

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR Antonio Wagner  
Forti E APROVADA PELA  
COMISSÃO JULGADORA EM 23/07/97.

  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Projeto e Otimização de uma  
Transmissão Continuamente Variável (CVT)  
para Bicicletas**

Autor - Antonio Wagner Forti  
Orientador - Franco Giuseppe Dedini

07/97

F776p

32337/BC

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

F776p Forti, Antonio Wagner  
Projeto e otimização de uma transmissão continuamente  
variável (CVT) para bicicletas / Antonio Wagner Forti.--  
Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica

1. Bicicletas.† 2. Simulação (Computadores).† 3.  
Ergonomia.† 4. Mecânica humana.† 5. Fisiologia humana.†  
I. Dedini, Franco Giuseppe. II. Universidade Estadual de  
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

# **Projeto e Otimização de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) para Bicicletas**

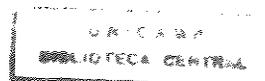
**Autor - Antonio Wagner Forti**  
**Orientador - Franco Giuseppe Dedini**

Curso: Engenharia Mecânica  
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1997

S.P. - Brasil



67.028.1.00

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Projeto e Otimização de uma  
Transmissão Continuamente Variável (CVT)  
para Bicicletas**

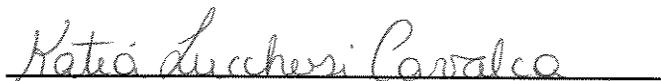
**Antonio Wagner Forti**

**Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini**



---

**Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente  
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP**



---

**Prof.ª Dr.ª Katia Lucchesi Cavalca  
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Luiz Eduardo Barreto Martins  
Faculdade de Educação Física - UNICAMP**

**Campinas, 23 de julho de 1997**

## **Dedicatória:**

Dedico este trabalho aos meus pais

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser concluído sem o apoio e a ajuda de diversas pessoas que, direta ou indiretamente, me ajudaram, às quais presto minha homenagem:

Ao meu orientador e amigo, Franco Giuseppe Dedini, pela indispensável orientação.

A prof. Kátia Lucchesi pelo apoio e amizade.

A meu amigo Rivaldo pela ajuda na execução dos desenhos tridimensionais.

A todos os professores do DPM e DMC, pelo conhecimento recebido

Aos colegas de pós-graduação e de graduação.

Aos funcionários do DPM e do SIFEM pela ajuda.

Aos nossos familiares e amigos pela torcida e pelo incentivo recebido nas diferentes fases pelas quais passamos, enquanto desenvolvíamos o trabalho.

Aos meus amigos, Fernando e Wilson, pela companhia durante as muitas horas de viagens de Piracicaba à Campinas.

Às pessoas que realmente pagam seus impostos, e com isso contribuem para sustentar a estrutura universitária e as pesquisas deste País, meus sinceros agradecimentos.

**“Nós matamos o tempo, mas ele esterra-nos”**

*Machado de Assis 1839-1908,*

*Escritor brasileiro*

**“Vida é o que acontece enquanto você esta fazendo outros planos”**

*Jonh Lennon 1940-1980,*

*Músico Inglês*

**“A educação produziu uma vasta população capaz de ler,  
mas incapaz de distinguir o que vale a pena ler”**

*George M. Trevelyan 1867-1962,*

*Historidor e educador Inglês*

# Sumário

RESUMO.....	iii
ABSTRACT.....	iv
LISTA DE FIGURAS.....	v
LISTA DE TABELAS.....	ix
NOMENCLATURAS.....	x

## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS.....	1
1.2 EVOLUÇÃO DA BICICLETA.....	2
1.3 ASPECTOS ESPECÍFICOS.....	5
1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO.....	6
1.5 ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS.....	7

## CAPÍTULO 2

### A CAPACIDADE DO HOMEM EM PRODUZIR POTÊNCIA

2.1 INTRODUÇÃO.....	9
2.2 ADENOSINA TRIFOSFATO, A FONTE DE ENERGIA DO CORPO HUMANO.....	10
2.3 PROCESSOS ANAERÓBICOS.....	11
2.3.1 <i>Desintegração da Fosfocreatina (PC)</i> .....	12
2.3.2 <i>Glicólise Anaeróbica</i> .....	13
2.4 PROCESSO AERÓBICO.....	14
2.5 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS PROCESSOS ANAERÓBICOS E AERÓBICOS DURANTE O EXERCÍCIO.....	16
2.6 A CAPTAÇÃO DE OXIGÊNIO.....	18
2.7 DÉFICIT E DÉBITO DE OXIGÊNIO.....	19
2.8 A FISIOLOGIA DO TRABALHO MUSCULAR.....	20
2.9 TESTES DE ESFORÇO (MÉTODOS E PROTOCOLOS).....	22
2.10 CURVAS DE POTÊNCIA HUMANA.....	24
2.11 ESTUDOS BIOMECÂNICOS SOBRE O CICLISMO.....	28
2.12 A FREQUÊNCIA ÓTIMA DE PEDALAR.....	29
2.13 COMENTÁRIOS.....	31

## CAPÍTULO 3

### MODELAGEM TEÓRICA DO SISTEMA

3.1 INTRODUÇÃO.....	32
3.2 ESQUEMA DO SISTEMA EM ESTUDO.....	33
3.3 MODELO LAGRANGEANO.....	33
3.3.1 <i>Energia cinética do Sistema (T)</i> .....	34
3.3.2 <i>Energia Potencial do Sistema (V)</i> .....	36
3.3.3 <i>Forças não conservativas (dissipativas)</i> .....	36
3.3.3.1 Resistência ao Rolamento ( $R_r$ ) - (Força de fricção ou atrito seco).....	37
3.3.3.2 Resistência do ar ( $R_a$ ).....	38

3.3.3.3 FORÇA MOTORA ( $F_m$ ) .....	41
3.3.3.4 Força Dissipativa Resultante ( $F_r$ ) .....	45
3.4 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO DO SISTEMA .....	45
3.5 FLUXOGRAMA E DIAGRAMA DE BLOCO DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO.....	46

## CAPÍTULO 4

### SIMULAÇÕES DINÂMICAS DO SISTEMA

4.1 INTRODUÇÃO .....	48
4.2 CARACTERÍSTICAS DAS TRANSMISSÕES .....	49
4.3 ESTRATÉGIAS DE CONTROLE.....	50
4.4 PARÂMETROS ESTUDADOS.....	52
4.5 RESULTADOS OBTIDOS.....	52
4.6 ANÁLISE DOS RESULTADOS E ESCOLHA DA MELHOR FAIXA PARA CVT.....	59
4.7 PERFIL DE VELOCIDADE, RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO E FREQUÊNCIA DE PEDALAR DAS TRANSMISSÕES .....	60
4.8 ANÁLISE DOS RESULTADOS DO ITEM 4.7 .....	67

## CAPÍTULO 5

### TRANSMISSÕES CONTINUAMENTE VARIÁVEIS

5.1 INTRODUÇÃO .....	68
5.2 ASPECTOS RELACIONADO ÀS CVT'S POR TRAÇÃO .....	70
5.2.1 <i>Algumas Formas Geométricas de CVT's</i> .....	70
5.2.2 <i>Características Gerais</i> .....	71
5.2.3 <i>Coefficiente de Tração</i> .....	72
5.2.4 <i>Forma e Tensões da região de contato</i> .....	75
5.2.5 <i>Lubrificação Elastohidrodinâmica</i> .....	79
5.3 ESQUEMA DA GEOMETRIA DA CVT PROPOSTA.....	81
5.3.1 <i>Princípio de funcionamento</i> .....	81
5.3.2 <i>Transmissão de movimento através das esferas</i> .....	81
5.3.3 <i>Cálculo do número de esferas</i> .....	83
5.3.4 <i>Forças agindo na Transmissão</i> .....	83
5.3.5 <i>Montagem da CVT na bicicleta</i> .....	86

## CAPÍTULO 6

### ESTUDO DE VIDA DA CVT

6.1 INTRODUÇÃO .....	87
6.2 TIPOS DE FALHAS.....	88
6.3 FALHA DE ORIGEM SUBSUPERFICIAL.....	89
6.4 MODELO DE VIDA POR FADIGA .....	90
6.5 ANÁLISE SIMPLIFICADA DA VIDA POR FADIGA EM TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO. ....	91
6.6 EFEITO DA CARGA E DA GEOMETRIA NA VIDA DA TRANSMISSÃO.....	93
6.7 METODOLOGIA DOS CÁLCULOS.....	93
6.8 RESULTADOS OBTIDOS E CONCLUSÕES.....	95

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

7.1 CONCLUSÕES .....	99
7.2 SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS.....	100

BIBLIOGRAFIA.....	101
-------------------	-----

## ANEXOS

ANEXO A.....	108
ANEXO B.....	114
ANEXO C.....	120

## Resumo

FORTI, Antonio Wagner, Projeto e otimização de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) para Bicicletas, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, universidade Estadual de Campinas, 1997. 127p. Tese (Mestrado)

O objetivo deste trabalho é mostrar as vantagens de usar uma Transmissão Continuamente Variável por Tração (TD-CVT) em bicicletas. Tal proposta, está baseada em estudos que mostram a influência da frequência de pedalar e da potência produzida na prática do ciclismo. O sistema estudado (ciclista+bicicleta+transmissão) é descrito pelas equações de Lagrange do movimento. Simulações numéricas de três diferentes tipos de trajetos, e dois valores de potência fornecidos ao sistema, são usados para comparar a performance de diferentes tipos de transmissões escalonadas disponíveis para bicicletas, e bicicletas utilizando CVT's. Curvas de energia gasta, tempo, energia/tempo e energia $\times$ tempo são usadas para comparar o desempenho das transmissões. Quanto as TD-CVT's, elas transferem potência mecânica de uma fonte para a carga através de elementos rolantes em contato com um filme de fluido de tração; operam com alta tensão nos contatos; e, o cálculo de sua vida para um dado número de ciclos de tensão sem ocorrer falhas está relacionado a uma probabilidade. Por isso, a maioria das TD-CVT são projetadas para trabalharem um certo número de horas com uma determinada velocidade e carga de operação, com uma probabilidade de sobrevivência de 90%. Uma análise da vida por fadiga para TD-CVT, baseada na teoria de fadiga de Lundberg-Palmgren, foi usada para calcular o tempo de vida de uma TD-CVT tipo esfera e cone para bicicletas, levando em consideração os efeitos do tipo de trajeto e da potência fornecida ao sistema.

### *Palavras Chave*

Bicicleta, Simulação (Computadores), Ergonomia, Mecânica humana, Fisiologia humana

## **Abstract**

FORTI, Antonio Wagner, Design and Optimization of a Continuously Variable Transmission (CVT) for Bicycles, Campinas., Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997, 127p. Tese (Mestrado)

The objective of this work is to show the advantages of using a Continuously Variable Transmission Traction Drive (TD-CVT) in bicycles. The proposal of a TD-CVT for bicycle, is based on studies that show the influence of pedaling rate and power output on energy expenditure in bicycling. The system studied (rider+bicycle+transmission) is described by the Lagrange's Equations of Motion. Numerical simulations for three different types of route and two values of power are used to compare the performance of different types of step-variable transmission of commercial bicycles and the CVT-based bicycles. The curves of spent energy, time, the ratio energy/time and the product energy and time are used to compare the performance of these transmissions. TD-CVT's transfer mechanical power from a source to a load efficiently by means of metal rollers running on a film of traction fluid against mating metal rollers. A TD-CVT operates in the high-contact-stress, and the achievement of a given number of stress repetitions without failures can only be assigned a probability. So most drives are rated against the 90% probability of surviving the number of stress repetitions associated with the rated number of hours of operation at the rated speed and load. A contact fatigue life analysis for traction drives based on modified Lundberg-Palmgren fatigue theory is used to predict lifetime for a ball-cone TD-CVT on a bicycle, taking into account the effects of kind of route and power output that supply the system.

### *Key Words*

Bicycle, Simulation (Computers), Ergonomy, Human Mechanic, Human Physiology

## Listas de Figuras

2.1	Fatores que influenciam a capacidade para a atividade muscular aeróbica.....	15
2.2	Glicólise aeróbica e anaeróbica.....	17
2.3	Relação entre os processos metabólicos anaeróbico e aeróbico durante o exercício.....	17
2.4	Consumo de oxigênio durante o exercício e na recuperação após um exercício leve a moderado em steady state (a) e após exercício pesado, com o subsequente acúmulo de ácido láctico (b).....	20
2.5	Gráfico típico de máxima produção de potência mecânica pelo homem em função do tempo.....	24
2.6	Curvas de máxima produção de potência mecânica em função do tempo e da frequência de pedalar .....	27
2.7	Energia Bruta consumida em função da frequência de pedalar para 10 valores de potência constante .....	30
3.1	Forças agindo no sistema ciclista + bicicleta.....	33
3.2	Relação entre a força aplicada no pedal e a componente horizontal da força na roda traseira.....	41
3.3	Força horizontal na roda traseira representada pela linha sólida mais espessa, plotada contra o ângulo do pedal, utilizando raio da roda=35 cm, comprimento do pedal=17cm e relação de transmissão = 0.225.....	43
3.4	Fluxograma do programa de simulação da equação de movimento .....	47
3.5	Diagrama de blocos do programa do simulink .....	47
4.1	Topografia dos percursos simulados.....	49
4.2	Resultados da CVT's para o percurso tipo 1, e potência 163 Watts.....	53

4.3	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 1, e potência de 163 Watts .....	53
4.4	Resultados da CVT's para o percurso tipo 1, e potência 245 Watts.....	54
4.5	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 1, e potência de 245 Watts .....	54
4.6	Resultados da CVT's para o percurso tipo 2, e potência 163 Watts.....	55
4.7	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 2, e potência de 163 Watts .....	55
4.8	Resultados da CVT's para o percurso tipo 2, e potência 245 Watts.....	56
4.9	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 2, e potência de 245 Watts .....	56
4.10	Resultados da CVT's para o percurso tipo 3, e potência 163 Watts.....	57
4.11	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 3, e potência de 163 Watts .....	57
4.12	Resultados da CVT's para o percurso tipo 3, e potência 245 Watts.....	58
4.13	Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 3, e potência de 163 Watts .....	58
4.14	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.....	61
4.15	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.....	62
4.16	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 para as Potências de 163 Watts em função do deslocamento. ....	63
4.17	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 para as Potências de 245 Watts em função do deslocamento .....	64
4.18	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 para as Potências de 163 Watts em função do deslocamento. ....	65

4.19	Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 para as Potências de 245 Watts em função do deslocamento. ....	66
5.1	Tipos comuns de Transmissão por Tração Continuamente Variável .....	71
5.2	Superfícies em contato, separadas pelo filme de óleo. ....	71
5.3	Região de Contato e Curva de tração.....	72
5.4	Fatores que influenciam o coeficiente de tração.....	74
5.5	Região utilizável de $\mu$ .....	75
5.6	Representação de superfícies em contato.....	76
5.7	CVT representando, (A) redução, (B) relação 1:1 e (C) ampliação de movimento.....	81
5.8	Esquema de uma esfera e número de esferas na transmissão .....	82
5.9	Esquema do sistema pedal-corrente.....	83
5.10	Princípio de Funcionamento do "dispositivo proporcional" .....	84
5.11	Duas vistas na montagem da CVT na bicicleta.....	86
6.1	Representação das faixas de estudo da esfera.....	88
6.2	Tensões de cisalhamento alternadas simétricas no interior do corpo durante o deslocamento.....	89
6.3	Fluxograma do programa de cálculo de vida da CVT. ....	94
6.4	Tempo de vida para cada faixa da CVT em função do percurso para potência de 163 Watts .....	96
6.5	Tempo percentual que a CVT permaneceu em cada faixa em função do percurso para potência de 163 Watts .....	96
6.6	Contribuição de cada faixa na vida total da CVT em horas, para potencia de 163 Watts .....	96
6.7	Tempo de vida para cada faixa da CVT em função do percurso para potência de 163 Watts .....	97
6.8	Tempo percentual que a CVT permaneceu em cada faixa em função do percurso para potência de 163 Watts.....	97

6.8	Contribuição de cada faixa na vida total da CVT em horas, para potência de 245 Watts .....	97
-----	--	----

## Listas de Tabelas

2.1	Frequência de pedalar ótima para cada valor de potência.....	30
4.1	Faixa de trabalho para cada valor de redução das CVT's, e valores das relações de transmissão para as transmissões escalonadas. ....	50
6.1	Vida da CVT em horas para os diferentes tipos de percursos e potências.....	98

## Nomenclatura

### Letras Latinas

a	semi eixo maior da elipse	[m]
b	semi eixo menor da elipse	[m]
g	aceleração da gravidade	[m.s <sup>-1</sup> ]
k	razão de elipicidade do contato	
l <sub>1</sub>	comprimento do pedivela	[m]
l <sub>2</sub>	diâmetro do movimento central (coroa)	[m]
l <sub>3</sub>	diâmetro do carreto (catraca)	[m]
m	massa	[Kg]
r	raio da roda da bicicleta	[m]
rt	relação de transmissão	
v	velocidade	[m.s <sup>-1</sup> ]
y	medida relaciona a geometria da CVT	[m]
z <sub>0</sub>	profundidade da máxima tensão cisalhante reversa ortogonal	[m]
A	$m_{total} r^2 + I_{rt} + I_{rd}$	[Kg.m <sup>2</sup> ]
Ar	área projetada pelo ciclista + bicicleta no plano frontal ao movimento	[m <sup>2</sup> ]
B	$m_{total} g r$	[N.m]
C	coeficiente função do número de Reynolds e da geometria do corpo	
C <sub>1</sub>	valor médio da força nos pedais	[N]
C <sub>2</sub>	amplitude da força nos pedais	[N]
E	módulo de Young	[N/m]
F	força	[N]
H	medida relacionada a geometria da CVT	[m]
I	inércia de massa	[kg.m <sup>2</sup> ]
P	peso do ciclista + quadro da bicicleta	[Kg]
R	resistência	[N]
T	energia cinética	[N.m]
V	energia potência	[N.m]

### Letras Gregas

$\alpha$	inclinação do plano	[graus]
$\theta$	posição angular da roda	[rad]
$\dot{\theta}$	velocidade angular da roda	[rad/s]
$\gamma$	posição angular do pedal	[rad]

$\dot{\gamma}$	velocidade angular do pedal	[rad/s]
$\rho$	densidade do ar (capítulo 3)	[Kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho$	soma das curvaturas (capítulos 5 e 6)	[m <sup>-1</sup> ]
$\mu$	coeficiente de tração	
$\epsilon$	ângulo de tração	[rad]
$\nu$	coeficiente de Poison	
$\tau_0$	máxima tensão cisalhante ortogonal reversa	[N/m <sup>2</sup> ]
$\sigma_0$	máxima tensão normal no contato	[N/m <sup>2</sup> ]
$\beta$	ângulo de varredura do eixo de rotação da esfera	[graus]
$\eta$	ângulo do dispositivo proporcional	[graus]

---

### Subscritos

(c + q) quadro mais ciclista

r rolamento

a ar

rt roda traseira

rd roda dianteira

m motora

n normal ao contato

t tangencial ao contato

r rolamento

d dissipativa

c corrente

p pedal

---

### Abreviaturas

ADP - adenosina difostato

AMP - adenosina monofosfato

Ar - área projetada pelo ciclista + bicicleta no plano frontal ao movimento [m<sup>2</sup>]

ATP - adenosina trifostato

ATB - all terrain bike

CVT - continuously variable transmission

Ct coeficiente de tração

OSS origem sub superficial

P<sub>i</sub> - fosfatos inorgânicos

PC - fosfocreatina

C - creatina

Re número de reynolds

TD-CVT traction drive-continuously variable transmission

VO<sub>2</sub> consumo de oxigênio

VO<sub>2max</sub> consumo máximo de oxigênio

ef eficiência do sistema de transmissão

rt relação de transmissão

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Aspectos gerais

Atualmente, cada vez mais, o projeto de máquinas e dispositivos e os bens de consumo vem mostrando uma tendência de se adaptarem às características individuais. Tais projetos, de cunho ergonômico, visam uma interação eficiente entre os seres humanos, seu meio ambiente e os dispositivos e sistemas tecnológicos.

Além dos fatores ergonômicos, os projetos devem ser pensados visando maximizar ou minimizar um ou alguns de seus parâmetros, sendo otimizado em relação a estes. Através de um modelo matemático de um sistema, é possível, por meio de simulações numéricas, variar os parâmetros de projeto e escolher um conjunto de especificações que melhor respondam a determinados objetivos.

Projetos que não atendam tais considerações estão se tornando obsoletos, em função do nível de competição entre os fabricantes de produtos similares, face a crescente exigência dos consumidores por melhores produtos. Contudo, os projetos, ergonômicos e otimizados numa primeira etapa, apresentam a “desvantagem” de, na maioria dos casos, trazer um ônus maior ao produto final, principalmente em virtude do maior tempo de desenvolvimento inicial. Porém, este “ônus” transforma-se em vantagem no caso de necessidade de reprojeção ou adaptação a novos mercados, graças ao conhecimento acumulado durante o projeto.

## 1.2 Evolução da Bicicleta

Nos últimos anos, o interesse pelas bicicletas tem aumentado muito. A renovada popularidade pode ser atribuída ao fato que, ao contrário dos veículos motorizados, as bicicletas são essencialmente não poluentes, propiciam benefícios à saúde quando usadas regularmente, e são o meio de transporte mais eficiente que se conhece WILSON (1973). A soma destes fatores, aliados ao prazer que o ciclismo traz a um número cada vez maior de pessoas, trouxe mudanças às bicicletas. O uso de novos materiais e novas técnicas de construção passam a fazer parte, cada vez mais, do projeto das novas máquinas. Com isso, novidades que tragam melhor desempenho, mais conforto ou maior segurança ao ato de pedalar uma bicicleta, são sempre bem vindas, como se pode verificar através dos trabalhos de WILSON (1973) e WILSON et. al., (1984), que apresentam uma grande parte da história das bicicletas.

A bicicleta foi a primeira máquina produzida em massa para transporte pessoal. Embora a roda seja conhecida e usada em transporte por mais de cinco mil anos, foi apenas a cerca de 180 anos que o primeiro meio de transporte auto propulsionado pela força humana, utilizando as rodas, foi construindo. Muitos homens e muitas nações podem reivindicar uma parte em seu desenvolvimento, contudo, o primeiro legítimo reclamante seria o Baron von Drais de Sauerbrun, de Baden-Württ, que entre 1816 e 1818 inventou o "Draisienne". O princípio da invenção consistia da simples idéia de um assento sobre duas rodas impulsionadas pelos dois pés, agindo em contato com o solo. Este foi basicamente o desenho da primeira bicicleta construída, apesar de recentemente ter-se descoberto um desenho de uma bicicleta de aspecto moderno nos manuscritos de Leonardo Da Vinci, pelo que se sabe nunca foi construída.

A primeira bicicleta comercialmente importante, foi o velocípede Francês, desenvolvido por Pierre e Ernest Michaux em Paris, em 1863. Este veículo possuía o pedal fixado diretamente no centro da roda dianteira, como os triciclos infantis de hoje. Como resultado, possuía uma baixa relação de transmissão, ou seja, uma volta do pedal avançava a bicicleta a uma distância igual ao perímetro da roda, valor este em torno de 3.3 m (10 pés) (nas bicicletas atuais o avanço pode chegar a 5.5m ou mais). O caminho mais simples para aumentar o avanço da bicicleta por cada volta do pedal, foi o uso de rodas dianteiras maiores. Assim, sugeriram as bicicletas com "rodas enormes" (high-wheeler) com cerca de 1,5 metros (60

polegadas de diâmetro), enquanto que as rodas traseiras possuíam 0.5 m (20 polegadas) de diâmetro. Um modelo particular desse tipo, todo em metal, foi produzido por James Starley e William Hillman em 1870. Neste modelo, os raios da roda eram radiais e, a princípio, não foram bem adaptados para resistir ao grande torque exercido pelo pedal no centro da roda. Assim, duas barras rígidas extras tiveram que ser adaptadas aos raios para ajudar a transmitir o torque dos pedais ao centro da roda. Este problema foi resolvido definitivamente por Starley, quatro anos depois, com os raios sendo colocados tangencialmente ao centro da roda, formando uma série de triângulos que reforçam as rodas contra os torque durante as acelerações e desacelerações, como são usados até hoje. Porém, o grande problema deste tipo de bicicleta era subir ao banco e conseguir manter-se nela.

No caminho do desenvolvimento, em 1877, foram incorporadas às bicicletas a estrutura tubular e os rolamentos. Com a utilização de estruturas tubulares e o desenvolvimento de novas ligas metálicas, atualmente, modernas bicicletas pesando menos de 10 Kg, sendo sua estrutura capaz de suportar mais de 10 vezes seu próprio peso - uma porcentagem maior do que pontes, caminhões, ou construções BAHNIUK (1988). Os rolamentos contribuíram para reduzir a fricção entre os elementos rolantes e, assim, diminuir as perdas internas.

Apesar de descrita séculos antes por Leonardo da Vinci, a transmissão por correntes para impulsionar a roda traseira só foi aplicada às bicicletas em 1879 por Harry J. Lawson. Nos anos seguintes, Hans Renold produziu a definitiva forma das bicicletas de corrente. Outro passo no desenvolvimento aconteceu em 1888. O inglês John Boy Dunlop introduziu as câmaras pneumáticas acopladas as rodas, mais confortáveis e eficientes que as rodas de borracha sólida usadas até então.

Outros acessórios também surgiram durante 1880 e 1890, incluindo os mecanismos de roda livre e sistemas de freios mais eficientes. A necessidade de mudanças das relações de transmissão durante o percurso, fez surgir em 1899 a primeira versão de bicicleta com um câmbio acoplado.

Alguns fatos que ocorreram próximos da passagem do século, fizeram diminuir o progresso do desenvolvimento das bicicletas. Um deles foi tecnológico, o desenvolvimento de motores de combustão interna e dos consequentes veículos autopropulsionados, que atraíram a

atenção e o entusiasmo de inventores para longe das bicicletas. Outro fato importante, e não tecnológico, teve a mais perversa influência: a criação de um corpo internacional para regulamentação das corridas de bicicleta - a União Internacional dos Ciclista (UCI) - organizada em 1900. Entre suas regras, estava uma declarando que se poderia usar qualquer dispositivo como fonte de potência auxiliar nas bicicletas de corrida, com o intuito de aumentar seu desempenho, desde que fossem mantidas suas formas. Assim, a tecnologia para aproveitamento da força humana permaneceu congelada por décadas.

Contudo, avanços em veículos movidos por força humana ainda estão sendo feitos. Os ciclistas, seja por habilidade, novas posições de pedalar, ou o uso de novos materiais ultraleves e resistentes em suas bicicletas, continuam quebrando recordes mundiais. Em 1984, decidido a quebrar o recorde de velocidade contra o relógio, o ciclista italiano Francesco Moser, em vez de lançar-se a cansativos treinos, foi antes buscar apoio nas últimas novidades tecnológicas. A partir dos estudos de suas características físicas pessoais, ele desenvolveu no computador uma bicicleta totalmente diferenciada, com quadro inclinado, guidão especial e rodas carenadas. Sobre ela, tornou-se o primeiro homem a superar a barreira dos 50 quilômetros em uma hora de pedalada. Seu recorde foi de exatamente 51,151 km, obtido na cidade do México DUARTE (1990). Já em 1992, Chris Huber, um dos melhores corredores de perseguição de bicicleta dos EUA, com uma bicicleta *high-tech* - CHEETAH - bateu o recorde de velocidade atingindo a marca de 110,6 km por hora (68.73 milhas por hora) ASHELY (1993).

Ultimamente, além da busca pela melhor aerodinâmica e do peso cada vez mais reduzido, pode-se acrescentar ao projeto de modernas bicicletas, a necessidade de um bom desempenho, e eficiência dos demais componentes, sendo que um dos sistemas que mais tem evoluído é o mecanismo de transmissão. De fato, graças à popularidade crescente das bicicletas desenhadas para percorrer qualquer terreno, o que solicita muito mais a transmissão, todo o sistema evoluiu bastante nos últimos anos. É a chamada linha fora de estrada, *off-road* ou *all-terrain bike (ATB)*, bicicleta para todo terreno, que já representa mais da metade de todas as bicicletas vendidas no mundo. Analisando particularmente este tipo de bicicleta, vemos que há uma tendência em aumentar cada vez mais o número de relações de transmissão, apesar de não serem todas efetivamente utilizadas.

Hoje, um grande número de fabricantes de bicicletas e componentes, entre os quais destacam-se pela qualidade de seus produtos Shimano, Specializer, Giants, Trek, entre outros, fornecem bicicletas com componentes de desempenho e qualidades cada vez melhores. Quadros monoblocos leves e resistentes, tubos em forma aerodinâmica, cabos embutidos para evitar atrito com o ar, mudanças automáticas de marchas por dentes menores, pedais mais seguros com encaixes para os sapatos, eixos reforçados nos pontos de grande peso, freios com dois braços de borracha 30% mais eficientes, além de roupas especiais para ciclismo, são inovações num mercado bastante promissor, ávido por novidades que se traduzam em mais conforto, melhor desempenho ou mais segurança para o ciclista.

### **1.3 Aspectos Específicos**

A aplicação conjunta dos conceitos de ergonomia e otimização, foi desenvolvida na proposta de uma transmissão "ideal" para bicicletas. O termo "ideal" refere-se a uma transmissão auto-ajustável às necessidades instantâneas, em função da potência fornecida ao sistema, da frequência de pedalar desejada, e das respectivas resistências ao movimento impostas ao mesmo. Um tipo de transmissão, nestes moldes, chegou a ser proposta pela Specialized Bicycles Components, e um protótipo foi construído. Porém, até hoje, não se tem notícias de sua comercialização SOVIERO (1992).

O uso do termo projeto ergonômico está relacionado ao fato do ciclista poder vencer as dificuldades do percurso, mantendo praticamente constante uma frequência de pedalar por ele escolhida, como sendo a mais confortável e prazerosa ao ato de pedalar.

Aplica-se o conceito de otimização ao fato de obter-se uma transmissão em que a função Tempo\*Energia atingisse valores mínimos em determinados percursos e potências, encontrados na prática rotineira do ciclismo. Além disso, tal transmissão deveria ter uma vida útil compatível com o das transmissões comercialmente em uso atualmente.

## 1.4 Objetivos do Trabalho

O Objetivo inicial do trabalho era o de propor uma transmissão continuamente variável que permitisse ao ciclista manter uma frequência de pedalar constante, em função da curva de potência pelo tempo, por ele fornecida ao sistema. Contudo constatou-se que:

- 1.) As curvas de potência versus tempo, disponíveis na literatura, representam o máximo valor de potência constante que uma pessoa pode fornecer durante um dado intervalo de tempo, e não valores de potências variáveis em função do tempo.
- 2.) Uma transmissão para bicicleta, que se auto ajusta a qualquer instante, seria inviável, pois a mesma deveria ter uma faixa de trabalho muito extensa, além do que nos seus valores máximos de relação de transmissão, seria difícil ao ciclista manter-se equilibrado sobre a bicicleta, devido à pequena velocidade mínima linear que a bicicleta teria.
- 3.) A frequência de pedalar ótima é função da potência fornecida. Logo, existe uma frequência de pedalar ótima para cada valor de potência fornecida pelo ciclista.

A partir destas constatações, sistematizou-se o trabalho para atingir as seguintes proposições:

- 1.) Manter a frequência de pedalar em 60 rpm (1 rev./s) o maior tempo possível, uma vez que esta frequência é muito usada em testes de laboratório, e é relativamente próxima aos valores dados como ótimos por SEABURY et al.(1977), em seus estudos sobre valores de potência idênticos aos que foram utilizados neste trabalho.
- 2.) Três percursos, considerados para dois valores de potência, foram simulados. Foram medidos a energia e o tempo gasto para completar cada percurso. A partir destes valores, criou-se uma função Energia  $\times$  Tempo, que foi minimizada em função de um parâmetro chamado *redução secundária*, o qual especifica a faixa de trabalho da CVT. Assim, pode-se determinar a faixa de trabalho ótima para a transmissão.

- 3.) Simulações utilizando transmissões escalonadas, com diferentes números de marchas, serviram como um parâmetro para a análise do desempenho das CVT's.
- 4.) Uma vez identificada a faixa de trabalho da CVT, escolheu-se o tipo que melhor se adaptaria ao problema. Então, calculou-se seu tempo de vida segundo a teoria de Lundenber\_Palmegren, em função de suas formas geométricas e dos esforços a que a mesma estaria submetida.

Apesar do trabalho ter seguido as linhas apresentadas nos parágrafos precedentes, convém ressaltar que tal dispositivo de transmissão poderia também ser utilizado em bicicletas ergométricas, já que as pessoas que utilizam este tipo de aparelho para treinamento e/ou fisioterapia, alcançam melhores resultados quando conseguem manter uma produção de potência constante por razoáveis intervalos de tempo. Como nas bicicletas ergométricas do tipo mecânico as relações de transmissão são fixas, qualquer variação na frequência de pedalar provoca variação na produção de potência. Já as bicicletas ergométricas elétricas, podem apresentar um sistema de variação do torque na roda em função da frequência de pedalar, mantendo, assim, uma produção de potência constante. Contudo, as ergométricas elétricas são mais caras que as mecânicas. Uma bicicleta ergométrica que utilizasse uma CVT, poderia variar a frequência de pedalar numa faixa relativamente grande, sem influenciar a produção de potência, além do que seriam mais baratas e fáceis de manejar do que as bicicletas ergométricas elétricas.

## 1.5 Organização dos Capítulos

Três áreas de conhecimento são abordadas neste trabalho: Fisiologia do trabalho muscular (Mecânica Humana), Simulação de Sistema Dinâmicos, e Transmissões Continuamente Variáveis (CVT's),

No Capítulo 2 descreve-se a capacidade do ser humano em produzir potência. Inicialmente, comenta-se sobre as fontes energéticas do corpo humano e os processos metabólicos envolvidos. Em seguida, descreve-se brevemente como a energia química é transformada em energia mecânica no corpo humano. Finalmente, são apresentados alguns

métodos e protocolos para quantificar a potência que pode ser fornecida pelo corpo humano, com a apresentação de curvas e equações.

No Capítulo 3 é desenvolvido o equacionamento matemático do sistema, Homem+Bicicleta+CVT, utilizando as equações de Lagrange, tendo como resultado a equação de movimento do sistema.

No Capítulo 4, apresenta-se os resultados da simulação numérica da equação de movimento do sistema, para três diferentes tipos de percurso, com dois diferentes valores de potência. Curvas de Energia, Tempo, Energia\*Tempo e Energia/Tempo são apresentadas, tanto para as CVT's com diferentes faixas de trabalho, quanto para as transmissões escalonadas com diferentes números de marchas. Analisando os resultados, define-se a melhor faixa de trabalho para a CVT e o melhor número de marchas para a transmissão escalonada. A seguir, plotam-se os perfis de velocidade, frequência de pedalar e variação da relação de transmissão em função do tempo e do deslocamento, da CVT e da transmissão escalonada escolhida, para os diferentes tipos de percurso e valores de potência.

O Capítulo 5 trata especificamente das transmissões continuamente variáveis (CVT's) Descreve-se suas características de operação e alguns conceitos a ela envolvidos. Além disso, apresenta-se o esboço da transmissão que se adapta as especificações do projeto.

No capítulo 6 é calculada a vida da transmissão apresentada no capítulo 5. Parâmetros geométricos são estudados com o intuito de que a transmissão apresente uma vida razoável para as condições de operação.

No capítulo 7, faz-se uma análise dos resultados, sendo apresentadas as conclusões e sugestões para próximos trabalhos.

## Capítulo 2

### A Capacidade do Homem em Produzir Potência

#### 2.1 Introdução

O conhecimento das capacidades do ser humano, considerado puramente como fonte de potência mecânica, é de fundamental importância, tanto para atletas como para o projeto de dispositivos acionados por força humana. O ser humano tem por característica produzir altas potências apenas por curtos intervalos de tempo, ao passo que baixas potências podem ser mantidas por intervalos de tempo maiores. Os primeiros estudos sistemáticos apresentando curvas de potência fornecida em função do tempo de esforço, foram realizados por engenheiros, em alguns casos, impulsionados pelo desafio de fazer o homem voar por suas próprias forças, NONWEILER (1958). Atualmente, a capacidade natural de cada pessoa em produzir potência tem sido incrementada por uma grande variedade de inovações tecnológicas. Peritos biomecânicos empregam computadores, vídeos e sensores especializados para estudar a dinâmica do movimento; engenheiros projetistas incorporam avanços em materiais e aerodinâmica, para serem usados especificamente em cada modalidade esportiva; psicólogos esportistas realizam trabalhos através de técnicas de treinamento mental. A soma de todos estes recursos tem como resultado melhores desempenhos e mais segurança para a prática do exercício. Um exemplo do nível de tecnologia aplicado à prática das atividades esportivas pode ser mensurado pelo 1 milhão de dólares e os quatro anos de trabalho, que os americanos gastaram para desenvolver uma bicicleta feita sobre medida para cada um de seus ciclistas competirem nos Jogos Olímpicos de Atlanta, em 1996 AMÍLCAR e WORCMAN

(1996). Estas foram produzidas em grafite epoxi, material muito leve, e sua forma aerodinâmica prometia reduzir em 15% a resistência do ar. Apesar de todo o trabalho, não conseguiram a medalha de ouro, que ficou com os franceses.

O presente capítulo consta de três partes: na primeira, procurou-se dar uma idéia sobre a fonte de energia para o trabalho muscular, mostrando de onde a mesma provém, e como ela é processada pelo corpo; posteriormente, deu-se uma noção dos métodos e protocolos para medida da capacidade de fornecer potência pelo corpo humano, apresentando algumas curvas e equações; finalmente, características relacionadas ao ciclismo, seja competitivo ou recreacional, foram abordadas.

## 2.2 Adenosina Trifosfato, a fonte de energia do corpo humano

Costuma-se dizer que existem seis formas de energia conhecidas: (1) química, (2) mecânica, (3) térmica (calor), (4) luminosa, (5) elétrica e (6) nuclear, as quais podem ser transformadas uma nas outras FOX *et al.*(1991). Particularmente, no mundo biológico, a transformação da energia química em mecânica é a que desperta maior interesse, visto que a energia mecânica manifesta-se nos movimentos humanos, cuja fonte provém dos alimentos, os quais, na presença de O<sub>2</sub>, são transformado em CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O, com a liberação de energia química através de um processo metabólico chamado respiração. Contudo, essa energia liberada durante a desintegração do alimento não é utilizada diretamente para produzir trabalho, mais sim utilizada para produzir outro composto químico, denominado adenosina trifosfato (ATP), que é armazenado em todas as células musculares. O ATP é um nucleotídeo formado pela união de uma molécula de adenina e uma de ribose, com três radicais fosfatos, unidos por ligações altamente energéticas. Atualmente, admite-se que o ATP represente a fonte energética para todos os processos vitais da célula.

É durante a hidrólise ou a transferência de fosfato EQ(2.1), que uma das ligações de fosfato do ATP é desfeita, liberando energia para os processos endergônicos<sup>1</sup>, ocorrendo posteriormente a formação de adenosina difosfato (ADP) mais fosfatos inorgânicos (Pi),



---

<sup>1</sup> Reações que não ocorrem a menos que alguma forma de energia seja adicionada ao sistema

Por ser gerada uma quantidade razoável de energia nesta reação<sup>2</sup>, o ATP frequentemente recebe o nome de fosfato de alta energia. Como o ATP contém uma ligação a mais, rica em energia, numa reação química distinta, a transformação pode prosseguir mais adiante em adenosina monofosfato (AMP),



Apesar da sua importância, a quantidade de ATP nas células musculares (cinco mil moles por quilograma de músculo KEARNEY (1996)) é suficiente apenas para fornecer energia para realizar um exercício de alta potência, apenas por alguns segundos. Como o ATP não é fornecido pelo sangue, nem a partir de outros tecidos, terá que ser reciclado continuamente dentro da célula, para estar constantemente operável. Sua recarga constitui em combinar ADP e o fosfato numa reação endergônica, até a formação de ATP. Assim, a energia rearmazenada na forma de ATP pode ser novamente liberada numa reação exergônica<sup>3</sup>, como a EQ(2.1), fechando o ciclo. Isto pode acontecer por processos anaeróbicos e/ou aeróbicos. Tais processos serão detalhados nas seções seguintes.

É importante ressaltar que as equações apresentadas neste capítulo estão extremamente simplificadas. No corpo humano, os processos são mais complexos e exigem a presença de enzimas, compostos proteicos que aceleram as reações individuais, e estão presentes em todas as reações metabólicas que ocorrem no organismo.

## 2.3 Processos Anaeróbicos

Os processos anaeróbicos, ou sistema de energia de curto prazo, não necessitam da presença de oxigênio para ocorrerem. Estes processos são representados pela desintegração da fosfocreatina (PC) e pela glicólise anaeróbica, e ocorrem no início do exercício, ou em qualquer instante do mesmo quando o oxigênio disponível não for suficiente para suprir a quantidade de energia necessária para a manutenção do exercício, unicamente por processos aeróbicos, ver seção 2.4. É extremamente difícil obter dados fisiológicos quantitativos precisos durante um exercício anaeróbico de alta potência. Contudo, o nível de lactato

<sup>2</sup> A desintegração de 1 mol de ATP libera entre 7 e 12 Kcal de energia utilizável.

<sup>3</sup> Reações que liberam energia da mesma forma (mais frequentemente como calor), podendo ocorrer espontaneamente.

sanguíneo (ácido láctico) constitui o indicador mais comum da ativação do sistema de energia de curto prazo. Um estudo da medida da máxima potência anaeróbica é apresentado por MAGARIA *et al.* (1966).

### 2.3.1 Desintegração da Fosfocreatina (PC)

Parte da energia para ressíntese do ATP é fornecida rapidamente e sem oxigênio pela transferência de energia química de outro composto de fosfato de alta energia, denominado fosfato de creatina (PC), uma vez que este não pode ser utilizado diretamente pelo músculo, e está em combinação com o ATP através da seguinte reação:



O PC funciona como uma reserva imediata para a regeneração do ATP. O PC só pode ser formado novamente a partir de Pi e C (fosfatos inorgânicos e creatina) e a energia para tal processo provém da desintegração do ATP. Isso ocorre durante a recuperação após o exercício, com a fonte primária do ATP proveniente daquela obtida através da desintegração das substâncias alimentares. Assim sendo, quando as reservas de PC são depletadas nas atividades de alta potência, só poderão ser reabastecidas, efetivamente, quando for finalizado o esforço, ou seja, durante o período de recuperação, ver seção 2.7

O Sistema ATP-PC, é também denominado de sistema dos fosfagênios, já que tanto ATP quanto PC contêm grupos fosfatos. Apesar da sua importância, apenas entre 570 e 690 mM<sup>4</sup> de fosfagênio são armazenados na massa muscular total do corpo, o que equivale a uma quantidade de energia ATP entre 5.7 e 6.9 Kcal, não representando muito durante o exercício. As reservas de fosfagênio nos músculos ativos serão esgotadas, provavelmente, após cerca de 10 segundos de exercício extenuante, como ao dar um pique de 100 metros. Portanto, a quantidade total de energia ATP proporcionada pelo sistema do fosfagênio é muito limitada. Apesar disto, sem este sistema, atividades que requerem movimentos rápidos e vigorosos, como os desenvolvidos por saltadores, arremessadores e velocistas, e outras que são completadas em poucos segundos, não poderiam ser realizadas, uma vez que estas atividades exigem muito mais um fornecimento imediato do que uma grande quantidade de energia ATP.

---

<sup>4</sup> mM → milimoles, e 1000mM equivalem a 1 mol

O sistema do fosfagênio representa a fonte de energia que mais rapidamente repõem o ATP para ser usado pelos músculos pois:

- 1.) Não depende de uma longa série de reações químicas;
- 2.) Não depende do transporte do oxigênio que respiramos para os músculos que estão realizando o trabalho;
- 3.) Tanto ATP, quanto PC, estão armazenados diretamente dentro dos mecanismos contráteis dos músculos.

### 2.3.2 Glicólise Anaeróbica

No início do exercício os fosfatos armazenados, ATP e PC, funcionam como fonte imediata de energia. Porém, ela é rapidamente consumida. Assim sendo, é necessário haver a ressíntese do ATP. A energia para esta ressíntese provém de outro processo anaeróbico, conhecido como glicólise<sup>5</sup> anaeróbica.

Durante a glicólise anaeróbica, uma molécula de glicose transforma-se em duas de ácido pirúvico, liberando uma quantidade de energia capaz de ressintetizar quatro moléculas de ATP, das quais duas são gastas nesta ressíntese e duas permanecem à disposição da fibra muscular.



$$\left\{ \begin{array}{l} 2 \text{ ATP} - \text{ consumo energético da própria reação} \\ 2 \text{ ATP} - \text{ à disposição da fibra muscular} \end{array} \right.$$

Rendimento em ATP desta reação = 2 ATP/mol glicose

Posteriormente, as 2 moléculas de ácido pirúvico serão transformadas em 2 moléculas de ácido láctico, devido a insuficiência de O<sub>2</sub> neste processo. Durante os exercícios exaustivos, os músculos e o sangue, conseguem tolerar o acúmulo de apenas cerca de 60 a 70g (2,0 a 2,3g por Kg de músculo) de ácido láctico antes de surgir os sintomas da fadiga. Logo, apenas entre

<sup>5</sup> É a decomposição dos açúcares nos processos metabólicos orgânicos. Quando se realiza na ausência de oxigênio (glicólise anaeróbica) nos leva até a formação de ácido pirúvico (precursor do ácido láctico), desprendendo uma quantidade de energia utilizada na ressíntese de poucas moléculas de ATP; quando se realiza na presença de oxigênio (glicólise aeróbica) desprende quantidade de energia utilizada para a ressíntese de muitas moléculas de ATP.

1 e 1.2 moles de ATP podem ser ressintetizados totalmente a partir da glicólise anaeróbica durante um exercício extenuante antes de o ácido láctico no sangue e nos músculos alcançar níveis exaustivos. A energia proveniente deste sistema, é aproximadamente o dobro da que pode ser obtida a partir do sistema dos fosfagênios.

Exercícios que podem ser realizados em ritmo máximo, entre 1 e 3 minutos, como um pique de 400 metros, dependem principalmente do sistema do fosfagênio e da glicólise anaeróbica para a ressíntese de ATP.

É conveniente termos em mente a respeito da glicólise anaeróbica:

- 1.) Resulta na formação de ácido láctico, que está relacionado com a fadiga muscular;
- 2.) Não requer a presença de oxigênio;
- 3.) Utiliza apenas carboidratos (glicogênio<sup>6</sup> → glicose) como seu combustível alimentar;
- 4.) Libera energia suficiente para apenas alguns moles de ATP.

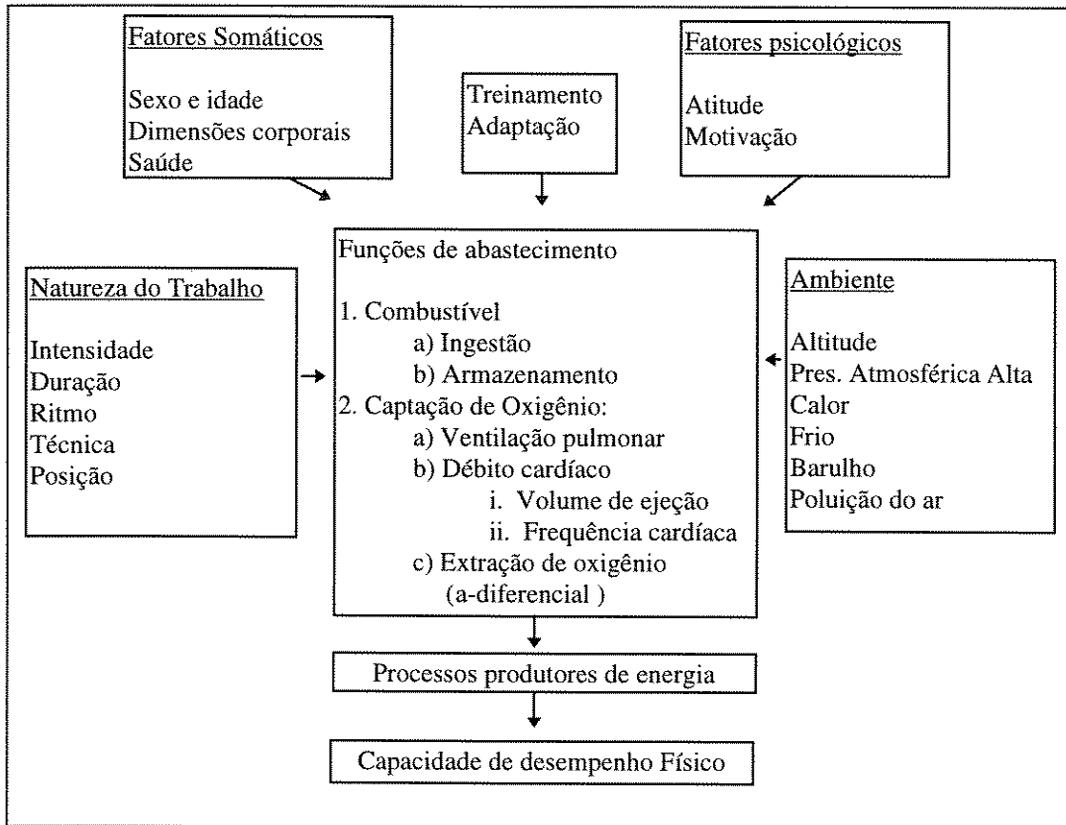
## 2.4 Processo Aeróbico

A energia liberada durante a glicólise anaeróbica é rapidamente posta à disposição das células, e não requer oxigênio durante as reações químicas. Porém, é ressintetizado relativamente pouco ATP por este mecanismo. Assim sendo, o processo aeróbico ou sistema de energia a longo prazo, é de fundamental importância se o exercício vigoroso prosseguir por mais de 2 ou 3 minutos. A complexidade para o entendimento da capacidade individual para o exercício muscular aeróbico, é ilustrada pela FIG(2.1). O O<sub>2</sub> consumido no metabolismo da célula muscular, aumenta proporcionalmente à intensidade do esforço físico até um valor limite denominado consumo máximo de O<sub>2</sub>, expresso em litros por minuto (VO<sub>2máx</sub>). Uma vez atingido este ponto limite se não houver uma diminuição no ritmo do exercício, o acúmulo de ácido láctico nos músculos será tal que levará o indivíduo a exaustão. Quando se deseja avaliar a capacidade de produção de energia pelo sistema aeróbico, a primeira

---

<sup>6</sup> Para nossa finalidade carboidrato, açúcar, glicose e glicogênio possuem significado equivalente com relação ao metabolismo. Visto que os carboidratos são nutrientes que contêm hidrogênio e oxigênio em proporção apropriadas (dois átomos de hidrogênio para um de oxigênio). Que no corpo todo carboidrato é reduzido à glicose, graças a digestão antes de serem absorvidos. E que a glicose pode ser utilizada imediatamente ou armazenada no fígado e nos músculos como glicogênio, para utilização subsequente.

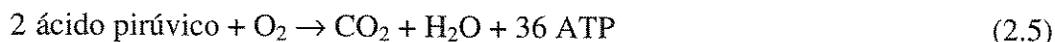
alternativa é a medida do  $VO_{2\text{máx}}$  do indivíduo, que expressa a funcionalidade dos sistemas respiratório, circulatório e metabólico. Contudo, somente este valor não é suficiente, como pode ser constatado na seção 2.6. Trabalhos relativos a máxima potência aeróbica ( $VO_{2\text{máx}}$ ), podem ser encontrados nos estudo de MYLES e TOFT (1982) e PATTON *et al.*(1982).



**Figura 2.1** - Fatores que influenciam a capacidade para a atividade muscular aeróbica

A quantidade de energia liberada durante o exercício muscular aeróbico, depende além da quantidade de  $O_2$  que está sendo consumida, também do tipo de alimento que está sendo metabolizado, podendo variar de 4.686 a 5.05 Kcal/litro  $O_2$ . Este valores correspondem respectivamente a uma queima de 100% de gordura ou carboidratos como fonte de energia. Contudo, o que ocorre na prática é uma valor intermediário FOX *et al.*(1991). Como fica evidente, quanto maior a captação de  $O_2$ , maior será a produção de energia. A captação de  $O_2$ , durante um exercício pode ser medida com uma exatidão de  $\pm 0.04$  litros/min, para um  $VO_2 > 1$  litro/min ASTRAND e RODAHL (1987).

Na fase aeróbica da glicólise o ácido pirúvico produzido durante a fase anaeróbica se desintegra até gás carbônico e água, graças a suficiência de  $O_2$ , fornecendo energia para ressintese de 36 moléculas de ATP.



Rendimento em ATP desta reação = 36 ATP/mol glicose

Já a quantidade de ATP produzida através do metabolismo da gordura, depende especificamente do ácido graxo metabolizado e do seu respectivo número de carbono. Para dois ácidos graxos típicos, o ácido esteárico (uma molécula com 18 carbonos) e o ácido palmítico (uma molécula com 16 carbonos) seriam produzidos 147 e 130 ATPs por mol respectivamente. Porém, através do balanço estequiométrico destas reações pode-se notar que é necessário 15% mais  $\text{O}_2$  para gerar 1 mol de ATP pela desintegração aeróbica da gordura do que do glicogênio FOX *et al.*(1991).

Além dos carboidratos e gorduras, as proteínas, também podem participar da produção de energia no processo aeróbico através de sua respectiva oxidação<sup>7</sup>, contudo a contribuição de seus compostos para o gasto total energético no músculo esquelético durante o trabalho é muito pequena e pode ser ignorada.

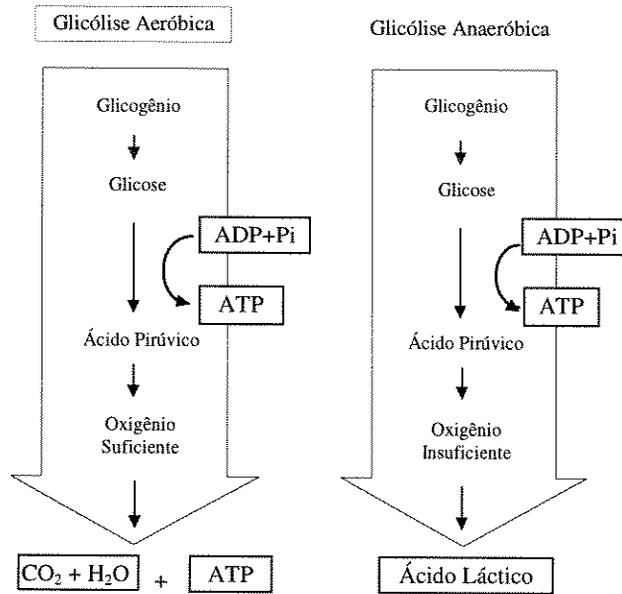
## 2.5 Considerações sobre os processos anaeróbicos e aeróbicos durante o exercício

Durante a transformação de glicogênio em ácido pirúvico (glicólise anaeróbica), o  $\text{O}_2$  a disposição das células é insuficiente para evitar a formação de ácido láctico. Já na presença de oxigênio suficiente (glicólise aeróbica), o ácido pirúvico é desintegrado em  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ , com uma ressíntese adicional de ATP FIG(2.2).

Contudo na prática é muito difícil, senão impossível, classificarmos um exercício como puramente anaeróbico ou aeróbico, porque as reações aqui apresentadas se processam quase que simultaneamente. Por isso, quando muito podemos falar em exercício predominantemente aeróbico ou anaeróbico FIG(2.3).

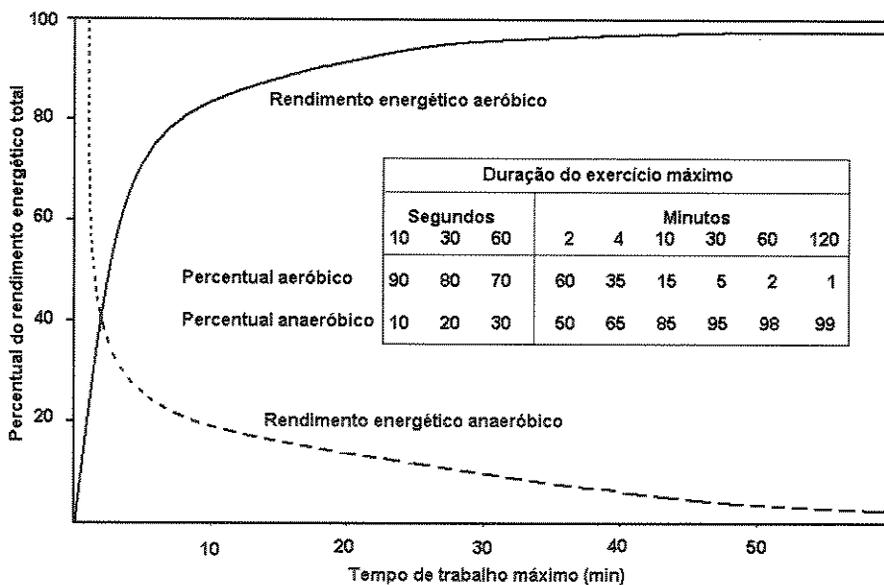
---

<sup>7</sup> A combustão é uma oxidação, mas esta não envolve necessariamente a participação direta de oxigênio. Na maioria dos casos, os passos simples de oxidação nas vias biológicas são de fato, desidrogenações. Os átomos de hidrogênio são posteriormente carregados através de diferentes reações e finalmente combinados ao oxigênio para dar água. Isto, é de particular importância para nossas células musculares em funcionamento, pois várias reações de quebra do nosso combustível, fornecedoras de energia para os processos vitais das células, se processam anaerobicamente, isto é, sem a presença de oxigênio.



**Figura 2.2** - Glicólise aeróbica e anaeróbica

As pesquisas sistemáticas com relação a capacidade de desempenho das pessoas, e aos muitos fatores que a influenciam, estão sendo cada vez mais estudados. Atualmente, as informações mais avançadas se relacionam com a produção de energia pelos processos aeróbicos. Isto, pode ser explicado pelo fato de há muito tempo existirem métodos para medições quantitativas da produção de energia pela máquina humana de combustão, ou seja, desde a descoberta de Lavoisier da utilização de oxigênio nos processos metabólicos pelos animais ASTRAND e RODAHL (1987).



**Figura 2.3** - Relação entre os processos metabólicos anaeróbico e aeróbico durante o exercício

## 2.6 A Captação de Oxigênio

Nem sempre, foram levadas em consideração as limitações do  $VO_{2máx}$  como parâmetro de avaliação de capacidade de produção de potência pelo metabolismo aeróbico. Existem diversos indivíduos que mesmo com um  $VO_{2máx}$  baixo conseguem atingir melhores resultados em atividades de longa duração do que seus concorrentes, possuidores de um  $VO_{2máx}$  mais elevado. Como fatores genético influenciam o  $VO_{2máx}$  do indivíduo, é difícil saber através da medida desta variável, se um indivíduo está realmente treinado aerobicamente ou se tem um valor elevado devido a sua carga hereditária.

Indivíduos treinados aerobicamente, conseguem trabalhar durante maior tempo em níveis de consumo próximos do  $VO_{2máx}$ . Esta qualidade, esta relacionada ou fato de que o acúmulo de ácido láctico ocorre em intensidade de trabalho muito altas nestes indivíduos. Assim sendo, eles podem trabalhar em níveis elevados de  $VO_{2máx}$  sem haver necessidade complementar de energia, pela via anaeróbica que, além de sua capacidade limitada, produz acúmulo de ácido láctico nos músculos e conseqüentemente a diminuição do tempo de exercício.

O nível de trabalho ou de  $VO_2$  imediatamente abaixo daquele em que o ácido láctico começa a se acumular no sangue, e suas conseqüentes alterações nas trocas respiratórias, foi chamado de limiar anaeróbico, ou potência aeróbica máxima. Em indivíduos não treinados, o limiar anaeróbico ocorre em cerca 55% do  $VO_{2máx}$ , enquanto que indivíduos treinados aerobicamente, surge em torno de 70% do  $VO_{2máx}$  atingindo níveis de 85% do  $VO_{2máx}$  nos atletas altamente treinados, PINI (1983)

Segundo WILKIE (1960), Astrand em 1952 e Slonim *et al.* em 1987, descrevem em seus estudos que homens jovens e bem treinados podem absorver até 4 litros de oxigênio por minuto; e que a máxima absorção que se tinha notícias naquela época era 5.4 litro/min, marca esta alcançada por um atleta olímpico. Sabendo a captação máxima de  $O_2$  que um indivíduo pode manter, é possível estimar a sua respectiva produção, de potência uma vez que a captação de 1 litro  $O_2$ /min produz aproximadamente 74.6 Watts (0.1 Hp).

Com relação ao principal fator limitante no desempenho em trabalho aeróbico existem duas teorias opostas. Segundo WELTMAN *et al.*(1978), Hill e Meyerhoff em 1913 afirmaram que o fator limitante no desempenho em trabalho aeróbico, esta na disponibilidade de oxigênio a disposição das células musculares, isto é, a capacidade do sistema cardiorespiratório entregar oxigênio para o trabalho celular. Esta teoria é denominada de *teoria do transporte de oxigênio*. Já a teoria oposta, denominada de *teoria da célula*, afirma que o fator limitante em trabalho aeróbico ocorre dentro da célula. Os defensores desta teoria argumentam que a célula pode utilizar somente uma ótima quantidade de oxigênio, sendo que, o oxigênio adicional não representa nova síntese de ATP, embora a captação de oxigênio celular possa ser aumentada. Contudo, WELTMAN *et al.*(1978) concluíram em seu trabalho que a *teoria do transporte de oxigênio* é o principal fator limitante no desempenho em trabalho aeróbico.

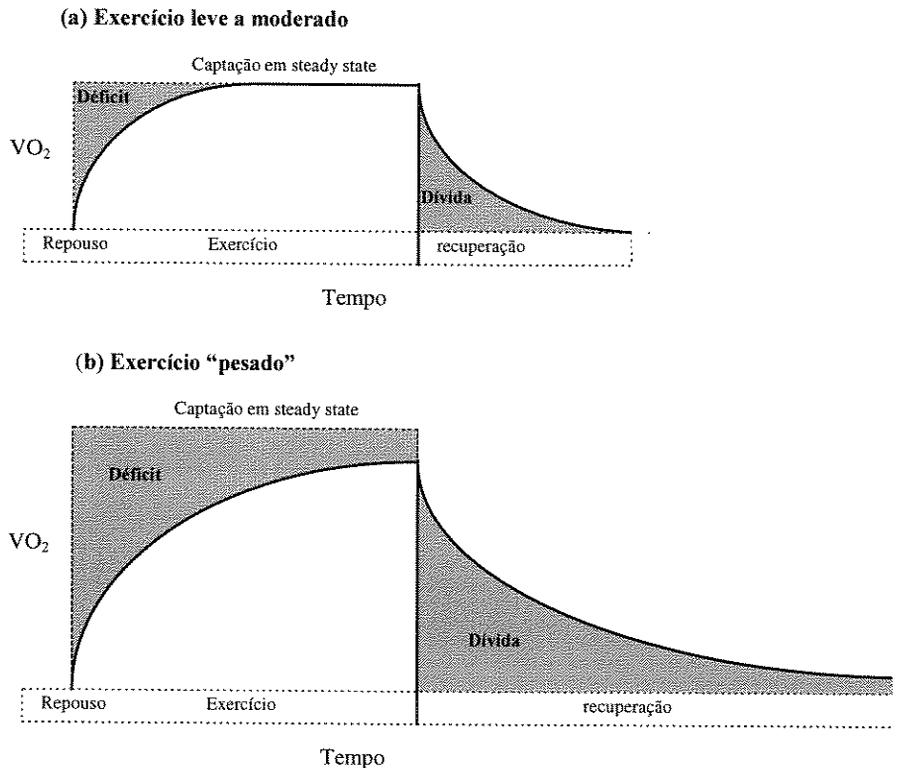
## 2.7 Déficit e Débito de Oxigênio

No início do exercício, a captação de  $O_2$  fica abaixo do nível de equilíbrio, mesmo que o indivíduo tenha uma capacidade de produção de potência aeróbica suficiente para o esforço. Nesta fase, a energia necessária provém dos fosfatos armazenados mais a energia anaeróbica da glicólise, as quais são utilizadas até se alcançar um ritmo estável entre o consumo de  $O_2$  e as demandas energéticas do exercício. Durante esta etapa, ocorre um déficit de  $O_2$  que pode ser encarado como a diferença entre o  $O_2$  total realmente consumido durante o exercício, e o total que teria sido consumido se tivesse alcançado um ritmo estável de metabolismo aeróbico desde de o início. Quanto mais "pesado" o exercício, maior será o déficit de  $O_2$  e mais importante será a produção de energia anaeróbica.

Durante o exercício leve, quando o déficit de  $O_2$  é pequeno, a quantidade de  $O_2$  consumido na recuperação também é pequena, passando quase que despercebida, e a taxa metabólica pré-exercício é alcançada rapidamente.

Já durante o exercício pesado é impossível obter um estado constante de captação de  $O_2$  (steady state) de metabolismo aeróbico. Neste caso, a transferência de energia anaeróbica ultrapassa em muito as reações aeróbicas e acumula-se ácido láctico nos músculos. Por isso, o corpo necessita de um período de tempo considerável para retornar as condições de pré

exercício. Na recuperação após um exercício "leve, moderado ou pesado", o  $O_2$  consumido acima do valor de repouso foi denominado de *débito* ou *dívida de oxigênio* FIG (2.4)



**Figura 2. 4** - Consumo de oxigênio durante o exercício e na recuperação após um exercício leve a moderado em steady state (a) e após exercício pesado com o subsequente acúmulo de ácido láctico (b)

## 2.8 A fisiologia do Trabalho muscular

A fisiologia do trabalho muscular e do exercício é basicamente uma questão de transformar energia química acoplada na forma de ATP em energia mecânica. Esta tarefa encontra-se em última análise a cargo dos músculos. Todo este processo é dado a temperatura constante, isto é, suas energias não aparecem num estágio intermediário como calor. Por esta razão o músculo é bastante diferente de uma máquina de calor. Embora todo este processo envolvido seja bastante complicado, o músculo apresenta uma eficiência de 20-25 por cento sob condições favoráveis WILKIE (1960).

A potência máxima que um músculo pode fornecer é determinada pela composição dos tipos de suas fibras em combinação com seu estado reinante, que é afetado por atividades prévias e condições ambientais. Atividades prévias podem resultar por exemplo em fadiga e redução da máxima potência fornecida. Alternativamente, atividades prévias podem aumentar

o potencial para produção de potência em virtude do aumento da temperatura muscular "aquecimento". Similarmente, condições ambientais afetam a temperatura muscular, modificando as propriedades de contração e metabolismo das fibras musculares, e conseqüentemente, a capacidade para produzir e sustentar a produção de potência.

As unidades motoras dos músculo esquelético, e portanto todas as fibras musculares, podem atuar sob condições tanto aeróbicas quanto anaeróbicas, contudo algumas delas são melhor equipadas bioquímica e fisiologicamente para trabalharem em condições anaeróbicas ou aeróbicas. Nos seres humanos, as fibras (ou unidades motoras) tipo aeróbicas foram denominadas em épocas diferentes como tipo I, vermelhas, tônicas, de contração lenta (CL) ou oxidativas lentas (OL); as fibras tipo anaeróbicas foram denominadas, tipo II, brancas, fásicas, de contração rápida (CR), ou glicolíticas rápidas (GR). FOX *et al.*(1991).

É conveniente salientar, que a composição das fibras nos músculos adultos é determinada por um processo de diferenciação e maturação, que começa antes do nascimento e que só será completado nos anos da adolescência. A distribuição dos tipos de fibras, pode variar muito dentro do mesmo músculo, entre músculo diferentes dentro do mesmo corpo, e entre os mesmos músculos de pessoas diferentes. Durante o processo de recrutamento preferencial para o exercício, as fibra CL são sempre recrutadas independentemente da intensidade do exercício, enquanto as fibras CR são recrutadas somente durante a atividade prolongada, que resulta em fadiga, ou para os exercícios de intensidade mais alta e para os esforços de potência máxima. Pessoas com percentuais mais altos de fibras de CR tem um melhor desempenho em exercícios de velocidade, ao passo que percentuais altos de fibras de CL dão a pessoa melhor desempenho em testes de resistência.

Dos fatores que, em pequena ou grande escala, influenciam a produção de potência mecânica pelo músculo esquelético, o efeito da fadiga provavelmente seja o que tem recebido a maior atenção. Fadiga muscular pode ser definida como *“a falha para gerar ou manter a requerida força ou produção de potência resultado da atividade muscular, sendo contudo reversível pelo descanso”*. Frequentemente fadiga é vista como uma característica *“negativa”* do sistema neuromuscular mas esta proposição é enganosa, visto que ela tem como objetivo, proteger as fibras musculares SARGEANT (1994).

## 2.9 Testes de esforço (métodos e protocolos)

Convém aqui, atentarmos para a diferença entre *ergometria*, medida de trabalho, e *teste de esforço*, realização de esforço sob condições controladas.

Nos testes de esforço, pode-se utilizar diferentes métodos, ou seja, ergômetros (banco, esteira rolante, bicicleta ergométrica, entre outros), além do que para um mesmo método, existe uma infinidade de protocolos, que estão longe de serem padronizados. ARAÚJO (1984)

Dar-se-á em seguida uma idéia sobre os diferentes tipos de bicicleta ergométrica, em virtude das características deste trabalho, e algumas considerações sobre os protocolos para testes de esforço, ou seja, produção de potência.

Atualmente, existem pelo menos três tipos de bicicletas ergométricas diferindo basicamente pelo tipo do mecanismo de frenagem. Numa delas, o sistema é elétrico nos outros é mecânico com pesos ou ar. Na bicicleta ergométrica elétrica, a pessoa opera um dínamo que gera uma determinada potência elétrica proporcional a carga e a frequência de pedalar. Nas bicicletas mecânicas a ar o sistema de carga é composto de uma roda de bicicleta com pequenas pás nos raios, que oferecem uma resistência ao ar progressivamente maior, conforme aumenta-se a força exercida durante o pedalar. O seu mostrador permite uma leitura direta da produção de potência realizada. Já a bicicleta ergométrica mecânica com peso é a mais difundida mundialmente, e o modelo desenvolvido por Von Döbeln o mais utilizado. Neste equipamento existe um peso que de acordo com sua posição numa escala, fará com que o indivíduo testado tenha que executar um determinado esforço para pedalar. Sabendo-se o valor deste peso, sua posição na escala, e a frequência de pedalar, é possível calcular a produção de potência do indivíduo testado.

Os protocolos para testes de esforço apresentam algumas características tais como:

- 1.) O protocolo pode ser de esforço submáximo ou máximo. No máximo o indivíduo é levado a sua exaustão voluntária sem qualquer comprometimento com os valores obtidos em variáveis fisiológicas, isto é, sem necessitar que o consumo de oxigênio ou frequência cardíaca máxima tenha sido alcançada. Todos os outros testes são considerados submáximos.

Considera-se ainda como teste máximo aquele no qual o indivíduo interrompe a sua execução em virtude de sintomas clínicos importantes, ou devido à ordem do médico supervisor do teste quando de alterações clínicas e eletrocardiográficas relevantes. Todos os outros testes devem ser considerados submáximos, inclusive aqueles que são limitados a uma determinada frequência cardíaca.

2.) O teste pode ser dinâmico ou estático. Considera-se dinâmico os esforços feitos em bancos, bicicletas ergométrica, esteiras rolantes. Já o estático praticamente não existe movimento, como a dinamometria de pressão arterial.

3.) Quanto a carga, o teste pode ser de carga única ou de várias cargas ou estágios. Os protocolos de carga única são menos usados e estão relacionados com os protocolos do tipo estático, assim como muitos testes de avaliação de potência aeróbica máxima. O protocolo de várias cargas impede que se sobrecarregue o sistema cardiovascular do indivíduo a ser testado com uma carga excessiva súbita.

4.) Quanto a duração de cada estágio, podemos considerar o teste com ou sem estado de equilíbrio (steady-state), ou seja, aqueles em que o organismo pode se ajustar a demanda da carga e aqueles em que isto não ocorre. Normalmente o nível de equilíbrio é alcançado após 4 a 6 minutos no mesmo nível de esforço.

5.) O esforço pode ser contínuo ou descontínuo, ou seja, se há ou não um período de repouso entre as cargas. Os esforços descontínuos podem ser de repouso ativo, quando o indivíduo realiza esforço leve nos períodos entre as cargas, ou com repouso total. O protocolo descontínuo é indicado quando se deseja eliminar a interferência de uma carga sobre a seguinte.

Visto haver grande variação dos protocolos, vários pesquisadores tem-se reunido em grupos multinacionais, com o objetivo de uma padronização nos protocolos de testes de esforço, contudo até hoje não existe uma metodologia de uso universal. ARAUJO (1984)

## 2.10 Curvas de potência Humana

As curvas de máxima potência produzida variam com o modo do exercício e o protocolo usado, embora sejam razoavelmente comparáveis entre os diferentes protocolos dentro de uma população não especificamente treinada para um dado modo de exercício. Assim a seleção do tipo de exercício e protocolo deve ser julgada principalmente pela facilidade de aplicação e a disponibilidade de padrões normais, JONES *et al.*(1989)

A variação das curvas de potência em função do tipo de exercício para uma dada população pode ser vista nos estudos de WILKIE (1960), onde é possível verificar a maior produção de potência em exercícios que utilizam os membros inferiores. Este talvez seja um dos fatores que podem ter contribuído para o grande sucesso alcançado pelas bicicletas. Quanto a influência das características individuais para realizar um dado exercício, podemos constatar em NONWEILER (1958), que quanto melhor treinado o indivíduo maiores valores de produção de potência ele atingirá. WILKIE (1960) comprova que os atletas campeões produzem entre 20 e 30% mais potência que pessoas saudáveis, porém não atletas.

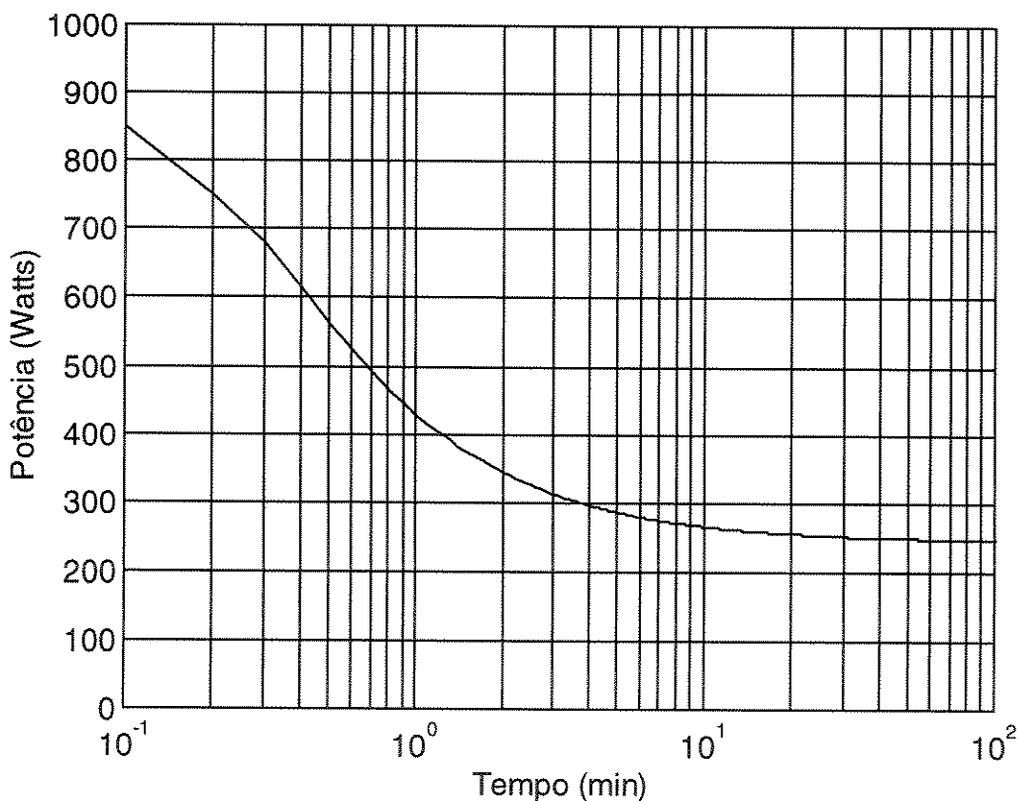


Figura 2.5 - Gráfico típico de máxima produção de potência mecânica pelo homem em função do tempo

A forma das curvas de potência vs. tempo são sempre similares a da FIG(2.5), sendo que esta curva particularmente foi obtida a partir de dados levantados por WILKIE (1960) em indivíduos testados em bicicletas ergométricas. Analisando esta curva, podemos inicialmente interpreta-la como se um indivíduo que apresentasse estas características pudesse desenvolver uma potência de aproximadamente 750 Watts por 0,2 minuto (12 segundos), caindo para cerca de 450 Watts depois de 0,9 minuto (54 segundos) do início do exercício e mantendo-se por volta de 270 Watts a partir de 10 minutos. Contudo isto não é o que realmente acontece. Se tal indivíduo desenvolver uma potência constante de 750 Watts 0,2 minuto, ele terá atingido a exaustão e não será capaz de prosseguir com o exercício sem um intervalo de descanso. O mesmo raciocínio vale para qualquer potência. Por exemplo, uma potência constante de 450 Watts pode ser mantida por 0,9 minuto (54 segundos) e nada mais poderá ser realizado sem que antes o indivíduo possa recuperar suas energias. Por isso, testes para obtenção deste tipo de curva demoram vários dias.

Pequenas variações para obtenção de curvas de potência vs tempo podem ser encontrada em trabalhos como os de HARMAN *et al.*(1987), GLESSER e VOGEL (1973).

Para desenvolver e validar um modelo matemático de relacionamento entre tempo de resistência e produção de potência, HARMAN *et al.*(1987) testou 15 pessoas numa bicicleta ergométrica instrumentada, em frequência de pedalar constante de 60 rpm. Em dias subsequentes as pessoas foram testadas para várias porcentagens de potência máxima. Aqui convém ressaltar que foi definida como potência máxima, a maior potência que uma pessoa pode gerar em 1 segundo, e não a intensidade de exercício que consome a máxima captação de oxigênio, a qual é usualmente menos de um terço da potência máxima referida acima, chegando a uma equação do tipo:

$$T = a(P_{sc})^b \quad (2.6)$$

sendo:

$T$  - Tempo de resistência (min)

$a, b$  - Constantes selecionadas por um programa apropriado

$P_{sc}$  - um valor de potência calculado em relação a potência máxima que o indivíduo pode desenvolver

GLESSER e VOGEL (1973) relatam que, *capacidade de resistência* é um conceito que os fisiologistas do exercício frequentemente empregam, mas que tem uma definição um tanto quanto vaga. Geralmente é usado como sinônimo de *tempo de resistência*, isto é, o máximo intervalo de tempo que um indivíduo pode trabalhar ou exercitar-se numa dada intensidade. Idealmente o termo *capacidade de resistência* deveria referir-se a uma capacidade individual para fazer exercício prolongado em qualquer intensidade. Assim sendo, foi sugerido que uma capacidade de resistência individual para fazer prolongado trabalho deva ser definida como uma curva de seu tempo de resistência vs. intensidade de exercício, pela seguinte equação:

$$\text{Log}(t) = A L_r + B \quad (2.7)$$

sendo:

$L_r$  a carga de exercício dividida pelo  $\dot{V}O_{2\max}$

$A$  e  $B$  são parâmetros suficientes para descrever uma capacidade de resistência individual, isto é, sua capacidade de sustentar o exercício por um tempo prolongado numa dada carga. O valor destes parâmetros são encontrados empiricamente e podem ser usados para comparar a capacidade de resistência de diferentes indivíduos ou os mesmos indivíduos, antes e após treinamento.

Durante estes testes foi permitido aos indivíduos testados, pedalar em qualquer frequência entre 40 e 80 rpm. Contudo, geralmente eles a mantiveram muito próxima de 60 rpm.

Já JONES *et al.*(1989), adotaram uma abordagem diferente. Em seu trabalho, quantificaram a influência da idade, e estatura de um grupo de pessoa (1071 - 732 homens e 339 mulheres) na produção de potência, utilizando bicicleta ergométrica, onde as pessoas tinham que manter uma frequência de pedalar de 60 rpm. O teste era iniciado com uma produção de potência de 16.3 Watts (100 kpm/min) e a cada 1 minuto a potência era aumentada de 16.3 Watts (100 kpm/min), até o ponto em que a pessoa não mais suportasse o esforço. Comparando os dados experimentais com seu modelo matemático, constataram que os resultados foram satisfatórios, tendo como resultado final as seguintes equações:

$$\text{Homens} \quad W_{\text{cap}} = 1506 Ht^{2.70} \text{Age}^{-0.46} \quad (2.8)$$

$$\text{Mulheres} \quad W_{\text{cap}} = 969 Ht^{2.80} \text{Age}^{-0.43} \quad (2.9)$$

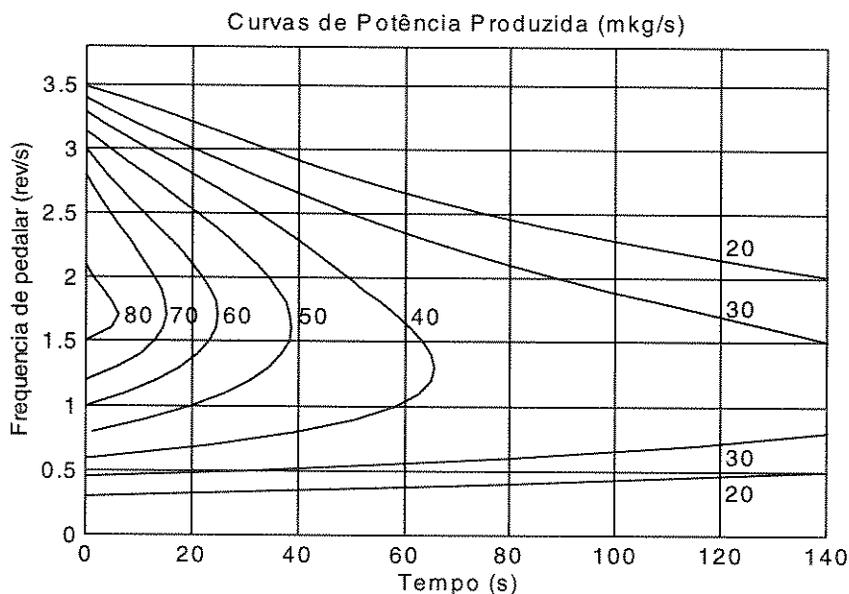
sendo:

$W_{\text{cap}}$  - máxima capacidade de exercício (Kpm/min) - (100Kpm/min=16,3 Watts)

$Ht$  - altura (metros)

$\text{Age}$  - idade

Um trabalho interessante onde além do tempo e potência produzida é levado em consideração a frequência de pedalar foi desenvolvido por Ursinus e apresentado por REAN (1977) FIG(2.6). Estas curvas serviram como base no início deste trabalho, pois desejava-se incluir a variável frequência de pedalar no estudo. Contudo, com o desenvolvimento do mesmo, optou-se por uma mudança de estratégia, dando preferência ao estudo desenvolvido por SEABURY (1977) e apresentado na FIG(2.7), no qual para uma dada potência constante determina-se em função de frequências de pedalar a energia gasta pelo indivíduo. O ideal, contudo, seria relacionar as quatro variáveis (tempo, potência produzida, energia consumida, e frequência de pedalar). Porém, seria necessário obter curvas como as feitas por Ursinus e apresentadas por REAN(1977) para intervalos de tempo maiores.



**Figura 2.6** - Curvas de máxima produção de potência mecânica em função do tempo e da frequência de pedalar

## 2.11 Estudos biomecânicos sobre o ciclismo

O ciclismo tem recebido atenção de muitas pesquisas biomecânicas, as quais são classificadas por YOSHIHUKU e HERZOG (1990) basicamente em três categorias:

Na primeira categoria parâmetros de projeto da bicicleta são mudados sistematicamente para maximizar a eficiência<sup>8</sup> a qual, neste caso, foi definida como a razão entre a potência mecânica produzida e o custo metabólico correspondente. Nesta categoria podemos citar NORDEEN (1977) que quantificou a variação do oxigênio consumido em função da altura do banco. Já SEABURY *et al.*(1977), COST e WELCH (1985), investigaram a relação entre a frequência de pedalar e a potência produzida, no consumo de oxigênio pelo ciclista durante o exercício, e conseqüentemente estimaram a energia consumida pelo mesmo. Tal estudo é de grande importância no ciclismo, uma vez que é o único entre os esportes de potência humana em que os praticantes podem alcançar a mesma velocidade, apesar das diferentes frequências de movimento dos membros inferiores (pernas), graças ao sistema de transmissão.

Na segunda categoria, alguns parâmetros são estudados associados ou isoladamente, e são otimizados com o objetivo de maximizar o desempenho. REDFIELD e HULL(1986) escolheram minimizar a força nos pedais variando a geometria do sistema de transmissão de potência e a frequência de pedalar. DAL MONTE *et al.*(1987) estudaram a melhor posição do ciclista na bicicleta e, conseqüentemente o projeto de bicicletas que minimizassem as resistências (do ar e do rolamento) durante o ciclismo.

Na terceira categoria a produção de potência foi maximizada para curtos intervalos de tempo. HARRISON (1970) projetou uma bicicleta ergonômica que maximizava a produção de potência, atendo-se às propriedades mecânicas dos músculos e a geometria e cinemática do movimento de entrada (movimento central - coroa-pedal). Ele usou pedais de 7 e 8 polegadas, e coroas circular e elíptica. Contudo, nenhuma diferença significativa na produção de potência foi encontrada, tanto variando o tipo da coroa quanto o comprimento do pedal na faixa estudada. A máxima potência média conseguida para 6 segundo de exercício foi de aproximadamente 800 Watts (1.1 HP).

---

<sup>8</sup> Consultar BURKE(1986) Capítulo 4 p.78 para comparar os diferentes métodos do cálculo de eficiência

No ciclismo competitivo a produção de potência é considerado o fator principal no desempenho, sendo mais importante do que a eficiência como definida acima. Os parâmetros de projeto de uma bicicleta que influenciam a produção de potência são relação de transmissão, altura do banco, posição do volante e comprimento do pedal. Todos eles formam estudados direta ou indiretamente pelos pesquisadores acima citados. Assim YOSHIHUKU e HERZOG (1990) propõem valores ótimos para o comprimento do pedal, posição (inclinação) do ciclista, altura do banco, além é claro da frequência de pedalar.

## 2.12 A frequência ótima de pedalar

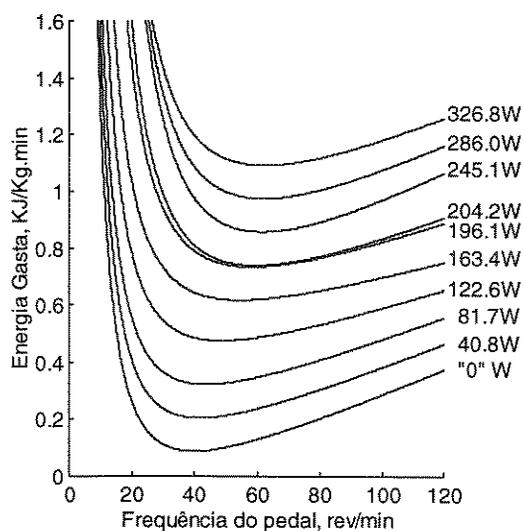
Muitos autores tem advogado a existência de uma frequência ótima de pedalar, definida aqui como a frequência que consome a menor energia do corpo. Porém, há muito desacordo de qual é está frequência ótima, em função dos muitos fatores envolvidos.

Um dos primeiros estudos realizados para observar o efeito da frequência de pedalar e da carga aplicada nos pedais no consumo de energia pelo corpo, foi realizado por DICKINSON (1929), dando uma frequência de 33 rpm como ótima. Já GARRY e WISHART (1931) realizando testes neles mesmos, concluíram que a frequência ótima era 52 rpm. Tais estudos foram realizados com não-ciclistas desenvolvendo relativamente baixas potências.

Em estudos realizados com ciclistas corredores, utilizando suas próprias bicicletas de corrida e desenvolvendo potências médias de 330 Watts, HAGBERG *et al.*(1981) encontrou um valor médio de 91 rpm como sendo a frequência ótima de pedalar. Este valor é realmente muito próximo do manifestado pela maioria dos ciclistas corredores. Outro grupo de autores, SEABURY *et. al.*(1977), FIG(2.7) e TAB(2.1), COAST e WELCH (1985), descobriram que não existe uma frequência ótima de pedalar, mas sim várias, isto porque a frequência de pedalar ótima aumenta em função da potência produzida.

Estas diferenças encontradas quanto a frequência de pedalar ótima tem algumas explicações. Os ciclistas competitivos treinam utilizando altas frequências de pedalar, sendo esperado um desempenho melhor com estas frequências. Uma explicação adicional pode ser atribuída ao uso da bicicletas ergométrica em muitos testes. Nas bicicletas de corrida o conjunto de transmissão e as rodas são mais leves, conseqüentemente possuem uma baixa

inércia, ou seja, é mais fácil colocar o conjunto em movimento. De acordo com SEABURY *et al.*(1977), se bicicletas de corrida fossem utilizadas ao invés de bicicletas ergométricas em seus testes, possivelmente as mais eficientes frequências de pedalar alcançadas seriam maiores. PATTERSON *et al.*(1983) numa medida simultânea do consumo de O<sub>2</sub> e das forças aplicadas no pedal concluiu que o mínimo consumo de O<sub>2</sub> ocorre entre 50 e 60 rpm, sendo que ele estudou também a influência do peso da roda da ergométrica. Outro fator de discrepância nos resultados encontrados na literatura a respeito da relação entre a frequência ótima de pedalar, a carga de trabalho e a eficiência pode ser atribuída aos diferentes métodos do cálculo da eficiência<sup>9</sup>. Já SUZUKI (1979), foi um dos pioneiros a estudar o relacionamento entre a composição das fibras musculares e a eficiência no pedalar. Seus resultados sustentam a hipótese que a mais eficiente frequência de pedalar pode ser influenciada pela composição do tipo de fibras, pois as fibras de contração lenta e de contração rápida diferem com respeito as características mecânicas e metabólicas, ver seção 2.8.



**Figura 2.7** - Energia Bruta consumida em função da frequência de pedalar para 10 valores de potência constante

**Tabela 2.1** - Frequência de pedalar ótima para cada valor de potência

Potência (Watts)	Frequência Ótima (rev/min)
0	39.7
40.8	41.6
81.7	43.5
122.6	48.3
163.4	54.2
196.1	58.0
204.2	59.0
245.1	61.3
286.0	61.6
326.8	62.0

<sup>9</sup> Consultar BURKE(1986) Capítulo 4 p.78 para comparar os diferentes métodos do cálculo de eficiência

### 2.13 Comentários

A capacidade anaeróbica é importante para a realização dos exercícios de curta duração. Já os exercícios prolongados, dependem mais da potência aeróbica máxima (máx  $\dot{V}O_2$  ou  $\dot{V}O_{2max}$ ), que é definida como a máxima velocidade com que o oxigênio pode ser utilizado (consumido) durante o processo metabólico aeróbico.

As curvas de potência em função do tempo, são na realidade curvas da máxima potência aplicável durante um determinado tempo de atuação. As altas potências obtidas em curtos intervalos de tempo, são possíveis graças a energia proveniente do metabolismo anaeróbico. Contudo, a quantidade de energia proveniente deste sistema é limitada e tem a desvantagem de produzir ácido lático como subproduto das reações, o qual leva o indivíduo a exaustão em pouco tempo. Já as baixas potências são supridas, com exceção do início do exercício, pelo sistema aeróbico. Exercícios que utilizam predominantemente o sistema aeróbico podem ser mantidos por longos intervalos de tempo.

## Capítulo 3

### Modelagem Teórica do Sistema

#### 3.1 Introdução

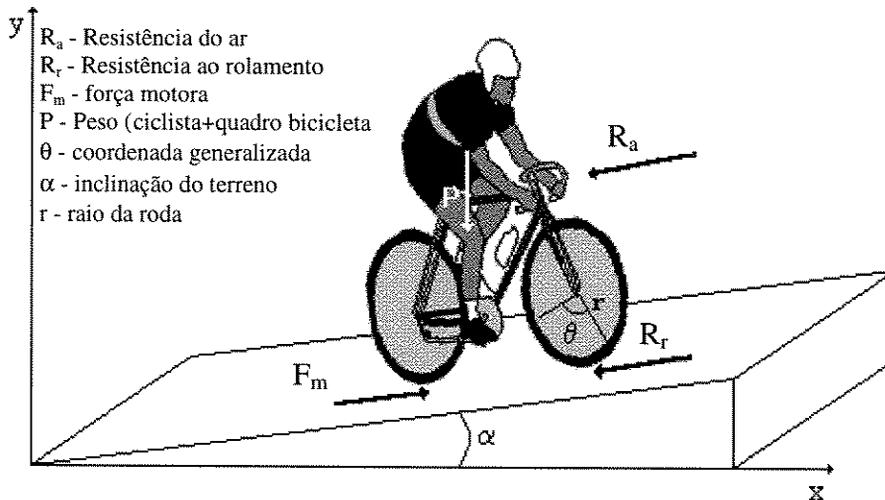
Existem diferentes métodos em mecânica para resolver o mesmo problema, todos levam ao mesmo resultado, contudo, o trabalho que é dispendido varia consideravelmente de método para método em função do tipo de problema.

O comportamento dinâmicos de veículos, pode ser adequadamente descrito pelas leis de Newtons do Movimento ou por uma de suas várias formas.

Dentre estas formas destacam-se: (1) As equações de Newton-Euler, baseadas nas equações de Newton para o movimento de translação e nas equações de Euler para o movimento de rotação do sistema. Juntas elas descrevem o equilíbrio de forças no sistema e resultam em equações vetoriais. (2) As equações de Lagrange, descritas por um balanço de energia dentro do sistema em termos de suas coordenadas generalizadas e suas derivadas, resultam em equações escalares. Uma das vantagens das equações de Lagrange, é que as equações de movimento são derivadas do mesmo modo para qualquer conjunto de coordenadas, acelerações não tem que ser determinadas, e algumas dificuldades com sinais algébricos são eliminados. Por esse motivo, escolheu-se modelar o sistema utilizando as equações de Lagrange neste trabalho.

### 3.2 Esquema do Sistema em Estudo

A FIG(3.1), representa as forças agindo num sistema ciclista + bicicleta.



**Figura 3.1** - Forças agindo no sistema ciclista + bicicleta

Para resolução do problema adotou-se algumas considerações:

- 1.) O Ciclista+Quadro da Bicicleta foi considerado como um corpo rígido de inércia equivalente;
- 2.) Não foi adotado nenhum torque de frenagem, pois o escopo do trabalho era a verificação do desempenho máximo do sistema sem limitações;
- 3.) Não foram considerados movimentos laterais no sistema, assim sendo o sistema possui um grau de liberdade (desde que seja considerada a condição de contato com o solo).

### 3.3 Modelo Lagrangeano

As equações diferenciais que descrevem o movimento de um sistema dinâmico com  $n$  graus de liberdade pode ser escrito na forma das equações de Lagrange como:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_k} \right) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (3.1)$$

Para o caso em que há  $p$  forças  $F$ , agindo no sistema a equação toma a forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_k} \right) = Q_k \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (3.2)$$

sendo:

$$Q_k = \sum_{j=1}^p F_j \frac{\partial s_j}{\partial q_k} \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (3.3)$$

$$s_j = s_j(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \quad (3.4)$$

Assumindo que todas as forças deriváveis da função potencial  $V$  são consideradas no Lagrangeano  $L$ , e que  $V$  não depende explicitamente do tempo, as forças não potenciais são representadas por  $Q_k$  e coincidem com as forças não conservativa associada a coordenada generalizada  $q_k$ . As forças não conservativas (dissipativa) incluem todo e qualquer tipo de força que dissipa energia do sistema, quando o movimento acontece. A perda de energia é usualmente explicada pela formação de calor. Frequentemente, acontece na prática que a magnitude da força  $F$ , pode ser bem representada sobre certos intervalos de velocidade por:

$$F_d = a v^n \quad (3.5)$$

Este é um tipo importante e bastante geral, mas não o único, de força dissipativa.

Ao sistema Ciclista+Bicicleta, acrescentou-se um sistema de Transmissão. Fazendo-se uso das Equações de Lagrange, obteve-se a Equação de Movimento do sistema como segue.

### 3.3.1 Energia cinética do Sistema (T)

Por conveniência o sistema foi dividido em partes para facilitar o cálculo.

#### a) Ciclista + Quadro da Bicicleta (c+q)

$$T_{(c+q)} = \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} \dot{x}^2 \right) + \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} \dot{y}^2 \right) \quad (3.6)$$

sendo:

$$x = x(r, \theta) = r \theta \cos(\alpha) \rightarrow \dot{x} = r \dot{\theta} \cos(\alpha) \quad (3.7)$$

$$y = y(r, \theta) = r \theta \sin(\alpha) \rightarrow \dot{y} = r \dot{\theta} \sin(\alpha) \quad (3.8)$$

Substituindo (3.7) e (3.8) em (3.6),

$$T_{(c+q)} = \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} r^2 \dot{\theta}^2 \cos^2(\alpha) \right) + \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} r^2 \dot{\theta}^2 \sin^2(\alpha) \right) \quad (3.9)$$

$$T_{(c+q)} = \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} r^2 \dot{\theta}^2 \right) \quad (3.10)$$

#### b) Roda Traseira (rt)

$$T_{rt} = \left[ \frac{1}{2} (I_{rt} \dot{\theta}^2 + m_{rt} r^2 \dot{\theta}^2) \right] \quad (3.11)$$

#### c) Roda Dianteira (rd)

$$T_{rd} = \left[ \frac{1}{2} (I_{rd} \dot{\theta}^2 + m_{rd} r^2 \dot{\theta}^2) \right] \quad (3.12)$$

#### d) Energia Cinética Total do Sistema

A Energia cinética total do sistema é dada por:

$$T_{total} = T_{(q+c)} + T_{rt} + T_{rd} \quad (3.13)$$

Substituindo (3.10), (3.11) e (3.12) em (3.13)

$$T_{\text{total}} = \left( \frac{1}{2} m_{(c+q)} r^2 \dot{\theta}^2 \right) + \left[ \frac{1}{2} (I_{rt} \dot{\theta}^2 + m_{rt} r^2 \dot{\theta}^2) \right] + \left[ \frac{1}{2} (I_{rd} \dot{\theta}^2 + m_{rd} r^2 \dot{\theta}^2) \right] \quad (3.14)$$

$$T_{\text{total}} = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \left[ (m_{(c+q)} + m_{rt} + m_{rd}) r^2 + I_{rt} + I_{rd} \right] \quad (3.15)$$

$$T_{\text{total}} = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \left[ (m_{\text{total}}) r^2 + I_{rt} + I_{rd} \right] \quad (3.16)$$

$$T_{\text{total}} = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 A \quad (3.17)$$

sendo:

$$A = \left[ (m_{\text{total}}) r^2 + I_{rt} + I_{rd} \right] = \text{constante}$$

### 3.3.2 Energia Potencial do Sistema (V)

A energia Potencial Total do Sistema é dado por:

$$V_{\text{total}} = m_{\text{total}} g r \theta \sin(\alpha) \quad (3.18)$$

$$V_{\text{total}} = B \theta \sin(\alpha) \quad (3.19)$$

onde:  $B = m_{\text{total}} g r = \text{constante}$

### 3.3.3 Forças não conservativas (dissipativas)

As forças não conservativas relacionadas ao sistema, FIG(3.1), são representadas pela resistência ao rolamento,  $R_r$ , resistência do ar,  $R_a$ , e a força motora do sistema,  $F_m$ .

### 3.3.3.1 Resistência ao Rolamento ( $R_r$ ) - (Força de fricção ou atrito seco)

A resistência ao rolamento deve-se: às deformações dos pneus e da pista; ao atrito dos mancais e ao atrito dos pneus sobre a pista; à adesão dos pneus à pista e a às irregularidades da pista. Destes, as deformações dos pneus e da pista representam o fator de maior influência.

A EQ(3.5) para  $n=0$  e  $a$  sendo uma função das propriedades elásticas e plásticas dos materiais em contato, do raio da roda e da aspereza das superfícies, representa a força de resistência ao rolamento. Se ambas as superfícies estão em movimento a força de fricção de cada uma é oposta em direção a velocidade daquela superfície relativa a outra.

Segundo WHITT (1971) os dados experimentais dos trabalhos de Sharp, Chandler, Judge, Kempe, e do próprio Whitt, demonstram que a resistência ao rolamento depende substancialmente da pressão dos pneus. Assumindo que pneus leves de  $1\frac{1}{4}$  ou  $1\frac{3}{8}$  de secção transversal são usados em rodas de 26 in. de diâmetro, rodando em superfícies de concreto liso ou pistas pavimentadas, a resistência ao rolamento é dada pela EQ(3.20). Rodas de menor diâmetro aumentam a resistência ao rolamento na proporção inversa.

$$R_r = 0.005 + \left( \frac{0.15}{\text{pressão nos pneus (lbf / in}^2\text{)}} \right) \quad (3.20)$$

sendo:  $R_r$  dada em lb. força por lb. peso

1 pound (lb.) = 0.454 (Kg)

PRAMPERO *et al.* (1979) encontrou um valor de 3.2 N para a força de resistência ao rolamento. Seus testes, foram realizados no autódromo de Monza, utilizando pressão nos pneus entre 60 e 80 N/cm<sup>2</sup>, bicicleta de 7 kg e ciclistas de massa 60 e 66 kg respectivamente. Típicas resistências ao rolamento, variam de menos de  $\frac{1}{2}$  lb. (2.27 N), para bons pneus tubulares de corrida (sew-ups) até acima de 2 lb. (9.08 N), para pneus "balão"<sup>1</sup>. Quase não existem dados atuais disponíveis mostrando a influência da superfície de contato na

<sup>1</sup> Consultar BURKER(1987), Capítulo 6, p.134 para comparar resistência de diferentes tipos de pneus.

resistência ao rolamento, já que tal resistência é uma pequena parcela da resistência total de arrasto no movimento da bicicleta, e difícil de ser medida.

Neste trabalho adotou-se um valor de 4.2N, para a resistência ao rolamento.

### 3.3.3.2 Resistência do ar ( $R_a$ )

Quando a força num objeto varia com a primeira potência da velocidade e é oposta a direção do movimento, ela é chamada de força viscosa. A força de arrasto de um objeto movendo-se lentamente através de um fluido é um exemplo de força viscosa, ou seja  $n=1$  na EQ(3.5).

Contudo, a força de penetração nos fluídos para médias e altas velocidades não é uma simples força viscosa, embora possa ser possível representa-la pelo menos sobre um limitado intervalo pela EQ(3.5). Em certos casos  $n$  pode ser consideravelmente maior do que 1.

Experiências mostraram que diferentes experimentos numa série de corpos geometricamente similares, são dinamicamente similares apenas se uma especial combinação das quantidades comprimento (L), velocidade (S), densidade (D) e viscosidade (V) tem exatamente o mesmo valor numérico nos diferentes experimentos. Esta combinação recebe o nome de número de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{\text{Força Inercia}}{\text{Força Viscosa}} = \frac{DSL}{V} \quad (3.21)$$

Logo, um número de Reynolds muito baixo ( $10^3$ ) significa um comportamento altamente viscoso, mesmo que o fluido possa ter baixa viscosidade, enquanto um número de Reynolds muito alto ( $10^3$ ) significa um comportamento pouco viscoso, mesmo que o fluido possa ser extremamente viscoso.

Sir George Stokes, usando o postulado que as forças inerciais são completamente negligenciadas, para um número de Reynolds muito baixo, derivou matematicamente a

fórmula para calcular a força de arrasto de um objeto EQ(3.22), sendo que o valor da constante depende da forma do objeto. Esta equação é equivalente a EQ(3.5) quando  $n=1$ .

$$\text{Força de arrasto} = \text{Constante} * \text{Velocidade} * \text{Viscosidade} * \text{Comprimento} \quad (3.22)$$

Quando o número de Reynolds é muito baixo, as forças viscosas tem influência muito grande na configuração do escoamento. O fluido é deformado pelo movimento do corpo no seu seio, e a resistência é causada principalmente pelas forças necessárias a deformação do meio. Aparece no fluido um campo de tensões de cisalhamento que se estende às partículas fluídas distantes do corpo, causando acelerações numa grande porção de massa fluída. No corpo, a resistência total não é apenas aquela que resulta da distribuição de tensões normais e tensões de cisalhamento sobre a sua superfície. Ela resulta sim da distribuição total de tensões de cisalhamento sobre toda a região de fluido deformada. Neste caso, a resistência é chamada *resistência de deformação*.

Já para um número de Reynolds alto, não existe uma simples e precisa lei de arrasto. A melhor é uma aproximação experimental da lei de arrasto, que tem infelizmente notáveis exceções.

$$\text{Força de arrasto} = \text{Constante} * (\text{Velocidade})^2 * \text{Densidade} * (\text{Comprimento})^2 \quad (3.23)$$

Para número de Reynolds muito alto, a conclusão lógica parece ser que a influência da viscosidade na resistência ao arrasto pode ser completamente desprezada sendo tal resistência dependentemente unicamente de efeitos de distribuição de tensões normais. Todavia, a viscosidade tem um papel importante. A primeira consequência da viscosidade é direta, ou seja, embora a ação de deformação a altos números de Reynolds, se restrinja a uma fina camada ao redor do corpo (camada limite), nesta região as variações de velocidade são tão intensas que mesmo no caso de viscosidade pequena resultam tensões de cisalhamento consideráveis, responsáveis por uma parte da resistência. Fala-se então de *resistência viscosa superficial*.

A segunda consequência da viscosidade também resulta do aparecimento da camada limite; dependendo da forma do corpo pode ocorrer o deslocamento da camada limite, com a

formação de turbilhões e de uma esteira, onde a pressão sobre o corpo é menor do que a que existiria se não ocorresse tal fenômeno. Daí a força decorrente da distribuição de pressões não será mais nula; aparece uma força oposta ao movimento. Como o deslocamento depende da forma do corpo, esta parte da resistência é conhecida como *resistência de pressão* ou *resistência de forma*.

A não ser para casos de escoamento a número de Reynolds extremamente baixos, a força de arrasto pode ser considerada como composta em duas partes, a viscosa superficial e a de forma. Porém, tal divisão é difícil de ser feita na prática e a resistência é expressa na forma da EQ(3.24), sendo a força de arrasto para o nosso caso particularmente chamada de resistência do ar,  $R_a$ , e as variáveis  $\rho$ ,  $A_r$  e  $v$ , representam respectivamente a densidade do ar, a área frontal ao deslocamento e a velocidade de deslocamento.

$$R_a = \frac{1}{2} C \rho A_r v^2 \quad (3.24)$$

Quanto ao fator  $C$ , experiências demonstram que ele depende da velocidade e também do volume do corpo. Ao associarmos o volume do corpo a uma dimensão característica  $L$ , a dependência de  $C$  ao volume e à velocidade,  $S$ , fica automaticamente associada ao produto  $S*L$ . Por outro lado, a influência do fluido é caracterizada pela viscosidade cinemática  $\nu$ . O volume do corpo, sua velocidade e o meio são convenientemente associados ao número de Reynolds,  $SL/\nu$ , que é uma outra forma de escrever a EQ(3.21). Sabendo que garantida a semelhança geométrica, a semelhança dinâmica entre dois escoamentos estará garantida pelo número de Reynolds, conclui-se que:

$$C = f(\text{geometria, Re}) \quad (3.25)$$

Segundo Whitt (1971), num detalhado exame das informações disponíveis na literatura em experimentos em túnel de vento para determinar a resistência do ar, constatou que a mais simples e apropriada correlação entre as principais variáveis é expressa pela equação:

$$R_a = 0.023 A_r v^2 \quad (3.26)$$

Sendo,  $R_a$  dado em lb.força,  $A_r$  em pés quadrados e  $v$  em milhas por hora. Assumindo que as condições atmosféricas são tais que a densidade do ar é 0.0765 lb. por pés cúbicos, a constante,  $C$ , da EQ(3.24) tem um valor próximo daquele que deveria ser aplicável a veículos com "square ended" (traseira reta), como caminhões e locomotivas. Carros são associados com constantes de menor valor. Para bicicletas concluí-se que os valores são ainda menores.

PRAMPERO *et al.*(1979), sabendo que o número de Reynolds é praticamente constante na faixa de velocidade utilizada no ciclismo, PUGH(1970), adotou um valor constante para postura do ciclista na bicicleta e para a densidade do ar, chegando a seguinte equação:

$$\frac{1}{2} C A_r \rho = 0.2 = k \tag{3.27}$$

Substituindo (3.27) em (3.24) temos:

$$R_a = k v^2 = 0.2 v^2 \tag{3.28}$$

Sendo a EQ(3.28), utilizada no trabalho para representar a resistência do ar.

### 3.3.3.3 FORÇA MOTORA ( $F_m$ )

A força motora  $F_m$  está diretamente relacionada com a força aplicada nos pedais pelo ciclista, como pode-se observar na figura abaixo.

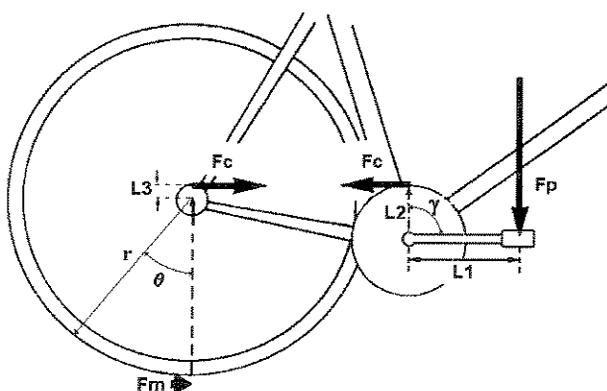


Figura 3.2 - Relação entre a força aplicada no pedal e a componente horizontal da força na roda traseira

Da FIG(3.2) temos:

$$F_c l_2 = F_p l_1 \rightarrow F_c = \frac{F_p l_1}{l_2} \quad (3.29)$$

$$F_m r = F_c l_3 \rightarrow F_m = \frac{F_c l_3}{r} \quad (3.30)$$

Substituindo (3.29) em (3.30)

$$F_m = F_p \left( \frac{l_1 l_3}{l_2 r} \right) \quad (3.31)$$

Chamando,  $l_3/l_2 = rt =$  relação de transmissão

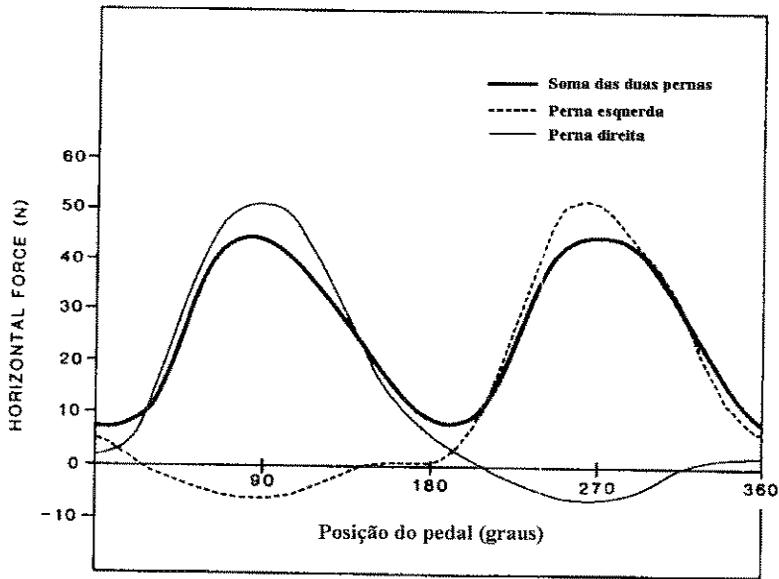
$$F_m = F_p \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) \quad (3.32)$$

Deve-se salientar que nas transmissões escalonadas,  $l_3$  e  $l_2$  devem variar para ocorrer a mudança na relação de transmissão. Já, nas CVT's (Continuously Variable Transmission),  $l_3$  e  $l_2$  são fixos e representam o parâmetro denominado *redução secundária* que fixa a faixa de trabalho da transmissão, ver seção 4.2 e 5.3.

Na prática, ocorrem perdas durante a transmissão da força nos pedais para a roda, EQ(3.32). Num sistema de correntes as perdas estão entre 3 e 5%, desde que, a mesma esteja em boas condições de uso e perfeitamente alinhada, coisa que nem sempre acontece na prática, principalmente em bicicletas com câmbios acoplados. Por isso, inseriu-se o fator eficiência ( $ef$ ) na respectiva equação.

$$F_m = F_p \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) ef \quad (3.33)$$

Neste trabalho adotou-se uma eficiência de 95% tanto para as CVT's, quanto para as transmissões escalonadas. Isto é justificado, mesmo sabendo que a eficiência da CVT é menor do que a transmissão escalonada, pelo fato da corrente na bicicleta utilizando CVT ficar sempre posicionada no seu ponto ótimo, ao passo que nas bicicletas com transmissões escalonadas, ela trabalhar fora deste ponto boa parte do tempo. Assim, no geral elas podem ser consideradas equivalentes quanto a eficiência global.



**Figura 3.3** - Força horizontal na roda traseira representada pela linha sólida mais espessa, plotada contra o ângulo do pedal, utilizando raio da roda=35 cm, comprimento do pedal=17cm e relação de transmissão = 0.225

A FIG(3.3) representa o comportamento da força na roda traseira, e conseqüentemente da força nos pedais, em função da posição angular dos pedais para uma dada potência constante. Como pode-se notar, as pernas direita e esquerda realizam forças similares, contudo defasadas de cerca de 180 graus. Julgou-se então conveniente representar a força resultante como uma senóide da forma:

$$F_p(\gamma) = C_1 + C_2 \sin(2\gamma - \text{fase}) \tag{3.34}$$

sendo:

$$C_1 = \frac{\text{Potência\_fornecida}}{\text{Frequência\_pedal} * \text{Comprimento\_pedal} * 2 * \pi} \tag{3.35}$$

$$C_2 = \frac{C_1}{2 * \pi} \quad (3.36)$$

O valor de  $C_2$ , EQ(3.36), está baseado nos estudos de SODEN e ADEYEFA (1979).

Contudo, na maior parte do tempo, o ciclista não sente esta variação em virtude da inércia do sistema. Apenas quando as forças resistivas são grandes, assim como na subida de uma rampa, a variação da força nos pedais e conseqüentemente da velocidade da bicicleta durante um ciclo de pedalar é sentida pelo ciclista.

Sabendo que a velocidade linear de qualquer ponto da corrente é a mesma, é possível relacionar os ângulos  $\theta$  e  $\gamma$ , FIG(3.2) como segue:

$$\dot{\gamma} l_2 = \dot{\theta} l_3 \quad (3.37)$$

Integrando cada parte da equação e lembrando que  $l_2$  e  $l_3$  são constantes,

$$\gamma l_2 + cte_1 = \theta l_3 + cte_2 \quad (3.38)$$

$$\gamma = \left( \frac{\theta l_3 + cte_2 - cte_1}{l_2} \right) \quad (3.39)$$

$$\gamma = \theta r t - cte \quad (\text{se } \gamma \text{ e } \theta \text{ iniciam movimento em } 0^\circ, cte=0) \quad (3.40)$$

Portanto, substituindo (3.40) em (3.34)

$$F_p(\theta) = C_1 + C_2 \sin(2 r t \theta - \frac{\pi}{2}) \quad (3.41)$$

Substituindo (3.41) em (3.33), tem-se a variação da força na roda traseira em função da posição angular da roda.

$$F_m = \left[ \left[ C_1 + C_2 \sin\left(2rt\theta - \frac{\pi}{2}\right) \right] \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) ef \right] \quad (3.42)$$

### 3.3.3.4 Força Dissipativa Resultante ( $F_r$ )

Pode-se trabalhar com uma força resultante do sistema, dada por:

$$F_r = F_m - R_a - R_r \quad (3.43)$$

Substituindo (3.42) e (3.28) em (3.43):

$$F_r = \left[ \left[ \left( C_1 + C_2 \sin\left(2rt\theta - \frac{\pi}{2}\right) \right) \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) ef \right] - (0.2 v^2) - (R_r) \right] \quad (3.44)$$

sendo  $v = \dot{\theta} r$

$$F_r = \left[ \left[ \left( C_1 + C_2 \sin\left(2rt\theta - \frac{\pi}{2}\right) \right) \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) ef \right] - (0.2 \dot{\theta}^2 r^2) - (R_r) \right] \quad (3.45)$$

## 3.4 Equação de movimento do Sistema

Como o sistema possui um grau de liberdade,  $k=1$  na EQ(3.2), portanto somente uma coordenada generaliza é suficiente para descrevê-lo. Escolheu-se a posição angular da roda como tal coordenada (ângulo  $\theta$ ).

Sendo:

$$L = T - V \quad (3.46)$$

Substituindo (3.17) e (3.19) em (3.46)

$$L = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 A + B \theta \sin(\alpha) \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = A \dot{\theta} \rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) = A \ddot{\theta} \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = B \sin(\alpha) \quad (3.49)$$

Sabendo que todas as forças dissipativas do sistema estão embutidas em  $F_r$ , portanto  $p$  da EQ(3.3) é igual a um. O deslocamento virtual do sistema é dado por:

$$\partial s = r \partial \theta \rightarrow \frac{\partial s}{\partial \theta} = r \quad (3.50)$$

Substituindo (3.45) e (3.50) em (3.3)

$$Q = \left[ \left( \left( C_1 + C_2 \sin\left(2rt\theta - \frac{\pi}{2}\right) \right) \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) \text{ef} \right) - (0.2 \dot{\theta}^2 r^2) - (R_r) \right] r \quad (3.51)$$

Finalmente, substituindo (3.48), (3.49) e (3.51) em (3.2), tem-se a equação de movimento do sistema:

$$A \ddot{\theta} - B \sin(\alpha) = \left[ \left( \left( C_1 + C_2 \sin\left(2rt\theta - \frac{\pi}{2}\right) \right) l_1 rt \text{ef} \right) - (0.2 \dot{\theta} r^3) - (R_r r) \right] \quad (3.52)$$

A EQ(3.52), foi simulada, em três tipos de percursos e dois valores constantes de potência, e os resultados obtidos são apresentados no capítulo 4.

### 3.5 Fluxograma e diagrama de bloco do programa de simulação

#### a) Fluxograma

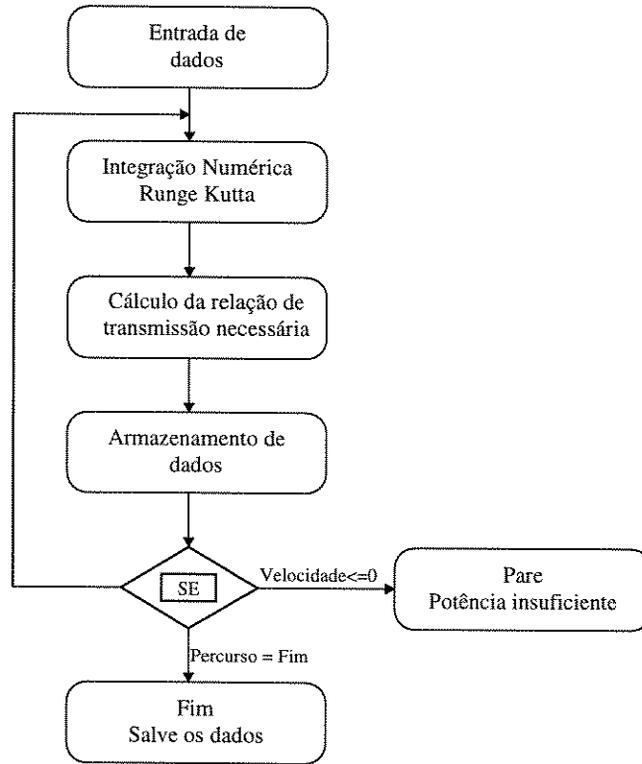


Figura 3.4 - Fluxograma do programa de simulação da equação de movimento

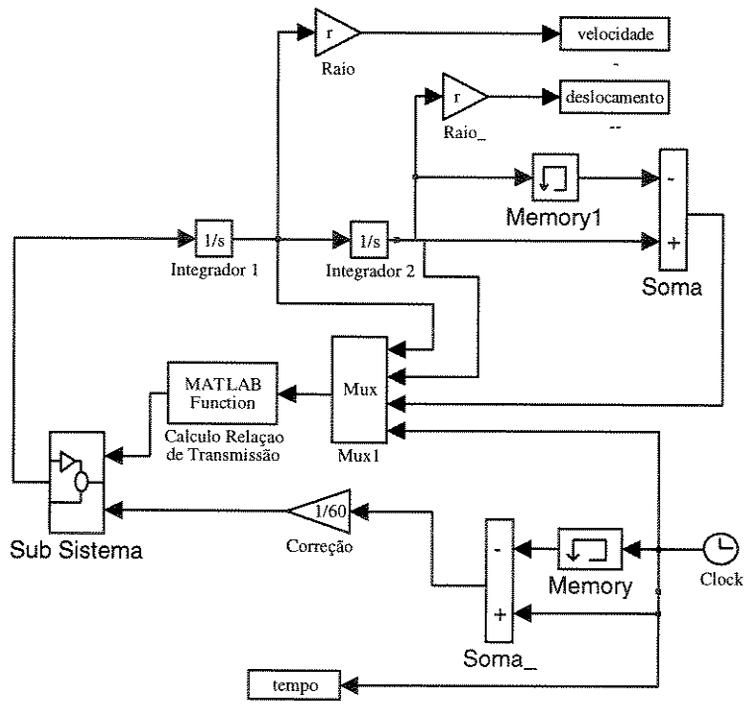


Figura 3.5 - Diagrama de blocos do programa do Simulink/Matlab.

## Capítulo 4

### Simulações Dinâmicas do Sistema

#### 4.1 Introdução

A equação de movimento do sistema, EQ(3.52), não possui solução analítica, assim sendo, optou-se pela solução numérica utilizando-se o software Simulink/Matlab. A escolha do método de solução e o ajuste de seus respectivos parâmetros é importante tanto para o grau de precisão dos resultados quanto para o tempo computacional. Dentre os métodos de integração numérica disponíveis no software, é quase que um consenso o uso do método Runge Kutta de quarta e quinta ordem (default do programa) por responder de uma forma adequada aos diferentes “tipos” de equações diferenciais. Já os parâmetros de integração, ou seja, passo máximo e mínimo e tolerância, influenciam muito no tempo da resposta e na precisão dos resultados. Após diversas simulações para ajuste, chegou-se a conclusão que um passo mínimo de  $1 \cdot 10^{-3}$ , passo máximo de  $1 \cdot 10^{-1}$ , e tolerância de  $1 \cdot 10^{-4}$  deveriam ser adotados. Com estes parâmetros o tempo de processamento para a obtenção da resposta da simulação para cada configuração variava de 20 a 120 minutos, utilizando computadores com processador tipo Pentium de 90 e 100 MHz.

O sistema (Ciclista+Bicicleta+Transmissão) foi simulado em três tipos de percurso, denominados Tipo1, Tipo2, Tipo3 FIG(4.1). Cada percurso foi simulado com potências constantes de 163 e 245 Watts. Estes valores de potência foram escolhidos, a partir das curvas de potência versus tempo da FIG(2.5), para um tempo máximo de exercício não superior a 30 minutos. A energia gasta pelo ciclista para executar cada percurso, foi calculada a partir das

curvas levantadas nos estudos de SEABURY (1977), FIG(2.7). As simulações foram feitas para transmissões continuamente variáveis com diferentes faixas de trabalho, e para transmissões escalonadas com diferente números de marchas.

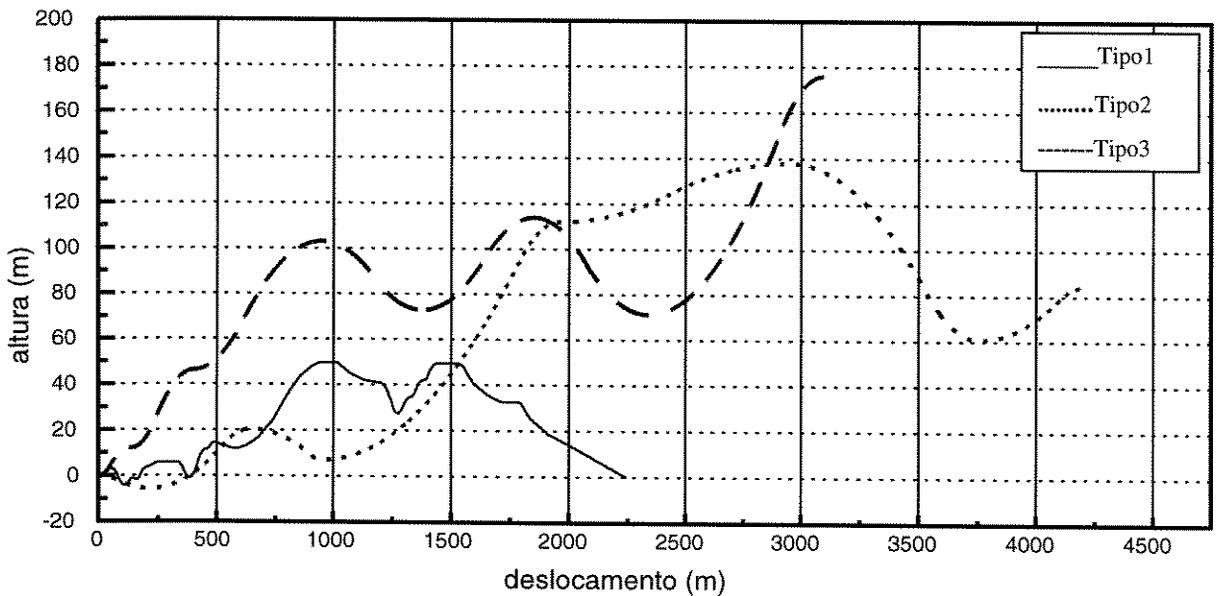


Figura 4.1 - Topografia dos percursos simulados

## 4.2 Características das Transmissões

A transmissão continuamente variável, tipo *Ball Variator*, FIG(5.7), tem uma faixa de trabalho com relações de transmissão variando de 1:3 a 3:1. Das transmissões para bicicletas disponíveis no mercado, pode-se notar que nenhuma tem faixa de trabalho tão extensa, ou seja 9:1. Contudo uma relação de 3:1 numa bicicleta é muito baixa, isto quer dizer que o ciclista encontraria muita dificuldade em manter-se sobre a bicicleta com a transmissão nesta posição, uma vez que sua velocidade linear seria muito pequena. Isto forçaria o ciclista a pedalar numa frequência alta o que não é desejável, principalmente por se desconfortável. Assim sendo, uma relação de transmissão extra fixa entre a transmissão continuamente variável e a roda foi mantida, representando o sistema tradicional de coroa e catraca das bicicletas. Como cada valor de relação de transmissão extra fixa varia a faixa de trabalho da CVT, este parâmetro serviu para a comparar o desempenho das CVT's em função das diferentes faixa de trabalho. Esta relação de transmissão extra fixa externa à CVT foi denominada de *redução secundária*, sendo que, a relação de transmissão total das CVT's é igual a relação de transmissão da CVT, multiplicada pelo parâmetro *redução secundária*, TAB(4.1).

Quanto às transmissões escalonadas, de um conjunto Shimano<sup>1</sup>, ('95 SHIMANO) 21 das 24 relações de transmissão possíveis foram escolhidas para a simulação. Outro conjunto de 15 marchas foi obtido a partir do de 21 marchas subtraindo algumas relações que apresentavam valores muito próximos. Já os conjuntos de 5, 3 e 1 marchas foram retiradas da parte central do conjunto de 21 marchas, TAB(4.1).

As simulações levam em consideração um sistema ideal de transmissão. Isto, quer dizer que as trocas de marchas para as transmissões escalonadas e o ajuste da CVT's são instantâneos. Na prática sabe-se que existe um tempo entre as trocas de marchas nas transmissões escalonadas, e também uma tendência em diminuir a intensidade da força nos pedais durante estas trocas. Já nas CVT's o tempo de ajuste estaria relacionado à inércia das partes móveis do sistema de transmissão.

**Tabela 4.1** - Faixa de trabalho para cada valor de redução das CVT's, e valores das relações de transmissão para as transmissões escalonadas.

Transmissões Continuamente Variáveis		Transmissões Escalonadas	
Redução Secundária	Extremos da Relação de Transmissão	Número de marchas	Valores da Relações de Transmissão
0.35	1.05~0.1167	21	1.23-0.923-0.889-0.808-0.778-0.692-0.667
0.40	1.2~0.133		0.65-0.609-0.538-0.522-0.5-0.461-0.457
0.45	1.35~0.15		0.444-0.391-0.389-0.348-0.333-0.304-0.261
0.50	1.5~0.1667	15	1.23-0.923-0.889-0.808-778-0.692-0.65
0.55	1.65~0.1833		0.609-0.538-0.5-0.461-0.444-0.391-0.333
0.60	1.8~0.2		0.391-0.333-0.261
0.65	1.95~0.2167	5	0.923-0.778-0.65-0.522-0.457
0.70	2.1~0.233	3	0.778-0.65-0.522
0.75	2.25~0.25	1	0.65

### 4.3 Estratégias de controle

#### a) Para a transmissão escalonada:

- 1.) A simulação inicia-se sempre com a relação de transmissão na posição de maior valor;

<sup>1</sup> Carreto Modelo Rn. CS-M900 Grupo P com 12, 14, 16, 18, 21, 24, 28, 32 dentes.  
Pedaleiro Modelo Nr. FC-M-900-ti com 46, 36 e 26 dentes

- 2.) Três diferentes faixas de pedalar foram adotadas: entre 45 e 75 rpm; entre 50 e 70 rpm e entre 55 e 65 rpm. Os limites dessas faixas serviram de parâmetros para as trocas de marchas. As faixas possuíam o ponto médio em 60 rpm que corresponde a frequência que deverá ser mantida pela CVT a maior parte do tempo;
- 3.) Quando o sistema estivesse na relação de transmissão mínima, seja no início ou durante qualquer instante da simulação, cortava-se o fornecimento de potência caso a força nos pedais atingisse um pico superior a duas vezes e meia o peso da pessoa. Pois, caso isto acontecesse, o ciclista estaria fazendo uma enorme força sobre os pedais, e conseqüentemente um grande esforço, SODEN e ADEYEFA (1979);
- 4.) Quando a relação de transmissão mais longa era atingida, extremos inferiores dos intervalos, e a frequência de pedalar atingia o extremo superior da respectiva faixa, deixava-se e fornecer potência ao sistema.

#### **b) Para a transmissão continuamente variável**

- 1.) A simulação inicia-se sempre com a relação de transmissão na posição de maior valor;
- 2.) Tentou-se manter a frequência de pedalar em 60 rpm a maior parte do tempo. Na prática isto pode ser feito mecanicamente utilizando-se um governador, *CHIRONIS* (1965)<sup>2</sup>, ou eletricamente através de sensores e atuadores.
- 3.) Quando o sistema estivesse na relação de transmissão mínima, seja no início ou durante qualquer instante da simulação, cortava-se o fornecimento de potência caso a força nos pedais atingisse um pico superior a duas vezes e meia o peso da pessoa. Pois, caso isto acontecesse, o ciclista estaria fazendo uma enorme força sobre os pedais, e conseqüentemente um grande esforço, SODEN e ADEYEFA (1979)

---

<sup>2</sup> Consultar Capítulo 10

- 4.) Quando a relação de transmissão mais longa era atingida, extremos inferiores dos intervalos, optou-se por deixar de fornecer potência em frequências de 75, 70, 65, 62 e 61 rpm.

Convém aqui comentar, que qualquer ciclista deve ter uma habilidade incrível, além do que uma memória fantástica para utilizar as marchas das transmissões escalonadas de 21 e 15 marchas manualmente como simulado pelo programa. Ao passo que uma CVT, com controle de posição automático, ajustaria-se as necessidade de cada momento, sem a necessidade de intervenção do ciclista.

#### 4.4 Parâmetros Estudados

A princípio, foi dada atenção especial ao tempo e a energia gasta pelo ciclista durante cada percurso, em função da potência fornecida e da *redução secundária* utilizada na CVT ou do número de marchas da transmissão escalonada. Contudo, decidiu-se optar por uma ponderação com o mesmo grau de importância para os parâmetros tempo e energia, criando-se assim um novo parâmetro para estudo, que é a multiplicação da energia pelo tempo gasto durante o percurso. Julgou-se ser a minimização deste parâmetro o fator de maior importância para escolha da melhor faixa de trabalho da CVT. Outro parâmetro, representado pela divisão da energia pelo tempo gasto para completar o percurso, que nada mais é do que a potência média durante o percurso, serviu também para análises e mostrou a coerência dos resultados

#### 4.5 Resultados Obtidos

Os gráficos da FIG(4.2) à FIG(4.13) representam o tempo, a energia e os parâmetros energia  $\times$  tempo e energia/tempo, em função do tipo de percurso e da potência fornecida para as CVT's e para as transmissões escalonadas. As diferentes curvas num mesmo gráfico, estão relacionadas com a máxima frequência de pedalar permitida quando é atingida a menor relação de transmissão no caso das CVT's, e com a faixa de frequência de pedalar permitida no caso das transmissões escalonadas. Os gráficos estão dispostos de maneira que, para um dado percurso e potência primeiramente são apresentados os resultados das CVT's e em seguida os das transmissões escalonadas. Os dados simulados, encontram-se no Anexo C.

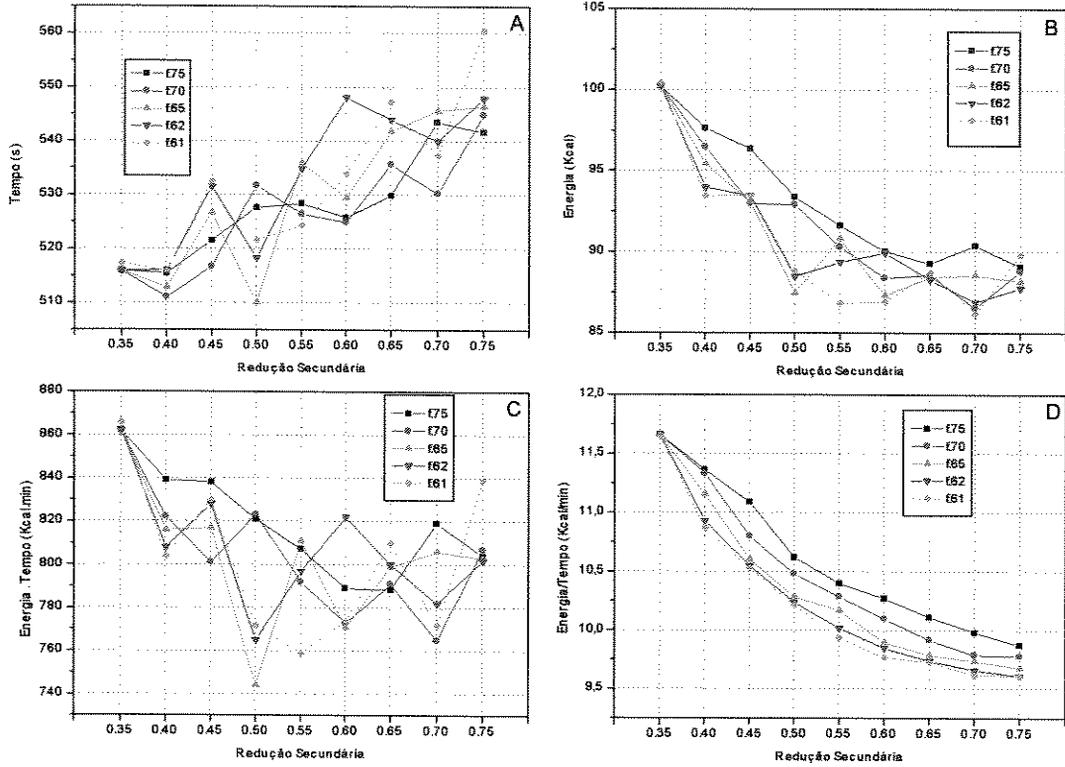


Figura 4.2 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 1, e potência 163 Watts

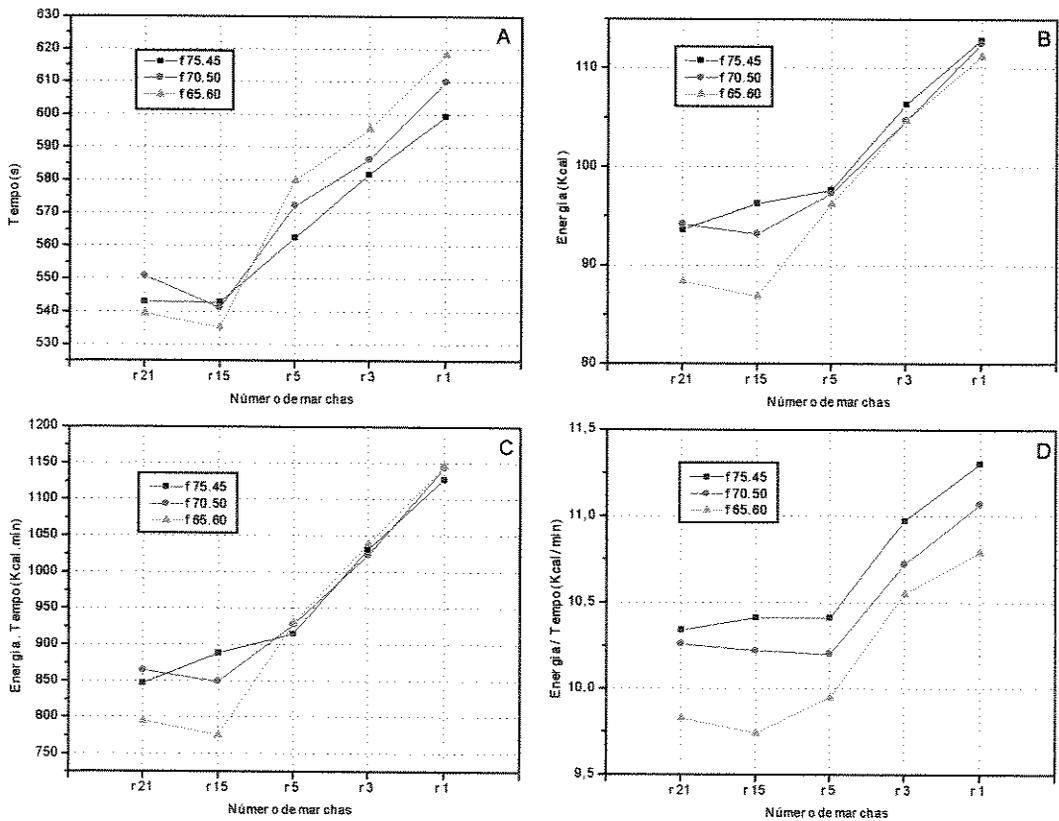


Figura 4.3 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 1, e potência de 163 Watts

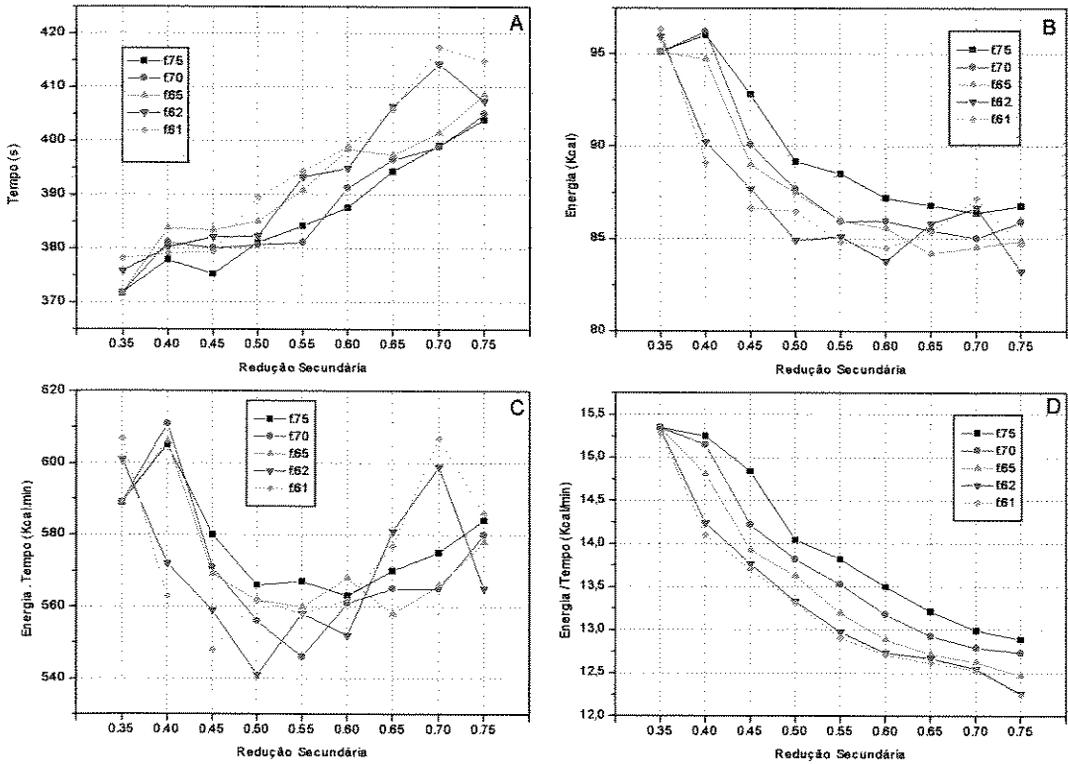


Figura 4.4 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 1, e potência 245 Watts

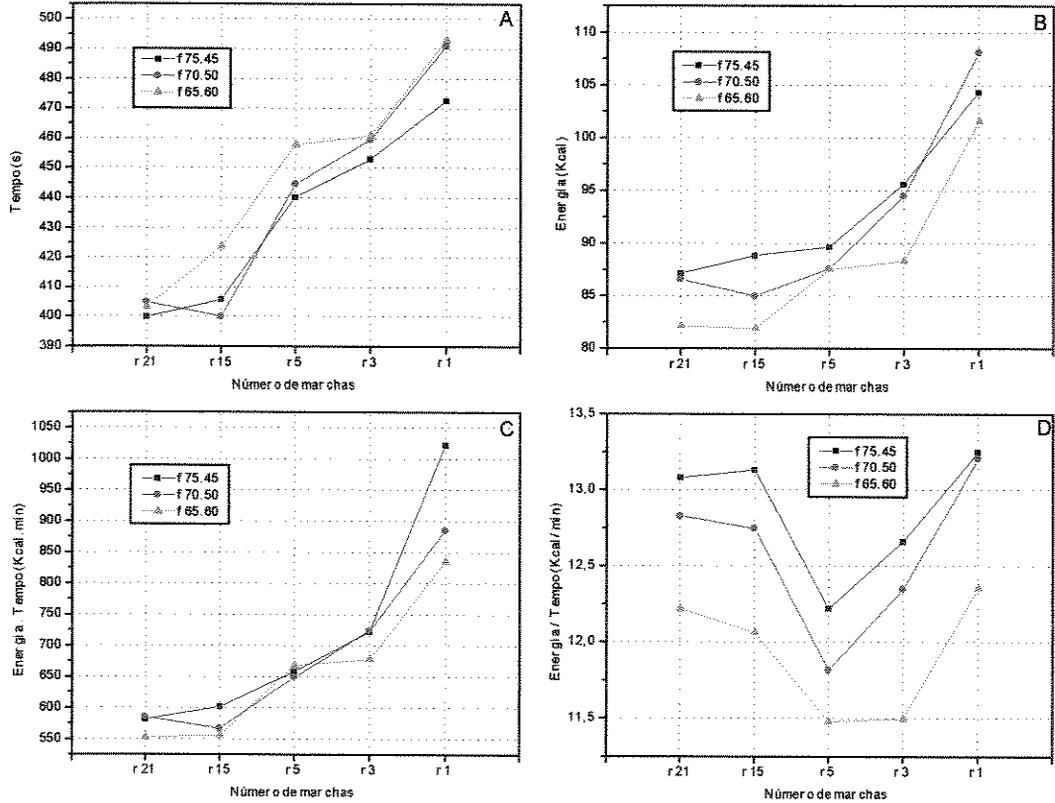


Figura 4.5 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 1, e potência de 245 Watts

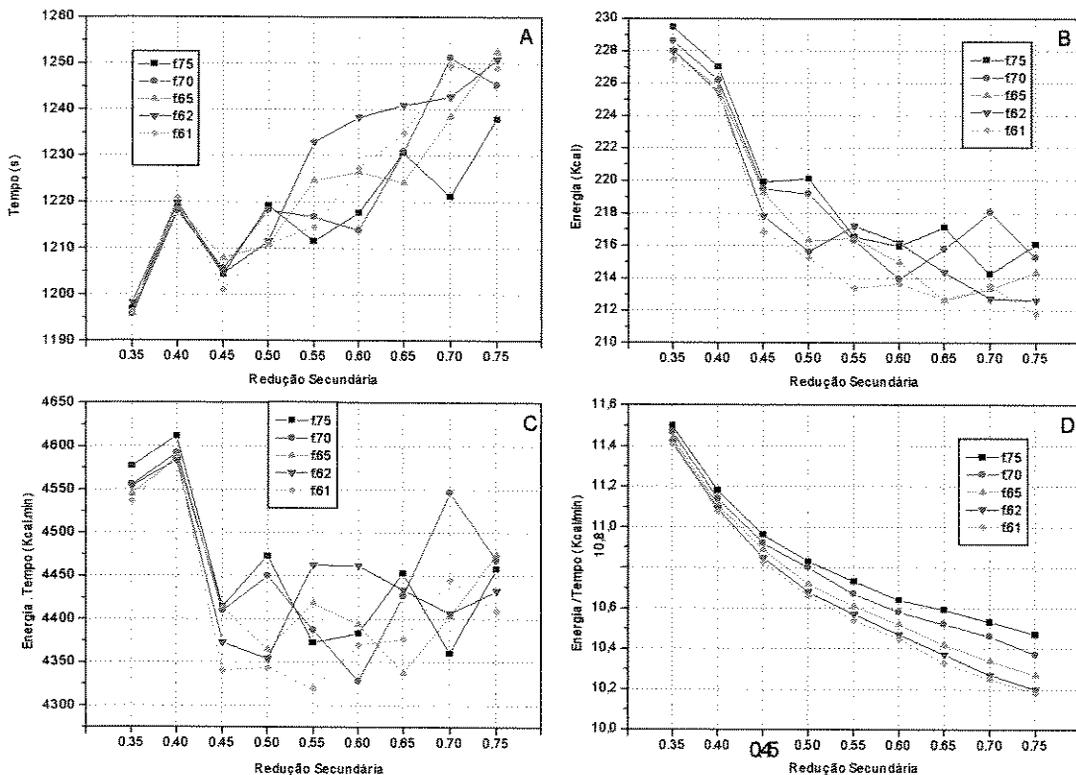


Figura 4.6 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 2, e potência 163 Watts

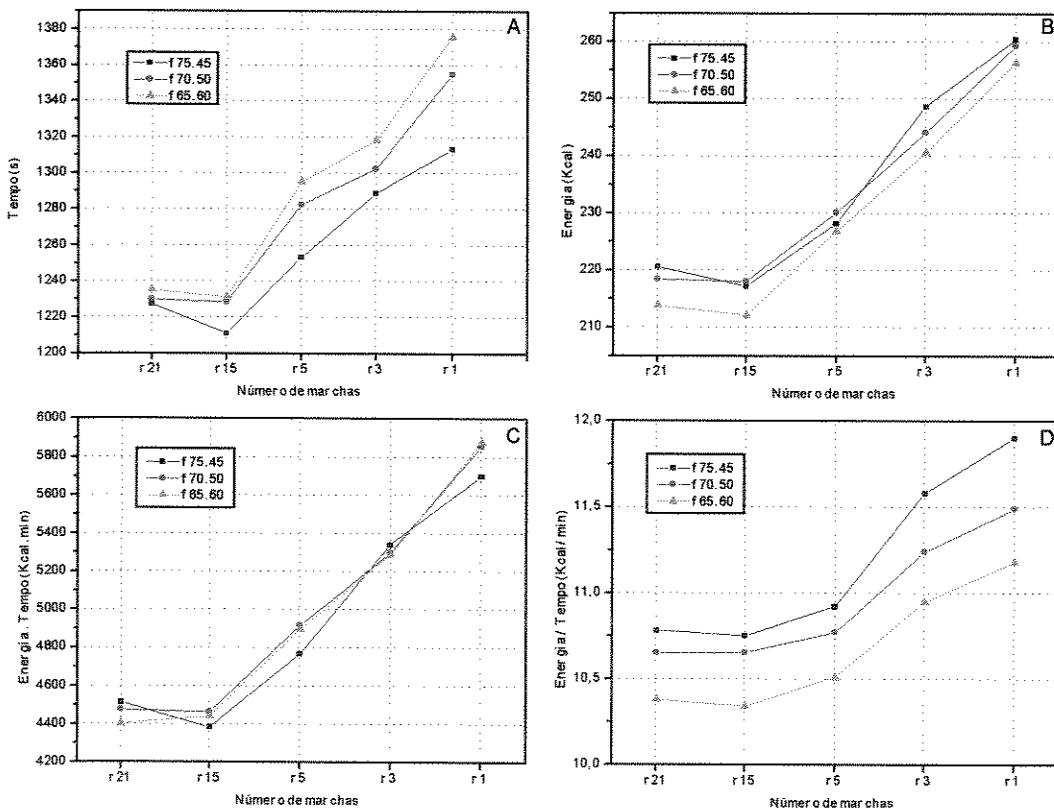


Figura 4.7 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 2, e potência de 163 Watts

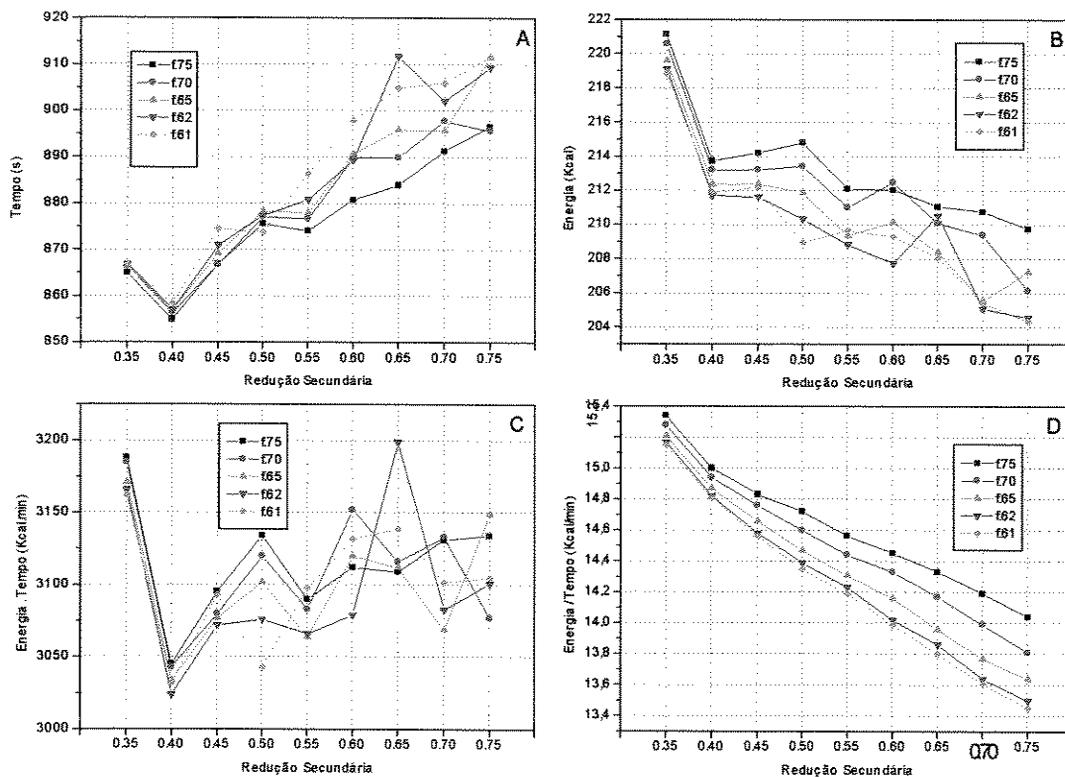


Figura 4.8 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 2, e potência 245 Watts

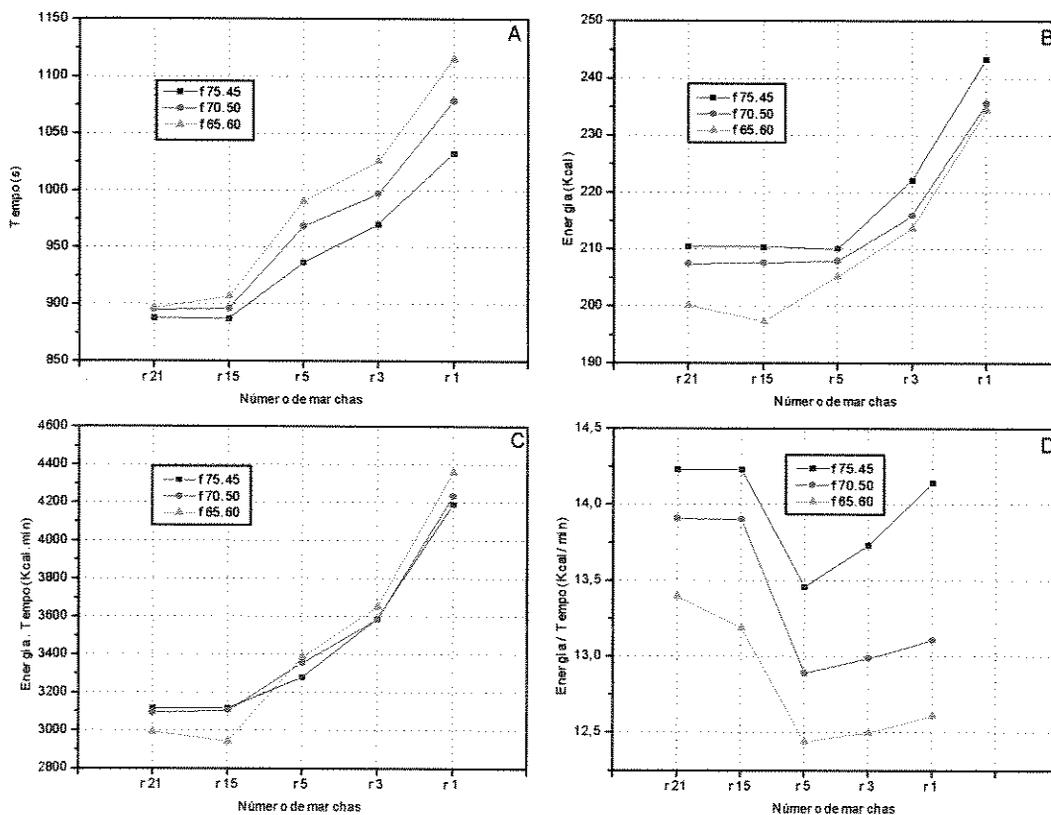


Figura 4.9 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 2, e potência de 245 Watts

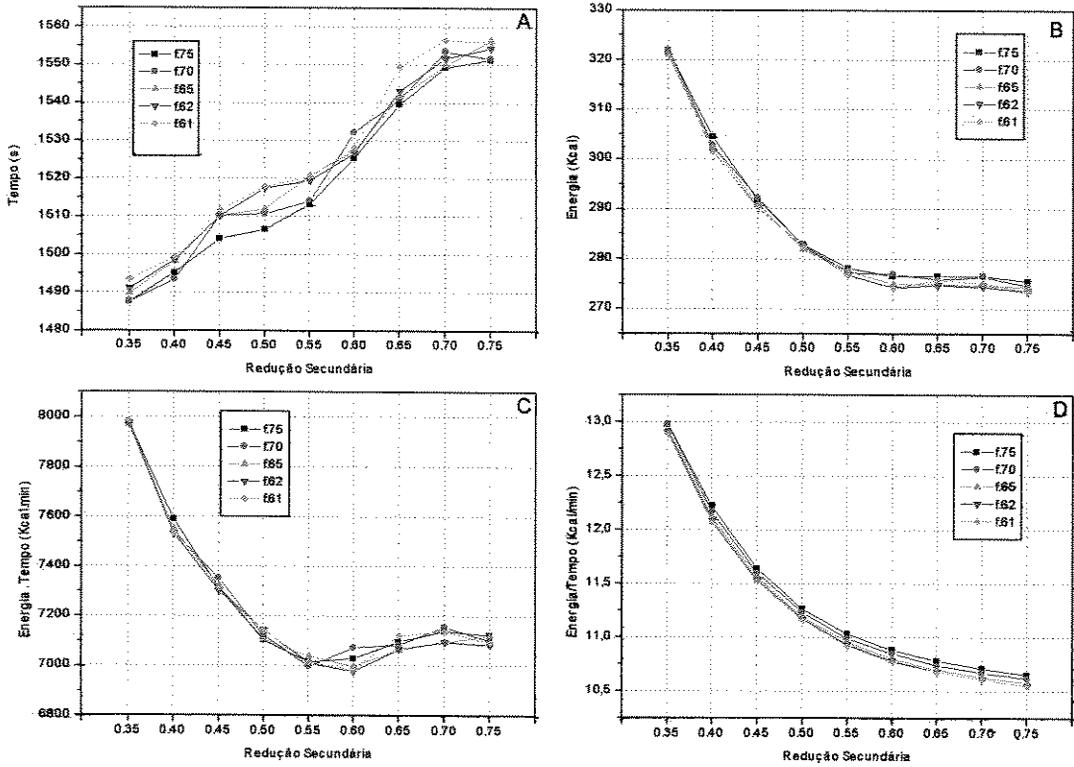


Figura 4.10 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 3, e potência 163 Watts

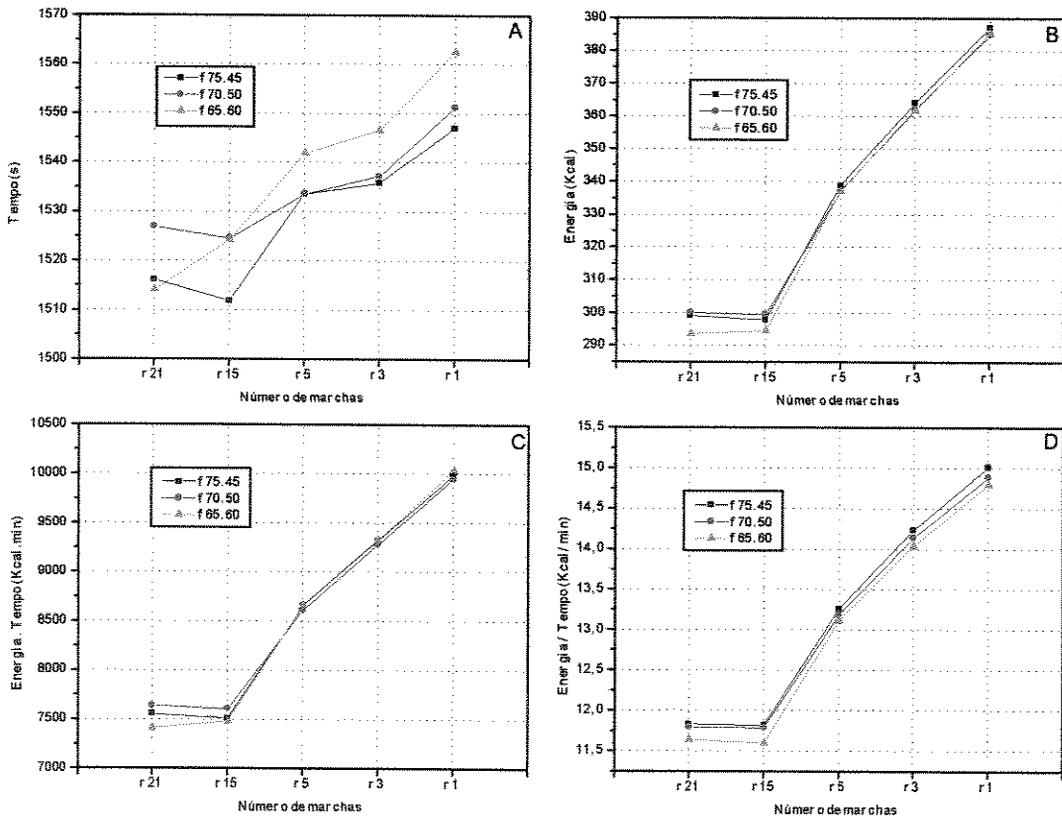


Figura 4.11 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 3, e potência de 163 Watts

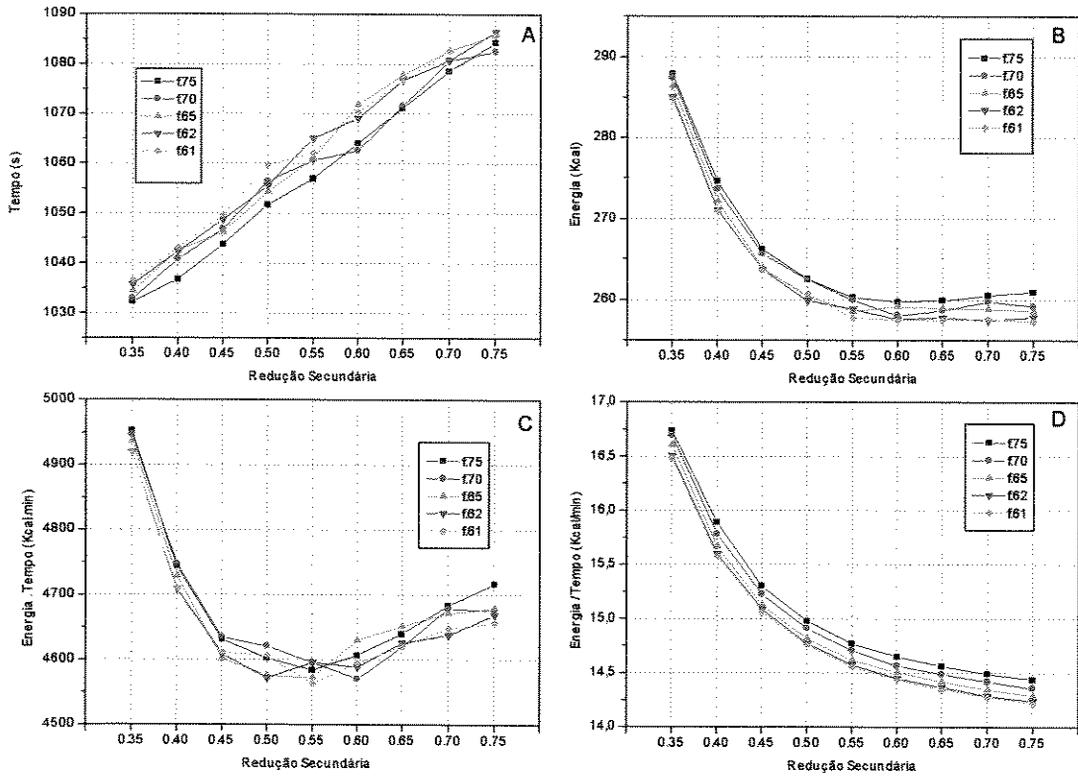


Figura 4.12 - Resultados das CVTs para o percurso tipo 3, e potência 245 Watts

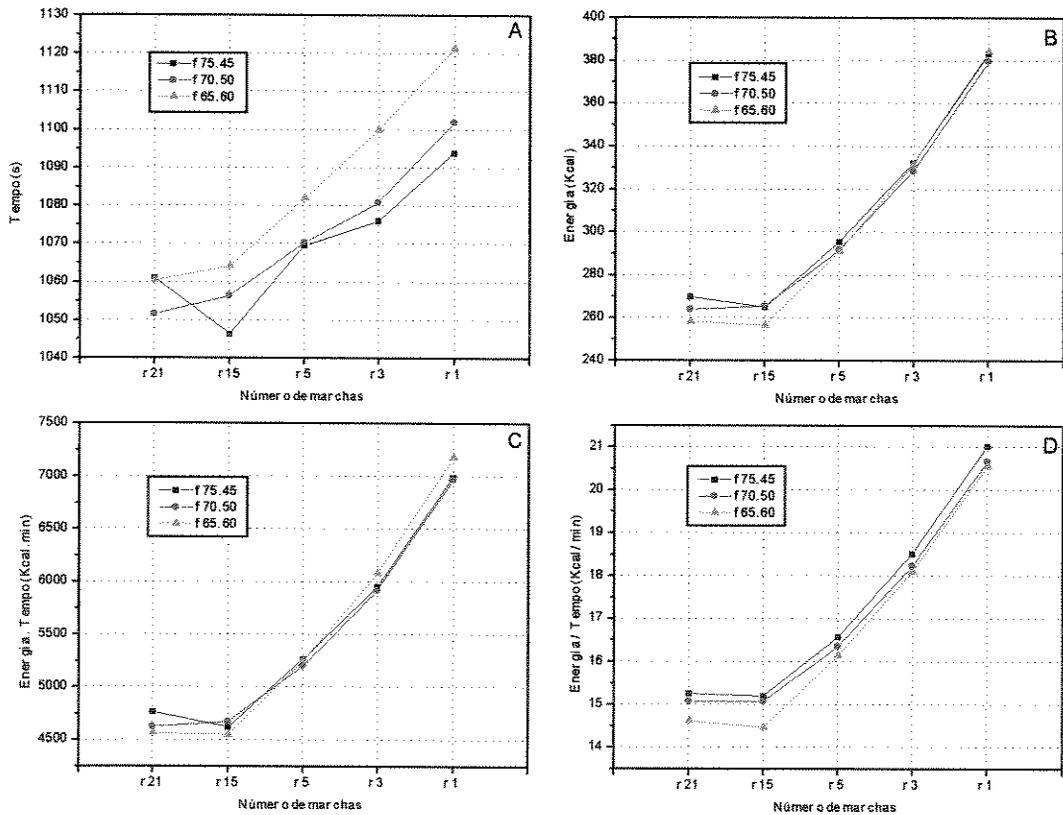


Figura 4.13 - Resultados das transmissões escalonadas para o percurso tipo 3, e potência de 245 Watts

#### 4.6 Análise dos Resultados e escolha da melhor faixa para CVT.

Analisando os resultados dos gráficos do item anterior, nota-se que cada faixa de trabalho da CVT (faixa esta relacionada ao valor da *redução secundária*) se ajusta melhor a uma necessidade específica em função do tipo de percurso, da potência fornecida, e da máxima frequência de pedalar permitida. Dando ênfase a minimização do parâmetro Energia×Tempo, e acreditando ser a máxima frequência de pedalar permitida quando se atinge o extremo inferior do intervalo de relação de transmissão igual a 75 rpm, a que melhor se adapta a realidade, julgou-se ser o conjunto com *redução secundária* igual a 0.55 o que melhor responde a estas especificações. Assim sendo, os cálculos que foram executados no Capítulo 6 com relação a vida da transmissão, levaram em consideração a escolha de uma CVT com este valor de *redução secundária*.

Porém, o percurso, a potência fornecida e a máxima frequência de pedalar permitida, influenciam em muito a escolha da melhor faixa de trabalho da CVT, tendo um ótimo para cada conjunto de especificações. Por exemplo, como se pode ver na FIG(4.8C) a CVT de melhor comportamento no quesito Energia×Tempo para uma potência fornecida de 245 Watts, é a que possui *redução secundária* de 0.40. Já quando se fornece 163 Watts, FIG(4.6C), seu desempenho passa a ser o pior. Apesar de não existir uma regra básica para a minimização do parâmetro Energia×Tempo, na faixa de *reduções secundárias* estudada há uma tendência das CVT's que possuem menor valor de *redução secundária* executarem os percursos nos menores intervalos tempo, e conseqüentemente apresentam uma potência média (gráficos de energia/tempo) maior para a mesma frequência máxima de pedalar permitida. Já as com valores de *redução secundária* maiores, apresentam uma tendência de serem mais econômicas, ou seja o ciclista dispense menos energia para completar o percurso, tendo conseqüentemente valores de potência média menores.

Analisando os dados das transmissões escalonadas, fica evidente que as transmissões de 15 e 21 marchas levam uma grande vantagem quando comparadas com as de 5, 3 e 1 marchas, sendo que no geral a transmissão de 15 marchas apresentou um desempenho melhor do que a de 21. Com relação a frequência de pedalar permitida quanto mais se restringiu a frequência próximo de 60 rpm, maior foi a economia de energia, independente do tipo de percurso e do

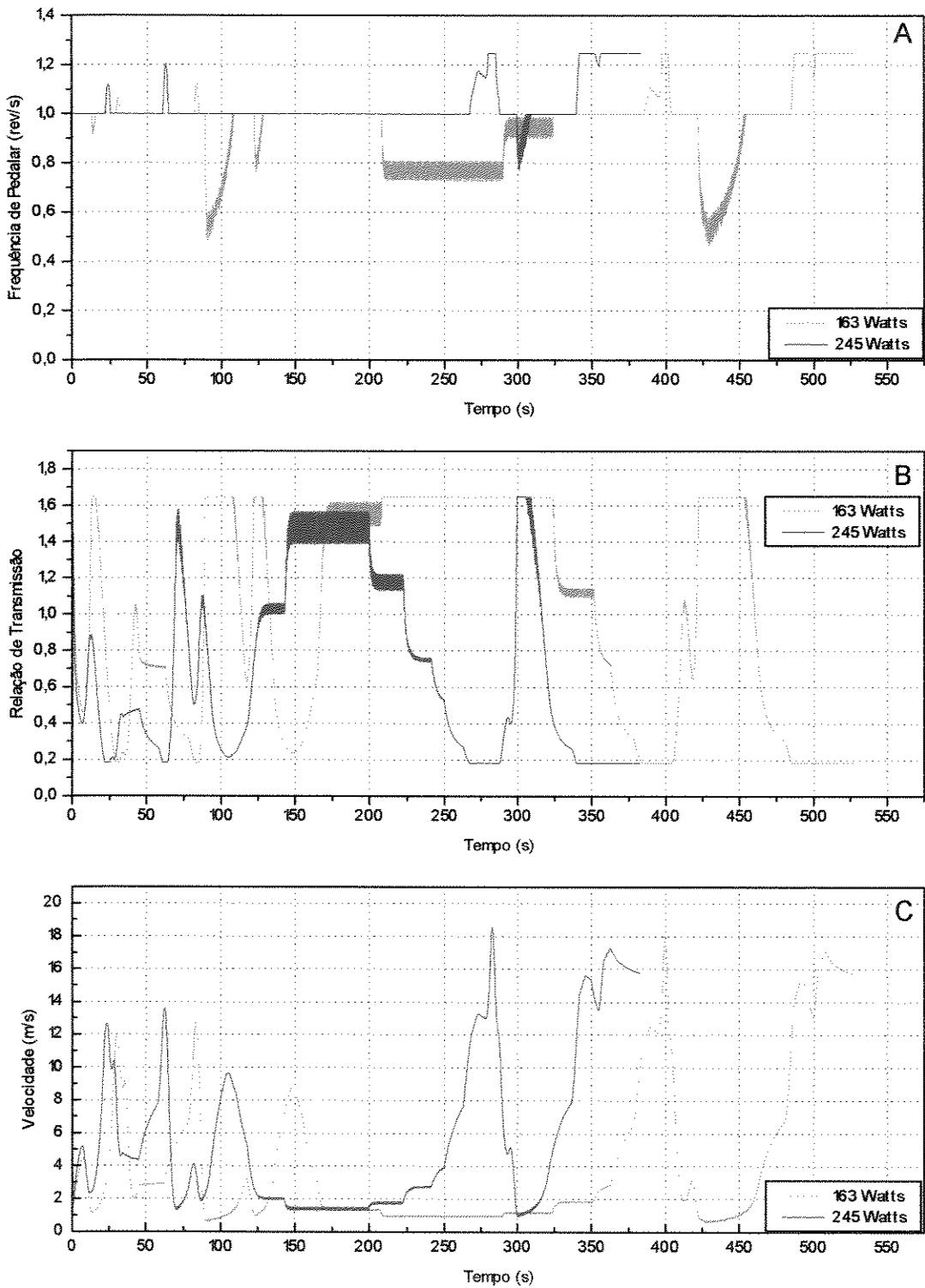
valor de potência fornecido, FIG(4.3B), FIG(4.5B), FIG(4.7B), FIG(4.9B), FIG(4.11B), FIG(4.13B).

Comparando os resultados da CVT's e das transmissões escalonadas para um mesmo percurso e potência, sempre encontramos uma CVT com um dado valor de *redução secundária* que apresente um desempenho melhor do que a melhor transmissão escalonada nos quesito Tempo e Energia×Tempo, apesar disso nem sempre ser observado no quesito Energia consumida.

#### **4.7 Perfil de velocidade, relação de transmissão e frequência de pedalar das transmissões.**

Escolheu-se plotar os perfis de velocidade, relação de transmissão e frequência de pedalar, para os dois tipos de transmissão, em função do tempo e do deslocamento. Nos gráficos em função do tempo, para efeito de comparação entre os diferentes valores de potência os resultados foram plotados sobrepostos. Já nos gráficos em função do deslocamento, optou-se por plotar os resultados em diferentes gráficos para diferentes valores de potência. Porém, junto com estes gráficos encontra-se a topografia do terreno simulado.

Os resultados plotados nesta seção, referem-se a transmissão escalonada de 15 marchas e trabalhando na faixa de 40 a 70 rpm e a CVT com *redução secundária* igual a 0.55 e máxima frequência de pedalar permitida de 75 rpm. O percurso escolhido foi o Tipo1. Os gráficos relacionados aos demais percursos para estas mesmas transmissões, encontram-se nos Anexos A e B.



**Figura. 4.14** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 e Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.

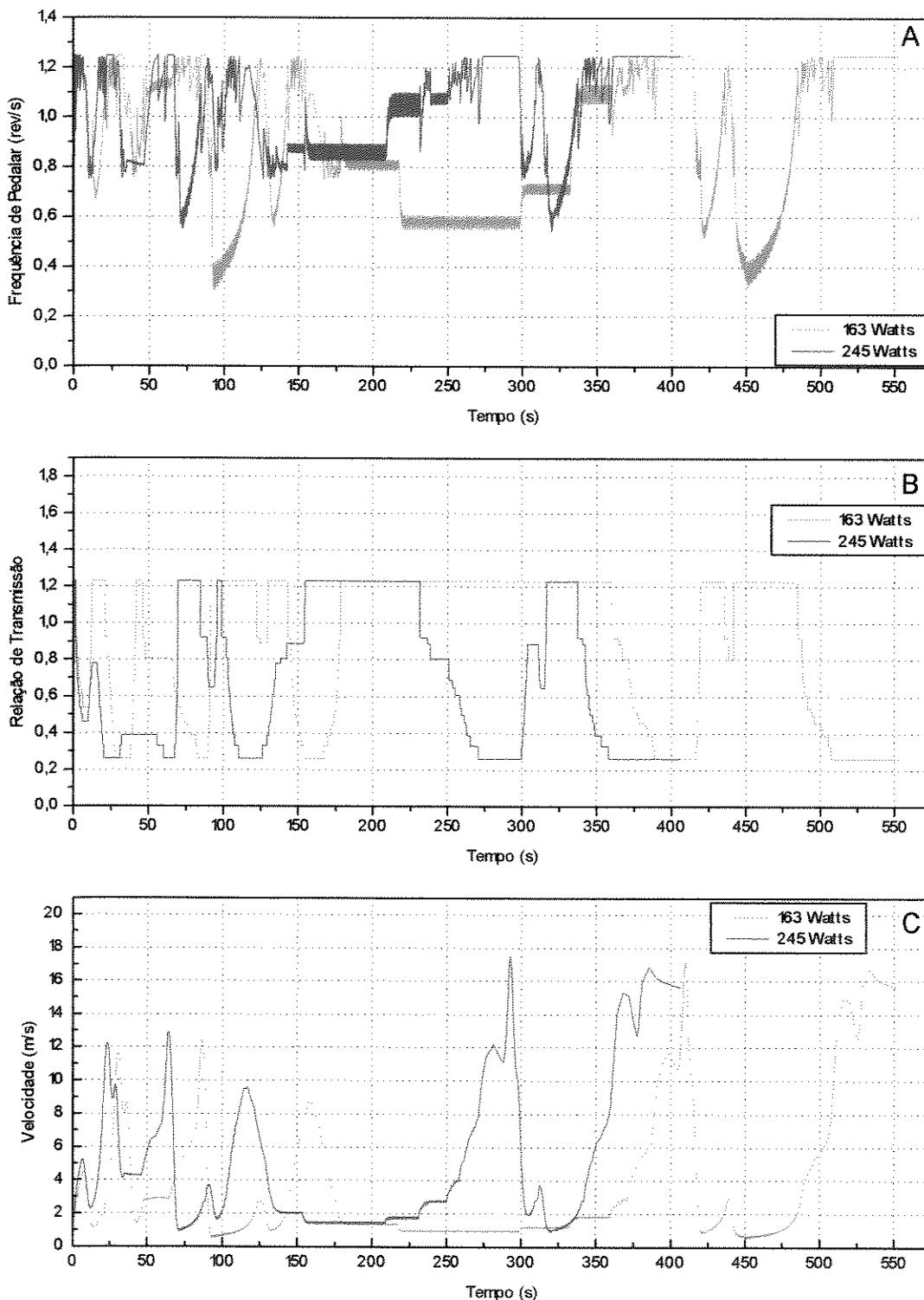
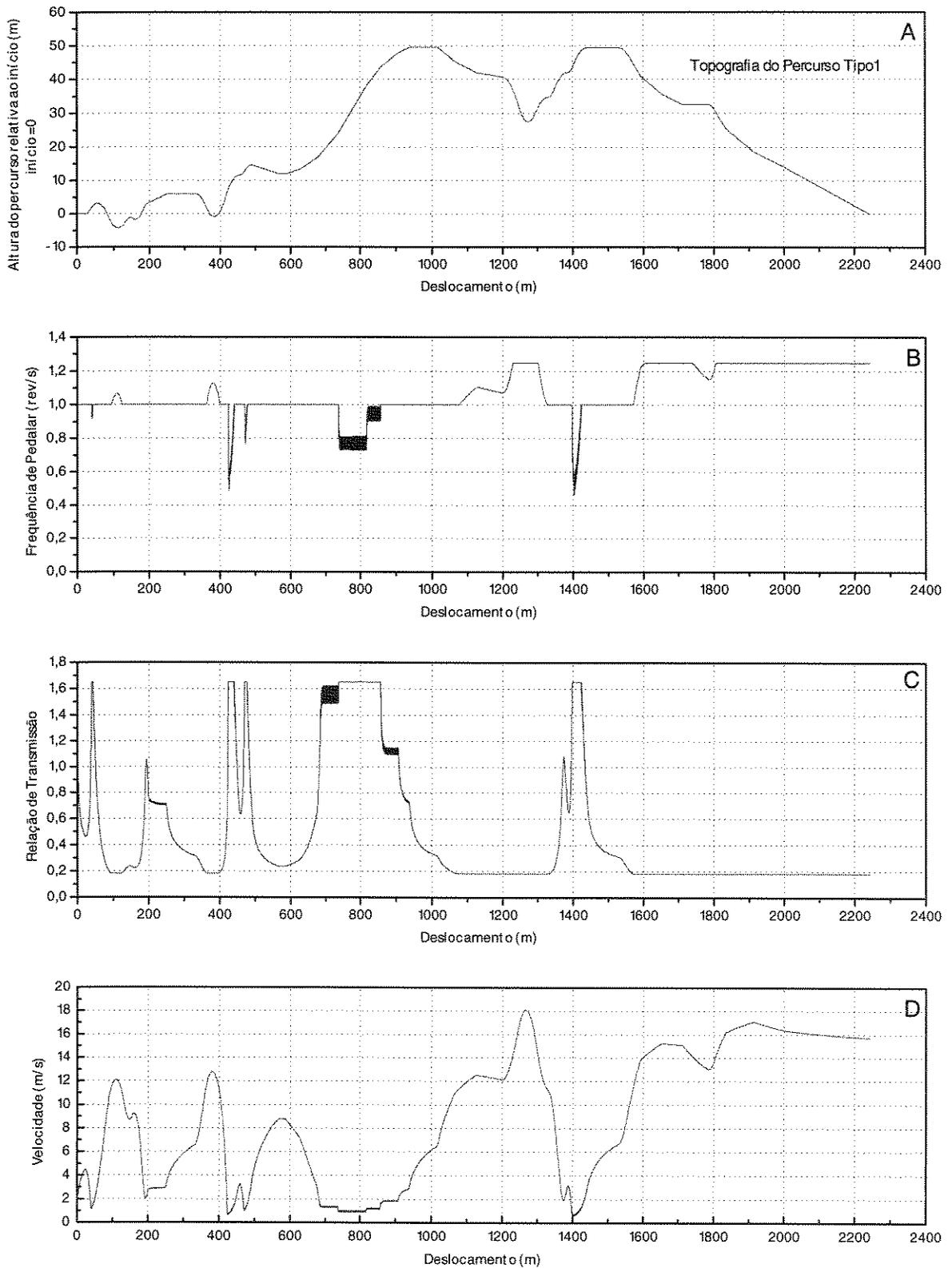
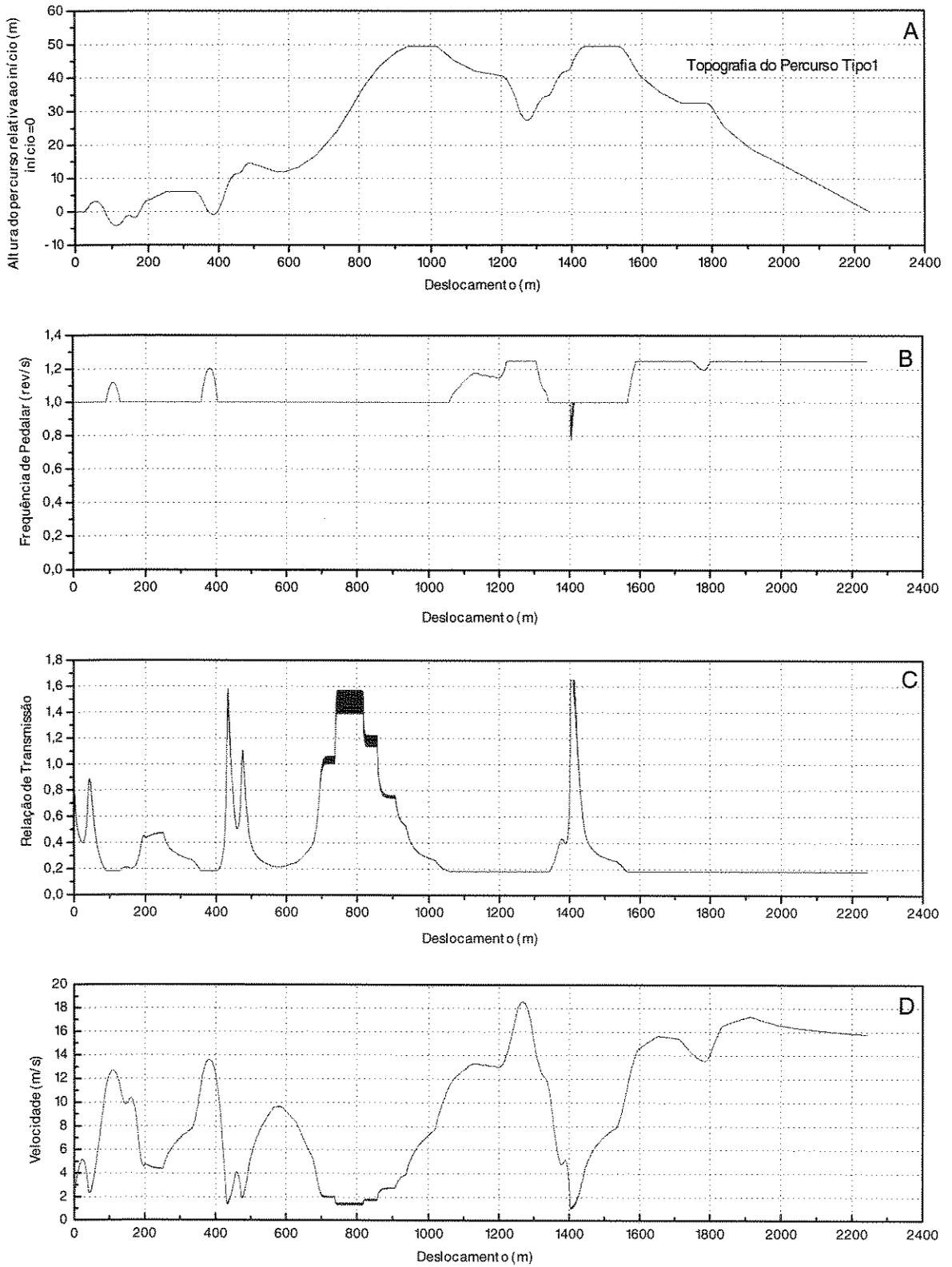


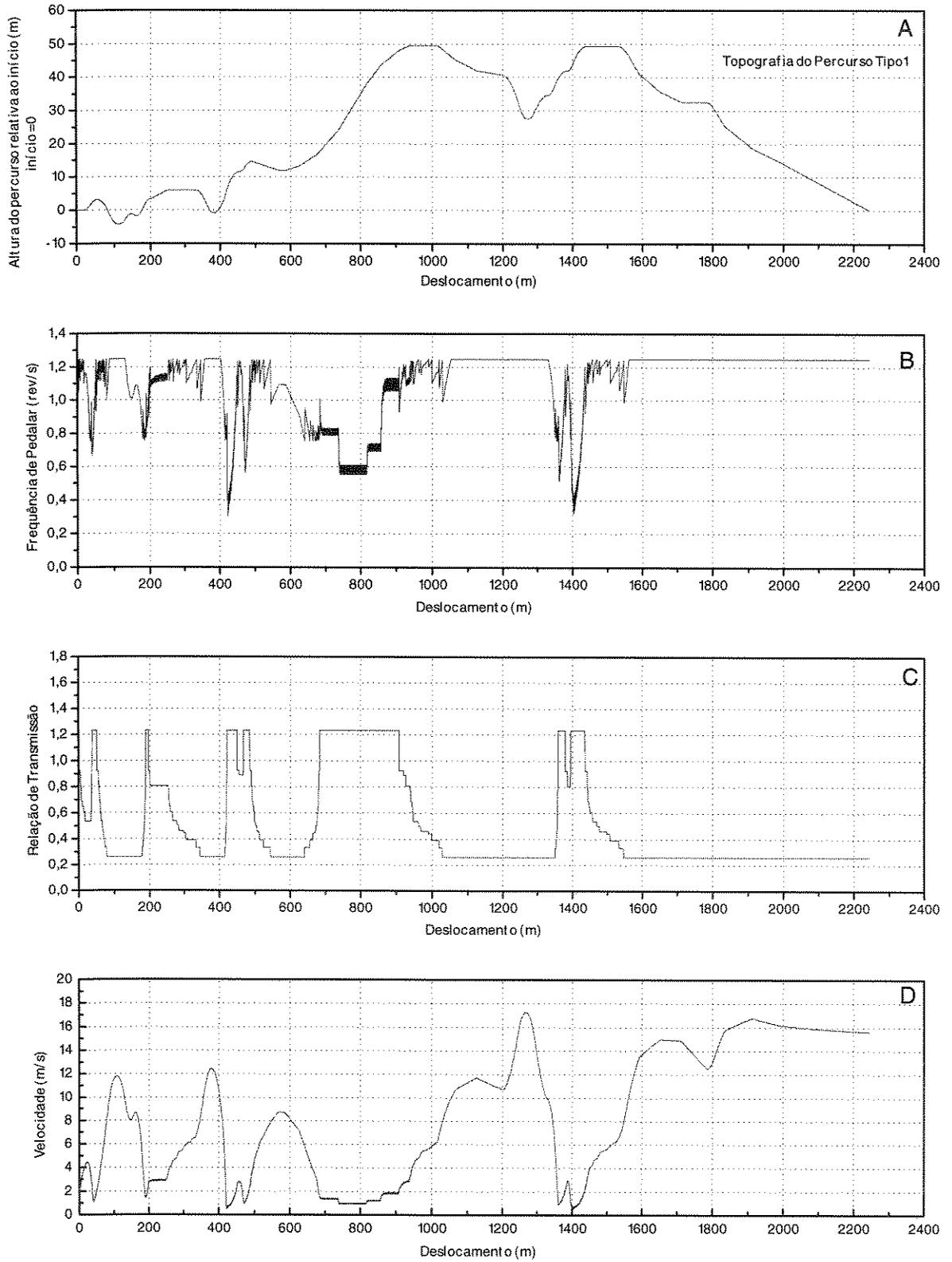
Figura. 4.15 - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 e Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.



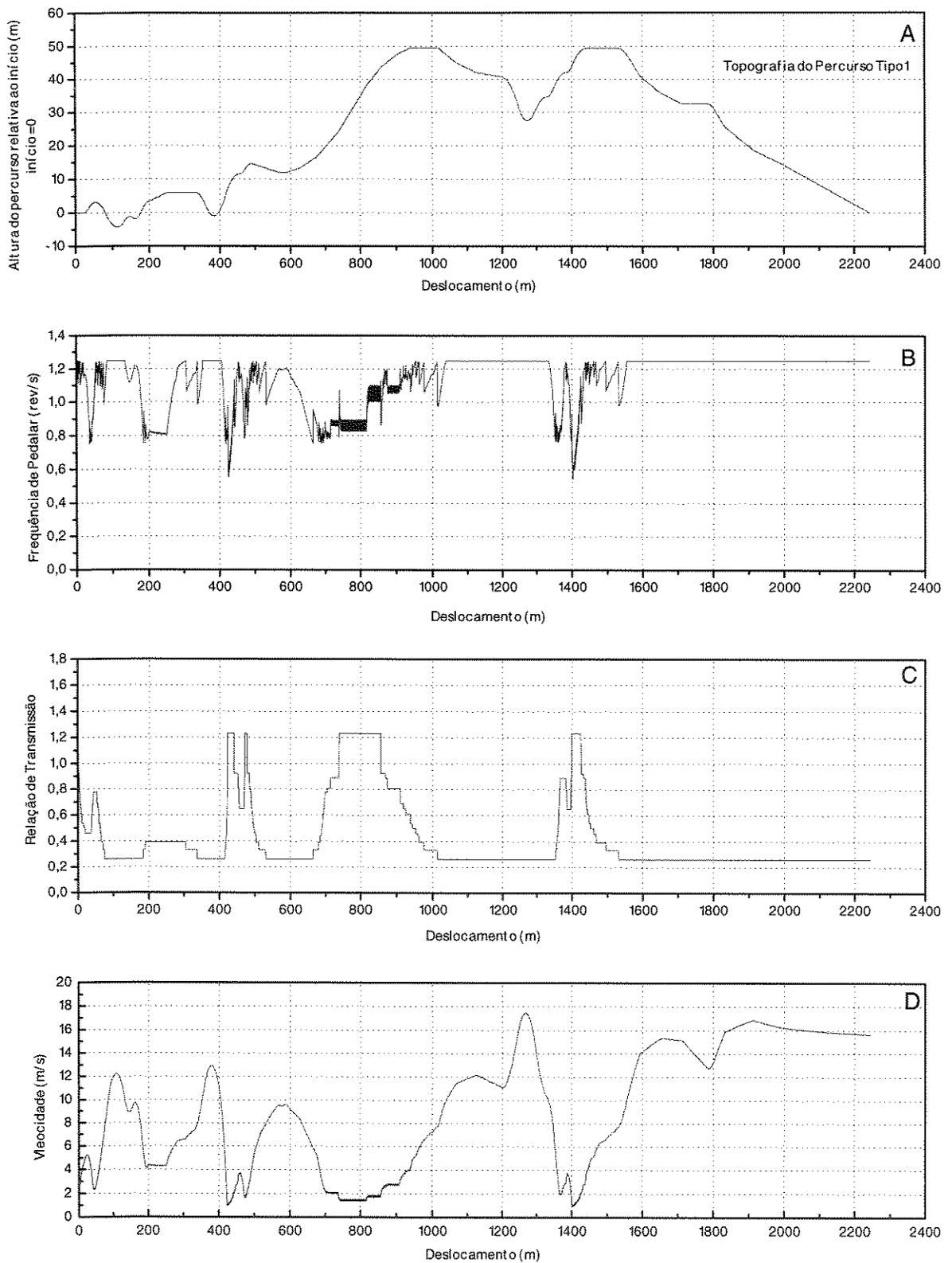
**Figura. 4.16** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 e Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



**Figura. 4.17** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo1 e Potência de 245 Watts em função do deslocamento



**Figura. 4.18** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 e Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



**Figura. 4.19** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo1 e Potência de 245 Watts em função do deslocamento.

#### 4.8 Análise dos Resultados do item 4.7

Analisando os gráficos da frequência de pedalar em função do tempo, FIG(4.14A) e FIG(4.15A), nota-se a nítida vantagem da CVT sobre a transmissão escalonada quando deseja-se manter a frequência de pedalar num valor constante, e que quanto maior a potência fornecida ao sistema mais tempo a frequência permanecerá na posição desejada. O gráfico da relação de transmissão em função do tempo da CVT FIG(4.14B) apresenta um intervalo de muita oscilação entre aproximadamente 75 e 225 segundos para a potência de 245 Watts. A mesma oscilação porém com intensidade menor acontece também no gráfico de velocidade FIG(4.14C). Isto pode ser explicado, lembrando o que foi comentado no *item (3.3.3.3)*, ou seja, que a variação da força senoidal aplicada nos pedais e transmitida a roda traseira, só é sentida pelo ciclista quando as forças resistivas são muito grande como quando sobe-se uma ladeira. Através da FIG(4.16), FIG(4.17), FIG(4.18), FIG(4.19), pode-se notar que tal oscilação ocorre justamente na faixa de maior inclinação do terreno. Observando o comportamento dessa oscilação em função da potência fornecida para a CVT, FIG(4.16) e FIG(4.17), nota-se que na potência de 163 Watts, o menor valor da relação de transmissão é atingido nesta região, conseqüentemente há oscilação na frequência de pedalar. Já, no caso de uma potência de 245 Watts, o menor valor da relação de transmissão não é atingido, logo, toda variação foi absorvida pela transmissão.

Nos gráficos de relação de transmissão da transmissão escalonada, FIG(4.15B), FIG(4.18C) e FIG(4.19C), constata-se que certas relações de transmissão ocorrem em intervalos de tempo irrisórios, o que comprova que muitas das relações de transmissão não são efetivamente usadas na prática no tipo de problema proposto.

## Capítulo 5

### Transmissões Continuamente Variáveis

#### 5.1 Introdução

Uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) é um dispositivo de transmissão de potência, no qual a relação de velocidades pode ser mudada de maneira contínua. Uma CVT transmite potência sem as descontinuidades típicas de transmissões escalonadas, de forma a evitar mudanças abruptas no torque e na velocidade de saída e, é especialmente útil onde um certo número fixo de relações de transmissão não é adequado para realizar a função desejada. Diferentes conceitos de CVT's tem aparecido, e podem ser amplamente divididos em categorias tais como: CVT's de Fricção, CVT's de Tração, CVT's Hidrostáticas, CVT's Hidrocinéticas, CVT's Elétricas. Neste trabalho dar-se-á ênfase as CVT's de Tração. Um trabalho comparando diferentes tipos de CVT's é apresentado por SINGH (1992).

As Transmissões por Tração transferem potência mecânica do eixo de uma fonte para a carga por meio do contato entre dois elementos metálicos submetidos a altíssimas pressões, da ordem de GPa, e a lubrificação elastohidrodinâmica, *ver 5.2.4.* Os elementos podem ser cones, cilindros, discos, anéis, esferas ou toróides. O metal pode ser aço liga ao cromo ou outro de grande dureza superficial. O fluido pode ser óleo, silicone, ou um dos lubrificantes sintéticos naftalênicos. Assim três elementos devem estar presentes para que o dispositivo possa ser chamado de Transmissões por Tração: (1) o elemento de metal de entrada, (2) o fluido de tração em condição elastohidrodinâmica, e (3) o elemento de metal de saída.

DEDINI (1986) esquematiza e HEILICH e SHUBE(1983) ilustram e descrevem o princípio de funcionamento, de vários tipos de Transmissões por Tração.

As transmissões por tração podem ser projetadas para trabalharem com relações de transmissão fixa ou variáveis. Uma transmissão por tração cuja relação de transmissão pode mudar de forma contínua é chamada Transmissão por Tração Continuamente Variável (TD-CVT). As TD-CVT tem muitas vantagens sobre as transmissões por engrenagem. A principal delas é claro, é que a velocidade pode ser mudada continuamente para maximizar o aproveitamento da potência disponível na fonte. Adicionalmente, elas trabalham silenciosamente, tem vibração mínima, e são geralmente fáceis de construir por causa da forma circular da seção transversal de seus componentes. Apesar das vantagens, a eficiência global da maioria das TD-CVT's, em carga nominal, é menor do que as das transmissões por engrenagem. Assim, é importante projetá-las com máxima eficiência. Uma técnica para otimizar o projeto de TD-CVT's, minimizando as perdas de potência é apresentado por LIM e ULLMAN(1989).

As Transmissões por Tração começaram na industria automobilística para ajudar a resolver o problema de transferência de potência do motor para as rodas. O desenvolvimento continuou num esforço para ter o motor funcionando no ponto mais eficiente sobre todas as condições de terreno. A história das transmissão por tração e seu esperado "casamento" com o motor de combustão interna tem sido repleto de contínua questões de custo de produção e durabilidade. O sucesso quase aconteceu duas ou três vezes ao longo da história, porém, acabou perdendo para os meios de transmissão convencionais. Contudo, este tipo de transmissão encontrou na área industrial um campo novo, sendo usada desde os anos 30, em máquinas ferramentas e misturadores entre outros.

Apesar das TD-CVT's não terem obtido sucesso no campo automobilístico, outros tipos de CVT's estão sendo cada vez mais testadas nos automóveis com futuro bastante promissor, uma vez que elas atualmente parecem ser teoricamente a resposta para muitos problemas que pressionam o projeto de veículos moderno. Suas principais vantagens são a potencial melhora no consumo de combustível, desempenho e emissão de poluentes. Assim sendo, os estudos com CVT's tem ganho novo fôlego. FELLOWS e GREENWOOD (1991) mostram que uma CVT de alta potência (107 kW) para carros está em progresso. NAKANO *et al.* (1992), da

Nissan Motor Co., Ltda. apresentam um método para obter uma CVT de grande capacidade e alta eficiência. ASHLEY(1994), anunciou que o desenvolvimento alcançado pelos engenheiros da Van Doorne Transmissie na produção de CVT's, poderia transformá-la no sistema de transmissão do futuro. Numa recente reportagem de YAMAGUCHI (1996), apontando o Japão como o paraíso das CVT's, mostra que ASHLEY(1994) estava correto. Três montadoras japonesas: Subaru, Nissan e Honda, além da italiana Fiat, incorporaram a sua linha de produção veículos com este tipo de transmissão. A Nissan adotou-a em sua série de carros March/Micra, sendo que dos 484.000 carros vendidos no Japão até outubro 1995, 97.000 foram equipados com CVT's, representando 20% do total. A Honda com a recente atualização da série Civic de carros compactos, vendeu em dois meses 24.618 carros no mercado japonês desde sua introdução em setembro de 1995, sendo que 17.200 deles foram equipados com CVT's. A Fiat produziu em grande escala uma versão da linha Uno, denominada Unomatic, também equipada com CVT.

As CVT's chegaram a ser testadas inclusive em carros de Fórmula 1 pela equipe Williams em 1993. Os resultados obtidos, segundo Emery Hendriks da Van Doorne Transmissie, foram promissores YAMAGUCHI (1996). Porém, as mudanças no regulamento baniram as CVT's da Fórmula 1 antes mesmo de sua estréia oficial em corridas. Além disso, as CVT's tem ganho espaço também em meios de transporte alternativos. Segundo SOVIERO (1992), a Specialized, uma das maiores e mais famosas fabricantes de bicicleta do mundo criou um protótipo denominado FSX (Future Shock Experimental) equipada com CVT, mas até o momento não se tem notícias de sua comercialização. SILVA *et. al.* (1994), descrevem um tipo inovativo de CVT, a princípio limitada a veículos recreacionais e máquinas para agricultura, sendo que um protótipo para bicicletas encontra-se em fase de teste.

## **5.2 Aspectos Relacionado às CVT's por Tração**

### **5.2.1 Algumas Formas Geométricas de CVTs**

A FIG(5.1) apresenta alguns tipos possíveis de CVT. Particularmente neste trabalho, optou-se pela configuração (a), por apresentar volume reduzido e forma de fácil construção.

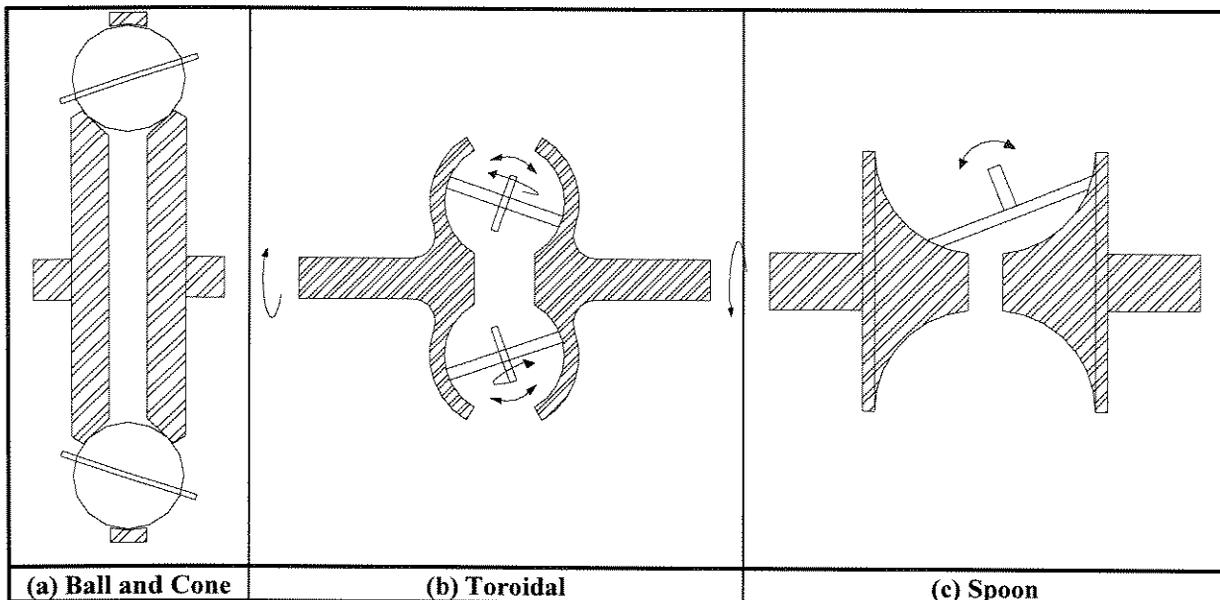


Figura 5.1 - Tipos comuns de Transmissão por Tração Continuamente Variável

**5.2.2 Características Gerais**

Transmissões por tração possuem seus elementos de contato geralmente construídos em aço endurecido, com bom acabamento superficial, rodando uns com os outros na presença de um fluido. Os contatos rolantes não eliminam todo o fluido para fora da área de contato. Um fino filme de óleo permanece entre as superfícies separando-as FIG(5.2).

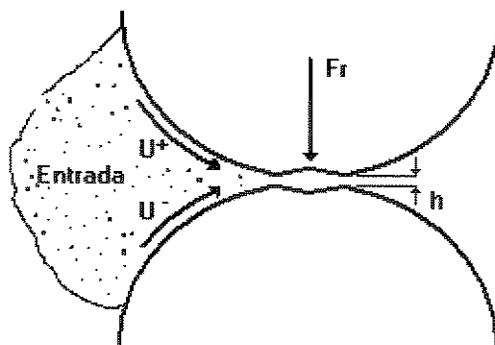


Figura 5.2 - Superfícies em contato, separadas pelo filme de óleo.

O filme de óleo pode ter a espessura,  $h$ , de 1/10000 vezes a largura da área de contato, mas as propriedades do fluido, neste filme, determinam a tração produzida pelo contato. Este fluido "preso" pelo contato é muito viscoso devido as altas forças de compressão, mais ainda não é sólido, sofrendo o que é chamado de pseudo polimerização.

A transferência de potência ocorre devido à dificuldade do cisalhamento do filme de óleo submetido a altíssimas pressões. Irregularidades superficiais, tem pouco efeito na transferência de potência entre os elementos rolantes, uma vez que a deformação do metal nas superfícies é centenas de vezes maior do que a espessura do filme de óleo formado na região de contato HEILICH e SHUBE(1983).

### 5.2.3 Coeficiente de Tração

O coeficiente de tração dos fluídos,  $\mu$ , é a razão da força transmitida tangencialmente  $F_t$ , pela carga radial  $F_n$ , assim,  $\mu = F_t / F_n = \tan(\epsilon)$ ; sendo  $\epsilon = \text{ângulo de tração}$  FIG(5.3-A).

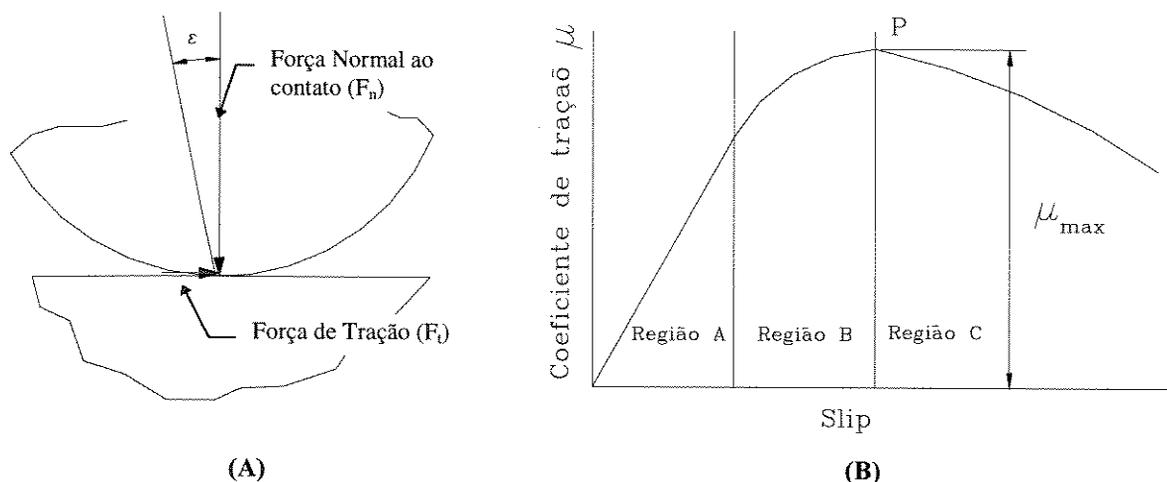


Figura 5.3 - Região de Contato e Curva de tração

O fluído de tração é caracterizado por um gráfico do coeficiente de tração em função do *slip*<sup>1</sup>, FIG(5.3B), que é diferença relativa das velocidades,  $\Delta U/U$ , dos elementos no contato FIG(5.2). Estas curvas são obtidas pressionando dois corpos rolantes em contato e causando uma diferença de velocidade entre eles. A rotação destes dois corpos junto com o lubrificante deixa um fino filme lubrificante entre as superfícies. A diferença de velocidade entre os corpos tende a cisalhar este filme, e a resistência ao cisalhamento do fluído transmite a força entre os corpos. Os valores de *slip* nos contatos das transmissões por tração podem variar de menos de 1/2 % até 5 % ou mais. Para evitar esse tipo de falha por escorregamento, a maioria das transmissões por tração são projetadas para aumentar a carga normal na área de contato

<sup>1</sup> O fenômeno denominado *slip* é descrito por alguns autores como *creep*. Neste texto trataremos o fenômeno do escorregamento entre as partes rolantes em contato como *slip*

quando o torque transmitido é aumentado. Isto pode ser feito utilizando-se um “dispositivo proporcional”, FIG(5.10). Assim a transmissão pode trabalhar em baixa velocidade com baixa carga e pouco escorregamento no contato. Com o eventual aumento da carga na parte motora da transmissão, a força normal aumenta automaticamente, mantendo o escorregamento num nível relativamente baixo - usualmente abaixo 1%.

Analisando a FIG(5.3-B), nota-se inicialmente que um aumento do *slip* faz com que o coeficiente de tração aumente linearmente (região A). Em seguida há uma região de não-linearidade onde o coeficiente de tração atinge um ponto de máximo, P, (região B). Finalmente há uma região de declínio que termina em algum lugar que depende das características do fluido, por causa do completa quebra do filme de óleo em altos valores de *slip* permitindo o contato entre os metais. Isto, causa superaquecimento no contato e um conseqüente desgaste chegando até a fusão de pontos das superfícies de tração. Uma explicação detalhada de cada uma destas regiões, pode ser encontrada em TEVAARWERK (1981).

Nas CVT's, o *slip* é complicado pela adição do *spin*. De todas as variáveis envolvidas no projeto de CVT's, o *spin* é provavelmente o mais importante e o menos entendido, HEILICH e SHUBE(1983). O *Spin* pode ser explicado como sendo a diferença do vetor velocidade angular dos corpos na direção normal ao contato. Como as CVT's por tração tipicamente usam elementos com raios de rotação que variam continuamente para produzir a variação das relações de velocidade, o *spin* esta sempre presente. Nas prática, o *spin* tende a girar as superfícies no contato enquanto elas executam o movimento de rotação. Projetistas tentam minimizar esta torção através de um cuidadoso controle da geometria do contato. Estudos que tratam do *spin* no contato de CVT's por tração podem ser encontrados em LIM e ULLMAN (1989), LOEWNTHAL (1986), DOUG(1980), YEAPLE(1971).

O coeficiente de tração de um fluido é afetado por diversos fatores, dentre os quais destacam-se os seguintes:

- a.) Velocidade de rolamento - para um dado valor de  $\mu$ , o escorregamento tende a aumentar com o aumento da velocidade de rolamento. O valor de  $\mu$  deve ser

determinado para a mais alta velocidade de rolamento pretendida no projeto, assim para as velocidades menores o projeto estará preservado FIG(5.4-A).

b.) Pressão no contato - o máximo valor de  $\mu$ , tende a ocorrer na mesma faixa de pressão para a maioria dos fluídos de tração comumente usados (1.4 ~ 1.9 Gpa) FIG(5.4-B)

c.) Temperatura - para temperaturas entre 4 e 121° C, se o acabamento superficial não for levado em consideração, a variação de  $\mu$  com a temperatura pode ser desprezada FIG(5.4-C)

d.) Spin - A FIG(5.4-D) é da mesma forma da FIG(5.4-A), na qual uma família de curvas de  $\mu$  em função do *slip* foi plotada para o aumento de valores da velocidade de rotação. Um completo entendimento dos efeitos do *spin* requer análise do fenômeno na área de contato. O *spin* não afeta somente  $\mu$  diretamente mas em grande parte controla perdas no contato e tipos de falhas.

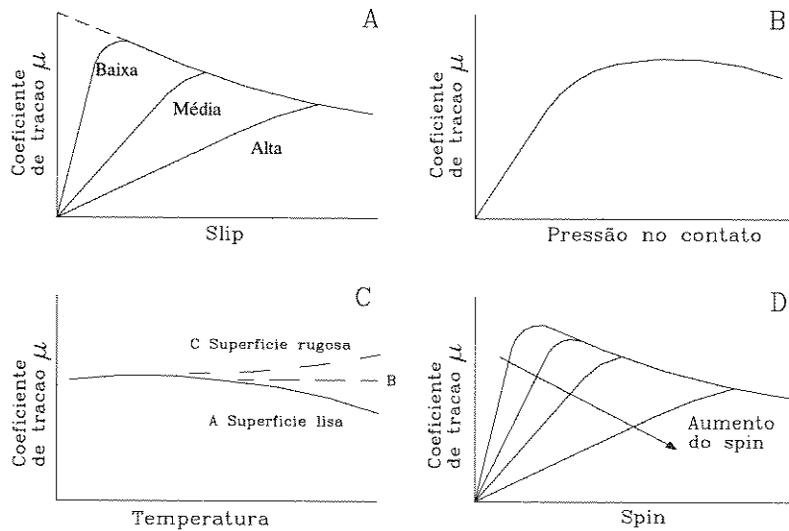


Figura 5.4 - Fatores que influenciam o coeficiente de tração

Um estudo individual de cada um dos itens acima citados, além deles agindo simultaneamente, pode ser visto em HEILICH e SHUBE(1983).

O valor de  $\mu$  para um projeto, deve ser seguramente abaixo do máximo valor de  $\mu$ . Se ele for muito baixo, a transmissão estará sujeita a forças de compressão muito grandes nos contatos e perderá eficiência. Como mostrado na FIG(5.5) há uma região utilizável, e é

recomendável que o valor de projeto de  $\mu$  seja normalmente selecionado em 3/4 do valor máximo de  $\mu$ , HEILICH e SHUBE(1983).

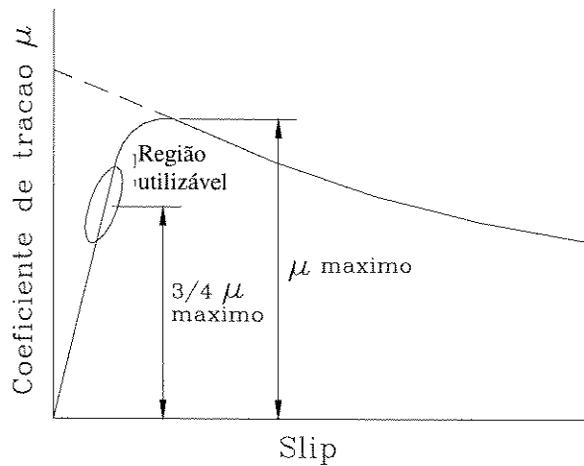


Figura 5.5 - Região utilizável de  $\mu$

#### 5.2.4 Forma e Tensões da região de contato

Para a determinação das pressões e tensões máximas no contato, faz-se necessária a determinação da forma e dimensões da região de contato. A forma da região de contato depende basicamente da forma dos elementos de contato, das características físicas dos mesmos e da condição dinâmica do contato. Normalmente pode-se tomar de modo simplificado como determinante da forma da região de contato para corpos elásticos, apenas a geometria dos mesmos.

Devido a sua grande complexidade, o contato não pode ser representado por uma expressão analítica. A ação combinada de cargas aplicadas e restrições cinemáticas produzem algumas combinações de movimentos de rolamento, escorregamento e rotação (*rolling, sliding, spinning*). Esses movimentos agem para atrair o lubrificante para a região de contato, onde suas propriedades são alteradas pela pressão e temperatura que varia através da região de contato, formando um filme que serve para separar o contato entre os corpos FIG(5.2).

A solução clássica para a tensão e deformação local de dois corpos elásticos aparentemente em contato num simples ponto foi estabelecida por Hertz em 1881. Hoje, tensões de contato são frequentemente chamadas de tensões Hertzianas ou simplesmente tensões de Hertz em reconhecimento a sua realização. Hertz assumiu corpo elásticos sólidos

feitos de materiais isotrópicos, os quais são caracterizados por módulo de Young  $E$ , e coeficiente de Poisson  $\nu$ . Os corpos A e B em contato FIG(5.6), são assumidos terem superfícies quadráticas na vizinhança do ponto de contato.

Um modelo para as condições de contato extraído de ROHN *et al.*(1981) e COY *et al.*(1981) é apresentado a seguir.

A FIG(5.6) mostra dois corpos em contato. Os planos x e y são os respectivos planos de curvatura relativa máximo e mínimo dos corpos. Estes planos são chamados de planos principais e são mutuamente perpendiculares. Os planos x e y devem ser escolhidos, tal que a curvatura relativa no plano x seja maior do que no plano y:

$$\frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}} > \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}} \quad (5.12)$$

O raio de curvatura pode ser positivo ou negativo dependendo se as superfícies são, respectivamente, convexas ou côncavas.

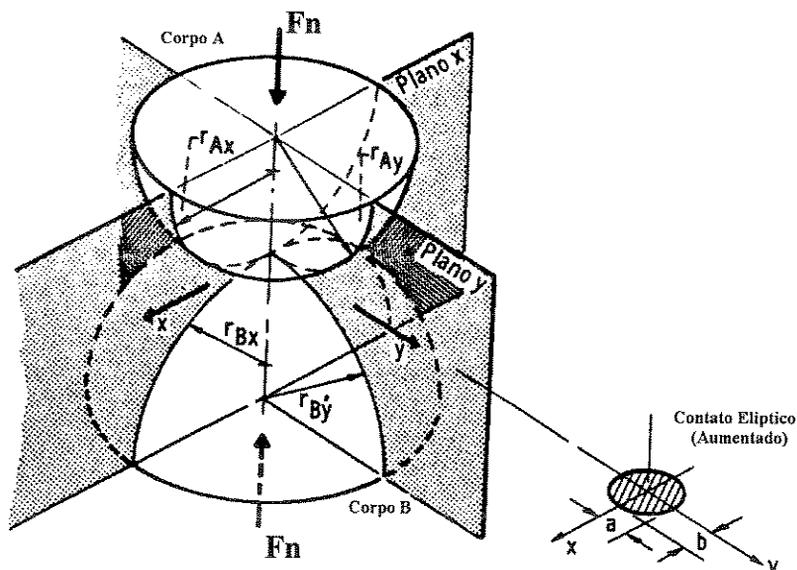


Figura 5.6 - Representação de superfícies em contato

Quando os corpos são pressionados, a região de contato é assumida como sendo uma pequena área na forma de uma elipse com eixo maior  $2a$  e menor igual a  $2b$ . O plano y, contém o eixo maior e o plano x, contém o eixo menor FIG(5.6). A razão  $k=a/b$ , é chamada

de razão de elipcidade do contato. Os valores de  $k$  variam de 1 até infinito para as várias combinações de superfícies de contato. Para cilindros em contato, a elipcidade é  $\infty$ , uma vez que a área deformada de contato é aproximadamente uma faixa retangular. Para esferas em contato, a elipcidade é igual a 1. O primeiro tipo é chamado de contato linear, ao passo que os demais são chamados de contato elíptico.

A teoria de Hertz é sumarizada por HARRIS (1991), onde encontramos a relação entre a elipcidade e a geometria do contato dada pela seguinte equação:

$$F = \frac{\left(\frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}}\right) - \left(\frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}}\right)}{\rho} = \frac{(k^2 + 1) - 2\zeta}{(k^2 - 1)\epsilon} \quad (5.2)$$

onde:

$$\rho = \frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}} + \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}} \quad (5.3)$$

$$\epsilon = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{-1/2} d\varphi \quad (5.4)$$

$$\zeta = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{1/2} d\varphi \quad (5.5)$$

Sendo,  $F$  a diferença de curvatura relativa,  $\rho$  a soma das curvaturas,  $\epsilon$  e  $\zeta$  as integrais elípticas de primeira e segunda ordem, respectivamente.

Segundo COY (1981), Brewe e Hamrock fornecem formulas simples para determinar as integrais elípticas de primeira e segunda ordem assim como a elipcidade  $k$ , como segue.

$$\varepsilon = 1.528 + 0.602 \ln\left(\frac{R_y}{R_x}\right) \quad (5.6)$$

$$\zeta = 1.000 + \left(\frac{0.597}{R_y / R_x}\right) \quad (5.7)$$

$$k = 1.034 \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.636} \quad (5.8)$$

sendo:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}} \quad (5.9)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}} \quad (5.10)$$

As EQ(5.6) e (5.7) apresentam uma solução numérica simplificada para as EQ(5.4) e (5.5) respectivamente, sendo possível assim calcular o semi-eixo maior  $a$  e o menor  $b$  do contato elíptico, a tensão de compressão máxima no contato  $\sigma_{m\acute{a}x}$ , e a tensão cisalhante sob o contato  $\tau_o$ , e sua respectiva profundidade  $z_o$ , como segue.

$$a = a^* g \quad (5.11)$$

$$b = b^* g \quad (5.12)$$

sendo:

$$g = \sqrt[3]{\frac{3F_n}{2\rho} \left( \frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right)} \quad (5.13)$$

$$a^* = \sqrt[3]{\frac{2k^2\varepsilon}{\pi}} \quad (5.14)$$

$$b^* = \sqrt[3]{\frac{2\varepsilon}{\pi k}} \quad (5.15)$$

$$\sigma_o = \frac{3F_n}{2\pi ab} \quad (5.16)$$

$$\tau_o = \frac{\sqrt{2t-1}}{2t(t+1)}\sigma_o \quad (5.17)$$

$$z_o = \frac{b}{(t+1)\sqrt{2t-1}} \quad (5.18)$$

$$t = 1 + 0.304k^{-1.856} \quad (5.19)$$

A máxima tensão cisalhante reversa ortogonal  $\tau_o$ , ocorre na profundidade  $z_o$ , abaixo da superfície de contato, sendo responsável pela fadiga de origem subsuperficial, que será discutida no capítulo 6.

### 5.2.5 Lubrificação Elastohidrodinâmica

Os primeiros estudos dos fenômenos da lubrificação, concentravam-se nos mancais de superfícies deslizantes. Levando-se em conta as variações nas superfícies dos mancais, a análise hidrodinâmica clássica previa as espessuras da película lubrificante, as quais eram compatíveis com a evidência experimental.

O atrito do mancal e a espessura da película eram mostrados como relacionados com a viscosidade do lubrificante, velocidade de rotação e carga aplicada. Havia, entretanto, uma suposição simplista adotada nos primeiros estudos, que os metais e lubrificantes não são afetados pela tensão aplicada. Conquanto essa suposição permaneça válida naquelas

aplicações em que existe baixa carga nominal (tensão), é inválida em situações de elevada carga nominal.

Conforme observado, a carga em mancais de superfície deslizante é relativamente baixa; frequentemente apenas algumas dezenas de mega Pascal (Mpa) ou centenas de libra por polegada quadrada (psi) e raramente acima de 34.5 Mpa ou 5000 psi.

Em contraste, a carga em contatos de lineares ou pontuais, tais como existem em rolamentos de rolos e esferas e nos contatos das transmissões por tração, geralmente excedem em muito estes valores. São encontradas pressões acima de 0.69 GPa (100.000 psi), mesmo aplicando-se cargas modestas em rolamentos de esferas e acima de 1.8 GPa nos contatos das transmissões por tração. Estas pressões resultam em deformação elástica e plástica do material, formando áreas de contato suficientes para conter uma película de óleo e apoio da carga.

Diferente da teoria hidrodinâmica clássica, a teoria elastohidrodinâmica (EHD), reconhece a influência da pressão sobre a viscosidade e os materiais, sendo a equação de Reynolds resolvida simultaneamente com as equações da deformação elástica das superfícies em contato. Assim sendo, a teoria EHD difere da teoria hidrodinâmica convencional nos seguintes aspectos:

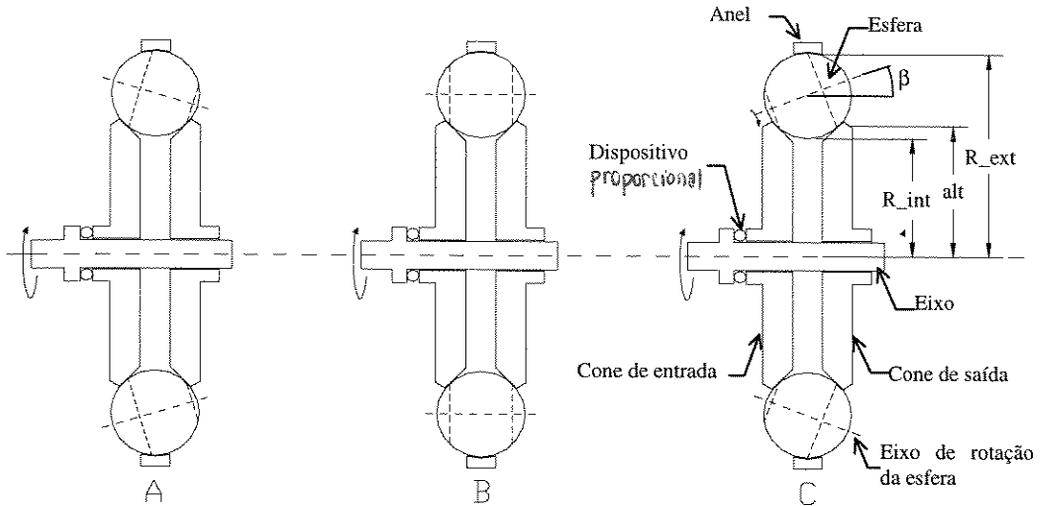
- 1.) No cálculo da espessura do filme de óleo na teoria EHD, a deformação elástica do contato é considerada;
- 2.) A viscosidade não é mais independente da pressão como é assumido na teoria hidrodinâmica convencional.

Uma comparação abrangente, entre a teoria da lubrificação clássica e a elastohidrodinâmica é apresentada por CARVER (1974).

Já a formulação teórica da teoria EHD, pode ser vista em HAMROCK(1976).

### 5.3 Esquema da Geometria da CVT Proposta

#### 5.3.1 Princípio de funcionamento



**Figura 5.7** - CVT representado, (A) redução, (B) relação 1:1 e (C) ampliação de movimento

A FIG(5.7) mostra três configurações possíveis da CVT proposta, diferenciando-se pela inclinação do eixo de rotação da esfera. A FIG(5.7A), FIG(5.7B) e FIG(5.7C) representam, respectivamente, uma configuração de relação de transmissão de 3:1, 1:1, e 1:3. Os cones de entrada e saída giram na mesma direção. A potência é transmitida do eixo para o cone de entrada passando através de um “dispositivo proporcional”, que tem como função aumentar a força normal no contato entre a esfera e os cones, quando o torque transmitido é aumentando evitando assim o aumento do escorregamento FIG(5.10). A potência passa do cone de entrada para uma série de esferas montadas em pinos que coincidem com o eixo de rotação das esferas e movem-se simultaneamente. A inclinação destes pinos e consequentemente do eixo de rotação da esfera produz a variação da relação de transmissão. Finalmente, das esferas, a potência é transmitida para o cone de saída

#### 5.3.2 Transmissão de movimento através das esferas

A FIG(5.8A) representa uma esfera da transmissão. Sendo C e D pontos de contato da esfera com os cones de entrada e saída respectivamente. A relação de transmissão  $r_t$ , é dada por:

$$r_t = \frac{\overline{DE}}{\overline{BC}} \quad (5.20)$$



### 5.3.3 Cálculo do número de esferas

A FIG(5.8B), ilustra a forma de cálculo do número de esferas possíveis para uma dada configuração da CVT sabendo-se os valores de  $R_{ext}$  e  $R_{int}$ , respectivamente, Raio externo e Raio interno. Considerando o  $\Delta AOB$ , temos que

$$\frac{AB}{2} = \frac{Raio_{ext} - Raio_{int}}{2} = \text{raio da esfera.} \quad (5.25)$$

$$\frac{\varphi}{2} = \arctan \left( \frac{(Raio_{ext} - Raio_{int}) / 2}{Raio_{ext} + ((Raio_{int}) / 2)} \right) \quad (5.26)$$

$$n = 360 / \varphi \quad (5.27)$$

$$\delta = \frac{360 - (n \varphi)}{n} \quad (5.28)$$

Sendo o número inteiro de  $n$  igual ou número de esferas e  $\delta$  o ângulo entre as esferas

### 5.3.4 Forças agindo na Transmissão

Sabendo-se que o eixo, FIG(5.7) transmite o torque proveniente do pedal temos que:

$$\text{Torque}_{pedal} = \text{Força}_{pedal} * \text{Comprimento}_{Pedivela} \quad (5.29)$$

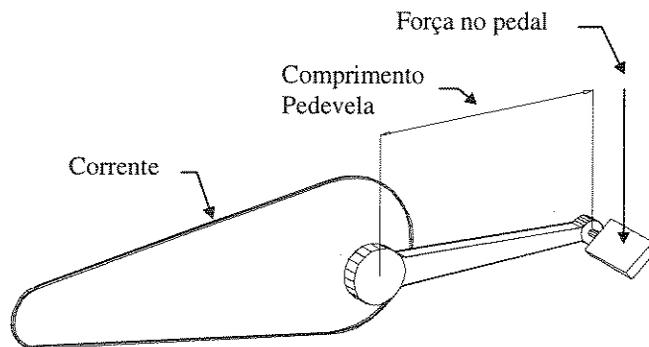


Figura 5.9 - Esquema do sistema pedal-corrente

Como, o torque aplicado nos pedais é igual a soma dos torque das forças tangenciais aplicados a cada esfera:

$$F_t * n * alt = \text{Força\_pedal} * \text{Comprimento\_Pedivela} \tag{5.30}$$

Ou,

$$F_n = \frac{\text{Força\_pedal} * \text{Comprimento\_Pedivela}}{n * alt * Ct} \tag{5.31}$$

sendo:

$n$  = número de esferas FIG(5.8-B)

$alt$  = distância do ponto de contato ao centro do eixo FIG(5.7)

$F_n$  = Força normal ao ponto de contato entre cada esfera e o cone FIG(5.9)

$F_t$  = Força tangencial ao ponto de contato entre cada esfera e o cone FIG(5.3-A)

$Ct = F_t/F_n, \mu$  FIG(5.3-A)

Porém, a força  $F_n$  calculada como mostrado, nem sempre é suficiente para produzir as pressões necessárias no contato (1.2 ~ 2.0 Gpa). Então, faz-se necessária a utilização de um “dispositivo proporcional”, posicionado no eixo conforme esquematizado na FIG(5.7) e detalhado na FIG(5.10).

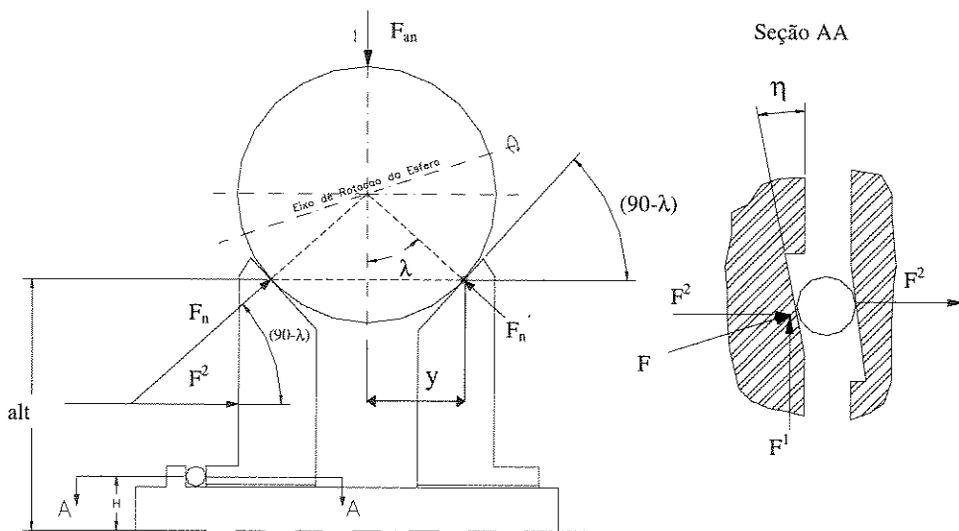


Figura 5.10 - Princípio de Funcionamento do “dispositivo proporcional”

Considerando uma única esfera, temos que:

$$\text{Torque\_pedal} = F^1 H \rightarrow F^1 = \frac{\text{Torque\_pedal}}{H} \quad (5.32)$$

Da FIG(5.10), temos:

$$F = \frac{F^1}{\text{sen}(\eta)} \quad (5.33)$$

$$F^2 = F \cos(\eta) \quad (5.34)$$

De (5.32), (5.33) e (5.34) temos:

$$F^2 = \frac{\text{Torque\_pedal}}{H \tan(\eta)} \quad (5.35)$$

Finalmente, da FIG(5.10) temos:

$$F_n = \frac{\text{Torque\_pedal}}{H \tan(\eta) \text{sen}(\lambda)} \quad (5.36)$$

Pela EQ(5.34), nota-se que variando o ângulo  $\eta$ , é possível aumentar o valor da força  $F_r$ , alcançando-se assim as pressões desejadas. Segundo CHIRONIS(1965)<sup>2</sup>, o valor do ângulo  $\eta$  não deve ser menor do que 3 graus para evitar o travamento do mecanismo. Neste trabalho usou-se um valor igual a 7 graus para o ângulo  $\eta$ .

---

<sup>2</sup> Consultar capítulo 10 p.311

5.3.5 Montagem da CVT na bicicleta

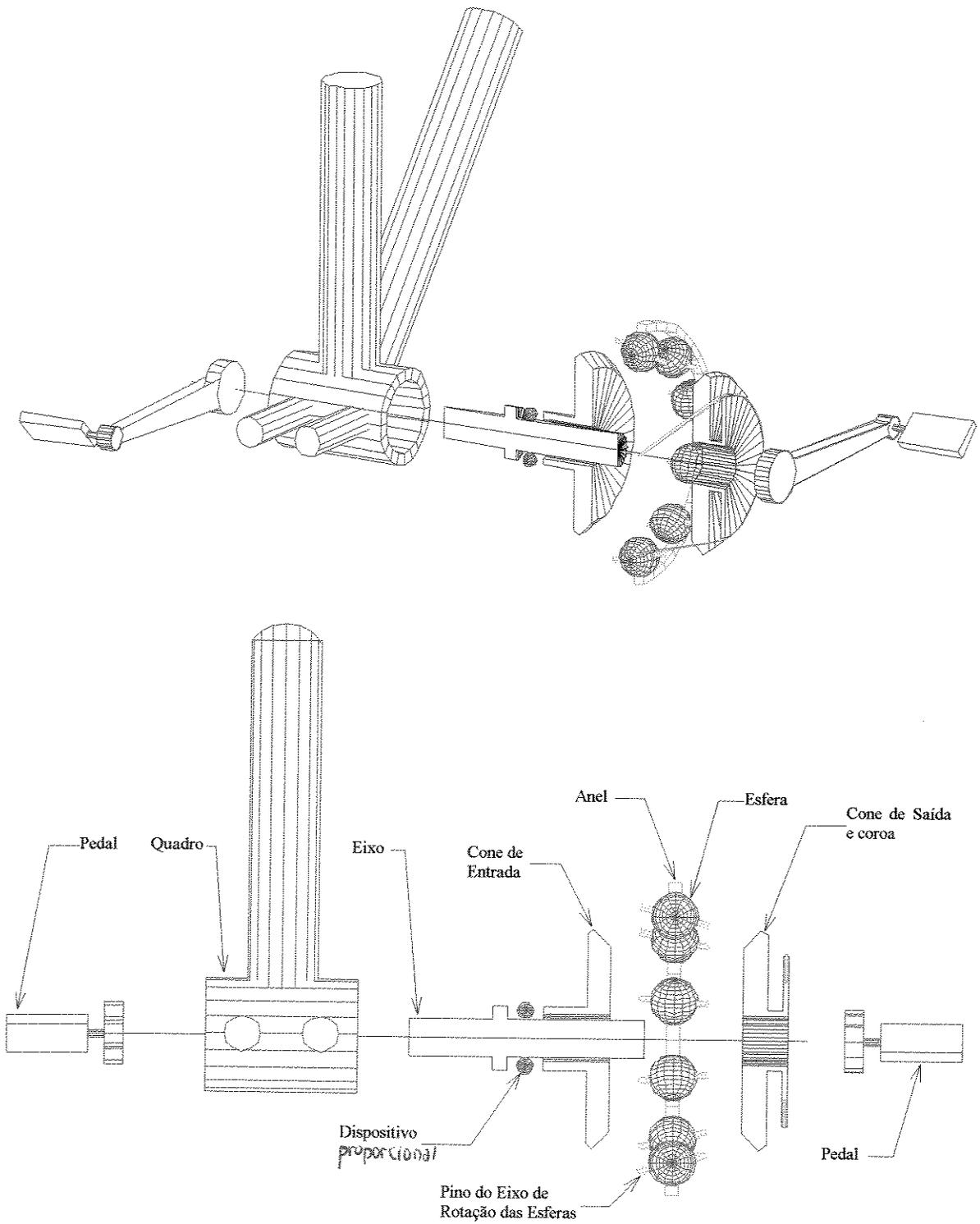


Figura 5.11 - Duas vistas da montagem da CVT na bicicleta

## **Capítulo 6**

### **Estudo de Vida da CVT**

#### **6.1 Introdução**

Existem poucos dados disponíveis referentes ao estudo da vida por fadiga, em teste bem controlados, de elementos rolantes em contato para transmissões continuamente variáveis. Todavia, devido a similaridade esperada no modo de falha, a análise da vida por fadiga nos contatos dos elementos de uma transmissão por tração esta baseada na teoria de fadiga para rolamentos de Lundberg\_Palmgreen ROHN *et al.*(1981). Assim, pode-se estabelecer a capacidade que tais elementos possuem de sobreviverem por um dado período de tempo.

Neste capítulo as solicitações, as quais a transmissão esteve sujeita durante as simulações nos três tipos de percurso e dois valores de potência, serviram de base para o cálculo da sua vida. As esferas, que compõem a transmissão, foram divididas em 15 faixas de estudo FIG(6.1), sendo que o tempo de vida de a cada faixa contribuiu de forma proporcional para o cálculo da vida total do sistema, em função do tipo de percurso e da potência aplicada.

A vida total estimada em cada uma das 15 (quinze) faixas, e também a vida total do conjunto da transmissão para um determinado percurso e potência está apresentado em gráficos e tabelas. Não foram consideradas as influências de desalinhamentos, spin, e outros fatores externos no cálculo da vida da CVT proposta.

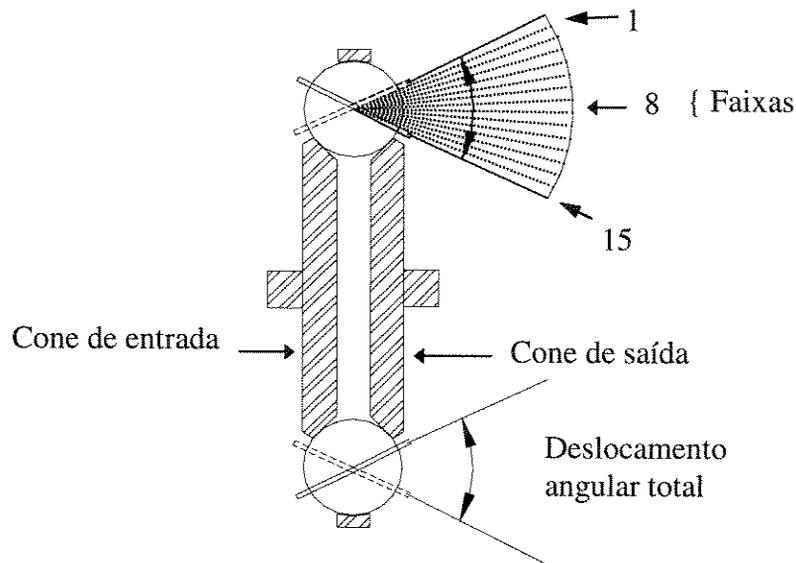


Figura 6.1 - Representação das faixas de estudo da esfera

## 6.2 Tipos de Falhas

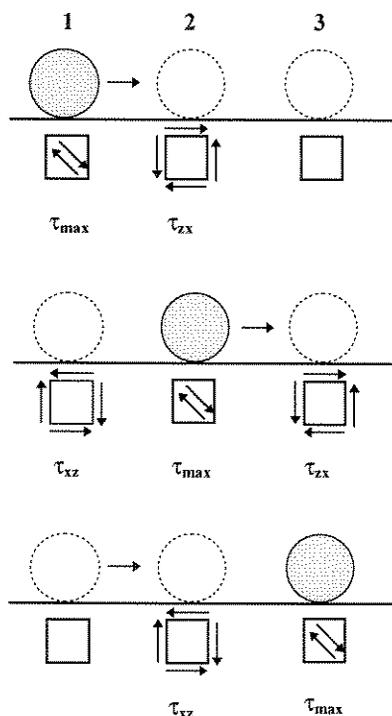
Considerando que os elementos rolantes em serviço estejam propriamente lubrificados e alinhados, livre de elementos abrasivos, umidade e elementos corrosivos, e com cargas compatíveis com o projeto, pode-se admitir que todas as possíveis causas de danos estão controladas, sendo neste caso as falhas por fadiga a principal causa de danos nestes sistemas.

Uma falha por fadiga na região de contato entre elementos rolantes, pode ocorrer quando a tensão local no material exceder o limite de fadiga. Neste caso, uma trinca é iniciada e propaga-se, seja, da superfície para o interior do corpo, "pitting", ou do interior do corpo para a superfície, denominada fadiga de origem subsuperficial. Mesmo se a tensão induzida por uma carga cíclica entre os elementos rolantes estiver abaixo do limite de fadiga, uma tensão adicional pode ser causada pela não homogeneidade do material, e defeitos de construção, ou lubrificantes contaminados agindo como um concentrador de tensões, que sobrepostas aquelas provenientes das condições normais de operação do conjunto podem sobrecarregar o material naquele ponto específico.

Em 1947, Lundberg-Palmgren publicaram uma teoria estatística para uma distribuição de falhas em esferas e rolos de rolamentos. O tipo de falha assumida foi a fadiga de origem subsuperficial (OSS), uma vez que esta é a mais importante das falhas por fadiga em

elementos rolantes em contato. Por este motivo todo estudo de vida da CVT neste trabalho baseou-se em tal teoria, ROHN *et al.* (1981).

### 6.3 Falha de Origem Subsuperficial



**Figura 6.2** - Tensões de cisalhamento alternadas simétricas no interior do corpo durante o deslocamento por atrito

O deslocamento de um corpo sobre o outro, provoca sob a superfície de contato, o deslocamento do estado de tensão de forma conjunta. Isto, faz com que determinados pontos interiores ao corpo, sejam submetidos a contínuas alterações de sentido na tensão de cisalhamento, resultando em um estado de tensões dinâmico de forma alternada simétrica. Na FIG(6.2), pode-se ver a esquematização do processo durante o deslocamento de um rolete sobre uma pista plana em três posições subsequentes. Na posição 2, um mesmo ponto interior a uma mesma profundidade é submetido a tensão de cisalhamento de sentidos opostos com a passagem do rolete. Esta tensão de cisalhamento alternada simétrica, origina um processo de fadiga na camada subsuperficial à posição da tensão máxima. Com a passagem dos ciclos, a fadiga do material acaba por acarretar a formação de uma trinca ou fissura a uma determinada profundidade.

## 6.4 Modelo de Vida por Fadiga

O modelo simplificado de análise de vida por fadiga para contatos em transmissões por tração é descrito por ROHN *et al.*(1981), e serviu de base neste estudo.

Para um elemento rolante de aço, o número de ciclos de tensões resistidos antes da falha ocorrer é dado pela seguinte equação:

$$L = \left( \frac{K_1 z_o^h}{\tau_o^c V} \right)^{1/e} \quad (6.1)$$

A EQ(6.1), é uma forma modificada da teoria de Lundberg-Palmgren para a predição da vida nos contatos por fadiga, e é aplicável a engrenagens, rolamentos e outros elementos de contato por rolamento. A tensão cisalhante crítica,  $\tau_o$  EQ(5.17), é considerada como sendo a máxima tensão cisalhante cíclica ortogonal, e ocorre abaixo da superfície de contato, a uma profundidade  $z_o$  FIG(6.2), EQ(5.18). A tensão  $\tau_o$ , não é a maior tensão subsuperficial, mas tem o componente de maior variação o que é crítico no processo de fadiga. O termo do volume tencionado  $V$ , EQ(6.2) é importante pois a teoria de Lundberg-Palmgren é baseada na probabilidade de encontrar-se o início de uma falha por fadiga no volume de material que está sendo tencionado.

$$V = a z_o 2 \pi |R| \quad (6.2)$$

Sendo,  $R$  o raio de rotação do elemento, ou seja,  $\overline{BC}$  e  $\overline{DE}$  da FIG(5.8A). Assim, o termo  $2 \pi |R|$  é igual ao comprimento da trilha que é percorrida durante uma revolução do elemento rolante, e  $a$  é o semi-eixo maior do contato elíptico FIG(5.6).

Para elementos rolantes de rolamentos, e corpos rolantes em contato no geral, feitos de aço AISI 52100, Dureza Rockwell-C62, com uma probabilidade de vida de 90 por cento, temos que:

$$K_1 = 1.430 \cdot 10^{95} \text{ (N.m) (N and m units)} = 3.583 \cdot 10^{56} \text{ (lbf and in. units)}$$

Já os valores de  $h$  e  $c$  são, respectivamente,  $7/3$  e  $31/3$ ; ao passo que  $e$  assume o valor de  $10/9$  para o caso de contatos elípticos e  $3/2$  caso o contato seja linear, ROHN *et al.*(1981).

## 6.5 Análise Simplificada da Vida por Fadiga em Transmissões por Tração.

Pelo uso das EQ(5.17), (5.18), (5.11) e (6.2), os parâmetros da EQ(6.1) podem ser encontrados. Assim, uma fórmula mais simples que expressa a estimativa teórica da fadiga dos elementos rolantes no contato, pode ser desenvolvida. Tal equação, expressa a vida em termos das constantes do material, carga aplicada e geometria dos corpos contactados.

$$L = K_3 (K_2)^{9/10} \left[ F_n^{-10/3} (E' \rho)^{-7} |R|^{-1} \right]^{9/10} \quad (6.3)$$

sendo:

$L = 90 \%$  de probabilidade de vida (milhões de ciclos)

$$K_3 = 8.18 \cdot 10^{90} \text{ (N.m)}$$

$$K_2 = \left( \frac{z_0}{b} \right)^{4/3} \left( \frac{\tau_0}{\sigma_0} \right)^{-31/3} (a^*)^{28/3} (b^*)^{35/3} \quad (6.4)$$

Para os valores de  $z_0$ ,  $b$ ,  $\tau_0$ ,  $\sigma_0$ ,  $a^*$ ,  $b^*$  consultar, respectivamente, as EQ(5.18), (5.12), (5.17), (5.16), (5.14) e (5.15).

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (6.5)$$

$R =$  Raio de rotação da superfície de contato,  $\overline{BC}$  e  $\overline{DE}$  FIG(5.8A)

Assumindo que ambos os corpos em contato são do mesmo material ( $E_A = E_B = 207$  GPA e  $\nu_A = \nu_B = 0.3$ ), e usando os expoentes mencionados no item anterior, então a EQ(6.3) torna-se:

$$L = K_4 (K_2)^{0.9} F_n^{-3} \rho^{-6.3} |R|^{-0.9} \quad (6.6)$$

sendo:

$$K_4 = 2.32 \cdot 10^{19} \text{ (N.m)} = 6.43 \cdot 10^8 \text{ (lbf . in)}$$

$F_n$  = Carga normal no contato

$\rho$  = soma das curvaturas inversas EQ(5.3), FIG(5.6)

Todos os corpos rolantes num sistema, acumulam ciclos de tensão em diferentes razões, isto, porque suas velocidades de rotação e número de ciclos de tensão por revolução podem não serem os mesmos. Para comparar vidas, o tempo em horas deve ser usado. Assumindo, que a velocidade em revoluções por minuto do *ith* corpo é  $n_i$  e que há  $u_i$  ciclos de tensão por revolução, então a vida do corpo *i* em horas e dada por:

$$H_i = \frac{L_i}{u_i n_i} \left( \frac{10^6}{60} \right) \quad (6.7)$$

A vida do sistema pode ser encontrada aplicando-se a regra de Weibull, HARRIS(1991). Se o sistema consiste de *j* corpos rolantes e a vida de cada um é designada por  $H_i$  ( $i=1$  até  $j$ ), então a vida do sistema em horas é dada por:

$$H_s = \left[ \frac{1}{(H_1)^e} + \frac{1}{(H_2)^e} + \dots + \frac{1}{(H_j)^e} \right]^{-1/e} \quad (6.8)$$

sendo:

$e = 10/9$ , para contato elíptico e  $3/2$  para contato linear

A EQ(6.6) foi utilizada no decorrer do trabalho para calcular o número de ciclos até a falha. A EQ(6.8), com  $e=10/9$ , foi utilizada para calcular o tempo de vida em horas do conjunto da CVT.

## 6.6 Efeito da carga e da geometria na vida da transmissão

É evidente da EQ(6.6) que para um dado elemento de contato, aumentando a carga a vida diminuirá inversamente proporcional ao cubo da carga aplicada. Além disso, existe uma relação direta entre a vida e o *tamanho* do elemento (raios e largura do contato). Para um torque e coeficiente de tração constante,  $F_n$  é proporcional a  $1/R$ . Para uma diferença relativa de raio constante,  $F$  EQ(5.2), o raio transversal ou largura do contato é proporcional ao raio de rolamento. Então, o *tamanho* é proporcional a  $R$ . Também  $K_2 = \text{constante}$  e  $\rho$  EQ(5.3) é proporcional a  $1/R$ . Substituindo estes valores na EQ(6.6) e notando que o *tamanho* e o raio de rolamento podem ser interligados, temos:

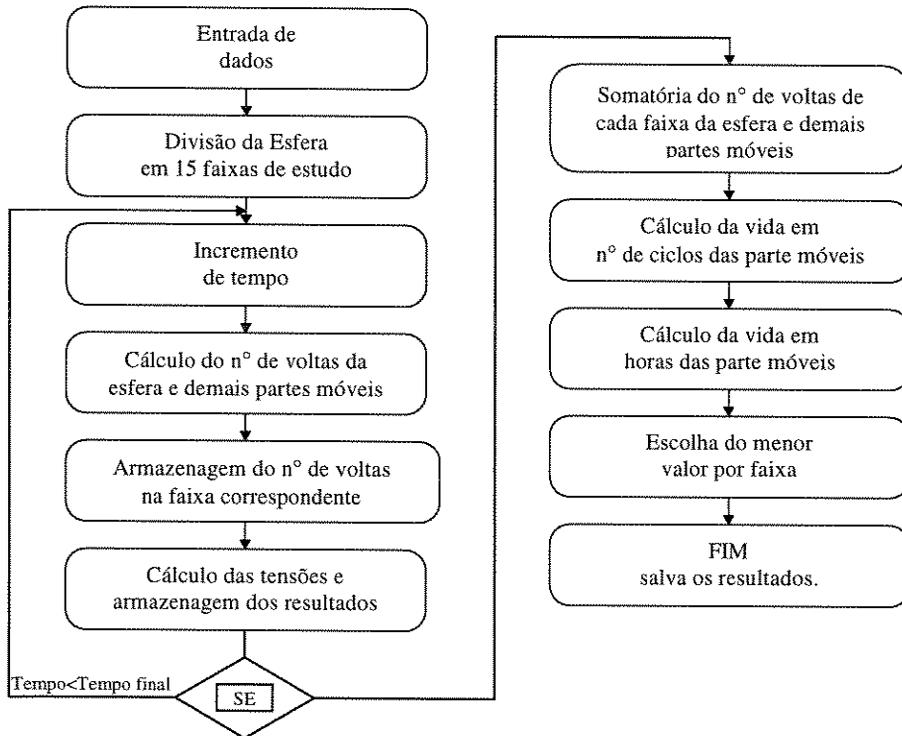
$$L \propto \left( \frac{1}{\text{tamanho}} \right)^{-3} \left( \frac{1}{\text{tamanho}} \right)^{-6.3} (\text{tamanho})^{-0.9} \quad (6.9)$$

ou:

$$L \propto (\text{tamanho})^{8.4} \quad (6.10)$$

## 6.7 Metodologia dos cálculos

Durante a simulação dinâmica do sistema, descrito no capítulo 3, armazenou-se a cada instante, num arquivo, a força que o ciclista aplicava no pedal, a relação de transmissão utilizada, a frequência de pedalar, o tempo total decorrido, e a diferença de tempo entre cada interação. Este arquivo serviu como fonte de dados para um programa computacional, escrito em MatLab FIG(6.3), que estimou a vida da CVT através das equações descritas nos parágrafos precedentes. Estas equações simplificadas, foram desenvolvidas para uma probabilidade de vida de 90% dentro do tempo estimado. Desta forma, conhecida a geometria e as condições de contato pode-se desenvolver o processo de cálculo e estimar a vida para um modelo chave. Pela variação dos parâmetros descritos na seção 6.6, pode-se adequar o modelo a vida desejada, quer alterando-se o tamanho e/ou geometria quer alterando-se os esforços.



**Figura 6.3** - Fluxograma do programa de cálculo de vida da CVT.

Vários fatores não foram levados em conta neste processo, como a espessura do filme lubrificante, a viscosidade do lubrificante, a velocidade e rugosidade das superfícies em contato entre outros.

Os avanços na tecnologia dos rolamentos desde a publicação da teoria de Lundberg-Palmgreen, tem geralmente aumentado a vida por fadiga dos rolamentos, e conseqüentemente das transmissões por tração. Estas melhoras foram obtidas a partir do uso de melhores materiais e técnicas de manufatura, além do que, um melhor conhecimento das variáveis que afetam a vida por fadiga. Em consequência destes avanços, sugeriram fatores de ajuste da vida calculados a partir da equações aqui apresentadas. ROHN *et al.*(1981) e COY *et al.*(1981) descrevem a influência de alguns fatores no cálculo da vida de transmissões por tração e cita o trabalho de Banberger *et al.* como sendo uma boa referência neste assunto.

Da FIG(5.7), adotou-se um valor de 80mm para o raio externo,  $R_{ext}$ . O valor do raio interno,  $R_{int}$  foi assumido ser 70% do raio externo, ou seja, 56mm. Fazendo-se uso destes valores e das equações da seção 5.3.3 determinou-se o número de esferas da transmissão como 17, com raio igual a 12 mm. Adotando-se a varredura do ângulo  $\beta$  como sendo igual a  $60^\circ$ , foi possível calcular o valor da medida  $y$  FIG(5.8A) como sendo:

$$y^2 = \frac{\overline{OD}}{4 \tan^2(\beta) + 1} \quad (6.11)$$

E o ângulo  $\lambda$ , FIG(5.10):

$$\lambda = \text{asin}\left(\frac{y}{\overline{OD}}\right) \quad (6.12)$$

Finalmente, calculou-se a altura, *alt*, do centro do eixo ao ponto de aplicação da força normal ao contato  $F_n$ ,

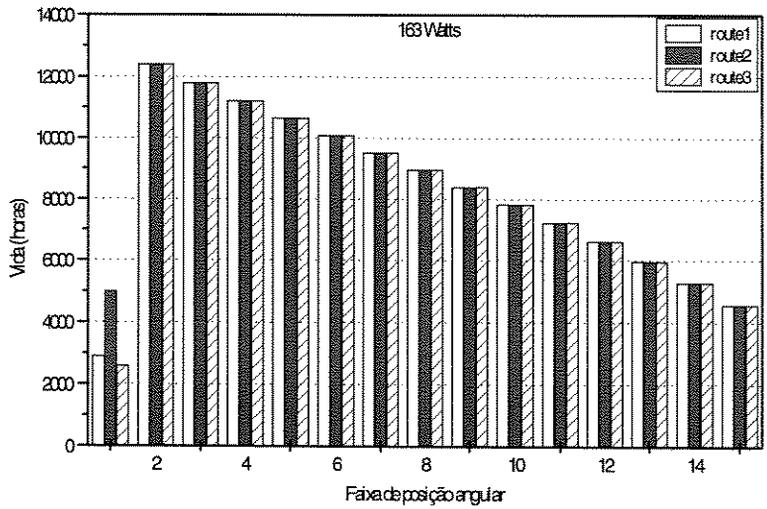
$$\text{alt} = R_{\text{int}} + [\overline{OD} - \overline{OD} \cos(\lambda)] \quad (6.13)$$

O coeficiente de tração adotado nestes cálculos foi 0,05, usual para os óleos mais comuns DEDINI (1986).

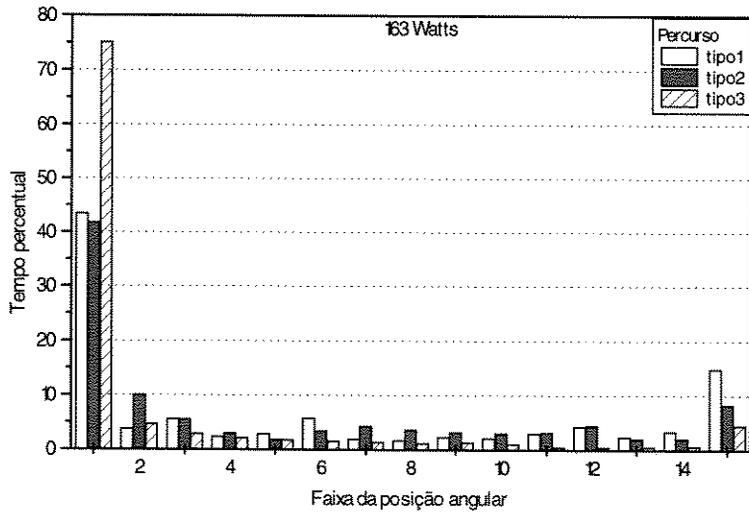
Utilizando estes parâmetros, as pressões alcançadas foram da ordem de 1,5 Gpa nos contatos das esferas com os cones e da ordem de 1,2 GPa no contato das esferas com o anel externo quando a potência fornecida ao sistema foi de 163 Watts. Já quando a potência fornecida foi de 245 Watts, as pressões foram da ordem de 1,7 e 1,3 Gpa respectivamente nos contatos das esferas com os cones e com o anel externo. Estes valores de pressão entre os cones e as esferas são suficientes para produzir o efeito elastohidrodinâmico.

## 6.8 Resultados Obtidos e Conclusões

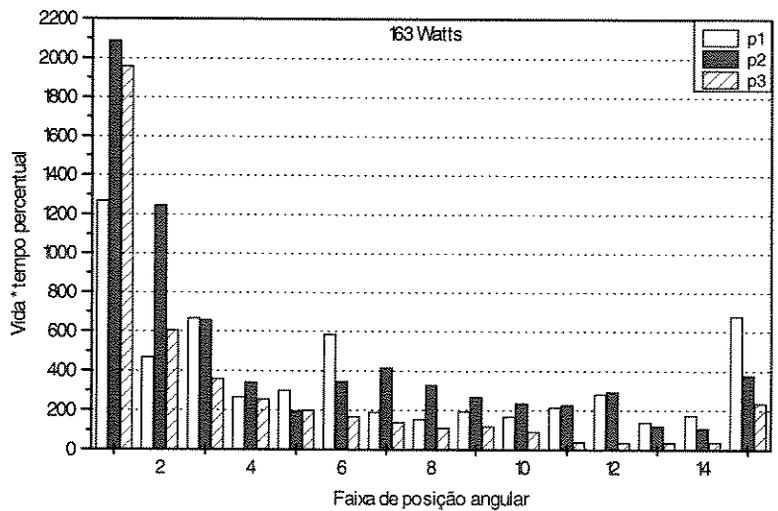
Depois de calcular a vida em cada uma das 15 faixas em que a esfera foi dividida, FIG(6.4) e FIG(6.7), e a porcentagem de tempo que a mesma ficou em cada uma destas faixas, FIG(6.5) e FIG(6.8) para os três percursos e dois valores de potência, estimou-se o tempo total de vida da transmissão para os respectivos tipos de percursos e valores de potências. Isto, foi feito através de uma somatória da multiplicação dos respectivos valores de vida em cada uma das faixas, pela porcentagem de tempo que a transmissão ficou nesta faixa. O tempo total estimado de vida da CVT para as diferentes situações estudadas é apresentado na TAB(6.1), e a contribuição de cada faixa no tempo total de vida é apresentado na FIG(6.6) e FIG(6.9).



**Figura 6.4** - Tempo de vida para cada faixa da CVT em função do percurso para a potência de 163 Watts



**Figura 6.5** - Tempo percentual que a CVT permaneceu em cada faixa em função do percurso para a potência de 163 Watts



**Figura 6.6** - Contribuição de cada faixa na vida total da CVT em horas, para a potência de 163 Watts

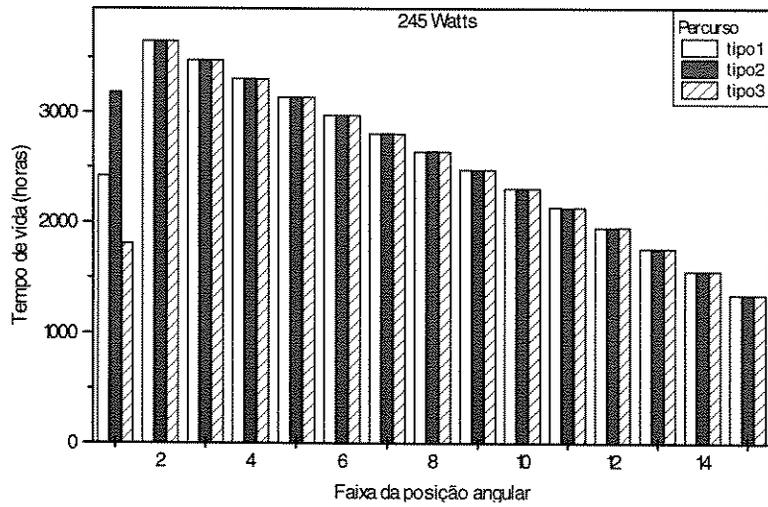


Figura 6.7 - Tempo de vida para cada faixa da CVT em função do percurso para a potência de 245 Watts

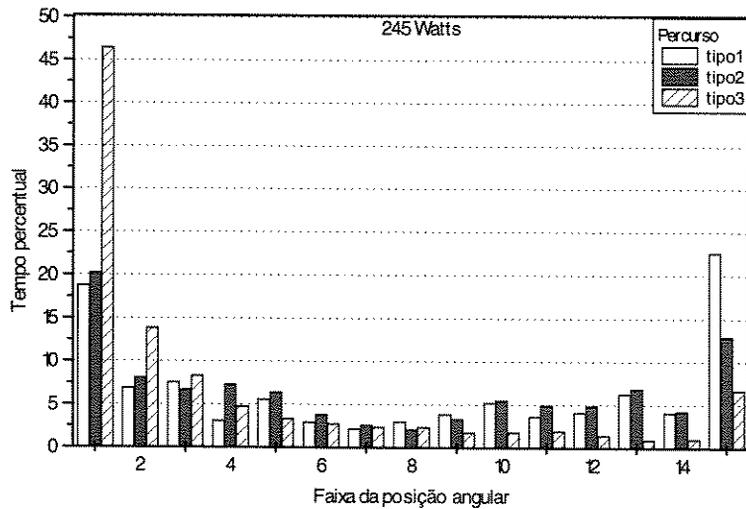


Figura 6.8 - Tempo percentual que a CVT permaneceu em cada faixa em função do percurso para a potência de 245 Watts

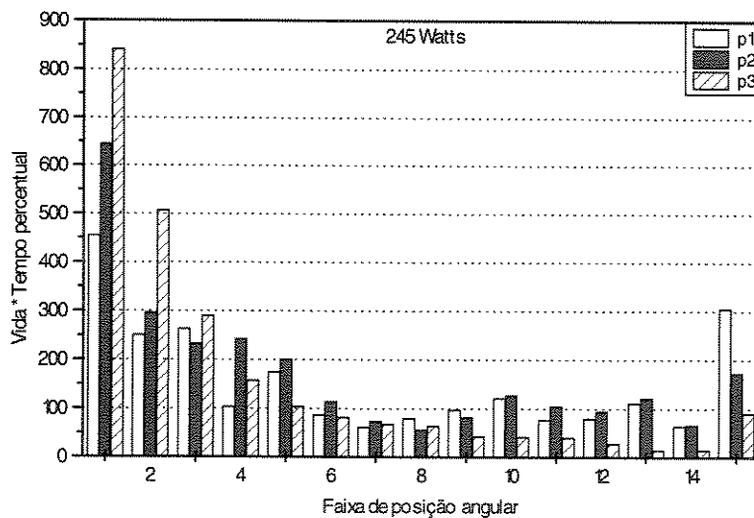


Figura 6.9 - Contribuição de cada faixa na vida total da CVT em horas, para a potência de 245 Watts

**Tabela 6.1** - Vida da CVT em horas para os três tipos de percurso e dois valores de potência

	Percurso Tipo 1	Percurso Tipo 2	Percurso Tipo 3
Potência 163 Watts	5770	7265	4255
Potência 245 Watts	2330	2630	2390

A título de informação, as 5770 horas de vida previstas para o dano por fadiga subsuperficial apresentada na TAB(6.1), seriam suficientes para:

- 1.) Um ciclista que utilizasse uma bicicleta equipada com esta CVT, 4 horas por dia, 7 dias por semana, poderia usá-la por aproximadamente 4 anos, sem que a CVT apresentasse falha por fadiga de origem subsuperficial;
- 2.) Como a velocidade média desenvolvida pelo ciclista no percurso e potência em questão é de aproximadamente  $4.25\text{Km.h}^{-1}$ , (deslocamento/tempo =  $2243.79/528.33 = 4.25$ ), FIG(4.14C) e FIG(4.16), as 5770 horas de vida da CVT seriam suficientes para cobrir uma distância de cerca de 24500 Km.

Os tempos de vida da CVT apresentados na TAB(6.1), são mais do que aceitáveis para o caso em estudo. Como pode-se notar, quanto menor a potência fornecida, maior o tempo de vida da CVT para um mesmo percurso. Porém, como constatou-se através de pesquisas no decorrer do trabalho, ciclistas recreacionais geralmente desenvolvem potências menores do que 163 Watts. Assim sendo, seria possível diminuir o volume da CVT, e conseqüentemente seu peso e possivelmente seu custo de fabricação, e mesmo assim, manter seu tempo de vida relativamente elevado.

## **Capítulo 7**

### **Conclusões e sugestões para próximos trabalhos**

#### **7.1 Conclusões**

Maximizar a limitada potência fornecida pelo ciclista à bicicleta, e proporcionar o conforto de poder manter uma frequência de pedalar constante, independente do tipo de percurso, serviu de base para a proposição de uma CVT para bicicletas.

Procurando atender tais requisitos, foi possível, através de simulações dinâmicas do sistema, constatar que o desempenho da CVT varia muito em função da faixa de trabalho utilizada. Logo, deve-se ter em mente qual o objetivo a ser alcançado e assim fazer a melhor escolha.

Constatou-se, que a maximização da potência fornecida pelo ciclista, causava em contra partida um elevado consumo de energia por parte do mesmo. Assim sendo, a escolha de uma faixa de trabalho da CVT em que o parâmetro tempo $\times$ energia fosse mínimo, e não mais aquela que apresentasse o máximo valor do parâmetro energia/tempo, como pensado inicialmente, foi considerada adequada para este propósito.

Quanto aos resultados alcançados, nota-se através dos perfis de frequência de pedalar, apresentadas pela CVT, que o objetivo de mante-la constante em muitos casos é difícil de alcançar, principalmente em virtude da baixa potência fornecida, e das grandes resistências impostas pelo percurso, em determinados pontos. Contudo, os resultados alcançados pela CVT, são muito melhores do que os da transmissão escalonada.

A configuração da CVT proposta, apresentou forma e tempo estimado de vida que indicam a viabilidade de construção de um protótipo para execução de testes experimentais.

## 7.2 Sugestões para próximos trabalhos

Este trabalho teve por objetivo apresentar um sistema de transmissão auto ajustável para bicicletas com um princípio de funcionamento relativamente simples e ao mesmo tempo diferente dos atuais disponíveis no mercado. Contudo, muito deve ser feito para torná-lo comercialmente disponível, como:

- 1.) Projetar um sistema de controle e um mecanismo de ajuste automático da relação de transmissão da CVT;
- 2.) Implementar a dinâmica de um mecanismo de ajuste da relação de transmissão ao sistema, e simular seu desempenho;
- 3.) Construir uma CVT para testes experimentais;
- 4.) Estudar formas de montagem e posicionamento da CVT em bicicletas comercialmente disponíveis no mercado.

Convém, ressaltar que no início deste trabalho, através de conversas com fisioterapeutas, soube-se que há uma grande dificuldade em conseguir que os pacientes que utilizam bicicletas ergométricas, para testes e/ou fisioterapias, consigam manter uma produção de potência constante durante todo o exercício. Isto, deve-se ao fato da maioria das bicicletas ergométricas serem do tipo mecânico, assim a única maneira de manter uma produção de potência constante durante o exercício é manter também a frequência de pedalar constante. Logo, a adaptação de uma CVT à bicicleta ergométrica teria a grande vantagem de permitir variações da frequência de pedalar dentro de uma faixa, e mesmo assim, o paciente manter uma produção de potência constante durante o exercício.

## Referências Bibliográficas

'95 SHIMANO Bicycle System Components. Manual do agente

AMÍLCAR, H., WORCMAN, N. Super atleta. *Superinteressante*, p.55-83, Julho 1996.

ASHLEY S. Cheetah Sprints to World Record. *Mechanical Engineering*, v.115, p.56-59, February 1993.

ASHLEY, S. Is CVT the Car Transmission of the Future. *Mechanical Engineering*. v.116, n.11, p.64-68.1994.

ARAÚJO, C. G. S., *Manual de Teste de Esforço*. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico, 1984, 113p.

ASTRAND, P., RODAHL, K. *Tratado de Fisiologia do Exercício*. 2.ed. Editora: Guanabara, 1987. Cap. 2: Liberação e Transferência de Energia, p.8-29. Cap. 9: Capacidade para o Trabalho Físico, p.265-303.

BAHNIUK, D.E. Bicycles Become Featherweights. *Machine Design*, p.58-64, November 1986.

BURKE, E. R. *Science of Cycling*. Human Kinetics Books. 1986, 156p.

CARVER., S. E. - Rolamentos II. *Lubrificação*, v.60, p. 61-88, Outubro-Dezembro 1974

- CHIRONIS N. P., *Mechanisms, Linkages and Mechanical Controls*. McGraw-Hill, 1965, 356p.
- COAST, J.R., WELCH, H.G. Linear increase in Optimal Pedal Rate with Increased Power Output in Cycle Ergometry. *European Journal of Applied Physiology*, v.53, p.339-342, 1985.
- COY, J. J., LOEWENTHAL, S. H., ZARETSKY, E. V. Fatigue Life Analysis for Traction Drives With Application to a Toroidal Type Geometry. *Nasa Technical Note D-8362*, December, 1976.
- COY, J. J., ROHN, D. A., LOEWENTHAL, S. H. Life Analysis of Multiroller Planetary Traction Drive. *Nasa Technical Paper 1710*. Avradcom Technical Report 80-C-16, 1981.
- DAL MONTE, A., LEONARDI, L. M., MENCHINELLI, C., MARINI, C. A New Bicycle Design Based on Biomechanics and Advanced Technology. *Int. J. Sport Biomechanics*, v.3, p.287-292. 1987
- DEDINI, F. G. Projeto e Otimização de uma Transmissão Planetário por Rolos de Tração. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1986. 150p. Tese (Mestrado)
- DICKINSON, S. The Efficiency of Bicycle Pedalling, as Affected by Speed and Load. *Journal of physiology*, v.67, p.242-255, 1929
- DOUG M. Traction Drives Move to Higher Powers. *Design Engineering*, p.35-39, December, 1980.
- DUARTE, L. G. Eficiência em Duas Rodas. *Superinteressante*, p.18-23, Outubro 1990.

- FELLOWS, T. G., GREWOOD, C. J., The Design and Development of an Experimental Traction Drive CVT for a 2.0 Litre FWD Passenger Car. *SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, U.S.A*, February 15 - March 1, 1991.
- FOX, E. D., BOWERS, R. W., FOSS, M. L. *Bases Fisiológicas da Educação Física e dos Desportos*. 4.ed. Editora: Guanabara Koogan, 1991. Cap. 2: Fontes de Energia, p.10-27. Cap. 3: Recuperação após o Exercício, p.28-43. Cap. 4: Mensuração de Energia, Trabalho e Potência, p.45-60.
- GARRY, R.C., WHISART, G.M. On the Existence of a most Efficient Speed in Bicycle Pedalling, and the Problem of determining human Muscular Efficiency, *Journal of physiology*, v.72, p.426-437, 1931.
- GLESER, M.A., VOGEL, J.A., Endurance Capacity for Prolonged Exercise on the Bicycle Ergometer. *Journal of Applied Physiology*, v.34, n.4, p.438-442, April 1973.
- HAGBERG, J.M., MULLIN, J.P., GIESE, M.D., SPITZNAGEL, E. Effect of Pedalling Rate on Submaximal Response of Competitive Cyclists. *Journal of Applied Physiology.: Respirat. Environ. Exercise Physiol.*, v.51, n.2, p.447-451, 1981.
- HARMAN. E. A., KNUTTGEN, H. G., FRYKMAN, P.N., PATTON, J.F., Exercise Endurance Time as a Function Percent Maximal Power Production. *Medicine and Science in Sports and Exercise*, v.19, n.5, p.480-485, October 1987.
- HARRIS T. A. *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley, 1991, 1013p.
- HARRISON, J.Y. Maximizing Human Power Output by Suitable Selection of Motion Cycle and Load. *Human Factors*, v.12, n.3, p.315-329, 1970
- HEILICH, F. W., SHUBE., E. E. *Traction Drives - Selection and Application*. Pleassey Dynamics Corporation, Hillside, New Jersey 1983.

- JONES, N.L., SUMMERS, E., KILLIAN, K.J. Influence of Age and Stature on Exercise Capacity During Incremental Cycle Ergometry in Men and Women. *Am. Rev. Respir. Dis.*, v.140, p.1373-1380, 1989
- KERNEY, J.T. Training The Olympic Athlete. *Scientific American*, v.274, n.6, p44-55, June 1996.
- LIM, K.H., ULLMAN, D.G. Optimal Design of Traction Drive Continuously Variable Transmissions. *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, v.111, p.264-269, June 1989.
- LOEWENTHIL S. H. Spin Analysis of Concentrated Traction Contacts. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. v.108, p.77-85, March 1986.
- MARGARIA, R., AGHEMO, P., ROVELLI, E. Measurement of Muscular Power (Anaerobic) in Man. *Journal of Applied Physiology*, v21, n.5, p1662-1664, September 1966
- MYLES, W. S., TOFT, R. J., A Cycle Ergometer Test of Maximal Aerobic Power. *European Journal of Applied Physiology*, v.49, p.121-129, 1982.
- NAKANO, M., HIBI, T., KOBAYASHI, K. Dual-Cavity Half Toroidal CVT for Passenger Cars. *SAE International Worldwide Passenger Car Conference and Exposition, Dearbon, Michagan, U.S.A*, September 28 - October 1, 1992.
- NONWEILER, T. R. F. The Man-Powered Aircraft. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, v.62, p.723-734, October 1958.
- NORDEEN-SNYDER, K. S. The Effect of Bicycle Seat Height Variation Upon Oxygen Consumption and Lower Limb Kinematics. *Med. Sci. Sports*, v.9, p.113-117, 1977.
- PATTERSON, R.P., PEARSON, J.L The Influence of Flywheel weight and Pedalling Frequency on the Biomechanics and Physiological Responses to Bicycle Exercise. *Ergonomics*, v.26, n.7, p.659-668, 1983.

- PATTON, J. F., VOGEL, J. A., MELLO, R. P. Evaluation of a Maximal Predictive Cycle Ergometer Test of Aerobic Power. *European Journal of Applied Physiology*, v.49, p.131-140, 1982.
- PRAMPERO, P.E., CORTILI, G., MOGNONI, P., SAIBENE, F. Equation of motion of a cyclist. *Journal of Applied Physiology: Respiratory, Environmental and Exercise Physiology*, v.47, n.1,p.201-206, July 1979
- PINI, M. C. *Fisiologia Esportiva*. 2.ed. Editora: Guanabara Koogan, 1983. Cap. 6: Metabolismo Energético, p.117-141. Cap. 7: Avaliação da Capacidade de Processar Energia. Sistema Aeróbico e Anaeróbico, p.142-164.
- PUGH, L. G. C. E. The Influence of Wind Resistance in Running and Walking and the Mechanical Efficiency of Work Against Horizontal or Vertical Forces. *Journal of Physiology*, v.213, p.255-276, 1971.
- REAN, D.A. *The History of Man-Powered Flight* Willian Clowes & Sons 1977.
- REDFIELD, R., HULL, M.L. Prediction of Pedal Forces in Bicycling using optimization methods. *Journal of Biomechanics*, v.19, p.523-540, 1986
- ROHN, D. A., LOEWENTHAL, S. H., COY, J. J. Simplified Fatigue Life Analysis for Traction Drive Contacts. *Journal of Lubrication Technology*. v.103, p.430-439, April, 1981.
- SARGEANT, A.J. Human Power Output and Muscle Fatigue. *International Journal Sports Medicine*, v.15, 116-121, 1994.
- SEABURY, J.J., ADAMS, W.C., RAMEY, M.R. Influence of Pedalling Rate and Power Output on Energy Expenditure During Bicycle Ergometry. *Ergonomics*, v.50, n.5, p.491-498, 1977

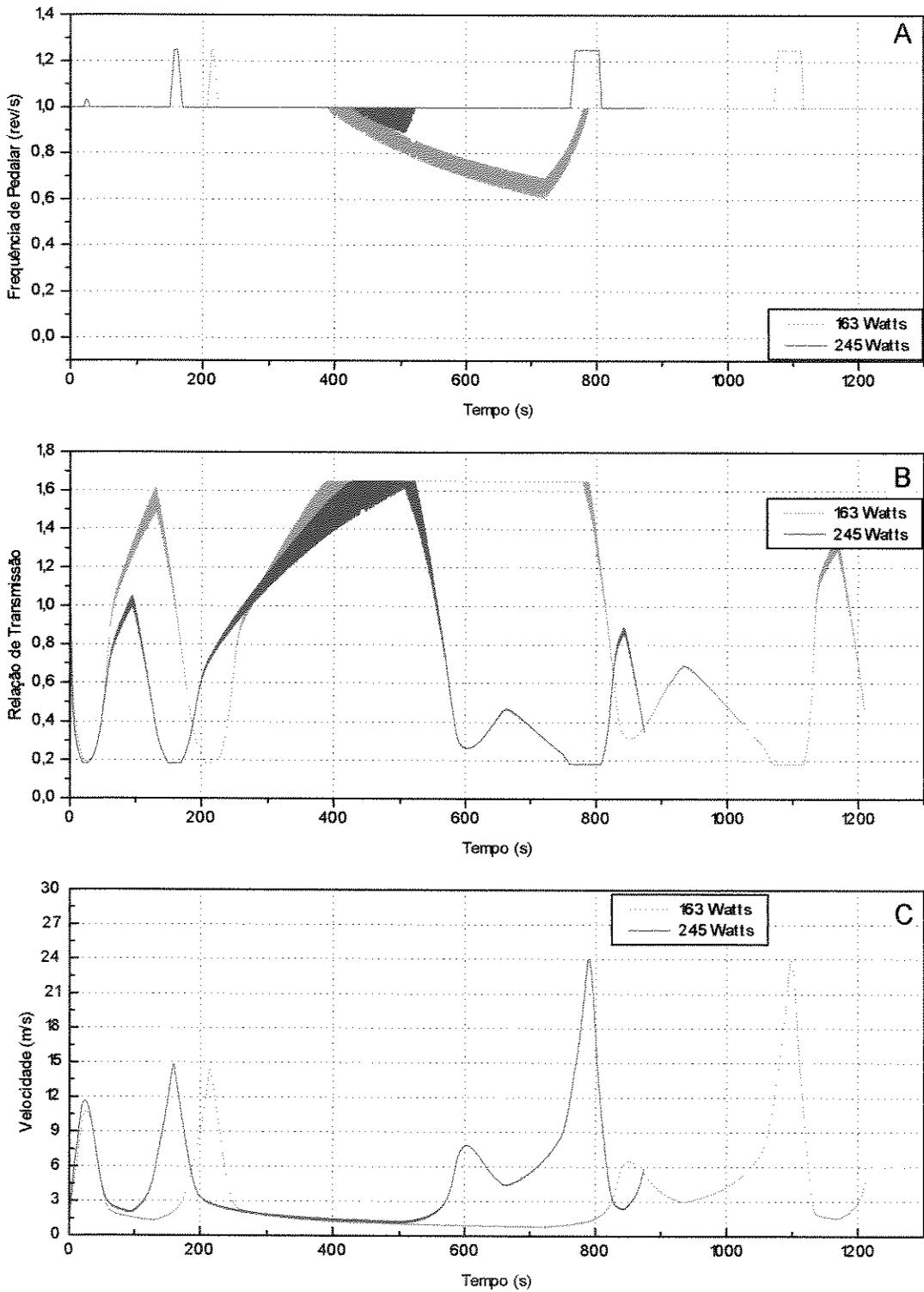
- SILVA, C. W., SCHULTZ, M., DOLEJSI, E. Kinematic Analysis and Design of a Continuously Variable Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, v.29, n.1, p.149-167, 1994.
- SINGH, T., N, S. S. A Mathematical Review and Comparison of Continuously Variable Transmissions. *SAE International Worldwide Passenger Car Conference and Exposition, Dearbon, Michagan, U.S.A*, September 28 - October 1, 1992.
- SODEN, P.D., ADEYEFA, B.A. Forces Applied to a Bicycle During Normal Cycling. *Journal of Biomechanics*, v.12, p.527-541, 1979.
- SOVIERO M.M. Bike to the Future. *Popular Science*, p.100-101, August 1992.
- SUZUKI, Y., Mechanical efficiency of fast and slow twitch muscle fibers in man during cycling. *Journal of Applied Physiology.: Respirat. Environ. Exercise Physiol*, v.47, n.2, p.263-267, 1979
- TEVAARWERK, J. L. A Simple Thermal Correction for Large Spin Traction Curves. *Journal of Mechanical Design*. v.103, p.440-446, April 1981.
- WILSON, S. S. Bicycle Technology. *Scientific American*, v.228, n.3 p.339-342, 1973
- WILSON, D. G. Evolution of Recumbent bicycles and the Design of the Avatar Bluebell, In: SECONDD INTERNATIONAL HUMAN POWERED VEHICLE SCIENTIFIC SYMPOSIUM, 10, 1983, Long Beach. Proceedings...International Human Powered Vehicle Association - IHPVA, 1984, p.92-103
- WILKIE, D.R., Man as a Source of Mechanical Power. *Ergonomics*, v.3, n1, p.1-8, 1960.
- WELTMAN, A., KATCH, V., SADY S. Effects of Increasing Oxygen Availability on Bicycle Ergometer Endurance Performance. *Ergonomics*, v.21, n6, p.427-438, 1978.
- YAMAGUCHI, J., CVT's Rapid Expansion. *Automotive Engineering*. p.77-82. March 1996.

YEPLÉ F. Metal-to-Metal Traction Drives Now Have a New Lease on Life. *Design*, p.33-37, October,1971.

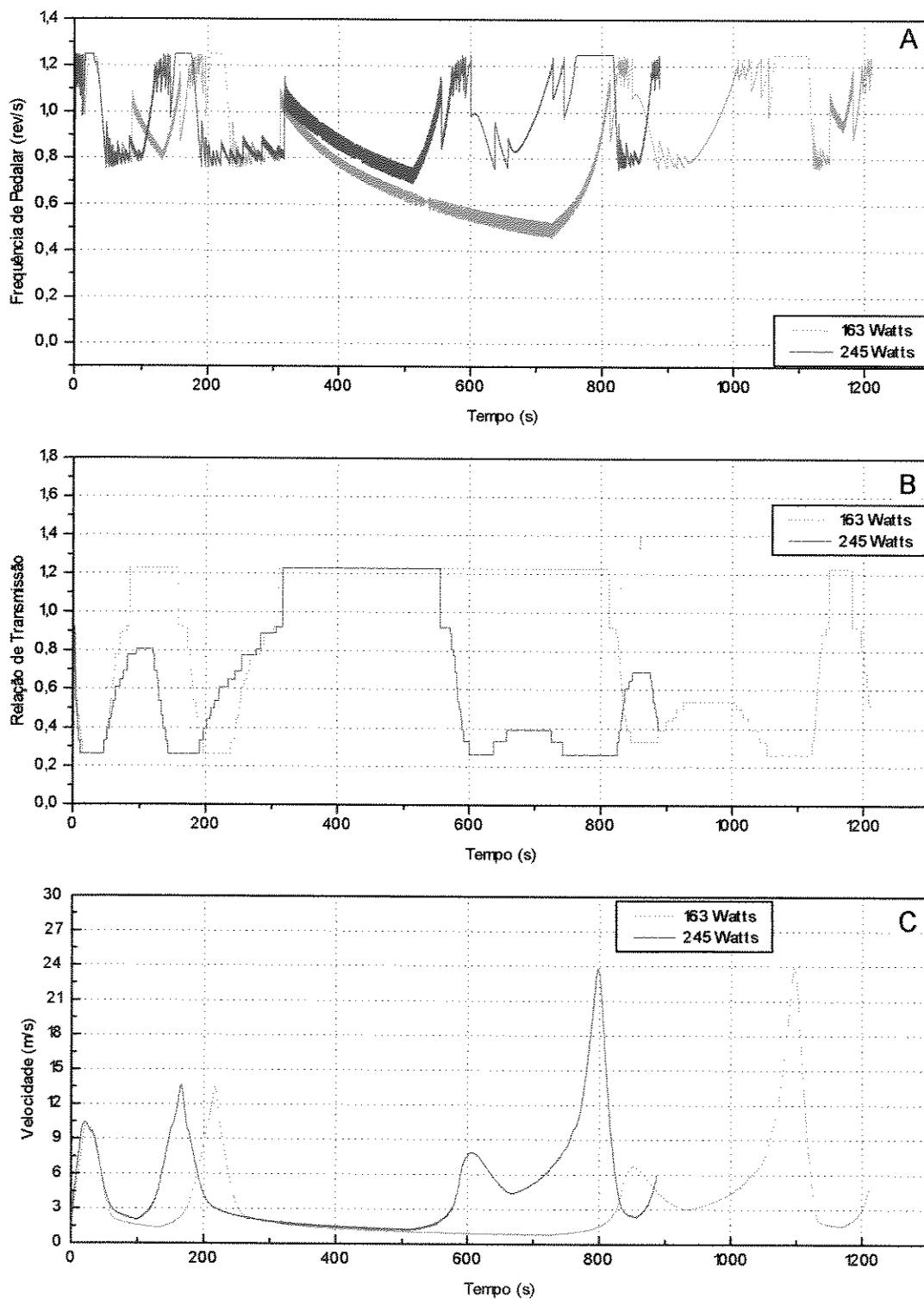
YOSHIHUKU, Y., HERZOG, W. Optimal Design Parameters of the Bicycle-Rider System for Maximal Muscle Power Output. *Journal of Biomechanics*, v.23, n.10, p.1069-1079, 1990.

WHITT., F.R. A note on the Estimation of the Energy Expenditure of Sporting Cyclist. *Ergonomics*,v.14, n.3,p.419-424, 1971.

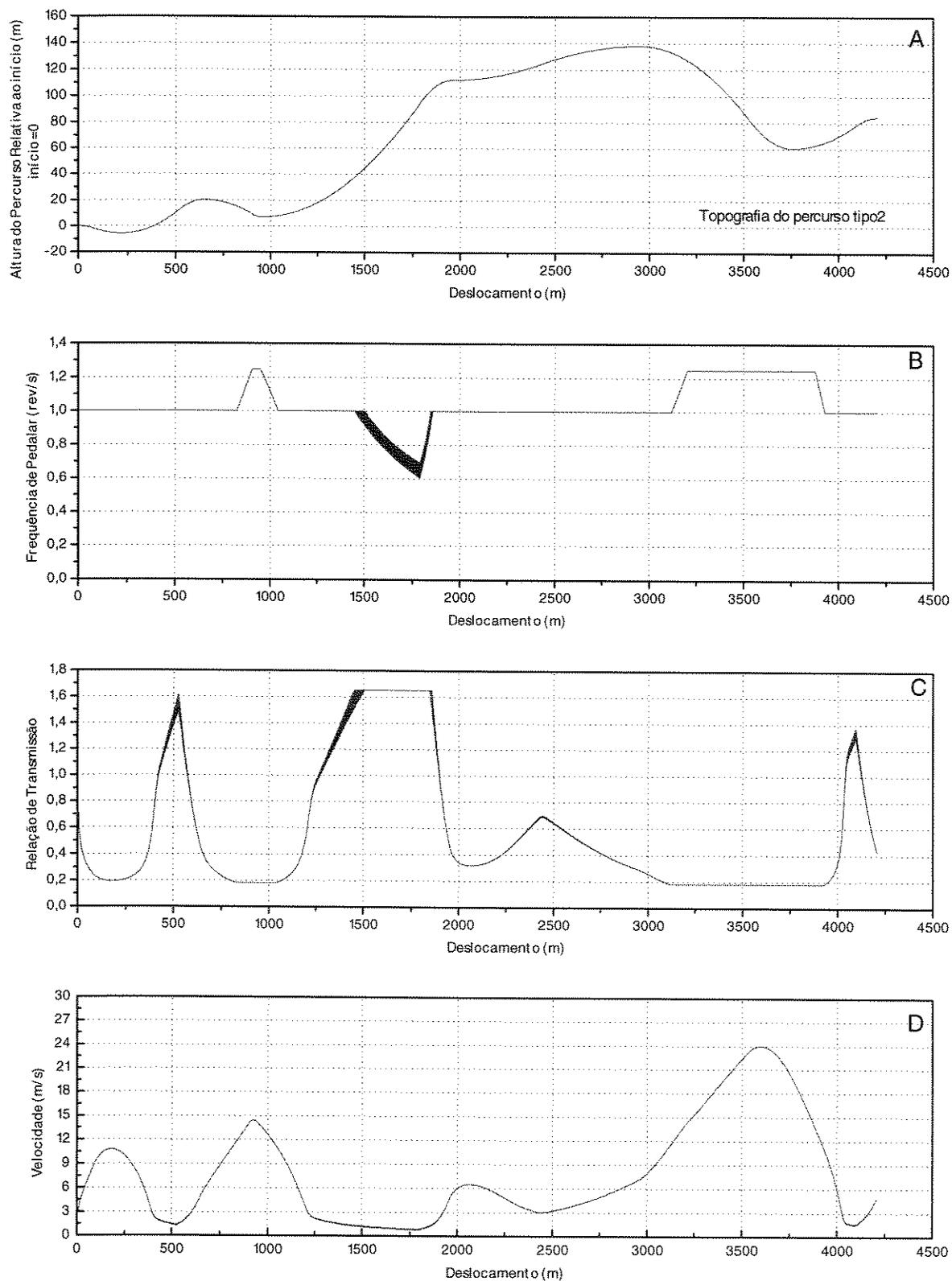
## **ANEXOS**



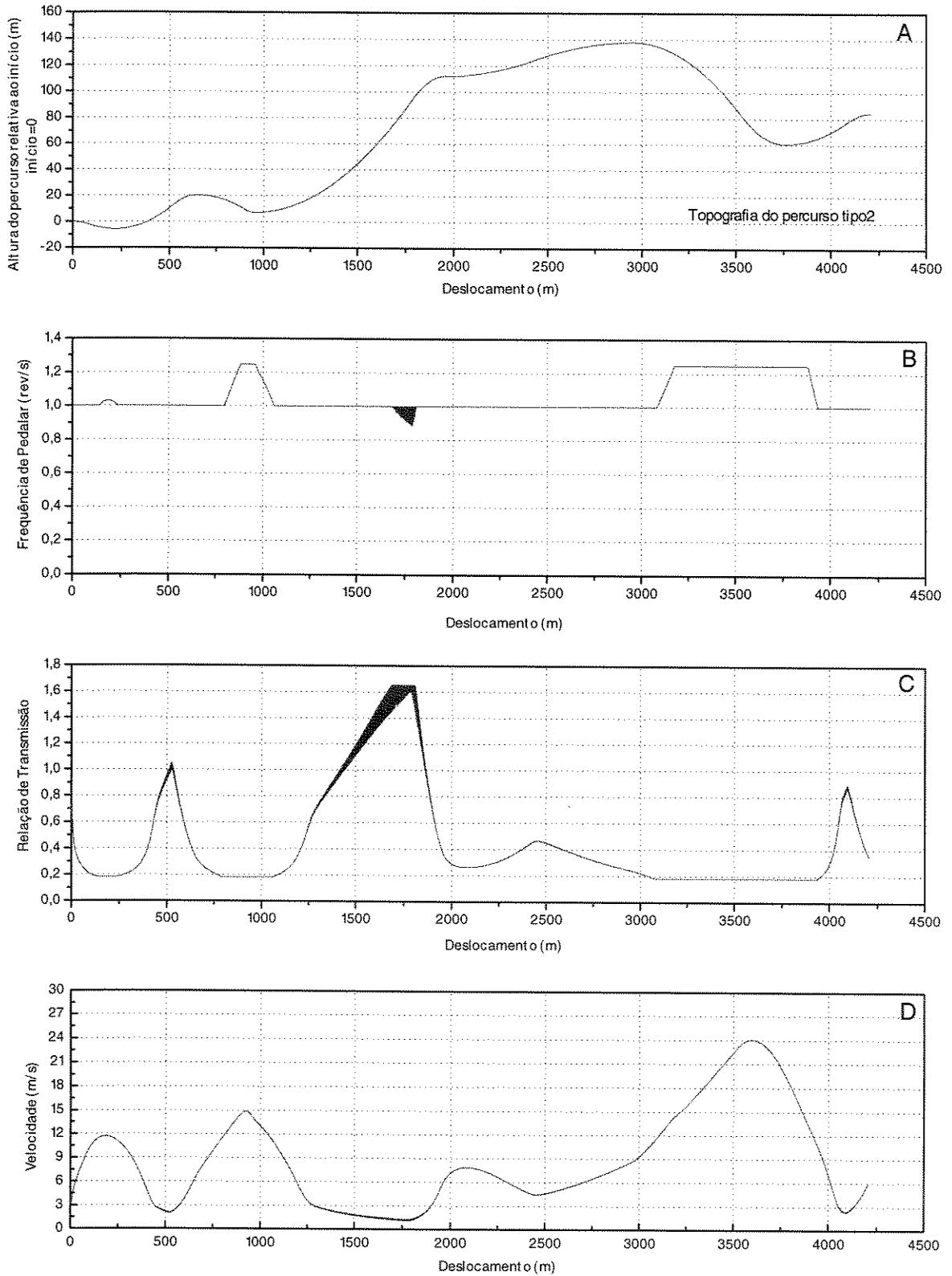
**FIGURA A.1** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo2 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.



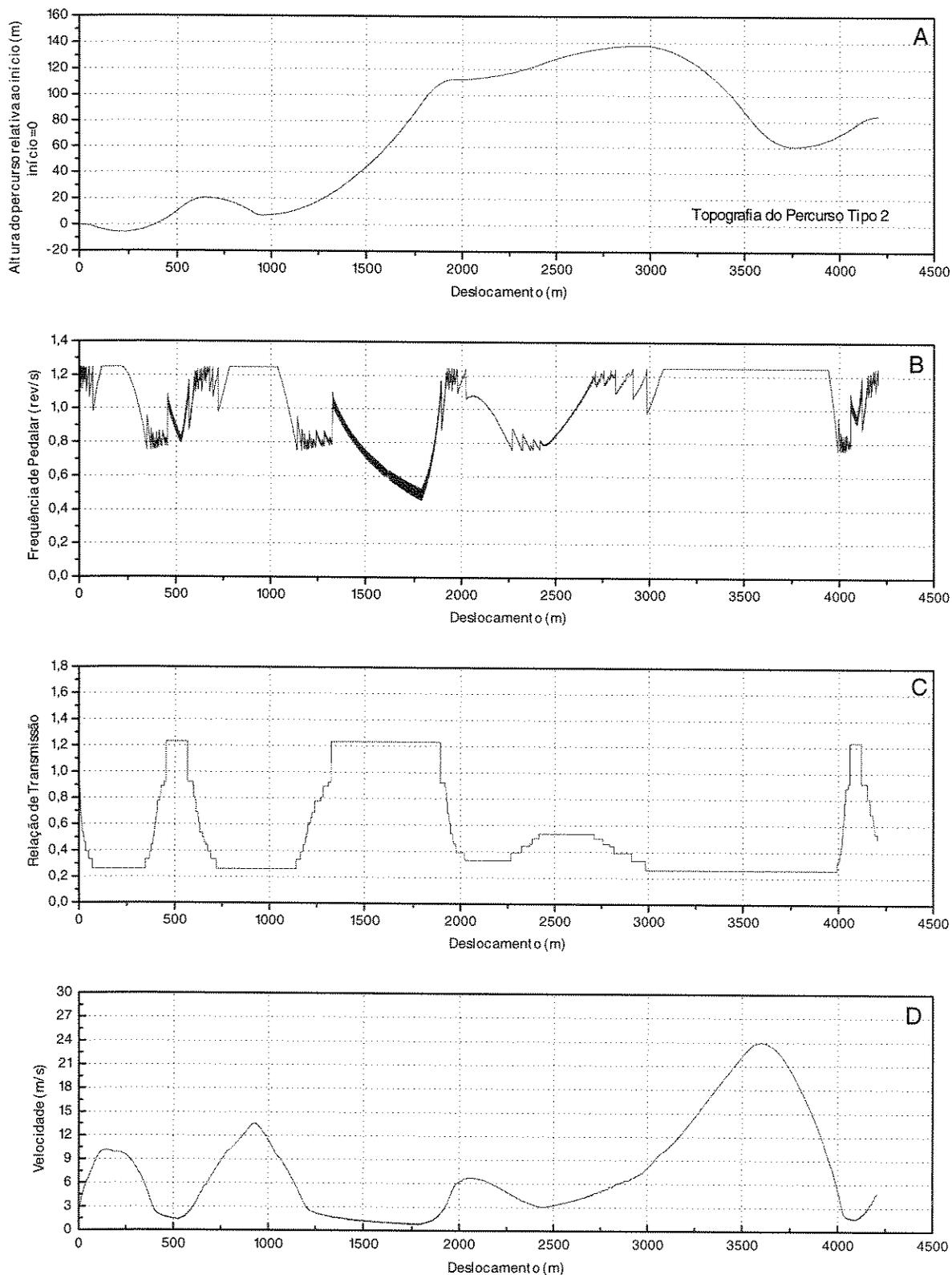
**FIGURA A.2** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo2 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso



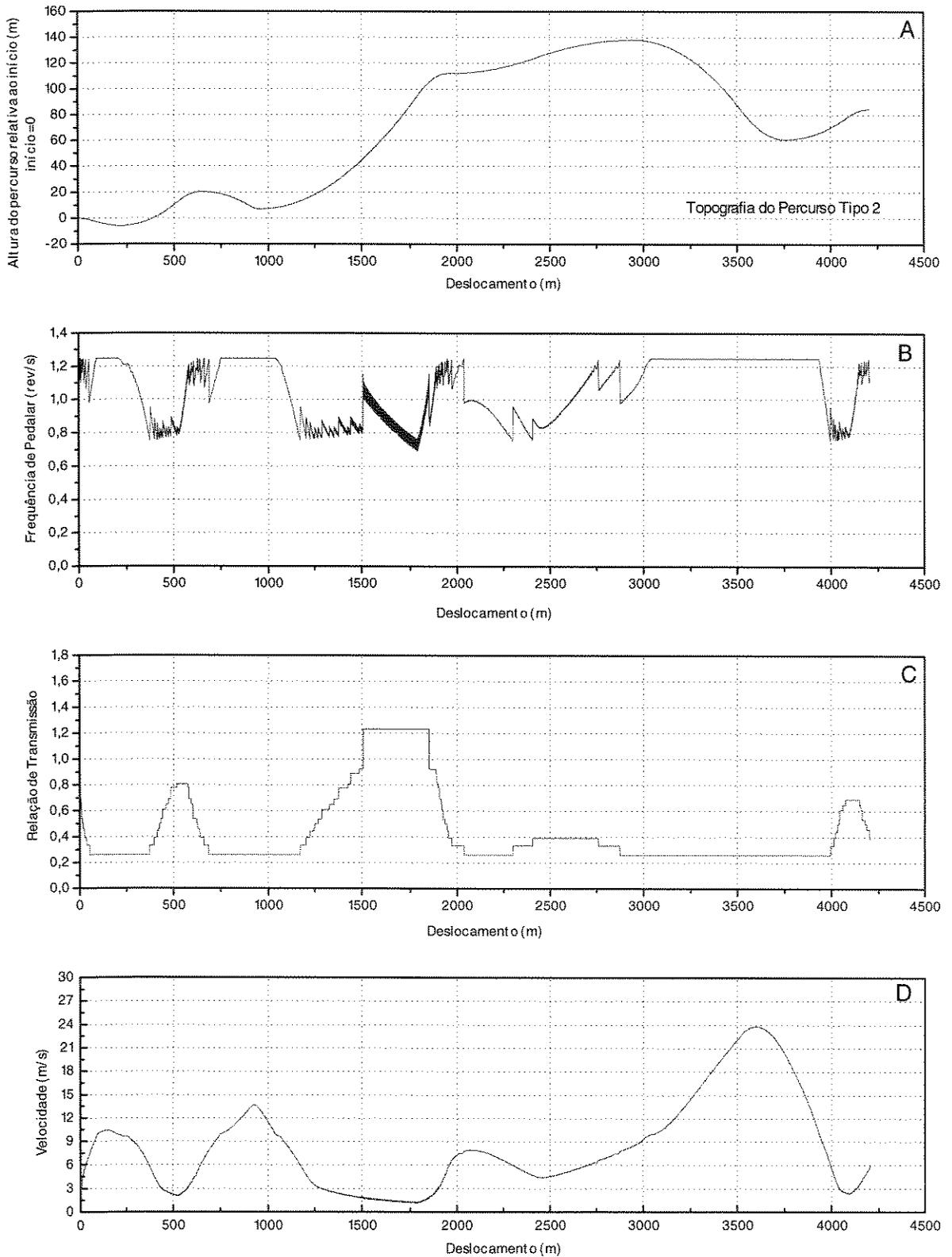
**FIGURA A.3** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo2 para a Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



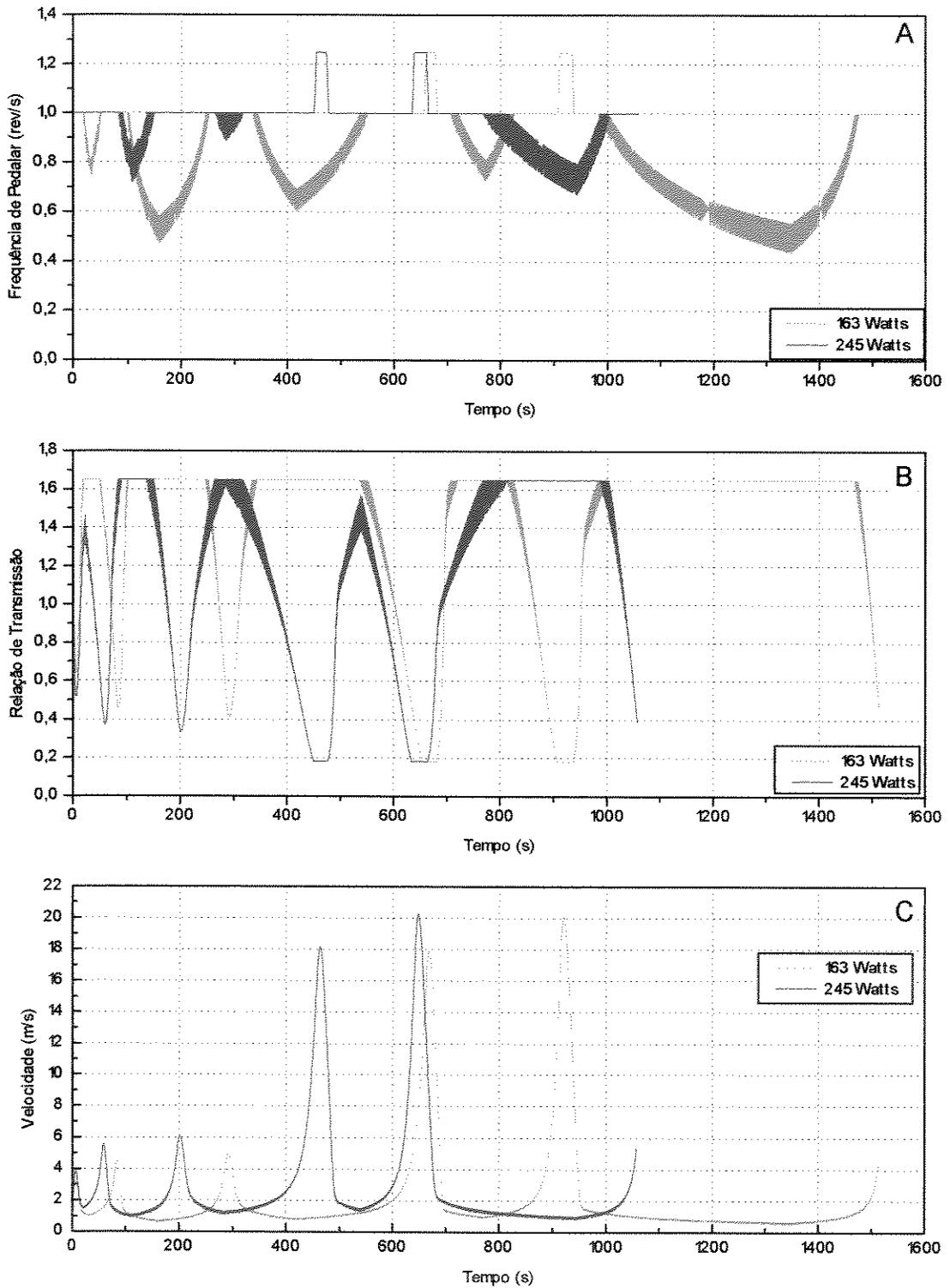
**FIGURA A.4** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo2 para a Potência de 245 Watts em função do deslocamento.



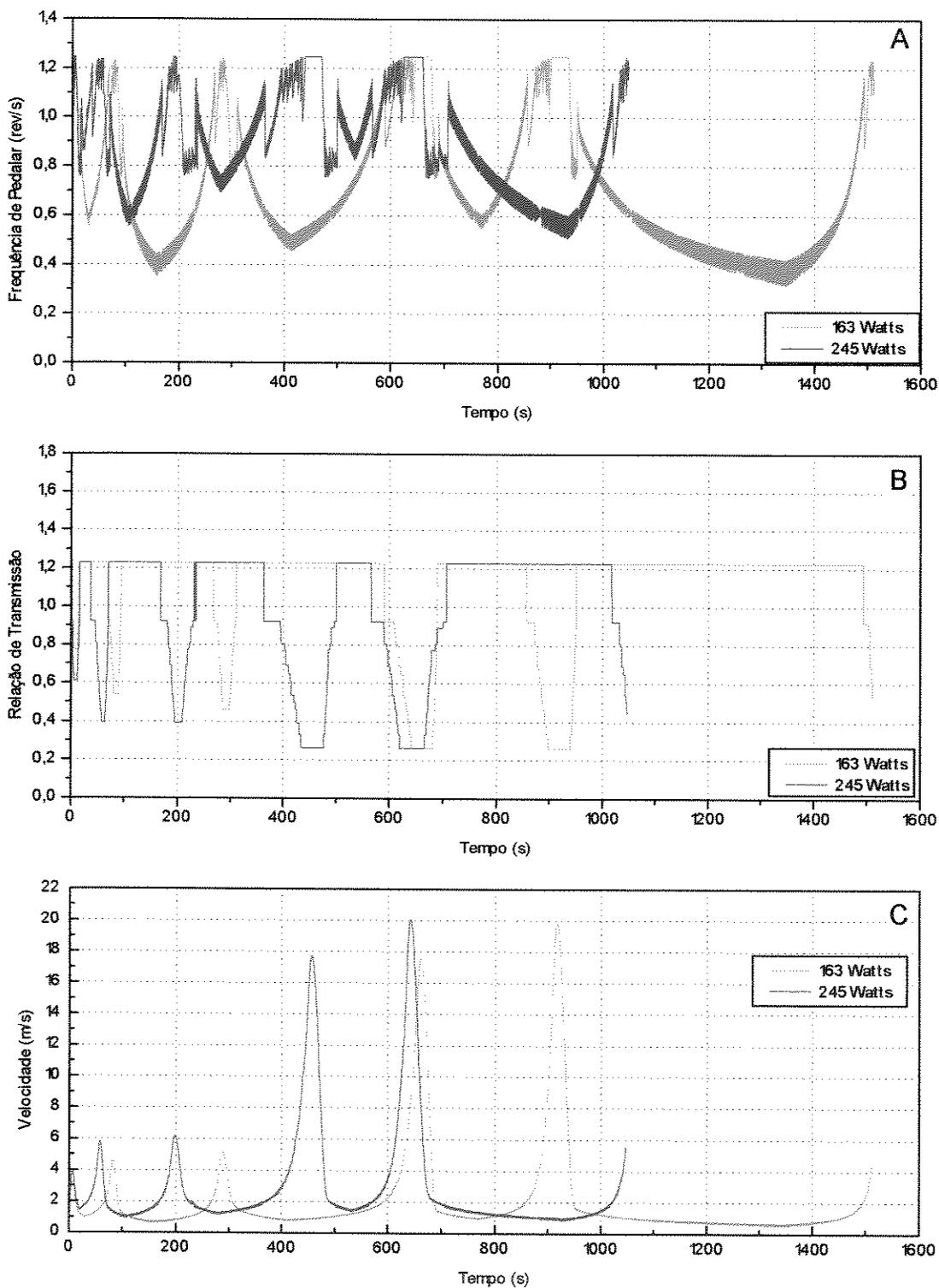
**FIGURA A.5** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo2 para a Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



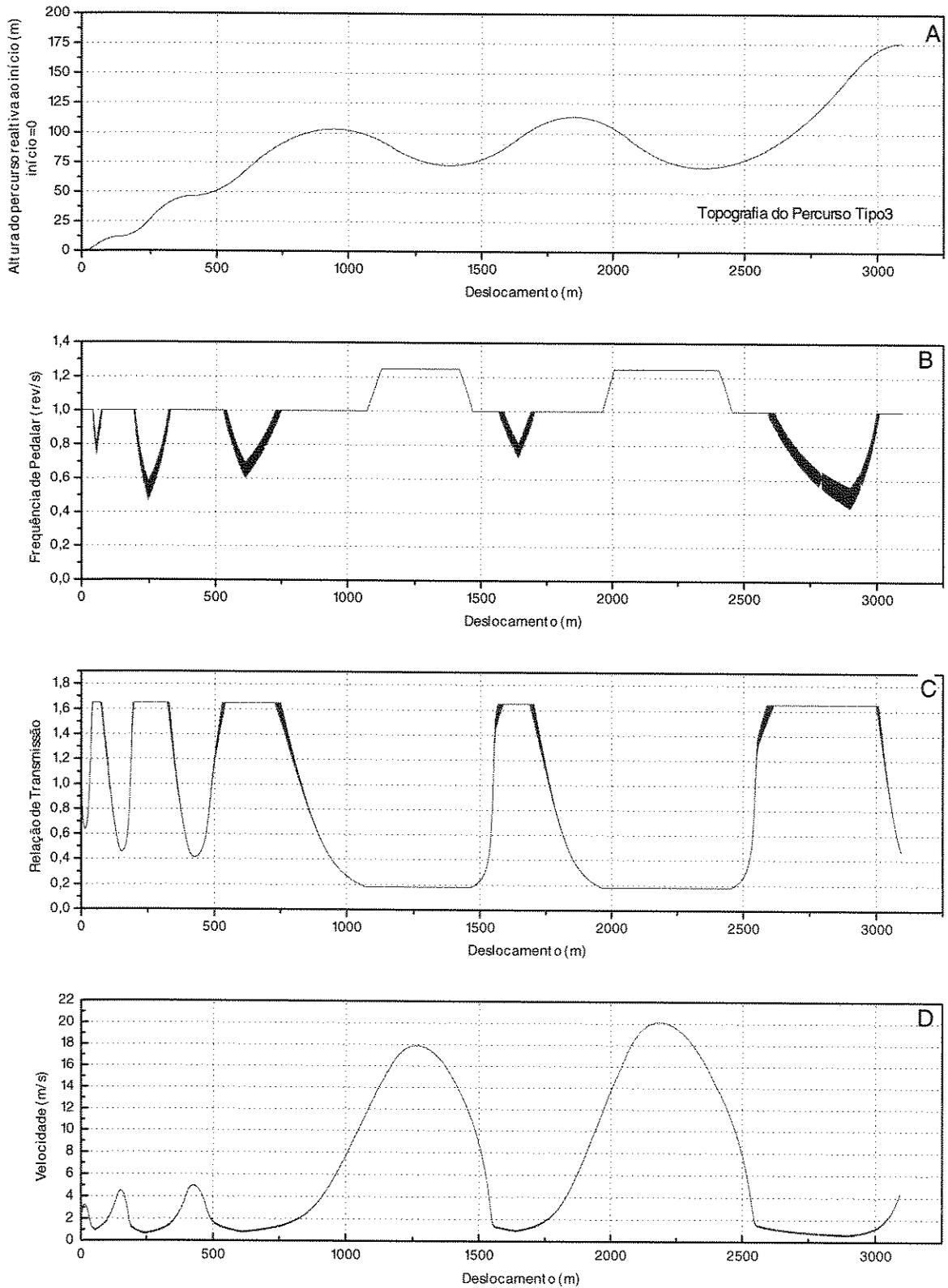
**FIGURA A.6** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo2 para a Potência de 245 Watts em função do deslocamento



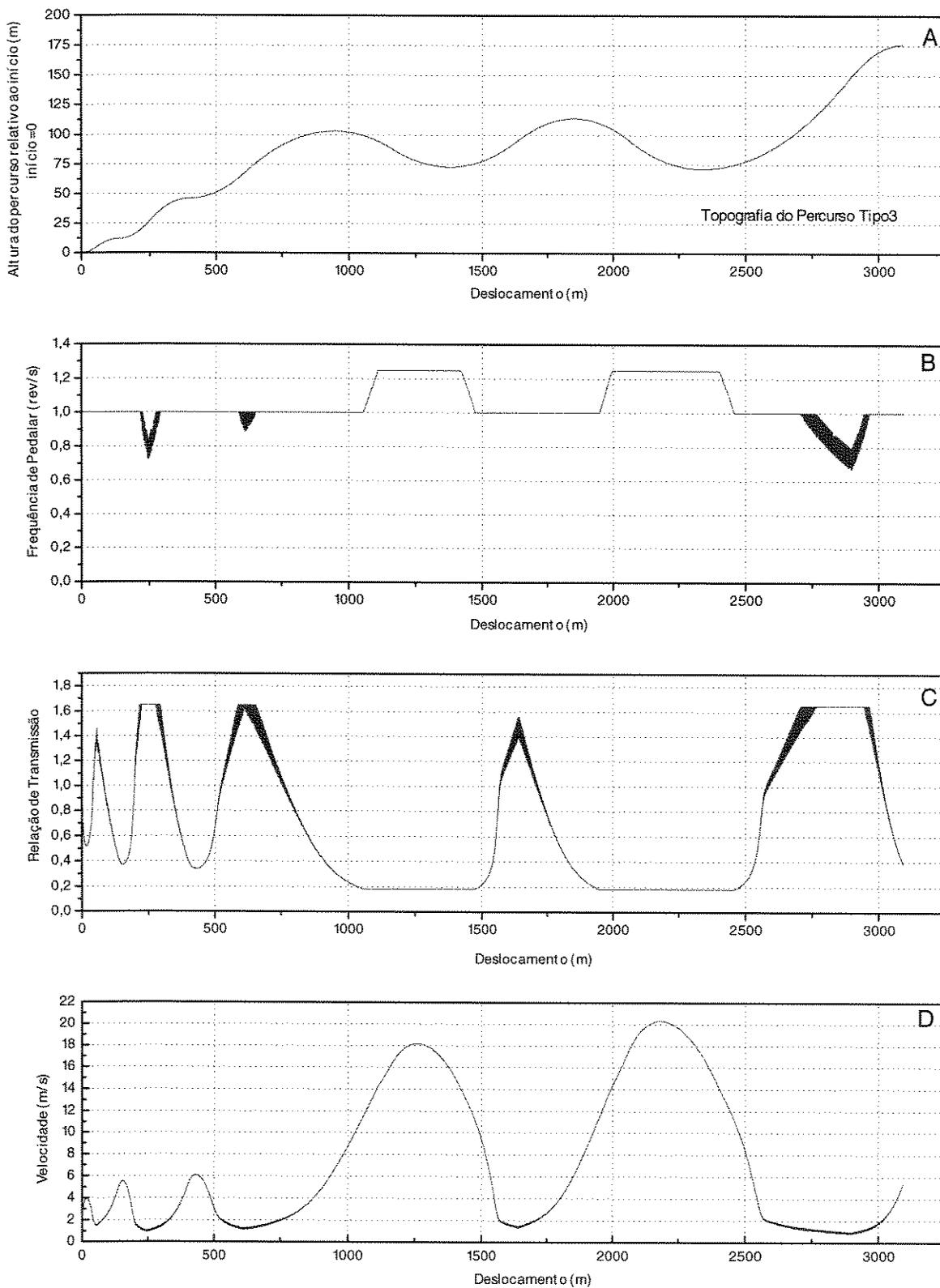
**FIGURA B.1** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo3 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso.



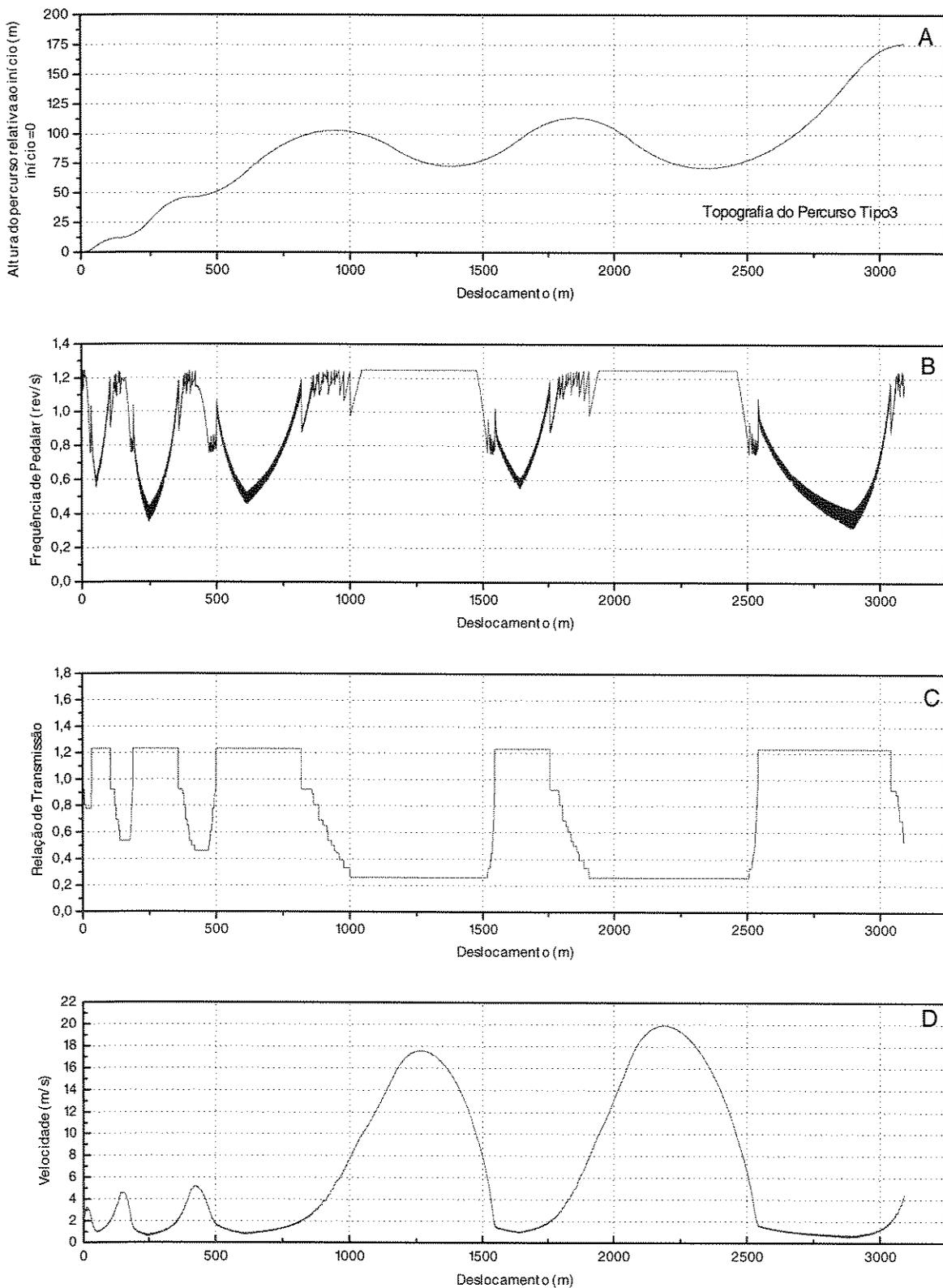
**FIGURA B.2** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo3 para as Potências de 163 e 245 Watts em função do tempo para completar o percurso



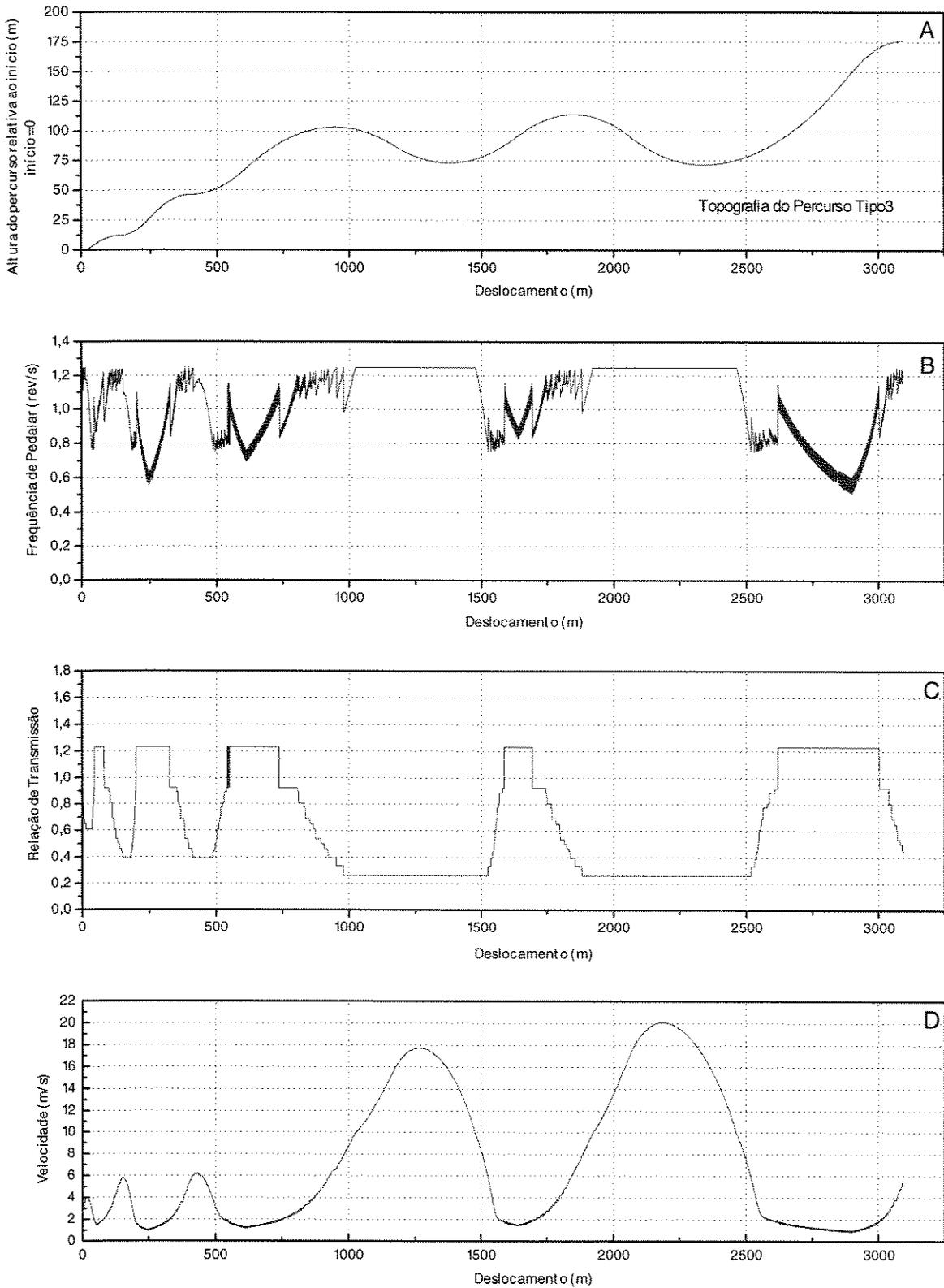
**FIGURA B.3** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo3 para a Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



**FIGURA B.4** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a CVT com redução de 0.55, no percurso Tipo3 para a Potência de 245 Watts em função do deslocamento.



**FIGURA B.5** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo3 para a Potência de 163 Watts em função do deslocamento.



**FIGURA B.6** - Comportamento da Frequência de Pedalar, Relação de Transmissão e Velocidade para a Transmissão Escalonada com 15 marchas, no percurso Tipo3 para a Potência de 245 Watts em função do deslocamento

Percurso Tipo1					
Potência 163 Watts					
F.Freq.	Redução	Tempo	Energia	Energia*	Energia/
Pedalar	Secundária	(s)	(Kcal)	Tempo	Tempo
45-75	0,35	515,98	100,26	862	11,66
45-75	0,4	515,47	97,63	839	11,36
45-75	0,45	521,49	96,38	838	11,09
45-75	0,5	527,63	93,35	821	10,62
45-75	0,55	528,33	91,62	807	10,40
45-75	0,6	525,75	90,02	789	10,27
45-75	0,65	529,87	89,27	788	10,11
45-75	0,7	543,5	90,38	819	9,98
45-75	0,75	541,66	89,07	804	9,87
50-70	0,35	515,98	100,26	862	11,66
50-70	0,4	511,07	96,48	822	11,33
50-70	0,45	516,69	92,99	801	10,80
50-70	0,5	531,73	92,89	823	10,48
50-70	0,55	526,43	90,32	792	10,29
50-70	0,6	524,95	88,4	773	10,10
50-70	0,65	535,67	88,6	791	9,92
50-70	0,7	530,3	86,56	765	9,79
50-70	0,75	544,94	88,82	807	9,78
55-65	0,35	515,98	100,26	862	11,66
55-65	0,4	512,97	95,43	816	11,16
55-65	0,45	526,69	93,1	817	10,61
55-65	0,5	510,13	87,48	744	10,29
55-65	0,55	535,93	90,82	811	10,17
55-65	0,6	529,55	87,35	771	9,90
55-65	0,65	541,87	88,45	799	9,79
55-65	0,7	545,68	88,57	806	9,74
55-65	0,75	546,54	88,2	803	9,68
58-62	0,35	515,98	100,26	862	11,66
58-62	0,4	516,07	93,97	808	10,93
58-62	0,45	531,49	93,48	828	10,55
58-62	0,5	518,33	88,5	765	10,24
58-62	0,55	534,83	89,36	797	10,02
58-62	0,6	548,05	89,96	822	9,85
58-62	0,65	543,97	88,28	800	9,74
58-62	0,7	540	86,92	782	9,66
58-62	0,75	547,96	87,78	802	9,61
59-61	0,35	517,38	100,46	866	11,65
59-61	0,4	515,87	93,47	804	10,87
59-61	0,45	532,59	93,5	830	10,53
59-61	0,5	521,73	88,83	772	10,22
59-61	0,55	524,33	86,87	759	9,94
59-61	0,6	533,95	86,95	774	9,77
59-61	0,65	547,37	88,74	810	9,73
59-61	0,7	537,4	86,2	772	9,62
59-61	0,75	560,65	89,81	839	9,61

Percurso Tipo1					
Potência 245 Watts					
F.Freq. Pedalar	Redução Secundária	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	0,35	371,7	95,12	589	15,35
45-75	0,4	377,9	96,05	605	15,25
45-75	0,45	375,2	92,83	580	14,84
45-75	0,5	381	89,16	566	14,04
45-75	0,55	384,2	88,52	567	13,82
45-75	0,6	387,6	87,2	563	13,50
45-75	0,65	394,3	86,8	570	13,21
45-75	0,7	399,1	86,39	575	12,99
45-75	0,75	403,9	86,77	584	12,89
50-70	0,35	371,7	95,12	589	15,35
50-70	0,4	381,1	96,23	611	15,15
50-70	0,45	380,1	90,08	571	14,22
50-70	0,5	380,7	87,7	556	13,82
50-70	0,55	381,1	85,96	546	13,53
50-70	0,6	391,3	85,97	561	13,18
50-70	0,65	396,6	85,45	565	12,93
50-70	0,7	398,9	85,04	565	12,79
50-70	0,75	405,1	85,93	580	12,73
55-65	0,35	371,7	95,12	589	15,35
55-65	0,4	383,8	94,74	606	14,81
55-65	0,45	383,5	89,03	569	13,93
55-65	0,5	385,1	87,5	562	13,63
55-65	0,55	390,9	85,98	560	13,20
55-65	0,6	398,5	85,59	568	12,89
55-65	0,65	397,4	84,22	558	12,72
55-65	0,7	401,6	84,55	566	12,63
55-65	0,75	408,6	84,89	578	12,47
58-62	0,35	375,8	95,95	601	15,32
58-62	0,4	380,2	90,23	572	14,24
58-62	0,45	382,1	87,71	559	13,77
58-62	0,5	382,3	84,92	541	13,33
58-62	0,55	393,3	85,11	558	12,98
58-62	0,6	395	83,8	552	12,73
58-62	0,65	406,4	85,84	581	12,67
58-62	0,7	414,3	86,68	599	12,55
58-62	0,75	407,4	83,24	565	12,26
59-61	0,35	378,2	96,37	607	15,29
59-61	0,4	379,2	89,1	563	14,10
59-61	0,45	379,4	86,67	548	13,71
59-61	0,5	389,6	86,5	562	13,32
59-61	0,55	394,4	84,83	558	12,91
59-61	0,6	399	84,51	562	12,71
59-61	0,65	405,8	85,37	577	12,62
59-61	0,7	417,5	87,19	607	12,53
59-61	0,75	414,9	84,72	586	12,25

Percurso Tipo2		Potência 163 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução Secundária	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	0,35	1196,8	229,48	4577	11,50
45-75	0,4	1218,8	227,04	4612	11,18
45-75	0,45	1204,3	219,91	4414	10,96
45-75	0,5	1219,2	220,12	4473	10,83
45-75	0,55	1211,5	216,56	4373	10,73
45-75	0,6	1217,6	215,97	4383	10,64
45-75	0,65	1230,6	217,12	4453	10,59
45-75	0,7	1221,1	214,24	4360	10,53
45-75	0,75	1237,9	216,06	4458	10,47
50-70	0,35	1195,7	228,63	4556	11,47
50-70	0,4	1218	226,22	4592	11,14
50-70	0,45	1205,6	219,5	4410	10,92
50-70	0,5	1218,2	219,19	4450	10,80
50-70	0,55	1216,8	216,33	4387	10,67
50-70	0,6	1213,8	213,96	4328	10,58
50-70	0,65	1230,8	215,8	4427	10,52
50-70	0,7	1251,2	218,06	4547	10,46
50-70	0,75	1245,3	215,28	4468	10,37
55-65	0,35	1196	228,01	4545	11,44
55-65	0,4	1218,8	225,74	4586	11,11
55-65	0,45	1207,9	219,24	4414	10,89
55-65	0,5	1210,7	216,33	4365	10,72
55-65	0,55	1224,6	216,49	4419	10,61
55-65	0,6	1226,4	214,97	4394	10,52
55-65	0,65	1224,1	212,64	4338	10,42
55-65	0,7	1238,4	213,36	4404	10,34
55-65	0,75	1252,5	214,37	4475	10,27
58-62	0,35	1198,3	228,02	4554	11,42
58-62	0,4	1219,7	225,48	4584	11,09
58-62	0,45	1204,6	217,83	4373	10,85
58-62	0,5	1211,5	215,63	4354	10,68
58-62	0,55	1232,9	217,21	4463	10,57
58-62	0,6	1238,3	216,18	4462	10,47
58-62	0,65	1240,9	214,38	4434	10,37
58-62	0,7	1242,8	212,75	4407	10,27
58-62	0,75	1250,8	212,65	4433	10,20
59-61	0,35	1196,4	227,52	4537	11,41
59-61	0,4	1220,9	225,54	4589	11,08
59-61	0,45	1201,1	216,85	4341	10,83
59-61	0,5	1211	215,24	4344	10,66
59-61	0,55	1214,5	213,41	4320	10,54
59-61	0,6	1227,2	213,65	4370	10,45
59-61	0,65	1234,8	212,69	4377	10,33
59-61	0,7	1249,4	213,53	4446	10,25
59-61	0,75	1249	211,83	4410	10,18

Percurso Tipo2 Potência 245 Watts					
F.Freq. Pedalar	Redução Secundária	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	0,35	864,9	221,15	3188	15,34
45-75	0,4	854,9	213,74	3045	15,00
45-75	0,45	866,9	214,22	3095	14,83
45-75	0,5	875,5	214,79	3134	14,72
45-75	0,55	874	212,12	3090	14,56
45-75	0,6	880,7	212,04	3112	14,45
45-75	0,65	883,9	211,07	3109	14,33
45-75	0,7	891,3	210,77	3131	14,19
45-75	0,75	896,6	209,75	3134	14,04
50-70	0,35	866,4	220,6	3185	15,28
50-70	0,4	856,4	213,22	3043	14,94
50-70	0,45	866,7	213,23	3080	14,76
50-70	0,5	877,1	213,44	3120	14,60
50-70	0,55	876,6	211,02	3083	14,44
50-70	0,6	889,8	212,51	3152	14,33
50-70	0,65	889,9	210,1	3116	14,17
50-70	0,7	897,8	209,39	3133	13,99
50-70	0,75	895,6	206,15	3077	13,81
55-65	0,35	866,4	219,61	3171	15,21
55-65	0,4	857	212,39	3034	14,87
55-65	0,45	869,1	212,42	3077	14,66
55-65	0,5	878,4	211,89	3102	14,47
55-65	0,55	878	209,38	3064	14,31
55-65	0,6	890,7	210,17	3120	14,16
55-65	0,65	895,9	208,43	3112	13,96
55-65	0,7	895,7	205,55	3069	13,77
55-65	0,75	911,6	207,26	3149	13,64
58-62	0,35	866,9	219,13	3166	15,17
58-62	0,4	857	211,73	3024	14,82
58-62	0,45	870,9	211,64	3072	14,58
58-62	0,5	877,3	210,34	3076	14,39
58-62	0,55	880,8	208,83	3066	14,23
58-62	0,6	889,3	207,76	3079	14,02
58-62	0,65	911,7	210,55	3199	13,86
58-62	0,7	902	205,1	3083	13,64
58-62	0,75	909,4	204,57	3101	13,50
59-61	0,35	866,8	218,87	3162	15,15
59-61	0,4	858,4	211,91	3032	14,81
59-61	0,45	874,5	212,21	3093	14,56
59-61	0,5	873,8	208,97	3043	14,35
59-61	0,55	886,4	209,67	3098	14,19
59-61	0,6	897,9	209,32	3132	13,99
59-61	0,65	905	208,09	3139	13,80
59-61	0,7	906	205,45	3102	13,61
59-61	0,75	911,7	204,35	3105	13,45

Percurso Tipo3		Potência 163 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução Secundária	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45~75	0,35	1487,5	321,88	7980	12,98
45~75	0,4	1495,1	304,58	7590	12,22
45~75	0,45	1504,1	291,76	7314	11,64
45~75	0,5	1506,5	282,8	7101	11,26
45~75	0,55	1513,2	278,13	7014	11,03
45~75	0,6	1525,2	276,5	7029	10,88
45~75	0,65	1539,4	276,52	7095	10,78
45~75	0,7	1549,2	276,51	7139	10,71
45~75	0,75	1551,3	275,46	7122	10,65
50~70	0,35	1487,5	321,88	7980	12,98
50~70	0,4	1493,4	302,76	7536	12,16
50~70	0,45	1510,2	292,09	7352	11,60
50~70	0,5	1510,7	282,77	7120	11,23
50~70	0,55	1514,1	277,32	6998	10,99
50~70	0,6	1532,1	276,94	7072	10,85
50~70	0,65	1540,8	275,87	7084	10,74
50~70	0,7	1553,5	276,39	7156	10,67
50~70	0,75	1551,6	274,55	7100	10,62
55~65	0,35	1489,7	321,02	7970	12,93
55~65	0,4	1498,2	302,38	7550	12,11
55~65	0,45	1510,2	290,88	7321	11,56
55~65	0,5	1511,9	281,94	7104	11,19
55~65	0,55	1520,8	277,72	7039	10,96
55~65	0,6	1527,2	274,93	6998	10,80
55~65	0,65	1541,6	275,02	7066	10,70
55~65	0,7	1549,8	274,67	7095	10,63
55~65	0,75	1556,5	274,45	7120	10,58
58~62	0,35	1491,1	320,78	7972	12,91
58~62	0,4	1498,5	301,58	7532	12,08
58~62	0,45	1510,1	290,14	7302	11,53
58~62	0,5	1517,4	282,5	7144	11,17
58~62	0,55	1519,4	276,8	7009	10,93
58~62	0,6	1526,7	274,18	6977	10,78
58~62	0,65	1543,1	274,69	7065	10,68
58~62	0,7	1551,7	274,39	7096	10,61
58~62	0,75	1554,3	273,41	7083	10,55
59~61	0,35	1493,5	320,83	7986	12,89
59~61	0,4	1499,3	301,52	7534	12,07
59~61	0,45	1511,6	290,27	7313	11,52
59~61	0,5	1517,8	282,34	7142	11,16
59~61	0,55	1520,5	276,82	7015	10,92
59~61	0,6	1528	274,24	6984	10,77
59~61	0,65	1549,5	275,76	7122	10,68
59~61	0,7	1556,6	275,15	7138	10,61
59~61	0,75	1556	273,53	7094	10,55

Percurso Tipo3		Potência 245 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução Secundária	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	0,35	1032,1	287,88	4952	16,74
45-75	0,4	1036,7	274,58	4744	15,89
45-75	0,45	1043,7	266,21	4631	15,30
45-75	0,5	1051,7	262,55	4602	14,98
45-75	0,55	1056,9	260,25	4584	14,77
45-75	0,6	1064	259,77	4607	14,65
45-75	0,65	1071,1	259,89	4639	14,56
45-75	0,7	1078,6	260,51	4683	14,49
45-75	0,75	1084,3	260,94	4716	14,44
50-70	0,35	1032,8	287,41	4947	16,70
50-70	0,4	1040,8	273,65	4747	15,78
50-70	0,45	1046,8	265,63	4634	15,23
50-70	0,5	1056,4	262,47	4621	14,91
50-70	0,55	1060,6	259,98	4596	14,71
50-70	0,6	1062,6	258,06	4570	14,57
50-70	0,65	1071,5	258,71	4620	14,49
50-70	0,7	1080,7	259,8	4679	14,42
50-70	0,75	1082,6	259,16	4676	14,36
55-65	0,35	1034,4	286,38	4937	16,61
55-65	0,4	1042,5	272,2	4729	15,67
55-65	0,45	1046,3	263,9	4602	15,13
55-65	0,5	1054,3	260,43	4576	14,82
55-65	0,55	1061	258,61	4573	14,62
55-65	0,6	1071,9	259,18	4630	14,51
55-65	0,65	1077,8	258,96	4652	14,42
55-65	0,7	1082,8	258,89	4672	14,35
55-65	0,75	1086	258,59	4680	14,29
58-62	0,35	1035,7	285,05	4920	16,51
58-62	0,4	1042,4	271,07	4709	15,60
58-62	0,45	1048,7	263,69	4609	15,09
58-62	0,5	1055,6	259,87	4572	14,77
58-62	0,55	1065,1	258,88	4596	14,58
58-62	0,6	1069,1	257,54	4589	14,45
58-62	0,65	1076,7	257,79	4626	14,37
58-62	0,7	1080,8	257,46	4638	14,29
58-62	0,75	1086,6	257,83	4669	14,24
59-61	0,35	1036,5	284,79	4920	16,49
59-61	0,4	1043,1	270,93	4710	15,58
59-61	0,45	1049,7	263,64	4612	15,07
59-61	0,5	1059,8	260,79	4606	14,76
59-61	0,55	1062,2	257,78	4564	14,56
59-61	0,6	1070,4	257,56	4595	14,44
59-61	0,65	1076,8	257,5	4621	14,35
59-61	0,7	1082,7	257,66	4649	14,28
59-61	0,75	1085,9	257,31	4657	14,22

Percurso Tipo1		Potência 163 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	542,93	93,61	847	10,34
45-75	r15	542,62	92,28	835	10,20
45-75	r5	562,3	97,59	915	10,41
45-75	r3	581,76	106,35	1031	10,97
45-75	r1	599,54	112,87	1128	11,30
50-70	r21	550,88	94,2	865	10,26
50-70	r15	541,14	89,76	810	9,95
50-70	r5	572,21	97,27	928	10,20
50-70	r3	586,38	104,72	1023	10,72
50-70	r1	610,02	112,51	1144	11,07
55-65	r21	539,36	88,39	795	9,83
55-65	r15	547	87,65	799	9,61
55-65	r5	579,97	96,18	930	9,95
55-65	r3	595,6	104,71	1039	10,55
55-65	r1	618,36	111,23	1146	10,79

Percurso Tipo1		Potência 245 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	399,9	87,17	581	13,08
45-75	r15	405,8	85,62	579	12,66
45-75	r5	440,2	89,66	658	12,22
45-75	r3	453	95,61	722	12,66
45-75	r1	472,5	104,33	822	13,25
50-70	r21	405	86,6	585	12,83
50-70	r15	407	83,56	567	12,32
50-70	r5	444,8	87,64	650	11,82
50-70	r3	459,5	94,57	724	12,35
50-70	r1	491,2	108,16	885	13,21
55-65	r21	403,4	82,13	552	12,22
55-65	r15	423,9	84,54	597	11,97
55-65	r5	457,9	87,59	668	11,48
55-65	r3	460,9	88,36	679	11,50
55-65	r1	493,1	101,6	835	12,36

Percurso Tipo2		Potência 163 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	1227,2	220,56	4511	10,78
45-75	r15	1227,4	216,79	4435	10,60
45-75	r5	1253,2	228,1	4764	10,92
45-75	r3	1288,6	248,6	5339	11,58
45-75	r1	1313,2	260,44	5700	11,90
50-70	r21	1229,8	218,35	4475	10,65
50-70	r15	1238,1	216,44	4466	10,49
50-70	r5	1282,4	230,09	4918	10,77
50-70	r3	1302,4	244,04	5297	11,24
50-70	r1	1354,8	259,34	5856	11,49
55-65	r21	1235,3	213,78	4401	10,38
55-65	r15	1248,8	213,36	4441	10,25
55-65	r5	1295,1	226,79	4895	10,51
55-65	r3	1318,5	240,65	5288	10,95
55-65	r1	1375,6	256,4	5878	11,18

Percurso Tipo2		Potência 245 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	887,5	210,54	3114	14,23
45-75	r15	896,7	207,51	3101	13,88
45-75	r5	936,4	210,06	3278	13,46
45-75	r3	969,9	222	3589	13,73
45-75	r1	1032,4	243,37	4188	14,14
50-70	r21	895,1	207,47	3095	13,91
50-70	r15	896,35	207,66	3102	13,90
50-70	r5	968,3	207,95	3356	12,89
50-70	r3	996,9	215,85	3586	12,99
50-70	r1	1078,5	235,62	4235	13,11
55-65	r21	896,6	200,21	2992	13,40
55-65	r15	896,18	197,03	2943	13,19
55-65	r5	990,1	205,3	3388	12,44
55-65	r3	1025,5	213,73	3653	12,50
55-65	r1	1115,5	234,47	4359	12,61

Percurso Tipo3		Potência 163 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	1511,1	299,03	7531	11,87
45-75	r15	1517,6	297,65	7529	11,77
45-75	r5	1533,5	338,82	8660	13,26
45-75	r3	1535,7	364,12	9320	14,23
45-75	r1	1547,1	387,06	9980	15,01
50-70	r21	1526,9	300,17	7639	11,80
50-70	r15	1524,5	299,48	7609	11,79
50-70	r5	1533,5	337,05	8614	13,19
50-70	r3	1537,2	362,2	9280	14,14
50-70	r1	1551,2	384,97	9953	14,89
55-65	r21	1514,1	293,67	7411	11,64
55-65	r15	1519,3	294,56	7459	11,63
55-65	r5	1542	337,17	8665	13,12
55-65	r3	1546,6	361,84	9327	14,04
55-65	r1	1562,6	385,45	10038	14,80

Percurso Tipo3		Potência 245 Watts			
F.Freq. Pedalar	Redução/n. marcha	Tempo (s)	Energia (Kcal)	Energia* Tempo	Energia/ Tempo
45-75	r21	1061,1	269,5	4766	15,24
45-75	r15	1058,3	266,06	4693	15,08
45-75	r5	1069,6	295,32	5265	16,57
45-75	r3	1076	331,97	5953	18,51
45-75	r1	1093,8	383,46	6990	21,03
50-70	r21	1051,6	264,07	4628	15,07
50-70	r15	1056,3	265,51	4674	15,08
50-70	r5	1070,3	291,76	5205	16,36
50-70	r3	1080,9	328,52	5918	18,24
50-70	r1	1102	379,79	6975	20,68
55-65	r21	1060,4	258,34	4566	14,62
55-65	r15	1056,7	256,59	4519	14,57
55-65	r5	1081,9	291,28	5252	16,15
55-65	r3	1099,9	331,86	6084	18,10
55-65	r1	1121,3	384,26	7181	20,56