



UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS

**VIABILIDADE DO USO DO INVERSOR DE  
FREQUÊNCIA EM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO  
DO TIPO PIVÔ CENTRAL**

**EVONALDO BISPO DE AZEVEDO**

**2003**



EVONALDO BISPO DE AZEVEDO

**VIABILIDADE DO USO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA EM  
SISTEMA DE IRRIGAÇÃO DO TIPO PIVÔ CENTRAL**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração Irrigação e Drenagem, para obtenção do título de "Mestre".

Orientadores

Prof. Dr. Jacinto de Assunção Carvalho

Prof. M. Sc. Alberto Colombo

Co-Orientador

Prof. Dr. Giovanni Francisco Rabelo

LAVRAS  
MINAS GERAIS - BRASIL  
2003

**Ficha Catalográfica Preparada pela Divisão de Processos Técnicos da  
Biblioteca Central da UFLA**

Azevedo, Evonaldo Bispo de

Viabilidade do uso do inversor de frequência em sistema de irrigação do tipo pivô central / Evonaldo Bispo de Azevedo. -- Lavras : UFLA, 2003.

77 p. : il.

Orientador: Jacinto de Assunção Carvalho.

Dissertação (Mestrado) – UFLA.

Bibliografia.

1. Pivô central 2. Inversor de frequência I. Universidade Federal de Lavras. II.  
Título.

CDD-627.52  
-631.587

**EVONALDO BISPO DE AZEVEDO**

**VIABILIDADE DO USO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA EM  
SISTEMA DE IRRIGAÇÃO DO TIPO PIVÔ CENTRAL**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração Irrigação e Drenagem, para obtenção do título de "Mestre".

APROVADA em 25 de fevereiro de 2003

Prof. Dr. Geraldo Magela Pereira

UFLA

Prof. Dr. Luís Artur Alvarenga Vilela

UFLA

   
Prof. Dr. Jacinto de Assunção Carvalho e Prof. M. Sc. Alberto Colombo

UFLA

(Orientadores)

LAVRAS  
MINAS GERAIS - BRASIL

**A DEUS, por estar sempre presente.**

**Aos meus irmãos, Maria José, Elizaldo, Josenaldo e Ângelo Patrício;**

**Aos meus sobrinhos, Pedro Paulo, Matheus e Thiago.**

## **DEDICO**

**Aos meus pais, Sérgio e Elizabete,**

**A Sergivaldo, Marizete e Paulinho.**

**OFEREÇO**

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Lavras, pela oportunidade de realização do curso.

À Fundação de Amparo à Pesquisa e Extensão do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pela concessão da bolsa de estudo.

Ao prof. Alberto Colombo, pela orientação e apoio no decorrer do curso.

Ao prof. Jacinto de Assunção Carvalho, pela orientação e coordenação do curso.

Ao prof. Giovanni Francisco Rabelo, pela ajuda no estudo do inversor de frequência.

Aos professores Luiz Artur Alvarenga Vilela e Geraldo Magela Pereira, membros da banca examinadora, pelas sugestões e observações.

Aos professores do Departamento de Engenharia da UFLA, em especial aos professores Antônio Marciano da Silva, Élio Lemos da Silva e Manoel Alves de Faria, pela inestimável contribuição.

Aos professores Áureo Silva de Oliveira e Francisco Adriano Pereira de C. do Departamento de Engenharia da Escola de Agronomia da UFBA.

A José Antônio (Lavras Irrigação), pelo fornecimento dos dados técnicos dos pivôs.

As funcionários do Laboratório de Hidráulica.

Aos colegas da turma de pós-graduação, Alisson, Cyntia, Débora, Deuclecio, João, Kelte, Luiz Alexandre, Nelson, Polyana, Silvânio, Tadeu, Welson e Vladimir, pela amizade e pelo companheirismo demonstrado ao longo do curso.

Aos meus colegas, com os quais convivi durante o curso, Márcio William Roque e Flávio Rodrigues Gandolfi Benites.

## **BIOGRAFIA**

Evonaldo Bispo de Azevedo, filho de Sérgio José de Azevedo e Elisabete Bispo de Azevedo, nasceu em Santa Rita de Cássia, BA, em 27 de dezembro de 1974.

Em agosto de 2001 concluiu o curso de Engenharia Agrônômica pela Universidade Federal da Bahia - UFBA, em Cruz das Almas, BA. No mesmo mês, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Irrigação e Drenagem, na Universidade Federal de Lavras, MG, submetendo-se à defesa após um ano e seis meses, em fevereiro de 2003.



## SUMÁRIO

	<b>Páginas</b>
RESUMO .....	i
ABSTRACT .....	ii
1 INTRODUÇÃO .....	1
2 REFERENCIAL TEÓRICO .....	3
2.1 Características gerais dos pivôs centrais .....	3
2.2 Características hidráulicas dos pivôs centrais .....	4
2.3 Caracterização das bombas centrífugas.....	6
2.4 Motores elétricos no meio rural .....	8
2.5 Consumo de energia elétrica em sistemas de irrigação.....	8
2.6 O uso de inversores de frequência no meio rural .....	9
3 MATERIAL E MÉTODOS .....	12
3.1 Casos analisados.....	12
3.2 Análise hidráulica e elétrica pelo método das posições .....	12
3.2.1 Determinação analítica das curvas das bombas .....	29
3.2.2 Altura manométrica no ponto do pivô.....	34
3.2.3 Altura manométrica total requerida.....	36
3.2.4 Funcionamento das motobombas com inversor de frequência .....	37
3.2.5 Funcionamento das motobombas sem inversor de frequência.....	41
3.2.6 Redução média da potência ativa .....	42
3.3 Análise econômica .....	43
3.4 Cálculo simplificado da redução da potência ativa média por giro.....	45
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	52
4.1 Análise do pivô 1 .....	52
4.2 Análise do pivô 2 .....	54
4.3 Análise do pivô 3 .....	56

<b>4.4 Análise do pivô 4</b> .....	<b>58</b>
<b>4.5 Análise do pivô 5</b> .....	<b>60</b>
<b>4.6 Análise do pivô 6</b> .....	<b>62</b>
<b>4.7 Análise do pivô 7</b> .....	<b>64</b>
<b>4.8 Análise do pivô 8</b> .....	<b>66</b>
<b>4.9 Discussão geral</b> .....	<b>68</b>
<b>4.10 Avaliação do método simplificado</b> .....	<b>69</b>
<b>5 CONCLUSÕES</b> .....	<b>73</b>
<b>7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>74</b>

## RESUMO

AZEVEDO, Evonaldo Bispo de. **Viabilidade do uso do inversor de frequência em sistema de irrigação do tipo pivô central.** 2003. 77p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola/Irrigação e Drenagem)-Universidade Federal de Lavras, Lavras.\*

A economia de energia elétrica proporcionada pela utilização de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de equipamentos de irrigação do tipo pivô central foi simulada neste estudo. Simulações, em oito sistemas de irrigação instalados em campo, foram efetuadas por dois processos diferentes: (i) variação da carga exigida do sistema de bombeamento em 18 diferentes posições assumidas pela linha lateral móvel do ao longo de um giro completo (360°) e (ii) estimativa da carga média, considerando apenas os dados de projeto do pivô (vazão, perda de carga, altura manométrica total, desnível geométrico entre o centro do pivô e o final da lateral e rendimentos da bomba e do motor). Os resultados das simulações demonstraram uma redução no consumo de energia variando de 15,9% até 32,9%, dependendo do superdimensionamento da bomba, da diferença de elevação e da perda de carga ao longo da lateral móvel. A análise econômica do uso de inversores de frequência demonstrou uma grande variação nos valores da taxa interna de retorno. Considerando, para os oito sistemas analisados, uma lâmina anual de 800 mm e um período de retorno de 12 anos, observaram-se os seguintes valores de taxa interna de retorno: 0%; 1,7%; 4,5%; 9,0%; 20,5%; 23,8%; 30,0% e 39,5% a.a.. Os valores de altura manométrica total média por giro e da redução média na potência com o uso do inversor de frequência simulados pelos dois processos apresentaram boa correlação ( $r^2 = 0,99$  e  $r^2 = 0,91$ , respectivamente).

---

\*Comitê Orientador: Jacinto de Assunção Carvalho – UFLA e Alberto Colombo - UFLA (Orientadores), e Giovanni Francisco Rabelo – UFLA.

## ABSTRACT

**AZEVEDO, Evonaldo Bispo de. Viability of variable frequency drives for center pivot irrigation systems. 2003. 77p. Dissertation (Master of Science in Agricultural Engineering/Irrigation and Drainage)-Universidade Federal de Lavras, Lavras\***

Electric energy savings achieved by the use of variable frequency drives on center pivot electric pumping plants were simulated in this study. Energy savings were simulated at eight field sites according to two different processes: (i) a method based on power demand of irrigation pumps at 18 different positions along a 360° turn of the center pivot lateral, and (ii) a simplified process based on basic center pivot design parameters (discharge, total dynamic head, head loss and elevation along lateral line, pump and electric motor efficiency). Results from the simulations showed power demand reduction varying from 15.9% up to 32.9%, depending on pump plant over design, elevation difference along the lateral line and head loss along the lateral line. Economic evaluation of variable frequency drives use showed a large variation on values of internal rate of return. Considering, for the eight sites evaluated, a 800 mm annual gross depth and a 12 years period, the following internal rate of return values were obtained: 0%, 1.7%, 4.5%, 9.0%, 20.5%, 23.8%, 30%, 39,5% a.a. The average value of total dynamic per turn and power demand reduction from electric motors with variable frequency drivers computed by the two proposed processes showed a good correlation ( $r^2=0.99$  and  $r^2=0.91$  respectively).

---

\* Guidance Committee: Jacinto de Assunção Carvalho – UFLA e Alberto Colombo - UFLA (Major Professores), Giovanni Francisco Rabelo - UFLA.

# 1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento da agricultura está diretamente relacionado com o aumento no consumo de energia elétrica. Devido ao recente problema com a oferta de energia elétrica no Brasil, torna-se ainda mais necessária a implantação de programas que têm como objetivo incentivar o uso da energia elétrica de forma mais racional.

Com os constantes aumentos da tarifa energética, o bombeamento da água tornou-se uma importante parcela do custo de produção, forçando o irrigante a procurar alternativas que possibilitem reduzir estes custos. Os motores elétricos são os equipamentos que consomem a maior parte da energia elétrica utilizada nos sistemas de irrigação, e o mal dimensionamento desses equipamentos acarretará num maior consumo de energia elétrica. Neste contexto, os inversores de frequência possibilitam ajustar o consumo de energia elétrica às necessidades de carga.

Os sistemas de irrigação do tipo pivô central vêm se destacando no Brasil pela sua facilidade em irrigar grandes áreas (Rodrigues, 1999). A introdução de inversores de frequência no meio rural parece ser uma boa alternativa para aqueles que buscam redução no consumo de energia elétrica.

Segundo Azevedo et al. (2002), nos sistemas de irrigação, em que os motores utilizados para acionamento das bombas são dimensionados para atender à máxima demanda de potência, normalmente associada com a máxima altura manométrica total de recalque, o uso de inversores de frequência pode resultar em substancial redução de consumo de energia elétrica. No entanto, devido à grandeza dos investimentos requeridos para instalação de inversores de

freqüência, a sua implantação deve ser precedida de um estudo técnico econômico.

Dentro dessas considerações, o objetivo deste trabalho foi desenvolver uma metodologia para avaliar a viabilidade técnico-econômica do uso de inversores de freqüência em equipamentos de irrigação do tipo pivô central dotados de unidades de bombeamento com acionamento elétrico.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Características gerais dos pivôs centrais

O sistema de irrigação do tipo pivô central é constituído por uma linha lateral móvel, que irriga uma área circular, girando em torno de um ponto fixo. A distribuição de água é feita por emissores instalados ao longo da linha lateral móvel. A linha lateral móvel é ancorada em uma das suas extremidades formando um ponto fixo, sendo suportada ao longo do seu comprimento por torres dotadas de rodas e equipadas com unidades propulsoras que permitem o giro completo da linha lateral móvel ao redor do ponto fixo no centro da área irrigada (Rodrigues, 1999).

A velocidade de rotação das torres em torno do centro do pivô é regulada por meio de relê percentual instalado na caixa de controle (localizada na torre do centro do pivô), que comanda a velocidade de deslocamento da última torre (Faria & Vieira, 1986). A velocidade tangencial da linha lateral decresce do final da linha lateral móvel para o ponto do pivô (onde a circunferência é menor). E o alinhamento da linha lateral é garantido por um sistema de guias localizados em cada torre, o qual é responsável por ligar e desligar o sistema de propulsão (Rodrigues, 1999). O abastecimento de água para o pivô central é feito por um sistema de bombeamento localizado próximo ao ponto de captação de água. A água é conduzida através da adutora até o ponto de subida do pivô, de onde é distribuída pela linha lateral móvel do pivô central.

Vilela (2002) comenta que o sistema de irrigação por aspersão mais automatizado existente no mercado é o pivô central. Cita, ainda, que a automação do pivô central pode variar desde um simples acessório a

controladores que permitem o seu acionamento a distância, por meio de ondas de rádio ou telefone celular.

Segundo Bernardo (1995), no Brasil, estão fabricando pivôs com raio de até 650m e com capacidade de irrigar uma área de aproximadamente 132,7 ha.

## 2.2 Características hidráulicas dos pivôs centrais

Segundo Scaloppi & Allen (1993) e Keller & Briesner (1990), em qualquer distância do ponto do pivô, a vazão conduzida na tubulação pode ser aproximada pela seguinte expressão:

$$Q_r = Q_0 \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (1)$$

em que,

$Q_r$  = vazão conduzida pela lateral na distância  $r$  do ponto do pivô ( $m^3/s$ );

$Q_0$  = vazão total do sistema ( $m^3/s$ );

$r$  = distância desde o ponto do pivô,  $0 \leq r \leq L$  (m);

$R$  = raio irrigado (m);

$L$  = comprimento da linha lateral (m);

Observando a equação 1, verifica-se que: para um ponto no início da linha lateral ( $r = 0$ ), a vazão na tubulação é igual à vazão total do sistema ( $Q_r = Q_0$ ) e, no caso do pivô central sem canhão final ( $L=R$ ), a vazão no final da linha lateral é zero ( $r = L = R$ ) e para sistemas com canhão final ( $R > L$ ), a vazão no final da linha lateral ( $r = L < R$ ) é a vazão teórica do canhão final.



De acordo com Scaloppi & Allen (1993), em qualquer distância  $r$  do ponto do pivô, o gradiente da linha energética (taxa de perda de carga) é computada por:

$$J_r = \frac{E \cdot Q_r^m}{D^n} \quad (2)$$

em que,

$J_r$  = gradiente da linha energética na distância  $r$  do ponto do pivô (m/m);

$E, n, m$  = constantes empíricas;

$D$  = diâmetro interno (constante) da tubulação (m).

Os mesmos autores citam que a distribuição espacial da altura manométrica ao longo da linha lateral é dada por:

$$H_r = H_0 - R \cdot J_0 \left[ \frac{r}{R} - \frac{m}{3} \left( \frac{r}{R} \right)^3 + \frac{m(m-1)}{10} \left( \frac{r}{R} \right)^5 - \frac{m(m-1)(m-2)}{42} \left( \frac{r}{R} \right)^7 + \dots \right] + \frac{2 \cdot Q_0^2}{\pi \cdot g \cdot D^2} \left[ 2 \left( \frac{r}{R} \right)^2 - \left( \frac{r}{R} \right)^4 \right] - s \cdot r \quad (3)$$

em que,

$H_r$  = altura manométrica na distância  $r$  (m);

$H_0$  = altura manométrica no ponto do pivô (m);

$g$  = aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>);

$s$  = declividade média da linha lateral móvel (m/m).

Segundo Bernardo (1995), a altura manométrica total é representado pela soma da: pressão no início da linha lateral; da altura dos aspersores; da altura geométrica de recalque; da altura geométrica de sucção; da perda de carga (total) na tubulação de recalque e da perda de carga (total) na tubulação de sucção.

A altura manométrica total é mantida praticamente constante devido à ação das válvulas reguladoras de pressão, instaladas ao longo da linha lateral do pivô. No caso do sistema utilizar o inversor de frequência para ajustar a rotação do motor à variação da altura geométrica, a amplitude de ação das válvulas reguladoras de pressão poderá ser reduzida (Masiero, et al., 1999).

### 2.3 Caracterização das bombas centrífugas

Segundo Alcântara (1988), as curvas características (vazão *versus* altura manométrica e vazão *versus* rendimento) das bombas centrífugas podem ser representadas como função ( $f_1$  e  $f_2$ ) de parâmetros adimensionais:

$$HMT = \frac{\varphi^2 \cdot \omega^2}{g} \cdot f_1 \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right) \quad (4)$$

$$\eta_b = f_2 \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right) \quad (5)$$

em que,

HMT = altura manométrica total (m);

$\phi$  = diâmetro do rotor (m);

$\eta_b$  = rendimento hidráulico da bomba ( $0 \leq \eta_b \leq 1$ );

$\omega$  = rotação do rotor (Hz);

Q = vazão bombeada ( $m^3/s$ ).

Yanagi Júnior et al. (1997) e Mello (1999) utilizaram um polinômio cúbico para representação das curvas características das bombas centrífugas:

$$f(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3 \quad (6)$$

em que,

$f(x)$  = característica hidráulica de desempenho desejada (altura manométrica total, rendimento, etc.);

x = variável independente (vazão);

$a_j$  = coeficientes polinomiais ( $j = 0, 1, 2, \text{ e } 3$ ).

Os mesmos autores apresentaram um método para determinação dos coeficientes polinomiais que tem como principal inconveniente a necessidade de se tomar pontos equidistantes das curvas características

Segundo Scaloppi (1998), obtém-se uma melhor representatividade das curvas de desempenho de bombas quando a técnica de splines cúbicas é utilizada. Embora mais precisa, a técnica de splines cúbicas exige um esforço computacional muito maior que o exigido com polinômios.

## **2.4 Motores elétricos no meio rural**

Os motores elétricos são os equipamentos que respondem por mais da metade do consumo de energia elétrica mundial (Silva et al., 2001). Quando o regime de trabalho for contínuo, deve-se especificar o motor para operar entre 75% e 100% da potência nominal, o que corresponde a melhor faixa de rendimento, (WEG, 1998). Isso significa que o rendimento do motor poderá ser insatisfatório caso a demanda de potência seja relativamente pequena.

Em muitos casos, o superdimensionamento de motores elétricos por meio de utilização de margem de segurança acima do necessário é devido ao desconhecimento das características da carga e, como consequência, ocorre uma redução do fator de potência e do rendimento do mesmo (Campana, 2000).

Motores elétricos utilizados em sistemas de bombeamento para irrigação são dimensionados com margens de segurança da ordem de 50% e 10% para motores elétricos abaixo de 2 cv e acima de 20 cv, respectivamente (Bernardo, 1995). Estas recomendações, associadas ao fato de haver um escalonamento nas potências dos motores disponíveis no mercado, propiciam a implantação de medidas que racionalizem a utilização destes motores (Campana et al., 2000).

## **2.5 Consumo de energia elétrica em sistemas de irrigação**

No Brasil, os setores industrial, residencial, comercial, público e agropecuário respondem, respectivamente, por 44%, 27%, 14%, 8,9% e 3,8% do consumo de energia elétrica, sendo os outros setores responsáveis pelo restante, ou seja, 2,3% deste consumo (Campana, 2000).

Estima-se que a área cultivada no Brasil para a safra de 2002 seja de 49,02 milhões de hectares (IBGE, 2003). A área irrigada no Brasil é de 6,4% da

área cultivada, ou seja, 2,95 milhões de hectares, sendo que a irrigação por pivô central é responsável por 561,8 mil hectares (Christofidis, 2001). A área total irrigada é responsável por 35% de toda produção agrícola nacional (Schemmer, 2002).

Segundo CEMIG & UFV (1993), citados por Campana (2000), a energia elétrica consumida pelos sistemas de irrigação do tipo pivô central corresponde a 17,3% de toda a energia elétrica consumida no setor agropecuária do estado de Minas Gerais, ou seja, 1,7% de toda energia elétrica consumida no estado.

Os gastos com a energia elétrica na agricultura irrigada podem representar até cerca de 25% dos custos de produção (Campana, 2000).

Avaliando a possibilidade de economizar energia elétrica em sistemas de irrigação nos Estados Unidos, Gilley & Watts (1977), trabalhando sob diversas condições operacionais concluíram que é possível economizar em torno de 40% a 50%, investindo em equipamentos que melhoram o desempenho do sistema de irrigação.

O aumento da capacidade de atendimento dos requisitos de ponta e uma redução do impacto ambiental são os principais benefícios decorrentes do uso racional de energia elétrica (Campana, 2000).

## **2.6 O uso de inversores de frequência no meio rural**

A rotação de motores assíncronos trifásicos pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\omega = \frac{2 \cdot f}{P} (1 - \sigma) \quad (7)$$

em que,

$\omega$  = rotação do motor (Hz);

$f$  = frequência da rede de alimentação (Hz);

$\sigma$  = escorregamento ( $0 \leq \sigma \leq 1$ );

$P$  = número de pólos do motor.

Observando-se a equação 7, pode-se deduzir que a velocidade de rotação do motor é proporcional à frequência de alimentação da rede elétrica. O controle da frequência de alimentação da rede e, conseqüentemente, da rotação do motor, pode ser feito por meio de inversores de frequência (WEG, 2002).

Os circuitos internos de um inversor de frequência são divididos em três etapas. Na primeira etapa, o circuito é formado por uma ponte retificadora (onda completa) trifásica e dois capacitores de filtro, formando um pequeno gerador de tensão "DC" simétrico (pois há um ponto de terra como referência) com uma tensão contínua  $+ V/2$  (positiva) e uma  $- V/2$  (negativa) em relação à terra, formando o chamado "barramento DC". Este barramento DC alimenta uma segunda etapa que é constituída por seis transistores IGBT's e em uma terceira etapa, por meio de uma lógica de controle, liga e desliga os transistores, alternando o sentido da corrente que circula pelo motor (Capelli, 2000).

O mesmo autor comenta que os inversores de frequência operam, aproximadamente, com faixa de variação entre 5 e 300 Hz. Esses equipamentos não têm somente a função de controlar a velocidade de rotação do motor, como também, de manter o torque (conjugado) constante, de modo a não provocar alterações na rotação quando o motor estiver com carga. Para manter o torque constante, o inversor de frequência deve manter a razão  $V/F$  constante, ou seja, caso haja mudança na frequência da rede ( $F$ ), a tensão ( $V$ ) deve mudar na mesma proporção para que a razão se mantenha na mesma proporção.

Tiago Filho (1996) registra que os sistemas convencionais de bombeamento, com rotação constante e uso de válvula de controle, em grande parte do tempo, operam fora do ponto de trabalho projetado, ou seja, são superdimensionados, gerando, com isso, desperdício de energia elétrica no sistema.

Os motores elétricos utilizados em instalações de bombeamento para irrigação que não apresentam controladores de velocidades de rotação trabalham sempre com uma rotação constante e, em muitos desses casos, esses equipamentos estão superdimensionados para uma situação de extrema altura manométrica total. Uma vez que os motores elétricos são os equipamentos que consomem a maior parte da energia elétrica utilizada na irrigação, o mau dimensionamento desses equipamentos acarretará num maior consumo de energia elétrica (Campana, 2000).

Com isto, há uma necessidade de obter maiores informações a respeito da utilização desses equipamentos em sistemas de irrigação, otimizando o sistema para trabalhar sempre com o ponto ideal de altura manométrica total, permitindo, assim, a economia de energia elétrica no sistema de irrigação instalado.

## **3 MATERIAL E MÉTODOS**

### **3.1 Casos analisados**

A viabilidade técnica e econômica do uso de inversores de frequência foi avaliada em oito sistemas de irrigação do tipo pivô central. Dos oito sistemas analisados, sete se encontram instalados no estado de Minas Gerais e um no estado de São Paulo.

A necessidade de examinar sistemas com diferentes características, instalados em diferentes topografias e com diferentes sistemas de bombeamento, (com e sem associação de bombas) levou a um procedimento de análise envolvendo mais de um pivô central.

### **3.2 Análise hidráulica e elétrica pelo método das posições**

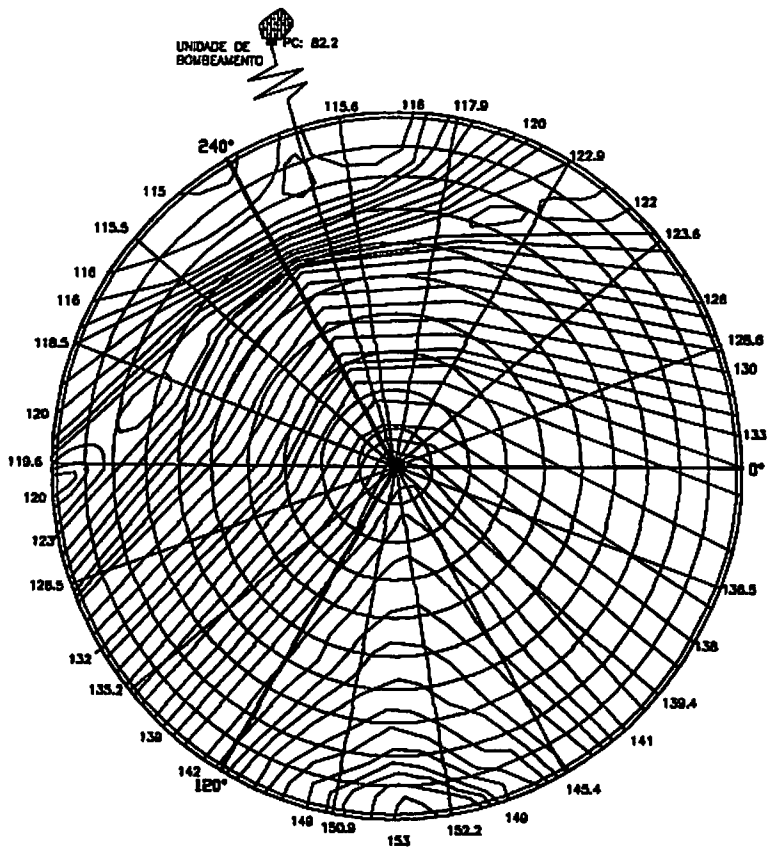
Todos os dados construtivos, hidráulicos e os levantamentos planialtimétricos considerados nas simulações dos pivôs foram obtidos nas especificações técnicas fornecidas pelos fabricantes aos distribuidores, conforme apresentado nas Tabelas de 1 a 8 e nas Figuras de 1 a 8.

Foi simulado o funcionamento hidráulico dos conjuntos motobomba dos oito pivôs analisados sob duas condições distintas: (i) sem inversor de frequência (rotação constante) e (ii) com inversor de frequência (rotação variável). Para as simulações com inversor de frequência, analisou-se o comportamento hidráulico e elétrico dos conjuntos motobomba em 18 posições diferentes da linha lateral móvel do pivô, igualmente espaçadas em 20°.



TABELA 1 Descrição do sistema pivô central 1, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto.

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4865-8000-VSN-10-1.150
Comprimento dos vãos: 55,0m + 55,0m + 54,9m + 54,5m + 54,8m + 48,0m + 48,0m + 48,0m + 42,3m + 41,0m + 7,9m (balanço sem canhão final) = 508,5m	
Raio da última torre / tempo de giro	501,3m / 11,10 h
Raio irrigado / área irrigada / giro	508,86m / 81,35 ha / 360°
Vazão total / lâmina bruta de 24h	260m <sup>3</sup> /h / 7,67mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço Zincado / 250 mm / 498 m Aço Zincado / 200 mm / 588 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	12,00 m
Perda de carga na lateral do pivô	14,64 m
Altura dos aspersores	3,54 m
Pressão no pto do pivô	50,44 m
Desn. motobomba - pto do pivô	59,00 m
Perda de carga na adutora	19,57 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	5,75 m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>137,76 m</b>
<b>NPSH disponível no local</b>	<b>5,42 m</b>
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: dois conjuntos motobomba iguais ao descrito abaixo, trabalhando em paralelo	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca / modelo: KSB / WKL - 100/5	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 252 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 130m <sup>3</sup> /h / 141 m	Rotação / pólos: 1775 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 75 % / 3,5 m	Pot. nominal: 100 cv
Pot. abs. no eixo : 91,21 cv	Tensão: 380 volts



ESCALA: 1:10000

ÁREA TOTAL IRRIGADA - 81,35 ha  
 RAIO IRRIGADO - 568,86 m  
 PONTO DO PIVO-CASA DE BOMBA - 1086,00 m

**FIGURA 1.** Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 1 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

TABELA 2 - Descrição do sistema pivô central 2, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4865 - 8000 - VSL / 8 - 467
Comprimento dos vãos: 54,65m + 54,8m + 54,82m + 54,54m + 54,95m + 54,92m + 54,89m + 41,28m +14,8m (balanço sem canhão final) = 439,65m	
Raio da última torre / tempo de giro	424,85m / 4,57 h
Raio irrigado / área irrigada / giro	439,72m / 30,37 ha / 180º
Vazão total / lâmina bruta de 24h	124,25m <sup>3</sup> /h / 9.82mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço Zincado / 159 mm / 30 m PVC PN 80 / 150 mm / 483 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	13,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	2,00 m
Perda de carga na lateral do pivô	4,55 m
Altura dos aspersores	3,54 m
Pressão no pto do pivô	23,19 m
Desn. motobomba - pto do pivô	22,00 m
Perda de carga na adutora	8,37 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	3,89 m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>60,45 m</b>
NPSH disponível no local	5,31 m
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Um conjunto motobomba	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB/MEGANORM 80-400	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 384 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 124,25 m <sup>3</sup> /h / 69 m	Rotação / pólos: 1770 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 69 % / 3,0 m	Pot. nominal: 50 cv
Pot. abs. no eixo : 46,30 cv	Tensão: 380 volts

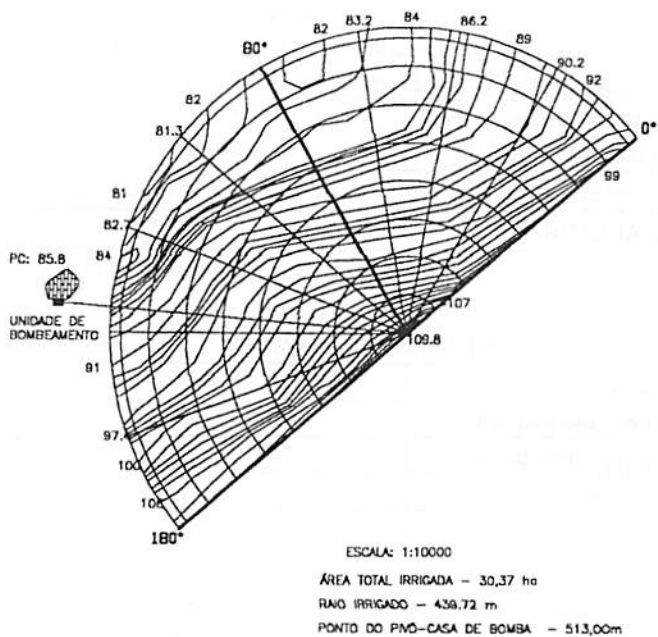
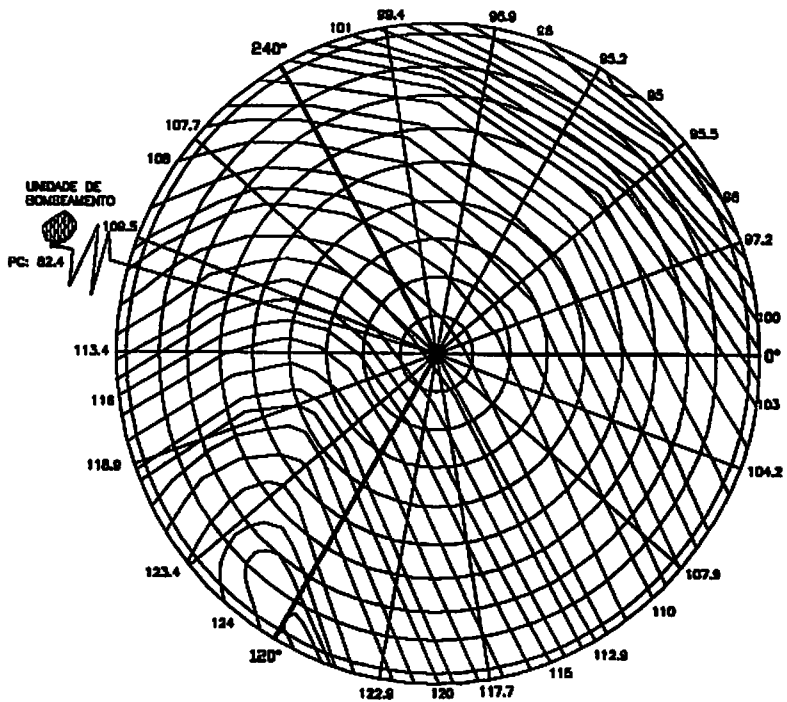


FIGURA 2. Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 2 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

TABELA 3 - Descrição do sistema pivô central 3, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4871 - 8000 - VSL / 9 - 1,120
Comprimento dos vãos: 54,5m + 54,56m + 54,8m + 55m + 54,9m + 48,06m + 48,00m + 41,28m + 47,82m + 14,8m (balanço sem canhão final) = 473,72m	
Raio da última torre / tempo de giro	458,92m / 9,96 h
Raio irrigado / área Irrigada / giro	473,72m / 70,50 ha / 360º
Vazão total / lâmina bruta de 24h	277,04 m <sup>3</sup> /h / 9,43mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço Zincado / 250 mm / 980 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	13,78 m
Perda de carga na lateral do pivô	17,56 m
Altura dos aspersores	3,54 m
Pressão no pto do pivô	55,22 m
Desn. motobomba - pto do pivô	24,30 m
Perda de carga na adutora	10,96 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	4,71 m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>98,19 m</b>
NPSH disponível no local	4,98 m
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Dois conjuntos motobombas iguais ao descrito abaixo, trabalhando em série	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB/MEGANORM 125-415	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 328 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 138,52 m <sup>3</sup> /h / 52 m	Rotação / pólos: 1770 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 78 % / 2,6 m	Pot. nominal: 75 cv
Pot. abs. no eixo : 68,64 cv	Tensão: 380 volts

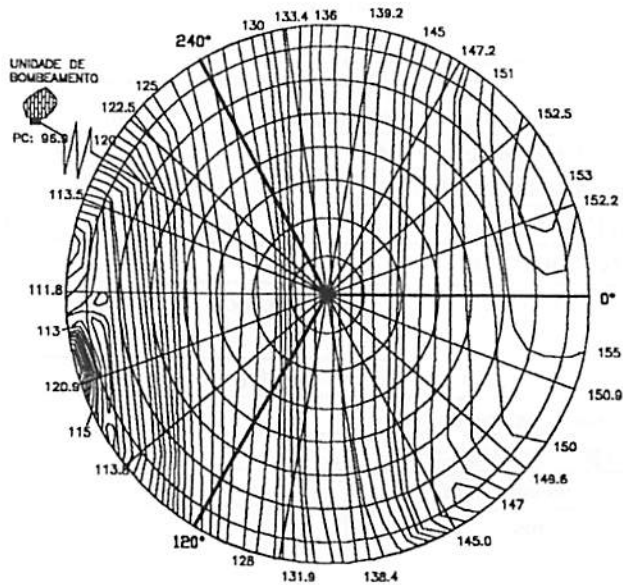


ESCALA: 1:10000  
 ÁREA TOTAL IRRIGADA 68.99 ha  
 RAIO IRRIGADO - 473,78 m  
 PONTO DO PIVO-CASA DE BOMBA - 880,00m

**FIGURA 3.** Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 3 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

TABELA 4 - Descrição do sistema pivô central 4, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4871 - 8000 - VSN / 7 - 733
Comprimento dos vãos: 55,0m + 55,0m + 55,0m + 47,9m + 47,93m + 48,0m + 48,0m + 25,0m (balanço sem canhão final) = 381,83m	
Raio da última torre / tempo de giro	356,83 m / 8,49 h
Raio irrigado / área Irrigada / giro	386,78 m / 47,00 ha / 360º
Vazão total / lâmina bruta de 24h	166,45 m <sup>3</sup> /h / 8,50 mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço Zincado / 200 mm / 750 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	17,00 m
Perda de carga na lateral do pivô	5,54 m
Altura dos aspersores	3,54 m
Pressão no pto do pivô	48,21 m
Desn. motobomba - pto do pivô	40,00 m
Perda de carga na adutora	8,01 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	1,98 m
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL	101,20 m
NPSH disponível no local	4,98 m
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Um conjunto motobomba	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB / ETA 100-50/2	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 393 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 166,45 m <sup>3</sup> /h / 106 m	Rotação / pólos: 1775 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 72% / 3,6 m	Pot. nominal: 100 cv
Pot. abs. no eixo : 91,06 cv	Tensão: 380 volts



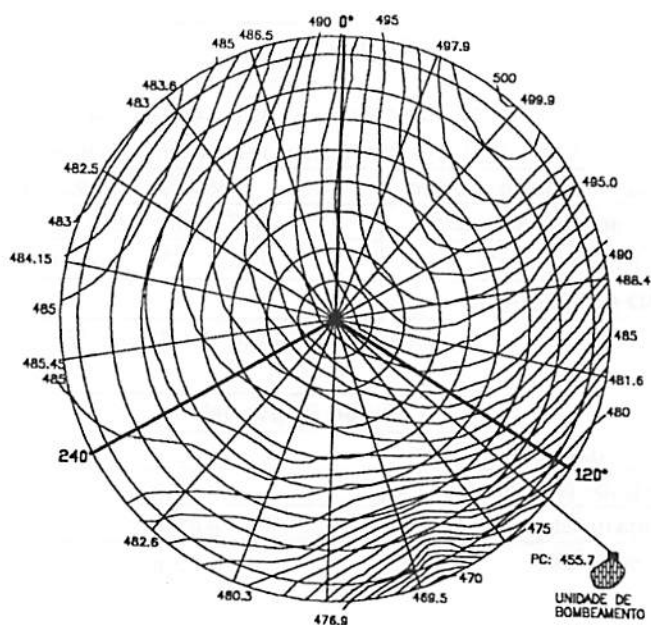
ESCALA: 1:10000  
 ÁREA TOTAL IRRIGADA - 47,00 ha  
 RAIO IRRIGADO - 386,78 m  
 PONTO DO PIVÔ-CASA DE BOMBA - 750,00m

FIGURA 4. Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 4 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.



TABELA 5 - Descrição do sistema pivô central 5, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>			
Marca / modelo	Carborundum / CB 320-8/7/8/, 3 M, 3/4/1		
Comprimento dos vãos: 51,08m + 51,83m + 51,83m + 44,58m + 44,58m + 41,58m + 44,58m + 51,83m + 25m (balanço sem canhão final) = 381,83m			
Raio da última torre / tempo de giro	381,89 m / 19,20 h		
Raio irrigado / área Irrigada / giro	407,00 m / 52,04 ha / 360º		
Vazão total / lâmina bruta de 24h	183,00 m <sup>3</sup> /h / 8,44 mm / 24h		
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>			
Material / diâmetro/ comprimento: Fibrocimento, Classe 15 / 200 mm / 536 m			
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>			
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m		
Desn. pto do pivô - pto mais alto	8,43 m		
Perda de carga na lateral do pivô	8,63 m		
Altura dos aspersores	2,80 m		
Pressão no pto do pivô	40,06 m		
Desn. motobomba - pto do pivô	35,89 m		
Perda de carga na adutora	6,82 m		
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m		
Perdas localizadas	2,23 m		
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>88,00 m</b>		
NPSH disponível no local	6,00 m		
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>			
Descrição do Sistema: Um conjunto motobomba			
DADOS DA BOMBA		DADOS DO MOTOR	
Marca/modelo:	KSB / WKL 100/4	Marca:	WEG
Diâm. rotor / rot.:	252 mm / 1750	Motor:	Elétrico trifásico
Vazão / pressão:	183 m <sup>3</sup> /h / 88 m	Rotação / pólos:	1775 rpm / 4
Rend. / NPSH req:	72% / 5,2 m	Pot. nominal:	100 cv
Pot. abs. no eixo :	84,00 cv	Tensão:	220/380 volts



ESCALA: 1:10000

ÁREA TOTAL IRRIGADA - 52,04 ha

RAIO IRRIGADO - 407,00 m

PONTO DO PIVO-CASA DE BOMBA - 536,00 m

FIGURA 5. Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 5 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

TABELA 6 - Descrição do sistema pivô central 6, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4871 - 8000 - VSL / 7 - 644
Comprimento dos vãos : 55,11m + 54,86m + 48,00m + 48,00m + 48,00m + 48,00m + 48,00m + 25,45m (balanço sem canhão final) = 375,42m	
Raio da última torre / tempo de giro	349,97 m / 8,33 h
Raio irrigado / área irrigada / giro	378,52 m / 45,01 ha / 360°
Vazão total / lâmina bruta de 24h	146,29 m <sup>3</sup> /h / 7,80 mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	PVC PN 80 / 150 mm / 145 m PVC PN 60 / 200 mm / 445 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	13,00m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	19,00m
Perda de carga na lateral do pivô	4,28m
Altura dos aspersores	4,55m
Pressão no pto do pivô	40,93m
Desn. motobomba - pto do pivô	17,00m
Perda de carga na adutora	4,96m
Altura máxima de sucção prevista	3,00m
Perdas localizadas	2,64m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>68,53m</b>
NPSH disponível no local	8,31m
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Um conjunto motobomba	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB/MEGANORME 80-400	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 399 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 146,29 m <sup>3</sup> /h / 70,50 m	Rotação / pólos: 1775 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 69,50% / 3,10 m	Pot. nominal: 60 cv
Pot. abs. no eixo : 54,96 cv	Tensão: 220 volts

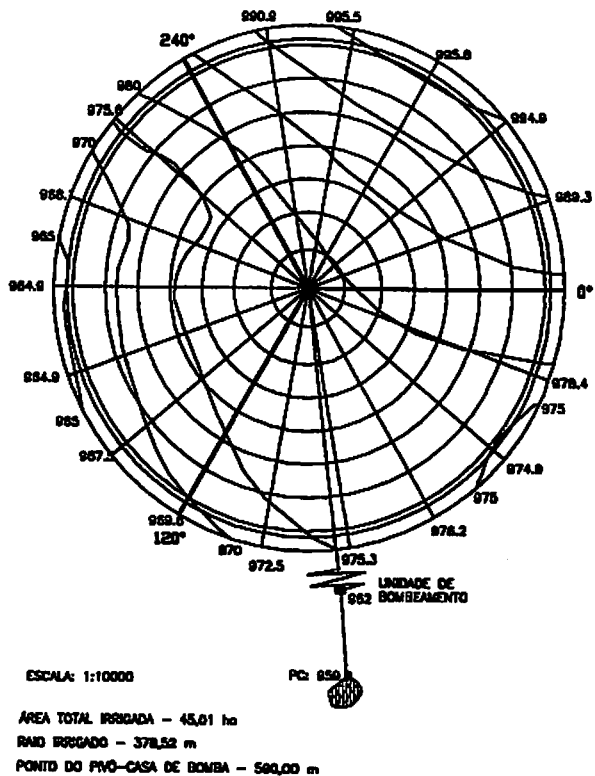
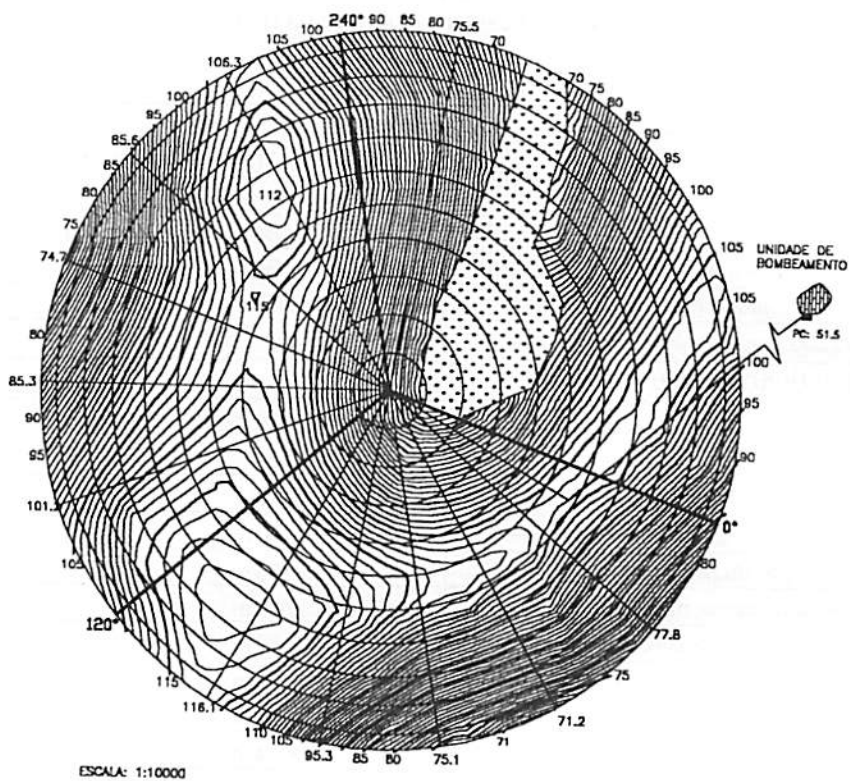


FIGURA 6. Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 6 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

**TABELA 7 - Descrição do sistema pivô central 7, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto**

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4871 - 8000 - VSN / 10 - 826
Comprimento dos vãos: 55m + 55m + 55m + 55m + 48m + 48m + 48m + 48m + 41m + 41,11m + 20m (balanço sem canhão final) = 514,11m	
Raio da última torre / tempo de giro	494,11m / 8,89 h
Raio irrigado / área irrigada / giro	516,59m / 63,34 ha / 272º
Vazão total / lâmina bruta de 24h	187,39 m <sup>3</sup> /h / 5,36mm / 24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço / 175 mm / 1686 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	31,00 m
Perda de carga na lateral do pivô	9,27 m
Altura dos aspersores	3,54 m
Pressão no pto do pivô	63,97 m
Desn. motobomba - pto do pivô	36,00 m
Perda de carga na adutora	48,04 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	8,60 m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>159,61 m</b>
NPSH disponível no local	5,891 m
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Um conjunto motobomba	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB / WKL 100/7	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 265 mm / 1750	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão : 187,39 m <sup>3</sup> /h / 167 m	Rotação / pólos: 1780 rpm / 4
Rend. / NPSH req: 71,00 % / 5,00 m	Pot. nominal: 200 cv
Pot. abs. no eixo : 163,78 cv	Tensão: 380 volts



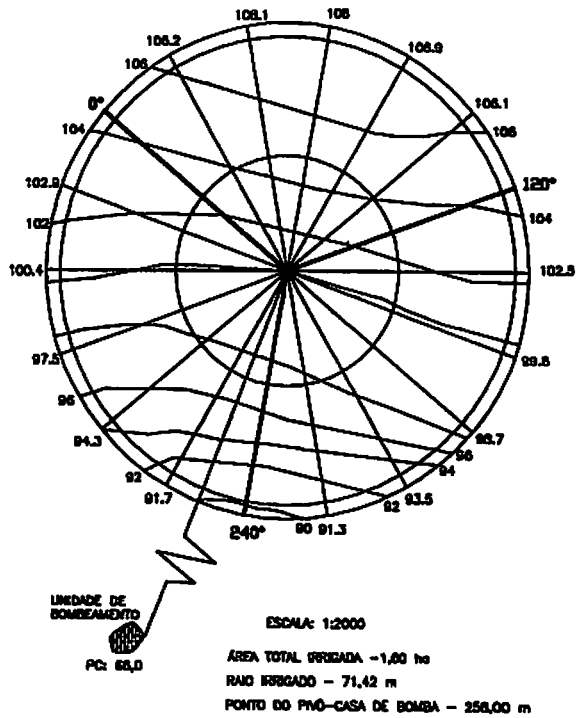
ESCALA: 1:10000

ÁREA TOTAL IRRIGADA - 83,34 ha  
 RAIO IRRIGADO - 516,59 m  
 PONTO DO PIVO-CASA DE BOMBA - 1585,00 m

FIGURA 7. Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 7 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.

TABELA 8 - Descrição do sistema pivô central 8, da tubulação adutora e da unidade de bombeamento, obtidos na ficha técnica de projeto

<b>1- CARACTERÍSTICAS DO PIVÔ CENTRAL</b>	
Marca / modelo	Valley / 4071 - 8000 - VSN / 2 - 88
Comprimento dos vãos: 33,16m + 34,26m + 4m (balanço sem canhão final) = 71,42m	
Raio da última torre / tempo de giro	67,42m / 1,31 h
Raio irrigado / área irrigada / giro	71,42m / 1,60 ha / 360º
Vazão total / lâmina bruta de 24h	20,03 m <sup>3</sup> /h / 30,00mm/24h
<b>2- TUBULAÇÃO ADUTORA</b>	
Material / diâmetro/ comprimento:	Aço Zincado / 70 mm / 258 m
<b>3- ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL / NPSH Disponível</b>	
Pressão no final da lateral do pivô	20,00 m
Desn. pto do pivô - pto mais alto	8,00 m
Perda de carga na lateral do pivô	0,02 m
Altura dos aspersores	4,55 m
Pressão no pto do pivô	32,58 m
Desn. motobomba - pto do pivô	34,00 m
Perda de carga na adutora	12,42 m
Altura máxima de sucção prevista	3,00 m
Perdas localizadas	3,25 m
<b>ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL</b>	<b>85,25 m</b>
<b>NPSH disponível no local</b>	<b>5,31 m</b>
<b>4 - UNIDADE DE BOMBEAMENTO</b>	
Descrição do sistema: Um conjunto motobomba	
DADOS DA BOMBA	DADOS DO MOTOR
Marca/modelo: KSB / WKL 40/3	Marca: WEG
Diâm. rotor / rot.: 140 mm / 3500	Motor: Elétrico trifásico
Vazão / pressão: 20,03 m <sup>3</sup> /h / 90,00 m	Rotação / pólos: 3540 rpm / 2
Rend. / NPSH req: 60,00 % / 3,50 m	Pot. nominal: 20 cv
Pot. abs. no eixo : 11,39 cv	Tensão: 220 volts



**FIGURA 8.** Planta planialtimétrica da área irrigada do pivô central 8 com as cotas das curvas de nível, cotas na periferia e ângulos de referência das posições da lateral móvel consideradas nas simulações.



### 3.2.1 Determinação analítica das curvas das bombas

Valores de vazão e altura manométrica total, observados nas curvas de desempenho fornecidas pelos fabricantes das bombas, foram adimensionalizados utilizando-se o conceito de número característico de vazão  $\lambda_Q$  e número característico de altura  $\lambda_H$ , descritos por Alcântara (1988), empregando-se as seguintes expressões algébricas:

$$\lambda_Q = \varphi^3 \cdot \omega \quad (8)$$

$$\lambda_H = \frac{Nr_0 \cdot \varphi^2 \cdot \omega^2}{g} \quad (9)$$

em que ,

$Nr_0$  = número de rotores considerado na curva do fabricante.

Um polinômio de terceiro grau (Yanagi Júnior et al., 1997; Mello, 1999) foi utilizado para representação matemática das curvas características das bombas, resultando na seguinte equação geral:

$$\frac{HMT}{\lambda_H} = a_1 + b_1 \cdot \frac{Q}{\lambda_Q} + c_1 \cdot \left( \frac{Q}{\lambda_Q} \right)^2 + d_1 \cdot \left( \frac{Q}{\lambda_Q} \right)^3 \quad (10)$$

em que,

$a_1, b_1, c_1$  e  $d_1$  = coeficientes de ajuste da curva característica da bomba;

HMT = altura manométrica total (m).

Estabeleceram-se os valores numéricos dos quatro coeficientes empíricos com base em um sistema de quatro equações, as quais foram determinadas a partir de quatro pares de valores ( $Q_1, HMT_1$ ;  $Q_2, HMT_2$ ;  $Q_3, HMT_3$  e  $Q_4, HMT_4$ ) extraídos da curva característica de cada bomba. Conforme indicado na Figura 9, o ponto de vazão zero (*Shutoff*) foi sempre incluído entre os quatro pares de valores selecionados para o estabelecimento das equações.

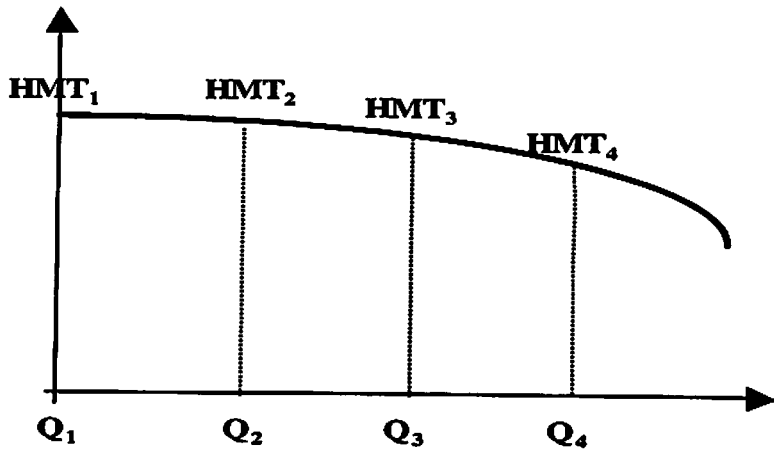


FIGURA 9. Representação gráfica dos quatro pares de valores tomados na curva característica da bomba.

Com os quatro pares de valores extraídos da curva característica, elaborou-se um sistema matricial no qual a única incógnita é a matriz dos coeficientes:

$$\begin{bmatrix} 1 & \frac{Q_1}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_1}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_1}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_2}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_2}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_2}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_3}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_3}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_3}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_4}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_4}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_4}{\lambda_Q}\right)^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ b_1 \\ c_1 \\ d_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{HMT_1}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_2}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_3}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_4}{\lambda_H} \end{bmatrix} \quad (11)$$

O valor dos coeficientes empíricos foi determinado pela multiplicação da matriz inversa das vazões adimensionais pela matriz das alturas adimensionais.

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ b_1 \\ c_1 \\ d_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{Q_1}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_1}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_1}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_2}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_2}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_2}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_3}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_3}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_3}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_4}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_4}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_4}{\lambda_Q}\right)^3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{HMT_1}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_2}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_3}{\lambda_H} \\ \frac{HMT_4}{\lambda_H} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Uma vez determinados os coeficientes adimensionais ( $a_1$ ,  $b_1$ ,  $c_1$  e  $d_1$ ), a equação da curva característica da bomba pode ser representada pela sua forma dimensional, possibilitando a estimativa de pares de valores de vazão e altura manométrica total sob diferentes condições de rotação, número e diâmetro do rotor:

$$HMT = \frac{Nr \cdot \varphi^2 \cdot \omega^2}{g} \left[ a_1 + b_1 \cdot \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} + c_1 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right)^2 + d_1 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right)^3 \right] \quad (13)$$

em que,

Nr = número de rotores da bomba considerada.

A expressão analítica para as curvas de rendimento hidráulico das bombas (potência hidráulica/potência no eixo) foi determinada de modo semelhante ao processo descrito anteriormente. Valores de vazão foram adimensionalizados por meio do número característico de vazão e um polinômio do terceiro grau foi utilizado para relacionar a vazão adimensional com o rendimento hidráulico da bomba. A equação geral utilizada neste processo é apresentada a seguir:

$$\eta_b = a_2 + b_2 \cdot \frac{Q}{\lambda_Q} + c_2 \cdot \left( \frac{Q}{\lambda_Q} \right)^2 + d_2 \cdot \left( \frac{Q}{\lambda_Q} \right)^3 \quad (14)$$

em que,

$\eta_b$  = rendimento hidráulico da bomba ( $0 \leq \eta_b \leq 1$ );

$a_2$ ,  $b_2$ ,  $c_2$  e  $d_2$  = coeficientes de ajuste da equação de rendimento da bomba.

Os coeficientes empíricos das curvas de rendimento da bomba foram determinados com base em quatro pares de valores tomados da curva fornecida pelo fabricante, conforme ilustrado na Figura 10.

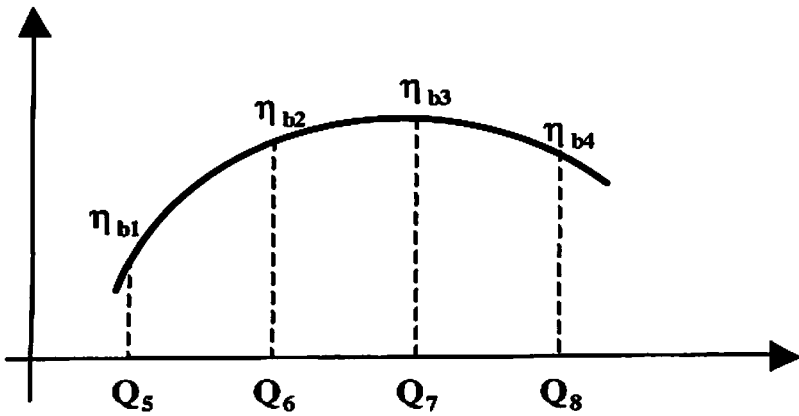


FIGURA 10. Representação gráfica dos pares de valores ( $Q_5, \eta_{b1}$ ;  $Q_6, \eta_{b2}$ ;  $Q_7, \eta_{b3}$ ;  $Q_8, \eta_{b4}$ ) tomados da curva característica de rendimento da bomba.

Os pares de valores vazão rendimento foram utilizados para estabelecer um sistema de quatro equações simultâneas, cuja solução possibilita a determinação do valor numérico dos coeficientes empíricos  $a_2, b_2, c_2$  e  $d_2$ .

$$\begin{bmatrix} a_2 \\ b_2 \\ c_2 \\ d_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{Q_5}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_5}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_5}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_6}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_6}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_6}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_7}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_7}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_7}{\lambda_Q}\right)^3 \\ 1 & \frac{Q_8}{\lambda_Q} & \left(\frac{Q_8}{\lambda_Q}\right)^2 & \left(\frac{Q_8}{\lambda_Q}\right)^3 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \eta_{b1} \\ \eta_{b2} \\ \eta_{b3} \\ \eta_{b4} \end{bmatrix} \quad (15)$$

Uma vez determinados os coeficientes da equação de rendimento da bomba ( $a_2$ ,  $b_2$ ,  $c_2$  e  $d_2$ ), a curva de rendimento da bomba pode ser expressa pela sua forma dimensional:

$$\eta_b = a_2 + b_2 \cdot \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} + c_2 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right)^2 + d_2 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega} \right)^3 \quad (16)$$

### 3.2.2 Altura manométrica no ponto do pivô

Em diferentes posições assumidas pela lateral móvel durante o seu giro, a altura manométrica requerida na base do tubo de subida do ponto do pivô foi calculada pela seguinte expressão:

$$H_{pp\alpha} = \Delta E_e + r_\alpha \cdot s_\alpha + H_{\min} + hf_R \cdot F(r_\alpha) + hf_l \quad (17)$$

em que,

$H_{pp\alpha}$  = altura manométrica no ponto do pivô na posição  $\alpha$  (m);

$\alpha$  = ângulo que caracteriza o posicionamento da lateral ( $0^\circ \leq \alpha \leq 360^\circ$ );

$\Delta E_e$  = altura de instalação dos emissores (m);

$r_\alpha$  = distância, na posição  $\alpha$ , desde o ponto do pivô até o ponto de mínima altura manométrica (m);

$s_\alpha$  = declividade média da linha lateral móvel na posição  $\alpha$  (m/m);

$H_{\min}$  = altura manométrica mínima ao longo da linha lateral (m);

$hf_R$  = perda de carga fictícia (m);

$F(r_\alpha)$  = fator de correção adimensional que é função de  $r_\alpha$ ;

$hf_l$  = perda de carga localizada (m).

O valor da altura manométrica mínima ao longo da linha lateral, que corresponde ao valor da menor altura manométrica na entrada das válvulas reguladoras de pressão para assegurar a vazão de projeto dos emissores, foi obtido a partir das informações de projeto de cada pivô central analisado.

A distância entre o ponto do pivô e o ponto de menor altura manométrica foi calculada de forma direta, considerando três situações distintas: (i) quando a declividade da lateral é zero ou positiva (ascendente); (ii) quando a declividade descendente é ( $s_\alpha < 0$ ), e o módulo da declividade da lateral excede o módulo da taxa de perda de carga no início da linha lateral ; (iii) quando a declividade é descendente ( $s_\alpha < 0$ ), e o módulo da declividade é menor que a taxa de perda de carga no início da lateral:

$$r_\alpha = 0 \text{ se, } s_\alpha < 0 \text{ e } -s_\alpha \geq J_{r=0} = K \cdot \left( \frac{Q_0}{C_{HW}} \right)^{1,852} \cdot \left( \frac{1}{D} \right)^{4,871} \quad (18)$$

$$r_\alpha = R \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{-s_\alpha}{J_{r=0}} \right)^{\frac{1}{1,852}}} \text{ se, } s_\alpha < 0 \text{ e } -s_\alpha < J_{r=0} = K \cdot \left( \frac{Q_0}{C_{HW}} \right)^{1,852} \cdot \left( \frac{1}{D} \right)^{4,871} \quad (19)$$

$$r_\alpha = L \text{ se, } s_\alpha \geq 0 \quad (20)$$

em que,

$J_{r=0}$  = taxa da perda de carga no início da lateral (em m/m);

$K$  = fator empírico com valor de  $10,67 \text{ s}^{1,852}/\text{m}^{0,685}$ ;

$C_{HW}$  = coeficiente de Hazen-Williams.

A perda de carga fictícia e o fator de correção foram calculados conforme as expressões derivadas por Scaloppi & Allen (1993):

$$hf_R = R \cdot J_{r=0} \quad (21)$$

$$F(r_\alpha) = \frac{r_\alpha}{R} - \left(\frac{1,852}{3}\right) \cdot \left(\frac{r_\alpha}{R}\right)^3 + \frac{1,852 \cdot (1,852 - 1)}{10} \cdot \left(\frac{r_\alpha}{R}\right)^5 - \frac{1,852 \cdot (1,852 - 1) \cdot (1,852 - 2)}{42} \cdot \left(\frac{r_\alpha}{R}\right)^7 \quad (22)$$

### 3.2.3 Altura manométrica total requerida

Em diferentes posições assumidas pela lateral móvel durante o seu giro, a altura manométrica total requerida foi calculada pela seguinte expressão:

$$HMT_\alpha = Hpp_\alpha + hf_r + \Delta E_r + hf_s + \Delta E_s \quad (23)$$

em que,

$HMT_\alpha$  = altura manométrica total requerida na posição  $\alpha$  (m);

$hf_r$  = perda de carga (total) na tubulação de recalque (m);

$\Delta E_r$  = desnível geométrico entre o eixo da motobomba e a base do ponto do pivô (m);

$hf_s$  = perda de carga (total) na tubulação de sucção (m);

$\Delta E_s$  = desnível geométrico entre o eixo da motobomba e o nível de água da captação (m).



### 3.2.4 Funcionamento das motobombas com inversor de frequência

Na simulação do funcionamento das motobombas controladas por inversores de frequência, foi calculada a velocidade angular que resulta na altura manométrica requerida nas diferentes posições assumidas pela lateral móvel.

Devido à dificuldade de se explicitar, na equação 13, o valor da rotação em função de valores conhecidos de vazão, altura manométrica, diâmetro e número de rotores, a rotação foi calculada por um processo iterativo baseado no método de Newton-Raphson (Ruggiero & Lopes, 1996):

$$\omega_{a,j+1} = \omega_{a,j} - \frac{f_1(\omega_{a,j})}{df_1(\omega_{a,j})} \quad (24)$$

em que,

$$f_1(\omega_{a,j}) = \frac{a_1 \cdot Nr \cdot \varphi^2}{g} \cdot (\omega_{a,j})^2 + \frac{b_1 \cdot Nr \cdot Q}{g \cdot \varphi} \cdot \omega_{a,j} + \frac{c_1 \cdot Nr \cdot Q^2}{g \cdot \varphi^4} + \frac{d_1 \cdot Nr \cdot Q^3}{g \cdot \varphi^7} \cdot \frac{1}{\omega_{a,j}} - H_a \quad (25)$$

$$df(\omega_{a,j}) = \frac{2 \cdot a_1 \cdot Nr \cdot \varphi^2}{g} \cdot \omega_{a,j} + \frac{b_1 \cdot Nr \cdot Q}{g \cdot \varphi} - \frac{d_1 \cdot Nr \cdot Q^3}{g \cdot \varphi^7} \cdot \frac{1}{(\omega_{a,j})^2} \quad (26)$$

em que,

$\omega_{\alpha,j}$  = *j*-ésima estimativa da rotação desejada (Hz);

$f_1(\omega_{\alpha,j})$  = diferença, quando a rotação é  $\omega_{\alpha,j}$ , entre a altura manométrica total fornecida pela bomba e a altura manométrica desejada;

$H_\alpha$  = altura manométrica total desejada da motobomba operando com inversor de frequência na posição  $\alpha$  (m);

$df_1(\omega_{\alpha,j})$  = derivada de  $f_1(\omega_{\alpha,j})$  em relação à rotação.

Para o início do processo iterativo ( $j = 0$ ), a rotação estimada é dada por:

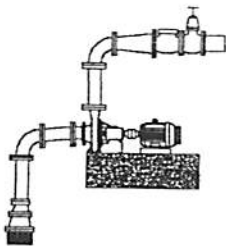
$$\omega_{\alpha,0} = \omega' \cdot \sqrt{\frac{H_\alpha}{HMT'}} \quad (27)$$

em que,

$\omega'$  = rotação do motor sem inversor de frequência (Hz);

$HMT'$  = altura manométrica total (m) dada pela equação 13 quando a vazão é  $Q$ , a rotação é  $\omega'$  e as demais condições são as mesmas descritas no projeto.

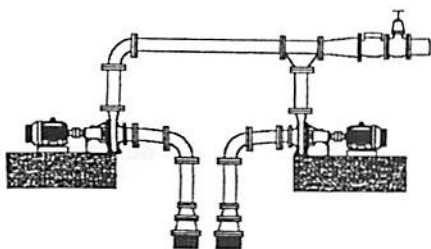
Para o caso de um único conjunto motobomba (Figura 11A), nas equações 25, 26 e 27 foi considerada uma vazão igual à vazão total do pivô ( $Q = Q_0$ ) e uma altura manométrica total desejada igual a altura manométrica total requerida ( $H_\alpha = HMT_\alpha$ ).



A) Uma única bomba

$$Q = Q_0$$

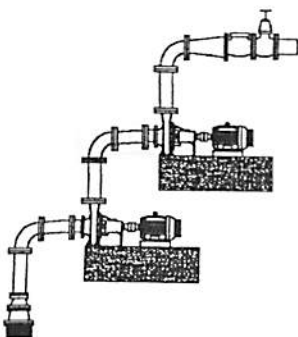
$$H_\alpha = HMT_\alpha$$



B) Duas bombas iguais em paralelo

$$Q = Q_0 / 2$$

$$H_\alpha = HMT_\alpha$$



C) Duas bombas iguais em série

$$Q = Q_0$$

$$H_\alpha = HMT_\alpha - HMT'$$

FIGURA 11. Valores de vazão e altura manométrica total consideradas para o cálculo da rotação das bombas trabalhando com inversor de frequência: (A) uma única bomba, (B) duas bombas iguais em paralelo e (C) duas bombas iguais em série.

Para o caso dos sistemas operando com duas bombas iguais em paralelo (Figura 11B), nas equações 25, 26 e 27 foi considerada uma vazão igual à metade ( $Q = Q_0/2$ ) da vazão total do pivô e uma altura manométrica total desejada igual à altura manométrica total requerida ( $H_\alpha = HMT_\alpha$ ).

Para o caso dos sistemas operando com duas bombas iguais em série (Figura 11C), nas equações 25, 26 e 27 foi considerada uma vazão igual à vazão total do pivô ( $Q = Q_0$ ) e uma altura manométrica total desejada igual à diferença entre a altura manométrica total requerida e a altura manométrica total ( $H_\alpha = HMT_\alpha - HMT'$ ) dada pela mesma bomba operando sem inversor de frequência.

O rendimento da bomba, em diferentes posições da linha lateral, foi calculado por uma expressão derivada da equação 16:

$$\eta_{ba} = a_2 + b_2 \cdot \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega_\alpha} + c_2 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega_\alpha} \right)^2 + d_2 \cdot \left( \frac{Q}{\varphi^3 \cdot \omega_\alpha} \right)^3 \quad (28)$$

em que,

$\eta_{ba}$  = rendimento da bomba operando com inversor de frequência na posição  $\alpha$  ( $0 \leq \eta_{ba} \leq 1$ ).

Devido ao fato dos inversores de frequência ajustarem a rotação do motor elétrico mantendo o seu rendimento próximo ao valor nominal, considerou-se que o rendimento do motor elétrico é igual ao rendimento com 100% da carga nominal especificado no catálogo do fabricante. Desta forma, a seguinte expressão foi utilizada para o cálculo da potência ativa absorvida pelos conjuntos motobomba operando com inversor de frequência:

$$PA_{\alpha} = \frac{Q \cdot H_{\alpha} \cdot 9,80665}{\eta_{b\alpha} \cdot \eta_{m100}} \quad (29)$$

em que,

$PA_{\alpha}$  = potência elétrica ativa absorvida, na posição  $\alpha$ , pelo conjunto motobomba operando com inversor de frequência (kW);

$\eta_{m100}$  = rendimento do motor com 100% da carga nominal ( $0 \leq \eta_{m100} \leq 1$ ).

### 3.2.5 Funcionamento das motobombas sem inversor de frequência

Na simulação do funcionamento dos conjuntos motobomba sem inversor de frequência, a seguinte expressão foi utilizada para o cálculo da potência no eixo de acionamento da bomba:

$$PE' = \frac{Q \cdot HMT' \cdot 9,80665}{\eta_b'} \quad (30)$$

$PE'$  = potência no eixo da bomba sem inversor de frequência (kW);

$\eta_b'$  = rendimento da bomba operando sem inversor de frequência ( $0 \leq \eta_b' \leq 1$ ).

Os valores de vazão considerados nas simulações foram os mesmos já definidos para o cálculo de  $HMT'$  na equação 27. Os valores de  $\eta_b'$  foram calculados pela equação 16 com a rotação nominal do motor ( $\omega'$ ).

A potência elétrica ativa absorvida pela motobomba operando sem inversor de frequência foi calculada como:

$$PA' = \frac{PE'}{\eta_m'} \quad (31)$$

em que,

$PA'$  = potência elétrica ativa absorvida pela motobomba operando sem inversor de frequência (kW);

$\eta_m'$  = rendimento do motor sem inversor de frequência ( $0 \leq \eta_m' \leq 1$ ).

Os valores de rendimento do motor utilizados na equação 31 foram selecionados de acordo com os valores de rendimento do motor especificados pelo catálogo do fabricante para diferentes porcentagens de carregamento.

### 3.2.6 Redução média da potência ativa

Em cada um dos sistemas analisados, calculou-se, para um giro completo do pivô, valor médio da diferença entre a potência ativa absorvida pela motobomba operando sem e com inversor de frequência:

$$\overline{\Delta PA} = \frac{\sum_{i=0}^{17} (PA'_i - PA_{a=i.20})}{18} \quad (32)$$

em que,

$\overline{\Delta PA}$  é a redução média, por giro completo do pivô, da potência elétrica ativa absorvida pela motobomba operando com inversor de frequência (kW).

A economia anual no consumo de energia elétrica, propiciada pelo uso de um inversor de frequência, foi computada pelo produto da redução média da potência elétrica ativa absorvida por giro pelo número de horas anuais de bombeamento.

$$\Delta CE = \overline{\Delta PA} \cdot NH \quad (33)$$

em que,

$\Delta CE$  = redução anual no consumo de energia elétrica (kWh/ano);

$NH$  = número de horas de bombeamento por ano (h/ano).

### 3.3 Análise econômica

Os preços da energia elétrica adotados neste trabalho foram os estabelecidos pelo DNAEE (Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica) e praticados pela CEMIG (Companhia Energética de Minas Gerais) por meio da Resolução 176, de 04/04/2002, com vigência a partir de 08/04/2002.

Para os sistemas com demanda menor que 50 kW, o preço considerado foi o da tarifa convencional de R\$ 128,77/MWh (R\$ 157,04 MWh com ICMS de 18%). Já, para os sistemas de irrigação com demanda superior a 50 kW, o preço considerado foi o da tarifa horo-sazonal fora de ponta de R\$ 72,48/MWh (R\$ 88,39 MWh com ICMS de 18%).

O valor monetário anualizado da economia de energia elétrica propiciada pelo inversor de frequência foi calculado como:


$$EE = \Delta CE \cdot PE \quad (34)$$

em que,

EE = economia de energia elétrica (R\$/ano);

PE = preço da energia elétrica (R\$/kWh).

O custo anualizado do inversor de frequência (Hanson et al., 1996; Dorfman , 1988) foi calculado por:

$$CA = IF \cdot \frac{(1+i)^N \cdot i}{(1+i)^N - 1} \quad (35)$$

em que,

CA = custo anualizado do inversor de frequência (R\$/ano).

IF = custo de aquisição do inversor de frequência (R\$);

i = taxa anual de juros considerada (em decimal);

N = período de retorno do capital investido (anos).

Os custos de aquisição dos inversores de frequência foram baseados em informações obtidas junto a WEG Automação de Poços de Caldas-MG. Um inversor de 20 cv, de 220 volts e 3500 rpm foi orçado em R\$ 4.364,00 (R\$ 4.462,19 com 2,5% de IPI). Os inversores de frequência de 50 cv, 60 cv, 75 cv e 100 cv , todos de 220 volts e 1750 rpm, foram orçados, respectivamente, em R\$ 11.680,00 (R\$ 11.942,80 com 2,5% de IPI), R\$ 13.961,00 (R\$ 14.275,12 com 2,5% de IPI), R\$ 18.868,00 (R\$ 19.292,53 com 2,5% de IPI) e R\$ 24.535,00 (R\$ 25.087,04 com 2,5% de IPI). Um inversor de 200 cv de 380 volts e 1750 rpm, foi orçado em R\$ 30.000,00 (R\$ 30.675,00 com 2,5% de IPI).



Para todos os sistemas analisados, calculou-se, a taxa interna de retorno (TIR) do projeto, isto é, o valor de  $i$  que faz o custo anual da economia de energia elétrica igual ao custo de aquisição do equipamento. Para o cálculo da TIR consideraram-se valores de NH variando de 600 até 3500 h/ano e valores de vida útil do equipamento de 10, 12 e 15 anos. A taxa interna de retorno foi calculada utilizando a função financeira “taxa” na planilha do Excel®.

Para melhor interpretação dos resultados, a taxa interna de retorno foi plotada em função da lâmina aplicada por ano, usando a seguinte relação:

$$LB = \left( \frac{NH \cdot 3600 \cdot Q_0}{\pi \cdot R^2} \cdot \frac{360}{\theta} \right) \cdot 1000 \quad (36)$$

em que,

LB = lâmina bruta anual (em mm/ano);

$\theta$  = ângulo de giro do pivô (grau).

Para efeito comparativo da viabilidade econômica do uso do inversor de frequência nos sistemas analisados, considerou-se a taxa interna de retorno correspondente à aplicação de 800 mm/ano e um período de retorno do capital de 12 anos.

### 3.4 Cálculo simplificado da redução da potência ativa média por giro

Foi desenvolvida e avaliada uma expressão simplificada para o cálculo do valor médio, por giro do pivô, da redução da potência ativa absorvida pela motobomba operando com inversor de frequência. Neste cálculo simplificado,

levam-se em consideração apenas os dados contidos na ficha técnica do pivô e nos catálogos dos fabricantes de bombas e motores elétricos.

A altura manométrica total especificada na ficha técnica dos pivôs corresponde ao maior valor da altura manométrica requerida durante um giro da lateral. De acordo com as equações 17 e 23, este valor é dado por:

$$HMT_{\max} = K_1 + \Delta E_{p\max} + hf_{p\max} \quad (37)$$

em que,

$$K_1 = \Delta E_c + H_{\min} + hf_r + \Delta E_r + hf_s + \Delta E_s \quad (38)$$

$$\Delta E_{p\max} = L \cdot s_{\max} \quad (39)$$

$$hf_{p\max} = hf_R \cdot F(r = L) \quad (40)$$

em que,

$HMT_{\max}$  = altura manométrica total especificada na ficha técnica (m);

$K_1$  = soma dos termos constantes que compõem a altura manométrica total (altura dos emissores, pressão mínima das válvulas reguladoras de pressão, perda de carga no recalque, desnível entre a bomba e o ponto do pivô, perda de carga na sucção e altura geométrica da sucção);

$\Delta E_{p\max}$  = máximo desnível geométrico entre o início da linha lateral e o ponto de menor altura manométrica da linha lateral (m);

$s_{\max}$  = máxima declividade (ascendente) da lateral (m/m);

$hf_{p\max}$  = máxima perda de carga entre o início da lateral e o ponto de menor pressão (m).

Com o uso do inversor de frequência, o valor médio da altura manométrica total requerida, pode ser calculado por:

$$\overline{\text{HMT}} = K_1 + \overline{\Delta E} + hf_R \cdot \overline{F(r_\alpha)} \quad (41)$$

em que,

$\overline{\text{HMT}}$  é o valor médio da altura manométrica total durante o giro da linha lateral (m);

$\overline{\Delta E}$  é o valor médio, durante um giro, do desnível geométrico entre o início da linha lateral e o ponto de menor pressão da linha lateral (m);

$\overline{F(r_\alpha)}$  é o valor médio, durante um giro, do fator de correção da perda de carga, que é função da distância até o ponto de mínima pressão.

Para o cálculo dos valores médios do desnível e do fator de correção a serem considerados no cálculo simplificado, foi idealizada uma área irrigada dividida em 6 setores, conforme indicado na Figura 12.

No que se refere à declividade do terreno, considerou-se que, durante um giro no sentido anti-horário, que se inicia na posição  $\alpha = 0^\circ$ , onde a declividade da lateral é nula ( $s_{\alpha=0} = 0$ ), a lateral passa a ter sua inclinação ascendente até atingir um valor máximo ( $s_{\max}$ ), em  $\alpha = 90^\circ$ . Deste ponto em diante, a inclinação ascendente diminui, atingindo novamente em  $\alpha = 180^\circ$  um valor nulo. Ao continuar o giro anti-horário, a lateral assume uma posição descendente e o módulo da declividade aumenta, atingindo, em  $\alpha = 225^\circ$ , um valor igual ao módulo da taxa de perda de carga no início da lateral ( $J_{r=0}$ ). O aumento no módulo da declividade continua até a posição  $\alpha = 270^\circ$ . Deste ponto em diante, o módulo da declividade passa a diminuir. Em  $\alpha = 315^\circ$ , o módulo da declividade volta a ser igual ao módulo da taxa de perda de carga no início da lateral móvel

( $J_{r=0}$ ). O decréscimo no módulo da declividade prossegue até atingir posição  $\alpha = 0^\circ$ , onde a declividade da lateral volta a ser nula ( $s_{\alpha=0} = 0$ ).

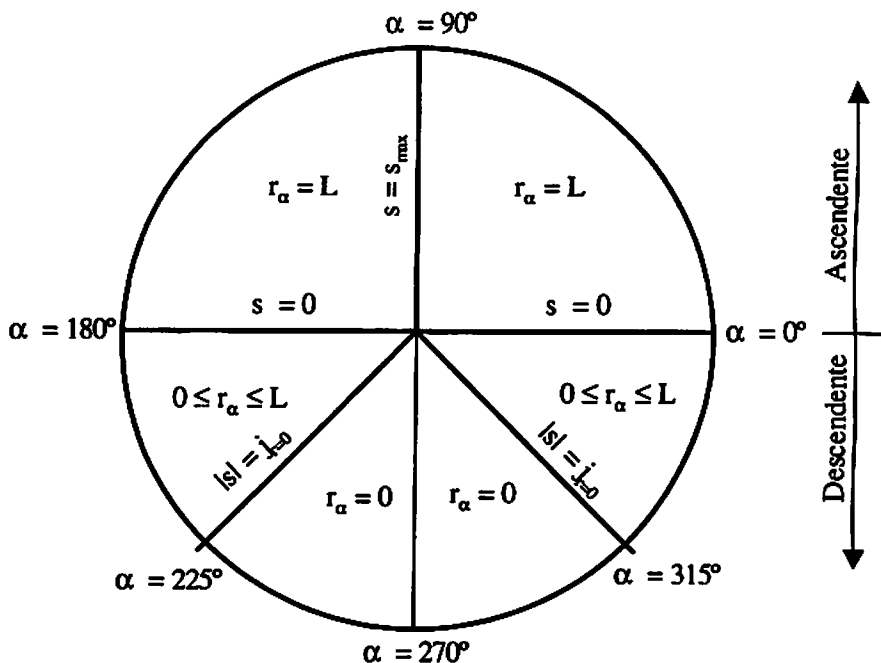


FIGURA 12. Variação da declividade do terreno ( $s$ ) e da distância entre o ponto do pivô e o ponto de menor pressão ( $r_\alpha$ ) em diferentes posições da linha lateral móvel.

Para o cálculo do valor médio do fator de correção da perda de carga, deve-se considerar a variação da distância entre o ponto do pivô e o ponto de mínima pressão ilustrada na Figura 12. De acordo com as equações 18, 19 e 20, para  $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ , a distância ao ponto de mínima pressão corresponde ao comprimento da linha lateral ( $r = L$ ); para  $180^\circ < \alpha < 225^\circ$  e para  $315^\circ < \alpha < 0^\circ$  a distância ao ponto de mínima pressão varia desde um valor mínimo igual a zero

( $r = 0$ ) até um valor máximo equivalente ao comprimento da lateral ( $r = L$ ); e para  $225^\circ \leq \alpha \leq 315^\circ$ , o ponto de mínima pressão localiza-se no ponto do pivô ( $r = 0$ ).

Ao longo de um giro completo da linha lateral do pivô, no terreno idealizado na Figura 12, o valor médio do desnível geométrico entre o início da linha lateral e o ponto de menor pressão da linha lateral (em m) é:

$$\overline{\Delta E} = \frac{180 \cdot \frac{\Delta E_{\max}}{2} + 90 \cdot \frac{-\Delta E_{\max}}{8}}{360} = 0,219 \cdot \Delta E_{\max} \quad (42)$$

Assumindo que o raio irrigado pelo pivô tem um valor muito próximo do comprimento da lateral ( $R \cong L$  e  $L/R \cong 1$ ), o valor médio do coeficiente de correção da perda de carga ( $F(r)$ ), dado pela equação 22, para as três situações descritas anteriormente, será:

Para  $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ , quando  $r = L$ , o valor médio de  $F(r=L)$  é 0,544;

Para  $225^\circ \leq \alpha \leq 315^\circ$ , quando  $r = 0$ , o valor médio de  $F(r=0)$  é 0;

Para  $180^\circ < \alpha < 225^\circ$  e  $315^\circ < \alpha < 0^\circ$ , quando  $0 \leq r \leq L$  o valor médio de  $F(r)$  é:

$$\frac{1}{1} \int_{y=0}^{y=1} \left[ y - \frac{1,852}{3} \cdot y^3 + \frac{1,852 \cdot (1,852 - 1)}{10} \cdot y^5 - \frac{1,852 \cdot (1,852 - 1) \cdot (1,852 - 2)}{42} \cdot y^7 \right] dy = 0,373 \quad (43)$$

Ao longo de um giro completo da linha lateral do pivô no terreno idealizado na Figura 12, o valor médio do fator de correção da perda de carga é:

$$\overline{F(\tau)} = \left( \frac{180^\circ \cdot 0,544 + 45^\circ \cdot 0,373 + 90^\circ \cdot 0 + 45^\circ \cdot 0,373}{360^\circ} \right) = 0,365 \quad (44)$$

Quando os valores médios do desnível geométrico até o ponto de menor pressão e fator de correção da perda de carga e a máxima perda de carga até o ponto de menor pressão são introduzidos na equação 41, a seguinte expressão é obtida:

$$\overline{HMT} = K_1 + 0,219 \cdot \Delta E_{\max} + \frac{hf_{p\max}}{0,544} \cdot 0,365 \quad (45)$$

A diferença entre a máxima altura manométrica total, que é especificada na ficha técnica do pivô, e o valor médio da altura manométrica total fica:

$$HMT_{\max} - \overline{HMT} = 0,781 \cdot \Delta E_{p\max} + 0,33 \cdot hf_{p\max} \quad (46)$$

Baseado na diferença entre o valor máximo e o valor médio da altura manométrica total requerida, pôde-se chegar a uma expressão, baseada apenas em fatores especificados na ficha técnica do pivô, que permite calcular o valor médio da altura manométrica total durante um giro completo da linha lateral:

$$\overline{HMT} = HMT_{\max} - (0,781 \cdot \Delta E_{p\max} + 0,33 \cdot hf_{p\max}) \quad (47)$$

O benefício obtido com o uso de inversores de frequência, em termos da redução média da potência elétrica ativa por giro completo do pivô, pode ser estimado pela seguinte expressão:

Para o caso de uma única bomba ou duas bombas iguais em paralelo:

$$\overline{\Delta PA} = Q_0 \cdot 9,80665 \left( \frac{HMT'}{\eta'_b \cdot \eta'_m} - \frac{\overline{HMT}}{\eta'_b \cdot \eta_{m100}} \right) \quad (48)$$

Para o caso de duas bombas iguais em série:

$$\overline{\Delta PA} = Q_0 \cdot 9,80665 \left( \frac{2 \cdot HMT'}{\eta'_b \cdot \eta'_m} - \frac{\overline{HMT}}{\eta'_b \cdot \eta_{m100}} \right) \quad (49)$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Análise do pivô 1

Na Figura 13 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 1, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas nas Figuras 13A, 13B, 13C e 13D, respectivamente. Neste pivô, as simulações indicam uma redução de 21,04%, ou 16,44kW (32,88kW nos dois conjuntos motobomba), na potência média de acionamento por giro, passando de 78,14kW, sem IF, para 61,70kW, com IF. Na Figura 13B, é possível observar que a redução na potência de acionamento introduzida pelo inversor de frequência deve-se a dois componentes: (i) a variação topográfica e (ii) o superdimensionamento dos conjuntos motobombas, que é quantificado pela diferença entre a HMT sem IF ( $HMT' = 146,49\text{m}$ ) e o maior valor de  $HMT_{\alpha}$  com IF ( $HMT_{\alpha=80} = 137,76\text{m}$ ).

Nota-se, nas Figuras 13E e 13F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.503 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida é cerca de 9,0% a.a. Este valor foi obtido considerando uma tarifa de energia elétrica de R\$ 0,0855/kWh e um investimento total de R\$ 50.174,08, que corresponde à instalação de dois inversores de frequência para as duas bombas operando em paralelo.



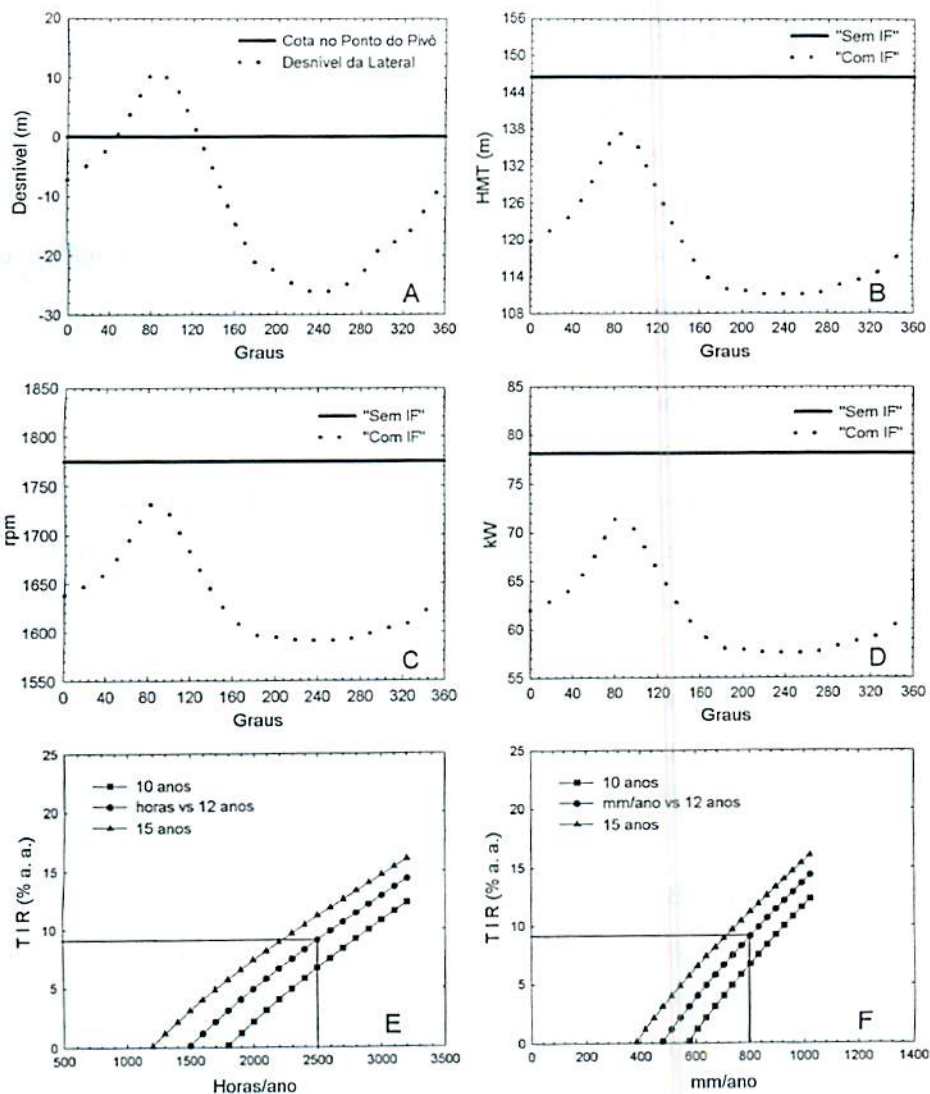


FIGURA 13. Análise do pivô 1: (A) desnível da lateral, (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

## 4.2 Análise do pivô 2

Na Figura 14 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 2, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 14A, 14B, 14C e 14D, respectivamente. Neste pivô, a potência ativa média de acionamento foi de 28,84kW com IF e 39,23kW sem IF. A redução na potência média de acionamento do conjunto motobomba proporcionada pelo inversor de frequência foi de 26,48%, ou 10,39kW, para um giro de 180° na área irrigada.

Como este pivô opera com um giro de 180°, a redução média da potência elétrica ativa, na equação 33, foi computada considerando a média de 10 posições ( $j = 0,1,\dots,9$ ) assumidas pela linha lateral durante o seu giro na área irrigada.

A Figura 14B demonstra que o pivô também está superdimensionado; sem inversor de frequência, a HMT' é 71,28m, enquanto a altura manométrica exigida no conjunto motobomba ( $\alpha = 180^\circ$ ) é de 60,45m.

Nota-se, nas Figuras 14E e 14F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 1.955 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno é de cerca de 24% a.a. Esta taxa de retorno foi obtida considerando, em função da potência nominal do motor (50 cv), a tarifa convencional de energia elétrica (R\$ 0,1519/kWh) e um custo de aquisição do equipamento de R\$ 11.942,80.

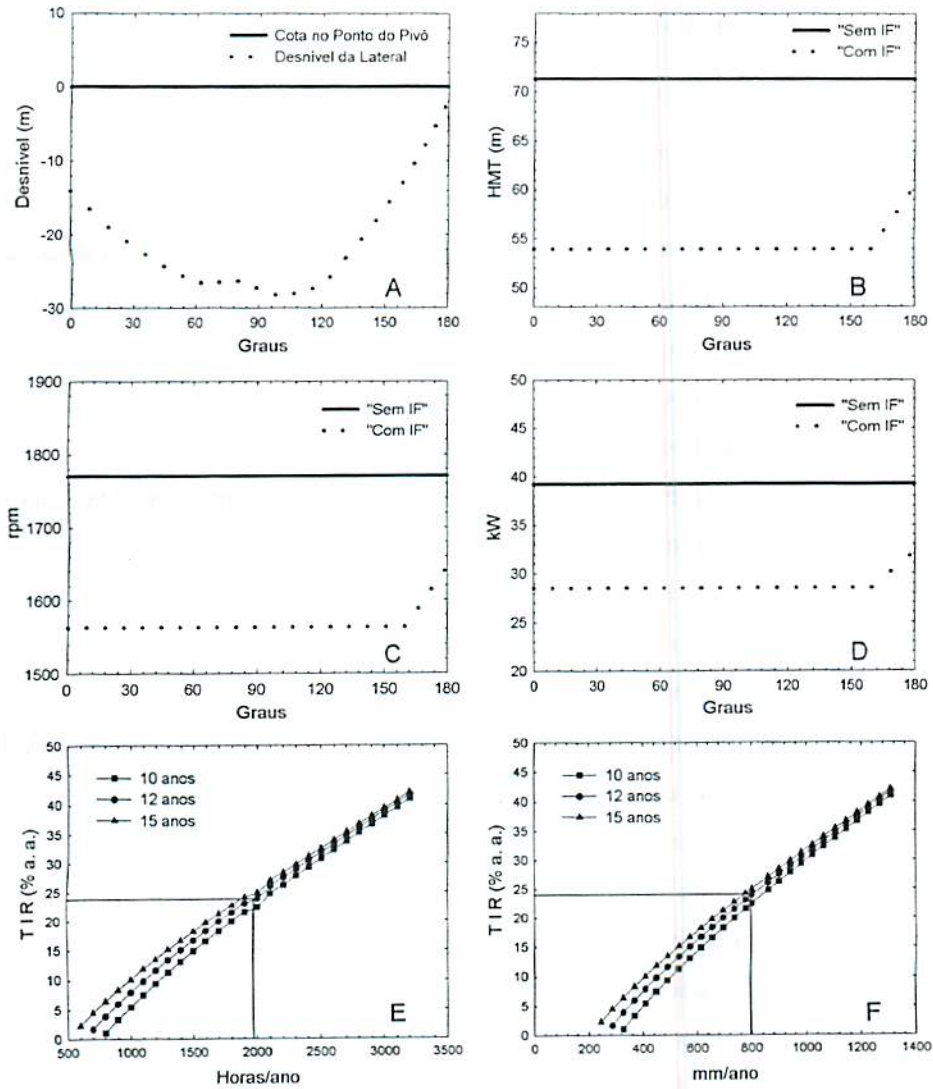


FIGURA 14. Análise do pivô 2: (A) desnível da lateral, (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

### 4.3 Análise do pivô 3

Na Figura 15 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 3, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas nas Figuras 15A, 15B, 15C e 15D, respectivamente. Na Figura 15B, são apresentadas quatro curvas: as duas curvas superiores representam as bombas trabalhando em série sem IF (HMT constante de 105,9m) e com IF (HMT variando entre 98,2m e 71,4m); as curvas inferiores representam a altura manométrica fornecida por cada uma das bombas. A bomba operando sem IF fornece uma HMT constante ( $HMT' = 52,95\text{m}$ ) e a bomba operando com IF fornece valores variáveis de altura manométrica (HMT variando entre 45,2m e 18,5m).

Para este sistema, a potência ativa média de acionamento foi de 29,06kW para o caso de uma bomba operar com IF e 54,59kW sem IF. A redução proporcionada pelo inversor de frequência foi de 23,38%, ou 25,53kW, na potência média de acionamento do conjunto motobomba para um giro completo ( $360^\circ$ ) na área irrigada.

Nota-se, nas Figuras 15E e 15F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.035 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida foi de 20,5% a.a. Na análise econômica, em função da potência nominal dos motores elétricos (75cv cada), considerou-se a tarifa de energia de R\$ 0,0855/kWh e um custo de aquisição do equipamento de R\$ 19.292,53, correspondente ao valor de um inversor de frequência a ser instalado em um dos conjuntos motobomba.

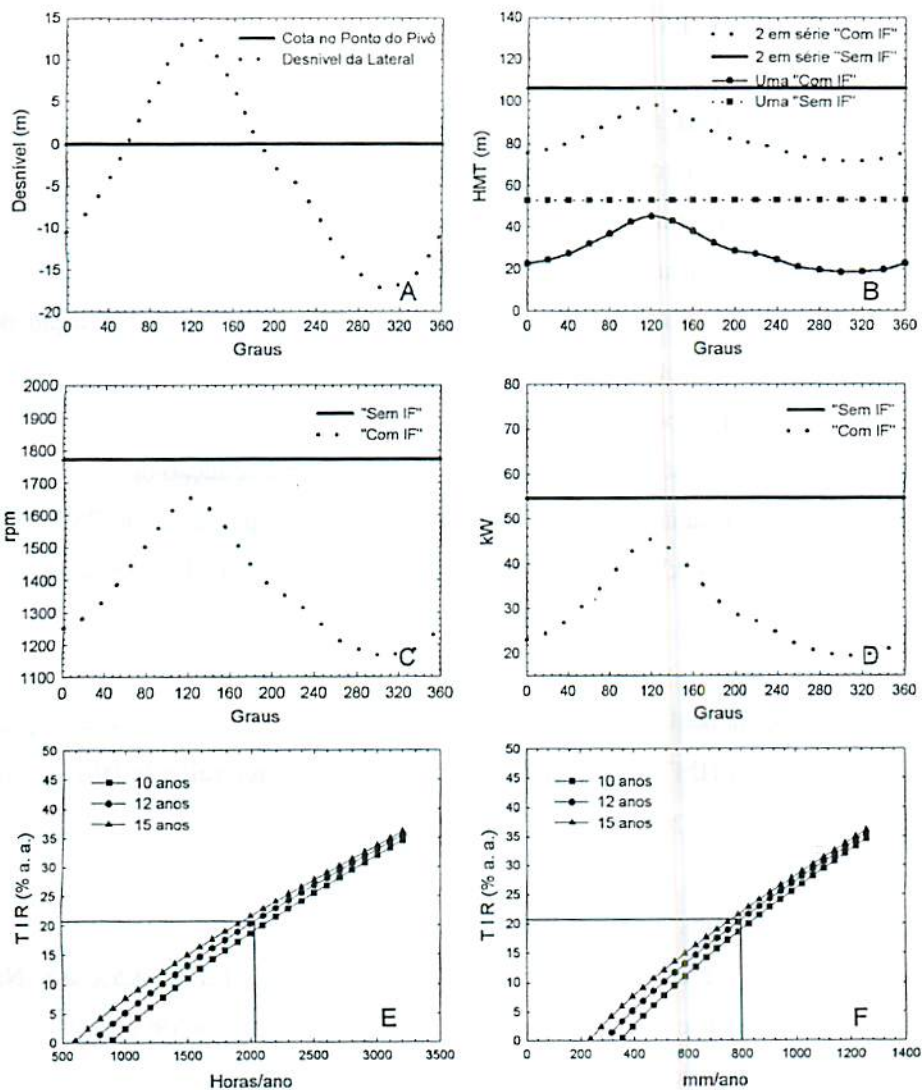


FIGURA 15. Análise do pivô 3: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

#### 4.4 Análise do pivô 4

Na Figura 16 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 4, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 16A, 16B, 16C e 16D, respectivamente. Neste pivô, as simulações indicam uma redução de 18,74%, ou 14,16kW, na potência média de acionamento por giro, passando de 75,59kW, sem IF, para 61,43kW, com IF. Na Figura 16B, é possível observar que a redução na potência de acionamento introduzida pelo inversor de frequência deve-se a dois componentes: (i) a variação topográfica e (ii) o superdimensionamento do conjunto motobomba, que é quantificado pela diferença entre a HMT sem IF ( $HMT' = 107,25\text{m}$ ) e o maior valor de  $HMT_{\alpha}$  com IF ( $HMT_{\alpha=320} = 101,20\text{m}$ ).

Nota-se, nas Figuras 16E e 16F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.258 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida foi de 4,5% a.a. Na análise econômica, em função da potência nominal do motor de acionamento (100cv), foram considerados uma tarifa de energia elétrica de R\$ 0,0855/kWh e um custo de aquisição do inversor de frequência de R\$ 25.087,04.

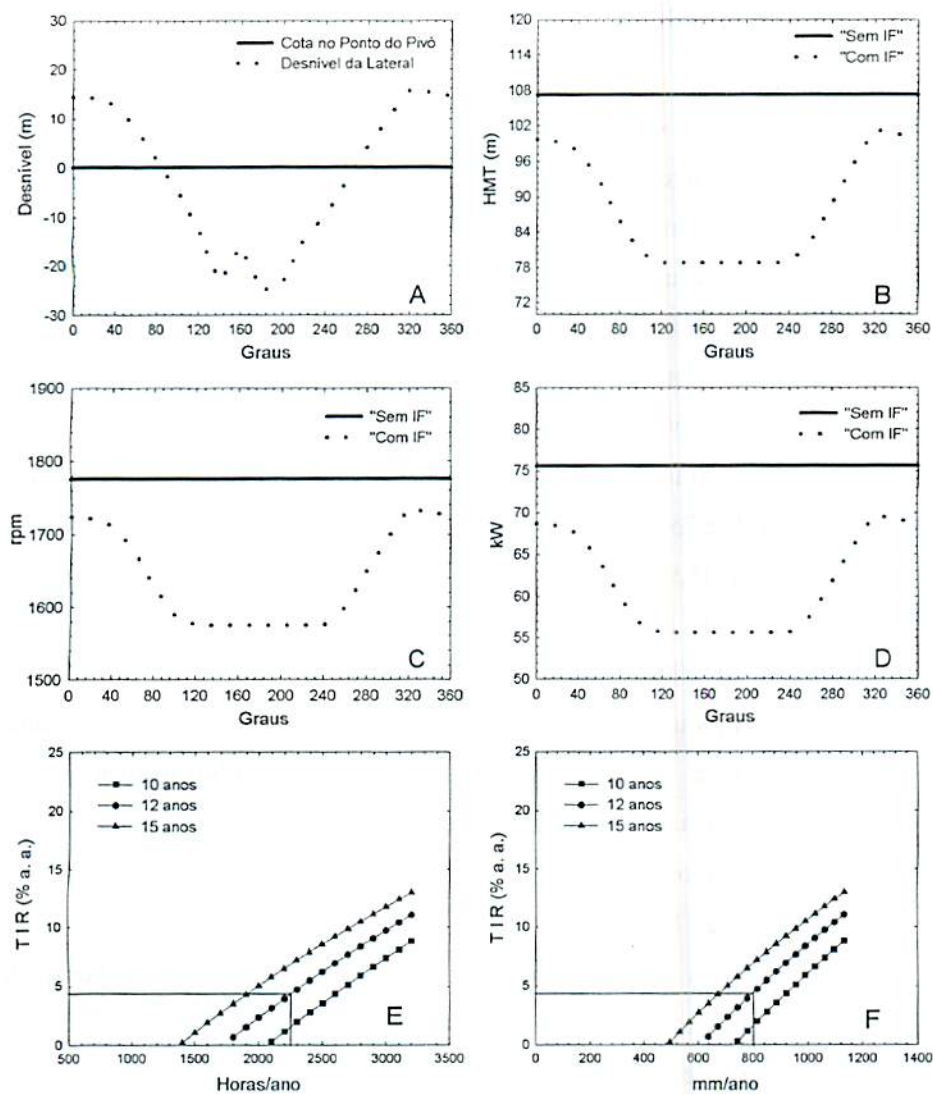


FIGURA 16. Análise do pivô 4: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

#### 4.5 Análise do pivô 5

Na Figura 17 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 5, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a consequente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 17A, 17B, 17C e 17D, respectivamente. Para este sistema, a potência ativa média de acionamento foi de 63,21kW com IF e 75,18kW sem IF. A redução proporcionada pelo inversor de frequência foi de 15,91%, ou 11,96kW, na potência média de acionamento do conjunto motobomba para um giro completo (360°) na área irrigada.

Na Figura 17B, é possível observar que a redução na potência de acionamento introduzida pelo inversor de frequência deve-se a duas componentes: (i) a variação topográfica e (ii) o superdimensionamento do conjunto motobomba, que é quantificado pela diferença entre a HMT sem IF ( $HMT' = 92,14m$ ) e o maior valor de  $HMT_{\alpha}$  com IF ( $HMT_{\alpha=40} = 88,00m$ ).

Nota-se, nas Figuras 17E e 17F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.274 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida é de 1,7% a.a. Na análise econômica, em função da potência nominal do motor (100cv), foram considerados uma tarifa de energia elétrica de R\$ 0,0855/kWh e um custo de aquisição do inversor de frequência de R\$ 25.087,04.



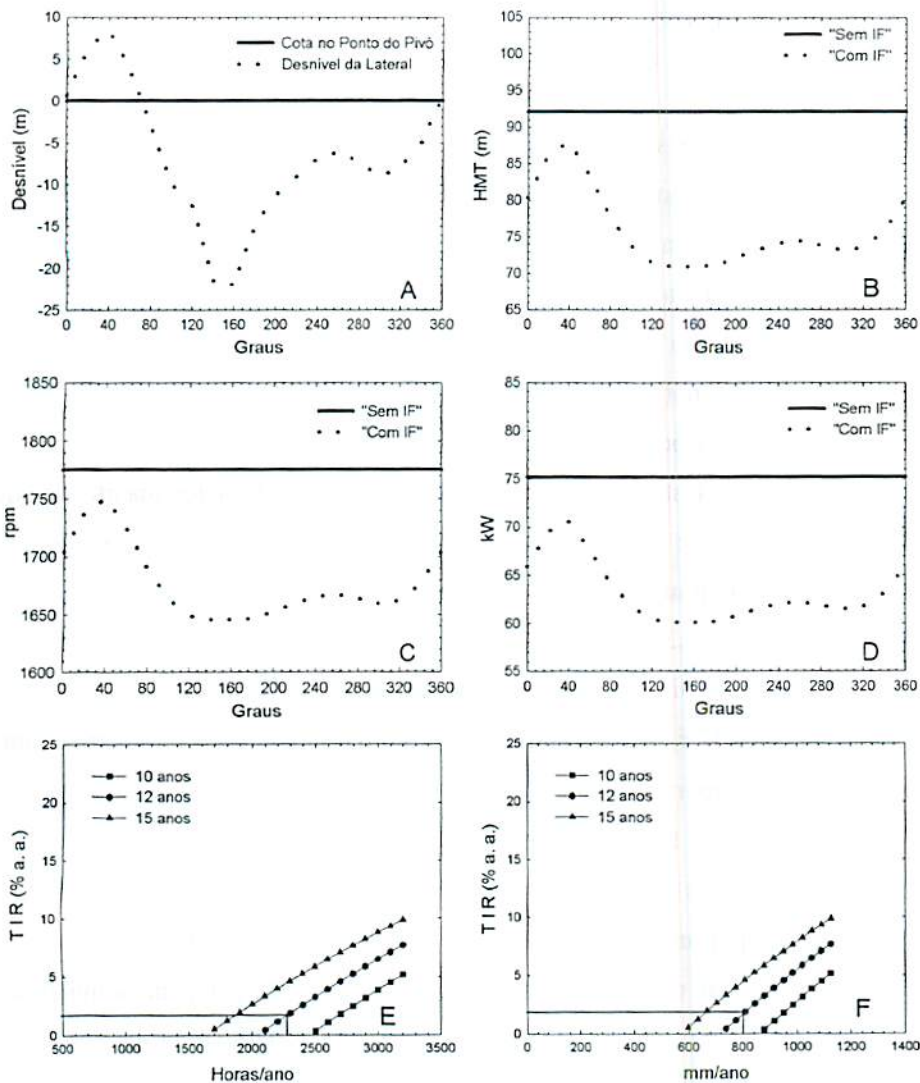


FIGURA 17. Análise do pivô 5: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

## 4.6 Análise do pivô 6

Na Figura 18 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 6, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 18A, 18B, 18C e 18D, respectivamente. Neste pivô, a potência ativa média de acionamento foi de 32,26kW com IF e 47,60kW sem IF. A redução na potência média de acionamento do conjunto motobomba proporcionada pelo inversor de frequência foi de 32,21%, ou 15,33kW, para um giro de 360° na área irrigada. A Figura 18B demonstra que o pivô também está superdimensionado; sem inversor de frequência, a HMT' é 75,10m, enquanto que com o IF a altura manométrica total exigida no conjunto motobomba ( $\alpha= 300$ ) é de 68,53m.

Nota-se, nas Figuras 18E e 18F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.461 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida foi de 39,5% a.a. Esta taxa de retorno foi obtida considerando, em função da potência nominal do motor (60cv), a tarifa de energia elétrica convencional (R\$ 0,1519/kWh) e um custo de aquisição do inversor de frequência de R\$ 14.275,12.

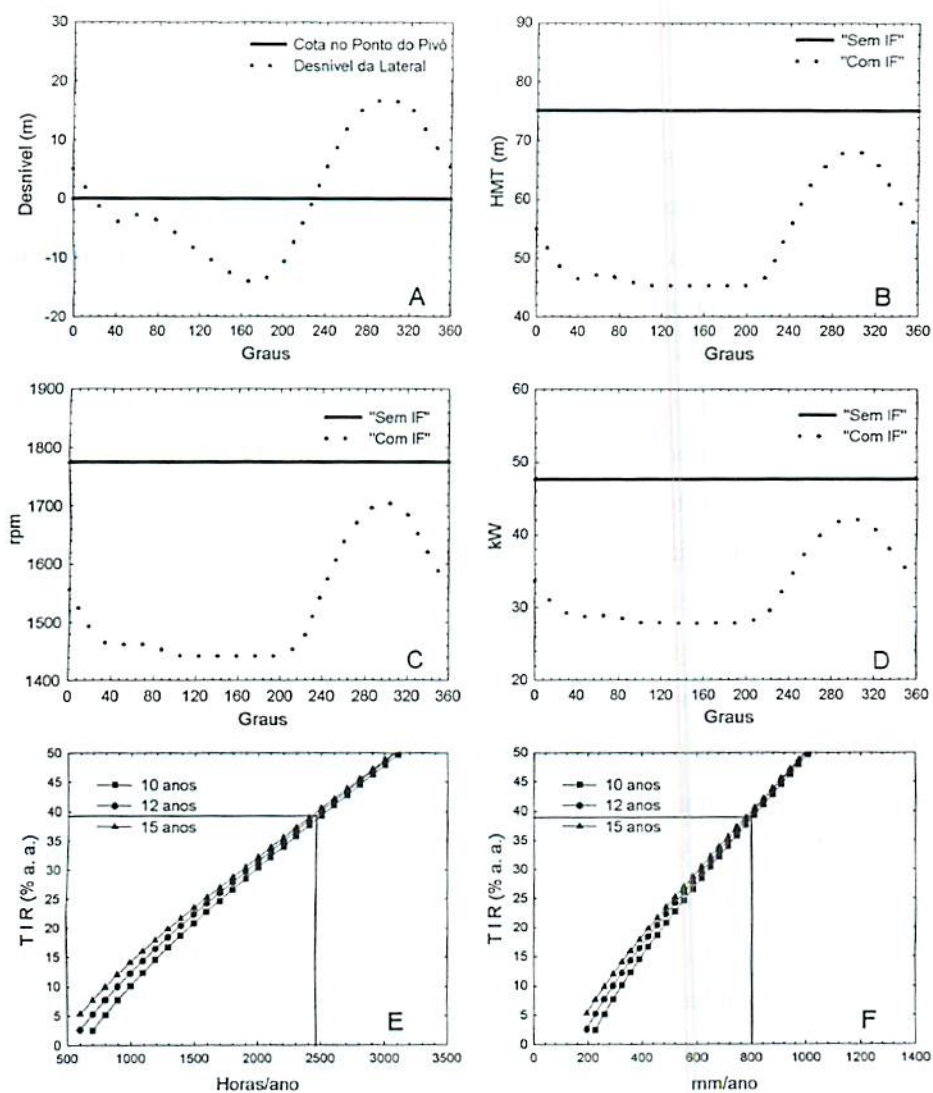


FIGURA 18. Análise do pivô 6: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

#### 4.7 Análise do pivô 7

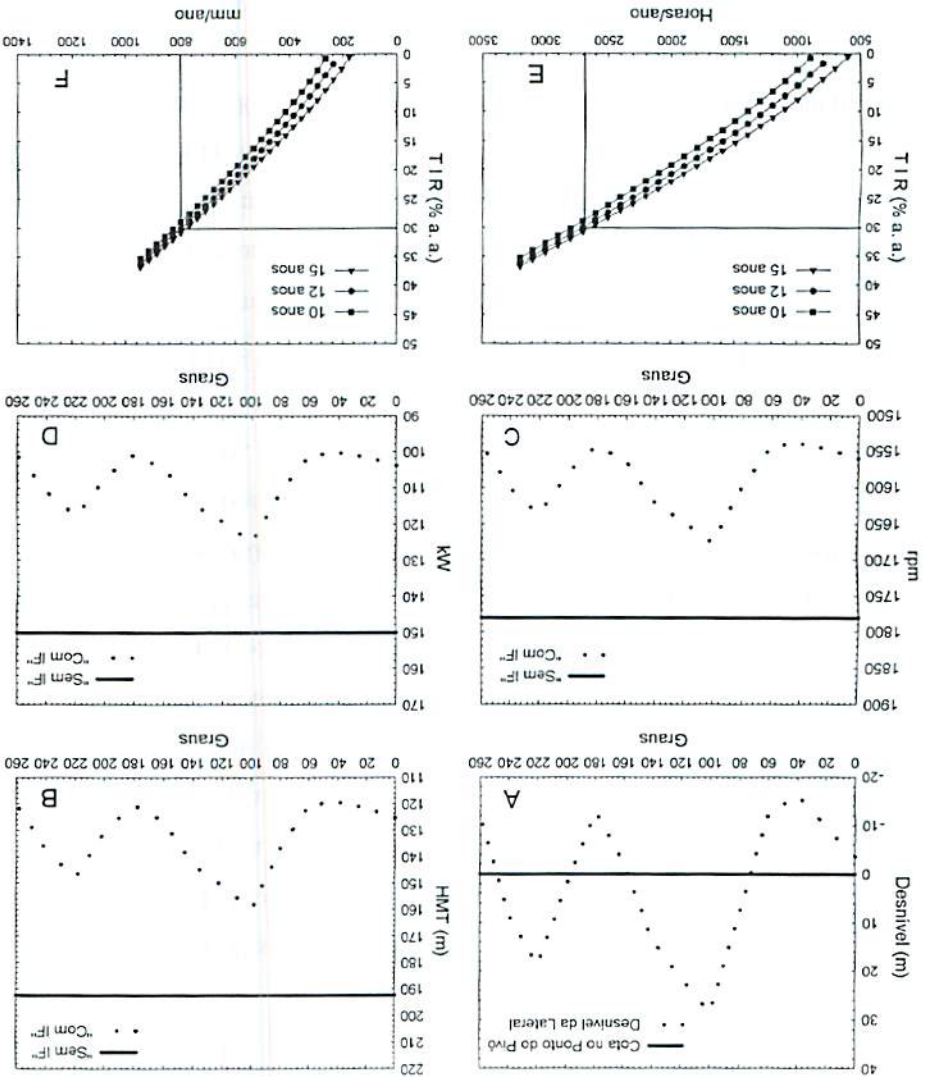
Na Figura 19 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 7, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.


Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a consequente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 19A, 19B, 19C e 19D, respectivamente. Neste pivô, as simulações indicam uma redução de 27,70%, ou 41,58kW, na potência média de acionamento para um giro de 260° na área irrigada, passando de 150,09kW, sem IF, para 108,51kW, com IF. Como este pivô opera com um giro de 272°, na equação 33 o valor da redução média da potência elétrica ativa foi computada considerando quatorze ( $j = 0,1, \dots, 13$ ) posições igualmente espaçadas de 20° ( $0^\circ \leq \alpha \leq 260^\circ$ ) assumidas pela linha lateral durante o seu giro na área irrigada.

Na Figura 19B, é possível observar que a redução na potência de acionamento introduzida pelo inversor de frequência deve-se a duas componentes: (i) a variação topográfica e (ii) o superdimensionamento do conjunto motobomba, que é quantificado pela diferença entre a HMT sem IF ( $HMT' = 192,31\text{m}$ ) e o maior valor de  $HMT_\alpha$  com IF ( $HMT_{\alpha=320} = 159,61\text{m}$ ).

Nota-se, nas Figuras 19E e 19F, que, para um período de retorno do capital de 12 anos e para uma lâmina de 800 mm/ano, ou 2.704 horas de funcionamento por ano, a taxa interna de retorno obtida foi de 30,0% a.a. Na análise econômica, em função da potência de acionamento (200cv), foram considerados uma tarifa de energia elétrica de R\$ 0,0855/kWh e um custo de aquisição do inversor de frequência de R\$ 30.675,00.

FIGURA 19. Análise do pivô 7: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.





#### 4.8 Análise do pivô 8

Na Figura 20 são apresentados, para os ângulos referenciados na Figura 8, o desnível ao longo da linha lateral, simulações de parâmetros hidráulicos e elétricos, com e sem o uso de inversor de frequência (IF) e a análise da viabilidade econômica.

Alterações no desnível da lateral, altura manométrica total, rotação de acionamento da motobomba e a conseqüente redução na potência ativa absorvida pela motobomba são apresentadas na Figuras 20A, 20B, 20C e 20D, respectivamente. Neste pivô, a potência ativa média de acionamento foi de 7,74kW com IF e 9,60kW sem IF. A redução na potência média de acionamento do conjunto motobomba proporcionada pelo inversor de frequência foi de 19,40%, ou 1,86kW, para um giro de 360° na área irrigada. A Figura 20B demonstra que o pivô também está superdimensionado; sem inversor de frequência, a HMT' é 94,20m, enquanto que com o IF a altura manométrica total exigida no conjunto motobomba ( $\alpha=60$ ) passa a ser 85,25m.

A análise econômica deste pivô, conforme apresentado nas curvas das Figuras 20E e 20F, indica que a aquisição de um inversor de frequência só é viável para lâminas superiores a 1.200mm/ano. Note, neste pivô, que, para uma lâmina anual de 800mm/ano, que corresponde a 640h/ano de operação, a pequena redução na potência de acionamento (1,86kW) não é suficiente para recuperar o capital investido (R\$ 4.462,19) no intervalo de tempo estipulado (12 anos), nem mesmo quando a tarifa elétrica convencional (R\$ 0,1519/kWh) é considerada .

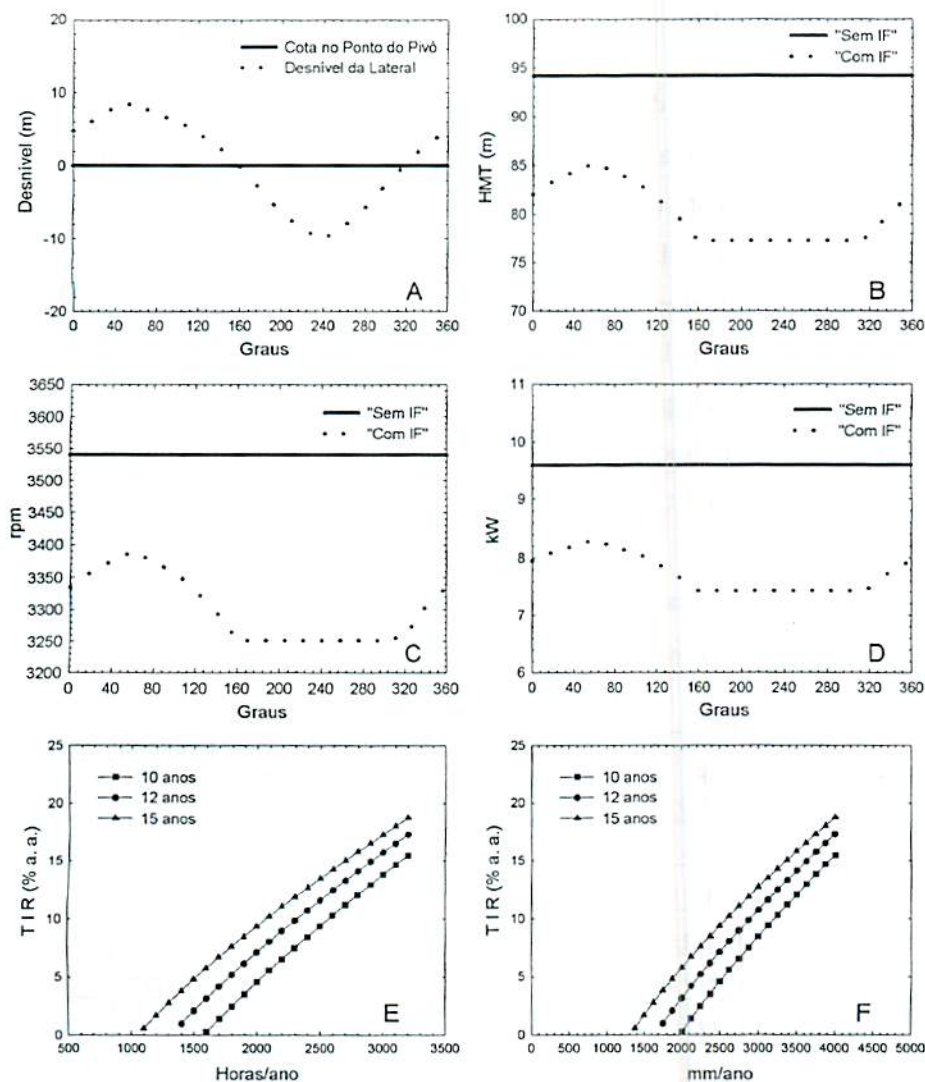


FIGURA 20. Análise do pivô 8: (A) desnível da lateral; (B) simulações da altura manométrica total, (C) rotação de trabalho e (D) potência ativa com e sem IF; taxa interna de retorno versus (E) horas de funcionamento por ano e (F) lâmina bruta aplicada por ano.

## 4.9 Discussão geral

Um resumo da análise econômica efetuada nos pivôs estudados é apresentado na Tabela 9. Esta tabela demonstra que, para diferentes sistemas, a mesma lâmina bruta de aplicação por ano corresponde a diferentes horas de operação por ano. Desta forma, considerando uma determina da região geográfica, é preferível proceder à análise econômica de diferentes pivôs com base em uma mesma lâmina bruta aplicada por ano em vez invés de um mesmo número de horas de operação por ano. No caso do pivô 8, no qual a implantação de um inversor de frequência é economicamente inviável para lâminas menores que 1.300 mm/ano, a taxa interna de retorno, para 2.000 h/ano em um período de

TABELA 9 – Resumo da análise hidráulica e econômica efetuada em 8 pivôs considerando um período de retorno de 12 anos e 800mm/ano.

Pivôs	TIR (%a.a)	IF (R\$)	PE (R\$/kW*h)	NH (h/ano)	PA' (kW)	Economia		
						$\Delta$ PA (kW)	$\Delta$ PA·NH (kW·h)	(%)
1	9,00	50.174,1	0,0855	2.503	156,28	32,88	41.149,3	21,04
2	23,80	11.942,8	0,1519	1.955	39,23	10,39	20.312,5	26,48
3	20,50	19.292,5	0,0855	2.035	54,59	25,65	52.197,8	23,49
4	4,50	25.087,0	0,0855	2.258	75,59	14,16	31.973,3	18,74
5	1,70	25.087,0	0,0855	2.274	75,18	11,96	27.197,0	15,91
6	39,50	14.275,1	0,1519	2.461	47,60	15,33	37.727,1	32,21
7	30,00	30.675,0	0,0855	2.704	150,10	41,58	112.432,3	27,70
8	-	4.462,2	0,1519	640	9,60	1,86	1.190,4	19,40

TIR = taxa interna de retorno; IF = preço do inversor de frequência; PE = preço da energia elétrica; NH = número de horas de funcionamento; PA' = potência elétrica sem inversor de frequência e  $\Delta$ PA = redução média, por giro, da potência elétrica;



12 anos, é cerca de 7% a.a. No entanto, 2.000 h/ano de operação do pivô 8 corresponde a uma lâmina bruta anual de cerca de 2.500 mm/ano, que é um tanto excessiva para maioria das regiões.

Na Tabela 9, os pivôs 6 e 7 apresentaram as maiores taxas interna, de retorno. No caso do pivô 7, a grande redução na potência de acionamento e o elevado número de horas de operação por ano foram capazes de compensar o alto investimento exigido, mesmo com um tarifa de energia reduzida. No caso do pivô 6, embora com pequena redução de potência, os valores mais elevados de tarifa de energia elétrica e horas de operação por ano foram capazes de compensar o relativamente pequeno investimento.

O efeito positivo do número de horas de operação e da redução na potência ativa sobre a taxa de retorno do investimento é ilustrado ao compararmos os pivôs 6 e 2. Estes dois pivôs exigem investimento de mesma grandeza e foram analisados sob a mesma tarifa elétrica. No entanto, o pivô 6, que opera cerca de 500 h/ano a mais e tem uma redução de potência (em kW) 50% maior que o pivô 2, tem uma taxa de retorno de 39% a.a. contra apenas 24% a.a. do pivô 2.

Os valores reduzidos de tarifa de energia elétrica, o alto investimento e o número horas de operação por ano, influenciaram diretamente nas baixas taxas de retorno verificadas nos pivôs 4 e 5.

#### **4.10 Avaliação do método simplificado**

Na Tabela 10, são apresentados os dados retirados das fichas técnicas dos pivôs e dos catálogos dos fabricantes de bombas e de motores que são considerados no processo simplificado.

TABELA 10 – Comparação entre valores de altura manométrica total média ( $HMT_{média}$ ) e redução média da potência elétrica ativa ( $\Delta PA_{média}$ ) calculados pelo método das posições (MP) e pelo método simplificado.

DADOS FORNECIDOS PELA FICHA TÉCNICA E CATÁLOGOS DOS FABRICANTES															
Pivô	Q (m <sup>3</sup> /s)	$\eta_b$ (decimal)	$\eta_{in}$ (decimal)	$\Delta E_{máx}$ (m)	$h_{f_{máx}}$ (m)	HMT* (m)	HMT <sub>máx</sub> (m)	HMT <sub>média</sub>			$\Delta PA_{média}$				
								MP (m)	MS (m)	Erro (%)	$\eta_{média}$ (decimal)	$\eta_{média}$ (decimal)	MP (m)	MS (m)	Erro (%)
1	0,07	0,738	0,900	12,00	14,638	146,49	137,76	119,16	123,6	3,69	0,739	0,925	32,86	28,01	-14,8
2	0,03	0,682	0,902	2,00	4,554	71,28	60,45	54,55	57,39	5,20	0,698	0,917	10,39	8,161	-21,4
3	0,08	0,811	0,903	13,78	17,562	105,90	98,19	82,00	81,63	-0,45	0,808	0,919	25,65	26,47	3,2
4	0,05	0,715	0,900	17,00	5,541	107,25	101,20	88,10	86,09	-2,28	0,702	0,925	14,16	16,55	16,9
5	0,05	0,679	0,900	8,43	8,634	92,14	88,00	76,00	78,57	3,38	0,647	0,925	11,96	12,8	7,1
6	0,04	0,701	0,897	19,00	4,281	75,10	68,53	52,48	52,28	-0,38	0,708	0,916	15,33	15,15	-1,2
7	0,05	0,723	0,905	31,00	9,268	192,31	159,61	132,84	132,3	-0,38	0,668	0,934	41,58	49,99	20,2
8	0,01	0,607	0,882	8,00	0,022	94,20	85,25	80,09	78,99	-1,37	0,621	0,910	1,86	1,797	-3,4

Q = vazão;  $\eta_b$  = rendimento da bomba sem inversor de frequência;  $\eta_{in}$  = rendimento do motor sem inversor de frequência;  $\Delta E_{máx}$  = é o máximo desnível geométrico entre o ponto do pivô e o ponto mais alto;  $h_{f_{máx}}$  = máxima perda de carga entre o ponto do pivô e o ponto de menor altura manométrica; HMT\* = altura manométrica total sem o uso do inversor de frequência; HMT<sub>máx</sub> = altura manométrica total especificada na ficha técnica; MP = altura manométrica média calculada com base em diferentes posições assumidas pela lateral do pivô; MS = altura manométrica média calculada de forma simplificada;  $\eta_b$  (simplif) = rendimento médio da bomba com inversor de frequência;  $\eta_{in100}$  (média) = rendimento médio do motor com inversor de frequência; HMT (média) = altura manométrica total média e  $\Delta PA_{(média)}$  = redução média, por giro, da potência elétrica ativa operando com inversor de frequência.

O superdimensionamento das unidades de bombeamento pode ser verificado na Tabela 10, comparando-se os valores da altura manométrica fornecida pelas unidades de bombeamento sem a utilização do inversor de frequência (HMT') com os valores da altura manométrica especificada nas fichas técnicas dos pivôs (HMT<sub>máx</sub>).

Na mesma Tabela são também mostrados os valores médios de altura manométrica total (HMT<sub>médio</sub>) calculados com base em diferentes posições da linha lateral (HMT<sub>médio (posições)</sub>) e calculados pela forma simplificada (HMT<sub>médio (simplificada)</sub>). A pequena diferença entre os valores de altura manométrica média demonstra a adequação do processo proposto. Mesmo no caso no pivô 2, que mantém uma declividade descendente ao longo de todo o seu giro de 180°, apresentando um comportamento bem diferente daquele assumido no desenvolvimento da equação 47, a diferença entre os dois processos de cálculo é de apenas 5,2%.

A adequação do cálculo da altura manométrica média pelo processo simplificado é também demonstrada pela boa correlação entre os valores estimados pelos dois processos de cálculo considerados ( $r^2= 0,99$ ), conforme ilustrado na Figura 21.

Valores médios de redução da potência elétrica ativa ( $\Delta PA_{médio}$ ) de cada pivô, calculados com base em diferentes posições da linha lateral ( $\Delta PA_{médio (posições)}$ ) e pela forma simplificada das equações 48 e 49 ( $\Delta PA_{médio (simplificada)}$ ), são também apresentados na Tabela 10.

Verifica-se o crescimento da dispersão entre valores calculados pelos dois processos. Para o caso do pivô 2, um desvio de 21,40% foi determinado. Este crescimento na dispersão, também refletido pelo menor coeficiente de correlação ( $r^2=0,91$ ) mostrado na Figura 22, deve-se ao fato da redução de potência depender da estimativa de dois fatores: altura manométrica média e rendimento médio da bomba operando com IF ( $\eta_{b(médio)}$ ). Devido à dificuldade

de se estimar o rendimento média da bomba operando com IF, no processo de cálculo simplificado considera-se que este valor é igual ao rendimento da bomba operando sem IF ( $\eta_b'$ ).

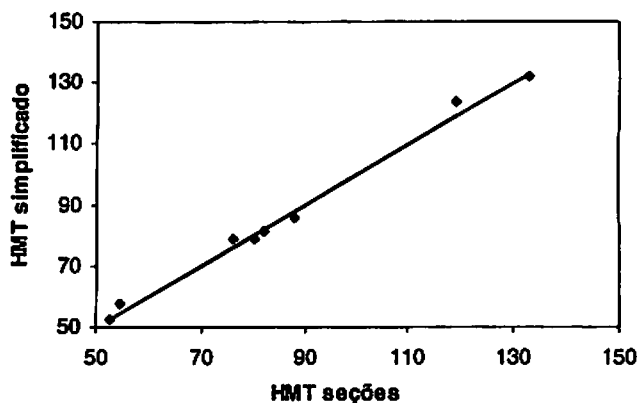


FIGURA 21. Correlação entre valores calculados de altura manométrica total média obtidos pelo método simplificado.

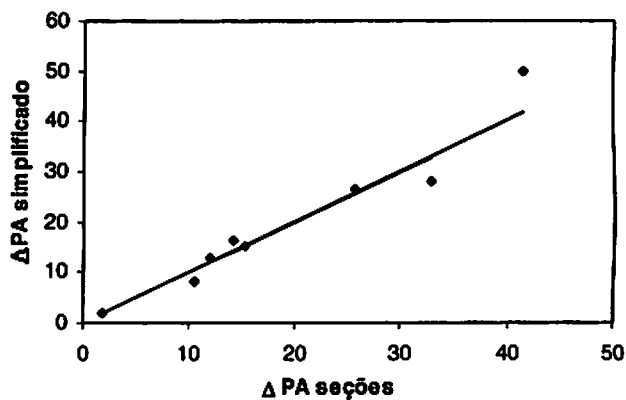


FIGURA 22. Correlação entre valores calculados de redução média da potência elétrica ativa obtidos pelo método simplificado.

## 5 CONCLUSÕES

Nos oito sistemas de irrigação analisados neste estudo, verificou-se que a economia de energia proporcionada pelo uso do inversor de frequência assume valores na faixa de 15,9% a 32,2% daquele estimado sem o uso de inversor de frequência.

Verificou-se que em quatro dos oito casos analisados, a taxa interna de retorno do investimento é menor que 10%, para lâmina de 800 mm/ano e um período de retorno de 12 anos.

O método simplificado de cálculo, da altura manométrica total média e da economia de energia, desenvolvido neste estudo, mostrou-se adequado, principalmente, para possibilitar a análise do uso de inversores de frequência em sistemas de irrigação nos quais os dados topográficos de toda a área irrigada não são disponíveis.

O método de cálculo simplificado demonstrou que a economia de energia propiciada pelo uso de inversores de frequência depende, principalmente, de três fatores: (i) o superdimensionamento da unidade de bombeamento, (ii) o desnível geométrico ao longo da lateral e (iii) a perda de carga ao longo da lateral móvel.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALCANTARA, W. Estações de bombeamento. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 8., 1988, Florianópolis. Anais... Florianópolis: Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem, 1988. p.107-208.

AZEVEDO, E. B.; COLOMBO, A.; CARVALHO, J.A; RABELO, G. F. Redução do consumo de energia elétrica com o uso de inversor de frequência em um pivô central. In: CONGRESSO DE PÓS-GRADUAÇÃO DA UFLA, 11., 2002, Lavras. Resumos expandidos... Lavras: UFLA, 2002. p. 104-108. 1 CD-ROM.

BERNARDO, S. **Manual de irrigação**. 6.ed. Viçosa: UFV, 1995. 657p.

CAPELLI, A. Inversores de frequência. **Revista Saber Eletrônica**, São Paulo, n. 327, p. 22-26, abr. 2000.

CAMPANA, S. **Racionalização do uso de energia elétrica em sistemas de irrigação tipos pivô central e aspersão convencional**. 2000. 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.

CAMPANA, S. et al. Inversores de frequência no controle de motores na irrigação. Motores e controles. Inversores de frequência no controle de motores na irrigação. **Revista Eletricidade Moderna**, São Paulo, p.138-156 mar. 2000.

COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS .Universidade Federal de Viçosa. Departamento de Utilização de Energia. **Estudo de otimização energética: setor irrigação. pivô central.** Belo Horizonte: CEMIG, 1993. 24p.

CHRISTOFIDIS, D. Prática de irrigação no mundo. **Revista Item**, Brasília, n. 49, p. 8-13, 2001.

DORFMAN, R. **Análise econômica de projetos de irrigação e drenagem.** In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 8., 1988, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem, 1988. p.225-302.

FARIA, M. A.; VIEIRA, J. Irrigação por aspersão: sistemas mais usados no Brasil. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, v. 12 n. 139 p.27-39, jul.1986.

GILLEY, J. R.; WATTS, D. G. Possible energy savings in irrigation. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, ASCE, New York, v.103 (IR4), p.445-457, 1977.

HANSON, B.; WEIGAND, C.; ORLOFF, S. Performance of electric irrigation pumping plants using variable frequency drives. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, ASCE, New York, v.122, n.3, p.179-182, 1996.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Disponível em:

<<http://www.ibge.gov.br/home/estatística/indicadores/agropecuaria/lspa/lispa12200204.shtm>> . Acesso em 20 fev. 2003.

**KELLER, J.; BLIESNER, R. D. Sprinkle and trickle irrigation. New York: Van Nostrand Reinhold, 1990. 652p.**

**MASIERO, L. A. M., OLIVEIRA FILHO, D., OLIVEIRA, R. A. Utilização de inversores de frequência para racionalização do uso da energia elétrica em sistemas de irrigação do tipo pivô central. Engenharia na Agricultura, Viçosa, v.7, n.1, p.35-45, 1999.**

**MELLO, C. R. Avaliação da utilização do inversor de frequência em sistemas de bombeamento para irrigação. 1999. 87p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Lavras, Lavras.**

**RODRIGUES, L. N. Modelo para dimensionamento e avaliação de sistemas de irrigação por pivô central. 1999. 145p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.**

**RUGIERO, M. A. G.; LOPES, V. L. R. Aspectos teóricos e computacionais. 2.ed. São Paulo: 1996. 406p.**

**SCALOPPI, E. J.; ALLEN, R.G.; Hydraulics of center-pivot laterals. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, ASCE, New York, v.119, n.3, p.554-567, 1993.**

**SCALOPPI, E. J. Representação analítica de curvas de bombas desempenho de bombas hidráulicas por splines cúbicas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 27., 1998, Poços de Caldas. Anais... Poços de Caldas: SBEA, 1998. p.262-264.**



**SHEMMER, N.** De vilã a heroína. **Revista Panorama Rural**, São Paulo, v.4, n. 45, nov. 2002.

**SILVA, T. C. G. et al.** Análise de desempenho de motores de indução trifásicos alimentados por inversor pwm. In: **SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**, 16., 2001, Campinas. **Anais ...** Campinas: 2001. p. 1-6.

**TIAGO FILHO, G. L.** **Uso de bombas com rotação variável**. Itajubá: EFEI, 1996. 19p. Apostila.

**VILELA, L. A. A.** **Metodologia para dimensionamento de um sistema de pulverização acoplável a pivô central**. 2002. 127p. Tese (Doutorado em Agronomia)-Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Piracicaba.

**WEG, Economia de energia em motores elétricos**. Jaraguá do Sul: WEG, 1998. v.1, p3.

**WEG. Guia de aplicação de energia**. Jaraguá do Sul: WEG, 2002. 238p.

**YANAGI JUNIOR, T. et al.** Método matemático para estimativa analítica das curvas de desempenho de bombas centrífugas. **Revista Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 21, n.4, p.484-490, 1997.