

## MODELO MATEMÁTICO PARA DEFINIR O FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE INJEÇÃO DE PRODUTOS QUÍMICOS NA QUIMIGAÇÃO CONSTITUÍDO POR INJETORES TIPO VENTURI DUPLO

**José Crispiniano Feitosa Filho**

*Professor Dr. do Departamento de Solos e Engenharia Rural do Centro de Ciências Agrárias da UFPB. CEP: 58.397-000, Areia-PB. e-mail: jfeitosa@cca.ufpb.br*

**Tarlei Arriel Botrel**

*Professor Dr. do Departamento de Eng. Rural da ESALQ/USP. CEP: 13.418-900. Piracicaba-SP.*

**Lourival Ferreira Cavalcante**

*Professor Dr. do Departamento de Solos e Engenharia Rural do Centro de Ciências da UFPB, Areia-PB.*

**José Maria Pinto**

*Pesquisador Dr. Do CPATSA/EMBRAPA. Petrolina-PE.*

### 1 RESUMO

O trabalho teve como objetivo desenvolver um modelo matemático para definir o funcionamento de um sistema de injeção de produtos químicos na quimigação constituído por injetores tipo Venturi duplo partindo dos dados de cada injetor individual. Foram obtidos parâmetros hidráulicos como pressões de serviço, diferenciais de pressão, vazões motrizes, vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos de cada injetor e combinações de injetores de 60 x 25 mm; 50 x 25 mm; 40 x 25 mm e 32 mm x 25 mm nas pressões de serviço de 147,09 até 686,42 kPa. Dentre os resultados, concluiu-se que: a) o modelo matemático representou adequadamente o sistema com injetores duplo, principalmente nas condições de média e alta pressões de serviço e diferenciais de pressão; b) o funcionamento do sistema com injetores duplo dependeu de mais de um diferencial de pressão. Aquele obtido entre um ponto a montante do sistema e outro na câmara de mistura influenciou mais no funcionamento do sistema que o diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do sistema; c) a instalação com injetores duplo permitiu ampliar o limite operacional nas condições de média e altas pressões embora as vazões succionadas e os rendimentos tenham sido menores que na instalação do injetor diretamente na tubulação; d) as dimensões do injetor contribuíram no desempenho e na vazão succionada. Quanto menores as dimensões do injetor secundário em relação às do injetor principal melhor foi o desempenho do sistema; e e) as equações representativas dos parâmetros hidráulicos de cada injetor permitiram definir o manejo adequado nas diferentes formas de instalação.

**UNITERMOS:** quimigação, fertirrigação, injetor tipo Veturi duplo.

**FEITOSA FILHO, J.C., BOTREL, T.A., CAVALCANTE, L.F., PINTO, J.M.  
MATHEMATICAL MODEL TO DEFINE THE OPERATION OF A CHEMICAL  
INJECTION SYSTEM PRODUCTS ON CHEMIGATION BY DOUBLE  
VENTURI INJECTORS**

## 2 ABSTRACT

The work had as objective develops a mathematical model to define the operation of a system of injection of chemical products in the chemigation constituted by double Venturi injectors leaving of the data of each injector. They were obtained hydraulic parameters as service pressures, pressure differential, motive flows, suction flows, head losses and efficiency of each injector and combinations of injectors of 60 x 25 mm; 50 x 25 mm; 40 x 25 mm and 32 mm x 25 mm in the service pressures of 147.09 to 686.42 kPa. Among the results it was ended that: a) the mathematical model represented the system appropriately with double injectors, mainly in the average conditions and high service pressures and differential pressure; b) the operation of the system with double injectors depended of more than a differential pressure. That obtained among a point to amount of the system and other in the chamber mixture it influenced more on the operation of the system that the differential pressure among a point in the chamber mixture and other the downstream the system; c) the installation with double injectors allowed to enlarge the operational limit in the average conditions and service pressures although the suction flows and efficiency have been smaller than in the installation of the injector directly in-line; d) the dimensions of the injector contributed in the acting and in the suction flows. As smaller the dimensions of the secondary injector in relation to the one of the principal better injector were the acting of the system; and e) the representative equations of the hydraulic parameters of each injector allowed to define the appropriate handling in the different installation forms.

**KEYWORDS:** chemigation, fertigation, Venturi type double injector.

## 3 INTRODUÇÃO

A quimigação que consiste na aplicação de produtos químicos através da água de irrigação tornou-se alternativa utilizada por muitos irrigantes como forma de minimizar os custos da irrigação. Dentre suas vantagens em relação as aplicações convencionais tem-se menor custo com mão de obra para se fazer as aplicações e maior eficiência dos produtos aplicados (Shani, 1983). Para realizá-la, o sistema de irrigação deve possuir um injetor para introduzir a solução na água de irrigação, instrumento que depende das formas de energia utilizadas no funcionamento, custo e eficiência. Dentre os injetores disponíveis há boa aceitação pelo injetor tipo Venturi por se tratar de um instrumento de fácil manuseio e de custo relativamente baixo. Como limitações, têm-se as altas perdas de carga que podem alcançar em torno de 30% ou mais da pressão de serviço (Shani 1983) e Dasberg

& Bresler, 1985). Além disso, cada injetor exige condição hidráulica específica para seu funcionamento, condição essa, que determina seu limite operacional, impedindo sua aplicação em condições hidráulicas diferentes das quais ele foi projetado.

A forma de instalação consista no acoplamento do instrumento na tubulação do sistema de irrigação e depende do tipo de injetor, das características funcionais de cada projeto e de seu custo. Sua instalação diretamente na linha de irrigação é denominada de instalação em série e só deve ser recomendada em condições específicas de uso pois, dificilmente se consegue trabalhar com pressões de serviço superiores a 294,18 kPa (Shani, 1983). Outra forma de instalação se faz por meio de uma derivação em paralelo em relação à tubulação principal do sistema de irrigação. Na instalação em paralelo há uma subdivisão que utiliza dois injetores tipo Venturi operando simultaneamente constituindo um só sistema, conforme esquema ilustrativo da Figura 1.

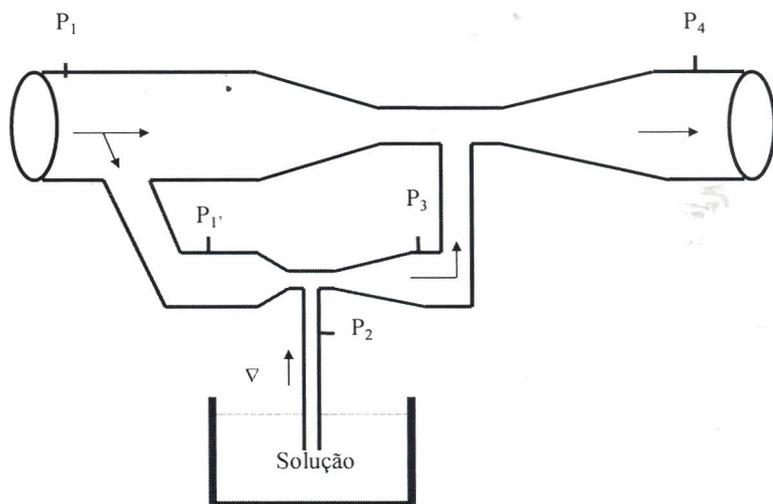


Figura 1. Esquema da instalação de um sistema com duplo injetores.

Para facilitar o entendimento do funcionamento dessa forma de instalação o injetor de maior dimensão será caracterizado doravante como **injetor principal**. O injetor de menor dimensão será denominado de **injetor secundário**.

Pelo esquema acima, percebe-se que o injetor secundário trabalha como se estivesse sendo ajudado pelo principal. Os pontos definidos como  $P_1$  e  $P_1'$  representam locais de pressão aproximadamente iguais na tubulação à montante dos dois injetores. As pressões nesses pontos devem ser mantidas constantes e representam locais para obter as pressões de serviço na entrada do sistema. O ponto definido como  $P_3$  constitui local de pressão comum aos dois injetores. A pressão no ponto  $P_4$  à jusante do injetor principal representa aquela necessária para atender às requeridas para o funcionamento dos emissores e demais instrumentos instalados à jusante do sistema de injeção e que compõem o sistema de irrigação. A pressão no ponto  $P_3$ , à jusante do injetor secundário é

normalmente uma pressão efetiva positiva baixa ou até mesmo negativa, dependendo das condições proporcionadas pelo injetor principal sobre o injetor secundário.

Li & Schmidth (1985) citam que essa forma de instalação foi proposta inicialmente por uma firma americana de construção de injetores e que só deve ser utilizada em sistemas que operem com vazões motrizes superiores a  $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . Acrescentam que uma das suas vantagens é que se têm no ponto de descarga do injetor secundário uma redução na pressão em torno de 50 a 80% da pressão de serviço do injetor principal. Essa forma de instalação é citada também por Burt et al. (1995) que afirmam proporcionar redução nas perdas de carga em torno de 12 a 25% da pressão de serviço. Embora essa forma de instalação seja constituída por dois injetores não há como separá-los segundo sua importância no processo de sucção (Feitosa Filho, 1998).

O uso do computador vem permitindo cálculos mais rápidos e precisos. Atualmente, diferentes programas são desenvolvidos em distintos ramos da Engenharia e Agricultura. Muitos desses programas avaliam através da simulação, o comportamento antecipado de determinado instrumento quando às vezes, sua aplicação em condições reais tornam-se desaconselhável por implicar em custos, tempo e riscos imprevisíveis.

A simulação consiste em se construir modelos ou estabelecer situações que apresentem maior número possível de características do sistema funcionando em condições reais. O usuário de posse dos resultados, primeiro aprende com os modelos para depois construí-los nas dimensões e/ou nas condições reais (Shimizu, 1975).

Nash & Sutcliffe (1970) trabalhando com validação de modelos para previsão de enchentes desenvolveram um índice para os cálculos partindo de dois índices caracterizados por (F) e (Fo), denominados de índice da discordância dos valores previstos pelo modelo em relação aqueles observados (F) e índice da variância dos dados iniciais (Fo<sup>2</sup>), expressos respectivamente por:

$$F = \sum_e (q' - q)^2 \quad (1)$$

$$F_o^2 = \sum (q - \bar{q})^2 \quad (2)$$

em que:

q - valor observado; q' - valor calculado e  $\bar{q}$  - valor médio dos dados observados.

Constataram em seguida que esses dois índices poderiam ser expressos numa só equação que originou o índice da eficiência do modelo (R<sup>2</sup>), definida:

$$R^2 = \frac{F_o^2 - F^2}{F_o^2} \quad (3)$$

Duru & Hjelmfelt Jr. (1994) utilizaram o índice proposto pela eq. (3), exprimindo os termos através do coeficiente de eficiência do modelo (CEM), dado por:

$$CEM = \left[ 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\text{obs} - \text{prev})^2}{\sum_{i=1}^n (\text{obs} - \bar{\text{obs}})^2} \right] \quad (5)$$

em que:

CEM - coeficiente de eficiência do modelo, adimensional; obs - valores observados; prev - valores previstos, e  $\bar{\text{obs}}$  - média dos valores observados.

Madramootoo et al. (1995) partindo da eq. (3) encontraram uma fórmula mais simples denominada de coeficiente de predição dos dados (CPD), expressa por:

$$CPD = \frac{\sum_{i=1}^n (\text{prev} - \text{obs})^2}{\sum_{i=1}^n (\text{obs} - \bar{\text{obs}})^2} \quad (6)$$

Valores menores que a unidade indicam boa coerência do modelo. Recomendam outro índice denominado de porcentagem relativa dos erros (PRE), definido por:

$$PRE = \left[ \frac{(\text{obs} - \text{prev})}{\text{obs}} \right] 100 \quad (7)$$

Vasák & Epstein (1996) sugerem representar graficamente os valores observados juntamente com aqueles previstos. Citam outros índices com mesma finalidade como a média absoluta das porcentagens dos desvios (MAPD) e a raiz quadrada média das porcentagens dos desvio (RQMPD) dados por:

$$MAPD = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\text{prev} - \text{obs}}{\text{obs}} \right)_i}{n} \right] 100 \quad (8)$$

e

$$RQMPD = \left[ \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\text{prev} - \text{obs}}{\text{vinc}} \right)_i^2}{n}} \right] 100 \quad (9)$$

vinc- valor inicial e referencial definido pelo modelo.

Nash & Sutcliffe (1970) recomendam além desses índices também se fazer análises estatísticas com testes de significância para avaliar melhor a magnitude dos erros em se deixar de considerar uma ou outra variável de importância no modelo.

Este trabalho teve como objetivos: a) avaliar parâmetros hidráulicos que influem no funcionamento do sistema com injetores tipo Venturi duplo; b) desenvolver um modelo matemático para definir o funcionamento do sistema partindo dos dados de cada injetor individual; c) codificar um programa de computador para solucionar o modelo matemático proposto; d) validar o modelo e o programa de computador comparando os resultados fornecidos com dados obtidos experimentalmente.

## 4 MATERIAL E MÉTODOS

### 4.1 Caracterização do trabalhos e injetores utilizados

O trabalho foi realizado no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz” em Piracicaba.

Neste trabalho, o parâmetro hidráulico definido como tensão, sucção, vácuo ou pressão efetiva negativa será considerado como depressão que também é sinônimo, para diferenciar do termo sucção, referindo-se à ação prevista e requerida pelo injetor. Na confecção dos injetores utilizou-se conexões tipo T em PVC que serviram como câmara de mistura. As secções convergente e divergente foram torneadas em peças de PVC rígido de diâmetro pouco superior aqueles da entrada e saída do injetor nos adaptadores, peças essas, também de PVC. Todos os injetores foram confeccionados no Departamento com ângulos das secções convergente e divergente de aproximadamente 10°, seguindo-se modelo desenvolvido por Zarate Rojas (1995).

Os testes foram feitos nas pressões de serviço variando de 147,09 até 686,42 kPa (15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 60 e 70 mca), vários diferenciais de pressão e vazões motrizes. Trabalhou-se com quatro injetores de 60; 50; 40 e 32 mm funcionando como principal. Cada injetores foi acoplado ao injetor secundário de 25 mm originado os pares combinatórios de 60 x 25 mm; 50 x 25 mm; 40 x 25 mm e 32 x 25 mm.

Os parâmetros avaliados foram: pressões de serviço, diferenciais de pressão, vazões motrizes, vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos. As pressões de serviço foram determinadas utilizando-se um medidor de pressão digital. Os diferenciais de pressão foram determinados pelas diferenças das pressões em cada ponto. As vazões motrizes foram determinadas com um transdutor magnético instalado numa tubulação de ferro de 24,5 mm. Para avaliar as perdas de carga e os rendimentos utilizou-se as equações (10) e (11) deduzidas por Feitosa Filho et al. (1996).

$$hf = \frac{\left[ \left( \frac{16\gamma}{\pi^2 2g} \left( \frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right) + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right) \right]}{\gamma_3 Q_3} \quad (10)$$

$$\eta = \frac{(\rho_2 \frac{Q_2^3}{2 A_2^2} + Q_1 P_1)}{(\rho_1 \frac{Q_1^3}{2 A_1^2} + Q_1 P_1)} 100 \quad (11)$$

em que:

hf- perda de carga acidental, Pa;  $\eta$  - rendimento, %;  $Q_1$  - vazão motriz na secção de entrada,  $m^3 s^{-1}$ ;  $Q_2$ - vazão de sucção,  $m^3 s^{-1}$ ;  $Q_3$ - vazão na secção de saída,  $m^3 s^{-1}$ ;  $P_1$ - pressão de serviço na secção de entrada, Pa;  $P_2$ - tensão na câmara de mistura, Pa;  $P_3$ - pressão na secção pós injetor, kPa;  $D_1$ - diâmetro da secção de entrada do injetor,  $m^2$ ;  $D_2$ - diâmetro da secção da tubulação de sucção,  $m^2$ ;  $D_3$ - diâmetro da tubulação de saída,  $m^2$ ;  $A_1$ - área da secção à montante do injetor,  $m^2$  e  $A_2$ - área da tubulação de sucção,  $m^2$ .

No Quadro 1 estão os dados das dimensões nominais das tubulações de entrada e de saída dos injetores e valores da relação entre o quadrado dos diâmetros dos bocais.

Quadro 1. Dimensões nominais dos injetores utilizados nos testes e seus componentes.

Diâm. nominal de entrada e de saída (mm)	Diâm. real de entrada e de saída (mm)	Diâm. real do adaptador de saída (mm)	Comp. real do adaptador de saída (mm)	Diâm. real do bocal converg. (mm)	Diâm. real do bocal diverg. (mm)	Relação entre os quadrados dos diâm. dos bocais
60	59,90	47,50	37,90	15,06	18,72	0,70
50	49,70	36,20	32,70	11,90	19,20	0,70
40	34,90	31,10	26,20	12,37	17,88	0,51
32	26,90	24,40	24,20	10,01	11,78	0,72
25	18,67	19,00	20,40	7,70	9,30	0,67
20	17,10	12,90	17,20	6,03	6,70	0,99

#### 4.2 Procedimentos para definir o funcionamento da instalação com injetores duplo

O trabalho foi dividido em cinco etapas seqüenciais e interrelacionadas: a) a primeira etapa consistiu em tomar os dados de cada injetor operando individualmente instalado diretamente na linha e que serviram para obter equações de regressão que permitiram definir seu funcionamento e foram avaliadas vazões succionadas, vazões motrizes, perdas de carga e rendimentos em função das pressões e dos diferenciais de pressão; b) na segunda etapa, aproveitou-se os dados da primeira e planejou-se o modelo matemático para definir as condições funcionais do sistema constituído por injetores duplo utilizando os dados de cada injetor; c) de posse do modelo matemático e os dados das etapas anteriores procedeu-se a terceira etapa que consistiu na elaboração do programa de computador para facilitar os cálculos do modelo desenvolvido; d) na quarta etapa procedeu-se a validação do programa e modelo matemático; e e) finalmente, de posse dos resultados de cada etapa fez-se análises estatísticas dos dados simulados em relação aos obtidos experimentalmente.

#### 4.3 Modelo matemático do funcionamento do sistema com injetor tipo Venturi duplo

Na formulação do modelo matemático para definir o funcionamento do sistema que utiliza injetor tipo Venturi duplo planejou-se um esquema para facilitar o entendimento operacional apresentado na Figura 2.

Os círculos delimitados com as letras A e B representam os injetores caracterizados como principal e secundário, respectivamente. As pressões de serviço na estrada do sistema foram obtidas no ponto caracterizado no esquema como P1. A pressão no ponto definido como P<sub>4</sub>, correspondeu àquela imediatamente a montante do injetor principal. O ponto P<sub>1</sub>' foi estabelecido para obter as pressões de serviço a montante do injetor secundário e aproximadamente igual àquelas no ponto P<sub>1</sub>. O ponto P<sub>2</sub>, na câmara de mistura, serviu para obter as depressões. Já o ponto P<sub>3</sub>, instalado logo a jusante do injetor secundário, foi considerado para obter as pressões à jusante do injetor ou as depressões na tubulação de sucção do injetor principal.

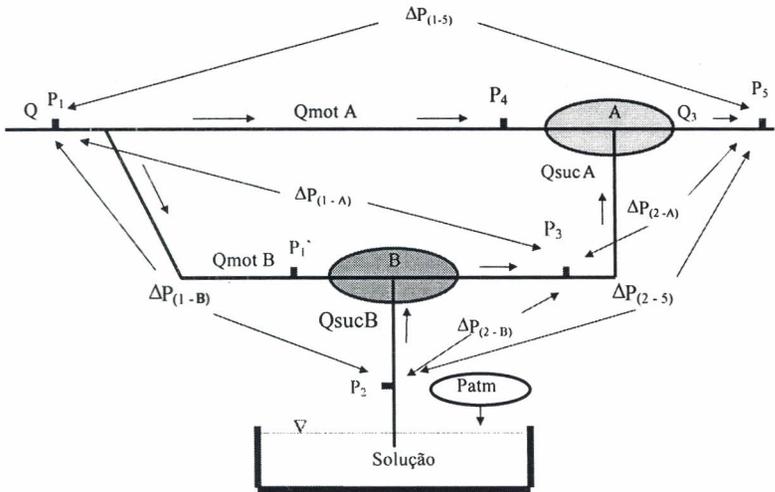


Figura 2. Esquema para formular o modelo matemático que define o funcionamento do sistema com duplo injetores.

O ponto  $P_5$ , imediatamente a jusante do injetor principal, permitiu obter as pressões na saída do sistema. As pressões nesses pontos permitiram obter seis diferenciais de pressão,  $\Delta P_{(1-A)}$ ,  $\Delta P_{(2-A)}$ ,  $\Delta P_{(1-B)}$ ,  $\Delta P_{(2-B)}$ ,  $\Delta P_{(2-5)}$  e  $\Delta P_{(1-5)}$ , considerados estratégicos do sistema em razão deles contribuírem diretamente para definir o limite operacional dos injetores individuais, do sistema duplo e principalmente, nas equações de regressão representativas das perdas de carga e rendimentos.

No sistema constituído de injetor tipo Venturi duplo além das pressões e dos diferenciais de pressão considerou-se também, outras relações como: as vazões motrizes e vazões succionadas pelos injetores em cada forma de instalação. Tem-se uma vazão no início do sistema de irrigação que será caracterizada de  $Q$ . Essa vazão  $Q$ , no início do sistema com injetor tipo Venturi duplo é por sua vez dividida em duas outras para atender as vazões motrizes do injetor principal ( $Q_{mot A}$ ) e as vazões motrizes do injetor secundário ( $Q_{mot B}$ ). A vazão succionada pelo injetor secundário ( $Q_{suc B}$ ), juntamente com sua vazão motriz ( $Q_{mot B}$ ) constituem a vazão succionada pelo injetor principal ( $Q_{suc A}$ ). A vazão total na saída do sistema ( $Q_{total}$ ) corresponde aquela à jusante do injetor principal e portanto, igual ao somatório da vazão motriz do injetor principal ( $Q_{mot A}$ ) e a vazão succionada por ele ( $Q_{suc A}$ ). A vazão ( $Q_{suc A}$ ) é o somatório das vazões motrizes ( $Q_{mot B}$ ) e as vazões succionadas pelo injetor secundário ( $Q_{suc B}$ ).

Essas foram as considerações hidráulicas iniciais que serviram de base teórica para formular o modelo matemático previsto. Para o início das deduções do modelo matemático partiu-se da fórmula da vazão num bocal:

$$q = CcCv S\sqrt{2g \Delta h} \quad (12)$$

em que:

Cc- coeficiente de contração do bocal, adimensional; Cv- coeficiente de velocidade, adimensional; S- área do bocal, m<sup>2</sup>; g- aceleração da gravidade local, m s<sup>-2</sup>; e Δh- diferencial de pressão entre um ponto à montante do bocal e outro na sua saída, kPa.

Para facilitar o uso da eq. (12), os valores que são conhecidos do bocal podem ser colocados implícitos numa só constante K. Assim feito, a eq. (12) passa a ser expressa apenas em função dos diferenciais de pressão definidos pelo termo Δh ou seja:

$$q=K\sqrt{\Delta h} \quad (13)$$

O termo Δh na eq. (13), no caso específico para o injetor Venturi, corresponde ao diferencial de pressão entre um ponto na tubulação imediatamente à montante do injetor e outro na saída do bocal da secção convergente. Considerando-se as pressões nos diferentes pontos no esquema tem-se os seguintes diferenciais de pressão:

$$\Delta P_{(1-A)} = P_1 - P_t_3 \quad (14)$$

$$\Delta P_{(2-A)} = P_t_5 - P_t_3 \quad (15)$$

$$\Delta P_{(1-B)} = P_t_1 - P_t_2 \quad (16)$$

$$\Delta P_{(2-B)} = P_t_3 - P_t_2 \quad (17)$$

Considerando as vazões no mesmo esquema têm-se:

$$Q_{\text{suc A}} = Q_{\text{mot B}} + Q_{\text{suc B}} \quad (18)$$

A secção convergente do injetor termina em forma de bocal e dessa forma a vazão motriz no injetor secundário (Q<sub>mot B</sub>) obtida pela eq. (13) substituída na eq. (18), tem-se:

$$Q_{\text{suc A}} = Q_{\text{suc B}} + K\sqrt{\Delta P_{(1-B)}} \quad (19)$$

e

$$Q_{\text{suc B}} = Q_{\text{suc A}} - K\sqrt{\Delta P_{(1-B)}} \quad (20)$$

De modo semelhante para o injetor principal, tem-se:

$$Q_{\text{mot A}} = K\sqrt{\Delta P_{(1-A)}} \quad (21)$$

Considerou-se no primeiro diferencial de pressão ΔP<sub>(1-A)</sub>, as pressões num ponto imediatamente à montante do injetor e outro na condição de depressão na tubulação de sucção. No segundo diferencial de pressão ΔP<sub>(2-A)</sub>, considerou-se as pressões em um ponto na tubulação de sucção e outro na tubulação imediatamente a jusante do injetor. Essas considerações permitiram estabelecer as seguintes relações:

$$Q_{\text{suc A}} = f(\Delta P_{(1-A)}; \Delta P_{(2-A)}) \quad (22)$$

e

$$Q_{\text{suc B}} = f(\Delta P_{(1-B)}; \Delta P_{(2-B)}) \quad (23)$$

Os dois diferenciais de pressão da eq. (23) incluem simultaneamente, tanto as condições de pressão à montante do injetor principal e secundário quanto às condições de pressão definidas pelo injetor principal sobre o injetor secundário. Em razão da importância desses dois diferenciais de pressão eles foram considerados como referenciais nas deduções previstas. Definidas as relações consideradas pelas eq. (22) a (23) utilizou-

se como procedimento matemático um método iterativo na execução do programa de computador com as seguintes etapas:

- como referencial no processo de iteração do programa de computador estabeleceu-se que as vazões succionadas pelo injetor principal obtidas considerando dois processos distintos deveriam apresentar aproximadamente os mesmos resultados;

- os dados das vazões succionadas obtidas em laboratório com injetores individuais e com o sistema com injetor duplo foram utilizados para ajustar modelos de equações de regressão representativas delas em funções dos diferenciais de pressão;

- considerando-se os diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura,  $\Delta P_{(1-A)}$ , com o diferencial de pressão entre o ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor,  $\Delta P_{(2-A)}$ , os modelos de regressão que apresentaram melhores ajustes seguiram funções polinomiais quadráticas do tipo:

$$Q_{sucX} = C_1 \Delta P_{(1-A)} - C_2 \Delta P_{(1-A)}^2 - C_3 \Delta P_{(2-A)} + C_4 \Delta P_{(2-A)}^2 \quad (24)$$

- as equações de regressão representativas do funcionamento de cada injetor serviu para obter o primeiro seguimento. As vazões succionadas pelo injetor principal ( $Q_{sucA}$ ), determinadas pela eq. (22) seriam as mesmas succionadas por esse injetor considerando uma função do tipo da eq. (24) com os dados experimentais desse injetor;

- para a elaboração e execução do programa, atribuiu-se uma pressão de serviço no ponto a montante do injetor ( $P_{t1}$ ), um valor para taxa de depressão na câmara de mistura ( $P_{t2}$ ) e uma pressão na saída do sistema ( $P_{t3}$ ). O ponto  $P_{t3}$  corresponde aquele cuja pressão de serviço ou depressão, influi diretamente no funcionamento de ambos injetores. Isso levou a considerá-lo como referencial para o funcionamento do programa;

- O programa calcula os diferenciais de pressão  $\Delta P_{(1-A)}$  pela eq. (14) e  $\Delta P_{(2-A)}$  pela eq. (15) com dados das pressões nos pontos  $P_1$  e  $P_5$  em função do valor inicial atribuído para  $P_3$ . Os diferenciais substituídos na eq. (22) definem o valor de  $Q_{sucA}$ . O diferencial de pressão  $\Delta P_{(1-B)}$  obtido pela eq. (16) e  $\Delta P_{(2-B)}$  pela eq. (17), substituídos na eq. (23) fornecem  $Q_{sucB}$ . Foi estabelecido como limite final das interações que as vazões succionadas obtidas por processos distintos deveriam ser iguais ou aproximadamente iguais. O programa aumenta o valor inicial atribuído para  $P_{t3}$  de um pequeno incremento até que os valores para as duas vazões sejam semelhantes. Quando essas condições são encontradas, o processo de iteração é finalizado, informando o valor encontrado para  $P_{t3}$  que satisfaz as condições.

- com os dados das pressões de serviço, pressão no ponto  $P_3$ , diferenciais de pressão e vazões succionadas partiu-se para a etapa de validação do modelo matemático e do programa desenvolvido utilizando-se as eq. (5), eq. (6), eq. (7), eq. (8) e eq. (9).

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 1 contém os dados de alguns parâmetros hidráulicos obtidos com o sistema constituído de injetores duplo de 40 x 25 mm e funcionando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (20 mca), 392,24 kPa (40 mca) e 588,36 kPa (60 mca).

Avaliando-se os valores dos rendimentos nas três pressões de serviço constata-se que, na pressão de serviço mais reduzida (196,16 kPa), os valores iniciais desse parâmetro foram maiores que nas condições de média e de altas pressões.

Tabela 1. Pressão de serviço (Ps); diferencial de pressão entre um ponto à montante do sistema e outro na câmara de mistura ( $Dif_{(1-2)}$ ); diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro na saída do sistema ( $Dif_{(2-4)}$ ); vazão motriz no injetor principal (Q motriz P); vazão motriz no injetor secundário (Q motriz S); perda de carga (hf); rendimento (Rend.) e porcentagem das perdas de carga em relação às pressões de serviço(% hf) no sistema de injetores duplo de 40 x 25 mm, nas pressões de serviço de 196,12 kPa; 392,24 kPa e 588,36 kPa.

Ps (kPa)	$Dif_{(1-2)}$ (kPa)	$Dif_{(2-4)}$ (kPa)	Qmotriz P ( $10^{-5} m^3 s^{-1}$ )	Qmotriz S ( $10^{-5} m^3 s^{-1}$ )	Qsucção ( $10^{-5} m^3 s^{-1}$ )	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
196,12	209,16	40,89	305,00	81,42	30,68	145,71	12,38	74,30
196,12	207,59	62,95	291,00	81,14	25,68	124,49	12,53	63,48
196,12	207,69	69,92	288,00	81,70	22,19	119,61	11,49	60,99
196,12	207,30	84,82	269,00	79,85	13,31	109,66	8,29	55,92
196,12	204,65	104,53	251,80	79,60	6,36	92,09	5,10	46,96
196,12	202,89	114,34	239,00	79,08	3,39	82,90	3,21	42,27
196,12	200,92	124,44	226,00	78,37	0,44	73,51	0,50	37,48
196,12	200,83	126,30	225,00	78,55	0,08	71,88	0,10	36,65
392,24	407,05	48,64	432,17	113,05	30,59	322,42	7,96	82,20
392,24	407,73	83,84	430,00	113,40	30,48	288,03	8,83	73,43
392,24	407,44	107,18	420,00	113,16	30,35	264,40	9,70	67,41
392,24	406,75	127,77	407,00	113,20	29,14	243,94	10,33	62,19
392,24	406,16	144,34	397,00	113,00	25,21	230,06	9,74	58,65
392,24	405,09	164,35	386,00	112,60	18,79	214,71	8,10	54,74
392,24	404,01	180,63	375,00	112,40	13,67	202,26	6,52	51,57
392,24	403,61	201,12	361,00	112,10	8,69	186,56	4,74	47,56
392,24	400,67	223,18	343,00	111,90	4,30	166,58	2,80	42,47
392,24	402,14	235,44	338,00	112,50	1,94	158,64	1,36	40,44
392,24	402,73	243,19	331,00	112,60	0,65	153,20	0,49	39,06
588,36	606,99	61,29	521,00	138,50	28,63	500,50	6,06	85,07
588,36	607,19	87,27	523,00	138,90	28,58	474,76	6,32	80,69
588,36	606,99	107,87	522,00	138,92	28,54	454,01	6,58	77,17
588,36	607,19	152,48	515,00	138,66	28,62	409,52	7,34	69,60
588,36	607,38	186,22	503,00	138,98	28,24	376,40	8,01	63,97
588,36	606,60	217,89	487,00	139,00	24,24	348,25	7,68	59,19
588,36	605,13	249,27	471,00	138,48	18,53	321,93	6,62	54,72
588,36	601,01	284,67	450,80	137,70	11,97	290,50	4,98	49,37
588,36	602,09	310,36	438,00	138,10	8,17	271,03	3,81	46,07
588,36	607,38	338,80	426,00	139,10	3,78	254,16	1,98	43,20
588,36	606,50	353,80	418,00	139,03	1,59	241,58	0,90	41,06
<b>Média</b>	<b>425,30</b>	<b>161,26</b>	<b>386,33</b>	<b>113,50</b>	<b>16,89</b>	<b>239,78</b>	<b>6,15</b>	<b>56,93</b>

Com relação às vazões succionadas nas três condições de pressão houve comportamento oposto dos dados referentes aos rendimentos, resultados que corroboram com observações de Mueller (1964) quando afirma que a eficiência das bombas à jato apresenta comportamento inverso das vazões succionadas em razão dela representar o trabalho realizado em relação à quantidade de energia gasta para executá-lo. Constata-se também, baixo valores dos rendimentos cuja média foi de 6,15%, embora nas pressões de serviço mais reduzidas o funcionamento do sistema tenha iniciado com valor de 12,38%.

O valor médio da porcentagem das perdas de carga em relação às pressões de serviço foi de 56,93 %, comprovando afirmações de Shani (1983) quando cita que elas podem alcançar entre um terço ou mais das pressões de serviço. Quanto as vazões succionadas e motrizes com valores médios de 16,89 e  $113,50 \times 10^{-1} \text{m}^3 \text{s}^{-1}$ , a primeira, representou 14,88% da vazão motriz, valor significativo, considerando citações de Burt et al. (1995) quando afirmam que a taxa de sucção nessa forma de instalação pode variar de 0,01 a 10% da vazão motriz.

Nas pressões de serviço mais elevadas a redução das vazões succionadas com o aumento do diferencial de pressão foi menor, indicativo de que o limite operacional dos injetores foi ampliado, comprovando uma das hipóteses do trabalho e afirmações de Li & Schimidt (1985). Provavelmente nas pressões de serviço mais baixas houve ação menor do injetor principal sobre o secundário devido às menores vazões motrizes e taxas de depressão em relação às condições de pressão e diferencial de pressão mais elevados.

As vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos foram avaliados por meio de regressão em função de dois diferenciais de pressão. As equações com melhores ajustes foram à modelo de função polinomial quadrática apresentadas nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 2. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre ponto à montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre ponto na câmara de mistura e outro à jusante dos injetores de 60, 50, 40 e 32 mm em condições de depressão ou pressurizada nas pressões de serviço de 147,09 kPa até 686,42 kPa.

Modelos	R <sup>2</sup>
*Qsuc60 = - 0092283 Dif <sub>1</sub> + 0,0001 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> + 0,61134 Dif <sub>2</sub> <sup>*</sup> - 0,001359 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,7503
**Qsuc60 = 1,510517 Dif <sub>1</sub> - 0,00169 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 2,90473 Dif <sub>2</sub> + 0,006714 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,9324
Qsuc50 = 0,424269 Dif <sub>1</sub> - 0,000405 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 0,741768 Dif <sub>2</sub> + 0,00156 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,6986
Qsuc40 = 0,818439 Dif <sub>1</sub> - 0,000787 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 1,96379 Dif <sub>2</sub> + 0,005511 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,9044
Qsuc32 = 0,341984 Dif <sub>1</sub> - 0,000357 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 0,487831 Dif <sub>2</sub> + 0,00107 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,7840

\* Qsuc: Vazões em ( $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ). Dif<sub>1</sub>: diferenciais de pressão entre um ponto à montante do injetor e outro na câmara de mistura; Dif<sub>2</sub>: diferenciais de pressão entre um ponto na câmara e outro instalado pós-injetor.

\*\* sucção pelo injetor principal.

Analisando os coeficientes de determinação (R<sup>2</sup>) da equações, percebe-se que segundo esse referencial, houve ajuste adequado do modelo, tanto no funcionamento do injetor operando individualmente quanto trabalhando no sistema com injetores duplo.

Tabela 3. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto à montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro à jusante dos injetores de 40, 32, 25 e 20 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão nas pressões de serviço variando de 147,09 até 686,42 kPa.

Modelos*	R <sup>2</sup>
Qsuc40 = 0,74888 Dif <sub>1</sub> - 0,000468 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 1,763414 Dif <sub>2</sub> + 0,002442 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,9575
Qsuc32 = 0,170827 Dif <sub>1</sub> - 0,000124 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 0,144588 Dif <sub>2</sub> + 0,000061 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,9252
Qsuc25 = 0,156755 Dif <sub>1</sub> - 0,000109 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 0,230618 Dif <sub>2</sub> + 0,000248 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,9409
Qsuc20 = 0,067765 Dif <sub>1</sub> - 0,000056 Dif <sub>1</sub> <sup>2</sup> - 0,066165 Dif <sub>2</sub> + 0,000056 Dif <sub>2</sub> <sup>2</sup>	0,8892

Na validação do programa e do modelo matemático, o sistema foi novamente colocado em funcionamento considerando os dados das pressões de serviço, dos diferenciais de pressão, das pressões à jusante do injetor secundário (Ponto P3) e das vazões motrizes otimizadas e fornecidas pelo programa. Os dados foram substituídos nos índices mencionados no início do trabalho, cujos resultados estão nas Tabelas 4, 5 e 6, para a combinação dos injetores de 40 x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 106,12; 392,24 e 588,36 kPa.

Analisando-se os valores médios das porcentagens relativa dos erros com correspondentes a 57,52; 18,85 e -17,94 % (Tabelas 4, 5 e 6) constata-se quantitativos menores desse índice nas condições de pressões de serviço mais elevadas, resultados que comprovam melhor adequação do modelo e do programa desenvolvido nessas condições.

Tabela 4. Dados fornecidos pelo programa e experimentais, porcentagem relativa dos erros e demais índices da validação com o injetor duplo.

Pressão prevista pós- injetor (kPa)	Pressão pós- injetor (kPa)	Vazão suc. prevista (10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> )	Vazão suc. obtida (10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> )	Porcentagem relativa dos erros
58,84	58,35	9,43	22,18	57,47
68,64	73,64	7,17	13,31	46,12
88,25	96,00	2,96	6,36	53,48
98,06	103,16	0,92	4,03	77,19
107,87	107,57	0,33	0,44	23,37
117,67	119,63	0,01	0,08	87,50
Média	-	-	-	57,52
*CEM	-	-	-	0,397
CPD	-	-	-	0,603
MAPD	-	-	-	-57,520

\* CEM: coeficiente de eficiência do modelo, CPD: coeficiente de predição dos dados e MAPD: média absoluta da porcentagem dos desvios.

Tabela 5. Dados fornecidos pelo programa e experimentais e percentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 490,30 kPa.

Pressão prevista pós- injetor (kPa)	Pressão pós- injetor (kPa)	Vazão suc. prevista ( $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ )	Vazão suc. obtida ( $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ )	Percentagem relativa dos erros
68,64	68,35	31,02	30,48	-1,76
88,25	91,98	24,25	30,35	20,08
107,87	113,26	20,50	29,14	29,66
127,48	130,42	16,97	25,21	32,66
147,09	151,50	13,54	18,79	27,95
166,70	168,86	10,29	13,67	24,75
186,31	189,75	7,24	8,69	16,71
215,73	214,75	3,07	4,30	28,59
225,54	225,54	1,81	1,94	6,40
235,34	232,70	0,63	0,65	3,46
<b>Média</b>	-	-	-	<b>18,850</b>
<b>CEM</b>	-	-	-	<b>0,830</b>
<b>CPD</b>	-	-	-	<b>0,167</b>
<b>MAPD</b>	-	-	-	<b>-18,850</b>

Tabela 6. Dados fornecidos pelo programa e experimentais e percentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 x 25 mm, trabalhando na pressão de serviço de 588,36 kPa.

Pressão prevista pós- injetor (kPa)	Pressão pós- injetor (kPa)	Vazão suc. prevista ( $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ )	Vazão suc. obtida ( $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ )	Percentagem relativa dos erros
68,64	68,45	37,85	28,58	-32,44
88,25	89,23	34,39	28,54	20,49
107,87	111,00	31,01	28,62	-8,35
137,28	133,66	26,17	28,33	7,63
166,70	167,19	21,69	28,24	23,19
196,12	199,65	17,59	24,24	27,44
235,34	232,50	12,60	18,53	31,99
274,57	272,02	8,40	11,97	29,83
294,18	296,63	6,58	8,17	19,45
323,60	319,77	4,32	3,78	-14,10
333,40	335,66	3,70	1,59	-132,98
343,21	341,25	3,13	0,89	-249,44
353,02	348,11	0,001	0,07	85,00
<b>Média</b>	-	-	-	<b>-17,943</b>
<b>CEM</b>	-	-	-	<b>0,843</b>
<b>CPD</b>	-	-	-	<b>0,157</b>
<b>MAPD</b>	-	-	-	<b>17,943</b>

Os valores calculados do coeficiente de eficiência do modelo (CEM) foram de 0,397; 0,830 e 0,843 correspondendo às condições de baixa, média e altas pressões, indicam boa adequação do modelo pois, quanto mais próximos da unidade, melhor será o modelo e sua coerência em relação aos dados experimentais (Duru & Hjelmfelt Jr., 1994). Já o coeficiente de predição com valores médios de 0,603; 0,167 e 0,157; bem próximos de zero, indicam boa predição do modelo, segundo Madramootoo et al. (1995).

As Figuras 3(a); 3(b) e 3(c) são das vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o sistema de injetores duplo de 40 x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa (15 mca) até 686,42 kPa (70 mca). Constata-se que quanto menores as dimensões do injetor principal em relação às do injetor secundário, maiores foram elas juntamente com os rendimentos indicando que além da ação do injetor principal sobre o injetor secundário outros parâmetros hidráulicos contribuíram para o aumento das vazões succionadas e rendimentos do sistema que utiliza injetores tipo Venturi duplo. As perdas de carga foram superiores àquelas com o injetor instalado diretamente na tubulação.

As vazões succionadas pelo injetor diretamente na tubulação foram superiores àquelas pelo sistema duplo, resultados que corroboram com as citações de Mueller (1964) quando comenta que os rendimentos dependem da condição operacional de cada sistema de trabalho.

Os dados observados e previstos com os pares de injetores de 40 x 25 mm; 40 x 32 mm e de 60 x 25 mm estão apresentados nas Figuras 4, 5 e 6 representando respectivamente, as condições de baixa, média e alta pressões de serviço.

Analisando as figuras constata-se pela aproximação das curvas dos valores definidos pelo modelo e aqueles experimentais que houve melhor adequação dos dados para às condições de média e altas pressões. Certamente, além dos diferenciais de pressão, também as vazões motrizes e as taxas de depressão atuaram conjuntamente na instalação que utiliza injetores duplo como observado por Feitosa Filho (1990) e Feitosa Filho et al. (1997) trabalhando com injetores tipo Venturi simples instalados diretamente na tubulação de abastecimento. Vale ressaltar que esses parâmetros hidráulicos foram considerados na instalação e estão inclusos nas equações obtidas.

## 5 CONCLUSÕES

Nas condições dos testes concluiu-se que: a) o modelo matemático representou adequadamente o sistema com injetores duplo, principalmente, nas condições de média e alta pressões de serviço e diferenciais de pressão; b) o funcionamento dos injetores duplo dependeu de mais de um diferencial de pressão, sendo que aquele entre um ponto à montante do sistema e outro na câmara, influiu mais que o diferencial de pressão considerando um ponto na câmara de mistura e outra à jusante do sistema; c) o sistema com injetores duplo permitiu ampliar o limite operacional nas condições de média e altas pressões embora, as vazões succionadas e os rendimentos tenham sido menores do que na instalação do injetor instalado diretamente na tubulação; d) as dimensões do injetor contribuíram no desempenho e na vazão succionada e quanto menores as dimensões do injetor secundário em relação às do injetor principal, melhor foi o desempenho do

sistema; e e) as equações representativas dos parâmetros hidráulicos de cada injetor permitiram definir o manejo adequado nas diferentes formas de instalação.

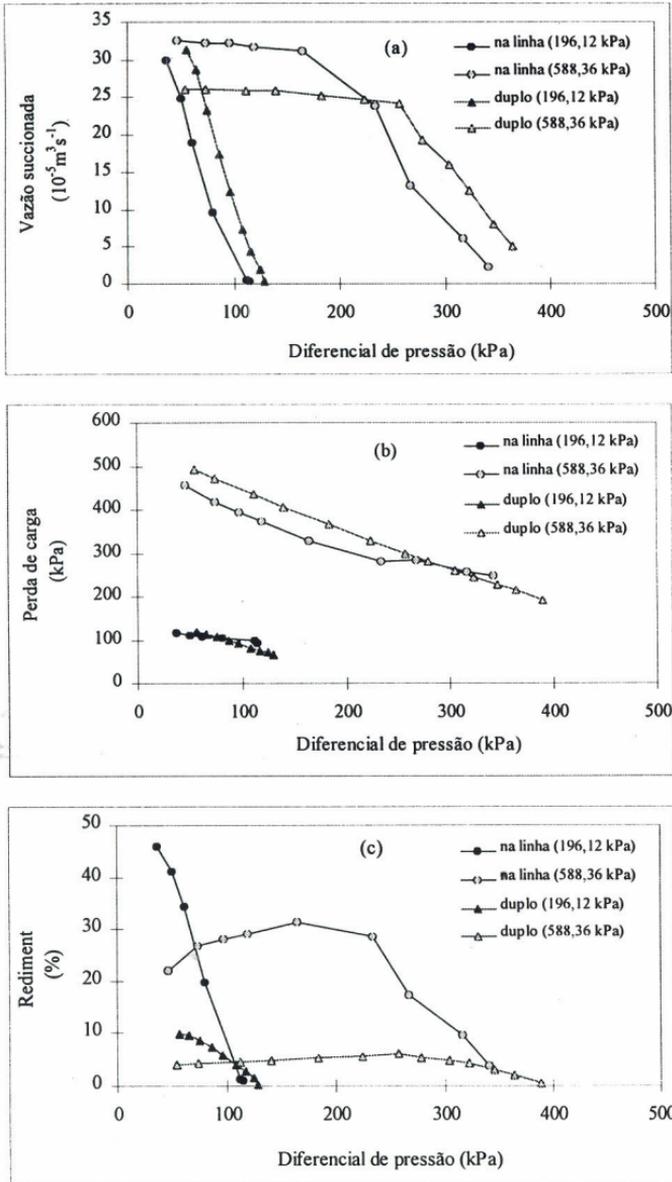


Figura 3. Vazões succionadas (a); perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão com o injetor de 25 mm funcionando instalado diretamente na tubulação e com sistema com injetores duplo de 60 mm.

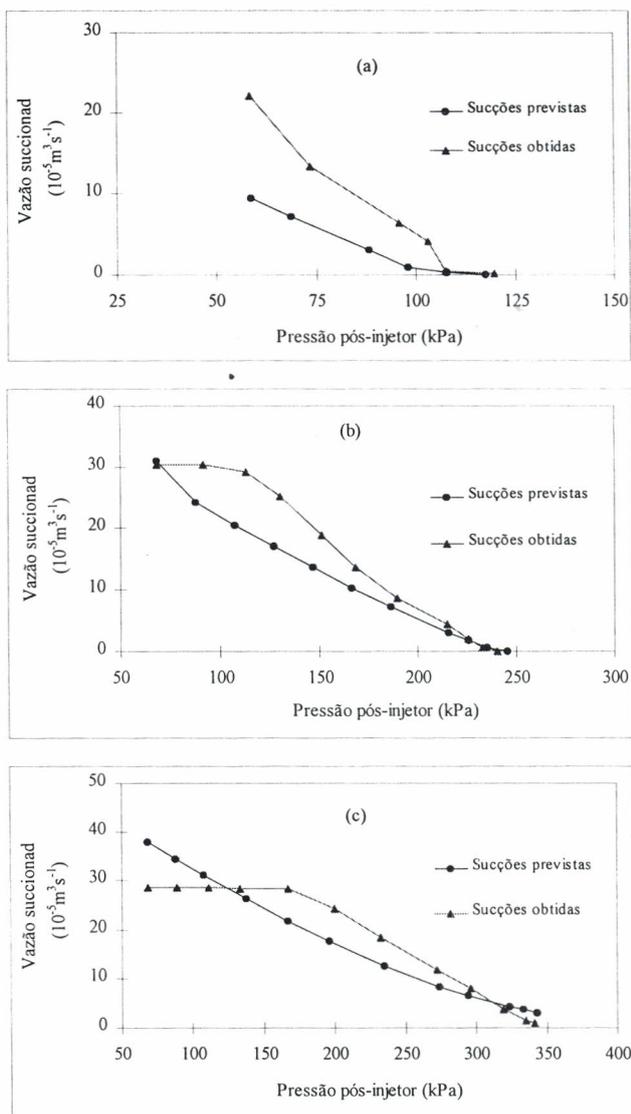


Figura 4. Dados fornecidos pelo programa e experimentais obtidos com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a); 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

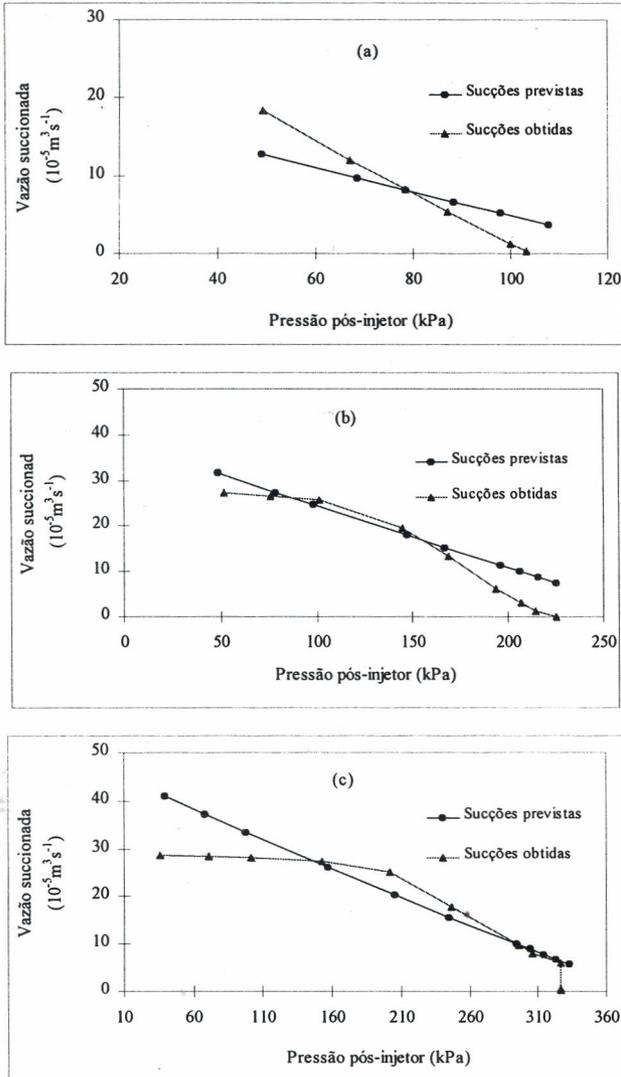


Figura 5. Dados fornecidos pelo programa e experimentais obtidos com o injetor duplo de 40 mm x 32 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a); 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

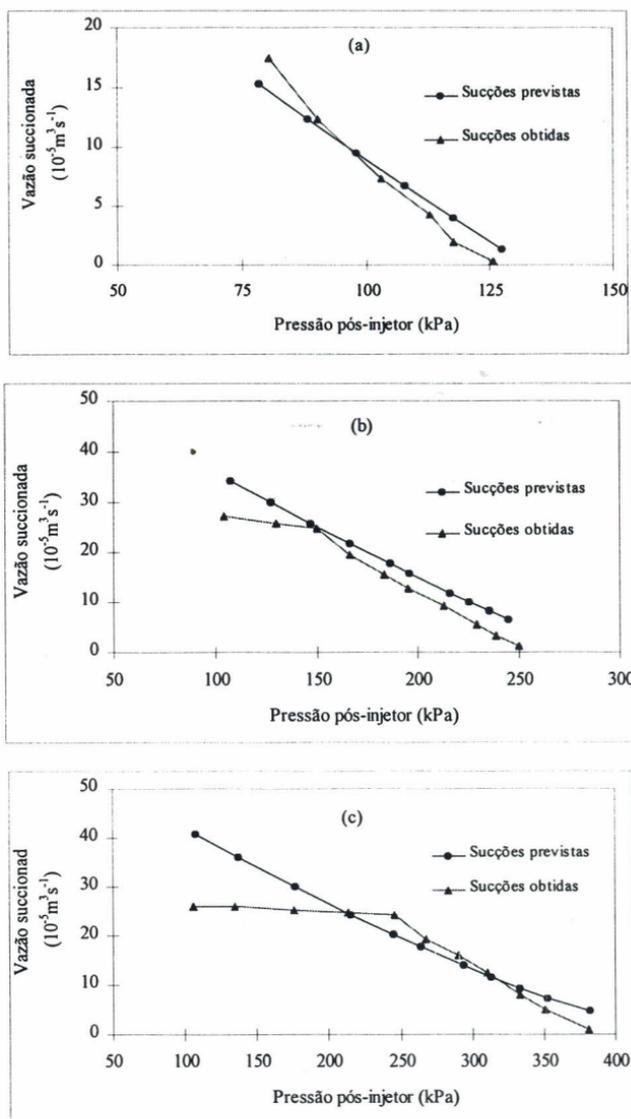


Figura 6. Dados fornecidos pelo programa e experimentais obtidos com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a); 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BURT, C., O'CONNOR, K., RUEHR, T. *Fertigation*. San Luis Obispo: California Polytechnic State University, 1995. 295p.
- DASBERG, S., BRESLER, E. Drip sistem components. In: \_\_\_ *Drip irrigation manual*. Bet Dagan, 1985. p.17-30. (Publication, 9).
- DURU, J. O., HJELMFELT, Jr., A.T. Investigating prediction capability of HEC1 and KINEROS kinematic wave runoff models. *J. Hydrol.*, v.157, p.87-103, 1994.
- FEITOSA FILHO, J.C. *Uniformidade de distribuição de fertilizantes via água de irrigação por microaspersão com uso dos injetores tipo Venturi e tanque de derivação*. Viçosa, 1990. 77p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola, área de concentração: Irrigação e Drenagem)-Universidade Federal de Viçosa.
- FEITOSA FILHO, J.C. *Otimização hidráulica e manejo de injetores tipo Venturi duplo para fins de quimigação*. Piracicaba, 1998. 164p. Tese (Doutorado em Agronomia, área de concentração: Irrigação e Drenagem) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.
- FEITOSA FILHO, J.C., BOTREL, T.A., PINTO, J.M. Desempenho de injetores tipo Venturi acoplado a tubulação sob condição de descarga livre e pressurizada a jusante. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 9, Campinas, 1996. *Anais...* Campinas: Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem-ABID, 1996. p.288-300.
- FEITOSA FILHO, J.C., BOTREL, T.A., PINTO, J.M. Influência das formas de instalação no desempenho de injetores tipo Venturi utilizados na quimigação. *Actas Hortic.* v.1, n.19, p. 443-9. 1997.
- LI, A., SCHMIDT, T.K. Parallel staged jet pump for fertilizer injection. In: INTERNATIONAL DRIP/TRICKLE IRRIGATION CONGRESS, 3. 1985, Fresno: *Proceedings...* St. Joseph, Michigan: American Society of Agricultural Engineers, 1985. v.2, p. 615-21.
- MADRAMOOTOO, C.A., KENNETH, A.W.W., ENRIGHT, P. Simulating tile drainage and nitrate leaching under a potato crop. *Water Resour. Bull.*, v.31, n.3, p.463-73, 1995.
- MUELLER, N.H.G. Water jet pump. *J. Hydraulics Division*, v.90, p.83-113, 1964.
- NASH, J. E., SUTCLIFFE, J.V. River flow forecasting throught conceptual model. I. *J. Hydrol.*, v.10, p.282-90, 1970.
- SHANI, M. *La fertilización combinada com el riego*. Tel-Aviv: Ministério de Agricultura de Israel, 1983. 36p.
- SHIMIZU, T. *Simulação em computador digital*. São Paulo: Edgard Blücher, 1975. 109p.
- VAZÁC, F., EPSTEIN, N. Regression analysis of a chemical reaction fouling model. *Can. J. Chem. Engi.*, v.74, p.173-5, 1996.
- ZÁRATE ROJAS, R.N. *Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. Piracicaba, 1995. 67p. Dissertação (Mestrado em Agronomia, área de concentração: Irrigação e Drenagem)-Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.