22	45	4,5	36	11,4
8	65	28	52	5,5	57	17
10	70	30	56	6	80	22
12	80	32	65	7	132	31
15	88	42	64	8	198	48
18	95	43	77	10	285	55
20	100	44	84	9,3	357	69
25	115	50	90	11	571	99

2.4.1.1) CARGA ADMISSÍVEL POR EIXO

Depende principalmente:

- peso do trilho (momento de resistência);

- afastamento entre os dormentes.

Tabela A3 - Carga Admissível por Eixo.								
Peso do Trilho [kg/m]	Altura do Trilho [mm]	Módulo de Resistência [cm3]	Espaçamento dos Dormentes [mm]					
			1000	900	800	700	600	500
			Carga Máxima por Eixo [ton]					
4	50	6,5	0,69	0,76	0,86	0,96	1,15	1,38
5	60	10,2	1,08	1,2	1,35	1,54	1,8	2,16
6	51	9,4	1	1,1	1,24	1,42	1,66	1,99
7	65	14	1,5	1,65	1,85	2,1	2,5	3
8,2	65	18	1,9	2,1	2,4	2,7	3,2	3,8
9	70	21,7	2,3	2,53	2,85	3,3	3,8	4,6
10	70	24	2,55	2,8	3,17	3,6	4,2	5,1
12	80	33,8	3,6	4	4,5	5,1	5,9	7,2
15,8	93	42,5	4,9	5,3	6,1	7	8,2	9,7
20	98	65	6,9	7,6	8,6	9,8	11,4	13,7
25,6	117	104	11	12,2	13,8	15,7	18,4	21,9
30	125	122	12,95	14,3	16,1	18,5	21,4	25,9
41	138	193	20	22,5	25,4	29,1	33,8	x
48,9	148	234	24,6	27,3	30,8	x	x	x
Ref. : "Manual do Engenheiro de Locomotivas Henschel"								

2.4.2.) DORMENTES

São vigas que tem como funções: transmitir as cargas ao lastro; manter a bitola; impedir os deslocamentos dos trilhos. Os materiais utilizados são: madeira; concreto; aço.

As dimensões para a bitola de 600 mm são em geral as seguintes em mm:

100 x 140 x 1100	, para trilhos menores que 8 kgf/m
100 x 160 x 1200	, para trilhos menores que 18 kgf/m
140 x 180 x 1300	, para trilhos menores que 37 kgf/m

QUADRO A6 - COMPARAÇÃO ENTRE TIPOS DE DORMENTES.			
TIPO	madeira	concreto	aço
VIDA ÚTIL	menor que 15 anos	posição intermediária	menor que 30 anos
DESEMPENHO	excelente, praticamente insubstituível	vibrações, podendo ocorrer ondulações e desnivelamento	excesso de vibrações, ondulações nos trilhos e desnivelamento
PREÇO RELATIVO	1	1,2	2,5
OFERTA	ainda é grande, com tendência a regressão, devido ao esgotamento das reservas florestais	existente, vários fabricantes	nenhuma

QUANTIDADE EMPREGADA: Para os dormentes de madeira, que ainda são os de mais fácil aquisição, o consumo para a bitola de 600 mm fica em torno de 1200 a 2000 dormentes/km, dependendo das características da via. Considera-se uma dormentação ideal 1850 unidades/km (espaçamento de 54 cm).

2.4.3.) LASTRO

O lastro é um "colchão" entre o leito de terra e os dormentes (Fig. A3). Conforme a solicitação e a disponibilidade pode ser de diversos materiais: terra batida ou terra vegetal; areia de rio; saibro; cascalho; escórias de alto forno de siderúrgicas; pedra britada.

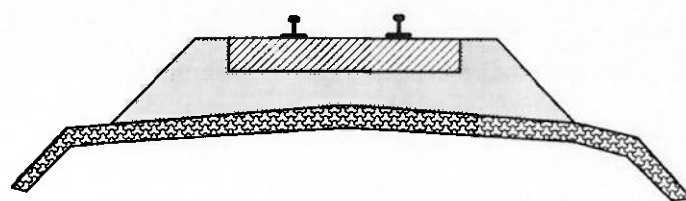


Figura A3 - Secção transversal do Lastro.

2.4.3.1) EMPREGO E QUANTIDADE

Para linhas principais recomenda-se uma altura de lastro de 30 a 40 cm a partir da face inferior do dormente, quando se utiliza pedra britada.

Para linhas secundárias recomenda-se de 15 a 20 cm de altura a partir da face inferior do dormente.

Já para a bitola estreita, se for empregado lastro de pedra britada, uma altura de 15 cm será plenamente satisfatório.

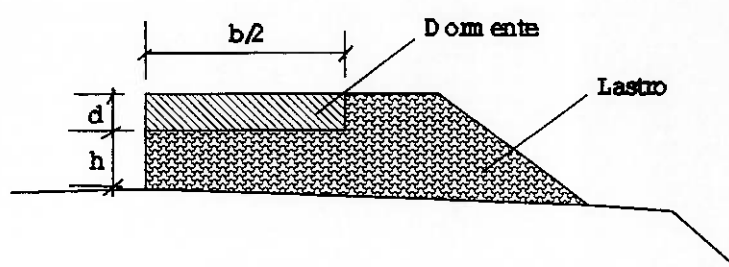


Figura A4 - Altura mínima de lastro (h).

2.4.4.) PLATAFORMA FERROVIÁRIA (* conforme [ref. 4])

É o suporte da estrutura da via da qual recebe através do lastro as tensões devidas ao tráfego. Basicamente a plataforma é constituída de solos naturais, solos tratados (cortes e aterros), outras estruturas (pontes e túneis).

A função da plataforma é proporcionar apoio à estrutura da via, de modo que não sofra deformações que impeçam ou influam negativamente nas condições de tráfego.

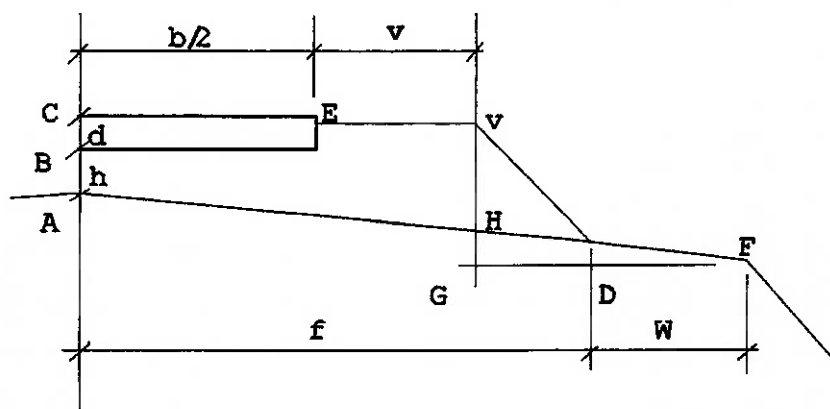


Figura A5 - Plataforma Ferroviária.

- b: comprimento do dormente
 d: altura do dormente
 h: altura mínima do lastro (15 a 40 cm)
 v: ombro do lastro
 m: inclinação lateral da banquetta de lastro (1,5 a 2,0)
 n: inclinação da superfície da plataforma (valor típico 3%, i.é., $n = 33,3$)
 w: espaço para a movimentação de pessoal para a manutenção (no mínimo 45 cm)

- Determinação da largura da plataforma: $\Rightarrow l = 315 \text{ cm}$

largura da plataforma: $\approx 3,20 \text{ m}$

2.4.5.) ESCOLHA DO TRILHO E AS DIMENSÕES DOS DORMENTES (conforme [4] págs 26 a 30)

Características do Carregamento:

- Peso da Locomotiva = 4,0 ton.
- Vagões (vazios) = 2,5 ton.
- Carga (por viagem) = 7,5 ton.
- Número de viagens = 4,0 viagens/dia
- Transporte Diário = 30 ton./dia

Tráfego Diário:

- Ida $(4,0 + 2,5 + 7,5)\text{ton} \times 4 = 56 \text{ ton}$
 - Volta $(4,0 + 2,5)\text{ton} \times 4 = \underline{26 \text{ ton}}$
 - Total = 82 ton

Tráfego Anual: $365 \times 82 = 29930 \sim 30 \text{ kton/ano}$

Velocidade máxima: 36 km/h

CONCLUSÃO:

- Dormente.....110 x 14 x 10 cm
 - Espaçamento.....s = 75 cm
 - DORMENTEAÇÃO.....1.335 unidades/km
 - Trilho.....TR-8

2.4.6.) AQUISIÇÃO DE TRILHOS E DORMENTES

O Trilho é um item muito dispendioso e só pode ser comprado das grandes siderúrgicas que as fabricam. O custo torna-se viável somente para aquisição de grandes toneladas.

A Companhia Siderúrgica Nacional - CSN forneceu, em 1994 para a Ferroeste, para o primeiro trecho de 250 km num total de 420 km, o trilho TR-45 (45 kg/m) ao preço de US\$ 526,00 por tonelada.

Assim, o total encomendado foi:

$$\begin{aligned} 250 \text{ km} \times 2 \text{ linhas} &= 500 \text{ km de trilhos} \\ 500 \text{ km} \times 1000 \text{ m/km} \times 45 \text{ kg/m} &= 22.500.000 \text{ kg} = 22.500 \text{ ton} \\ \text{Custo} &= 22.500 \text{ ton} \times \text{US\$ } 526,00/\text{ton} \quad \Rightarrow \quad \text{Custo} = \text{US\$ } 11,84 \text{ milhões} \end{aligned}$$

Se tomarmos por exemplo uma propriedade média de 50 ha (20,8 alqueire), com um sistema de aproximadamente 4 km de linhas (inclusos pátios e derivações), o custo de aquisição de trilhos seria:

$$\begin{aligned} \text{Trilho TR-25 (25 kg/m)} \\ 4 \text{ km} \times 2 \text{ linhas} &= 8 \text{ km de linhas} \quad \text{ou} \quad 8 \text{ km} \times 1000 \text{ m/kg} \times 25 \text{ kg/m} = 200.000 \text{ kg} \\ \text{Custo} &= 200.000 \text{ kg} \times 1 \text{ ton}/1000 \text{ kg} \times \text{US\$ } 526,00/\text{ton} \quad \Rightarrow \quad \text{Custo} = \text{US\$ } 105.200,00 \end{aligned}$$

Assim, só a compra de trilhos novos poderia inviabilizar a implantação do sistema. O que fazer então? Pode-se fazer aqui duas sugestões :

1ª) Encomendar os trilhos a empresas laminadoras de perfis e barras, que são clientes das grandes siderúrgicas. Desta maneira pode-se adquirir perfis mais adequados, ao volume de carga proposto neste trabalho, como por exemplo, os trilhos de 6 a 8 kg/m, que quando assentados sobre dormentes com um espaçamento de 500 mm pode suportar por eixo até 2,0 ton (vide Tabela 2). Esta solução ainda é dispendiosa devido ao desenvolvimento de ferramental especial para a laminação;

2ª) Aquisição de trilhos usados das ferrovias principais. Estas ferrovias trocam os trilhos periodicamente, principalmente os trechos em curvas onde o desgaste é maior. Este material geralmente vai a leilão público e pode ser adquirido ao preço de sucata. Assim um trilho TR-25 ou TR-37, mesmo gastos, ainda tem muito a oferecer em vias onde a carga por eixo é muito pequena.

O mesmo comentário é válido para os Dormentes. Os dormentes velhos também vão a leilão e são mais econômicos ainda. Se considerarmos as dimensões dos dormentes de bitola larga e métrica, utilizados no Brasil

ESPESSURA x LARGURA x COMPRIMENTO (em mm - dimensões típicas) :

- BITOLA MÉTRICA: 160 x 200 x 2000
- BITOLA LARGA: 170 x 240 x 2800

Como geralmente o cerne do dormente ainda está em bom estado, estes dormentes podem ser retrabalhados para as dimensões usuais da bitola de 600 mm.

2.5.) PLANEJAMENTO DAS CURVAS (* Sérgio Stopatto em [ref. 4])

Utilizando-se a fórmula teórica pode-se determinar a Velocidade Máxima permitida em uma curva para a bitola de 600 mm:

$$V_{\text{máx}} = \sqrt{(71gR/a)} \quad [\text{m/s}]$$

onde: a = distância entre os eixos dos trilhos (mm) : $a = \text{bitola} + \text{largura do boleto do trilho}$
 g = aceleração da gravidade (m/s)
 R = raio da curva

para a bitola de 600 mm e trilho TR-25 temos: $\Rightarrow a = 600 + 27 = 627 \text{ mm}$

Por exemplo, para curvas de 25, 50 e 75 m teríamos respectivamente as velocidades máximas permitidas ($V_{\text{máx}}$) de :

5,27 m/s (19,0 km/h)
 7,45 m/s (27,0 km/h)
 9,13 m/s (33,0 km/h)

2.6.) A VIA FÉRREA - CONCLUSÃO

Na explanação sumária deste tema, chegamos às conclusões baseadas em nossa necessidade de transporte (aproximadamente 30 ton/dia).

Assim ficam definidos:

- Demanda por Transporte.....30 ton/dia
- Volume de Carga a Movimentar.....7,5 ton/viagem
- Densidade de Tráfego.....4 viagens/dia
- Velocidade Comercial.....15 a 20 km/h, dependendo do trecho da via

Dos fatores acima, pode-se definir as especificações fundamentais da Via Férrea mais adequada:

- Bitola.....600 mm
- Raio de Curvatura Mínima.....25 m
- Largura de Plataforma.....3,20 m
- Altura Mínima de Lastro.....15 cm abaixo da face do dormente
- Dimensões Mínimas dos Dormentes.....100 x 140 x 1100 mm
- Peso Mínimo dos Trilhos..... $\geq$ TR - 8
- Velocidade Máxima (curva mínima $R=25 \text{ m}$).....5,27 m/s (19,0 km/h)

3.) APROVEITAMENTO ENERGÉTICO

Comparação entre os três tipos básicos de locomotivas em relação ao tipo de motor primário

- Motor de combustão interna
- Motor elétrico
- Motor a vapor

3.1.) EFICIÊNCIAS - VALORES TÍPICOS

I.) MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA:

Perdas de Energia:

- Transmissão: engrenagens, acoplamentos, motor de tração, até 10%;
- Motor: radiação, refrigeração e escape até 60%;
- Consumo próprio: gerador, compressor, etc. até 4%;

=> Disponível: 26% de eficiência total .

II.) MOTOR ELÉTRICO

Perdas de Energia:

- Transmissão: motor de tração, engrenagens, até 8%;
- Transmissão de Energia: subestações, condutores de via, etc. até 10%;
- Consumo Próprio: iluminação, compressor, etc, até 4%;

=> Disponível: 78% de eficiência total.

Considerando:

- Central Térmica (carvão) até 72% de perdas

=> Disponível: $0,92 \times 0,90 \times 0,96 \times 0,28 = 0,223$, ou seja , 22,3% de eficiência global

- Central Hidroelétrica até 20% de perdas

=> Disponível: $0,92 \times 0,90 \times 0,96 \times 0,80 = 0,636$, ou seja , 63,6% de eficiência global

III.) MOTOR A VAPOR

Perdas de Energia:

- Caldeira: queima incompleta do combustível, irradiação, etc. até 25%;
- Mecanismo de distribuição de vapor e cilindros: expansão incompleta, estrangulamentos (perdas de carga), irradiação até 60%;
- Consumo Próprio: bomba de alimentação de água (ou injetores), bomba de ar (ou bomba de vácuo) freio a vapor, sinalização (apito) gerador, etc. até 5%;

=> Disponível: 10% de eficiência total.

Assim teremos:

- Motor de Combustão: de cada 1 litro de óleo que entra na máquina somente 260 ml será utilizado para realizar trabalho útil. Em outras palavras é preciso 3,85l litros no tanque da máquina para obter um aproveitamento de 1,0 litro de óleo na roda da máquina;
- Motor Elétrico: de cada 1 kwh somente 0,78 kwh realiza trabalho útil. Em outras palavras é preciso 1,28 kwh na entrada da subestação de energia para obter 1,0 kwh de aproveitamento na roda da máquina;
- Motor a Vapor: de cada 1 kg de carvão consumido somente 100g realiza trabalho útil, ou de outro modo, é preciso carregar o tender com 10 kg de carvão para cada 1,0 kg que será aproveitado na roda da máquina.

A pergunta que devemos fazer é: Quanto custa 1.000 Mcal de trabalho útil disponível na roda da locomotiva?

QUADRO A 7 - Principais combustíveis.			
Combustível	Unidade de Venda	Poder Calorífico [kcal/kg]	Preço [R\$]
óleo diesel	litro	10860	0,3
eletricidade	kilowatt	860	0,064
carvão nacional	tonelada	5000	35
lenha	metro cúbico	2500	10

Densidades:

- lenha ~ 400 kg/m³

- óleo diesel ~ 850 kg/m³

- Motor de Combustão Interna (óleo diesel):

$$(1.000 \text{ Mcal}) / (89.231 \text{ kcal/l}) / 26\% \times (\text{R\$ } 0,30 / \text{l}) = \text{R\$ } 125,00$$

- Motor Elétrico:

$$(1.000.000 \text{ kcal}) / (860 \text{ kcal/kwh}) / 78\% \times (\text{R\$ } 0,064/\text{kwh}) = \text{R\$ } 95,41$$

- Motor a Vapor (carvão):

$$(1000000 \text{ kcal}) / (5000 \text{ kcal/kg}) / 10\% \times (\text{R\$ } 35,00/1000 \text{ kg}) = \text{R\$ } 70,00$$

- Motor a Vapor (lenha):

$$(1000000 \text{ kcal}) / (2500 \text{ kcal/kg}) / 10\% \times (\text{R\$ } 10,00/\text{m}^3 \times 1\text{m}^3 / 400 \text{ kg}) = \text{R\$ } 100,00$$

Assim, só considerando o insumo energia, teríamos em termos relativos:

- Motor diesel:	1,79
- Motor elétrico:	1,36
- Motor vapor:	1,00 (carvão)
- Motor vapor:	1,43 (lenha)

O insumo energia não é o único fator a considerar. É preciso considerar o Custeio da Manutenção:

QUADRO A8 - Custo Relativo (1000 ton/km	
Modalidade de Tração	Custo Relativo
Elétrica	1
Diesel	2
Vapor	16
FONTE : "Manual de Engenharia Ferroviária" Engº Áttila do Amaral, 1956.	

3.2.) CONCLUSÃO:

1º) A utilização do motor a vapor, tendo como combustível o carvão, é a opção mais atraente quando analisamos somente como insumo energia. Porém, o custeio da utilização das máquinas a vapor é muito alto, e isto se deve, a fatores, tais como, utilização excessiva de lubrificantes, a equipe de condutores composta por dois homens, a impossibilidade de tração múltipla, que baratearia a movimentação de trens pesados que necessitam de várias locomotivas. Adicionado a isto tem o fato que o preço do carvão utilizado é o preço de pátio da mina, teria que incluir o frete, a criação de silos e ter a garantia de um abastecimento regular.

2º) A segunda opção mais atraente em relação à energia é o motor elétrico, e o custeio de tração para máquinas elétricas é o menor.

Desconsiderando as vantagens ambientais, este tipo de tração apresenta as seguintes vantagens:

- menor custo da energia utilizada;
- menor custo de manutenção das máquinas R\$ 0,28/loc x km (Banco Mundial);
- melhor aproveitamento da energia pelas locomotivas.

Em contrapartida apresenta as seguintes desvantagens mais significativas:

- altos investimentos iniciais;
- necessita de manutenção da rede aérea e subestações

Outro fator importante é que a distribuição de energia elétrica não atende todos os rincões do país. Adiciona-se a isto o fato de que a tarifação de energia não é a mesma durante o decorrer do dia. Assim, no horário de "pico" (3 horas entre 17:00 e 21:00 horas) a tarifa de demanda é de 4,3 vezes maior.

3º) A opção menos vantajosa quando analisamos o item energia é da utilização do motor de combustão interna, utilizando como combustível o óleo diesel. O custeio da tração diesel é o dobro da elétrica, o custo de manutenção das locomotivas é de R\$ 0,83/loc x km (Banco Mundial), ou seja, quase o triplo das máquinas elétricas.

Porém este tipo de tração apresenta as vantagens:

- Não precisa de volumosos investimentos para ser implantada;
- O preço, a oferta e a disponibilidade do insumo (óleo diesel) - encontrado em todo o território praticamente ao mesmo preço;
- O preço do combustível está constante tanto no mercado interno como no externo, e ainda não existe tendência de alta para os próximos anos;
- Retorno mais rápido dos investimentos quando comparado com a tração elétrica;
- As máquinas são mais baratas.

Assim, estes estudos apontam para a utilização da tração diesel, seja pelo preço favorável do insumo, pelo custo de implantação menor, e principalmente pelo retorno mais rápido dos investimentos. Mesmo com as vantagens evidentes da tração elétrica, como a de utilizar energia renovável, não poluente e mais barata.

Então, a locomotiva, objeto deste trabalho, deverá usar como motor primário um motor de combustão interna. Outros combustíveis deverão ser analisados tais como o álcool e os óleos vegetais, na tentativa de se trabalhar com o insumo mais barato em cada região.

4.) RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO, ESFORÇO DE TRAÇÃO, POTÊNCIA E PESO ADERENTE

4.1.) RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO DOS TRENS

Denomina-se RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO DOS TRENS o conjunto de forças que se opõem ao movimento dos veículos ferroviários, quer tratores, quer rebocados quando se deslocam sobre a via férrea. Esta resistência é considerada no ponto de contato entre as rodas e os trilhos e se opõe ao esforço trator nas rodas da locomotiva.

É usual adotar-se uma das unidades: lb / ton# (inglesa); kgf / ton (métrica); N / kN (SI), que é a resistência em unidade de força oferecida por cada tonelada (kN) de peso do trem.

Uma vez conhecida a resistência unitária, também chamada de Taxa de Resistência ou Resistência Específica, para conhecermos a Resistência Total oferecida ao comboio, basta multiplicar esse valor pelo peso total da locomotiva ou vagões em toneladas (ou kN).

4.1.1.) CLASSIFICAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS

I.) VEÍCULOS REBOCADOS:

RESISTÊNCIAS NORMAIS (r_n):

- ▶ De atrito: nas mangas dos eixos; no cubo das rodas; nos frisos das rodas;
- ▶ De gravidade: devido ao rolamento (depressão da linha);
- ▶ Do meio: pela pressão frontal; pelo atrito superficial (nas partes laterais e superiores); pelo turbilhonamento sob o veículo; pela sucção na parte traseira; pelas correntes atmosféricas (ventos, poeiras); pelas condições atmosféricas (chuva, neve, orvalho, etc...).

RESISTÊNCIAS ACIDENTAIS:

- ▶ De inércia (r_a): no início do movimento (para adquirir velocidade); para aumentar a velocidade (para acelerar);
- ▶ De atrito (de Curva) (r_c): escorregamento dos aros das rodas sobre os trilhos; escorregamento dos frisos das rodas sobre as laterais dos trilhos;
- ▶ De gravidade (rampas ou aclives) (r_g): elevação do centro de gravidade dos veículos ao subir as rampas.

II.) VEÍCULOS TRATORES:

Além das resistências comuns, idênticas as dos veículos rebocados, existem ainda as resistências especiais, próprias dos trabalhos mecânicos da máquina.

4.1.2.) VALORES USUAIS ADOTADOS PARA DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS

4.1.2.1.) REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA [2]

RESISTÊNCIA NORMAL (r_n), ao movimento:

- vagões material standard (4 eixos/2 truques): 10 lb/ton# = 5 N/kN;
- vagões pequenos para uso industrial (2 eixos)
 - com mancais de deslizamento: 30 lb/ton# = 15 N/kN;
 - com mancais de rolamento: 20 lb/ton# = 10 N/kN;

RESISTÊNCIA DE RAMPA (r_g):

- para cada grau i de aclave: 20 lb/ton#/ $^{\circ}$ = 10 N/kN/ $^{\circ}$;

RESISTÊNCIA DE CURVA (r_c):

- material standard: 0,8 lb/ton# = 0,4 N/kN/Gr
- bitola de 600 mm adota-se: 0,334 lb/ton#/Gr = 0,167 N/kN/Gr

onde Grau de Curvatura (G_r) é dado por:

$$G_r = 5730/R \quad (13) \quad , \text{ onde } R \text{ é o raio em pés}$$

$$\text{ou,} \quad G_r = 1746/R \quad (14) \quad , \text{ com } R \text{ em metros}$$

RESISTÊNCIA DE ACELERAÇÃO (r_a): 10 lb/ton# = 5 N/kN

4.1.2.2.) REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA [3]

RESISTÊNCIA NORMAL (r_n), ao movimento:

- Para linhas agrícolas de bitola estreita:
 - Locomotiva: 8 a 12 kgf/ton = 8 a 12 N/kN;
 - vagões: 5 a 8 kgf/ton = 5 a 8 N/kN

RESISTÊNCIA DE RAMPA (r_g): 10 kgf/ton/1%RESISTÊNCIA DE CURVA (r_c): $r_c = 200/(R - 5)$ [kgf/ton] ou [N/kN] (15)

fórmula para a bitola de 600 mm, R é o raio de curvatura em metros.

RESISTÊNCIA DE ACELERAÇÃO (r_a): $r_a = 4 (V_2^2 - V_1^2) / s$ [kgf/ton] ou [N/kN]

onde : - s : distância em m;

- V : velocidade em km / h

4.1.3.) RESISTÊNCIA TOTAL OFERECIDA A UM COMBOIO

- Somatória das resistências específicas: $\sum R_i = r_n + r_g + r_c + r_a$ (1)
 $(\sum R_i)_L = \text{idem para locomotivas}$
 $(\sum R_i)_v = \text{idem para vagões}$

- Resistência oferecida à locomotiva: $R_L = P_L * (\sum R_i)_L$ (2)

- Resistência oferecida aos vagões: $R_v = n * P_v * (\sum R_i)_v$ (3)
 onde : - P_v : Peso Bruto do Vagão;
 - n : Número de Vagões;
 - $n * P_v$: Carga Bruta Rebocada

- Resistência oferecida ao movimento : $R = R_L + R_v$ (4)

4.2.) DETERMINAÇÃO DO ESFORÇO DE TRAÇÃO

ESFORÇO DE TRAÇÃO DURANTE O ARRANQUE (ETD):

Para todos os veículos terrestres o esforço máximo (ETD) que pode ser aplicado durante o arranque é limitado pela aderência,

$$ETD = P_a * f_o \quad (5)$$

onde: - ETD : é o esforço máximo de tração disponível no arranque;
 - P_a : Peso Aderente do veículo;
 - f_o : coeficiente de aderência para velocidade nula

Como a aderência varia pouco a baixas velocidades pode-se considerar o esforço ETD constante durante o arranque, assim:

$$ETD = P_a * f_o = \text{constante no arranque}$$

Consideramos neste texto como intervalo de arranque aquele necessário para o veículo atingir 20% de sua velocidade máxima, assim:

$$\text{Velocidade Máxima de Arranque} = V_{\max} / 5.$$

ESFORÇO DE TRAÇÃO EFETIVO (ET):

Atua durante o Movimento Uniforme, para velocidades acima da de arranque, o coeficiente de aderência não é mais constante, então teremos:

$$ET = P_a * f_o / (1 + 0,01V) \quad (6)$$

4.3.) POTÊNCIA

A potência máxima é dada por:

$$\text{Potência} = \text{Esforço} * \text{Velocidade}$$

assim, Potência Efetiva (nos trilhos),

$$POT_E = ET * V \quad (7)$$

4.3.1.) TIPOS DE POTÊNCIA

a) POTÊNCIA INDICADA (POT_i): É a potência nominal do motor primário da locomotiva;

b) POTÊNCIA EFETIVA (POT_E): É a potência nos trilhos, ou seja, é a potência no aro da roda da locomotiva: É a potência indicada multiplicada pelo coeficiente de rendimento da transferência de potência até as rodas;

c) POTÊNCIA ÚTIL (POT_u): É aquela disponível no engate da locomotiva, para rebocar os vagões. É a Potência Efetiva menos a Potência Consumida para tracionar a própria locomotiva (POT_L).

4.4.) DETERMINAÇÃO DO PESO ADERENTE DA LOCOMOTIVA

- ESFORÇO DE TRAÇÃO REQUERIDO (ETR):

$$ETR = R_L + R_v \quad (8)$$

ou

$$ETR = P_L * (\sum R_i)_L + n * P_v * (\sum R_i)_v \quad (9)$$

- ESFORÇO DE TRAÇÃO DISPONÍVEL NO ARRANQUE (ETD)

$$ETD = P_a * f_o$$

se todas as rodas da máquina forem motrizes então $P_a = P_L$, assim

$$ETD = P_L * f_o \quad (10)$$

pela equação, $ETR \leq P_a * f_o$, então $ETR \leq ETD$, logo

$$(R_L + R_v) \leq P_L * f_o \quad (11)$$

Conhecendo-se a Carga Bruta Rebocada, resolve-se a equação (11), obtendo-se o Peso Aderente da Locomotiva. Se todas as rodas forem motrizes, o peso da máquina será o Peso Aderente.

5) CÁLCULOS

- DETERMINAÇÃO DO PESO ADERENTE DA LOCOMOTIVA
- DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA DO MOTOR

5.1) Parâmetros para Cálculos:

- a.) Fatores de Conversão:
- | | |
|--|--------------------------|
| - 1 lb/ton# = 0,5 kgf/ton | (Resistência Específica) |
| - 1 kgf/ton = 1N/kN | (Resistência Específica) |
| - 1 ton# = 2.000 lbs | (Peso) |
| - 1 ton = 1,1 ton# , | sendo 1 ton = 1.000 kg |
| - 1 kw = 1,34 HP | (Potência) |
| - 1 m ² = 10,76 pé ² | (Área) |
| - 1 mph = 1,61 km/h | (Velocidade) |
- b.) Valores adotados:
- | | |
|------------------------------------|---|
| - aceleração da gravidade: | $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ |
| - seção transversal da locomotiva: | $(1,2 \times 1,6) \sim 2,0 \text{ m}^2$ |
| - seção transversal do vagão: | $(1,4 \times 1,6) \sim 2,3 \text{ m}^2$ |
| - vagões: | Capacidade/Tara = 3 : 1 |
- c.) Características da Via:
- | | |
|-------------------|-----------------------|
| - Aclive Máximo: | 3,0 % |
| - Extensão Média: | $\sim 2,0 \text{ km}$ |
| - Curva Mínima: | 25 m |
| - Bitola da Via: | 600 mm |
- d.) Características da Carga:
- | | |
|-----------------------|---------|
| - carga Útil/Dia : | 30 ton |
| - Carga Útil/Viagem : | 7,5 ton |
| - nº de Viagens : | 4 |
| - Carga Bruta/Viagem: | 10 ton |
- e.) Características da Máquina:
- e.1.) Desempenho:
- | | | |
|-----------------------------|-------------------------|--|
| - Velocidades Máximas: | - no Plano: | $7,0 \leq V_{\text{máx}} \leq 10 \text{ m/s};$ |
| | - em Aclive: | $V_{\text{máx}} \geq 2,80 \text{ m/s};$ |
| | - em Aclive e em Curva: | $V_{\text{máx}} \geq 2,25 \text{ m/s};$ |
| - Aceleração (no arranque): | | $0,125 \text{ m/s}^2 ;$ |
- e.2.) Dimensões:
- | | |
|---------------------------|---------|
| - Base Rígida da Máquina: | 1,10 m; |
| - Base Rígida dos Vagões: | 1,25 m; |
| - nº de Eixos/Veículo: | 2 |

5.2) DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS IMPOSTAS AO MOVIMENTO DO TREM

Neste item serão utilizadas as fórmulas desenvolvidas no Capítulo-4, tanto as analíticas como as obtidas empiricamente.

Para a aplicação da Fórmula de Davis será preciso primeiramente conhecer o Peso por Eixo do veículo, bem como a área da seção transversal. As áreas da seção transversal (locomotiva e vagão) já foram adotadas no item anterior.

Como um primeiro passo determinamos o Peso da Máquina através do processo prático da referência [2] "Foell & Thompson", em seguida aplicamos a Fórmula de Davis para este valor.

Valores adotados para as Resistências Específicas:

- Resistência Específica Normal: $r_n = 20 \text{ lb/ton\#}$
- Resistência Específica de Aclive: $r_g = 20 \text{ lb/ton\#} \cdot i(\%)$
- Resistência Específica de Curva: $r_c = 0,334 \text{ lb/ton/}^\circ$
- Resistência Específica de Aceleração: $r_a = 10 \text{ lb/ton\#}$

CONDIÇÕES: movimento em Aclive Máximo (3 %) em Curva de Raio Mínimo (25 m) a Velocidade Máxima (2,25 m/s = 8 km/h).

Assim fica:

$$\begin{aligned} \text{aclive de 3\%} \quad \Rightarrow \quad r_g &= 20 \text{ lb/ton\#} \cdot i(\%) = (20 \text{ lb/ton\#}) \cdot 3 \\ r_g &= 60 \text{ lb/ton\#} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{curva de 25 m} \quad \Rightarrow \quad r_c &= 0,334 \text{ lb/ton/}^\circ, \text{ com } Gr = 1746/25 \sim 70^\circ \\ r_c &= (0,334 \text{ lb/ton/}^\circ) \cdot 70^\circ \\ r_c &= 23,5 \text{ lb/ton\#} \end{aligned}$$

- RESISTÊNCIA TOTAL:

$$(16): \quad \Sigma R_i = r_n + r_g + r_c + r_a = 20 + 60 + 23,5 + 10 \quad \Rightarrow \quad \Sigma R_i = 113,5 \text{ lb/ton\#}$$

- ESFORÇO DE TRAÇÃO REQUERIDO (ETR):

$$(26.1): \quad ETR = P_L \cdot (\Sigma R_i)_L + n \cdot P_v \cdot (\Sigma R_i)_v$$

onde: - (16.1): $R_L = P_L \cdot (\Sigma R_i)_L$, Resistência Total oferecida à locomotiva

- (16.2): $R_v = n \cdot P_v \cdot (\Sigma R_i)_v$, Resistência Total oferecida aos vagões

- n : nº de vagões;

- nP_v : carga bruta rebocada [tons#];

- P_L : Peso da locomotiva [tons#];

- P_v : Peso Bruto do vagão

- ESFORÇO DE TRAÇÃO DISPONÍVEL (ETD):

$$(19): \quad ETD = P_a \cdot f_o$$

onde: - $f_o = 0,25$: Coeficiente de Aderência

- P_a : Peso Aderente da máquina

se todos os eixos forem motrizes, então: $P_a = P_L$

- CONDIÇÃO PARA HAVER TRAÇÃO SEM ESCORREGAMENTO:

$$ETD \geq ETR$$

$$\text{ou seja} \quad P_L \cdot f_o \geq R_L + R_v \quad \Rightarrow \quad P_L \cdot f_o \geq (P_L + n \cdot P_v) \cdot \sum R_i$$

$$2000 P_L \cdot 0,25 = (P_L + 11 \text{ ton\#}) 113,5 \text{ lb/ton\#} \quad \Rightarrow \quad P_L = 3.1/4 \text{ ton\#}$$

- PESO BRUTO DO VAGÃO (P_v):

$$\text{Relação Carga Útil / Tara} = 3:1$$

tem-se para uma carga útil/viagem de 7,5 ton, tara de 2,5 ton, assim para um vagão de 1,5 ton de carga útil teremos 0,5 ton de tara.

$$\therefore \text{O Peso Bruto do vagão será: } 1,5 + 0,5 = 2,0 \text{ ton} = 2,2 \text{ ton\#}$$

- PESO POR EIXO:

$$W_L = 3,25 \text{ ton\#} / 2 = 1,625 \text{ ton\# /eixo} \quad (\text{Locomotiva})$$

$$W_v = 2,2 \text{ ton\#} / 2 = 1,10 \text{ ton\# /eixo} \quad (\text{Vagão})$$

- ÁREAS:

$$\text{- Locomotiva: } 2,0 \text{ m}^2 \times 10,76 = 21,5 \text{ pé}^2$$

$$\text{- Vagão: } 2,3 \text{ m}^2 \times 10,76 = 24,7 \text{ pé}^2$$

- VELOCIDADE:

$$V = 2,25 \text{ m/s} (8,1 \text{ km/h}) = 8,1/1,61 = 5,0 \text{ mph}$$

- FÓRMULA DE DAVIS:

$$(2.1): (r_n)_L = (9,4/\sqrt{W_L}) + (12,5/W_L) + 0,03V + (0,0024AV^2/W_n)$$

$$(2.2): (r_n)_v = (9,4/\sqrt{W_v}) + (12,5/W_v) + 0,045V + (0,0005AV^2/W_n)$$

Estas fórmulas são utilizadas para veículos ferroviários com peso por eixo inferior a 5ton#. Vale recordar que os primeiros dois termos da equação representam quase que exclusivamente a fricção nos mancais e o atrito de rolamento do par roda/trilho. O terceiro termo corresponde à resistência devido à fricção dos frisos das rodas contra o boleto dos trilhos e outras resistências proporcionais à velocidade. O último termo corresponde à resistência do ar por peso médio da locomotiva ou do vagão.

- RESISTÊNCIAS NORMAIS (r_n):

- locomotiva: $(r_n)_L = (9,4/\sqrt{1,625}) + 12,5/1,625 + 0,03(5) + 0,0024(21,5)(5^2)/3,25$
 $(r_n)_L = 15,6 \text{ lb/ton\#} = 7,8 \text{ N/kN}$

- vagão: $(r_n)_V = (9,4/\sqrt{1,1}) + 12,5/1,1 + 0,045(5) + 0,0005(24,7)(5^2)/2,2$
 $(r_n)_V = 20,69 \text{ lb/ton\#} = 10,4 \text{ N/kN}$

- RESISTÊNCIA DE ACLIVE (r_g):

$$(4): \quad P_t = P \cdot i \quad , \text{ onde } i \sim \sin \alpha, \text{ para } \alpha \text{ pequeno}$$

assim,

$$r_g = (10 \text{ N/kN}) \cdot i \quad , \text{ sendo } i = 3\% , \text{ teremos}$$

$$r_g = (10 \text{ N/kN}) \cdot 3 \quad \Rightarrow \quad r_g = 30 \text{ N/kN}$$

- RESISTÊNCIA DE CURVA (r_c):

Não existe uma formulação analítica adequada. Esta resistência é avaliada através de equações empíricas.

A fórmula indicada pela Henschel [3] para a bitola de 600 mm é:

$$(15): \quad r_c = 200/(R-5) \quad , \text{ R é o raio mínimo em metros (} R=10 \text{ m)}$$

$$\therefore \quad r_c = 10 \text{ N/ kN}$$

A formula equivalente para a bitola métrica:

$$(7): \quad r_c = 500b/R \quad , b: \text{ bitola (} b = 1 \text{ m)}$$

$$\quad \quad \quad R: \text{ raio mínimo (} R = 25 \text{ m)}$$

$$\therefore \quad r_c = 20 \text{ N/kN}$$

Como a resistência de curva é proporcional à bitola, podemos adotar:

$$20 \text{ N/kN (bitola } b=1 \text{ m)} \quad \Rightarrow \quad 20(0,6 \text{ m}) = 12$$

$$\therefore \quad r_c = 12 \text{ N/kN} \quad , \text{ para bitola de 600 mm}$$

ou ainda pode-se utilizar o procedimento adotado pela A.R.E :

0,8 lb/ton# por cada grau de curvatura para bitola padrão (1435 mm)

assim para a bitola de 600 mm tem-se:

$$0,8(1435 \text{ mm}) \Rightarrow 0,8(600)/1435 = 0,335 \text{ lb}/(\text{ton}\# \cdot ^\circ)$$

ou seja: $0,167 \text{ N}/(\text{kN} \cdot ^\circ)$

Grau de curvatura é dado por:

$$(14): \quad G_r = 1746/R \quad , R = 25 \text{ m (raio mínimo)}$$

$$G_r \sim 70^\circ$$

$$\text{assim} \quad r_c = (0,167 \text{ N}/\text{kN} \cdot ^\circ) * 70^\circ \Rightarrow r_c = 11,67 \text{ N}/\text{kN}$$

A referência bibliográfica [1] apresenta a seguinte fórmula para a bitola métrica.

$$(8): \quad r_c = 0,2 + 100(p+b+3,8)/R \quad , \text{Fórmula de Stevenson}$$

onde: - R = raio de curva (m);
 - p = base rígida (m);
 - b = bitola (m)

$$\text{assim para a locomotiva:} \Rightarrow \begin{aligned} (r_c)_L &= 0,2 + 100(1,10 + 1,0 + 3,8) \\ (r_c)_L &= 23,8 \text{ N}/\text{kN} \end{aligned} \quad (\text{bitola métrica})$$

$$\text{para bitola de 600 mm:} \Rightarrow (r_c)_L = 14,3 \text{ N}/\text{kN}$$

$$\text{para o vagão:} \Rightarrow \begin{aligned} (r_c)_v &= 0,2 + 100(1,25 + 1,0 + 3,8)/25 \\ (r_c)_v &= 24,4 \text{ N}/\text{kN} \quad (\text{bitola métrica}) \\ (r_c)_v &= 14,6 \text{ N}/\text{kN} \quad (\text{bitola de 600 mm}) \end{aligned}$$

Aqui vamos adotar para a resistência de curva os valores mais conservativos:

$$\begin{aligned} (r_c)_L &= 14,3 \text{ N}/\text{kN} \\ (r_c)_v &= 14,6 \text{ N}/\text{kN} \\ \therefore r_c &= 14,5 \text{ N}/\text{kN} \end{aligned}$$

- RESISTÊNCIA DE INÉRCIA OU DE ACELERAÇÃO (r_a):

$$(10): \quad \begin{aligned} r_a &= 102 * a \quad [\text{N}/\text{kN}] \quad , \text{onde } a = 0,125 \text{ m/s}^2 \\ r_a &= 102(0,125) \\ r_a &= 12,8 \text{ N}/\text{kN} \end{aligned}$$

Portanto teremos as seguintes RESISTÊNCIAS ESPECÍFICAS:

- RESISTÊNCIA NORMAL: $(r_n)_L = 7,8 \text{ N/kN}$
 $(r_n)_v = 10,4 \text{ N/kN}$
- RESISTÊNCIA DE ACLIVE: $r_g = 30 \text{ N/kN}$
- RESISTÊNCIA DE CURVA: $r_c = 14,5 \text{ N/kN}$
- RESISTÊNCIA DE ACELERAÇÃO: $r_a = 12,8 \text{ N/kN}$

5.3.) DETERMINAÇÃO DO PESO ADERENTE

$$(16): \quad \sum R_i = r_n + r_g + r_c + r_a$$

$$(\sum R_i)_L = 7,8 + 30 + 14,5 + 12,8 \quad \Rightarrow \quad (\sum R_i)_L = 65,1 \text{ N/kN}$$

$$(\sum R_i)_v = 10,4 + 30 + 14,5 + 12,8 \quad \Rightarrow \quad (\sum R_i)_v = 67,7 \text{ N/kN}$$

- ESFORÇO DE TRAÇÃO REQUERIDO (ETR):

$$(26.1): \quad \text{ETR} = P_L(\sum R_i)_L + nP_v(\sum R_i)_v = P_L(65,1) + 98,1(67,7)$$

$$\text{ETR} = 65,1P_L + 6641,0 \quad [\text{N}]$$

- ESFORÇO DE TRAÇÃO DISPONÍVEL (ETD):

$$(19): \quad \text{ETD} = P_a \cdot f_0$$

se todos os eixos forem motrizes $P_a = P_L$, e coeficiente de aderência $f_0 = 0,25$, então

$$\text{ETD} = 0,25 \cdot P_a \cdot 1000 \quad \Rightarrow \quad \text{ETD} = 250 \cdot P_a$$

condição para ocorrer tração sem escorregamento:

$$(28.1) \quad \begin{array}{ll} \text{ETD} \geq \text{ETR} & \Rightarrow \quad 250P_L \geq 65,1P_L + 6641,0 \\ P_L \geq 35,92 \text{ KN} & \Rightarrow \quad P_L = 3,7 \text{ ton} \end{array}$$

- ESFORÇO DE TRAÇÃO DURANTE O MOVIMENTO UNIFORME (ET):

$$\begin{array}{ll} (\sum R_i)'_L = r_{nL} + r_g + r_c = 7,8 + 30 + 14,5 & \Rightarrow \quad (\sum R_i)'_L = 52,3 \text{ N/kN} \\ (\sum R_i)'_v = r_{nL} + r_g + r_c = 10,4 + 30 + 14,5 & \Rightarrow \quad (\sum R_i)'_v = 54,9 \text{ N/kN} \end{array}$$

$$(26.1): \quad \text{ET} = P_L(\sum R_i)'_L + nP_v(\sum R_i)'_v = 36,3(52,3) + 98,1(54,9) \quad \Rightarrow \quad \text{ET} = 7284,2 \text{ N}$$

5.4) POTÊNCIA NOS TRILHOS (POT_E):

$$(21): \quad POT_E = ET \cdot V = 7284,2 \cdot 2,25 \quad \Rightarrow \quad POT_E = 16,39 \text{ kW}$$

- POTÊNCIA DO MOTOR (POT_M):

$$POT_M = POT_E / \eta \quad , \text{ onde } \eta \text{ rendimento da transmissão}$$

$$POT_M = 16,39 / 0,85$$

$$POT_M = 19,28 \text{ kW}$$

- POTÊNCIA INSTALADA (POT_i):

$$POT_i = POT_M + POT_{ACCESS}$$

onde POT_{ACCESS} = Potência necessária para o acionamento dos acessórios

Acessórios básicos:

- Alternador (ou gerador) para fornecimento de energia elétrica para os faróis, sinalização e instrumentos;
- Compressor de ar para fornecimento de ar pressurizado para acionamento dos freios, válvulas de areia e buzinas.

Como exemplo poderíamos ter:

- Compressor Wabco 411034:1500 rpm; 5 bar; 250 l/min; 2,0 CV
- Gerador CEN 240.150 CAT 1S-0150 (12V/ 25A)

Adotando um rendimento para o gerador de 80 %, a Potência Consumida pelo Gerador vale:

$$POT_G = (12V)(25A) / 0,80 = 375 \text{ W}$$

$$\therefore POT_{ACES} = (2,0 \text{ CV})(736 \text{ W/CV}) + 375 \text{ W} = 1847 \text{ W}$$

$$POT_i = 19,28 + 1,85 = 21,13 \text{ KW} = 28,3 \text{ HP}$$

5.5.) CAPACIDADE DE CARGA:

$$(\sum R_i)_L'' = (r_n) + r_g$$

$$(\sum R_i)_V'' = (r_n) + r_g \quad , \text{ onde: } r_g = (10N/KN) \cdot i$$

assim fica:

$$(\sum R_i)_L'' = 7,8 + 10 \cdot i$$

$$(\sum R_i)_V'' = 10,4 + 10 \cdot i$$

$$R_L = P_L (\sum R_i)_L'' \quad , \text{ Resistência oferecida à Locomotiva}$$

$$R_v = n P_v (\sum R_i)_v'' \quad , \text{ Resistência oferecida ao Trem}$$

logo:

$$R_L = (3,7 \text{ ton}) * 9,81 * (7,8 + 10 * i)$$

$$R_v = n * P_v * (10,4 + 10 * i)$$

onde: - n = Número de vagões;
 - P_v = Peso Bruto do vagão;
 - n * P_v = Carga Bruta rebocada

Variando a inclinação (i) obtemos os valores das Resistências Específicas para a locomotiva e vagão. Então pode-se montar a tabela:

TABELA A 4- Resistências devido à inclinação da via.			
inclinação i [%]	Resistências Específicas		Resistência Oferecida à Locomotiva [N]
	Locomotiva [N/kN]	Vagão [N/kN]	
0	7,8	10,4	283,1
0,25	10,3	12,9	373,9
0,5	12,8	15,4	464,6
0,75	15,3	17,9	555,3
1	17,8	20,4	646,1
1,25	20,3	22,9	736,8
1,5	22,8	25,4	827,6
1,75	25,3	27,9	918,3
2	27,8	30,4	1.009,1
2,25	30,3	32,9	1.099,8
2,5	32,8	35,4	1.190,5
2,75	35,3	37,9	1.281,3
3	37,8	40,4	1.372,0

$$POT_E = ET * V \quad \Rightarrow \quad POT_E = (P_L * (\sum R_i)_L'' + n * P_v * (\sum R_i)_v'') * V$$

$$POT_E = R_L + n * P_v * (\sum R_i)_v''$$

$$\Rightarrow \quad POT_E = 16,39 \text{ kW}$$

Substituindo teremos:

$$16.390 = (R_L + n * P_v * (\sum R_i)_v'') * V$$

Agora variando-se a velocidade V obtém-se a Carga Bruta Rebocada (n * P_v) para a gama de inclinações i (Tabela A 4).

Como exemplo: $V = 15,0 \text{ km/h} (4,17 \text{ m/s})$
 $i = 0,5 \%$

teremos :

$$R_L = 464,6 \text{ N}$$

$$(\sum R_i)_{v''} = 15,4 \text{ N/kN}$$

$$16.390 = (464,6 \text{ N} + n \cdot P_v \cdot 15,4 \text{ N/kN}) \cdot 4,17$$

$$16.390 - 1.937,4 = n \cdot P_v (64,2) \Rightarrow n \cdot P_v = 225 \text{ kN} \sim 23,0 \text{ ton (massa)}$$

se um vagão pesa: $P_v = 2,0 \text{ ton} \cdot 9,81 = 19,62 \text{ kN}$ temos:

$$225 \text{ kN} = n (19,62) \Rightarrow n = 11,47 \text{ , ou seja, 11 vagões de 2,0 tons.}$$

TABELA A 5- Capacidade de Carga									
active (i)	Velocidade								
	[km/h]	5	7,5	10	15	20	25	30	35
[%]	[m/s]	1,39	2,08	2,78	4,17	5,56	6,94	8,33	9,72
0,0	[kN]	1.107,5	729,2	540,1	351,0	256,5	199,7	161,9	134,9
	[ton]	112,9	74,3	55,1	35,8	26,1	20,4	16,5	13,7
0,5	[kN]	736,1	480,7	353,0	225,3	161,4	123,1	97,5	79,3
	[ton]	75,0	49,0	36,0	23,0	16,5	12,5	9,9	8,1
1,0	[kN]	546,8	354,0	257,6	161,2	112,9	84,0	64,7	51,0
	[ton]	55,7	36,1	26,3	16,4	11,5	8,6	6,6	5,2
1,5	[kN]	432,0	277,2	199,7	122,3	83,6	60,3	44,9	33,8
	[ton]	44,0	28,3	20,4	12,5	8,5	6,2	4,6	3,4
2,0	[kN]	355,0	225,6	160,9	96,2	63,9	44,4	31,5	22,3
	[ton]	36,2	23,0	16,4	9,8	6,5	4,5	3,2	2,3
2,5	[kN]	299,7	188,6	133,0	77,5	49,7	33,0	21,9	14,0
	[ton]	30,6	19,2	13,6	7,9	5,1	3,4	2,2	1,4

5.6.) ESFORÇO DE TRAÇÃO DISPONÍVEL (ETD)

- Potência nos Trilhos:

$$POT_E = ETD \cdot V \Rightarrow (16.390 \text{ W}) = ETD \cdot V$$

assim, obtém-se a curva de Esforço de Tração Disponível (ETD) em função da Velocidade (V), para Potência constante (16.39 kW), trata-se de uma hipérbole constante (Gráfico A3).

- UTILIZAÇÃO DO GRÁFICO ET x V:

EXEMPLO: Quantos vagões de 2,0 tons brutas podem ser tracionadas pela locomotiva de 3,7 tons a uma velocidade de 10 km/h (2,78 m/s) em uma via de 1,0 % de active, com curvas de raio mínimo de 50 metros ($Gr = 35^\circ$).

com a velocidade de 2,78 m/s o gráfico fornece $TE = 5,8 \text{ kN}$

sabemos que:

$$TE = (PL * (\sum Ri)L + n * PV * (\sum Ri)V) \quad (*)$$

as Resistências Específicas serão:

$$r_{nL} = 7,8 \text{ N/kN}$$

$$r_{nV} = 10,4 \text{ N/kN}$$

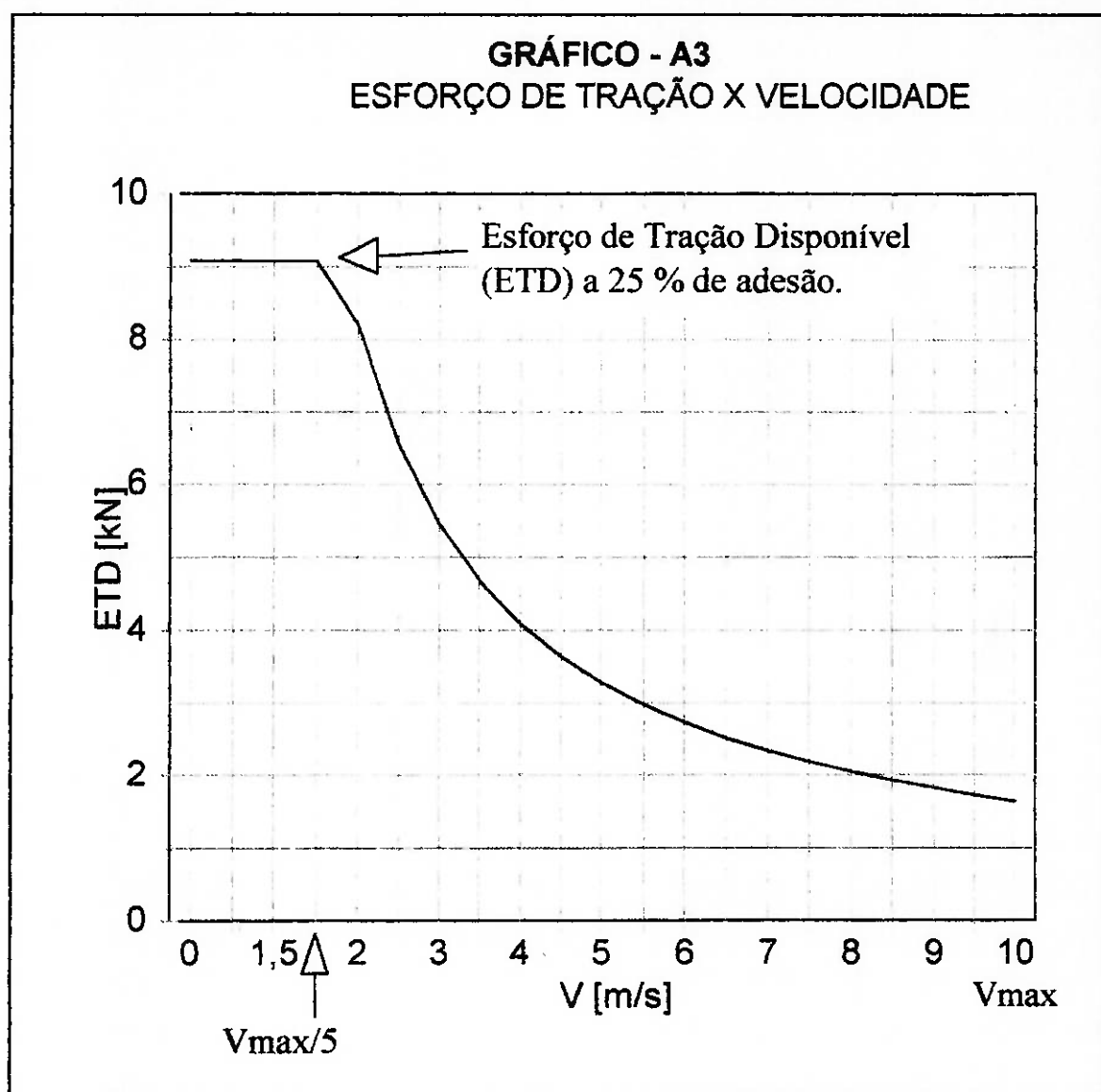
$$r_c = (0,167 \text{ N/kN}) (35^\circ) = 5,8 \text{ N/kN}$$

$$(\sum Ri)L = 7,8 + 10 + 5,8 = 23,6 \text{ N/kN}$$

$$(\sum Ri)V = 10,4 + 10 + 5,8 = 26,2 \text{ N/kN}$$

substituindoem (*) $\Rightarrow 5.800 = 3,7 * 9,81 * 23,6 + (n) * 2 * 9,81 * 26,2 \Rightarrow n = 9,6$

portanto nas condições descritas a locomotiva traciona 9 carros de 2,0 tons.



6.) COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DESCRITOS NAS REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

[ref. 2] DIESEL ELETTRIC LOCOMOTIVE - FOELL & THOMPSON;

[ref. 3] MANUAL DO ENGENHEIRO DE LOCOMOTIVAS - HENSCHEL ;

6.1.) MÉTODO FOELL & THOMPSON

Resistências Específicas adotadas:

- Resistência Normal: $r_n = 20 \text{ lb/ton} \approx 10 \text{ N/kN}$, para vagões e locomotivas
- Resistência de Aclive: $r_g = 20 \text{ lb/ton} \approx 30 \text{ N/kN}$, para cada grau de inclinação i em %
- Resistência de Curva: $r_c = 0,334 \text{ lb/ton} \approx 11,7 \text{ N/kN}$, para cada grau de curvatura
- Resistência de Aceleração: $r_a = 10 \text{ lb/ton} \approx 5 \text{ N/kN}$

Dados da Via e de Desempenho:	- Rampa (aclive) máximo:	3 %;
	- Raio de Curvatura mínimo:	25 m;
	- Bitola da Via:	600 mm;
	- Velocidade mínima:	2,25 m/s;
	- Carga Bruta rebocada:	10 ton

$$\Rightarrow \text{Resistência Total: } \sum R_i = r_n + r_g + r_c + r_a = 10 + 30 + 11,7 + 5 = 56,7 \text{ N/kN}$$

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração Requerido: } ETR = (P_L + nP_v) \sum R_i = (P_L + 10 \cdot 9,81) 56,7 = 56,7 P_L + 5562,3$$

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração Disponível: } ETD = P_L \cdot f_0 \quad , \text{ fator de adesão } f_0 = 0,25$$

$$ETD = P_L \cdot 1000 \cdot 0,25 = 250 P_L$$

$\Rightarrow$ Condição para haver tração sem escorregamento:

$$\begin{aligned} ETD > ETR &\Rightarrow 250 P_L > 56,7 P_L + 5562,3 \Rightarrow \\ \Rightarrow P_L &= 5562,3 / (250 - 56,7) = 28,8 \text{ kN} = 2935,8 \text{ kg (massa)} \end{aligned}$$

assim uma máquina de 3,0 ton seria de bom tamanho.

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração durante Movimento Uniforme: } ET = (P_L + nP_v) \sum R_i' \text{ , onde } \sum R_i' = r_n + r_g + r_c$$

$$ET = (3,0 \cdot 9,81 + 10,0 \cdot 9,81)(10 + 30 + 11,7)$$

$$ET = 6593,3 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \text{Potência Efetiva Requerida: } POT_E = ET \cdot V = 6593,3 \cdot 2,25 \Rightarrow POT_E = 14.834 \text{ W}$$

assim a potência requerida no aro das rodas da máquina será de 14,8 kW

$\Rightarrow$ Potência do Motor (adotando um rendimento de 85 % para as transmissões):

$$POT_M = POT_E / \eta = 14,8 / 0,85 \Rightarrow POT_M = 17,4 \text{ kW} = 23,3 \text{ HP}$$

6.2.) MÉTODO HENSCHEL

Resistências Específicas adotadas para linhas de bitola estreita:

- Resistência Normal: $r_{nL} = 8 \text{ a } 12 \text{ kgf/ton} = (8 + 12)/2 = 10 \text{ N/kN}$, para locomotivas
 $r_{nV} = 5 \text{ a } 8 \text{ kgf/ton} = (5 + 8)/2 = 6,5 \text{ N/kN}$, para vagões
- Resistência de Aclive: $r_g = 10 \text{ kgf/ton}$, para cada grau de inclinação i em %
 $r_g = (10 \text{ N/kN}) * (3 \%) = 30 \text{ N/kN}$, (aclive)
- Resistência de Curva: $r_c = 200/(R - 5) \text{ kgf/ton}$, onde R = raio de curvatura
 $r_c = 200/(25 - 5) = 10 \text{ N/kN}$
- Resistência de Aceleração: $r_a = 4(V_2^2 - V_1^2)/l \text{ kgf/ton}$, onde V = velocidade [km/h] e
 l = espaço percorrido [m]
 $\Rightarrow r_a = 4(8^2 - 0^2)/20 = 12,8 \text{ N/kN}$

$$\Rightarrow \text{Resistência Total: } (\sum R_i)_{\text{Locomotiva}} = 10 + 30 + 10 + 12,8 = 62,8 \text{ N/kN}$$

$$(\sum R_i)_{\text{Vagão}} = 6,5 + 30 + 10 + 12,8 = 59,3 \text{ N/kN}$$

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração Requerido: } ETR = P_L(\sum R_i)_L + nP_V(\sum R_i)_V = (62,8P_L + 5817,3) \text{ N}$$

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração Disponível: } ETD = P_L * f_0 = 1000P_L * 0,25 = 250P_L$$

$\Rightarrow$ Condição para haver tração sem escorregamento:

$$ETD \geq ETR \Rightarrow 250P_L \geq (62,8P_L + 5817,3) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_L = 5817,3 / (250 - 62,8) = 31,1 \text{ kN} = 3170 \text{ kg} \quad (\text{massa})$$

assim uma máquina de 3,25 ton seria de bom tamanho

$$\Rightarrow \text{Esforço de Tração no Movimento Uniforme: } - (\sum R_i)_L' = r_{nL} + r_g + r_c = 10 + 30 + 10 = 50 \text{ N/kN}$$

$$- (\sum R_i)_V' = r_{nV} + r_g + r_c = 6,5 + 30 + 10 = 46,5 \text{ N/kN}$$

$$ET = P_L(\sum R_i)_L' + nP_V(\sum R_i)_V' = (3,25 * 9,81 * 50) + (10 * 9,81 * 46,5) = 6155,7 \text{ N}$$

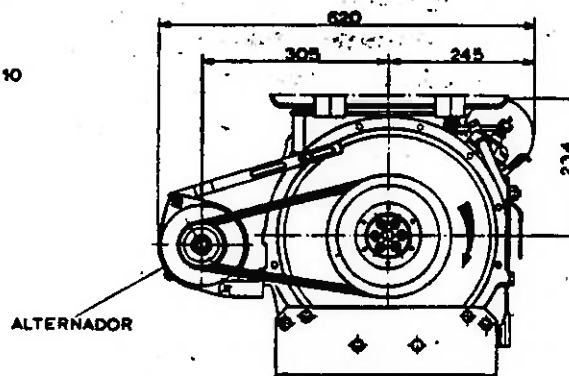
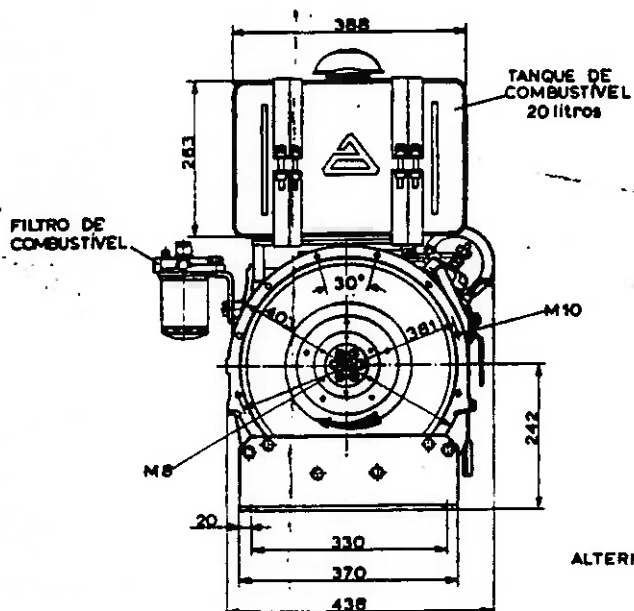
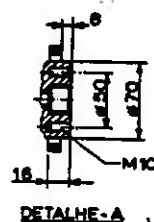
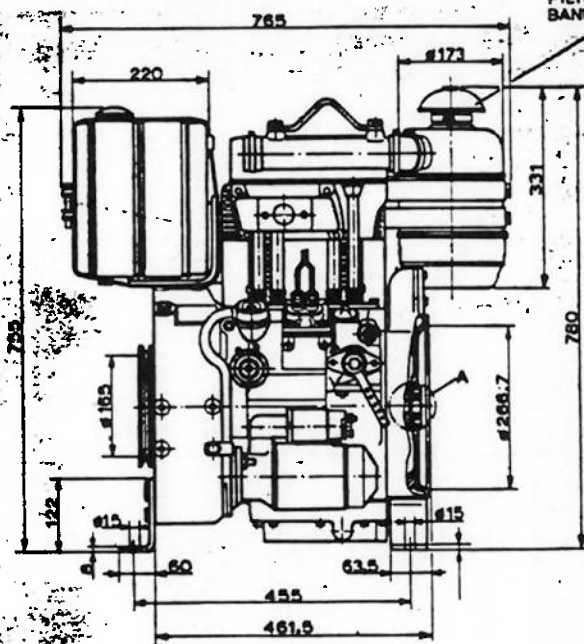
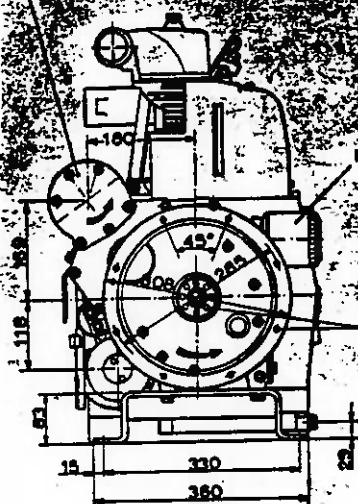
$$\Rightarrow \text{Potência nos Trilhos: } POT_E = ET * V = 6155,7 * 2,25 = 13850 \text{ W} = 13,85 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow \text{Potência do Motor: } POT_M = POT_E / \eta_{\text{transmissão}} = 13,85 / 0,85 = 16,29 \text{ kW} = 21,8 \text{ HP}$$

6.3.) CONCLUSÃO:

Apesar dos métodos serem extraídos de literaturas de escolas distintas Foell & Thompson (EUA), Henschel (Alemanha), os valores obtidos para a Potência Requerida diferem pouco entre si (cerca de 6,5%). Portanto podemos aceitar os métodos como equivalentes.

TOMADA DE FORÇA PARA BOMBAS HIDRÁULICAS.
(CONSULTAR FÁBRICA OU DISTRIBUIDOR)



MOTOR M 790

01. Ciclo de funcionamento..... 4 tempos
 02. Número de cilindros..... 2, vertical
 03. Diâmetro do cilindro..... 90 mm
 04. Curso do pistão..... 100 mm
 05. Cilindrada..... 1270 cm³
 06. RPM: a) normal (STD)..... 1800 a 3000
 b) especial (sob consulta)..... 1500 a 3000

07. Potência: DIN 6270 e 70020	CURVA "A"		CURVA "B"		CURVA "F"	
	15 C.V.	1800	17 C.V.	1800	36 C.V.	3000
	11,04 Kw	RPM	12,51 Kw	RPM		
	24 C.V.	3000	27.0 CV	3000	26.5 Kw	RPM
	17,66 Kw	RPM	19,87 KW	RPM		

08. Razão de compressão..... 18:1
 09. Torque máximo..... 7,7 mkgf, 77 Nm a 2200 rpm
 10. Refrigeração..... A ar, por turbina incorporada ao volante.
 11. Área mínima livre para entrada de ar de refrigeração do motor 600 cm²
 12. Lubrificação..... Forçada por bomba
 13. Capacidade do cârter..... 6,0 lts. c/filtro
 5,5 lts. s/filtro
 14. Filtragem do óleo lubrificante..... Tela metálica no carter; cartucho externo
 Em banho de óleo
 15. Filtro de ar..... 20 lts.
 16. Capacidade do tanque de combustível..... Elétrica; ou manual, por corda
 17. Sistema de partida..... BOSCH, PFR 2K80A393/2
 18. Bomba injetora..... BOSCH, DLLA140S567
 19. Bico injetor..... 22 Kg/cm³
 20. Compressão..... direta
 21. Sistema de injeção..... horário
 22. Sentido de giro (olhando-se para o volante)..... 10 m/s (3000 rpm)
 23. Velocidade média do pistão..... 200 g/CVh (272g/KWh. a plena carga
 24. Consumo específico de combustível..... 20 m³/min a 3000 rpm
 1,8m³/min a 3000 rpm
 25. Consumo de ar para refrigeração..... 6.9 Kg/CV - 9.42 Kg/Kw
 26. Consumo de ar para combustão..... 1 a 4 Kg/cm², com motor quente
 27. Relação peso/potência..... 0.6 lts.
 28. Pressão do óleo lubrificante..... 20 °
 29. Capacidade da cuba do filtro de ar..... 208 Kg
 30. Inclinação máxima em todas as direções..... 780 mm altura
 31. Peso (STD com partida elétrica)..... 725 mm largura
 765 mm comprimento
 32. Dimensões (motor STD e dimensões máximas)..... + - 2,5%
 33. Grau de irregularidade..... 2 a 3 gr/CVh
 34. Consumo de óleo lubrificante.....

N_F = Potência veículos

N_A } Potência contínua { A
 N_B } B

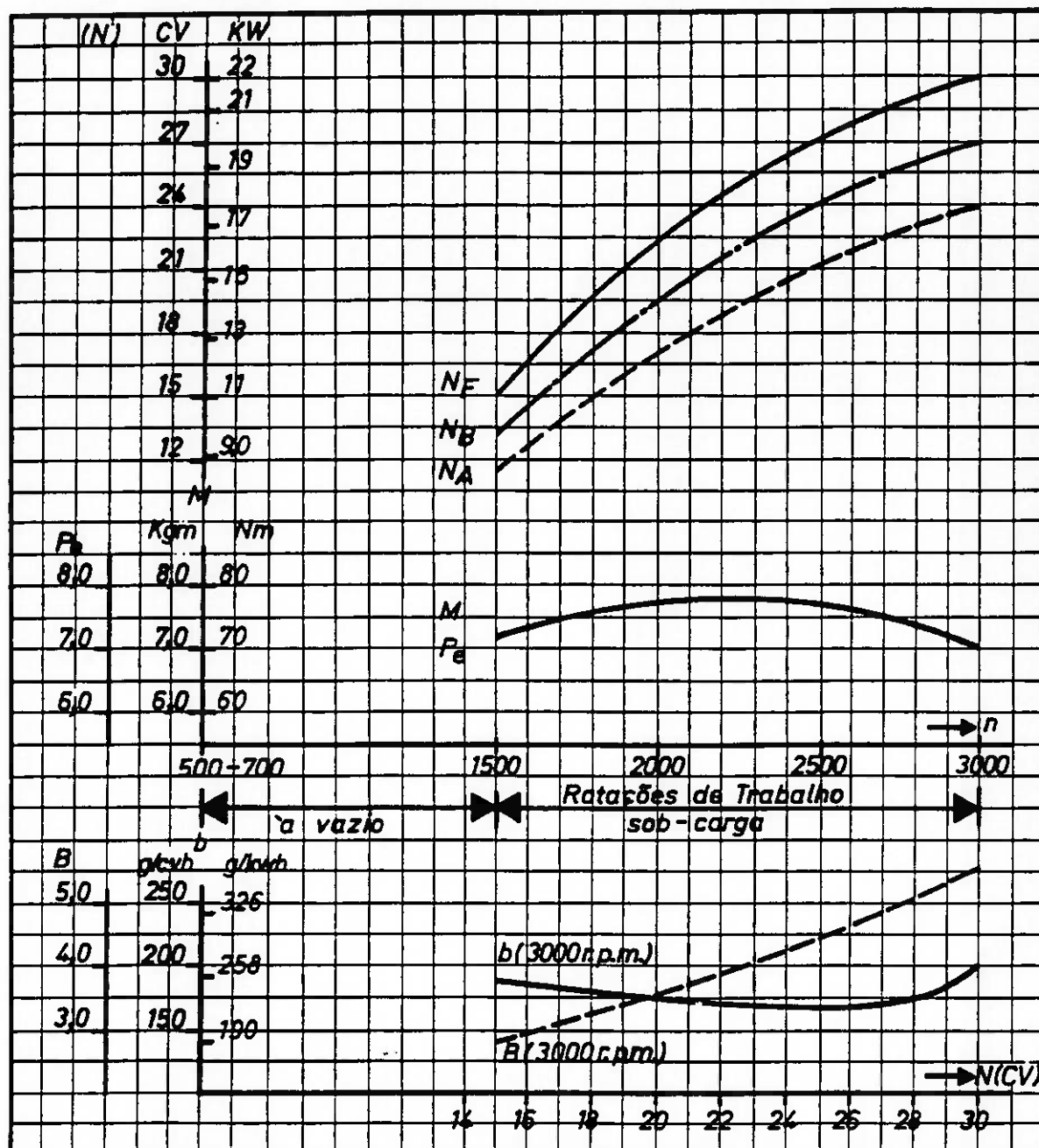
M = Momento de torção para potência veículo.

P_e = Pressão média efetiva p/potência veículo

n = Rotação r.p.m.

b = Consumo espec. de combustível com plena carga.

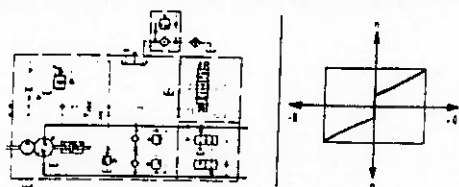
B = Consumo de combustível com plena carga Kg/h



CURVAS DO MOTOR M-790

Conforme DIN 6270 — 70020

Peça primária de transmissão à distância F3V, para transmissões auto-motrizes

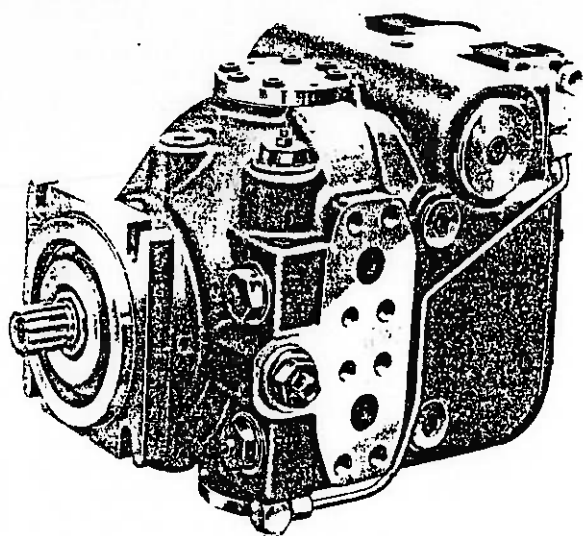


Exemplo de designação para a chave de encomenda:
F3V.80.Da (tipo, tamanho nominal, ajuste)
Tamanho nominal: 55, 80, 107
Documentação técnica F3V, registro de catálogo 3-1

Peça primária de transmissão à distância F3V, para transmissões auto-motrizes

A peça primária é um grupo de bombas integrado e forma, em conjunção com motores constantes ou ajustáveis, uma transmissão hidro-estática à distância. Este equipamento se destina, sobretudo, às «transmissões auto-motrizes».

O ajuste das bombas se efetua em dependência da rotação do acionamento. Pois assim consegue-se uma regulação dos momentos de acionamento, sendo também protegido o motor de acionamento contra sobre-carga.



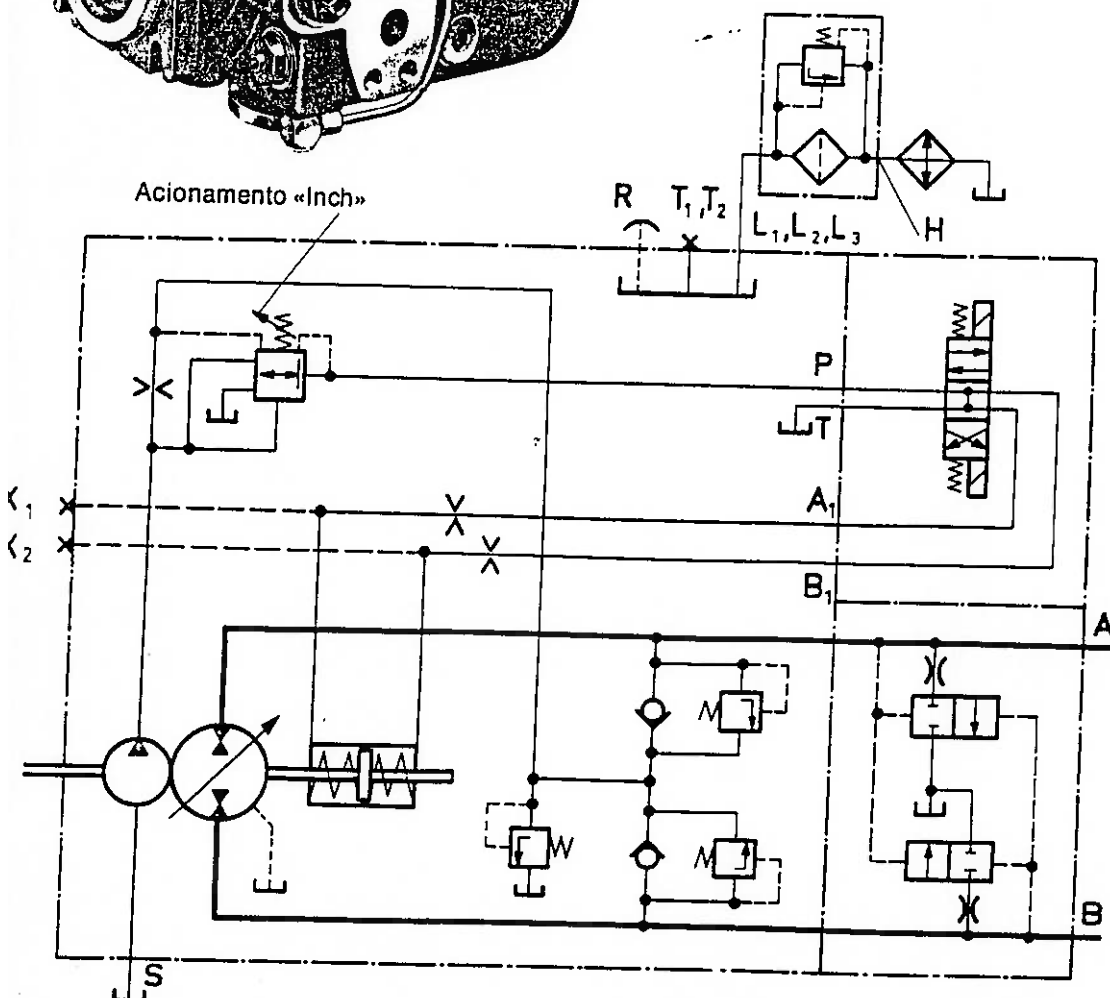
Dados técnicos para F3V

Tamanho nominal	Dim.	55	80	107
Cilindrada V_p da bomba ajustável	cm ³ /r	54,8	80	107
Cilindrada da bomba auxiliar	cm ³ /r	13,9	19,9	27,2
Rotação máxima $n_{max}^{(1)}$	r/min	3400	3000	2750
Rotação mínima n_{min}	r/min	500	500	500
Vazão conduzida quando $n_{max}^{(2)}$ de n_{max} Q_{max}	l/min	186	240	294
Rendimento η quando de n_{max}	$\Delta p = 200$ bar	62	80	98
	$\Delta p = 320$ bar	99	128	157
	$\Delta p = 400$ bar	124	160	196

¹⁾ Estes valores são válidos para um fluido mineral de regime, uma pressão máxima da bomba auxiliar $p_{max} = 15$ bar e uma máxima cilindrada ($\alpha = 25^\circ$).

²⁾ Valores teóricos, sem tomar em consideração a eficiência.

Acionamento «Inch»



REXROTH**Motor constante AA2FM, Série 61**

Para circuito aberto e fechado
Pistões axiais - Eixo inclinado

TN 16 - 180

Pressão nominal

até 400 bar

RP
06 110/6.89

Substitui
RP 06 110/5.86

Descrição geral

Motor constante em conjunto motriz de pistões axiais, de eixo inclinado, para acionamentos hidrostáticos em circuitos abertos e fechados.

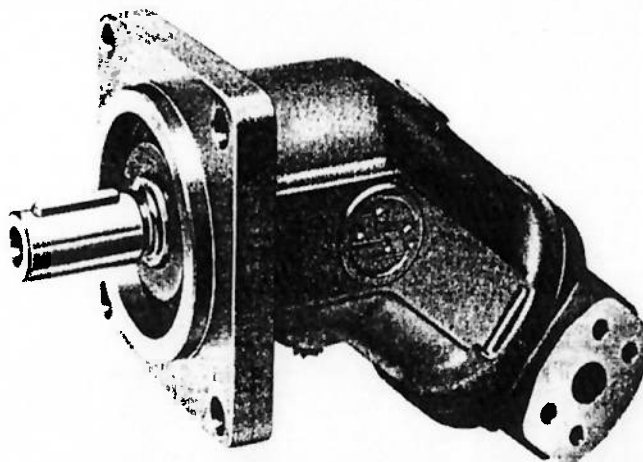
A rotação de saída é proporcional à vazão e inversamente proporcional ao deslocamento.

O torque na saída aumenta com o diferencial de pressão entre entrada e saída.

O motor é apropriado para a aplicação em equipamentos estacionários e móbil.

Vários tamanhos nominais oferecem condições de aplicação para cada caso de acionamento.

O motor AA2FM é também aplicado como bomba em circuitos fechados.

**Características básicas**

Motor de grande ângulo de inclinação, em todos os tamanhos nominais $\alpha = 40^\circ$, isto significa: relação vantajosa de peso/potência, dimensões reduzidas, ótimo rendimento, conceito de projeto econômico.

- Êmbolos cônicos inteiriços com dois anéis de segmento cada, para melhor vedação; arraste de cilindro sem cardã, patenteado.
- Conceito de fácil montagem e manutenção de rolamentos com alta durabilidade.

Descrição funcional

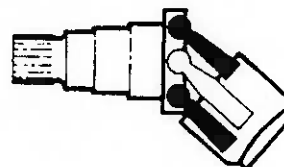
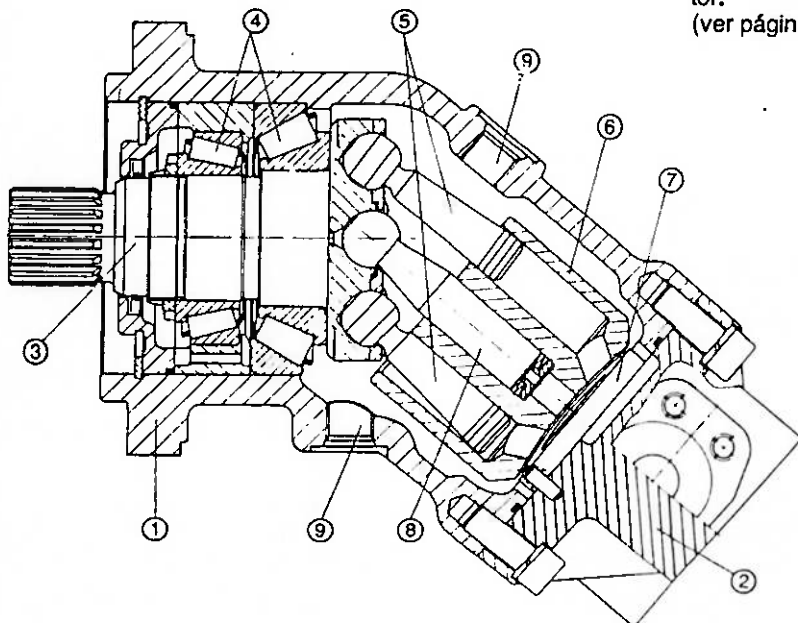
O motor consiste basicamente da carcaça (1), placa de ligação (2), e conjunto motriz (3 a 8).

O cilindro (6) gira sobre a placa de comando (7), a qual possui duas aberturas para entrada e saída. O motor gira quando aplicado o fluido sob pressão na entrada A ou B. O mesmo fluido passa pela abertura de entrada da placa de comando (7), e vai para os pistões.

Neste momento três pistões estão ligados à abertura de entrada e um encontra-se na passagem. Os pistões (5), se movem num vai-vem no cilindro (6), produzindo na saída um torque sobre o eixo (3), o qual é suportado em rolamentos (4). O torque de saída depende da pressão máxima de trabalho. O pino central (8), alinha o cilindro (6), e cuida do balanceamento das forças.

Uma das duas ligações (9), é usada para drenagem (T), e o seu uso é determinado pela posição de montagem do motor.

(ver página 3)



Motor constante AA2FM, Série 61

Dados de encomenda

A	A2F	M	180/61	-				
---	-----	---	--------	---	--	--	--	--

Versão - SAE

A

Unidade de pistões axiais

A2F

Motor (circuito aberto e fechado)

M

Bomba (circuito fechado)

G

Tamanho nominal
(cm³/rot.)

16	32	45	63
90	125	180	

Série

61

Sentido de rotação
Visto sobre o eixo)

Como Motor (M) reversível

W

Como bomba em
circuito fechado (G)

à direita

R

à esquerda

L

Vedações

Perbunan

P

Viton

V

Eixo estriado SAE

16	32	45	63	90	125	180
●	●	●	●	●	●	●
●	●	●	●	●	●	●

S

Eixo chavetado ISO 2491

B

Flange de montagem

2 furos SAE

●

-

-

-

-

-

-

C

4 furos SAE

-

●

●

●

●

●

●

D

Flangeado SAE lateral
(Roscas UNC)

-

●

●

●

●

●

●

52

Flangeado SAE lateral
(Roscas UNF)

●

-

-

-

-

-

-

53

Fornecimento normal

Não fornecido

Dados técnicos

Fluidos Hidráulicos

Óleo mineral ou Fluidos HFD

Informações detalhadas para a seleção dos fluidos e condições de aplicação, solicitamos consultar nossos catálogos RD90220 (Óleo mineral) e RD90223 (Fluidos HFD), antes do projeto.

Para aplicação com fluido HFC solicitamos nos consultar.

Faixa de viscosidade de trabalho

Recomendamos como viscosidade de trabalho (na temperatura de trabalho), como faixa ótima para o rendimento e durabilidade.

$$\gamma_{\text{ótima}} = \text{Viscosidade ótima de trabalho } 16...36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

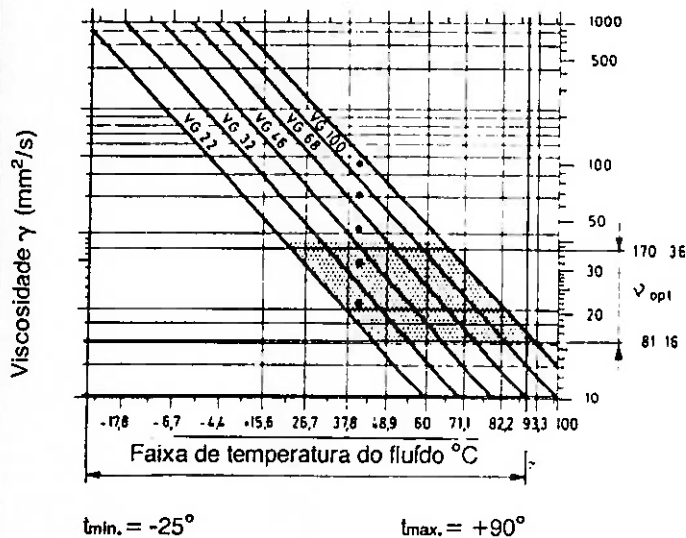
Selecionar, com base na temperatura no reservatório (circuito fechado).

Limite de faixa de viscosidade

Os limites de viscosidade de trabalho são:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{mim}} &= 10 \text{ mm}^2/\text{s} \\ &\text{Intermitente à max. temperatura do óleo de drenagem } 90^\circ\text{C} \\ \gamma_{\text{max}} &= 1000 \text{ mm}^2/\text{s} \\ &\text{pequeno período na saída à frio} \end{aligned}$$

Diagrama de seleção



Para preenchimento da carcaça e para ligar a tubulação de drenagem, deve-se usar a conexão "T" mais alta em qualquer posição de montagem.

Seleção do fluido de pressão

Para a correta seleção do fluido de pressão é imprescindível conhecer a temperatura de operação (circuito fechado: temperatura no circuito - circuito aberto: temperatura no reservatório) em relação à temperatura ambiente.

A seleção deve ser feita de tal maneira, que a faixa de temperatura de trabalho coincida com a viscosidade de trabalho ótima (γ ótima), ver diagrama de seleção, (campo reticulado). Recomendamos escolher a classe de viscosidade imediatamente acima.

Exemplo: Em uma temperatura ambiente de $X^\circ\text{C}$ resulta uma temperatura de trabalho de 60°C . Na faixa ótima de viscosidade de trabalho (γ ótima); (campo reticulado) isto corresponde às classes de viscosidades VG46 ou VG68; escolher VG68.

Atenção: A temperatura na drenagem, que é influenciada pela pressão e rotação, está sempre acima da temperatura do reservatório.

Em nenhum local do equipamento a temperatura deve estar acima de 90°C .

Se as condições acima não puderem ser mantidas devido a severos parâmetros de trabalho ou por alta temperatura ambiente, solicitamos nos consultar.

Filtragem do fluido

Filtragem recomendada $10 \mu\text{m}$. Filtragem mais grossa com $25 \mu\text{m}$ até $40 \mu\text{m}$ é possível, no entanto se obtém maior durabilidade com $10 \mu\text{m}$ (menor desgaste).

Direção do fluxo

À direita	À esquerda
De A para B	De B para A

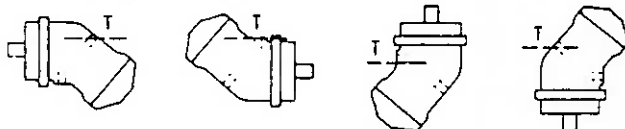
Faixa de rotação

Não há limitação para rotação mínima N_{min} , no entanto se desejada uniformidade na rotação, então N_{min} não deve ser menor que 50 rpm. Para máxima rotação ver tabela na pag. 4.

Posição de montagem

À vontade, a carcaça do motor precisa estar preenchida de óleo, na colocação e durante o funcionamento. A tubulação de drenagem deve estar disposta de tal modo, que a carcaça no caso de parada do motor, não se esvazie, isto é, o fim da tubulação deve estar no reservatório abaixo do nível mínimo do óleo.

No caso de diferença de altura maior que 6m entre reservatório e Motor AA2FM, solicitamos nos consultar.



Simbologia

A, B = Conexões de trabalho
T = Conexões de dreno



Motor constante, série 61

Dados Técnicos

Faixa de pressão de trabalho max.

Pressão máxima nas conexões A e B

Ponta de eixo	Pressão de trabalho p_n	Pressão máxima p_{max}
Eixo estriado SAE ANSI - B92.1a	400 bar	450 bar
Eixo chavetado ISO 2491	350 bar	400 bar

Nota: Tamanhos nominais 63 e 180: pressão de trabalho = 350 bar,
pressão máxima = 400 bar.

Em aplicações de carga pulsante no eixo (315 bar), recomendamos utilizar
o eixo estriado "S".
A soma das pressões nas conexões A e B não pode exceder à 700 bar.
Pressão máxima em cada conexão: 400 bar (ou 450 bar).

Tabelas de valores (valores técnicos sem considerar η_m e η_v , valores arredondados)

Tabelas de valores (valores técnicos são considerados por 1,1, fatores de segurança)										
Tamanho nominal				16	32	45	63	90	125	180
Deslocamento	Vg	cm ³ /rot		16	32	45,6	63	90	125	180
Rotação máxima	nmax	rpm		6000	4750	4250	3750	3350	3000	2650
Vazão máxima à rot. max.	Qmax	L/min		96	152	194	236	301	375	477
Constante de torque	Mk	Nm/bar		0,25	0,509	0,725	1,0	1,43	1,99	2,86
Torque máximo à nmax e pressão de	350 bar	M	Nm	88	178	254	350	501	697	1001
	400 bar	M	Nm	100	204	290	-	572	796	-
Potência máxima à nmax e pressão de	350 bar	P	HP	75,1	119,4	151,5	185,1	236	293,7	372,8
	400 bar	P	HP	85,8	135,4	173	-	269,5	335,3	-
Momento de inércia de massa no eixo	J	Kgm ²		0,0004	0,0012	0,0024	0,0042	0,0072	0,0116	0,0220
Peso	m	Kg		5,4	9,5	13,5	18	23	32	45

Cálculo do tamanho nominal

$$Vazão \quad Q = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$$

$$Torque \text{ de saída} \quad M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{100}$$

$$Potência \text{ de saída} \quad P = \frac{M \cdot n}{5252} = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{1714}$$

$$Rotação \text{ de saída} \quad n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$$

 V_g = Deslocamento de absorção cm³/rot

 Δp = Diferencial de pressão bar

M = Torque Nm

Q = Vazão L/min

P = Potência HP

N = Rotação rpm

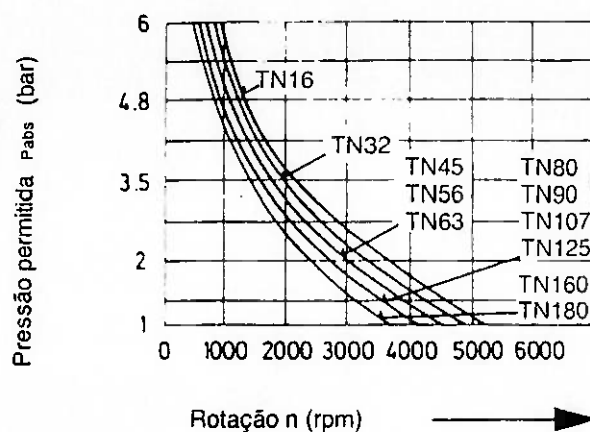
 η_v = Rendimento volumétrico

 η_{mh} = Rendimento mecânico/hidráulico

 η_t = Rendimento total

Pressão do fluido de drenagem

Quanto menor a rotação e a pressão do fluido de drenagem, tanto maior a durabilidade do retentor do eixo.



Os valores indicados no diagrama são valores limite para o retentor do eixo (perbunan) e não devem ser ultrapassados.

Retentor do eixo "Viton"

Na aplicação de retentor de eixo em "Viton", pode-se com igual pressão, aumentar a rotação em 50%.

Condições de trabalho especiais podem possibilitar uma redução dos valores apresentados.

Atenção: Rotações permitidas do motor constante ver tabela de valores pag. 4.

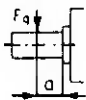
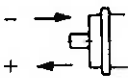
Máximo de pressão na carcaça $P_{abs} = 10$ bar max.

A pressão na carcaça deve ser igual ou maior que a pressão externa sobre o retentor do eixo.

A

Acionamento

Forças radiais e axiais permitidas no eixo

max. força radial F_{qmax} na dist. "a" (do encosto do eixo) e do diâmetro da engrenagem menor ϕ $D_{R\ min.}$	$\frac{31,8. V_g. \Delta p}{D_{R\ min.}}$ (N)					v_g = Volume de deslocamento (cm ³) Δp = Pressão diferencial (bar) $D_{R\ min.} = 2,5. d$ d = Diâmetro do eixo		
	Tamanho nominal	16..32	45..63	90..125	180			
	Distância "a"(mm)	16	18	20	25			
Tensão necess./bar (força radial) para transmitir o torque no menor diâmetro da polia $D_{kmin.}$ Correias (DIN 7753)	Tamanho nominal	16	32	45	63	90	125	180
	D_{kmin} (mm)	100	125	150	150	175	200	225
	F_{qk} /bar(N)	5,33	9,14	10,29	14,4	17,55	21,5	27
max. força axial permitida 	Tamanho nominal	16	32	45	63	90	125	180
	na parada ou circulação sem pressão do motor $\pm F_{ax\ max}$ (N)	320	500	630	800	1000	1250	1600
	Força axial max. por bar de pressão de trab. $\pm F_{ax\ perm}/bar$ (N)	3,0	5,2	7,0	8,7	10,6	12,9	16,7

Para a força axial deve ser observado o sentido da força:

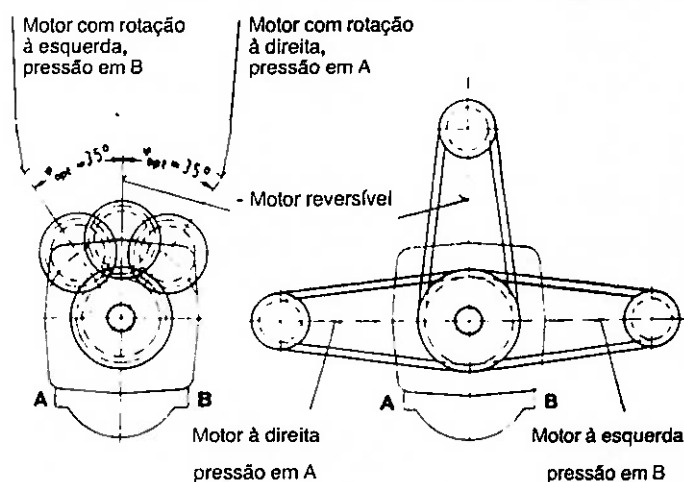
$-F_{axmax}$ = Aumento da durabilidade dos rolamentos

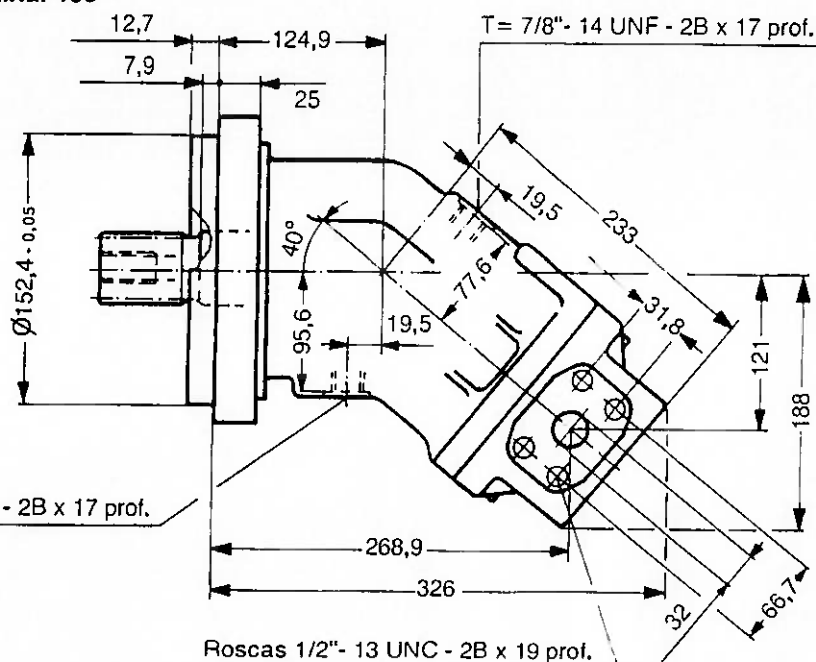
$+F_{axmax}$ = Redução da durabilidade dos rolamentos (se possível evitar)

Otimização do sentido de atuação de F_q

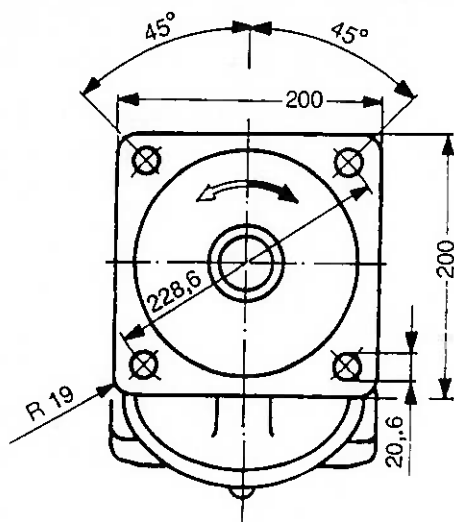
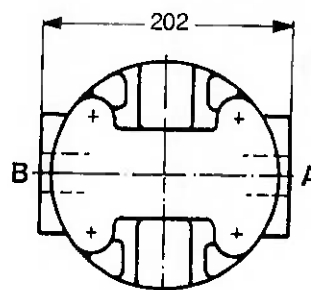
Num apropriado sentido de atuação de F_q , pode-se diminuir o esforço interno, do conjunto motriz, sobre os rolamentos.

Outros ângulos diferentes de $\pm 35^\circ$ são possíveis. Nestes casos pedimos nos consultar.



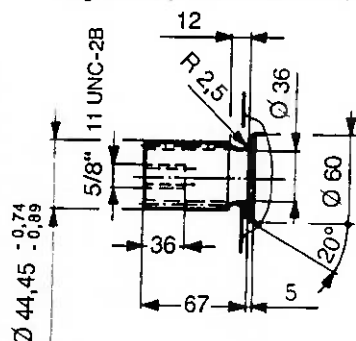
Tamanho nominal 180

Placa de ligação, código 52

A e B = SAE 1.1/4\"- 420 bar


Eixo estriado, código \"S\"

13 estrias, Pitch 8/16

Ângulo 30°, conf. ANSI-B92.1a

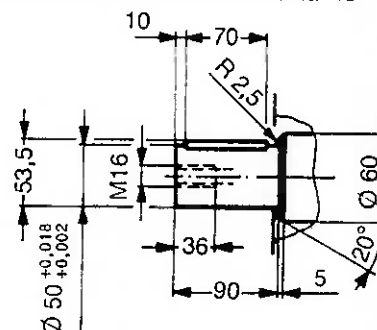
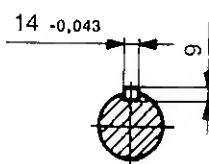


Pressão nominal PN = 350 bar

Eixo chavetado, código \"B\"

Conforme ISO 2491.

Chaveta conf. DIN 6885 Forma AS



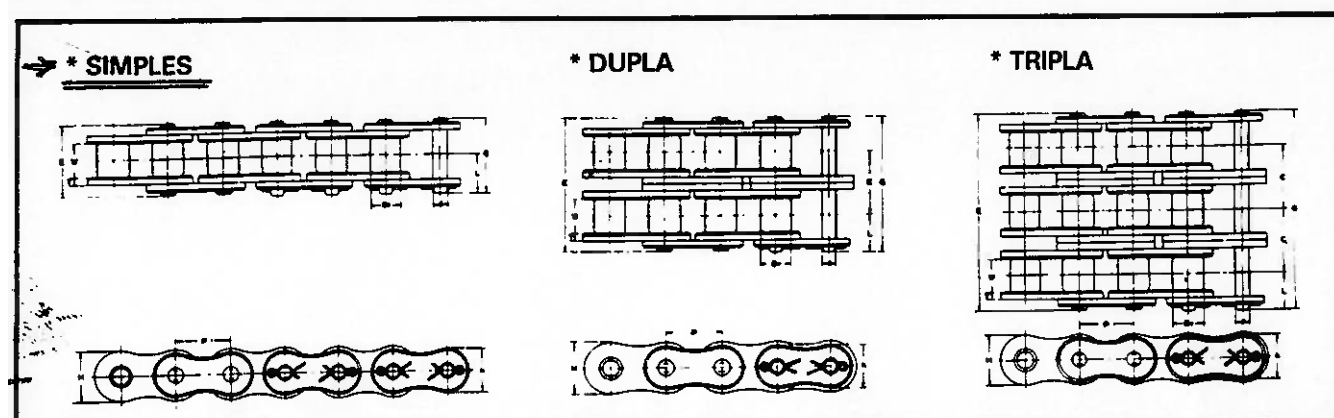
Pressão nominal PN = 350 bar

Fábrica e Escritórios:

Rua Georg Rexroth, 182 (Piraporinha) - CEP 09950
 Caixa Postal 377 - Diadema - Caixa Postal 7418 - São Paulo
 Endereço Telegráfico: \"REXROTH\"
 Tel.: (011) 745-3622 - PABX - SP
 Telex: (11) 44351 - REXR/BR - Telefax: (011) 745-3277

Reservados todos os direitos
 de reprodução.
 Sujeito a alterações.

REXROTH - HIDRÁULICA NO MUNDO INTEIRO

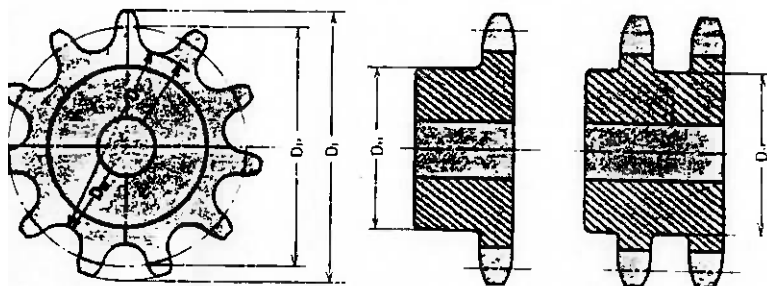


ESPECIFICAÇÕES E DIMENSÕES

Corrente N°		DIMENSÕES — mm											ASA	DAIDO	DAIDO	Peso
DAIDO	ASA	Passo -mm (pol.) P	Diâm. do rolo Dr	Entre placa W	Pino				Passo later. C	Elos			Carga de Ruptura kgs.	Carga de Ruptura Média kgs.	Carga Admissível kgs.	kg/m
* + RC-25 * + RD-25 * + RE-25	25 25-2 25-3	6,35 (1/4)	3,30	3,18	2,30	8,0 14,4 20,8	8,8 15,2 21,6	4,8	6,4	0,72	5,90	5,20	360 720 1.080	420 840 1.260	70 119 175	0,13 0,26 0,39
* + RC-35 * + RD-35 * + RE-35	35 35-2 35-3	9,525 (3/8)	5,08	4,78	3,58	12,0 22,1 32,2	13,3 23,4 33,6	7,4	10,1	1,25	9,00	7,75	800 1.600 2.400	1.080 2.160 3.240	170 289 425	0,33 0,69 1,05
+ RC-41	41	12,70	7,77	6,38	3,58	13,7	14,7	8,1	—	1,20	9,60	8,00	680	940	180	0,39
+ RC-40 + RD-40 + RE-40	40 40-2 40-3	12,70 (1/2)	7,92	7,95	3,96	16,5 30,9 45,3	18,0 32,4 46,8	10,1	14,4	1,50	12,00	10,40	1.420 2.840 4.260	1.810 3.620 5.430	300 510 750	0,63 1,19 1,78
+ RC-50 RD-50 RE-50	50 50-2 50-3	15,875 (5/8)	10,16	9,53	5,08	20,3 38,5 56,6	22,0 40,2 58,3	12,1	18,1	2,00	15,00	13,00	2.210 4.420 6.630	2.970 5.940 8.910	550 930 1.370	1,06 2,04 3,06
RC-60 RD-60 RE-60	60 60-2 60-3	19,05 (3/4)	11,91	12,70	5,95	25,4 48,2 71,1	27,6 50,4 73,2	15,1	22,8	2,40	18,10	15,60	3.200 6.400 9.600	4.180 8.360 12.540	750 1.270 1.870	1,44 3,03 4,51
RC-80 RD-80 RE-80	80 80-2 80-3	25,40 (1)	15,88	15,88	7,92	32,8 62,1 91,4	35,3 64,7 94,0	19,0	29,3	3,20	23,90	20,60	5.650 11.300 16.950	7.100 14.200 21.300	1.100 1.870 2.750	2,67 5,26 7,83
RC-100 RD-100 RE-100	100 100-2 100-3	31,75 (1-1/4)	19,05	19,05	9,53	40,3 76,2 112,0	42,8 78,7 114,5	22,8	35,8	4,00	27,80	24,30	8.850 17.700 26.550	11.000 22.000 33.000	1.750 2.970 4.370	3,99 7,87 11,72
RC-120 RD-120 RE-120	120 120-2 120-3	38,10 (1-1/2)	22,23	25,40	11,10	50,6 96,0 141,4	53,5 98,9 144,4	28,2	45,5	4,80	34,20	29,60	12.800 25.600 38.400	15.400 30.800 46.200	2.500 4.250 6.250	5,83 11,50 17,16
RC-140 RD-140 RE-140	140 140-2 140-3	44,45 (1-3/4)	25,40	25,40	12,70	54,7 103,6 152,4	58,9 107,7 156,6	31,6	48,9	5,60	41,90	36,30	17.400 34.800 52.200	21.000 42.000 63.000	3.350 5.690 8.370	7,62 15,11 22,60
RC-160 RD-160 RE-160	160 160-2 160-3	50,80 (2)	28,58	31,75	14,28	64,7 123,4 182,0	68,7 127,3 186,0	36,4	58,5	6,40	47,80	41,40	22.700 45.400 68.100	27.000 54.000 81.000	4.300 7.310 10.710	10,09 19,48 28,90
RC-160-F	160	50,80	28,58	31,75	14,28	64,7	68,7	36,4	—	6,40	47,80	41,40	22.700	27.000	5.350	10,09
RC-180 RD-180 RE-180	180 180-2 180-3	57,15 (2-1/4)	35,71	35,72	17,45	72,1 138,0 203,8	77,4 143,3 209,0	41,4	65,8	7,10	53,80	46,60	28.700 57.400 86.100	35.000 70.000 105.000	5.000 8.500 12.500	13,63 25,84 38,10
RC-200 RD-200 RE-200	200 200-2 200-3	63,50 (2-1/2)	39,68	38,10	19,84	78,2 149,9 221,5	85,0 156,7 228,3	45,9	71,6	8,00	60,00	51,95	35.400 70.800 106.200	44.000 88.000 132.000	6.000 10.200 15.000	16,82 31,53 46,20
RC-240 RD-240 RE-240	240 240-2 240-3	76,20 (3)	47,62	47,63	23,80	94,9 182,7 270,6	103,0 190,8 278,7	55,6	87,8	9,50	71,50	62,00	51.100 102.200 153.300	64.000 128.000 192.000	7.700 13.000 19.200	24,24 44,44 64,60

* Corrente sem rolo + Somente rebatido

DIMENSÕES PRINCIPAIS DE ENGRENAGEM PARA CORRENTE DE ROLO - DID



Diâmetro Primitivo (Dp)

$$D_p = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{N}} \quad \begin{matrix} P = \text{passo} \\ N = n^\circ \text{ dentes} \end{matrix}$$

Diâmetro Externo (DE)

$$DE = P \left(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{N} \right)$$

Diâmetro Base (DB)

$$(DB) = D_p - (DR) \quad DR = \phi \text{ Rolo}$$

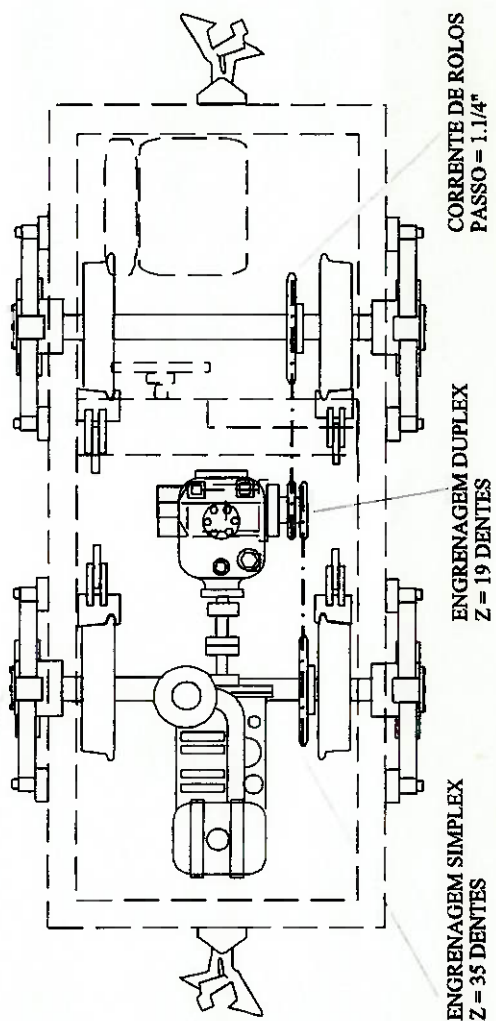
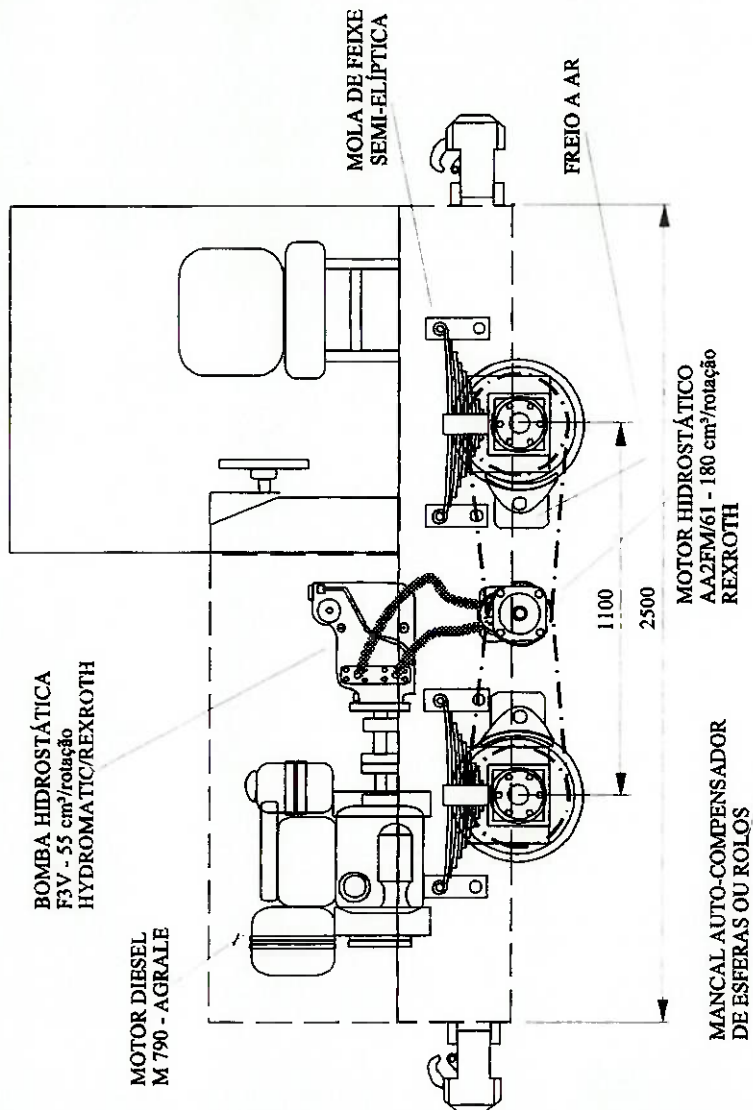
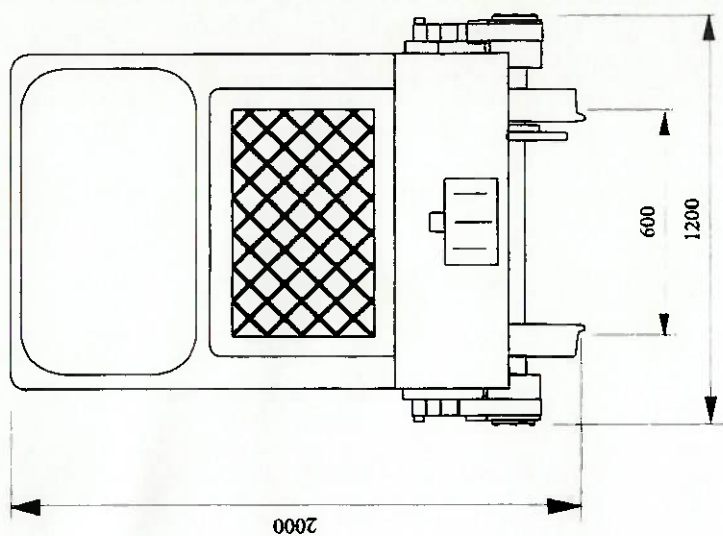
Diâmetro no fundo do dente (DC)

$$\begin{aligned} (DC) &= (DB) \\ (DC) &= D_p \cos \frac{90^\circ}{N} - (DR) \end{aligned}$$

Diâmetro máximo do cubo (DH)

$$(DH) = P \left(\cot \frac{180^\circ}{N} - 1 \right) - 0.76$$

N	DID 40		DID 50		DID 60		DID 80		DID 100		DID 120		DID 140		DID 160		DID 200		DID 240	
	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE	Dp	DE
13	53.07	59	66.34	74	79.60	89	106.14	118	132.67	148	159.20	177	185.74	207	212.27	237	255.34	296	318.41	355
14	57.07	63	71.34	79	85.61	95	114.15	127	142.68	158	171.22	190	199.76	221	228.30	253	285.37	316	342.44	380
15	61.08	67	76.35	84	91.62	101	122.17	135	152.71	168	183.25	202	213.79	236	244.33	269	306.42	337	366.50	404
16	65.10	71	81.37	89	97.65	107	130.20	143	162.74	179	195.29	214	227.84	250	260.39	286	325.49	357	390.50	429
17	69.12	76	86.39	94	103.67	113	138.23	151	172.79	189	207.35	227	241.91	264	276.46	302	345.58	378	414.70	453
18	73.14	80	91.42	100	109.71	119	146.27	159	182.84	199	219.41	239	255.98	279	292.55	319	365.68	398	438.82	478
19	77.16	84	96.45	105	115.74	126	154.32	167	192.90	209	231.48	251	270.06	293	308.64	335	385.79	419	462.95	502
20	81.18	88	101.48	110	121.78	132	162.37	176	202.96	220	243.55	263	284.15	307	324.74	351	405.92	439	487.11	527
21	85.21	92	106.51	115	127.82	138	170.42	184	213.03	230	255.63	276	296.24	322	340.84	368	426.05	459	511.26	551
22	89.24	96	111.55	120	133.86	144	178.48	192	223.10	240	267.72	288	312.34	336	356.96	384	446.20	480	535.43	576
24	97.30	104	121.62	130	145.95	156	194.60	208	243.25	260	291.90	312	340.54	364	389.19	416	486.49	520	583.79	625
26	105.36	112	131.70	140	158.04	168	210.72	224	263.40	281	316.09	337	368.77	393	421.45	449	526.81	561	632.17	673
30	121.50	128	151.87	161	182.25	193	243.00	257	303.75	321	364.50	385	425.24	450	485.99	514	607.49	642	728.99	771
32	129.57	137	161.96	171	194.35	205	259.14	273	323.92	341	388.71	410	453.49	478	518.28	546	647.85	683	777.42	819
35	141.68	149	177.10	186	212.52	223	283.36	297	354.20	372	425.04	446	495.88	521	566.71	595	708.39	744	850.07	882
38	153.79	161	192.24	201	230.69	241	307.58	322	384.88	402	461.38	483	538.27	563	615.71	644	768.96	804	922.75	965
40	161.87	169	202.33	211	242.80	253	323.74	338	404.67	422	485.60	507	566.54	591	647.47	676	809.34	845	971.21	1014
45	182.06	189	227.58	237	273.09	284	364.12	378	455.16	473	546.19	568	637.22	662	728.25	757	910.31	946	1082.37	1135
50	202.26	209	252.83	262	303.39	314	404.52	419	505.65	524	606.78	628	707.91	733	809.04	838	1011.30	1047	1213.56	1257
55	222.46	230	278.08	287	333.69	345	444.92	459	556.15	574	667.38	689	778.61	804	889.84	919	1112.30	1149	1334.76	1378
60	242.66	250	303.33	312	363.99	375	485.33	500	606.66	625	727.99	750	849.32	875	970.65	1000	1213.31	1250	1455.98	1500
65	262.87	270	328.58	338	394.30	405	525.73	540	657.17	675	788.60	811	920.03	946	1051.47	1081	1314.34	1351	1577.20	1621
70	283.07	290	352.84	363	424.61	436	566.15	581	707.68	726	849.22	871	990.75	1016	1132.29	1162	1415.36	1452	2183.41	2228
75	303.28	311	379.10	388	454.92	466	606.56	621	758.20	777	909.84	932	1061.47	1087	1213.11	1243	1516.39	1553		
80	323.49	331	404.36	414	485.23	498	646.97	662	808.71	827	970.46	993	1132.20	1158	1293.94	1323	1617.43	1654		
90	358.90	371	454.88	464	545.85	557	727.80	743	909.75	928	1091.71	1114	1273.66	1300	1455.61	1485	1819.51	1856		



PROJETO BÁSICO MICRO-LOCOMOTIVA AGRÍCOLA

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 0 - MADUREIRA, OMAR MOORE DE - **Metodologia do Projeto/PMC-475** - Departamento de Engenharia Mecânica da USP.
- 1 - BRINA, HELVÉCIO L. - **Estradas de Ferro** - Vols. 1 e 2 - Belo Horizonte, Minas Gerais : Editora UFMG, 1988.
- 2 - FOELL, CHARLES e THOMPSON, M.E. - **Diesel-Electric Locomotive** - New York, USA : Diesel Publications, Inc. 1946.
- 3 - HENSCHEL - **Manual do Engenheiro de Locomotivas** - Kassel/Alemanha : Henschel & Sohn AG, 1936.
- 4 - STOPATTO, SÉRGIO - **Via Permanente Ferroviária - Conceitos e Aplicações** - São Paulo: Edusp, CBTU : Companhia Brasileira de Trens Urbanos, 1987.
- 5 - HAY, W.W. - **Railroad Engineering**, 1982.
- 6 - AIR BRAKE ASSOCIATION - **Engineering and Design of Railway Brake Systems** - Chicago, USA, 1975.
- 7 - TORRES, HUMBERTO M. - **Material Rodante I - Curso de Engenharia Ferroviária** - Associação Universitária Santa Úrsula.
- 8 - AMARAL, ÁTILA - **Manual de Engenharia Ferroviária** - Editora Globo, 1957.
- 9 - PATIN, PIERRE - **Les Transmissions de Puissance et la Variation de la Vitesse** - 1956.
- 10 - ROHRIG, CARL - **Veículos Diesel no Tráfego Ferroviário** - Darmstadt, 1954.
- 11 - OLAVO PIRES & ALBUQUERQUE - **Dinâmica das Máquinas** - Ed. McGraw-Hill do Brasil Ltda.
- 12 - BEER & JOHNSTON - **Mecânica Vetorial para Engenheiros - Dinâmica** - Ed. McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- 13 - PLYMOUTH LOCOMOTIVES INTERNACIONAL, INC - **Plymouth Locomotives** - Catálogo, 1997 - Plymouth, Ohio, USA.
- 14 - TECTRAN ENGENHARIA IND. E COM. S.A. - **Locotrator - Um Equipamento para Manobra de Vagões** - Catálogo, 1987 - São José dos Campos, SP.
- 15 - HUNSLET-BARCLAY RAIL LTDA - **Hunslet-Barclay** - Catálogo, 1990 - Kilmarnock KA1 2QD, Scotland.
- 16 - SCHÖMA LOCOMOTIVEN - **Schöma Locomotiven** - Catálogo, 1997 - Diepholz, Alemanha.
- 17 - BROOKVILLE MINING EQUIPMENT CO. - **Brookville Mining Equipment** - Catálogo, 1997 - Brookville, Pensilvânia, USA.
- 18 - RIBEIRO W.R.B., BIANCO R.H. e RIBEIRA W.T. - **Eletrificação Ferroviária para Trens de Carga da FEPASA** - Revista Ferroviária - 1987.
- 19 - DURRANT, A.E. - Tradução : SALVADOR, ENGº JÚLIO R. GONÇALVES - **Tração a Vapor - Retomada num Mundo Faminto por Petróleo** - Railway Engineer International, 1980 - Revista Ferroviária, 1983.
- 20 - LIMA, ENGº OLIVER H.SALLES - **A Ferrovia como Meio de Transporte** - Revista Nossa Estrada, 1980.

- 21 - **Situação do Transporte Ferroviário no Brasil** - Revista Nossa Estrada, 1980.
- 22 - **IBGE - Censo Agropecuário Brasil**, 1985.
- 23 - **SAAD, ODILON - Seleção de Equipamento Agrícola** - EDUSP.
- 24 - **MIALHE, LUIZ GERALDO - Máquinas Motoras na Agricultura** - Vols. 1 e 2 - EDUSP, 1980.
- 25 - **ZIGNOLI, VITTORIO - Transporti Meccanici** - V. 1 e 2.
- 26 - **FASTENRATH - Railroad Track**.
- 27 - **PROVENZA, ENGº FRANCISCO - Molas** - Protec, 1991.
- 28 - **WAHL, A.M. - Mechanical Springs**.
- 29 - **GROSS, SIEGFRIED - Calculation and Design of Metal Springs**.
- 30 - **NIEMANN, GUSTAV - Elementos de Máquinas** - Vols. I, II e III. - Edgard Blücher Ltda, 1971.
- 31 - **LOMAS, GARCIA - Características Generales del Material de Ferrocarriles**.
- 32 - **GILLESPIE, THOMAS D. - Fundamentals of Vehicle Dynamics** - SAE, 1992.