



**MARCUS VINICIUS MENDES DOS SANTOS**

**CARACTERIZAÇÃO HIDRÁULICA DE  
CARRETÉIS ENROLADORES DURANTE O SEU  
DESLOCAMENTO**

**LAVRAS - MG  
2010**

**MARCUS VINICIUS MENDES DOS SANTOS**

**CARACTERIZAÇÃO HIDRÁULICA DE CARRETÉIS ENROLADORES  
DURANTE O SEU DESLOCAMENTO**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia de Água e Solo, para a obtenção do título de Doutor.

Orientador

Dr. Alberto Colombo

**LAVRAS - MG  
2010**

**Ficha Catalográfica Elaborada pela Divisão de Processos Técnicos da  
Biblioteca da UFLA**

Santos, Marcus Vinícius Mendes dos.

Caracterização hidráulica de carretéis enroladores durante o seu deslocamento / Marcus Vinícius Mendes dos Santos. – Lavras : UFLA, 2012.

106 p. : il.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Lavras, 2010.

Orientador: Alberto Colombo.

Bibliografia.

1. Autopropelido. 2. Perda de carga. 3. Turbina. 4. Tubo curvado. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.

CDD – 631.587

**MARCUS VINICIUS MENDES DOS SANTOS**

**CARACTERIZAÇÃO HIDRÁULICA DE CARRETÉIS ENROLADORES  
DURANTE O SEU DESLOCAMENTO**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia de Água e Solo, para a obtenção do título de Doutor.

APROVADA em 3 de agosto de 2010

Dr. Édio Luiz da Costa	EPAMIG
Dr. Jacinto de Assunção Carvalho	UFLA
Dr. Jarbas Honório de Miranda	ESALQ/USP
Dr. Manoel Alves de Faria	UFLA

Dr. Alberto Colombo  
Orientador

**LAVRAS – MG  
2010**

## **OFEREÇO**

*À memória dos meus pais, **Zé Mendes e Dona Diva** que com certeza foram o alicerce de minha vida.*

*A minha esposa,  
Rosa Barbosa da Silva Santos,  
A minha filha,  
Livia Silva Mendes e Santos.*

## **DEDICO**

## AGRADECIMENTOS

A Deus pelas oportunidades e desafios, que foram colocados em minha caminhada.

Aos meus pais que me propiciaram estudar, me ensinaram os valores morais e infelizmente não puderam compartilhar deste momento ímpar.

A minha esposa por estar sempre ao meu lado com amor e companheirismo nessa dura jornada.

Ao Lessandro Coll Faria, Henrique Fonseca Elias de Oliveira, Giuliani do Prado, Randall e Frederico amigos, companheiros e membros da equipe, por terem prestado valiosíssima contribuição, sem a qual seria difícil a conclusão deste trabalho.

Ao professor Alberto Colombo, orientador e amigo, por quem guardo valiosa estima e consideração, pelas valiosas orientações ao longo desses anos.

Aos demais professores do Departamento de Engenharia que contribuíram para minha formação e oportunizaram a aprendizagem.

Aos colegas de curso: Débora Candeias, Juliana Botega, Natalino Gomes, Eduardo Inácio, Ednaldo Liberato, Antônio Carlos, Reinaldo Aquino, Kátia Daniela, Marcelo Furtini, Luiz César, Carolina Bilibio, Daniel Brasil, Fábio Faria, Luciano Geisenhoff, Moisés Santiago, Leonardo Lopes, Renato Vilas Boas, Wellington Gomes, Anselmo, Marcelo Viola, Gil, Samuel Beskow e Walfredo Figueiredo pela amizade, convivência, apoio e ajuda, sem os quais seria difícil e pesada essa longa jornada.

Aos pesquisadores Adão Wagner, Gilberto Coelho e Carla Pádua pelo incentivo.

Aos funcionários do laboratório de irrigação José Luiz, Oswaldo, Gilson e Marli pela ajuda e convivência.

À Universidade Federal de Lavras e ao Departamento de Engenharia, pela oportunidade de realizar o doutorado.

À Capes, pela concessão da bolsa de estudos pelo Programa Institucional de Capacitação Docente e Técnica – PICDTeq.

À agência Fapemig, pelos recursos disponibilizados para a realização do projeto de pesquisa, Novas perspectivas para avaliação e melhoria do desempenho de sistemas de irrigação através da coleta automatizada de dados, na modalidade Demanda Universal, Processo CAG-1607/06.

Ao Instituto Federal Goiano, *campus* de Urutaí-GO, pela concessão de licença para dedicar-me a este trabalho.

A todos que contribuíram, de forma direta e indireta, para esta conquista.

**MUITO OBRIGADO!**

## RESUMO

Os sistemas de irrigação por aspersão devem ser manejados de modo a fornecer água, fazendo com que a umidade do solo permaneça sempre em condições ótimas para a cultura, com a finalidade de maximizar o lucro. Mesmo com todo o avanço tecnológico que tem hoje os carretéis enroladores, principalmente em relação ao controle de velocidade de recolhimento da mangueira, propiciando uma melhora significativa em sua uniformidade, vários estudos se tornam necessário visando obter o maior número possível de informações a respeito do funcionamento desses equipamentos durante o seu deslocamento. Neste trabalho foram avaliadas as perdas de carga que ocorrem na turbina e na mangueira, durante o enrolamento da mesma e como essas variações afetam a pressão no aspersor que é a parte do equipamento responsável pela aplicação da lâmina desejada. Também foi avaliado em laboratório o sistema propulsor desses equipamentos, uma turbina do tipo Pelton. Em todas as avaliações, ocorreu aumento significativo na perda de carga da mangueira à medida que a mesma era enrolada. Em média ocorreu aumento de 22% na perda de carga da mangueira. Em todos os ensaios ocorreu redução na rotação da turbina, fazendo com que a perda de carga também diminuísse, sendo a maior redução de 53,2%. Em todos os ensaios houve variação na velocidade de deslocamento da mangueira, porém esses valores ficaram dentro do recomendado pela literatura. A Turbina foi avaliada em laboratório e à medida que se aumenta o diâmetro do bocal percebe-se uma melhor eficiência da turbina. As rotações ótimas observadas ficaram entre 368 e 682 rpm, sendo o valor máximo de 31,3% de eficiência para uma rotação de 514 rpm. Em relação ao torque verificou-se que ele aumenta à medida que aumentamos a vazão. Em relação à variação do coeficiente de atrito da mangueira percebeu-se que em todos os ensaios a perda de carga na mangueira aumenta com o seu enrolamento. Quando analisado em conjunto, houve um acréscimo de 16% para o carretel *Hidro Roll* 124/400 e de 28% para o carretel *Hidro Roll* 130/330, ambos fabricados pela Metal Lavras.

Palavras-chave: Perda de carga. Autopropelido. Tubo curvado. Turbina.

## ABSTRACT

The sprinkler irrigation systems should be managed to provide water, so that the soil moisture remains always in optimal conditions for culture, in order to maximize profit. Even with all technological advances that nowadays has the spools winders, especially in relation to the speed control of hose winders, providing a significant improvement in its uniformity, several studies have become necessary in order to obtain as much information as possible about the operation these equipments during its displacement. In this study was evaluated the head losses that occur in the turbine and the hose during the winding thereof and how these variations affect the pressure in the sprinkler which is part of the equipment responsible for the desired application of the blade. It also was evaluated in laboratory the propulsion system of these equipment, a Pelton type turbine. In all tests, occurred a significant increase in head losses of the hose as when it was wrapped. Occurred on average increase 22% in head losses of the hose. In all experiments there was a reduction in the turbine rotation, causing the head loss also decreased, and the greatest reduction of 53.2%. In all trials there was variation in the speed of the displacement hose, but these values were within recommended in the literature. The Turbine was evaluated in the laboratory and as it increases the diameter of the nozzle it can be seen better efficiency of the turbine. The great rotations observed were between 368 and 682 rpm, and the maximum value of 31.3% efficiency for a rotation of 514 rpm. In relation to the torque was found that it increases as which increase the flow. In relation to the coefficient variation of friction hose, it was perceived that in all trials the head losses of the hose increases with its winding. When considered together, there was an increase of 16% to the Hidro Roll – HR 124/400 spool and 28% to the HR 130/330 spool, both manufactured by Metal Lavras.

Keywords: Head loss. Traveler gun. Curved pipe. Turbine.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Fazenda Boa Esperança, situada no município de Pimenta, estado de Minas Gerais .....	32
Figura 2	Carretel enrolador <i>Hidro Roll HR-125/400</i> , fazenda Boa Esperança, município de Pimenta-MG.....	33
Figura 3	Levantamento altimétrico dos carreadores onde foram realizados os ensaios (1º, 2º e 3º Ensaios, respectivamente) do carretel enrolador na Fazenda Boa Esperança, município de Pimenta, estado de Minas Gerais .....	34
Figura 4	Fazenda Pontal, situada no município de Pirapora, estado de Minas Gerais .....	35
Figura 5	Levantamento altimétrico dos carreadores onde foram realizados os ensaios (4º, 5º, 6º e 7º Ensaios, respectivamente) do carretel enrolador na Fazenda Pontal, município de Pirapora, estado de Minas Gerais .....	37
Figura 6	Carretel enrolador <i>Hidro Roll HR-110/330</i> , fazenda Pontal, município de Pirapora-MG.....	38
Figura 7	Detalhes do sistema responsável por enviar as informações para o painel eletrônico, responsável pela regulação da velocidade de recolhimento da mangueira .....	39
Figura 8	Detalhes dos equipamentos responsáveis pela movimentação e controle da velocidade de recolhimento da mangueira .....	41
Figura 9	Turbina Pelton com tomadas de pressão e detalhes das pás.....	42

Figura 10	Detalhes dos equipamentos responsáveis pelo armazenamento dos valores de pressão (PL-300). (a) Visualiza-se as tomadas de pressão antes e depois da turbina; (b) Detalhe dos transdutores de pressão com <i>data-logger</i> da marca Dickson; (c) Modo de instalação do <i>data-logger</i> PL-300 junto ao aspersor e (d) Detalhe do <i>data-logger</i> PL-300.....	46
Figura 11	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (1º Ensaio).....	66
Figura 12	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (2º Ensaio).....	66
Figura 13	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (3º Ensaio).....	67
Figura 14	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (1º Ensaio)...	68
Figura 15	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (2º Ensaio)...	68
Figura 16	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (3º Ensaio)...	69
Figura 17	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (4º Ensaio).....	71
Figura 18	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (5º Ensaio).....	71
Figura 19	Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (6º Ensaio).....	72
Figura 20	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (4º Ensaio)...	73
Figura 21	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (5º Ensaio)...	73
Figura 22	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (6º Ensaio)...	74
Figura 23	Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (7º Ensaio)...	74
Figura 24	Curvas de torque em função da rotação para bocal de 22 mm.....	75
Figura 25	Curvas de rendimentos em função da rotação para bocal de 22 mm.....	75

Figura 26	Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 22 mm.....	76
Figura 27	Curvas de torque em função da rotação para bocal 28 mm.....	76
Figura 28	Curvas de rendimentos em função da rotação para bocal 28 mm.....	77
Figura 29	Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 28 mm.....	77
Figura 30	Curvas de torque em função da rotação para bocal 32 mm.....	78
Figura 31	Curvas de rendimento em função da rotação para bocal 32 mm...	78
Figura 32	Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 32 mm.....	79
Figura 33	Curvas de torque em função da rotação para bocal 35 mm.....	79
Figura 34	Curvas rendimento em função da rotação para bocal 35 mm .....	80
Figura 35	Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 35 mm.....	80
Figura 36	Curvas de torque em função da rotação para bocal 38 mm.....	81
Figura 37	Curvas de rendimento em função da rotação para bocal 38 mm...	81
Figura 38	Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 38 mm.....	82
Figura 39	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 1° Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG .....	86
Figura 40	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 1° Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG .....	86
Figura 41	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 2° Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG .....	87

Figura 42	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	87
Figura 43	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	88
Figura 44	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	88
Figura 45	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	89
Figura 46	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	89
Figura 47	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	91
Figura 48	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	91
Figura 49	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	92
Figura 50	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	92
Figura 51	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	93
Figura 52	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	93

Figura 53	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , 4º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	94
Figura 54	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , 4º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	94
Figura 55	Valores observados x valores calculados em função do $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	95
Figura 56	Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG .....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 1º Ensaio.....	53
Tabela 2	Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 2º Ensaio.....	54
Tabela 3	Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 3º Ensaio.....	55
Tabela 4	Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 4º Ensaio.....	57
Tabela 5	Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 5º Ensaio.....	58
Tabela 6	Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 6º Ensaio.....	60
Tabela 7	Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 7º Ensaio.....	61
Tabela 8	Velocidade de recolhimento da mangueira medida e sua variação em função da distância do aspersor, para os ensaios da Fazenda.....	65
Tabela 9	Velocidade de recolhimento da mangueira medida e sua variação em função da distância do aspersor .....	69

Tabela 10	Dados de melhor rendimento com sua respectiva rotação para cada vazão ensaiada e bocal .....	83
Tabela 11	Valores do coeficiente $\lambda$ (adimensional) e o respectivo erro para os ensaios da Fazenda Boa Esperança, Pimenta-MG .....	85
Tabela 12	Valores do coeficiente $\lambda$ (adimensional) e o respectivo erro para os ensaios da Fazenda Boa Esperança, Pimenta-MG .....	90

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	18
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	20
<b>2.1</b>	<b>Agricultura irrigada</b> .....	20
<b>2.2</b>	<b>Irrigação por carretel enrolador (autopropelido)</b> .....	22
<b>2.3</b>	<b>Mecanismo propulsor - turbina hidráulica</b> .....	25
<b>2.4</b>	<b>Perda de carga na mangueira</b> .....	27
<b>3</b>	<b>MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	31
<b>3.1</b>	<b>Descrição dos locais dos ensaios</b> .....	31
<b>3.1.1</b>	<b>Fazenda Boa Esperança - Pimenta/MG</b> .....	31
<b>3.1.1.1</b>	<b>Localização</b> .....	31
<b>3.1.1.2</b>	<b>Topografia dos carreadores</b> .....	32
<b>3.1.1.3</b>	<b>Caracterização do carretel enrolador</b> .....	32
<b>3.1.2</b>	<b>Fazenda Pontal – Pirapora/MG</b> .....	35
<b>3.1.2.1</b>	<b>Localização</b> .....	35
<b>3.1.2.2</b>	<b>Topografia dos carreadores</b> .....	36
<b>3.1.2.3</b>	<b>Caracterização do carretel enrolador</b> .....	38
<b>3.2</b>	<b>Velocidade de recolhimento da mangueira</b> .....	38
<b>3.3</b>	<b>Mecanismo propulsor (turbina)</b> .....	40
<b>3.4</b>	<b>Medidores de pressão</b> .....	45
<b>3.5</b>	<b>Sistemas de bombeamento</b> .....	46
<b>3.5.1</b>	<b>Fazenda Boa Esperança – Pimenta/MG</b> .....	46
<b>3.5.2</b>	<b>Fazenda Pontal – Pirapora/MG</b> .....	47
<b>3.6</b>	<b>Procedimento de campo</b> .....	47
<b>3.7</b>	<b>Calibração dos transdutores PL-300</b> .....	48
<b>3.8</b>	<b>Perda de carga na mangueira em função do enrolamento</b> .....	48
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	52

<b>4.1</b>	<b>Determinação da perda de carga na mangueira.....</b>	<b>52</b>
<b>4.1.1</b>	<b>Fazenda Boa Esperança – 1º, 2º e 3º Ensaios .....</b>	<b>52</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Fazenda Pontal – 4º, 5º, 6º e 7º Ensaios .....</b>	<b>56</b>
<b>4.2</b>	<b>Determinação da perda de carga na turbina .....</b>	<b>63</b>
<b>4.3</b>	<b>Velocidade de recolhimento da mangueira .....</b>	<b>64</b>
<b>4.3.1</b>	<b>Fazenda Boa Esperança – Pimenta/MG.....</b>	<b>64</b>
<b>5.3.2</b>	<b>Fazenda Pontal – Pirapora/MG .....</b>	<b>69</b>
<b>4.4</b>	<b>Avaliação da turbina em laboratório.....</b>	<b>74</b>
<b>4.5</b>	<b>Variação do coeficiente de atrito da mangueira .....</b>	<b>84</b>
<b>4.5.1</b>	<b>Fazenda Boa Esperança .....</b>	<b>84</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Fazenda Pontal – Pirapora/MG .....</b>	<b>90</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>96</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>97</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>101</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A água é um elemento indispensável para a presença de vida, por ser necessário a vários processos fisiológicos e também por ser constituinte de praticamente todos os seres vivos.

A quantidade de água no planeta, apesar de grande é finita e cada vez mais escassa. Sua disponibilidade cai anualmente em função, principalmente do uso irracional, do crescimento populacional, devido à expansão da fronteira agrícola, da degradação do meio ambiente.

Com o crescimento populacional, torna-se necessário uma maior quantidade de produção de alimentos, sendo necessário o crescimento da área agrícola ou uma maior produtividade nas áreas atualmente utilizadas. A agricultura irrigada tem sido uma importante estratégia para o aumento da produção de alimentos. Mas é importante ter em mente o real significado da agricultura irrigada, que possibilita maior produção, com mais de um plantio por ano e maior produtividade com a otimização no uso de áreas, bem como a geração de empregos permanentes.

O principal objetivo da irrigação é proporcionar condições para produzir economicamente, o que se consegue aumentando a produtividade e diminuindo os custos de produção. A irrigação não deve ser considerada isoladamente, mas sim como parte de um conjunto de técnicas utilizadas para garantir a produção econômica. Para conseguir um aumento da produtividade torna-se necessário o bom manejo dos sistemas de irrigação, por um controle da lâmina aplicada, da eficiência de aplicação de água e principalmente o conhecimento das condições e características dos equipamentos de irrigação. A irrigação por aspersão é o método de irrigação em que a água é aspergida sobre as plantas simulando uma precipitação natural.

No sistema de aspersão por carretel enrolador, o aspersor é um canhão hidráulico montado sobre um carrinho, que se desloca em movimento retilíneo ao longo da área a ser irrigada.

O carretel enrolador tracionado pela mangueira constitui-se, basicamente de um conjunto motriz, formado por uma turbina hidráulica e um redutor de velocidade, que aciona o carretel conectado a uma mangueira especial de polietileno de média densidade (PEMD), de 150 a 550 metros e conectada a um carro irrigador com um canhão hidráulico.

Mesmo com todo o avanço tecnológico que tem hoje os carretéis enroladores, principalmente com o controle de velocidade de recolhimento da mangueira, que propicia uma irrigação mais uniforme, vários estudos se tornam necessários visando obter o maior número possível de informações a respeito do funcionamento desses equipamentos durante o seu deslocamento.

Portanto, o presente trabalho teve como objetivo caracterizar os fenômenos hidráulicos que ocorrem nos autopropelidos tracionados pela mangueira durante o seu deslocamento (quando o mesmo se encontra em pleno funcionamento), para predição da pressão de operação do aspersor ao longo do seu deslocamento no carreador. Foram analisados os efeitos da variação da força de arraste da mangueira e do raio de enrolamento da mangueira na perda de carga da turbina e efeitos do enrolamento da mangueira na perda de carga da mangueira.

## **2 REFERENCIAL TEÓRICO**

### **2.1 Agricultura irrigada**

A agricultura irrigada tem sido uma importante estratégia para otimização da produção mundial de alimentos, proporcionando desenvolvimento sustentável no campo, com geração de empregos e renda de forma estável. Mais da metade da população mundial depende de alimentos produzidos em áreas irrigadas (MANTOVANI; BERNARDO; PALARETTI, 2007).

A irrigação justifica-se como recurso tecnológico indispensável ao aumento da produtividade das culturas em regiões onde a insuficiência ou a má distribuição das chuvas inviabiliza a exploração agrícola. Entretanto, a viabilidade econômica é um fator indispensável para sua adoção entre os agricultores (MARQUES; FRIZZONE, 2005).

A eficiência de distribuição e de armazenagem está entre os parâmetros mais utilizados na avaliação do desempenho da irrigação. A eficiência de distribuição mede a quantidade de água armazenada na zona radicular em relação à infiltrada, enquanto a eficiência de armazenagem indica a adequação do reabastecimento na profundidade efetiva. O grau de adequação é definido como a fração da área que recebe a quantidade de água capaz de manter a qualidade do produto e a produtividade vegetal no nível econômico desejado pelo agricultor. Como essa definição é muito ampla e requer a especificação da cultura, do solo e das condições de mercado, o grau de adequação é geralmente definido de forma simplificada, como a porcentagem da área que recebe, no mínimo, a lâmina real necessária (FIETZ et al., 1999).

No dimensionamento e manejo da irrigação, faz-se necessário o conhecimento de parâmetros que expressem e quantifiquem a qualidade da operação. Basicamente, além da uniformidade de aplicação, a qualidade de uma

irrigação pode ser definida por dois outros parâmetros de desempenho: pela eficiência e pelo grau de adequação.

O método de irrigação por aspersão apresenta-se como um dos mais empregados no Brasil. Essa grande aceitação decorre da facilidade operacional que o método oferece. Dentro desse contexto, a irrigação por aspersão, utilizando canhões hidráulicos, é uma prática amplamente empregada na irrigação da cultura da cana-de-açúcar, a qual está tendo grande incentivo devido à produção de biocombustíveis (PRADO, 2008).

Segundo Mantovani, Bernardo e Palaretti (2007), o contínuo crescimento da população mundial vem exigindo uma agricultura competitiva e tecnificada, que possibilite a produção de alimentos de melhor qualidade e em maior quantidade.

Ainda segundo Mantovani, Bernardo e Palaretti (2007), é importante ter em mente o significado real da agricultura irrigada, que possibilita maior produção (mais de um plantio por ano) e produtividade (otimização no uso de áreas), bem como a geração de empregos permanentes, com menores níveis de investimentos, em comparação com outros setores da economia. Isso promove o aumento da renda e a diminuição do êxodo rural, melhorando sensivelmente as condições de vida dos produtores e suas famílias.

Charmelo (1990) informa que devido à dificuldade e ao alto custo da mão de obra necessária para operar os sistemas de irrigação por aspersão convencional, tem-se frequentemente notado o maior uso dos sistemas automatizados, como autopropelido e pivôs centrais. Esses sistemas, na sua maioria são implantados sem o conhecimento prévio das propriedades físico-hídricas dos solos, das condições climáticas e operacionais no campo, o que tem levado muitos agricultores ao insucesso e até a desativação de seus sistemas.

## **2.2 Irrigação por carretel enrolador (autopropelido)**

Sendo um dos primeiros sistemas de irrigação mecanizados a surgir no Brasil, o carretel enrolador, que antes era chamado de autopropelido, consta basicamente de um aspersor que se desloca sobre a área a ser irrigada, molhando faixas individuais. Após a irrigação de uma faixa o equipamento é transportado para outra faixa, seguindo uma sequência de irrigação. Ao final dessa sequência, toda a área deverá estar irrigada e a máquina disponível para iniciar um novo ciclo de irrigação (VILELA, 1999).

Prado, Colombo e Biagioni (2007) salientam que a uniformidade de aplicação de água dos equipamentos autopropelidos de irrigação depende, principalmente, das condições de vento durante a irrigação, das características do aspersor utilizado (pressão de serviço, diâmetro dos bocais, ângulo de jato, etc.), da uniformidade da velocidade de deslocamento e da pressão de serviço do aspersor no carreador e também da seleção criteriosa do ângulo de giro e do espaçamento entre carreadores.

Shull e Dylla (1979) informam que a faixa de velocidade do vento recomendada para carretel enrolador é abaixo de 2,2 m/s e que valores de velocidade do vento acima desse valor é recomendado parar a irrigação.

Dentre os sistemas de irrigação por aspersão, o autopropelido é considerado um equipamento que utiliza grandes potências, pois necessita de altas pressões no bombeamento para o seu bom deslocamento e para garantir, assim, a uniformidade de distribuição do líquido. Para que uma irrigação apresente uniformidade de distribuição satisfatória é necessário conhecer as suas características hidráulicas, bem como as características físicas do líquido a ser distribuído pelo sistema (BARRETO, 2007).

De acordo com Mantovani, Bernardo e Palaretti (2007), no sistema de aspersão por autopropelido, o aspersor é um canhão hidráulico montado sobre

um carrinho, que se desloca em movimento retilíneo ao longo da área a ser irrigada. É tracionado por cabo de aço ou mangueira e apresenta grande consumo de energia e média eficiência de irrigação.

Hoje em dia, a maior parte dos sistemas autopropelidos de irrigação disponíveis no mercado nacional são do tipo carretel enrolador, os quais, de acordo com Matsura e Testezlaf (2003), são compostos por: aspersor de grande ou médio porte, mangueira de média ou alta densidade, carretel enrolador e mecanismo de propulsão tipo turbina. Nesses equipamentos, o sistema de propulsão é responsável pelo giro do carretel que traciona a mangueira de alimentação, recolhendo o aspersor, promovendo assim o seu deslocamento linear ao longo do carreador, irrigando uma faixa de largura regular.

Scaloppi e Colombo (1995 citado por VILELA, 1999), dizem que o autopropelido apresenta razoável adaptação às culturas de porte elevado, notadamente as frutíferas, além de boa adaptação a terrenos irregulares. Por outro lado, observa-se insuficiência de critérios específicos para dimensionamento. Os autopropelidos são de uso generalizado, capazes de proporcionar um desempenho satisfatório e competitivo em diferentes condições.

Rocha et al. (2005) dizem que apesar dos sistemas autopropelidos terem seu uso restrito em comparação com outros sistemas de irrigação, os produtores de cana-de-açúcar e álcool, principalmente do estado de São Paulo, têm empregado esse sistema na distribuição da vinhaça junto com a água de irrigação, como forma de aproveitamento racional desse subproduto da produção do álcool e também como fonte de adubação potássica. Esse sistema tem sido utilizado na cultura do mamão, em algumas regiões do estado do Espírito Santo, em culturas de café irrigado, no Sul de Minas, e inclusive na cultura do feijão, bastante sensível no que se refere ao diâmetro de gotas produzido pelo aspersor. Segundo Montovani et al. (2007), o carretel enrolador também permite

fertirrigação com vinhoto (resíduo da fabricação do álcool), esterco suíno e bovino diluído, além de diversos outros resíduos industriais em qualquer cultura em fase de desenvolvimento. Tem como principais vantagens: mobilidade e versatilidade do equipamento, facilidade de operação, menor quantidade de tubos e acessórios, não exige sistematização da área a ser irrigada, maior rendimento operacional, menor perda de áreas com canais e menor quantidade de mudanças e transporte da máquina e moto bomba. Suas limitações resumem-se no alto consumo de energia (valores altos de perda de carga) e à alta intensidade de aplicação de água (vazão do canhão).

A eficiência da operação irrigante se condiciona à variação da perda de carga na linha de aspersores, que não deve exceder de 20% entre o primeiro e o último dos aspersores (TIBAU, 1982).

Para um aspersor, que é um emissor tipo bocal, com coeficiente de descarga de 0,5, uma variação na vazão de 10%, por critérios de uniformidade de distribuição, se consegue com uma variação de pressão de 20% (TIRJUELO, 2005).

Bernardo, Soares e Mantovani (2006), Daker (1984) e Pereira (2000) também informam que o diâmetro e comprimento de uma linha lateral devem ser tais que a diferença de vazão entre o primeiro e o último aspersor na linha não exceda 10% da vazão do último aspersor ou 20% da pressão média, ao longo da linha.

A eficiência da operação irrigante se condiciona à variação da perda de carga na linha de aspersores, que não deve exceder de 20% entre o primeiro e o último dos aspersores (TIBAU, 1982).

Segundo o Teorema de Bernoulli, um fluido real escoando em condutos e livres, sempre terá uma perda de carga ou energia ao longo da tubulação, denominada de perda de carga distribuída ou contínua. Os agentes causadores dessa perda de carga são os atritos internos, que é uma consequência da

viscosidade do fluido, e aqueles decorrentes do contato entre o fluido e as paredes dos condutos (SAMPAIO et al., 2007).

Vários são os fatores que influenciam na uniformidade da irrigação, desde as diferentes combinações de bocais e pressão de serviço, vento, espaçamento entre carregadores e segundo Silva e Pereira (1996), a qualidade e conservação dos carregadores também podem ser consideradas como um desses fatores.

O sistema autopropelido representa uma etapa importante no processo de automatização dos métodos de irrigação. A utilização desse sistema tem crescido bastante, principalmente por causa da necessidade cada vez maior de redução dos gastos com mão de obra. Em função da aplicabilidade desse equipamento, estudos visando uma melhor avaliação desse aparelho são necessários (ROCHA, 2000).

### **2.3 Mecanismo propulsor - turbina hidráulica**

Os carretéis enroladores se movimentam devido à energia gerada no seu órgão propulsor, que é uma turbina hidráulica do tipo Pelton.

Segundo Macintyre (1983), turbinas Pelton são turbinas de jato livre, também chamadas turbinas de ação ou tangenciais e são utilizadas para descargas reduzidas, são de fabricação, instalação e regulagem relativamente simples.

Colombo (1991) diz que, nos equipamentos autopropelidos de irrigação, a simulação de seu desempenho deve levar em conta não só as condições operacionais do aspersor, mas também as condições operacionais de seu mecanismo propulsor (turbina).

Rocha (2000) constatou uma grande variação na rotação da turbina para um mesmo teste realizado. Essa variação foi proveniente da diferença de esforço

exigido, e que, por sua vez, foi dependente do comprimento de mangueira em contato com o solo. Essa variação no esforço exigido fez a válvula *by-pass* atuar, alterando a rotação da turbina. Colombo (1991) também observou que redução na rotação da turbina faz com que a perda de carga na turbina diminua.

A potência da turbina é proporcional à vazão e à velocidade da água que a alimenta, sendo sua regulação efetuada por meio de bocais e de engrenagens de transmissão (CHARMELO, 1990).

Rocha (1998) e Rocha (2000), concluíram que a perda de carga na turbina diminui, enquanto que a perda de carga na mangueira aumenta à medida que a mangueira vai sendo enrolada.

Oakes e Rochester (1980) estudando utilização de energia, concluíram que a turbina resulta em 7% da energia de entrada e que as perdas por atrito e voltas da mangueira no carretel foram de 20% e o uso da energia na irrigação foi de 69%.

Timm et al. (2003) analisando conjuntamente os valores de rotação, torque e potência mecânica, verificaram que os valores máximos de torque e potência mecânica foram resultantes do maior valor de vazão que foi possível medir em seu ensaio.

O freio dinamométrico de Prony é o dispositivo mais antigo e o mais simples e serviu também de inspiração para vários outros aparelhos mais aperfeiçoados. No eixo operador da turbina, cuja potência útil se deseja medir é fixada uma polia de superfície cilíndrica larga para receber a ação de sapatas do freio. Esse possui uma haste que funciona como braço de um conjugado e na qual se encontram as sapatas apertáveis de encontro com a polia. Existe um contrapeso cuja ajustagem faz com que o centro de gravidade do freio passe pela vertical do eixo geométrico de rotação, impedindo que o peso do dispositivo influa no equilíbrio dos momentos (MACINTYRE, 1983).

Ainda segundo Macintyre (1983), cita que para a escolha de uma turbina não basta que sejam bem calculadas e bem construídas, mas também é necessário atender a natureza dos trabalhos que vai realizar, especialmente do ponto de vista da uniformidade do movimento e do número de rotações por minuto. As qualidades que se devem exigir de uma turbina resumem-se nas seguintes:

- a) Segurança de funcionamento: para isso deve ser de construção simples e robusta, de fácil acesso para conserto, limpeza e substituição de peças, de instalação cômoda, de seção suficiente para evitar obstrução.
- b) Rendimento elevado: e se possível constante, apesar das variações de vazão.
- c) Regularização rápida.
- d) Capacidade de adaptação ao número exigido de rotações.
- e) Custo baixo.

#### **2.4 Perda de carga na mangueira**

Rocha (2000) avaliou perda de carga na mangueira para três velocidades de recolhimento (40, 70 e 120 m/h, dois diâmetros de bocal (22 e 24 mm), em duas posições (com 15 e 160 metros de mangueira desenrolada). Em todas as velocidades de recolhimento avaliadas, observou-se que a perda de carga na mangueira aumentou à medida que ela foi sendo enrolada no carretel. Segundo o autor, isso se deve ao fato de que à medida que a mangueira foi sendo enrolada no carretel, ocorreu um aumento na resistência ao escoamento, ou seja, o aumento do número de camadas de mangueira disposta de forma não retilínea (circular) ocasiona maior perda de carga.

Rochester, Flood Júnior e Hackwell (1990) conduziram testes de perda de carga na mangueira, abrangendo várias vazões com a mangueira completamente estendida e completamente enrolada e concluíram que diferenças na perda de carga podem ser atribuídas aos efeitos da mangueira enrolando sobre o carretel.

Analisando dois autopropelidos diferentes, Collier e Rochester (1980) observaram que vazão e pressão diminuíram ao mesmo tempo por causa do aumento do número de voltas da mangueira, característica causada pelo aumento da resistência com o aumento das voltas no carretel enrolador.

Rocha (1998) verificou que à medida que a mangueira vai enrolando no carretel, o atrito mangueira-solo é reduzido, sendo conseqüentemente solicitado um menor esforço na turbina. Observou também a redução de pressão e vazão do aspersor à medida que a mangueira vai sendo enrolada.

De acordo com Oakes e Rochester (1980), o contínuo enrolamento da mangueira durante a irrigação provoca o incremento na resistência à vazão. Experimentos mostraram um pequeno aumento na pressão de entrada e redução na vazão durante o processo de irrigação. Outro indicativo do aumento da perda de carga durante a irrigação foi a diminuição do coeficiente de rugosidade de Hazen-Williams (C) para a mangueira de polietileno usada no estudo e que essas mudanças foram causadas pelo enrolamento da mangueira em torno do carretel e possível deformação.

Perda de carga causada por curvas tem sido assunto de muitos estudos. Essas perdas são geralmente calculadas como o produto de um coeficiente à velocidade e são em função do raio da curva e o diâmetro interno. Esses coeficientes (K) de curvas são tabelados na literatura para curvas menores do que 180° (ROCHESTER; FLOOD JÚNIOR; HACKWELL, 1990).

Nos trechos retilíneos, de diâmetro constante e mesmo material, a perda de carga unitária é constante, desde que o regime seja permanente (PORTO,

2004). Ainda segundo Porto (2004), para a maioria dos acessórios ou conexões utilizados nas instalações hidráulicas, não existe um tratamento analítico para o cálculo da perda de carga desenvolvida. Trata-se de campo eminentemente experimental, pois a aplicação de tais perdas depende de fatores diversos e de difícil quantificação.

Em geral o coeficiente K é determinado experimentalmente em função do número de *Reynolds* e esse valor tende a se tornar constante para valores de *Reynolds* elevado, ou seja, para valores de  $Re > 10^5$ . Porto (2004) informa também que existe uma grande disparidade de resultados experimentais do valor do coeficiente K entre os trabalhos encontrados.

Souza (2005), trabalhando com microtubos de comprimentos diferentes, concluiu que para cada comprimento estudado houve relação entre os valores do coeficiente K e o número de *Reynolds*.

Collier e Rocherter (1980) citam que variações da velocidade podem variar até a ordem de 24% quando se trabalha com 3 camadas de enrolamento e 44% de variação na velocidade quando o enrolamento possui 5 camadas.

O problema da determinação da lei de resistência para o fluxo turbulento através de tubulações retas tem sido objeto de investigação exaustiva de muitos pesquisadores. Relativamente poucos registros estão disponíveis, no entanto, no que diz respeito à influência da curvatura da tubulação na lei da resistência, especialmente para o fluxo turbulento (ITO, 1959).

Masud et al. (2010) informam que os primeiros experimentos com vazão em tubos curvados foram feitos a partir de 1876, mas somente em 1927 o primeiro autor (DEAN, W. R.) formulou o problema matematicamente.

Guo, Feng e Chen (2001) e Ju et al. (2001) informam que, o estudo de pequenos enrolamentos de tubos confirmam que para tubos enrolados o Número de *Reynolds* crítico é maior do que para tubos retos.

Grundmann (1985) diz que tubos enrolados em forma de espiral são frequentemente usados e também podem ser utilizados para reduzir a pressão. E que a perda de pressão em tubos curvados pode ser facilmente calculada e com boa precisão, tanto para o regime laminar, como para o regime turbulento.

Dados experimentais mostram que a queda de pressão por atrito de bobinas de pequeno diâmetro de enrolamento tem maior valor do que de grande diâmetro e que essa diferença da queda de pressão se torna ainda mais pronunciada à medida que aumentamos o número de *Reynolds* (GUO; FENG; CHEN, 2001). Ainda segundo o autor, comparando dados experimentais mostram que as bobinas horizontais têm a queda de pressão menor enquanto que inclinações de 45° podem ser até cerca de 70% maior do que a espiral horizontal.

Xin et al. (1996), realizando ensaios com bobinas de pequeno porte, acreditam que o ângulo de enrolamento, o diâmetro da bobina e o diâmetro da tubulação não têm nenhum efeito aparente sobre a queda de pressão.

### **3 MATERIAL E METÓDOS**

As avaliações, onde foram coletados os dados de perda de carga na mangueira, foram realizadas em duas etapas. A primeira etapa de coleta de dados foi feita na Fazenda Boa Esperança, município de Pimenta e a segunda etapa na Fazenda Pontal, situada no município de Pirapora, ambas no estado de Minas Gerais.

#### **3.1 Descrição dos locais dos ensaios**

As avaliações foram realizadas em dois locais diferentes, sendo a primeira avaliação realizada na Fazenda Boa Esperança e a segunda avaliação na Fazenda Pontal, ambas no estado de Minas Gerais.

##### **3.1.1 Fazenda Boa Esperança - Pimenta/MG**

Local da primeira avaliação onde foi analisado o desempenho do carretel enrolador em 3 carreadores diferentes.

###### **3.1.1.1 Localização**

Situada às margens da represa de Furnas, pertencente ao senhor Pablo Beretens Guimarães, cuja sua sede fica situada nas coordenadas geográficas 20°36'31" de latitude Sul e 45°46'00" de longitude Oeste com altitude de 806 metros (Figura 1).



Figura 1 Fazenda Boa Esperança, situada no município de Pimenta, estado de Minas Gerais

### 3.1.1.2 Topografia dos carregadores

O levantamento altimétrico dos carregadores foi realizado com espaçamentos de 10 metros até o comprimento máximo da mangueira para o respectivo carregador. Nesse levantamento foi considerado como distância do carrinho contendo o aspersor igual a zero quando a mangueira estava totalmente recolhida, conforme Figura 3.

### 3.1.1.3 Caracterização do carretel enrolador

O carretel enrolador ensaiado na Fazenda Boa Esperança, considerado como 1º, 2º e 3º Ensaio, foi o modelo *Hidro Roll – HR 125/400*, fabricado e comercializado pela empresa Metal Lavras Sistemas de Irrigação, situada no município de Lavras-MG.

Esse equipamento tem como número de série n. 506023001.2005, possui a mangueira de diâmetro externo de 125 mm, e classe de pressão PN 8/10, fabricado também pela mesma empresa (Figura 2).



Figura 2 Carretel enrolador *Hydro Roll HR-125/400*, fazenda Boa Esperança, município de Pimenta-MG

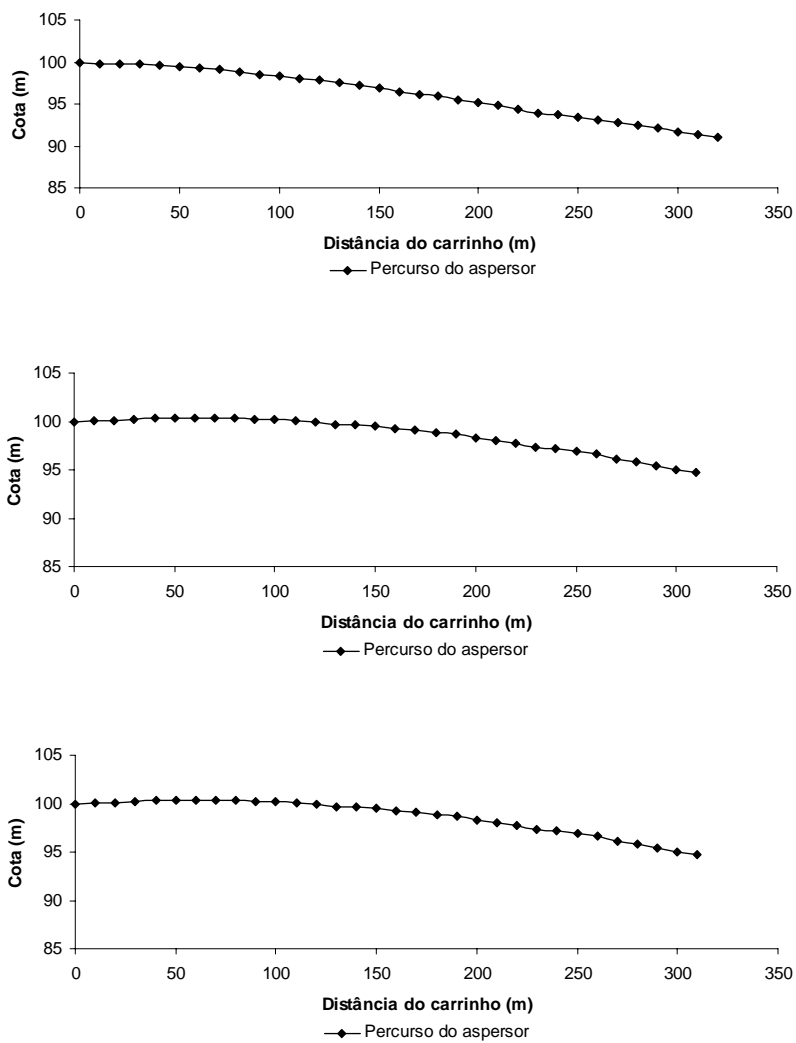


Figura 3 Levantamento altimétrico dos carregadores onde foram realizados os ensaios (1º, 2º e 3º Ensaio, respectivamente) do carretel enrolador na Fazenda Boa Esperança, município de Pimenta, estado de Minas Gerais

### 3.1.2 Fazenda Pontal – Pirapora/MG

Local da segunda avaliação onde foi analisado o desempenho do carretel enrolador em 3 carreadores diferentes.

#### 3.1.2.1 Localização

A propriedade se localiza as margens do rio São Francisco, pertence ao senhor Carlos H. B. de Castro e sua sede fica situada nas coordenadas geográficas 17°13'17" de latitude Sul e 44°49'23" de longitude Oeste com altitude de 487 metros, conforme Figura 4.



Figura 4 Fazenda Pontal, situada no município de Pirapora, estado de Minas Gerais

### **3.1.2.2 Topografia dos carreadores**

O levantamento altimétrico dos carreadores foi realizado com espaçamentos de 10 metros entre estacas até o comprimento máximo da mangueira para o respectivo carreador. Nesse levantamento foi considerado como distância do carrinho contendo o aspersor igual a zero, quando a mangueira estava totalmente recolhida, conforme Figura 5. Os Ensaios 6 e 7 foram realizados no mesmo carreador em dias diferentes.

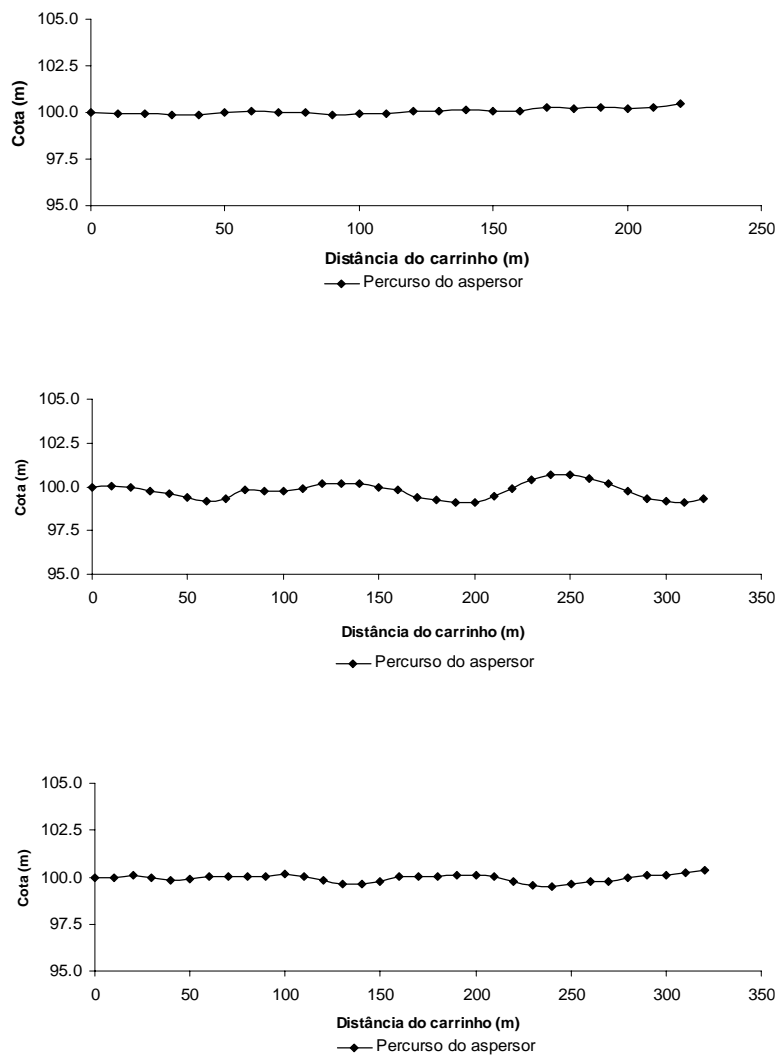


Figura 5 Levantamento altimétrico dos carregadores onde foram realizados os ensaios (4º, 5º, 6º e 7º Ensaios, respectivamente) do carretel enrolador na Fazenda Pontal, município de Pirapora, estado de Minas Gerais

### 3.1.2.3 Caracterização do carretel enrolador

O carretel enrolador avaliado na Fazenda Pontal, considerado como 4º, 5º, 6º e 7º Ensaios, foi o modelo *Hidro Roll* – HR 110/330, fabricado e comercializado pela empresa Metal Lavras Sistemas de Irrigação, situada no município de Lavras-MG.

Esse equipamento tem como número de série n. 8699307, possui a mangueira de diâmetro externo de 110 mm, e classe de pressão PN 8, fabricado também pela mesma empresa (Figura 6).



Figura 6 Carretel enrolador *Hidro Roll* HR-110/330, fazenda Pontal, município de Pirapora-MG

### 3.2 Velocidade de recolhimento da mangueira

Nos dois carretéis enroladores avaliados, a velocidade de recolhimento da mangueira é regulada pelo painel eletrônico computadorizado, o PLC-1000, fabricado pela Enalta com exclusividade para a Empresa Metal Lavras. Esse painel monitora e regula automaticamente, para esses modelos de carretéis

enroladores avaliados, velocidades de 20 a 140 m/h (conforme tabela de precipitação afixada junto ao painel), de acordo com a lâmina a ser aplicada. Esse painel eletrônico regula a velocidade em função das informações enviadas pelo rolete (rolo medidor), que fica em contato com a mangueira e dessa forma girando enquanto a mangueira é enrolada. Esse rolete possui dois ímãs espaçados em 180° e a cada volta envia 2 pulsos magnéticos para a central eletrônica que controla um *by-pass* existente na turbina, podendo diminuir ou aumentar a quantidade de água que passa pela mesma, com isso reduzindo ou aumentando a velocidade de recolhimento da mangueira e garantindo com isso a aplicação da lâmina de irrigação desejada com a maior uniformidade possível como pode ser visto na Figura 7.

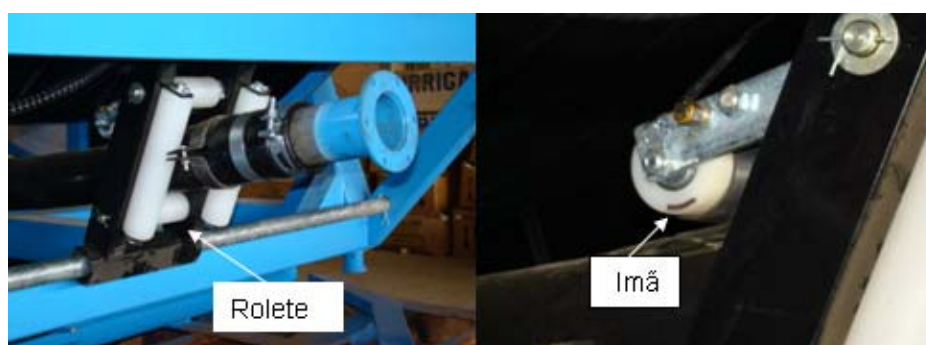


Figura 7 Detalhes do sistema responsável por enviar as informações para o painel eletrônico, responsável pela regulagem da velocidade de recolhimento da mangueira

O carretel enrolador possui também um dispositivo de segurança, junto à máquina, de modo que quando o carrinho contendo o aspersor chega junto à máquina, ele aciona uma alavanca que esta diretamente ligada à caixa redutora de velocidade, fazendo assim com que a mesma seja desacoplada. Nesse momento o carretel para de enrolar a mangueira, porém o aspersor continua funcionando tempo suficiente para finalizar a lâmina desejada no final do carreador.

O aspersor instalado no carrinho do carretel enrolador utilizado na fazenda Boa Esperança foi um canhão hidráulico fabricado pela empresa italiana Sime, modelo Gemini 4" e equipado com bocal de 38 mm.

O carretel enrolador utilizado na fazenda Pontal foi um canhão hidráulico Metal Lavras de 4" com um bocal de 30 mm.

As mangueiras que equipam os carretéis enroladores *HR-125/400* e *HR-110/330* são fabricadas de polietileno de média densidade (PEMD). A mangueira do modelo *HR-125/400* possui diâmetro nominal de 125 mm, com diâmetro interno de 102,2 mm, pressão máxima de serviço de 10 kgf/cm<sup>2</sup> e espessura da parede de 11,4 mm. Possui um peso de 4,12 kg por metro linear vazia e 12,323 kg por metro linear quando cheia de água. O comprimento original da mangueira era de 400 metros. O modelo *HR-110/300* possui mangueira de diâmetro nominal de 110 mm, com diâmetro interno de 93,8 mm, pressão máxima de serviço de 8 kgf/cm<sup>2</sup> e espessura da parede de 8,1 mm. Possui um peso de 2,64 kg por metro linear vazia e 9,55 kg por metro linear quando cheia de água. O comprimento original da mangueira era de 330 metros.

### **3.3 Mecanismo propulsor (turbina)**

Os carretéis enroladores da empresa Metal Lavras são todos equipados com turbinas hidráulicas, de ferro fundido e dotados de paletas de alumínio. O sistema *by-pass* se encontra junto ao corpo da turbina. No *by-pass* fica instalada a válvula reguladora de vazão, que propicia uma velocidade de enrolamento constante da mangueira. A turbina transmite seu movimento por meio de correias, a caixa redutora de velocidade, conjunto de engrenagens que promove a redução da velocidade e aumento substancial do torque. Em sua saída possui um pinhão que transmite o movimento direto na cremalheira do carretel, onde a mangueira fica instalada, promovendo, assim, o seu enrolamento (Figura 8).

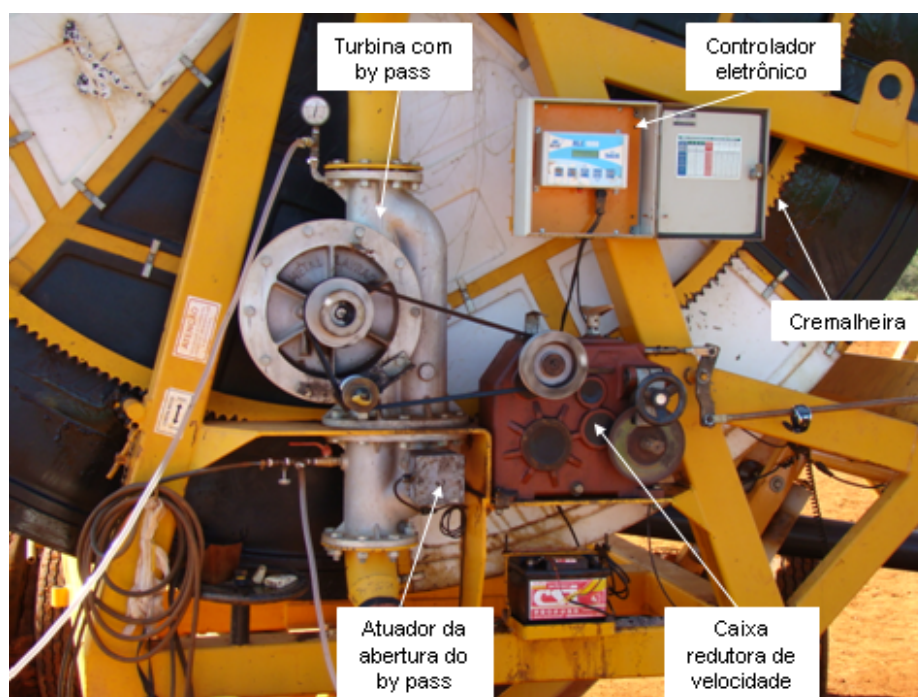


Figura 8 Detalhes dos equipamentos responsáveis pela movimentação e controle da velocidade de recolhimento da mangueira

A avaliação da turbina tipo Pelton (Figura 9), foi realizada no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia da Ufla, Lavras, MG.

Foram realizados ensaios de desempenho, para a obtenção da relação torque-rotação e rendimentos, para diferentes vazões e combinações de bocais da turbina e ensaios de perda de carga. Foram realizados ensaios para os bocais de 22, 28, 32, 35 e 38 mm e com a vazão variando entre 10 a 75 m<sup>3</sup>/h, para a obtenção da potência mecânica, rotação da turbina, torque e rendimento.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada por Timm et al. (2003), onde os autores construíram e analisaram uma turbina tipo Pelton.

O torque foi obtido através de um dinamômetro, que é o equipamento capaz de medir a potência, trabalho executado na unidade de tempo, de um

motor em suas diversas condições de funcionamento. O dispositivo mais antigo utilizado até os dias de hoje, para medir a potência e o torque de um motor é constituído por um volante circundado por uma cinta conectada a um braço cuja extremidade se apoia sobre a plataforma de uma balança. O volante acionado pelo motor tem o seu movimento restringido pela pressão aplicada à cinta, que transmite o esforço ao braço apoiado sobre a balança. A partir das leituras da balança, calcula-se o esforço despendido pelo motor. Esse dispositivo é conhecido como Freio de Prony. Neste trabalho foi utilizada uma célula de carga de um lado da polia e do outro lado pesos comuns, como os normalmente utilizados em balança. A potência e o torque no eixo da turbina foi medida pelo atrito entre uma cinta de couro e a parte interna da canaleta da polia como em Colombo (1991), onde o torque foi medido, baseando-se no atrito entre uma corda e a parte interna da canaleta da polia, o qual é variado através do acréscimo ou retirada de pesos.

Figura 9 Turbina Pelton com tomadas de pressão e detalhes das pás

Neste trabalho o torque foi calculado pela equação 1.

$$T = (F_{CC} - F_B) \times R_P \quad (1)$$

onde:

T – Torque no eixo da turbina (Kgf.m);

FCC – Força registrada na célula de carga (Kgf);

FB – Força dos pesos no lado oposto à célula de carga (Kgf);

RP – Raio médio interno da polia (m).

Os valores para a potência no eixo da turbina foram calculados a partir dos dados de rotação, raio da polia e diferença entre os valores da célula de carga e balança, conforme equação 2.

$$PE = \frac{RPM \times T \times 2 \times \pi}{60 \times 75} \quad (2)$$

onde:

PE – Potência no eixo da turbina (cv) ;

RPM – Rotação da turbina (rpm);

T – Torque no eixo da turbina (Kgf.m).

Segundo Azevedo Netto e Alvarez (1973) a energia mecânica disponível em uma queda de água é proporcional a vazão e a altura útil de queda (carga hidráulica), sendo esses, portanto, os elementos que deverão ser conhecidos para a sua determinação.

Os valores para a potência hidráulica foram obtidos através da vazão e carga hidráulica ao qual a turbina está submetida. A potência hidráulica foi calculada pela equação 3.

$$PH = \frac{\gamma h x Q}{75} \quad (3)$$

onde:

PE – Potência no eixo da turbina (cv);

$\gamma$  – Peso específico da água (Kgf/m<sup>3</sup>);

h – carga hidráulica (mca);

Q – Vazão (m<sup>3</sup>/s).

Como a transformação de energia no processo não se dá em condições ideais, sem perda de rendimento, a potência absorvida por uma turbina é inferior à potência que ela recebe do escoamento (PORTO, 2004). Sendo assim calculamos a eficiência hidráulica, que nos mostra a taxa de conversão da potência hidráulica em potência líquida e foi calculado pela equação 4.

$$EH = \frac{PE}{PH} \times 100 \quad (4)$$

onde:

EH – Eficiência hidráulica (%);

PE – Potência no eixo da turbina (cv);

PH – Potência hidráulica (cv).

Para cada vazão ensaiada, foi medida a rotação da turbina sem a utilização do dinamômetro (sem frenagem), para a obtenção da rotação máxima para a vazão ensaiada e em seguida iniciou-se a etapa com frenagem progressiva através da colocação de pesos, onde eram feitas as leituras de carga hidráulica, leitura na célula de carga, leitura dos pesos instalados no dinamômetro e rotação

da turbina feita por intermédio de tacômetro digital. Os ensaios eram realizados até que a rotação da turbina atingisse um valor mínimo ou até a frenagem total. As vazões foram obtidas por um medidor de vazão ultrassônico marca Krohne, modelo UFP-6003 e a carga hidráulica e a perda de carga na turbina em manômetros digital e diferencial, instalados na entrada e saída da turbina.

### **3.4 Medidores de pressão**

Para o cálculo da perda de carga na mangueira durante o seu enrolamento, optamos por trabalhar com manômetros fixos e com registradores automático das leituras dos valores da pressão (*data-logger*). O modelo utilizado foi o manômetro PL300, fabricado pela Dickson, empresa americana. Esses manômetros foram importados especialmente para este trabalho e foram escolhidos devido à facilidade de manuseio, de fácil regulagem, ótima precisão, armazenamento de dados desde 10 segundos, até 24 horas de intervalo entre coletas. Registra pressões entre 0 e 300 PSI (0 e 210 mca), com precisão de 0,1 PSI (7 cmca). Outra vantagem desses manômetros é a facilidade de aquisição dos dados (*download*), que pode ser realizada através de cartão de memória *Flash* ou por cabo *USB*, descarregando diretamente no computador. Nos ensaios foram realizadas leituras a cada 20 segundos. Foram instalados registradores automático de dados (PL-300), um na saída da turbina e outro junto ao aspersor, como pode ser visualizado na Figura 10. Com esse tipo de instalação foi possível determinar a perda de carga com a mangueira esticada e também o seu incremento a medida que a mesma ia sendo enrolada.

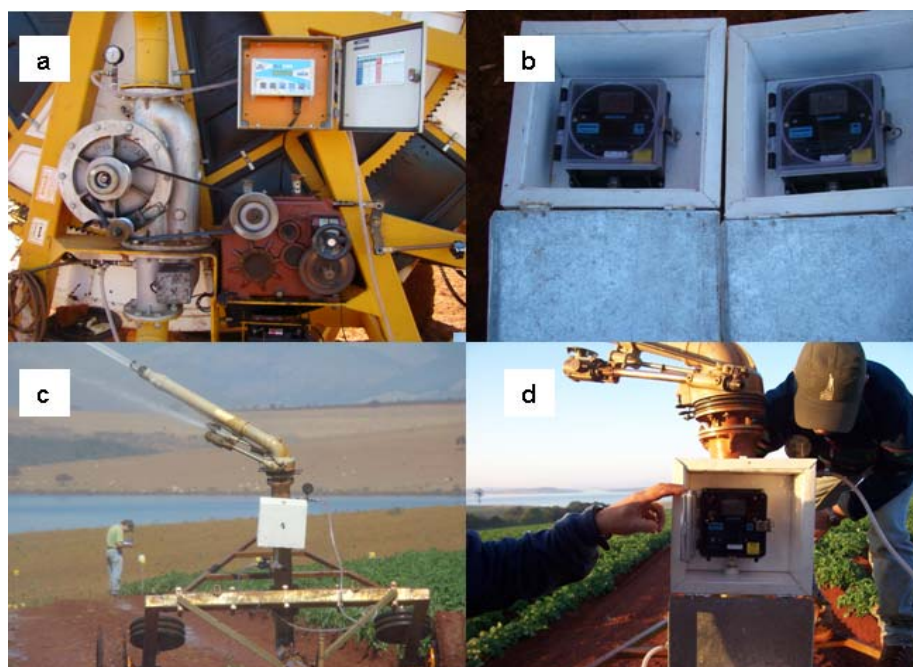


Figura 10 Detalhes dos equipamentos responsáveis pelo armazenamento dos valores de pressão (PL-300). (a) Visualiza-se as tomadas de pressão antes e depois da turbina; (b) Detalhe dos transdutores de pressão com *data-logger* da marca Dickson; (c) Modo de instalação do *data-logger* PL-300 junto ao aspersor e (d) Detalhe do *data-logger* PL-300

### 3.5 Sistemas de bombeamento

Nos dois locais das avaliações as bombas estão acopladas a motores diesel.

#### 3.5.1 Fazenda Boa Esperança – Pimenta/MG

A captação da água para os ensaios foi realizada diretamente da represa de Furnas, por uma bomba da empresa KSB Bombas Hidráulicas S.A., modelo

WKL 125/5 com 5 estágios e acoplada a um motor diesel MWM turbo com 6 cilindros e rotação de 1750 rpm.

### **3.5.2 Fazenda Pontal – Pirapora/MG**

Para esses ensaios a água foi captada no rio São Francisco e recalçada por uma bomba da empresa Mark Grundfos Ltda., modelo XHE-5ª com 5 estágios e acoplada a um motor diesel Mercedes Benz turbo com 6 cilindros e rotação de 1750 rpm.

### **3.6 Procedimento de campo**

No estudo da perda da turbina foram instalados transdutores de pressão com *data logger* na entrada e na saída da turbina com intervalos de coletas a cada 20 segundos. Para a determinação da perda de carga na mangueira e quantificação do acréscimo que ocorre devido às perdas localizadas que vão sendo criadas a medida que o enrolamento aumenta, foram instalados transdutores de pressão com *data-logger* modelo PL-500 e PL-300 da fabricante Dickson, na saída da turbina e final da mangueira, logo antes do aspersor, no tubo de subida. O intervalo entre as coletas de dados configurado nos transdutores de pressão foi o mesmo do teste com a turbina, ou seja, 20 segundos. Os ensaios foram realizados seguindo parâmetros exigidos pelas normas de qualidade internacional ISO 8224-1 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO, 2004) e ISO 8224-2 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO, 1991), que discorrem sobre o método de avaliação dos carretéis enroladores em condições de campo. Foi feita também uma medida manual, realizada a cada volta do carretel enrolador, sendo medida a pressão na entrada e saída da turbina

e final da mangueira, entrada do aspersor, bem como a rotação das polias da turbina e caixa redutora de velocidade realizadas com tacômetro digital. As perdas, tanto na turbina, quanto na mangueira foram determinadas durante todo o tempo de funcionamento do carretel enrolador, em condições de campo.

### **3.7 Calibração dos transdutores PL-300**

Antes de serem realizadas as avaliações de campo, foram realizadas as calibrações dos transdutores de pressão no Laboratório de Irrigação, Departamento de Engenharia da Universidade Federal de Lavras, Lavras-MG.

Essa calibração foi realizada para garantir a precisão dos resultados. Os transdutores de pressão com *data logger* PL-500 e PL-300 foram instalados em uma mesma saída da tubulação e conferidos em 8 pontos diferentes da curva da bomba, controlado pela variação de sua rotação, por intermédio de um inversor de frequência. Com os dados obtidos geramos uma equação para correção dos dados.

### **3.8 Perda de carga na mangueira em função do enrolamento**

No início da irrigação é esperado que o carreador tenha um comprimento de forma que toda a mangueira do carretel esteja desenrolada, afim de se obter a máxima eficiência do conjunto. Quando o carretel enrolador inicia seu funcionamento o equipamento permanece parado e após algum tempo, o aspersor inicia seu movimento a medida que a mangueira vai sendo enrolada no carretel. A partir desse momento, teremos uma parte de mangueira enrolada no carretel e outra parte da mangueira desenrolada, podendo a perda de carga ser calculada pela soma dessas perdas parciais:

$$H_{fm} = H_{fe} + H_{fd} \quad (5)$$

onde:

$H_{fm}$  – Perda de carga na mangueira, mca;

$H_{fe}$  – Perda de carga na parte enrolada a mangueira, mca;

$H_{fd}$  – Perda de carga na parte desenrolada da mangueira, mca.

Utilizando a equação de Darcy-Weisbach (Equação Universal) para o cálculo da perda de carga na mangueira, teremos:

$$H_{fe} = \frac{8}{\pi^2 g} f_e \frac{L_e}{D^5} Q^2 + \frac{8}{\pi^2 g} f_d \frac{L_d}{D^5} Q^2 \quad (6)$$

onde:

$g$  – aceleração da gravidade, m/s<sup>2</sup>;

$f_e$  – fator de atrito da parte enrolada da mangueira, adimensional;

$f_d$  – fator de atrito da parte desenrolada da mangueira, adimensional;

$L_e$  – comprimento enrolado da mangueira, m;

$L_d$  – comprimento desenrolado da mangueira, m;

$D$  – diâmetro interno da mangueira, m;

$Q$  – vazão do aspersor, m<sup>3</sup>/s.

Colocando os valores em comum em evidência, teremos:

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} (f_e L_e + f_d L_d) \quad (7)$$

Como o comprimento total da mangueira é igual a soma das partes enrolada e desenrolada, temos:

$$L_t = L_e + L_d \quad (8)$$

$$L_e = L_t - L_d \quad (9)$$

onde:

$L_t$  – comprimento total da mangueira, m.

Substituindo 9 em 7, temos:

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} [f_e(L_t - L_d) + f_d L_d] \quad (10)$$

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} [f_e L_t - f_e L_d + f_d L_d] \quad (11)$$

Como  $\lambda = \frac{f_e}{f_d}$ , então  $f_e = \lambda f_d$ , substituindo na equação 11:

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} (\lambda f_d L_t - \lambda f_d L_d + f_d L_d) \quad (12)$$

Colocando  $f_d$  em evidencia:

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} f_d (\lambda L_t - \lambda L_d + L_d) \quad (13)$$

Colocando  $\lambda$  em evidencia:

$$H_{fm} = \frac{8}{\pi^2} \frac{Q^2}{g D^5} f d (\lambda(Lt - Ld) + Ld) \quad (14)$$

$$H_{fm} = Jd(\lambda(Lt - Ld) + Ld) \quad (15)$$

Dessa forma o valor de  $\lambda$  pode ser determinado nos ensaios de campo, uma vez que o carretel enrolador teve os valores de pressão na entrada e na saída da mangueira registrados pelos *data-loggers* continuamente a cada 20 segundos e manualmente a cada volta do carretel enrolador, sendo possível saber a cada momento a quantidade de mangueira enrolada no carretel e desenrolada no carreador.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Determinação da perda de carga na mangueira

As perdas de carga na mangueira foram determinadas pelos manômetros com *data logger* instalados na saída da turbina e entrada do aspersor.

#### 4.1.1 Fazenda Boa Esperança – 1º, 2º e 3º Ensaios

Os resultados de perda de carga na mangueira para o equipamento *HR-125/400*, funcionando em condições de campo são representados nas Tabelas 1, 2 e 3.

Em todas as avaliações realizadas, na Fazenda Boa Esperança, não ocorreu um incremento significativo na perda de carga da mangueira. Porém percebe-se que ocorreu uma grande variação da pressão de entrada do aspersor que no início das avaliações, quando o carrinho contendo o aspersor estava no final do carreador, tinha uma pressão de 48,64; 47,02 e 52,74 mca e a pressão do aspersor no final da irrigação era de 42,59; 42,94 e 43,57 mca; respectivamente para os ensaios 1,2 e 3. Essa variação da pressão ocasionou uma diminuição da vazão do aspersor à medida que a mangueira era enrolada, reduzindo os valores de perda de carga na mangueira. Na Fazenda Boa Esperança, os carretéis enroladores são utilizados para cobrir áreas não irrigadas pelos Pivôs Centrais instalados, ficando como áreas a serem irrigadas pelos carretéis enroladores, somente área com grandes declividades e para que o aproveitamento do comprimento da mangueira seja máximo, os mesmos trabalham irrigando em aclave.

Apesar de pequeno, foi possível observar que houve um acréscimo da perda de carga da mangueira devido o enrolamento da mesma, pelo carretel, fato

também constatado por Oakes e Rochester (1980), Rocha (2000), Rocha et al. (2005) e Rochester, Flood Júnior e Hackwell (1990).

Isso se deve ao fato de que à medida que a mangueira vai enrolando no carretel, ela passa a ter a forma curvilínea, aumentando a resistência do fluido ao escoamento. Essas perdas de carga causada por curvas sempre foi assunto de muitos estudos.

Tabela 1 Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 1º Ensaio

DA m	ET mca	ST mca	EA mca	Cota m	HFt m	HFm mca
332	105,15	83,99	46,64	91,06	21,15	45,29
325	105,84	85,74	48,49	91,06	20,10	45,19
318	105,98	86,72	48,84	91,11	19,26	45,77
311	105,70	86,37	48,77	91,32	19,33	45,28
303	105,56	86,86	48,70	91,59	18,69	45,57
296	105,84	86,79	48,70	91,87	19,05	45,22
289	105,70	87,57	48,84	92,14	18,13	45,58
282	105,84	87,43	48,77	92,39	18,41	45,26
274	105,84	87,85	48,70	92,65	17,99	45,49
267	105,70	88,27	48,84	92,89	17,43	45,54
260	105,70	89,18	48,77	93,09	16,52	46,32
253	105,42	89,82	48,56	93,28	15,60	46,97
246	105,42	89,74	48,42	93,51	15,67	46,82
238	104,92	90,45	48,35	93,74	14,48	47,36
231	104,22	91,36	48,35	93,92	12,86	48,09
223	104,08	92,20	48,42	94,26	11,88	48,52
214	108,44	95,23	49,90	94,65	13,21	49,68
206	101,62	90,10	46,95	94,94	11,53	47,21
198	101,62	90,03	46,66	95,18	11,60	47,18
190	101,62	90,24	46,66	95,50	11,39	47,07
182	101,62	90,45	46,31	95,85	11,17	47,28
174	100,99	90,03	46,10	96,07	10,96	48,86
166	100,71	90,31	45,75	96,25	10,40	47,31
158	100,15	90,24	45,68	96,55	9,91	47,00
150	100,29	90,73	45,68	96,89	9,56	47,16
142	100,43	90,52	45,47	97,11	9,91	46,94
133	100,01	91,08	45,33	97,39	8,93	47,36
125	100,29	91,01	45,19	97,68	9,28	47,14

“continua”

Tabela 1 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
116	95,16	86,02	42,87	97,91	9,14	44,24
107	95,58	87,07	43,01	98,15	8,50	44,91
99	99,86	91,22	45,19	98,35	8,64	46,68
90	99,09	91,29	44,98	98,54	7,80	46,77
81	99,72	91,50	45,05	98,83	8,22	46,63
72	101,55	96,28	44,98	99,04	5,27	51,26
64	104,08	95,58	47,02	99,19	8,50	48,37
55	93,54	86,02	42,03	99,38	7,52	43,62
46	103,52	95,09	46,73	99,52	8,43	47,83
37	92,98	85,60	41,89	99,65	7,38	43,06
28	94,45	87,85	42,87	99,80	6,61	44,18
19	94,88	88,13	42,87	99,79	6,75	44,47
9	94,17	88,27	43,01	99,81	5,90	44,45
0	95,58	88,97	42,59	100,00	6,61	45,38

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira.

Tabela 2 Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 2º Ensaio

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
319	99,50	86,00	47,02	94,94	13,50	43,00
311	99,44	86,72	47,02	95,22	12,72	43,49
304	101,20	87,99	47,16	95,48	13,21	44,35
297	100,43	87,85	47,16	95,76	12,58	43,93
289	100,15	87,85	47,23	96,02	12,30	43,60
282	99,86	87,85	47,09	96,23	12,02	43,53
275	99,58	87,71	47,09	96,56	11,88	43,06
267	99,86	88,13	47,37	96,87	11,74	42,89
260	99,58	88,06	47,02	97,06	11,53	42,98
253	99,58	88,34	47,09	97,31	11,24	42,94
245	99,37	88,27	47,02	97,50	11,10	42,76
238	100,01	89,04	47,09	97,65	10,96	43,31
230	99,58	89,60	47,44	97,88	9,98	43,29
222	99,58	89,46	47,23	98,17	10,12	43,06
214	100,01	89,89	47,23	98,44	10,12	43,22
206	100,01	90,52	47,16	98,69	9,49	43,67
198	86,86	76,81	40,62	98,91	10,05	36,28
189	94,31	83,56	44,13	99,09	10,75	39,33
181	98,67	87,92	46,17	99,25	10,75	41,49
173	97,69	86,93	45,12	99,45	10,75	41,36

“continua”

Tabela 2 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
165	98,81	87,78	45,26	99,61	11,03	41,90
157	98,67	87,92	45,05	99,74	10,75	42,13
149	99,09	88,27	45,05	99,83	10,82	42,39
141	98,95	88,41	44,91	99,81	10,54	42,69
133	99,37	88,97	44,84	99,95	10,40	43,19
125	99,44	89,74	44,84	100,14	9,70	43,77
116	96,07	86,79	42,94	100,25	9,28	42,60
107	97,48	87,43	43,01	100,29	10,05	43,12
99	97,83	88,34	43,22	100,33	9,49	43,79
90	98,81	88,97	43,29	100,41	9,84	44,27
81	98,95	89,60	43,57	100,41	9,35	44,62
72	99,09	90,45	43,71	100,45	8,64	45,28
64	100,29	91,29	43,85	100,42	9,00	46,02
55	100,29	91,43	43,78	100,40	8,86	46,25
46	87,99	80,75	38,44	100,37	7,24	40,93
37	97,05	89,04	41,82	100,28	8,01	45,94
28	98,53	89,82	42,03	100,20	8,71	46,59
19	98,81	91,22	42,38	100,12	7,59	47,72
10	100,15	92,77	43,01	100,11	7,38	48,65
0	100,57	93,12	42,94	100,00	7,45	49,18

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira.

Tabela 3 Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 3º Ensaio

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
332	99,16	88,69	50,74	85,57	10,47	51,38
315	108,16	92,27	52,29	85,57	15,88	53,42
308	108,44	92,77	52,08	85,61	15,67	54,08
301	108,30	92,70	52,08	85,77	15,60	53,85
293	108,44	92,91	52,01	86,07	15,53	53,83
286	108,30	93,19	51,94	86,37	15,11	53,88
279	108,44	93,47	51,79	86,65	14,97	54,03
272	108,44	93,96	51,79	86,96	14,48	54,21
265	108,58	94,45	51,72	87,29	14,13	54,44
257	108,58	94,66	51,58	87,65	13,92	54,43
250	102,61	89,25	51,58	88,04	13,35	48,63
243	109,21	96,56	51,79	88,35	12,65	55,42
235	109,77	96,70	51,65	88,64	13,07	55,41

“continua”

Tabela 3 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
227	110,06	97,19	51,58	89,02	12,86	55,59
219	118,42	105,21	55,80	89,45	13,21	58,95
211	102,32	89,89	47,58	89,80	12,44	51,51
203	102,32	90,31	47,44	90,19	12,02	51,68
195	102,32	90,45	47,16	90,64	11,88	51,65
187	102,61	90,66	47,09	91,00	11,95	51,57
179	102,32	91,08	47,02	91,33	11,24	51,73
171	102,47	91,50	47,02	91,76	10,96	51,73
162	102,75	91,92	47,02	92,21	10,82	51,70
154	103,24	92,13	46,81	92,59	11,10	51,74
147	103,10	92,63	46,88	92,97	10,47	51,78
138	103,38	92,84	46,66	93,41	10,54	51,76
130	103,38	92,98	46,52	93,85	10,40	51,61
121	103,38	93,33	46,31	94,28	10,05	51,73
113	103,80	94,03	46,24	94,70	9,77	52,08
104	103,94	94,45	46,24	95,14	9,49	52,07
95	104,08	94,66	46,17	95,56	9,42	52,93
86	104,36	95,37	46,10	95,95	9,00	52,32
78	104,50	95,72	45,89	96,36	8,78	52,46
69	104,78	96,07	45,89	96,81	8,71	52,37
60	105,28	96,63	45,89	97,25	8,64	52,49
51	105,56	97,69	46,03	97,68	7,87	52,97
43	106,26	98,11	46,03	98,11	8,15	52,97
34	101,62	93,68	43,64	98,49	7,94	50,55
25	101,62	94,03	43,78	98,92	7,59	50,32
15	98,81	91,99	42,17	99,33	6,82	49,50
6	101,90	94,95	43,57	99,70	6,96	51,67
0	101,62	95,65	43,57	100,00	5,97	51,08

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira.

#### 4.1.2 Fazenda Pontal – 4º, 5º, 6º e 7º Ensaios

Os resultados de perda de carga na mangueira para o equipamento *HR-110/330*, funcionando em condições de campo são representados nas Tabelas 4, 5, 6 e 7.

Para os ensaios 4º, 5º, 6º e 7º praticamente não ocorreram variações da pressão no aspersor. Como pode ser visto na Figura 5, os carregadores da Fazenda

Pontal, devido ao relevo da região de Pirapora, são bem planos, propiciando uma maior uniformidade na pressão de serviço do aspersor.

Podemos observar aqui também um acréscimo na perda de carga da mangueira devido ao seu enrolamento em torno do carretel, fato também constatado por Oakes e Rochester (1980), Rocha (2000), Rocha et al. (2005) e Rochester, Flood Júnior e Hackwell (1990).

No 4º Ensaio, o acréscimo da perda de carga na mangueira foi de 3,97 mca, que equivale a um aumento de 10,4% da perda de carga. Já no 5º Ensaio, cujo acréscimo da perda de carga foi de 7,05 mca, que equivale a um aumento de 23,3%. O 6º Ensaio a variação de pressão foi de 6,42 mca, ou seja, aumento na perda de carga de 22,3% e no 7º Ensaio, que foi realizado no mesmo carreador do 6º Ensaio, a perda de carga foi de 6,49 m correspondendo a 20,4% de acréscimo.

Tabela 4 Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 4º Ensaio

DA m	ET mca	ST mca	EA mca	Cota m	HFt m	HFm mca
212	101,3	93,3	55,0	100,3	8,1	37,0
206	101,3	93,2	55,0	100,2	8,1	37,0
199	101,4	93,3	55,3	100,2	8,1	36,8
194	101,4	93,5	55,9	100,2	7,9	36,4
189	101,6	93,6	55,4	100,2	8,0	36,9
183	100,8	93,3	55,3	100,2	7,5	36,8
177	100,8	93,3	55,2	100,2	7,5	36,9
171	100,8	93,8	55,5	100,3	7,0	37,0
164	101,3	94,1	55,5	100,2	7,2	37,4
158	101,1	94,0	55,7	100,1	7,2	37,2
152	101,1	93,9	55,4	100,1	7,2	37,4
146	101,0	93,9	55,3	100,1	7,1	37,5
139	101,8	94,0	55,3	100,1	7,7	37,6
133	101,8	94,1	54,6	100,1	7,7	38,4
127	101,5	93,8	54,9	100,0	7,7	37,8
120	101,5	93,9	54,4	100,1	7,6	38,4

“continua”

Tabela 4 “conclusão”

DA m	ET mca	ST mca	EA mca	Cota m	HFt m	HFm mca
113	101,9	94,1	54,9	100,0	7,8	38,2
106	102,6	94,5	54,8	99,9	8,2	38,7
100	102,0	94,1	54,6	99,9	7,9	38,6
91	102,0	93,5	54,5	99,9	8,6	38,1
84	102,3	94,1	54,5	99,9	8,2	38,6
77	102,2	94,2	54,5	100,0	7,9	38,8
70	102,2	94,6	54,2	100,0	7,6	39,4
63	102,3	94,5	54,2	100,0	7,8	39,3
56	102,7	94,9	54,3	100,0	7,9	39,5
49	102,5	95,2	54,3	100,0	7,2	39,9
42	102,9	94,9	54,3	99,9	7,9	39,7
34	102,7	95,5	54,5	99,9	7,2	40,1
27	103,0	95,9	54,6	99,9	7,1	40,4
19	103,1	95,9	54,7	99,9	7,2	40,3
12	103,7	96,6	54,9	100,0	7,1	40,7
4	103,9	96,6	55,0	100,0	7,3	40,7
0	103,8	97,4	55,2	100,0	6,4	41,2

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira; HFmc – Perda de carga na mangueira corrigido para a pressão de projeto.

Tabela 5 Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 5º Ensaio

DA m	ET mca	ST mca	EA Mca	Cota m	HFt m	HFm mca
318	95,9	78,8	49,1	99,1	17,1	29,6
313	95,6	77,9	49,1	99,2	17,6	28,7
308	95,4	78,1	49,5	99,2	17,3	28,5
303	95,4	78,3	49,3	99,3	17,1	28,7
293	96,6	77,1	48,4	99,4	19,5	28,3
288	96,2	77,4	49,1	99,9	18,8	27,5
283	96,1	77,7	48,6	99,9	18,4	28,1
278	96,2	77,7	49,0	100,2	18,6	27,4
273	96,5	77,8	48,5	100,4	18,7	27,9
268	96,4	77,8	48,6	100,5	18,6	27,7
263	96,9	78,6	48,6	100,6	18,3	28,4
258	96,2	79,6	49,6	100,7	16,6	28,4
252	96,4	81,5	49,0	100,7	14,9	30,8
247	96,5	80,1	49,1	100,6	16,4	29,4
241	96,8	80,6	49,1	100,4	16,2	30,1

“continua”

Tabela 5 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
236	96,6	80,5	49,4	100,2	16,1	29,9
230	96,6	80,7	49,0	99,9	15,9	30,8
225	96,6	80,7	49,2	99,6	15,9	30,9
219	96,6	80,7	49,4	99,4	15,9	30,9
213	96,2	81,0	49,8	99,2	15,3	30,9
208	96,5	81,2	50,0	99,1	15,3	31,1
202	96,6	81,2	50,0	99,1	15,5	31,1
197	96,4	81,0	49,6	99,1	15,4	31,2
191	96,2	81,9	49,8	99,2	14,3	31,9
184	96,1	82,1	50,2	99,3	14,0	31,6
178	95,9	82,0	49,9	99,4	13,9	31,7
172	95,8	82,1	50,0	99,7	13,7	31,4
166	95,9	82,1	49,8	99,9	13,8	31,4
160	95,9	82,2	49,3	99,9	13,7	32,0
154	96,1	82,3	49,3	100,1	13,8	31,9
148	96,1	82,7	49,1	100,2	13,4	32,4
142	96,2	82,8	46,5	100,2	13,4	35,1
130	98,7	82,2	49,2	100,2	16,5	31,8
124	96,2	82,6	50,0	100,0	13,6	31,6
117	95,4	83,5	49,9	99,9	11,9	32,7
111	95,6	84,1	49,9	99,8	11,5	33,4
104	95,8	83,8	49,6	99,7	11,9	33,5
97	95,6	84,2	49,8	99,8	11,5	33,6
90	95,8	84,0	49,7	99,8	11,8	33,4
84	95,7	83,9	49,8	99,5	11,8	33,6
77	95,9	84,0	49,8	99,2	11,9	34,0
70	95,8	84,5	50,3	99,2	11,2	34,1
61	96,2	83,8	49,8	99,4	12,4	33,7
54	96,1	83,7	49,7	99,5	12,4	33,5
48	95,7	84,1	49,6	99,6	11,7	33,8
40	95,4	84,1	48,9	99,8	11,4	34,4
33	95,4	84,8	49,3	99,9	10,7	34,6
26	95,3	85,0	49,6	100,0	10,3	34,5
18	95,4	85,5	49,6	100,0	10,0	34,8
11	95,7	85,5	48,8	100,0	10,2	35,7
3	95,7	85,5	49,1	100,0	10,3	35,3
0	95,7	85,9	48,9	100,0	9,8	36,0

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira; HFmc – Perda de carga na mangueira corrigido para a pressão de projeto.

Tabela 6 Valores da perda de carga da mangueira em condições de campo e perda de carga corrigida em função da pressão de serviço do aspersor, 6º Ensaio

DA m	ET mca	ST mca	EA mca	Cota m	HFt m	HFm mca
318	92,3	80,3	51,5	100,3	12,0	27,4
313	92,0	80,5	49,7	100,2	11,5	29,5
308	93,2	81,2	49,9	100,2	11,9	30,2
303	92,1	81,3	50,0	100,1	10,8	30,2
298	92,3	80,5	49,8	100,1	11,7	29,6
293	91,5	80,8	49,9	100,1	10,7	29,8
288	91,8	80,9	49,9	100,1	10,9	29,9
283	91,8	80,5	49,8	100,0	11,3	29,7
278	91,6	80,8	49,9	99,9	10,8	30,0
273	91,7	80,5	50,0	99,8	11,2	29,7
268	91,1	80,6	50,0	99,8	10,5	29,8
263	91,2	80,5	50,0	99,8	10,7	29,7
257	90,5	80,5	49,7	99,8	10,0	30,1
251	90,2	81,1	50,0	99,7	9,1	30,4
246	90,4	81,3	50,0	99,6	9,1	30,7
240	90,1	80,7	49,7	99,5	9,3	30,5
234	90,0	81,3	49,9	99,5	8,6	30,9
229	90,0	80,5	50,0	99,6	9,5	29,9
223	90,0	80,9	49,5	99,7	9,1	30,7
218	89,7	80,7	49,3	99,8	9,1	30,6
212	90,3	80,8	49,6	100,0	9,5	30,2
206	90,1	80,5	49,4	100,1	9,6	30,1
201	90,2	81,1	49,6	100,1	9,1	30,4
195	90,4	81,0	49,2	100,1	9,4	30,7
188	90,0	81,1	49,3	100,1	8,9	30,7
182	90,9	81,3	49,5	100,1	9,6	30,8
175	90,5	81,5	49,2	100,0	9,1	31,2
169	90,7	81,5	49,4	100,1	9,2	31,0
163	90,6	82,0	49,2	100,0	8,6	31,8
156	91,0	82,0	49,5	99,9	9,0	31,6
150	90,9	81,5	49,6	99,8	9,3	31,1
144	90,9	81,5	49,6	99,7	9,3	31,2
137	90,4	82,3	49,6	99,6	8,2	32,1
131	91,1	81,9	99,6	9,1	32,9	
123	91,0	82,4	99,7	8,6	32,1	
116	90,8	82,2	49,3	99,9	8,6	32,0
109	91,1	82,9	49,1	100,1	8,2	32,7
102	91,9	82,9	49,2	100,2	9,0	32,5
95	90,9	82,7	49,0	100,1	8,2	32,6

“continua”

Tabela 6 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
88	91,2	82,9	49,3	100,0	8,2	32,6
81	90,9	83,2	49,1	100,0	7,7	33,1
74	91,9	83,5	49,1	100,0	8,4	33,4
67	91,2	83,7	49,6	100,0	7,4	33,1
59	91,0	83,3	49,1	100,0	7,7	33,2
52	91,0	83,2	49,1	99,9	7,8	33,2
45	90,8	83,6	48,8	99,9	7,2	33,9
37	91,0	83,6	49,1	99,9	7,4	33,6
29	90,9	83,7	48,8	100,0	7,2	33,9
21	91,1	84,3	48,8	100,1	6,7	34,4
13	90,9	84,0	48,7	100,0	6,9	34,2
6	90,5	84,5	49,1	100,0	6,0	34,4
0	90,7	84,0	49,1	100,0	6,7	33,9

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira; HFmc – Perda de carga na mangueira corrigido para a pressão de projeto.

Tabela 7 Valores das pressões registradas nos manômetros em função da distância do aspersor em relação ao carretel enrolador, 7º Ensaio

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	Mca	mca	mca	m	m	mca
320	99,0	84,5	52,7	99,6	14,4	31,2
315	99,4	84,9	52,9	99,7	14,5	31,3
310	99,4	84,5	52,8	99,8	15,0	30,9
306	98,5	86,7	53,3	99,8	11,8	32,5
301	98,2	85,2	53,2	99,9	12,9	31,2
296	97,8	85,3	52,9	99,9	12,4	31,5
291	97,7	85,0	52,8	99,9	12,7	31,3
286	97,7	84,5	52,7	100,0	13,1	30,9
281	97,3	85,2	53,0	100,0	12,1	31,1
276	97,3	84,7	52,9	100,1	12,6	30,6
271	97,1	85,0	52,7	100,2	12,2	31,1
266	96,8	84,8	52,7	100,2	12,0	30,8
261	96,8	85,3	52,7	100,2	11,5	31,4
255	96,5	85,1	52,6	100,3	11,4	31,3
250	96,6	85,3	52,6	100,4	11,3	31,4
244	96,1	85,4	52,7	100,4	10,7	31,2
239	95,8	85,9	52,7	100,5	9,9	31,7
233	95,9	84,9	52,6	100,4	11,0	30,8
228	95,4	85,7	52,6	100,4	9,7	31,7
222	95,4	85,6	52,5	100,3	9,8	31,8

“continua”

Tabela 7 “conclusão”

DA	ET	ST	EA	Cota	HFt	HFm
m	mca	mca	mca	m	m	mca
217	95,4	85,9	52,5	100,2	9,6	32,2
211	95,3	86,1	52,4	100,0	9,2	32,7
206	94,7	86,5	52,8	99,9	8,2	32,8
199	94,9	85,9	52,4	99,9	9,0	32,6
193	94,7	86,1	52,5	99,9	8,6	32,7
188	94,7	86,1	52,0	99,9	8,6	33,2
181	94,9	85,7	51,9	99,9	9,2	33,9
174	95,3	85,4	51,9	100,0	9,9	33,5
168	95,1	85,4	51,8	99,9	9,7	33,6
162	94,9	85,6	52,5	100,0	9,3	33,1
155	95,1	86,0	51,8	100,1	9,1	33,1
149	95,0	86,3	52,2	100,2	8,7	32,9
143	95,4	86,9	52,8	100,3	8,6	32,7
137	95,2	87,1	52,6	100,4	8,1	33,1
130	95,4	86,8	51,9	100,3	8,6	33,5
123	95,3	86,9	52,2	100,2	8,4	33,5
116	95,4	87,4	52,3	100,1	8,0	33,0
109	95,8	87,4	52,3	99,9	8,4	33,1
102	95,9	86,9	51,9	99,8	9,0	33,1
95	94,8	86,5	51,6	99,9	8,3	33,0
88	95,2	86,9	51,7	100,0	8,3	33,3
81	95,6	87,7	52,6	100,0	7,9	33,1
75	96,1	88,1	52,4	100,0	8,0	33,7
68	96,0	88,1	52,2	100,0	7,9	34,9
61	95,6	86,9	51,5	100,0	8,7	34,4
54	95,3	88,6	52,2	100,0	6,7	35,3
46	95,4	87,6	51,9	100,1	7,9	34,6
38	95,8	88,6	52,4	100,1	7,2	35,1
30	96,4	89,0	52,6	100,1	7,4	35,3
23	95,9	91,3	52,5	99,9	4,6	37,9
15	95,9	89,5	52,9	99,9	6,3	35,7
8	95,9	89,4	52,3	100,0	6,5	36,1
0	96,6	89,8	51,9	100,0	6,7	36,9

DA – Distância do aspersor; ST – Saída da turbina; EA – Entrada do aspersor; HFm – Perda de carga na mangueira.

## 4.2 Determinação da perda de carga na turbina

Em todos os ensaios realizados ocorreram redução da rotação da turbina, fazendo com que a perda de carga também diminua, como constatou Colombo (1991), Rocha (1998) e Rocha (2000). Segundo esses autores essa redução na rotação e conseqüentemente perda de carga é proveniente da diferença de esforço exigido da turbina. Esse esforço da turbina é dependente do comprimento de mangueira que se encontra em contato com o solo, ou seja, a medida que a mangueira vai sendo enrolada, esse esforço diminui em função da diminuição do atrito e também a sua perda de carga.

Nos ensaios onde o carreador tinha pouca declividade ou era praticamente plano, o contínuo enrolamento da mangueira durante a irrigação, provocou um incremento na resistência a vazão. Isso provoca um aumento na pressão de entrada do carretel enrolador e redução na taxa de aplicação de água durante o processo de irrigação, como constatou, Oakes e Rochester (1980). Ainda segundo os autores, essas mudanças podem ter sido causadas pelo enrolamento da mangueira em torno do carretel e uma causa possível é a deformação na secção da mangueira, ao invés de uma mudança na rugosidade da mesma, já que eles constataram também mudanças no coeficiente de rugosidade de *Hazen-Williams*.

Para os ensaios realizados na Fazenda Pontal, onde os carreadores eram praticamente planos, com condições mais adequadas de funcionamento dos carretéis enroladores, em todos os ensaios ocorreu redução na perda de carga da turbina, como pode ser constatado na Tabela 2, onde a maior redução foi de 53,2%, mas ficando os valores dos demais ensaios próximo. Somente no 1º Ensaio, onde redução na perda de carga foi menor, devido ser o carreador com menor comprimento, ou seja o ensaio iniciou com o carretel com 21 voltas da mangueira. Para os demais ensaios o carretel foi praticamente todo desenrolado.

Os carregadores tinham, 212, 330, 321 e 320 metros, respectivamente para os 4º, 5º 6º e 7º ensaios.

### **4.3 Velocidade de recolhimento da mangueira**

A uniformidade da velocidade de recolhimento da mangueira influencia na uniformidade de aplicação da água.

#### **4.3.1 Fazenda Boa Esperança – Pimenta/MG**

Para os ensaios realizados na Fazenda Boa Esperança, em relação a velocidade de recolhimento da mangueira, ocorreu um erro máximo de +25,8; +14,3 e +8,1%, e erro mínimo de -8,9; -3,6 e +2,3%, respectivamente para os 1º, 2º e 3º Ensaio, ao trabalhar com a regulagem no painel controlador em 90 m/h. Esses valores demonstram que houve oscilação na velocidade de recolhimento programada, ocasionando variação na lâmina aplicada (Tabela 8).

Analisando as Figuras 11, 12 e 13, percebe-se que a oscilação da velocidade foi grande no 1º e 2º Ensaio e um pouco mais uniforme no 3º Ensaio. Para a velocidade de recolhimento da mangueira não houve relação com o relevo do carregador, uma vez que o ensaio com velocidade mais uniforme foi o carregador de maior declividade (8,1%).

Tabela 8 Velocidade de recolhimento da mangueira medida e sua variação em função da distância do aspersor, para os ensaios da Fazenda

DA m	1º Ensaio		2º Ensaio		3º Ensaio	
	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %
310	111,8	24,2	102,9	14,3	-	-
300	97,6	8,4	95,2	5,8	95,7	6,4
290	98,6	9,6	96,8	7,5	95,0	5,5
280	94,2	4,7	96,3	7,0	96,3	7,0
270	97,0	7,8	95,5	6,1	96,8	7,5
260	94,7	5,3	95,5	6,1	95,5	6,1
250	98,1	9,0	96,3	7,0	96,0	6,7
240	96,5	7,2	100,0	11,1	92,8	3,1
230	94,5	5,0	94,7	5,3	96,5	7,2
220	98,6	9,6	92,3	2,6	95,5	6,1
210	94,5	5,0	95,2	5,8	92,1	2,3
200	89,1	-1,0	92,2	2,4	94,0	4,4
190	97,3	8,1	89,1	-1,0	93,7	4,2
180	91,4	1,5	94,2	4,7	94,7	5,3
170	94,0	4,4	95,0	5,5	94,5	5,0
160	94,2	4,7	96,3	7,0	95,7	6,4
150	95,7	6,4	99,4	10,5	93,0	3,4
140	95,2	5,8	99,2	10,2	94,2	4,7
130	93,7	4,2	86,7	-3,6	97,3	8,1
120	94,2	4,7	93,8	4,2	93,3	3,6
110	94,7	5,3	94,7	5,3	95,0	5,5
100	105,6	17,3	94,2	4,7	93,3	3,6
90	86,5	-3,8	96,8	7,5	96,0	6,7
80	94,5	5,0	92,3	2,6	93,3	3,6
70	93,8	4,2	97,3	8,1	93,3	3,6
60	113,2	25,8	90,9	1,0	94,2	4,7
50	82,0	-8,9	95,5	6,1	94,5	5,0
40	93,5	3,9	90,9	1,0	95,7	6,4
30	94,5	5,0	92,8	3,1	94,5	5,0
20	97,6	8,4	93,7	4,2	93,5	3,9
10	88,2	-2,0	100,6	11,7	92,8	3,1
0	94,7	5,3			94,0	4,4
Min.	82,0	-8,9	86,7	-3,6	92,1	2,3
Máx.	113,2	25,8	102,9	14,3	97,3	8,1

DA – Distância do aspersor; VA – Velocidade de recolhimento da mangueira.

O pior resultado de uniformidade da velocidade de recolhimento foi o 1º Ensaio (25,8%), com declividade do carreador de 2,7% e o ensaio com erro

médio de 14,3% (Ensaio 2), foi o carreador com menor declividade (1,6%) dos ensaios realizados na Fazenda Boa Esperança.

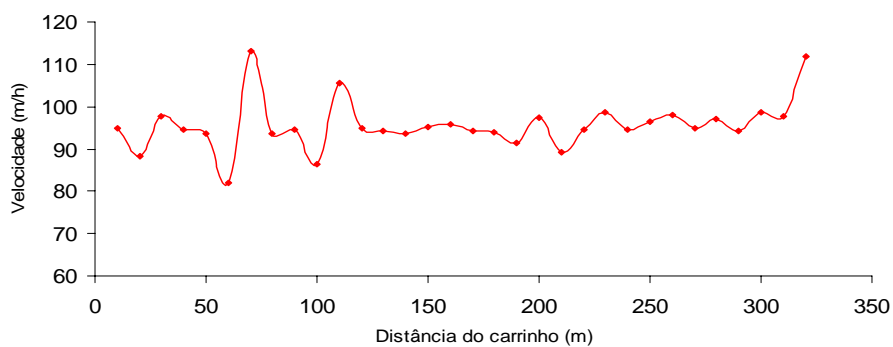


Figura 11 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (1º Ensaio)

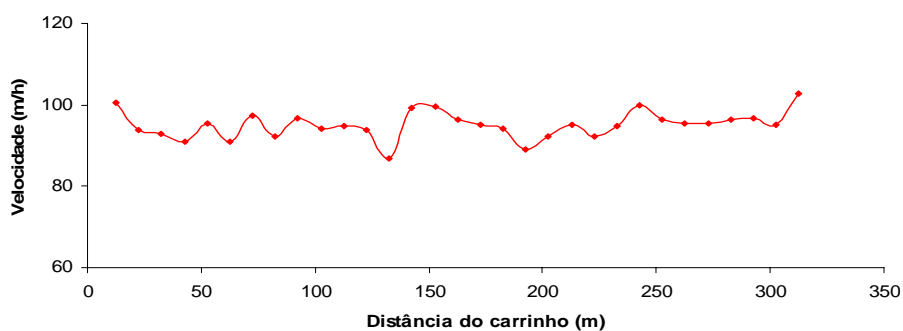


Figura 12 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (2º Ensaio)

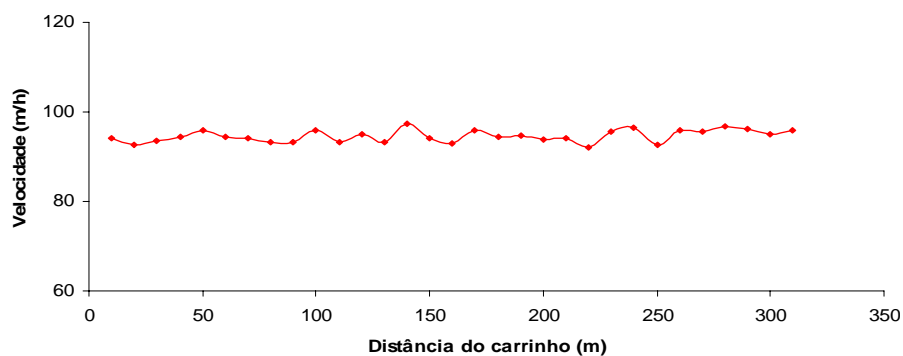


Figura 13 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (3º Ensaio)

Collier e Rocherter (1980) citam que variações da velocidade podem variar até os valores de 24% quando se trabalha com 3 camadas e 44% de variação na velocidade quando o enrolamento possui 5 camadas. Nos 3 ensaios da Fazenda Boa Esperança o incremento foi de 4 camadas, ficando os valores dentro do esperado.

A velocidade de recolhimento da mangueira é regulada no painel e calculada através do rolete que fica em contato com a mangueira. O rolete envia alguns pulsos magnéticos para um sensor que envia as informações para o painel. Após processar essas informações o painel controla a abertura do *by-pass* da turbina e esse tempo de resposta provavelmente faz com que ocorra essa oscilação na velocidade de recolhimento. Segundo Rocha (2000), informa que a velocidade é lenta e gradativa, sendo monitorada somente a cada 0,80 m de mangueira, ou seja, a velocidade de recolhimento é monitorada (verificada) a cada 32 segundos para a velocidade programada de 90 m/h. Além dessa regulagem ser lenta, os esforços exigidos da turbina são variados, ocasionando também diversas mudanças na sua rotação, como pode ser visto nas Figuras 14, 15 e 16.

Outro fator que pode afetar na velocidade de recolhimento é o empuxo do aspersor, afetando principalmente no final da irrigação, onde o esforço de tração é menor, já que o maior esforço é dividido ao atrito da mangueira com o solo. O fator empuxo é reduzido quando o carrinho contendo o aspersor é recolhido em aclave, o que pode ser uma explicação pela maior uniformidade tanto na velocidade de recolhimento da mangueira, como nas rotações da turbina e caixa redutora. A velocidade de recolhimento da mangueira está diretamente ligada na uniformidade da lâmina aplicada, sendo parte de equações para o cálculo da lâmina a ser aplicada, como em Olitta (1978).

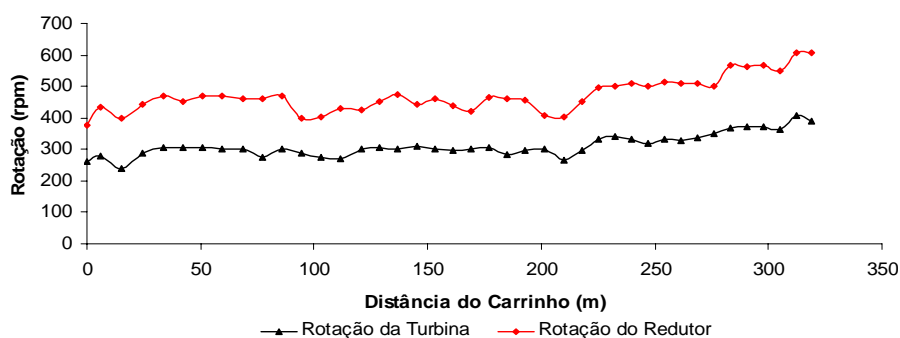


Figura 14 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (1º Ensaio)

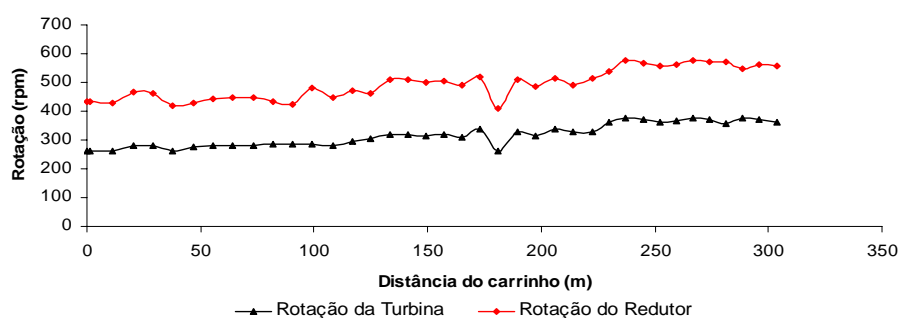


Figura 15 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (2º Ensaio)

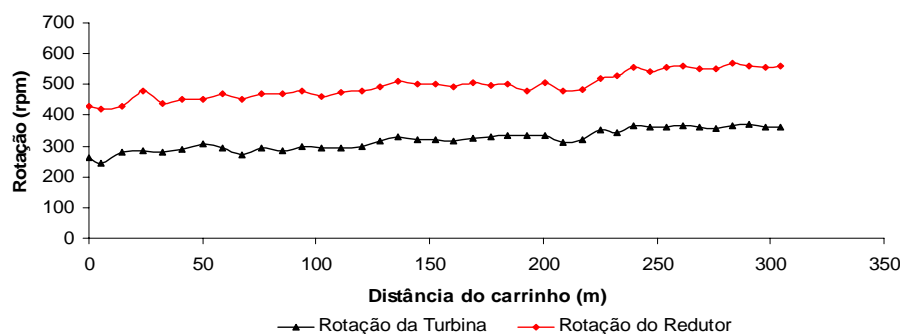


Figura 16 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (3º Ensaio)

### 5.3.2 Fazenda Pontal – Pirapora/MG

Para os ensaios realizados na Fazenda Pontal, houve um erro máximo de +18,5; +29,5 e +30,4%, e erro mínimo de -19,4; -40,2 e -13,3%, respectivamente para os 4º, 5º e 6º Ensaio, ao se trabalhar com regulagem do painel controlador em 45 m/h, para o 4º Ensaio e 100 m/h, para os 5º e 6º Ensaio (Tabela 9). Esses valores demonstram que houve uma grande oscilação na velocidade de recolhimento programada. Essa oscilação na velocidade pode ser visualizada mais facilmente pelas Figuras 17, 18 e 19.

Tabela 9 Velocidade de recolhimento da mangueira medida e sua variação em função da distância do aspersor

DA m	4º Ensaio		5º Ensaio		6º Ensaio	
	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %
310	-	-	94,7	-5,3	116,1	16,1
300	-	-	129,5	29,5	106,2	6,2
290	-	-	59,8	-40,2	105,3	5,3
280	-	-	107,5	7,5	106,5	6,5
270	-	-	104,3	4,3	104,3	4,3
260	-	-	109,1	9,1	102,6	2,6

“continua”

Tabela 9 “conclusão”

DA m	4º Ensaio		5º Ensaio		6º Ensaio	
	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %	VA m/h	Erro %
250	-	-	128,6	28,6	102,9	2,9
240	-	-	128,6	28,6	101,4	1,4
230	-	-	88,9	-11,1	130,4	30,4
220	-	-	107,5	7,5	87,8	-12,2
210	36,3	-19,4	104,7	4,7	109,4	9,4
200	47,6	5,7	105,3	5,3	98,9	-1,1
190	49,3	9,6	106,2	6,2	104,7	4,7
180	48,6	8,1	104,3	4,3	100,3	0,3
170	48,4	7,5	106,5	6,5	102,9	2,9
160	48,6	8,1	111,8	11,8	98,4	-1,6
150	49,6	10,2	88,2	-11,8	105,6	5,6
140	48,9	8,7	98,9	-1,1	102,0	2,0
130	53,3	18,5	81,3	-18,7	102,0	2,0
120	44,0	-2,2	108,8	8,8	100,3	0,3
110	45,5	1,0	106,8	6,8	116,9	16,9
100	47,4	5,4	103,2	3,2	101,7	1,7
90	42,5	-5,7	104,7	4,7	103,4	3,4
80	48,6	8,0	108,4	8,4	86,7	-13,3
70	48,2	7,1	111,8	11,8	99,7	-0,3
60	50,5	12,2	80,5	-19,5	94,0	-6,0
50	44,6	-0,9	102,3	2,3	98,4	-1,6
40	51,9	15,3	104,3	4,3	99,2	-0,8
30	44,7	-0,7	103,2	3,2	101,4	1,4
20	46,2	2,6	104,7	4,7	95,0	-5,0
10	49,3	9,6	104,3	4,3	99,4	-0,6
0	49,2	9,3	90,5	-9,5	90,5	-9,5
Min,	36,3	-19,4	59,8	-40,2	86,7	-13,3
Máx,	53,3	18,5	129,5	29,5	130,4	30,4

DA – Distância do aspersor; VA – Velocidade de recolhimento da mangueira.

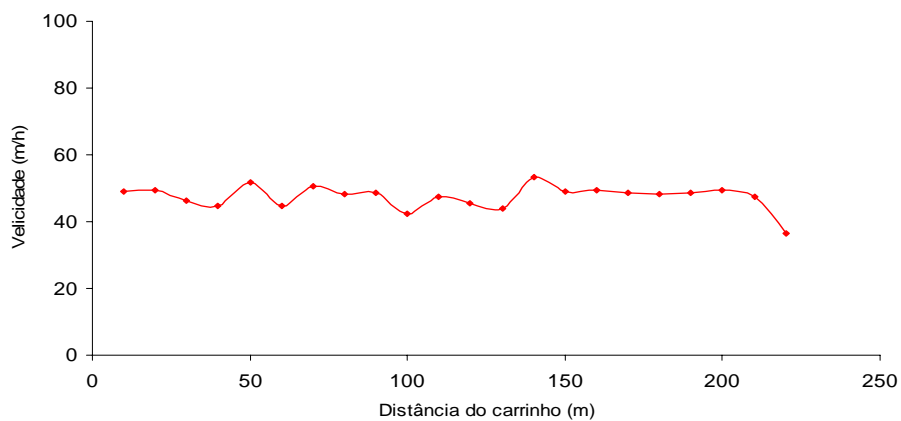


Figura 17 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (4º Ensaio)

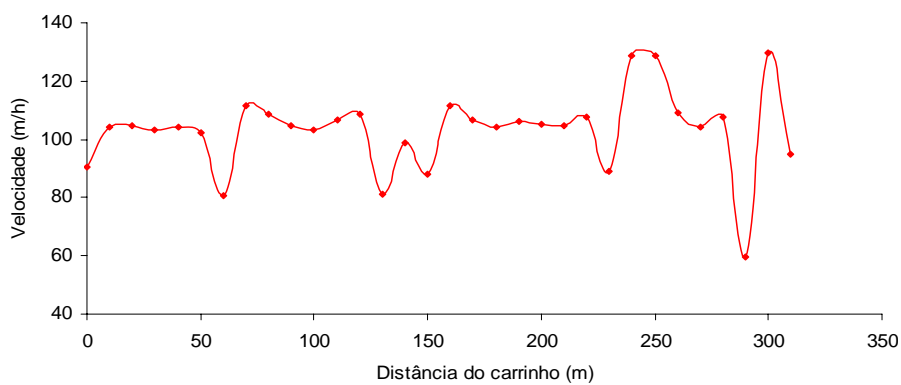


Figura 18 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carreador (5º Ensaio)

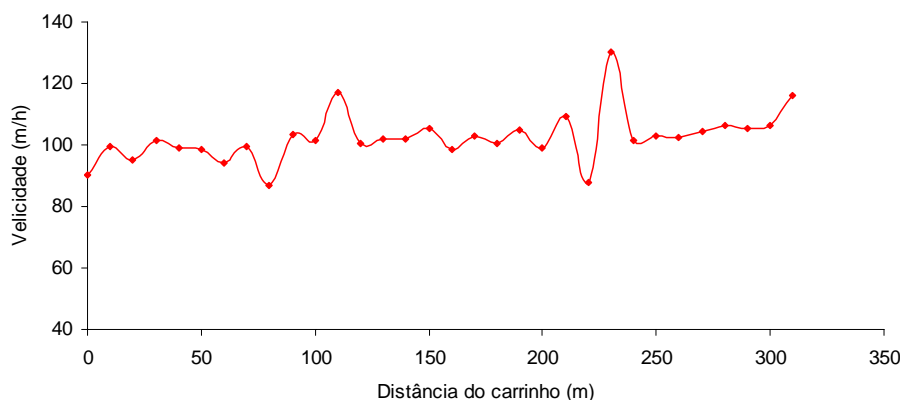


Figura 19 Velocidade de recolhimento da mangueira ao longo do carrinho (6º Ensaio)

A maior variação da velocidade, nos ensaios realizados na Fazenda Pontal foi de 40,2%, trabalhando com 5 camadas de enrolamento da mangueira, ficando ainda abaixo dos 44% informado por Collier e Rocherter (1980).

Rocha (2000), informa que a velocidade é monitorada somente a cada 0,80 m de mangueira, ou seja, a velocidade de recolhimento é monitorada (verificada) a cada 64 segundos para a velocidade programada de 45 m/h e a cada 29 segundos para a velocidade de 100 m/h. Rocha (2000), afirma que menores velocidades de recolhimento do carro aspersor, entre 40 e 70 m/h, são as recomendadas, já que para velocidades menores, o controle executado pelo painel controlador e válvula do *by-pass* é mais preciso, pois tem um tempo maior para o ajuste surtir efeito, antes da próxima leitura. Lembramos ainda que além dessa regulagem ser lenta, os esforços exigidos da turbina são variados, ocasionando também diversas mudanças na sua rotação, como pode ser visto nas Figuras 20, 21, 22 e 23.

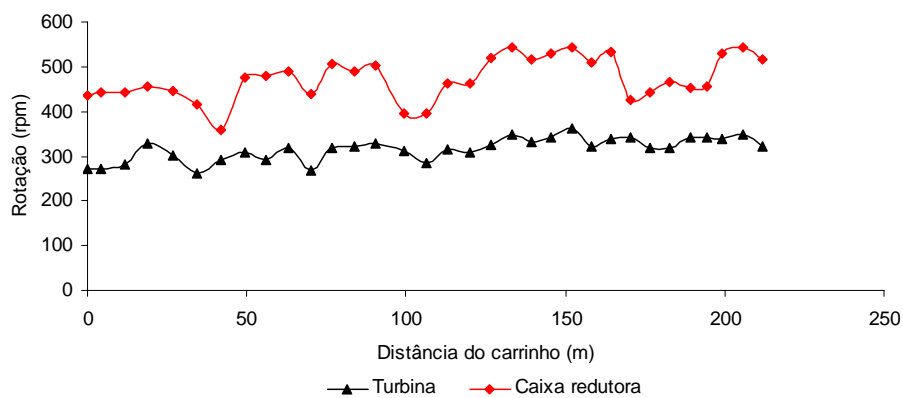


Figura 20 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (4º Ensaio)

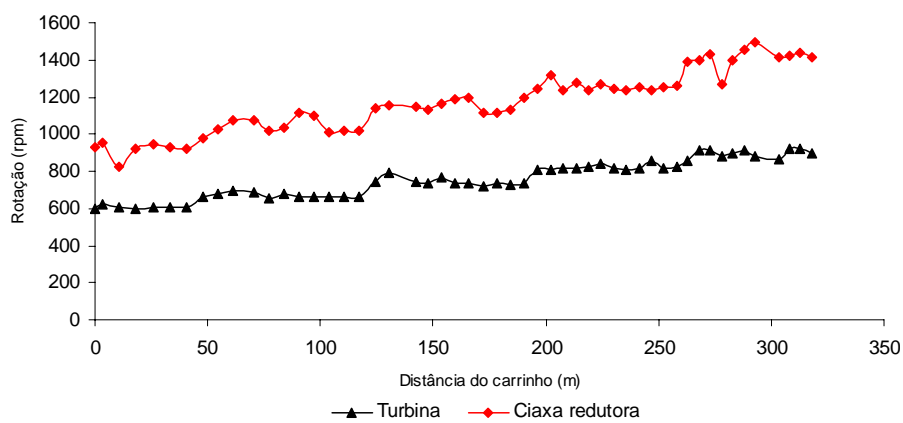


Figura 21 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (5º Ensaio)

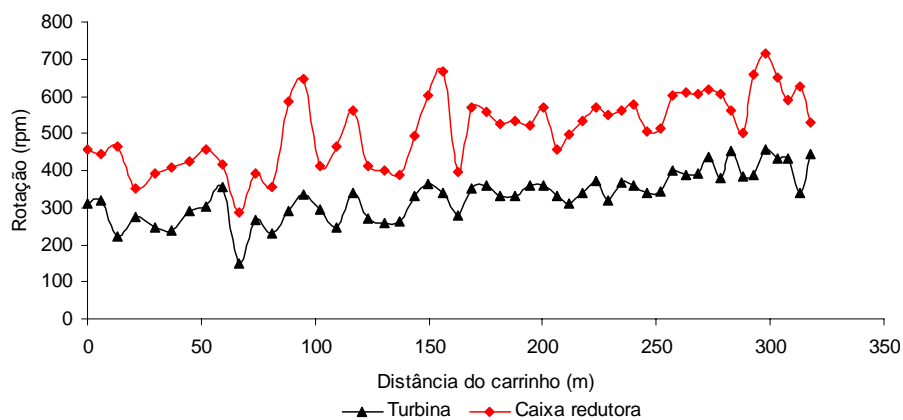


Figura 22 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (6º Ensaio)

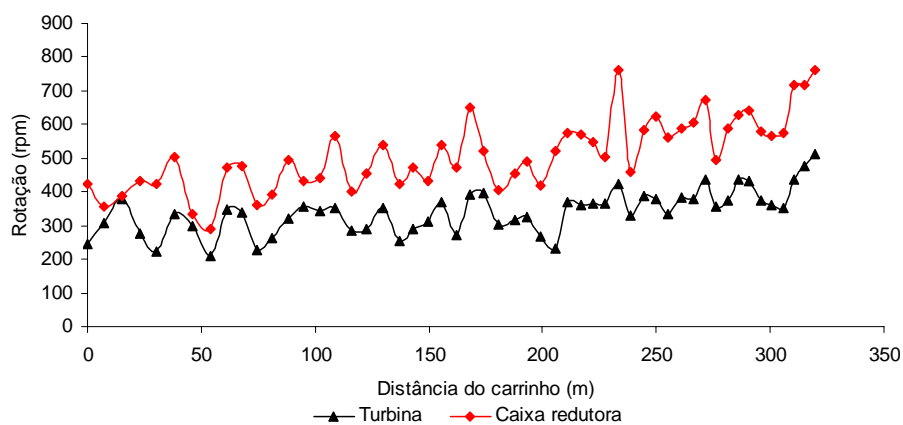


Figura 23 Rotações da turbina e caixa redutora de velocidade (7º Ensaio)

#### 4.4 Avaliação da turbina em laboratório

O ensaio com a turbina que equipa os carretéis enroladores foi realizado no laboratório de Hidráulica, da Universidade Federal de Lavras. Os dados obtidos nos ensaios da turbina tipo Pelton, dados de vazão, rotação, rendimentos

e perda de carga para todos os bocais, foram analisados e demonstrados nas Figuras 24 a 32.

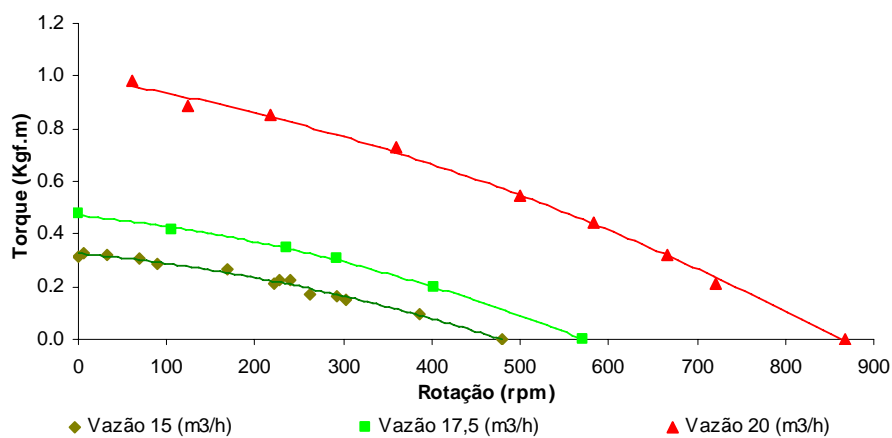


Figura 24 Curvas de torque em função da rotação para bocal de 22 mm

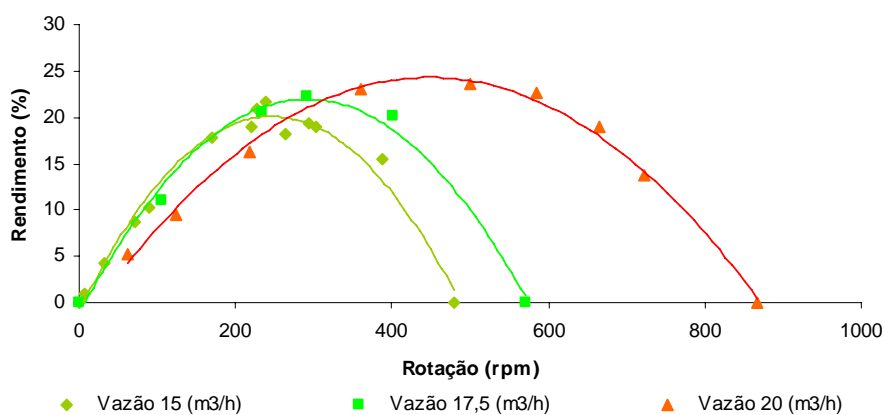


Figura 25 Curvas de rendimentos em função da rotação para bocal de 22 mm

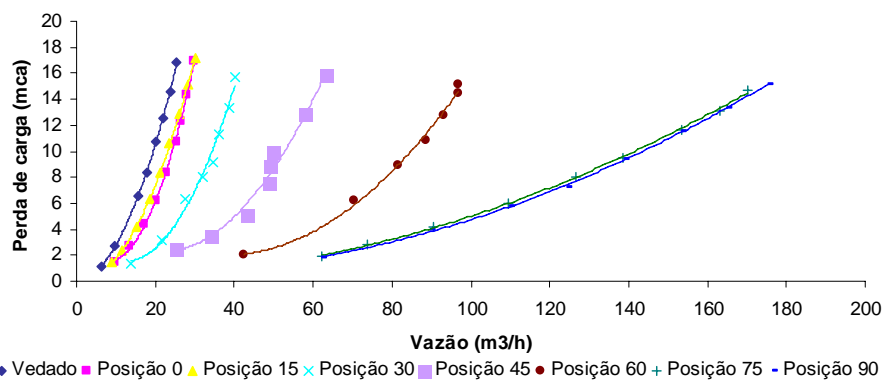


Figura 26 Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 22 mm

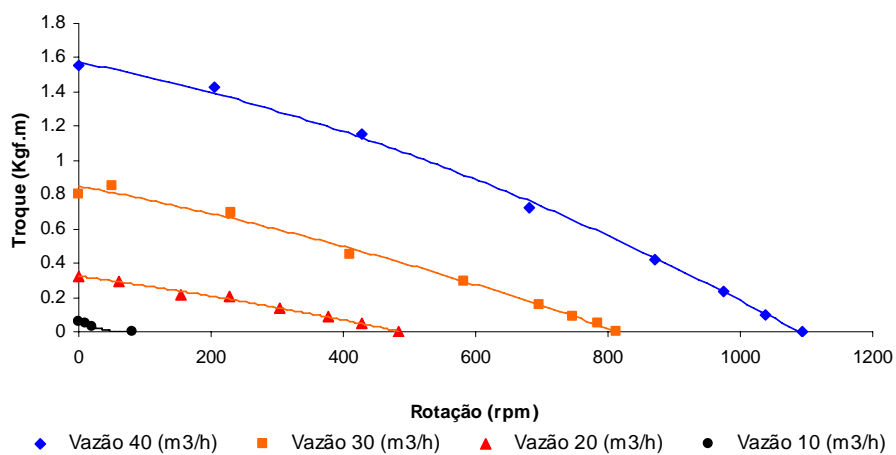


Figura 27 Curvas de torque em função da rotação para bocal 28 mm

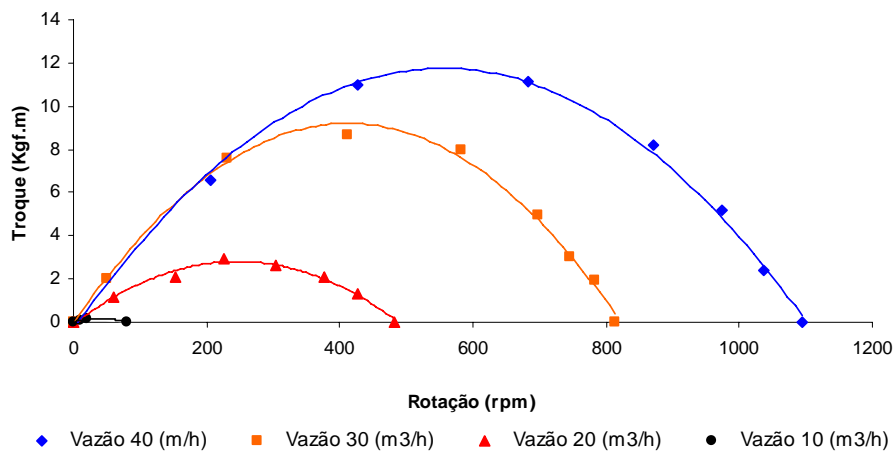


Figura 28 Curvas de rendimentos em função da rotação para bocal 28 mm

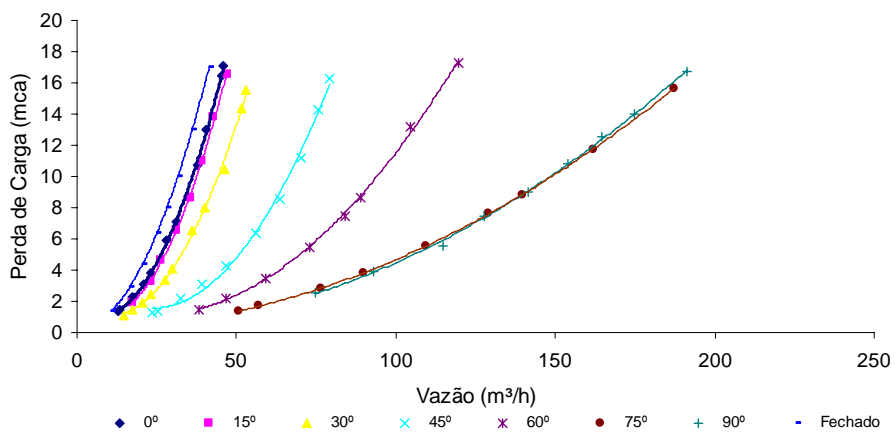


Figura 29 Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 28 mm

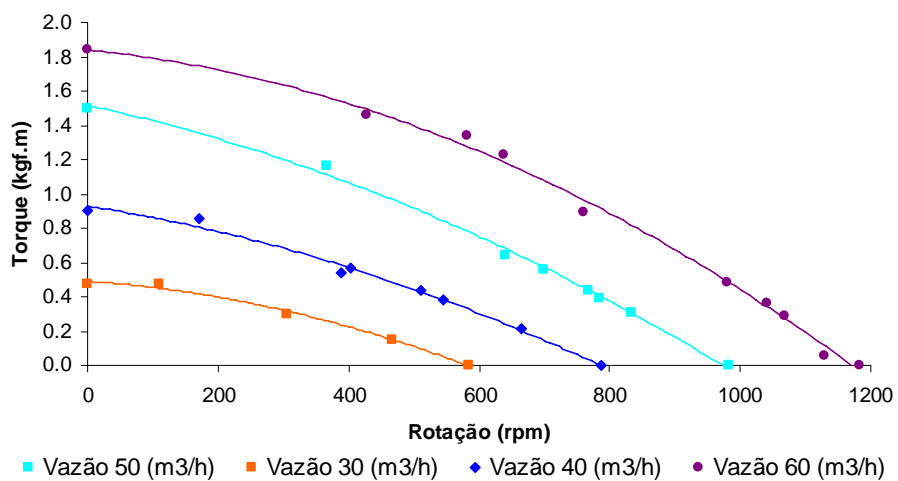


Figura 30 Curvas de torque em função da rotação para bocal 32 mm

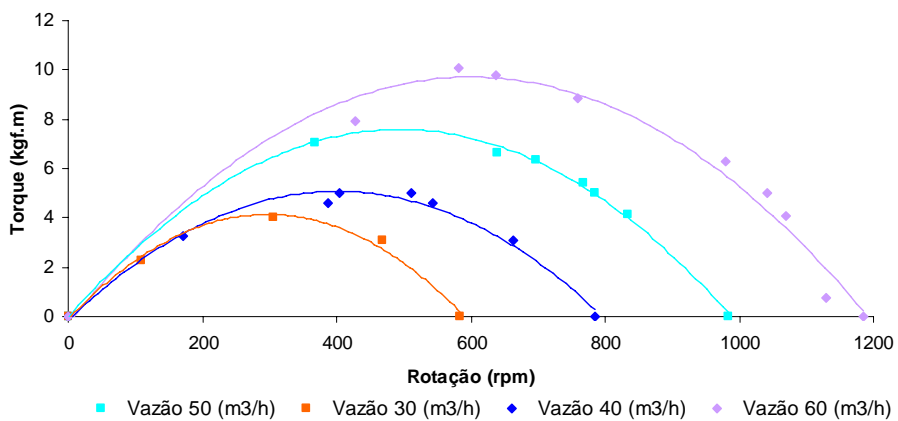


Figura 31 Curvas de rendimento em função da rotação para bocal 32 mm

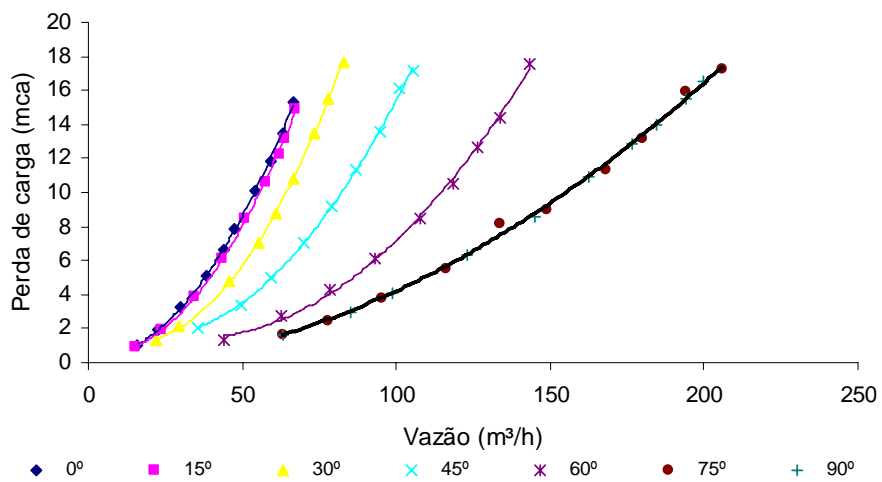


Figura 32 Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 32 mm

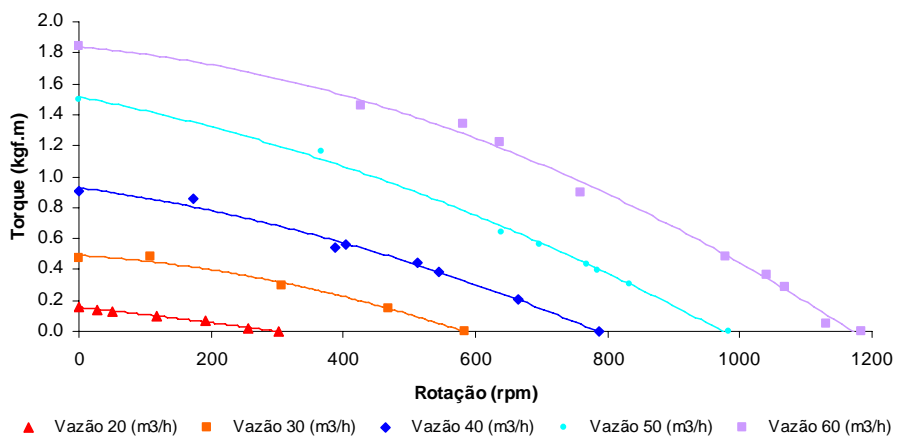


Figura 33 Curvas de torque em função da rotação para bocal 35 mm

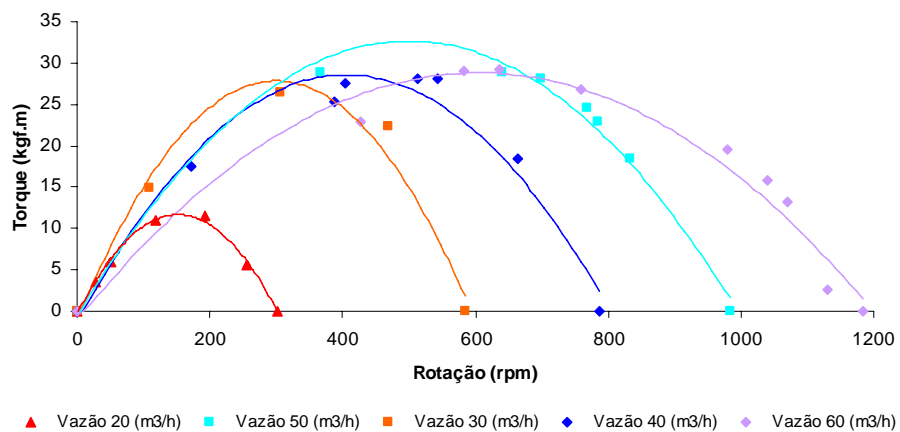


Figura 34 Curvas rendimento em função da rotação para bocal 35 mm

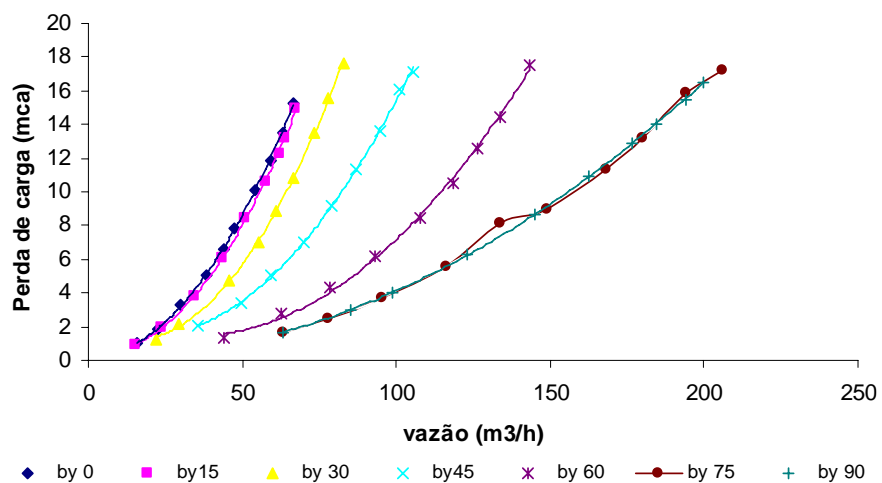


Figura 35 Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 35 mm

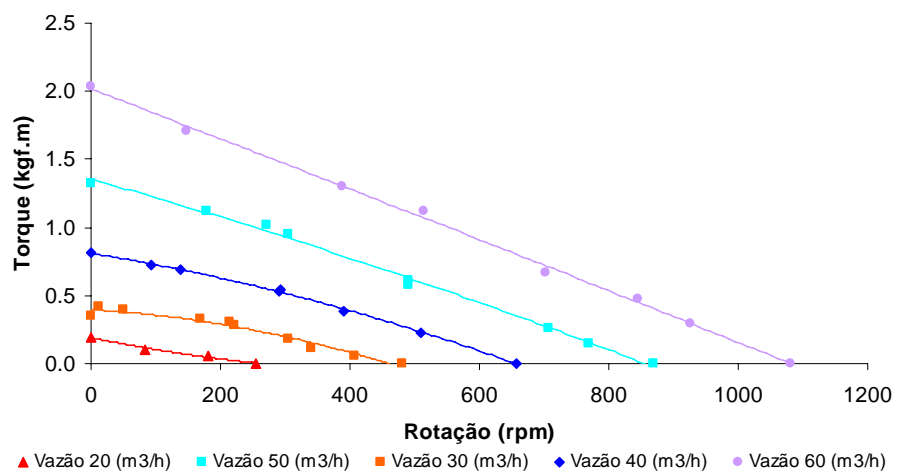


Figura 36 Curvas de torque em função da rotação para bocal 38 mm

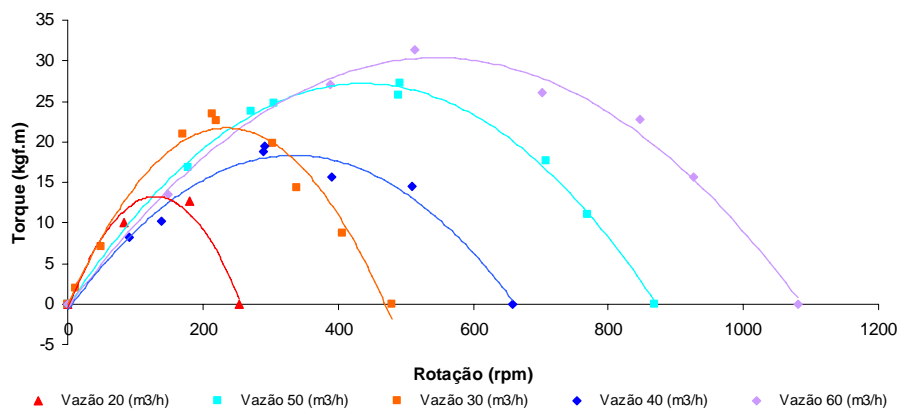


Figura 37 Curvas de rendimento em função da rotação para bocal 38 mm

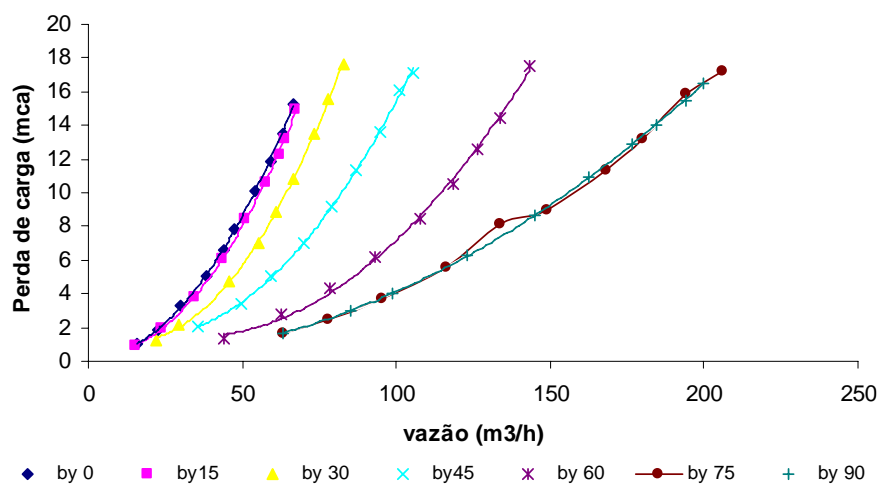


Figura 38 Curvas de perda de carga em função da vazão para o bocal de 38 mm

As Figuras de 24 a 38 demonstram graficamente os valores de torque, rendimento e perda de carga, para os vários bocais testados em várias vazões diferentes. As turbinas que equipam os carretéis enroladores trabalham constantemente variando o esforço exigido na turbina, exigindo constantes aberturas e fechamento da válvula *by-pass*, causando com isso constantes flutuações nas condições de torque, rendimento e perda de carga na turbina, segundo Rocha et al. (2005).

Pela Tabela 10, podemos observar os pontos de melhor rendimento para cada bocal, com sua rotação e vazão correspondente. À medida que aumentamos o diâmetro do bocal, podemos observar que a melhor eficiência é conseguida com maiores vazões. As rotações nos pontos de melhor eficiência ficaram entre 368 e 682 rpm, sendo o valor máximo de 31,3% para uma rotação de 514 rpm. O mesmo comportamento foi alcançado por Tim et al. (2003) onde o valor máximo de rendimento obtido foi de 46,08% para uma rotação de 537,3 rpm.

Em Roma (1993) apud Tim et al. (2003), os maiores valores de rendimentos são alcançados com o aumento de pressão. Neste trabalho, trabalhamos com variação na vazão e o mesmo comportamento foi verificado.

Tabela 10 Dados de melhor rendimento com sua respectiva rotação para cada vazão ensaiada e bocal

		Vazão (m <sup>3</sup> /h)									
		10	15	17,5	20	25	30	40	50	60	75
Boca 122	Rendimento (%)		21,6	22,3		<b>23,7</b>					
	Rotação (rpm)		239	292		<b>500</b>					
Boca 128	Rendimento (%)	1,5			17,5		23,1	<b>26,2</b>			
	Rotação (rpm)	19			227		411	<b>682</b>			
Boca 132	Rendimento (%)				20,9		30	<b>31,2</b>	31,08		
	Rotação (rpm)				212		382	<b>368</b>	768		
Boca 135	Rendimento (%)				11,5		26,4	28,14	28,9	<b>29,2</b>	
	Rotação (rpm)				192		306	512	640	<b>637</b>	
Boca 138	Rendimento (%)		15,4		12,6		23,5	19,5	27,3	<b>31,3</b>	29,4
	Rotação (rpm)		121		181		214	292	491	<b>514</b>	877

Pelas Figuras 26, 29, 32, 35 e 38, que correspondem as curvas de perda de carga para os bocais 22, 28, 32, 35 e 38 mm, respectivamente, demonstram que quanto maior for a abertura do *by-pass*, menores serão as perdas de carga na turbina, ou seja, quanto menor a exigência de esforço da turbina, maior será a abertura do *by-pass* e conseqüentemente menores as perdas na turbina (COLOMBO, 1991; ROCHA et al., 2005).

Em relação aos valores de torque apresentados nos gráficos para todos os bocais, verifica-se que os maiores valores de torque foram conseguidos com

os maiores valores de vazão. Comportamento encontrado também por Colombo (1991) e Timm et al. (2003).

As perdas de carga tiveram um comportamento hidraulicamente normal, onde com o *by-pass* em posição fechado, foi onde a turbina teve a maior perda de carga e a medida que era aberto a perda de carga diminuía e seu valor mínimo foi quando a abertura do *by-pass* estava todo aberto (posição 90).

#### **4.5 Variação do coeficiente de atrito da mangueira**

Segundo a maioria dos autores, a redução de pressão em enrolamentos pode ser facilmente calculada e com boa precisão. Alguns inclusive apresentam diagramas para o cálculo do valor de  $\lambda$  (lâmbida), porém esses autores utilizam para esses cálculos um valor de referência chamado de *Dean Number*, que leva em consideração enrolamento simples de uma só camada e relacionam o valor de  $\lambda$  em função da relação do diâmetro da tubulação e o diâmetro do enrolamento. No caso dos carretéis enroladores, ocorre a formação de camadas de enrolamento, ocorrendo uma variação nessa relação entre o diâmetro do enrolamento e o diâmetro da tubulação. A seguir encontram-se os valores de  $\lambda$  e os gráficos entre os valores observados e calculados, bem como o erro encontrado em cada ensaio.

##### **4.5.1 Fazenda Boa Esperança**

Os resultados dos valores de  $\lambda$  para os ensaios da Fazenda Boa Esperança, bem como os valores do erro médio dessas análises se encontram na Tabela 11.

Tabela 11 Valores do coeficiente  $\lambda$  (adimensional) e o respectivo erro para os ensaios da Fazenda Boa Esperança, Pimenta-MG

Ensaio	$\lambda$	Erro (%)
1	1,17	1,68
2	1,29	2,70
3	1,16	0,42
Todos	1,16	1,73

Em todos os ensaios, observou-se que a perda de carga na mangueira aumentou a medida que a mesma foi sendo enrolada no carretel enrolador, mostrando que com esse enrolamento ocorreu um acréscimo na resistência ao escoamento. Como teoricamente todas as variáveis das equações de perda de carga ficaram fixas, ocorreu variação apenas no coeficiente de rugosidade  $f$  da equação universal. Grundmann (1985), Guo, Feng e Chen (2001), Ju et al. (2001), Masud et al. (2010) e Xin et al. (1996) relatam também essa variação do fator de atrito para tubos curvados. O modelo utilizado para a determinação do valor de  $\lambda$  pode ser considerado viável pelo que se nota nos gráficos dos valores observados em relação aos valores calculados, demonstrados pelas Figuras 34, 36 e 38 para ensaios isolados e Figura 40 quando o ajuste foi feito agrupando todos os ensaios. As Figuras 35, 37 e 39 correspondem ao Erro em percentual que ocorreu entre os valores observados e calculados pelo modelo proposto e Figura 41, quando o erro foi determinado em relação a todos os ensaios.

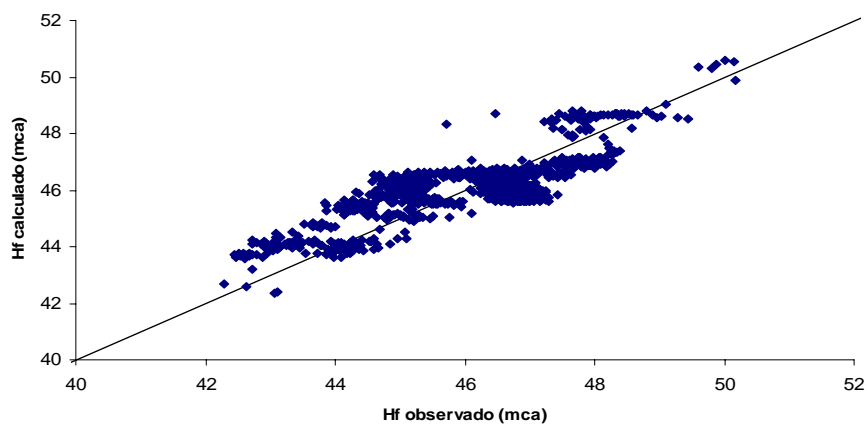


Figura 39 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

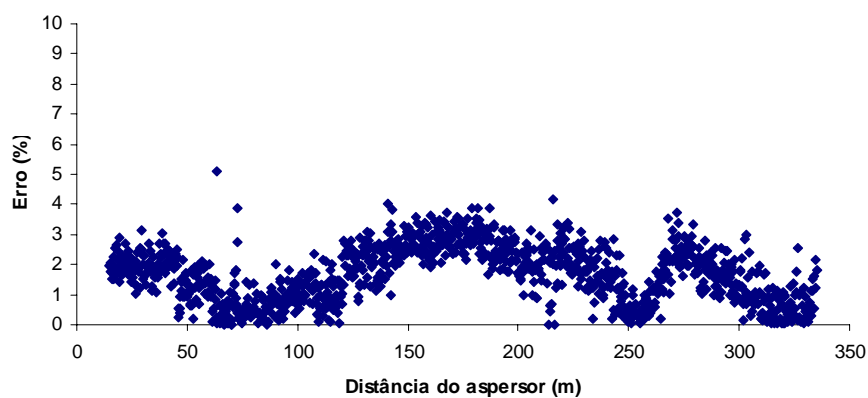


Figura 40 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

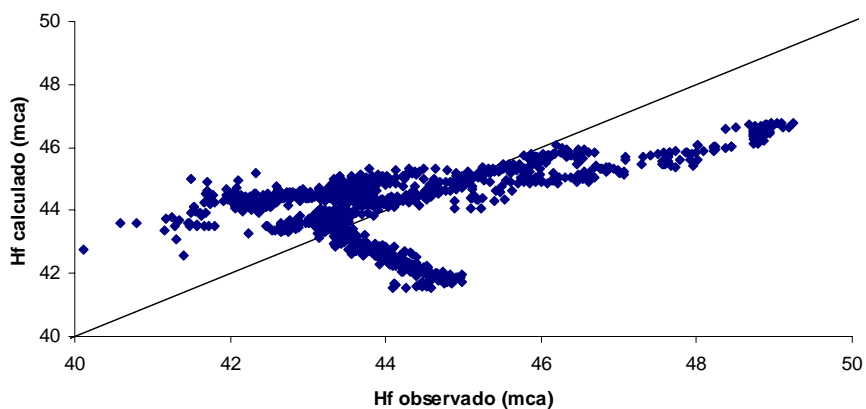


Figura 41 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

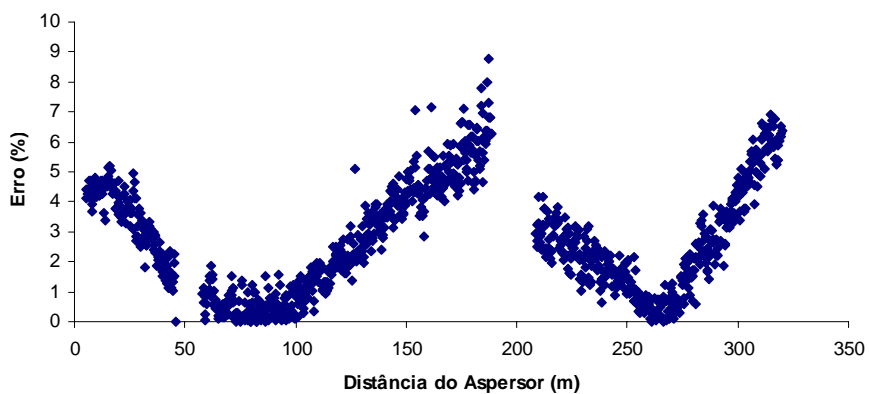


Figura 42 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

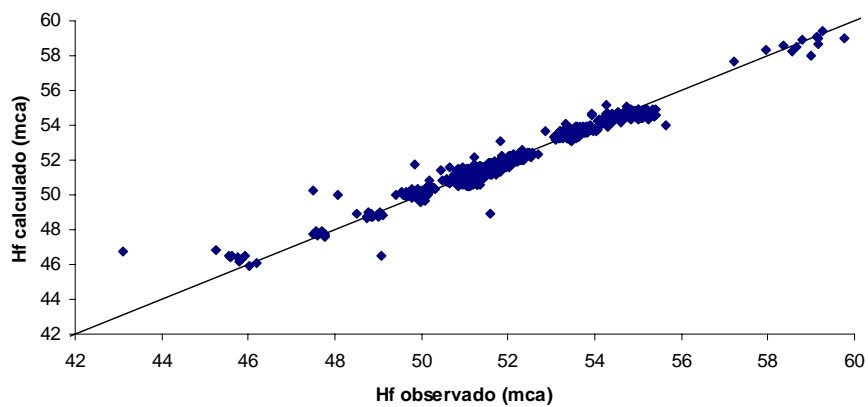


Figura 43 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

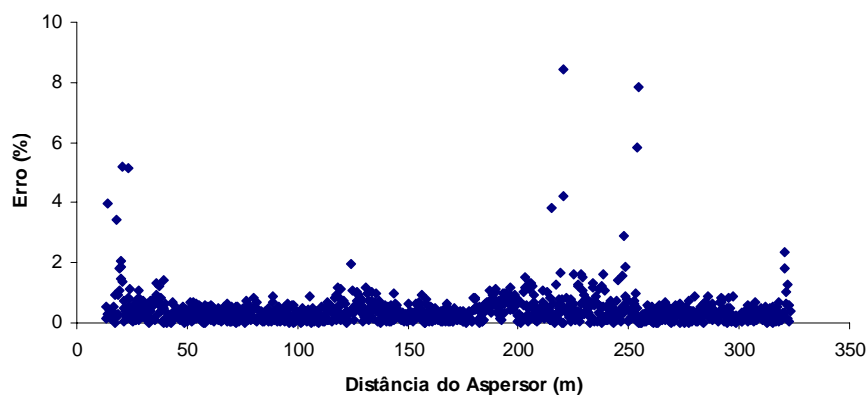


Figura 44 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

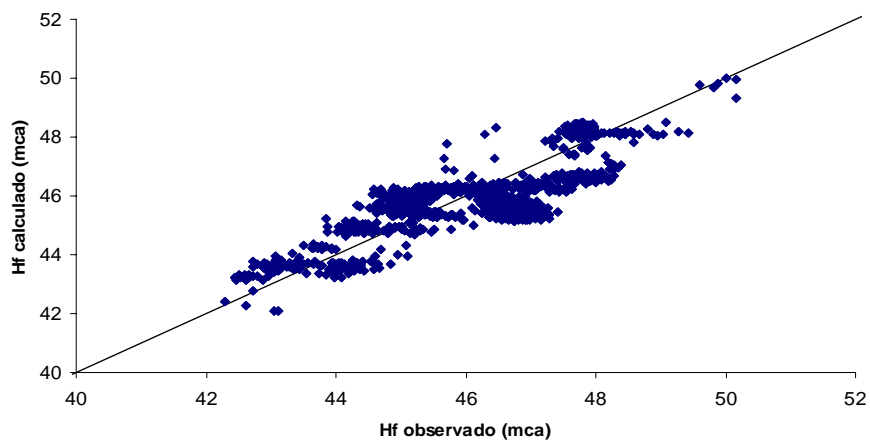


Figura 45 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

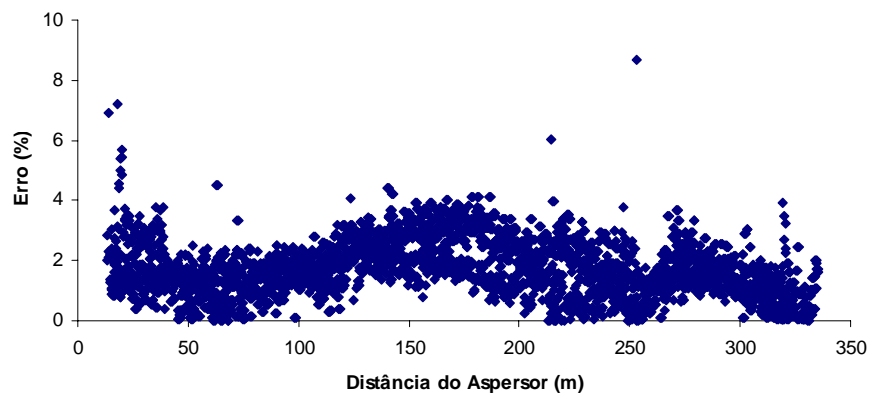


Figura 46 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , para todos os Ensaio, Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

A pequena oscilação encontrada nos erros foi devido ao relevo encontrado nos carregadores, provocando uma maior alteração nas pressões durante o funcionamento do carretel enrolador.

#### 4.5.2 Fazenda Pontal – Pirapora/MG

Os resultados dos valores de  $\lambda$  para os ensaios da Fazenda Pontal, bem como os valores do erro médio dessas análises se encontram na Tabela 12.

Tabela 12 Valores do coeficiente  $\lambda$  (adimensional) e o respectivo erro para os ensaios da Fazenda Boa Esperança, Pimenta-MG

Ensaio	$\lambda$	Erro (%)
1	1,24	0,69
2	1,28	1,19
3	1,22	1,08
4	1,21	1,20
<b>Todos</b>	<b>1,28</b>	<b>3,52</b>

Nos ensaios realizados na Fazenda Pontal, município de Pirapora, Minas Gerais, onde a topografia é plana, as pressões no sistema de irrigação ficou bem mais uniforme, propiciando um melhor ajuste do modelo e sensível diminuição do erro. Como ocorreu no ensaio anterior, também ocorreu um acréscimo no fator de atrito  $f$  da equação universal, como relatado por Grundmann (1985), Guo, Feng e Chen (2001), Ju et al. (2001), Masud et al. (2010) e Xin et al. (1996). As Figuras 42, 44, 46 e 48 para ensaios isolados e Figura 50 quando o ajuste foi feito agrupando todos os ensaios, se encontram os valores da variação do fator de atrito, sendo 1,24; 1,28; 1,22; 1,21 e 1,28 respectivamente para o 4º, 5º, 6º; 7º e Todos os ensaios e demonstrado pelos gráficos dos valores observados em relação aos valores calculados. As Figuras 43, 45, 47 e 49 correspondem ao erro em percentual que ocorreu entre os valores observados e

calculados pelo modelo proposto e Figura 51, quando o erro foi determinado em relação a todos os ensaios.

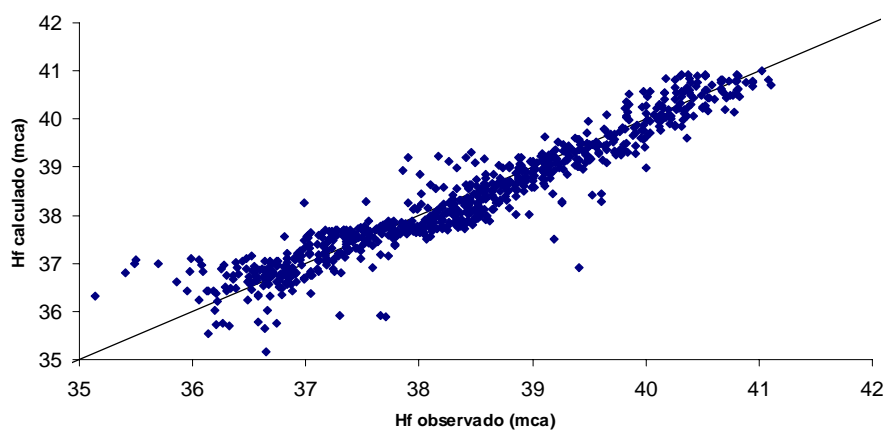


Figura 47 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

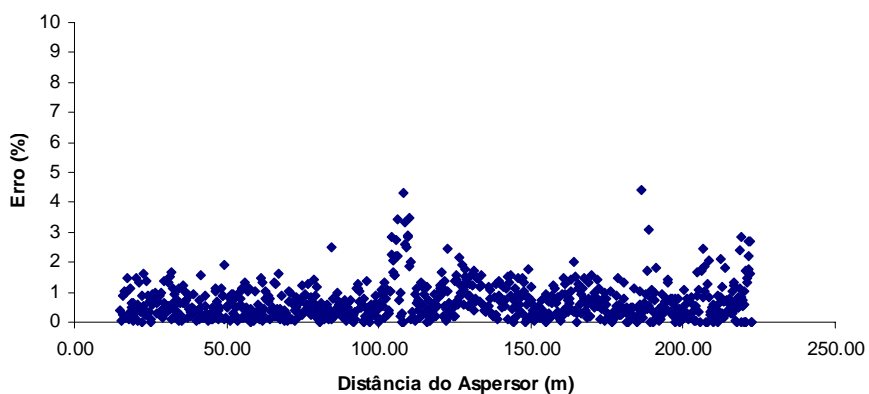


Figura 48 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 1º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

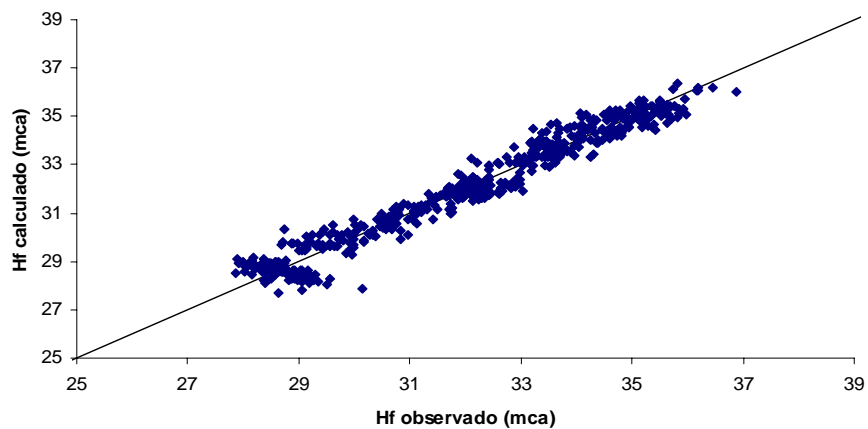


Figura 49 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

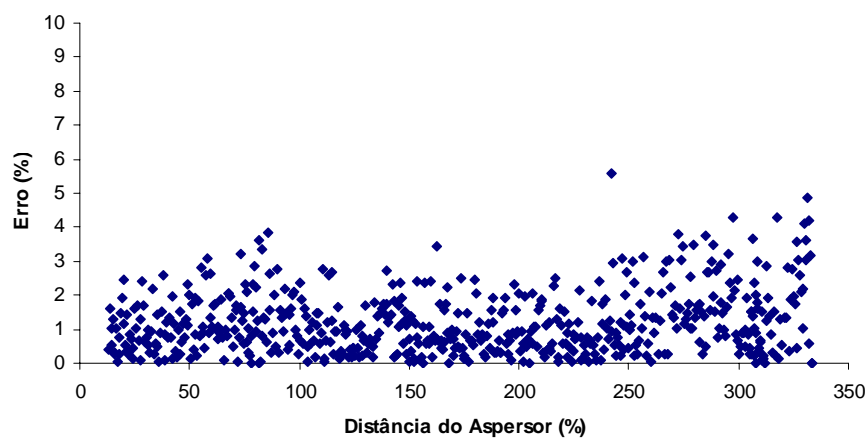


Figura 50 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 2º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

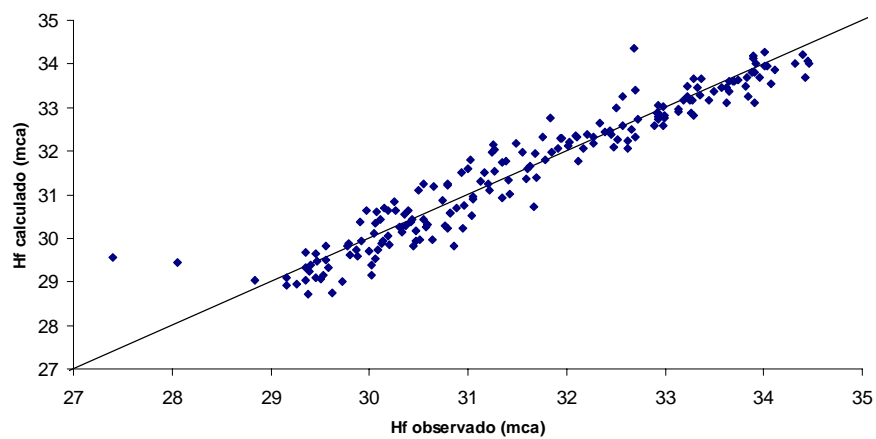


Figura 51 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

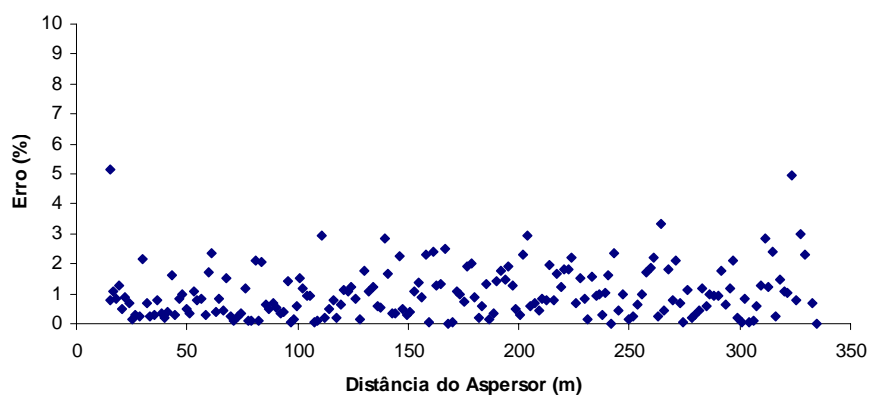


Figura 52 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 3º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

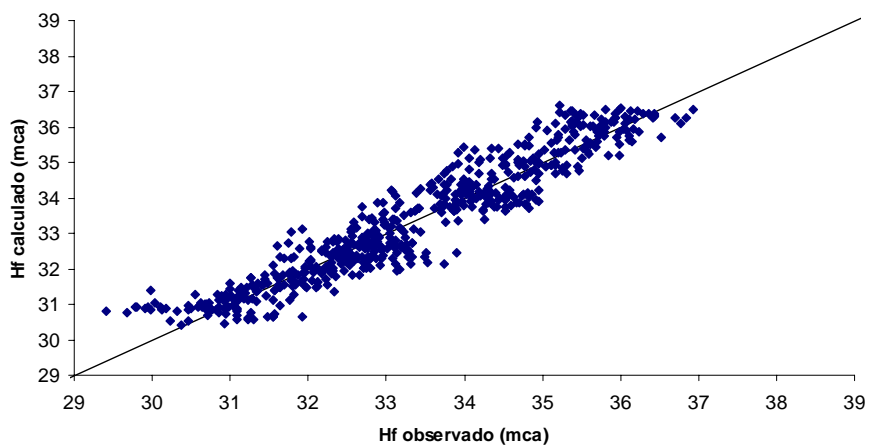


Figura 53 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , 4º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

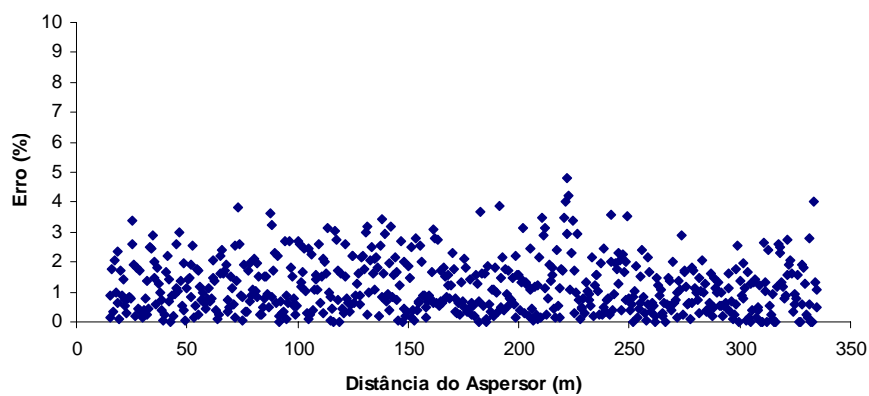


Figura 54 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , 4º Ensaio, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

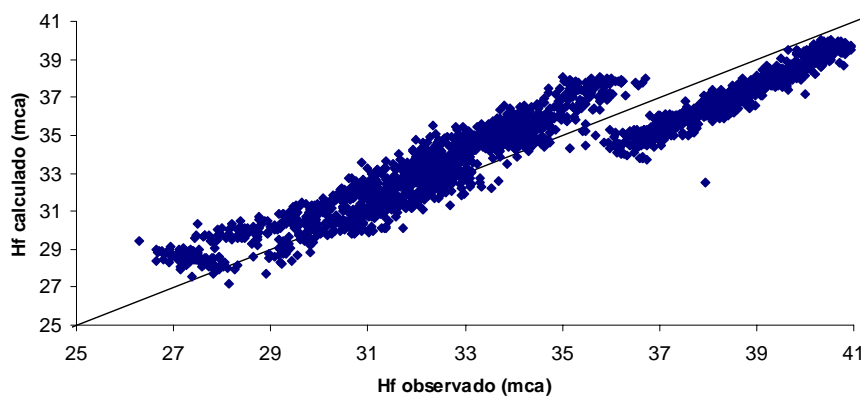


Figura 55 Valores observados x valores calculados em função do  $\lambda$ , para todos os Ensaios, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

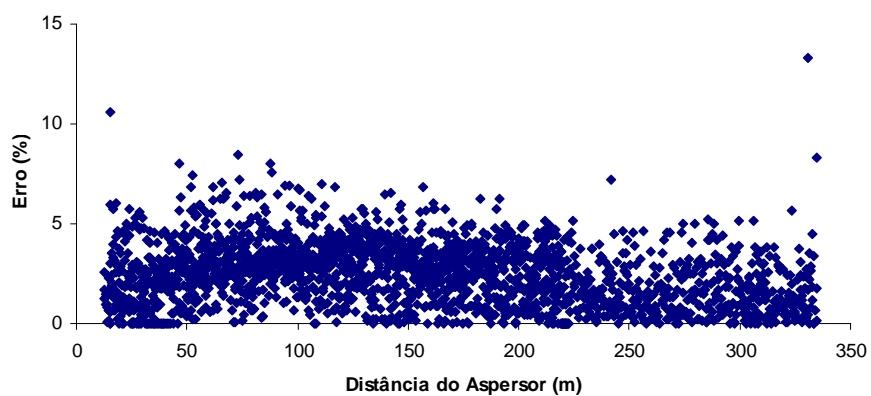


Figura 56 Valores do erro em percentual entre os valores observados e os valores calculados em função do  $\lambda$ , para todos os Ensaios, Fazenda Pontal, Pirapora, MG

## 5 CONCLUSÕES

Com base nos resultados obtidos, conclui-se que:

- a) À medida que a mangueira é enrolada no carretel, ocorre um aumento da resistência ao escoamento, em função da curvatura da mangueira em torno do carretel em função do incremento do valor do fator de atrito que aumentou em 16,1% para os ensaios com o carretel enrolador *HR* 125/400 e em 28,3% para os ensaios com o carretel enrolador *HR* 130/330, quando os ensaios foram analisados em conjunto para cada propriedade.
- b) Com o enrolamento da mangueira no carretel, a perda de carga na turbina diminui, em função da diminuição do esforço necessário para o enrolamento da mangueira.
- c) Em todos os ensaios, mesmo com toda a variação de perdas que ocorre entre a turbina e a mangueira, as diferenças na vazão do aspersor ficaram abaixo do 10%, recomendado pela norma.
- d) O maior valor de rendimento da turbina analisada em laboratório foi de 31,3% para a rotação de 514 rpm, para o bocal 38 mm e com uma vazão de 60 m<sup>3</sup>/h.
- e) À medida que aumentamos o bocal da turbina, maiores são os rendimentos e maiores são as rotações ótimas de funcionamento.

## REFERÊNCIAS

- AZEVEDO NETTO, J. M.; ALVAREZ, G. A. **Manual de hidráulica**. 7. ed. São Paulo: E. Blucher, 1973. 2 v.
- BARRETO, A. C. **Efeito de sólidos totais da água residuária de uma suinocultura no desempenho de um sistema de irrigação com carretel enrolador**. 2007. 88 p. Tese (Doutorado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2007.
- BERNARDO, S.; SOARES, A. A.; MANTOVANI, E. C. **Manual de irrigação**. 8. ed. Viçosa, MG: UFV, 2006. 625 p.
- CHARMELO, L. C. L. **Desempenho de um sistema de irrigação autopropelido sob diferentes condições operacionais**. 1990. 50 p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 1990.
- COLLIER, L. C.; ROCHESTER, E. W. **Water application uniformity of hose towed traveler irrigators**. St. Joseph: ASAE, 1980. p. 1135-1138.
- COLOMBO, A. **Simulação do desempenho de um equipamento autopropelido de irrigação**. 1991. 120 p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Piracicaba, 1991.
- DAKER, A. **A água na agricultura: irrigação e drenagem**. 6. ed. Rio de Janeiro: F. Bastos, 1984. 543 p.
- FIETZ, C. R. et al. Efeito da variabilidade do armazenamento de água no solo na qualidade da irrigação por aspersão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 3, n. 2, p. 150-153, 1999.
- GRUNDMANN, R. Friction diagram of the coiled tube. **Chemical Engineering and Processing**, Lausanne, v. 19, p. 113-115, 1985.
- GUO, L.; FENG, Z.; CHEN, X. An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam-water two-phase flow in helicoidal coils. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 44, p. 2601-2610, 2001.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 8224-1**: traveller irrigation machines: operational characteristics and laboratory and field test methods. Switzerland, 2004. 36 p. Part 1.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 8224-1**: traveller irrigation machines: softwall hose and coupling. Switzerland, 1991. 4 p. Part 2.

ITO, H. Frictional factors for turbulent flow in curved pipe. **Journal of Basic Engineering**, New York, v. 8, p. 123-134, 1959.

JU, H. et al. Hydraulics performance of small bending radius helical coil-pipe. **Journal of Nuclear and Technology**, Tokyo, v. 38, p. 826-831, 2001.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 694 p.

MANTOVANI, E. C.; BERNARDO, S.; PALARETTI, L. F. **Irrigação: princípios e métodos**. Viçosa MG: UFV, 2007. 358 p.

MARQUES, P. A. A.; FRIZZONE, J. A. Modelo computacional para determinação do risco econômico em culturas irrigadas. **Acta Scientiarum Agronomy**, Maringá, v. 27, n. 4, p. 719-727, Oct./Dec. 2005.

MASUD, M. A. et al. Stable solution zone for fluid flow through curved pipe with circular cross-section. **Journal of Naval Architecture and Marine Engineering**, Maringá, v. 7, p. 19-26, June 2010.

OAKES, P. L.; ROCHESTER, E. W. **Energy utilization of hose towed traveler irrigators**. St. Joseph: ASAE, 1980. p. 1131-1134.

OLITTA, A. F. L. **Os métodos de irrigação**. São Paulo: Nobel, 1978. 276 p.

PEREIRA, G. M. **Irrigação por aspersão convencional**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2000. 90 p.

PORTO, R. M. **Hidráulica básica**. 3. ed. São Carlos: EESC-USP, 2004. 540 p.

PRADO, G.; COLOMBO, A.; BIAGIONI, P. Ângulo de giro e espaçamento entre carregadores em sistemas autopropelidos de irrigação com o aspersor PLONA RL-400. **Revista de Engenharia Agrícola**, Jaboticabal., v. 27, n. 2, p. 346-353, 2007.

PRADO, G. **Modelagem da aplicação de água com canhões hidráulicos sob diferentes condições de vento**. 2008. 121p. Tese (Doutorado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Lavras, 2008.

ROCHA, F. A. **Desempenho de um equipamento de irrigação autopropelido em condições de uso**. 2000. 80 p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2000.

ROCHA, F. A. et al. Análise da uniformidade de distribuição de água de um equipamento autopropelido. **Irriga**, Botucatu, v. 10, n. 1, p. 96-106, jan./abr. 2005.

ROCHA, W. W. **Influência de ângulos setoriais e pressão de serviço na uniformidade de distribuição de água de um equipamento de irrigação autopropelido**. 1998. 46 p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 1998.

ROCHESTER, E. W.; FLOOD JÚNIOR, C. A.; HACKWELL, S. G. Pressure losses from hose coiling on hard-hose travelers. St. Joseph: ASAE, 1990. p. 834-838.

SAMPAIO, S. C. et al. Perda de carga em tubulações e conexões conduzindo água residuária da avicultura. **Irriga**, Botucatu, v. 12, n. 2, p.225-234, abr./jun. 2007.

SHULL, H.; DYLLA, A. S. traveling boom sprinkler operation in wind. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v. 22, n. 3, p. 537-539, 1979.

SILVA, J. G. F.; PEREIRA, J. R. B. Avaliação do desempenho de um equipamento de irrigação II – autopropelido chuveiro. **Revista Ceres**, Viçosa, MG, v. 43, n. 248, p. 358-369, 1996.

SOUZA, R. O. R. M. **Modelagem, desenvolvimento de software para dimensionamento e avaliação de sistemas de irrigação localizada por gotajamento com microtubos**. Piracicaba: ESALQ, 2005. 100 p. Tese (Doutorado em Agronomia) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, 2005.

TIBAU, A. O. **Técnicas modernas de irrigação**. 4. ed. São Paulo: Nobel, 1982. 223 p.

TIMM, L. C. et al. Construção e avaliação de uma turbina “Tipo Pelton”. **Irriga**, Botucatu, v. 8, n. 3, p. 283-289, set./dez. 2003.

VILELA, L. A. A. **Irrigação por autopropelido e pivô central**. Lavras: UFLA/FAEPE, 1999. 88 p.

XIN, R. C. et al. An investigation and comparative study of the pressure drop in water two-phase flow in vertical helicoidal pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 39, n. 4, p. 735-743, 1996.

**ANEXOS**

**ANEXO A**

FIGURA 1A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (1º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	103
Figura 2A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (2º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	103
Figura 3A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (3º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG.....	104
Figura 4A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (4º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	104
Figura 5A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (5º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	105
Figura 6A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (6º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	105
Figura 7A	Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (7º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG.....	106

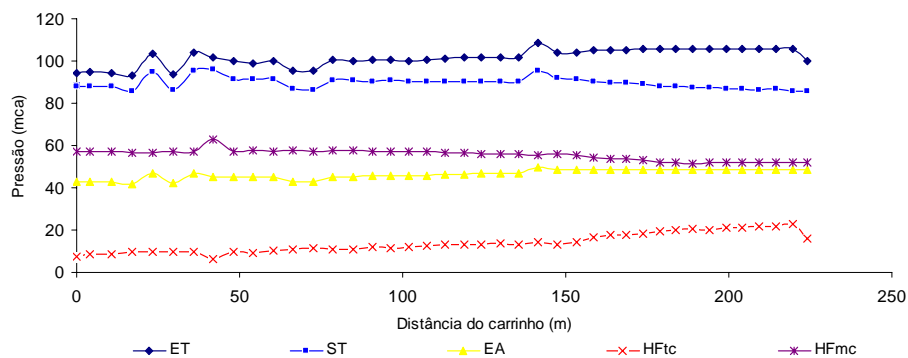


Figura 1A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (1º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

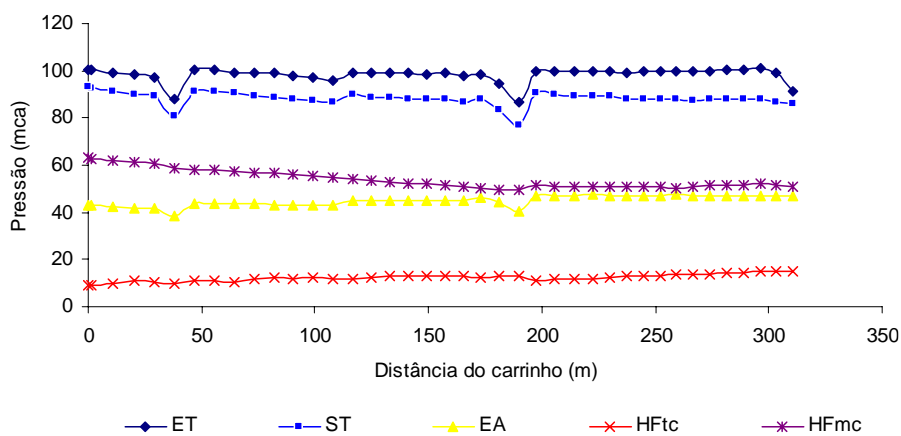


Figura 2A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (2º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

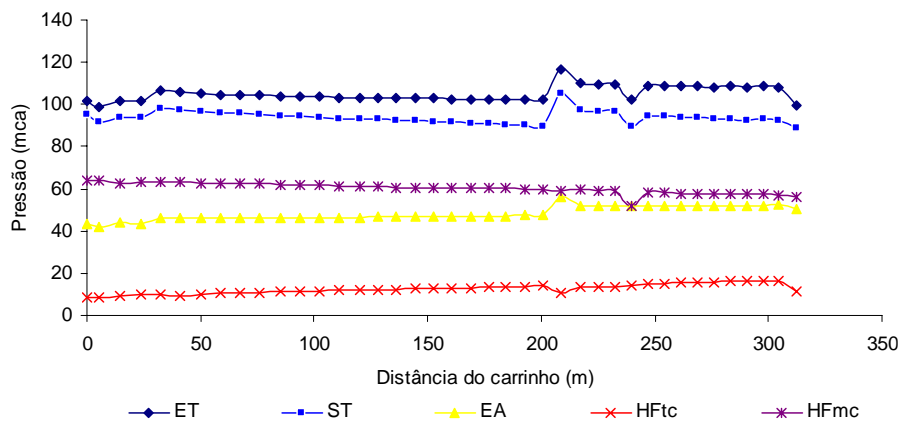


Figura 3A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (3º Ensaio), Fazenda Boa Esperança, Pimenta, MG

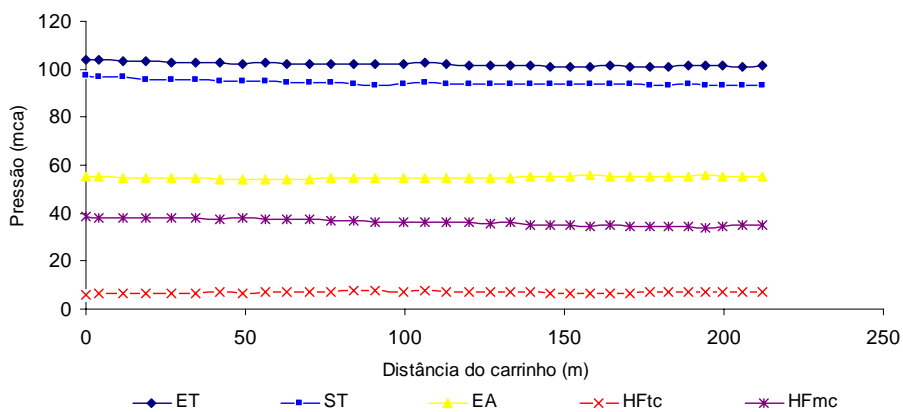


Figura 4A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (4º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG

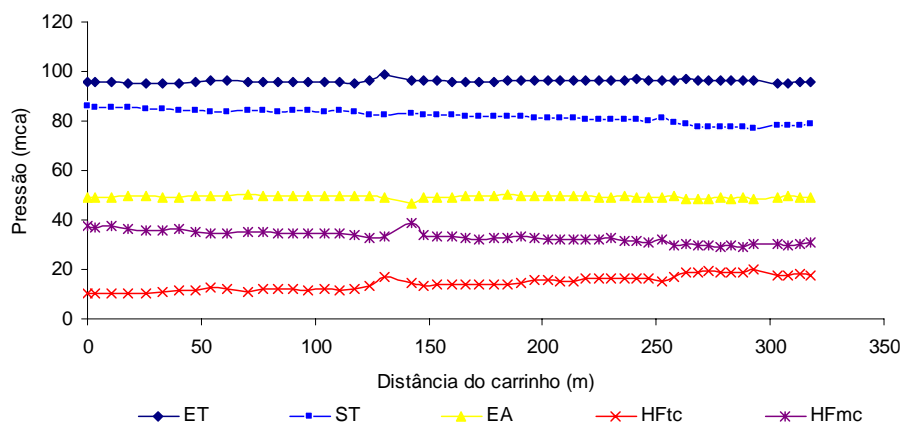


Figura 5A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (5º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG

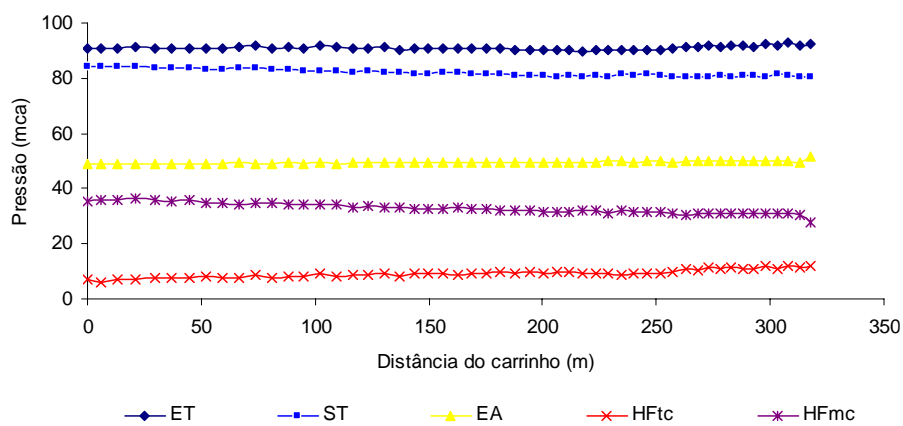


Figura 6A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (6º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG

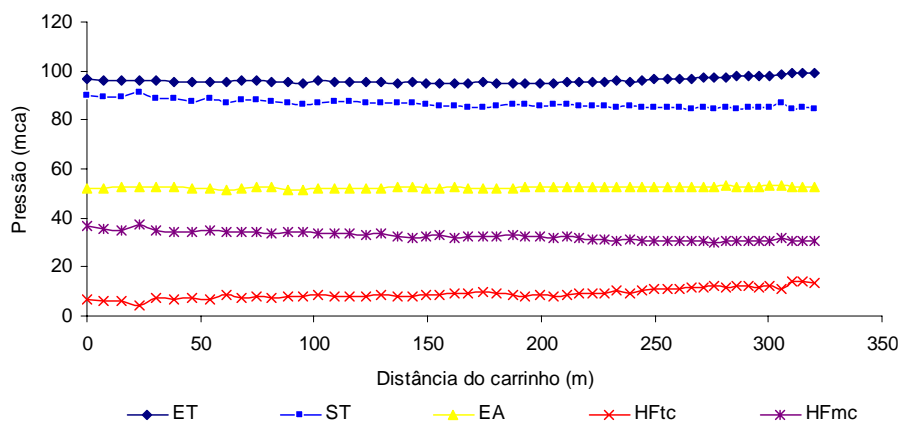


Figura 7A Balanço de pressões e perda de carga no carretel enrolador durante o seu deslocamento (7º Ensaio), Fazenda Pontal, Pirapora, MG