

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM TERMO-OSCILADOR PARA
BOMBEAMENTO DE LÍQUIDOS

Luiz Claudio Vieira Fernandes

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE
PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M. Sc.) EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Aprovada por:

K. Rajagopal

Prof. Krishnaswamy Rajagopal
(Presidente)

Alcir de Faro Orlando

Prof. Alcir de Faro Orlando

Antonio Mac Dowell de Figueiredo

Prof. Antonio Mac Dowell de Figueiredo

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 1984

Aos meus pais dedico este trabalho como reconhecimento da sua constante preocupação e incentivo em minha educação, sem os quais a realização desta tese não teria sido viável.

FERNANDES, LUIZ CLAUDIO VIEIRA

Estudo Experimental de um Termo-Oscilador para Bombeamento de Líquidos (Rio de Janeiro) 1984.

VII, 165 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M. Sc., Engenharia Mecânica, 1984)

Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

I. Estudo experimental de uma máquina térmica de simples construção para aplicações de bombeamento de líquidos..I. COPPE/UFRJ
II. Título (Série).

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Krishnaswamy Rajagopal pela orientação do trabalho, dando sugestões, discutindo dúvidas e rumos durante a sua realização. Pela ajuda e paciência na redação dos capítulos.

Ao Prof. Chimanbhai Taljabhai Patel pela boa vontade no acompanhamento da execução do circuito para medição do nível das colunas, sem a qual não seria possível a sua realização.

Ao Vivaldo Gurgel da Silva da COPPE/Biomédica pela execução e montagem do oscilador e na calibração do osciloscópio.

Ao Sr. Álvaro de Souza Fraga e funcionários da Oficina Mecânica pela boa vontade na execução das peças.

Ao Angelo Carlos da Paixão Cardoso (falecido) pelo empenho em tarefas na execução de alguns componentes dos modelos construídos.

Ao José Carlos de Oliveira pela ajuda prestada principalmente nas medidas experimentais.

Ao Miguel Dabdab Calache e a Clarissa Lobo da Cunha Mondini Belletti pelas informações acerca da utilização gráfica do computador.

Ao Prof. Roberto de Souza pela ajuda no empréstimo do registrador gráfico.

Ao Prof. Tiong Hiap Ong pelo interesse demonstrado no acompanhamento da tese.

Ao Prof. Dante Leonardo Zoratto pelas informações acerca de transdutores capacitivos.

Ao Jacinto da Silva Teixeira e Alair Emeriche da Metalurgia pela revelação das fotografias.

Ao Sr. Miguel Elias na execução da peça de vidro Pirex no primeiro modelo construído.

À Daisy Lima Pierucci pela paciência na datilografia dos capítulos.

Ao colega Prof. Julio Cesar Passos pelo apoio moral e solidariedade durante o transcurso desta tese.

À Wania Figueiredo pela compreensão, companheirismo e incentivo durante o tempo decorrido deste trabalho. A abdicação de seu tempo para auxílio nas tarefas desta tese foram imprescindíveis para sua finalização.

À todos que de alguma forma contribuíram à realização deste trabalho.

RESUMO DA TESE APRESENTADA A COPPE/UFRJ COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M. Sc.)

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM TERMO-OSCILADOR
PARA BOMBEAMENTO DE LÍQUIDOS

Luiz Claudio Vieira Fernandes
Julho de 1984

ORIENTADOR: Krishnaswamy Rajagopal
PROGRAMA: Engenharia Mecânica

Esta tese objetiva um estudo experimental de uma máquina térmica para bombeamento de líquidos. Esta máquina consiste num termo-oscilador formado por um tubo "U", parcialmente cheio de líquido o qual oscila, deslocando um gás alternativamente entre uma região aquecida para outra resfriada. A expansão e contração do gás é utilizada na realização de trabalho externo. Foram construídos dois modelos experimentais deste oscilador, para análise dos principais parâmetros que influenciam no seu desempenho. Transdutores e circuitos eletrônicos foram desenvolvidos para acompanhamento do nível de líquido no tubo "U" e dos movimentos das válvulas de sucção e recalque. Os valores de temperaturas e pressões do gás foram obtidos utilizando termopares e um transdutor de pressão. Com isto foi obtida a evolução do ciclo termodinâmico. É também proposto um modelo teórico deste termo-oscilador, simulado numericamente utilizando o método de Runge-Kutta, obtendo valores de pressão e volume do gás, bem como os de velocidade dos níveis de líquido, em função do tempo. Os resultados teóricos e experimentais foram qualitativamente comparados. Para o modelo construído com geometria não propícia à realimentação (feedback) de energia nas oscilações, as frequências e amplitudes mostram-se semelhantes às obtidas da simulação numérica; enquanto para o modelo construído com geometria de maior efeito desta realimentação, estes parâmetros de operação mostram-se diferentes da simulação. Comparações como o trabalho externo de bombeamento e a influência da variação da massa de gás no desempenho da bomba, mostram-se compatíveis. É demonstrada a possibilidade de utilização de um sistema de

simples construção e baixo custo em aplicações de bombeamento de líquidos para pequenas alturas de recalque. Devido ao recente interesse acerca destes tipos de bombas, tem-se pouca experiência para sua utilização em larga escala. São necessários estudos experimentais e teóricos para a otimização da geometria e dos parâmetros de operação.

ABSTRACT OF THESIS PRESENTED TO COPPE/UFRJ AS PARTIAL FULFILLMENT OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE (M. Sc.)

EXPERIMENTAL STUDY OF A THERMAL-OSCILLATOR FOR PUMPING LIQUIDS

Luiz Claudio Vieira Fernandes

July, 1984

CHAIRMAN: Krishnaswamy Rajagopal

DEPARTMENT: Mechanical Engineering

This thesis presents an experimental study of a thermal pump. This pump consists of a thermal oscillator formed by a U-tube partially filled with liquid which oscillates deslo^ucating a gas alternately from a hot region to a cold region. Two prototypes were constructed to study the principal factors that influence the performance. Transducer and electronic circuits were developed to register the liquid level in the U-tube and the deslocations of the admission and discharge valves. The temperatures and pressure of the gas was obtained using thermocouples and a pressure transducer. Thus the evolution of the thermodynamic cycles was studied. A theoretical model was used to simulate the thermal oscillator, obtaining the pressure and volume of the gas as well as velocities of the liquid level as a function of time by Runge-Kutta method. A comparison of the experimental and theoretical results was made. For the prototype with geometry unfavorable to the feedback of energy in the oscillations, the frequency and amplitude were similar. For the prototype with a geometry favorable to this feedback of energy, the results were different. Comparison such as the work realized in pumping and the influence of variation on quantity of gas on the cycle were satisfactory. The prototype showed it is possible to use a pump system of simple construction and low cost for low lift applications, for example rural irrigation. Due to the relatively recent interest in thermal pumps, there is little experience of its utility in large scale applications. Further experimental and theoretical studies are necessary for otimization of the geometry and parameters of operation.

INDICE

	<u>Pág.</u>
<u>CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO.....</u>	1
<u>CAPÍTULO II - AS MÁQUINAS FLUIDYNE NA LITERATURA.....</u>	13
<u>CAPÍTULO III - CONSTRUÇÃO E TESTES DO PRIMEIRO MODELO....</u>	19
<u>CAPÍTULO IV - NOVO MODELO - MODIFICAÇÕES.....</u>	31
<u>CAPÍTULO V - MODELO TEÓRICO.....</u>	60
<u>CAPÍTULO VI - ANÁLISE EXPERIMENTAL, TEÓRICA E COMPARAÇÃO.</u>	79
<u>CAPÍTULO VII - CONCLUSÕES, POSSÍVEIS APLICAÇÕES E SUGES- TÕES.....</u>	134
<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</u>	143
<u>APÊNDICES.....</u>	147

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

I.1 - INTRODUÇÃO

As máquinas térmicas tiveram um papel fundamental na Revolução Industrial; facilitaram trabalhos que antes eram executados exclusivamente pela força muscular (animal ou mesmo humana), e permitiram a realização de tarefas num tempo reduzido, a exemplo dos transportes a longa distância, bombeamento de água (as primeiras máquinas térmicas tinham principalmente esta finalidade) e das transformações de matérias primas nas indústrias. Atualmente a produção de energia e seu aproveitamento estão sofrendo transformações, principalmente em decorrência do aumento acelerado da demanda mundial. O contínuo aumento populacional do planeta, gerou problemas na obtenção de recursos outrora abundantes ou inexplorados antes da chamada Era Industrial. Algumas das soluções para resolver estas dificuldades têm-se mostrado específicas para cada região, de acordo com seu povo, cultura, nível tecnológico, recursos naturais, etc. Linhas de desenvolvimento aplicadas nos chamados países mais evoluídos nem sempre são as mais convenientes para os países em desenvolvimento por exemplo; torna-se portanto necessária a pesquisa adequada a cada problema específico.

Aplicando este pensamento aos setores científicos e especialmente o setor energético, exige-se um profundo questio

namento acerca do tipo de desenvolvimento adequado às condições locais. Entretanto, nem sempre as soluções mais sensatas para uma comunidade são aplicadas; outros interesses sócio-político-econômicos geram distorções destas soluções e criam com isto problemas paralelos à evolução das mesmas. Apesar destas dificuldades e limitações impostas, é preciso rever as soluções, tanto atuais, como propostas mais antigas: o homem na sua evolução histórica tem muitas vezes retomado antigos caminhos outrora abandonados por aparentes inconveniências, mostrando que os atuais rumos estão longe de serem os definitivos. Isto se aplica também às máquinas térmicas: antigas idéias atualmente estão sendo reconsideradas, obviamente com várias modificações e inovações, mas sempre refletindo a arte e a criação dos tempos mais antigos.

As máquinas térmicas segundo o ciclo de Stirling (1816) são um exemplo desta retomada no tempo; atualmente máquinas deste tipo estão sendo pesquisadas em muitos países e tem-se demonstrado possibilidades de sua aplicação em vários campos da ciência. Nosso estudo será sobre um tipo particular destas máquinas, idealizado e construído pela primeira vez na década passada.

I.2 - MÁQUINA FLUIDYNE E SEU FUNCIONAMENTO

Em 1970 um grupo de pesquisadores em Harwell na Inglaterra, particularmente WEST ^[26] e colaboradores estudando máquinas operando segundo o ciclo de Stirling, propuseram um novo modelo com modificações - que abriram espaço para um novo ti-

po de máquina térmica: a "Fluidyne".

Trata-se de uma máquina que segundo os seus criadores, funcionaria segundo o ciclo de Stirling mas que teria como característica principal a ausência de peças móveis para seu funcionamento: um pistão líquido seria o elemento móvel, uma idéia posta em prática em 1909 por ROBERT A. HUMPHREY exposta no livro de LOW [17], só que aplicada à máquina de combustão interna. Nosso estudo será sobre este tipo de máquina, onde abaixo procuramos esclarecer o seu funcionamento: Na Figura I.1.a, temos dois tubos em "U", os quais chamaremos de tubo deslocador e tubo de trabalho (lados esquerdo e direito respectivamente); o tubo deslocador é parcialmente cheio de líquido (água) sendo que na parte superior formam-se duas câmaras de ar interconectadas por um tubo de pequeno diâmetro. Cada uma destas câmaras é ligada a uma fonte de calor (uma quente e outra fria), aumentando a pressão quando a maior quantidade de gás se encontra na câmara quente (fonte quente) e diminuindo quando o gás se encontra na câmara fria (fonte fria), em outras palavras, realiza-se uma transformação isométrica com variação de pressão. A função do tubo de trabalho é a de se obter o movimento de fronteira do sistema (trabalho), sendo que a sua dinâmica está interligada à variação de pressão obtida com o deslocamento das colunas no tubo deslocador. Na Figura I.1.a, imagina-se o líquido no tubo deslocador com velocidades indicadas pelas setas, ou seja, um movimento no sentido de aumento da pressão do gás enquanto que o líquido no tubo de trabalho permanece praticamente em repouso (instável). Na Figura I.1.b temos a mudança da transformação isométrica para iso

DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE FUNCIONAMENTO DA FLUIDYNE

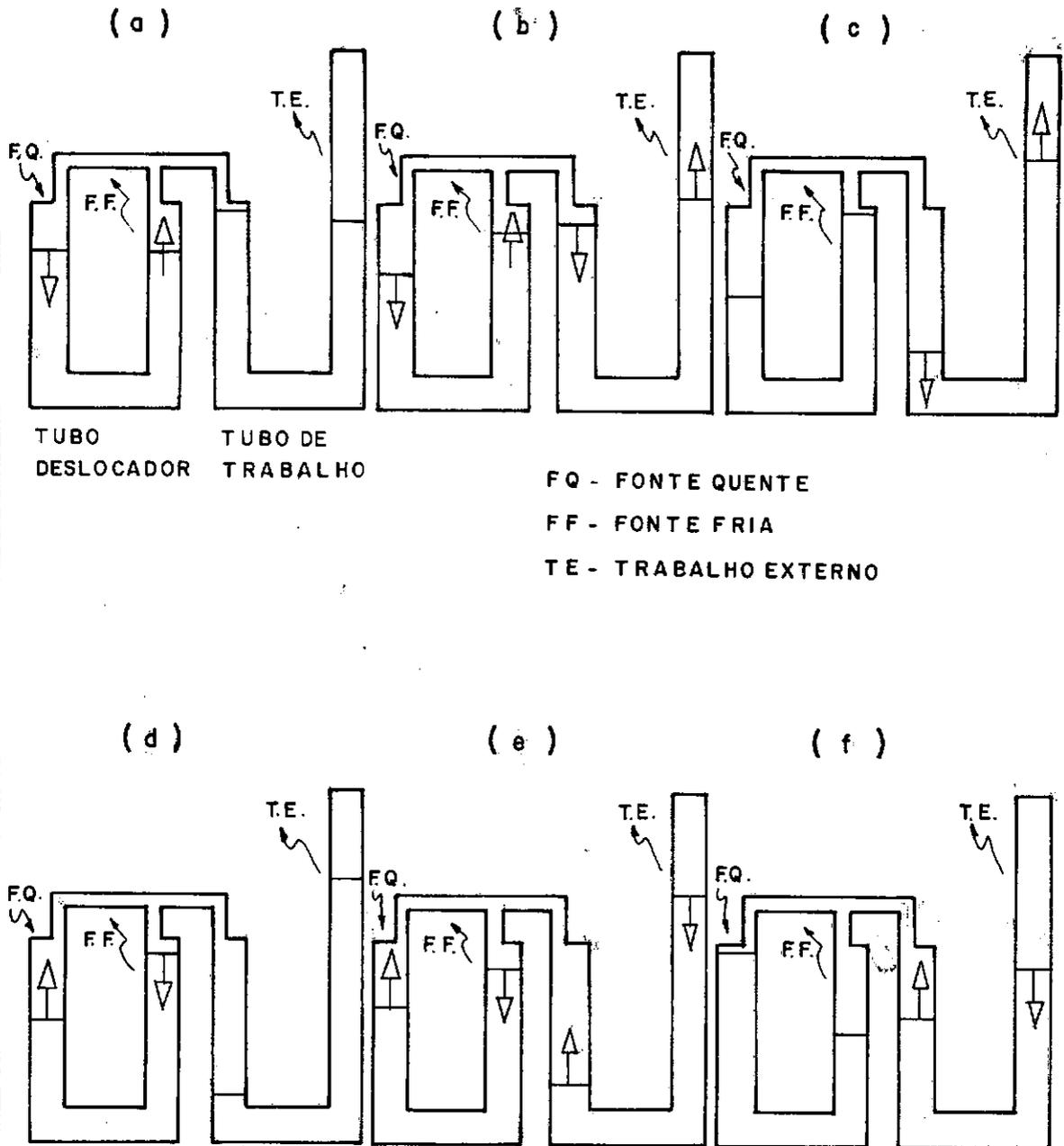


FIGURA - I - 1

térmica a partir da movimentação das colunas líquidas no tubo de trabalho, isto porque prossegue-se o fornecimento de calor. Na Figura I.1.c, no tubo deslocador chega-se a um desnível máximo, enquanto prossegue a expansão isotérmica no tubo de trabalho. A Figura I.1.d apresenta o início de outra transformação isométrica uma vez que as colunas líquidas no tubo de trabalho se encontram em repouso (instável) e no tubo deslocador em movimento. A evolução desta isométrica cessa com o início de movimentação no tubo de trabalho (início da compressão isotérmica devido à contínua rejeição de calor para a fonte fria), finalizando na Figura I.1.f onde o tubo deslocador se encontra em repouso (instável) e o de trabalho realizando o término da compressão, fechando o ciclo termodinâmico mostrado na Figura I.2 - ciclo de Stirling. Como o movimento no tubo deslocador é não conservativo (presença de atrito), é necessário a cada ciclo, um suprimento extra de energia, ou seja, uma realimentação (feedback) energética. Os principais meios para obtenção desta realimentação, segundo HOOPER e READER [13] são:

- jato de fluxo de realimentação (jet stream feedback)
- balanço de realimentação (rocking feedback)
- pressão de realimentação (pressure feedback)

As Figuras I.3, I.4 e I.5 mostram os três tipos de obtenção de realimentação. No primeiro tipo (jato de realimentação, Figura I.3) o fluxo de líquido na junção ("Tê") ocasiona uma realimentação pela assimetria geométrica, ou seja, parte do

DIAGRAMA TEÓRICO DA EVOLUÇÃO DO GÁS DE TRABALHO
NA FLUIDYNE (VER FIGURA I - 1)

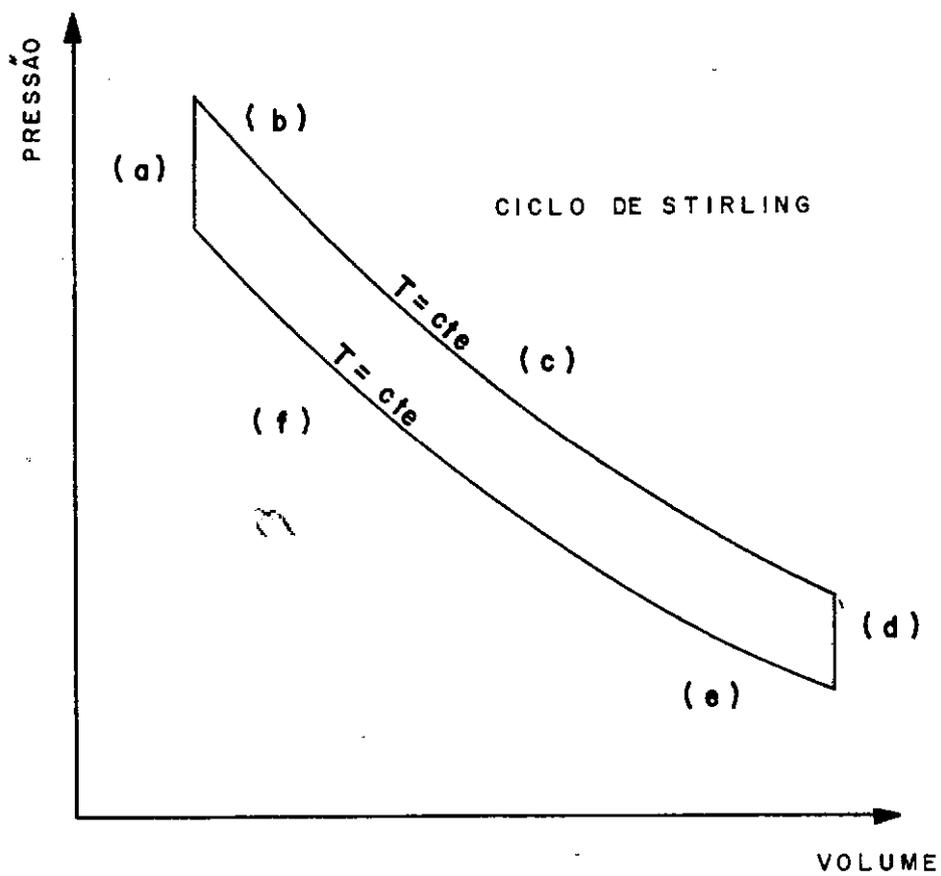
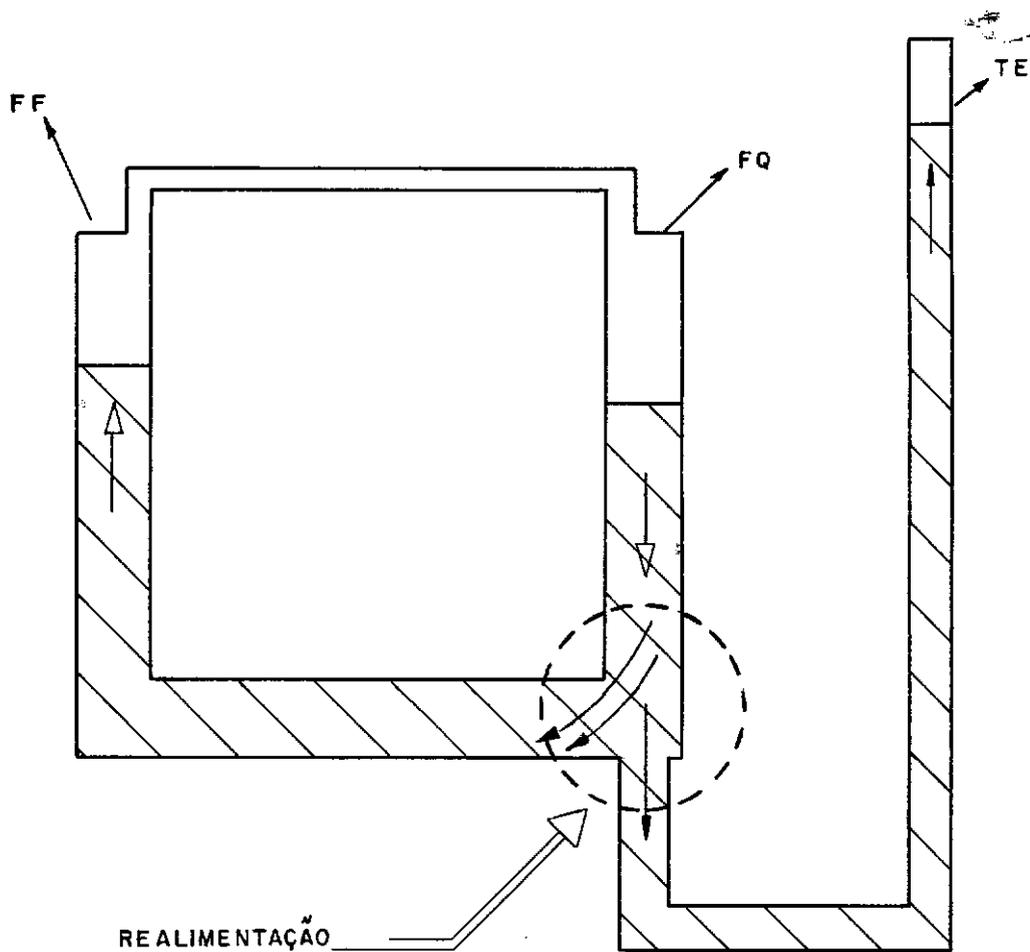


FIGURA I - 2

FLUIDYNE COM JATO DE CORRENTE DE REALIMENTAÇÃO
(JET STREAM FEEDBACK)



FF - FONTE FRIA
FQ - FONTE QUENTE
TE - TRABALHO EXTERNO

FIGURA I - 3

FLUIDYNE COM REALIMENTAÇÃO POR BALANÇO
(ROCKING FEEDBACK)

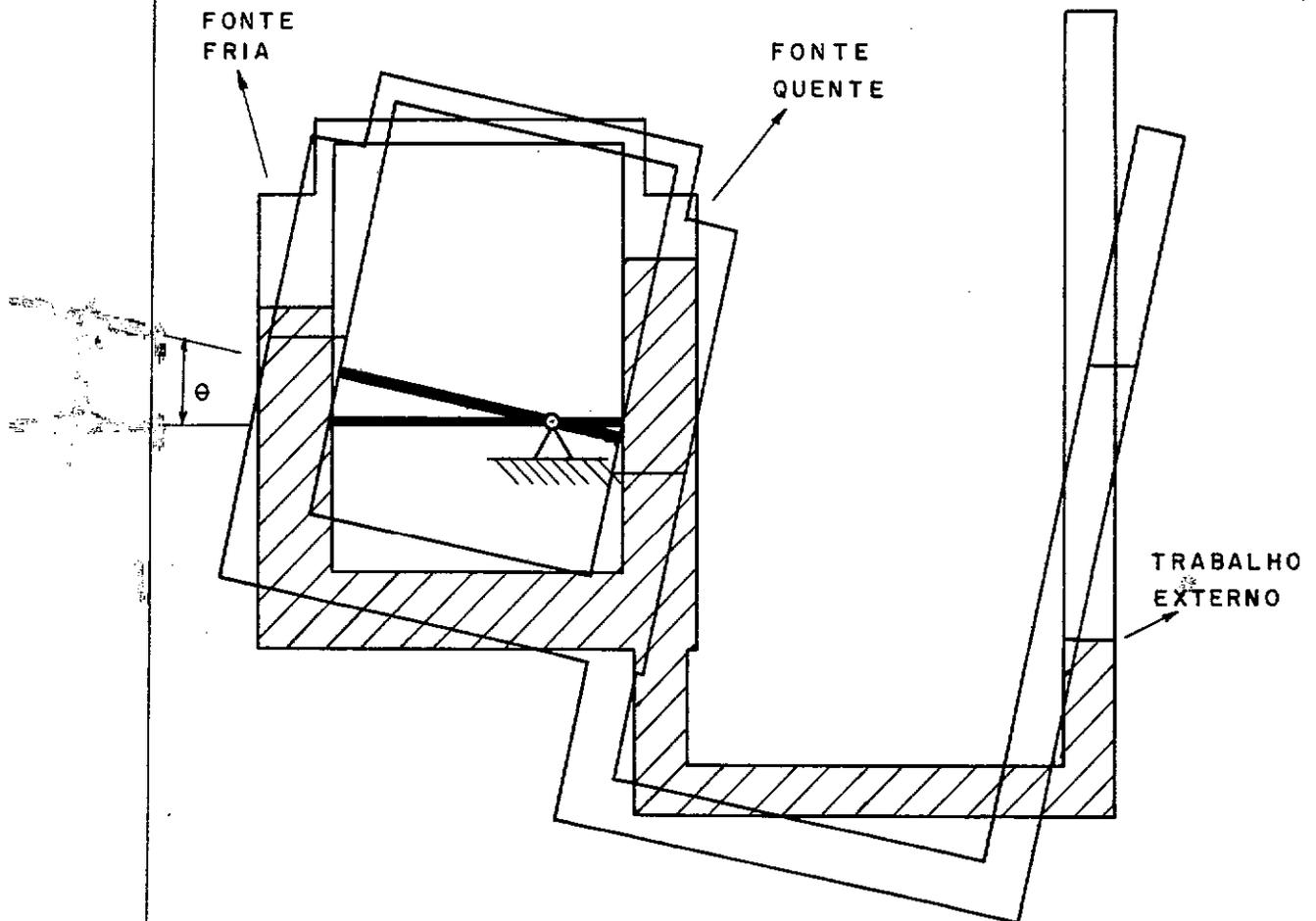
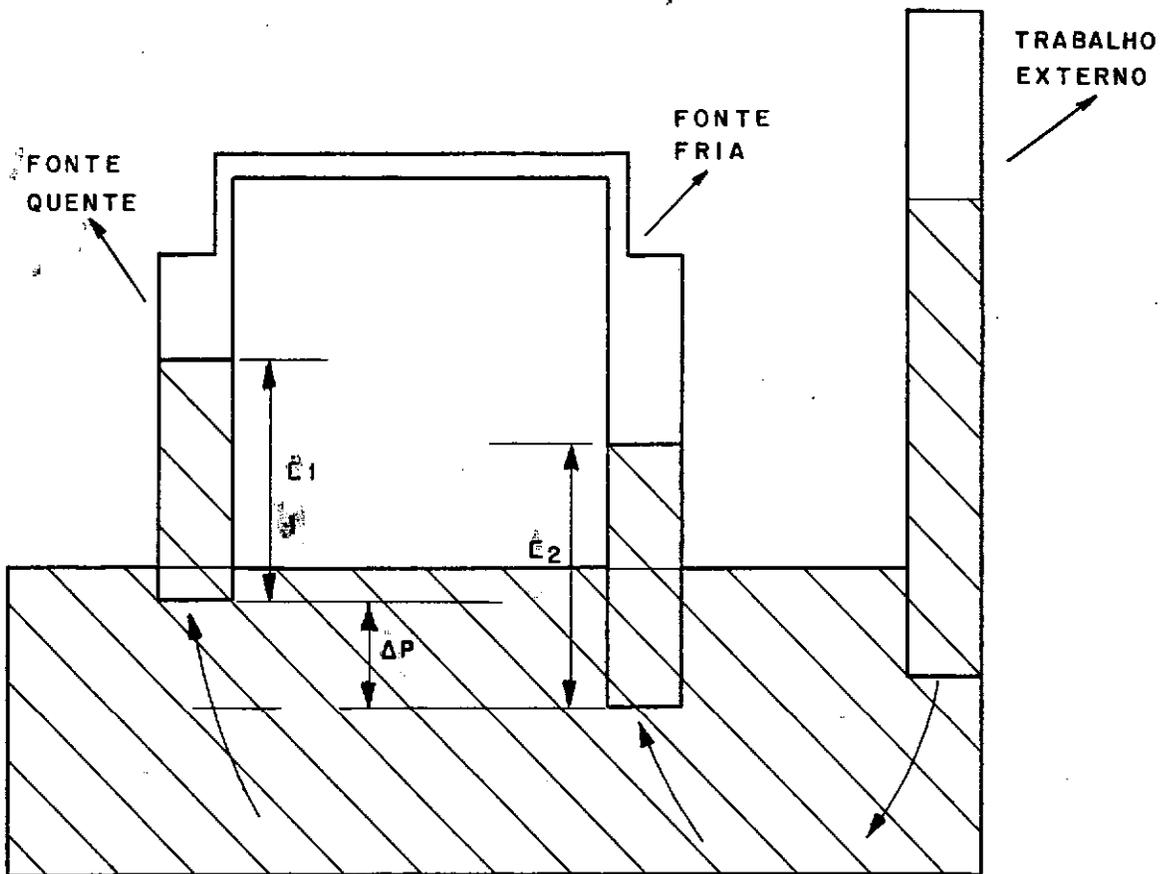


FIGURA I - 4

FLUIDYNE COM REALIMENTAÇÃO POR PRESSÃO (PRESSURE FEEDBACK)



$$f_1 d \sqrt{\frac{1}{L_1}}$$

$$f_2 d \sqrt{\frac{1}{L_2}}$$

$$f_2 < f < f_1$$

f - FREQUÊNCIA DO SISTEMA
 f₁- " NATURAL DA COLUNA 1
 f₂- " " " " 2

ΔP- DIFERENÇA DE PRESSÃO ENTRE COLU-
 NAS

C₁- COMPRIMENTO DA COLUNA 1

C₂- " " " " 2

FIGURA I - 5

escoamento da coluna da fonte quente se dirige à coluna da fonte fria; na outra fase do ciclo as colunas da fonte fria e de trabalho alimentam a coluna da fonte quente (escoamento no outro sentido); no segundo tipo (balanço de realimentação, Figura I.4), o movimento da coluna de trabalho gera um desequilíbrio de forças gravitacionais em relação ao ponto de articulação C, gerando um momento que desequilibra as colunas do tubo deslocador. Já na Figura I.5 (pressão de realimentação) o suprimento de energia é obtido pelos diferentes comprimentos das colunas do tubo deslocador, originando frequências naturais distintas para ambos, ocasionando esforços dinâmicos capazes de sustentar as oscilações.

O que constatamos nas publicações sobre este assunto foi a utilização de geometrias exclusivamente do primeiro tipo de realimentação (jato de fluxo), inclusive nos modelos construídos por WEST [26]. Entretanto, nosso primeiro modelo construído não utilizava nenhum destes três tipos de realimentação (a simetria era total), o que nos pareceu evidenciar uma outra forma de realimentação distinta das três (no Capítulo VI há uma breve discussão sobre o assunto).

É sabido que o ciclo de Stirling, quando operando com regeneração apresenta um rendimento térmico numericamente igual ao de Carnot na mesma faixa de temperaturas, ou seja, uma máquina ciclo Stirling apresenta o maior aproveitamento de trabalho possível operando entre duas fontes térmicas de temperaturas distintas; isto significa na prática, elevados rendimentos mesmo para as máquinas não ideais (BEALE [3]), ciclo Stirling. Por

exemplo, a PHILLIPS já atingiu rendimentos térmicos superiores a 50% com protótipos construídos em seus laboratórios, ou seja, rendimentos iguais ou superiores aos grandes e modernos motores Diesel para geração elétrica.

Esperamos que a máquina Fluidyne por ser classificada como uma máquina ciclo Stirling apresente também rendimentos elevados.

I.3 - OBJETIVOS E TESE

Esta tese tem como proposta iniciar um estudo experimental da máquina térmica "Fluidyne", por meio da construção de um modelo devidamente instrumentado, para analisar e compreender suas características de operação.

I.3.1 - Organização da Tese

O presente trabalho está organizado em sete Capítulos e oito Apêndices.

Os trabalhos relacionados com a Fluidyne são descritos no segundo capítulo, apontando principalmente as dificuldades experimentais de medidas dos modelos desenvolvidos. A quase inexistência de modelos teóricos demonstra que as pesquisas sobre o assunto encontram-se em fase inicial. No terceiro capítulo apresentamos nosso primeiro modelo construído, fornecendo algumas características de funcionamento e limitações ocorridas pa

ra realização de uma investigação científica mais detalhada. Algumas características são comparadas com a literatura no quarto capítulo. Neste capítulo, descrevemos o segundo modelo experimental construído, bem como a instrumentação desenvolvida durante o estudo. Dificuldades de operação e medição dos parâmetros tais como volume, pressão e temperaturas são mencionados. No quinto capítulo é proposto um modelo teórico resolvido numericamente pelo método de Runge-Kutta. No sexto capítulo são apresentados os resultados preliminares das experiências do segundo modelo experimental e dos resultados qualitativos do modelo teórico. Sugestões, aplicações e conclusões são apresentadas no sétimo capítulo.

CAPÍTULO IIAS MÁQUINAS FLUIDYNE NA LITERATURA

O número de artigos, publicações e informações acerca da Fluidyne que podemos obter na literatura é reduzido. A sua maioria se encontra em anais de congressos de data relativamente recente (1977-1981), sendo que uma parte desta foi obtida durante o andamento deste trabalho. Alguns destes trabalhos tratam de sistemas semelhantes à Fluidyne utilizando para seu funcionamento o princípio de colunas líquidas. Estas publicações geralmente descrevem características experimentais dos modelos desenvolvidos relatando as dificuldades de construção de sensores de medida e sua eficácia para determinação de variáveis físicas tais como pressão, volume, etc. Uma exceção é o trabalho de ELROD [7] que propõe um modelo dinâmico para análise de estabilidade.

Em 1970 WEST [26] anuncia sua invenção (Fluidyne) e desenvolve o primeiro modelo experimental em Harwell. O trabalho de GOSWAMI, RAMACHANDRA e SANYAL [10] foi nossa primeira informação obtida e que estimulou a construção do primeiro modelo experimental. Neste artigo, além de uma descrição do equipamento, os autores propõe a utilização de energia solar e o acoplamento em série destas máquinas, para bombeamento de água em maiores alturas.

READER e LEWIS |¹⁶| comentam problemas experimentais de medidas de pressão, temperatura e volume do gás de trabalho (ar). Para determinação dos volumes utilizam uma filmadora de alta velocidade (a bomba Fluidyne era totalmente transparente no caso), e na medida de pressões empregam um micro-manômetro com resposta elétrica. É interessante comentar também a tentativa realizada pelos autores de se utilizar malhas regeneradoras no tubo de ar; no entanto os resultados mostram que seu emprego não é satisfatório devido à presença de vapor de água, que se condensava nas mesmas, obstruindo a passagem, ocasionando uma elevada perda de carga no escoamento. Já BELL, GOLDBERG, RALLIS e URIELLI |⁴| determinam os níveis (volumes) das colunas d'água utilizando a variação da resistência elétrica de duas bobinas de cobre e liga de níquel, respectivamente. Estes autores estudam também experimentalmente a influência do mecanismo de realimentação por jato de fluxo (jet stream feedback), por meio de variações de geometria na tomada de água da tubulação de admissão e recalque.

Uma parte do trabalho desta tese foi publicada por FERNANDES e RAJAGOPAL |⁸| descrevendo a construção de um modelo experimental e analisando suas características de funcionamento e operação.

O modelo teórico de ELROD |⁷| é um início para esclarecimento do funcionamento da Fluidyne. Neste trabalho é feita uma análise dinâmica da máquina, sem considerar nenhum tipo de extração de trabalho útil; utilizando as equações de movimento de Euler e de conservação de massa tanto para o gás quanto pa

ra o líquido, o autor chega a um sistema de equações não linear. Este sistema é linearizado e analisado segundo critérios de estabilidade procurando otimizar os principais parâmetros de funcionamento (temperaturas para auto-partida, posicionamento do tubo de trabalho, etc.). Nenhuma realimentação foi considerada, embora o modelo possua configuração propícia à mesma (ver Figura I.3).

A existência de trabalhos publicados a respeito de máquinas térmicas utilizando pistões líquidos não é recente. O trabalho experimental de HUMPHREY citado no Capítulo I (LOW |¹⁷|) foi realizado em 1909. Este trabalho constou na construção de um motor a combustão interna para fins de bombeamento de água segundo o ciclo Otto, utilizando o movimento de uma coluna líquida. Deve-se ressaltar que este estudo apesar de ser feito no início do século (1909) apresenta resultados competitivos com as modernas máquinas térmicas, a exemplo das cifras atingidas de cerca de 22% para o valor do rendimento térmico global do sistema; a Figura II.1 apresenta um esquema do ciclo termodinâmico obtido com esta máquina. O trabalho de MANSOUR e SCIESZKO |¹⁸| trata de uma modelagem de uma bomba d'água solar semelhante à Fluidyne utilizando um flutuador para deslocamento do gás de trabalho (ar). Os autores consideram na sua modelagem a realização de um trabalho útil através da vazão de água recalçada por meio de duas válvulas de retenção (trabalho de bombeamento). BARNES e REICHMUTH |²| constroem uma bomba d'água de pistão líquido para ser acoplada a um coletor solar cilíndrico-parabólico. Testam também um sistema de flutuadores sólidos para minimizar

CICLO EFETUADO PELA BOMBA DE HUMPHREY

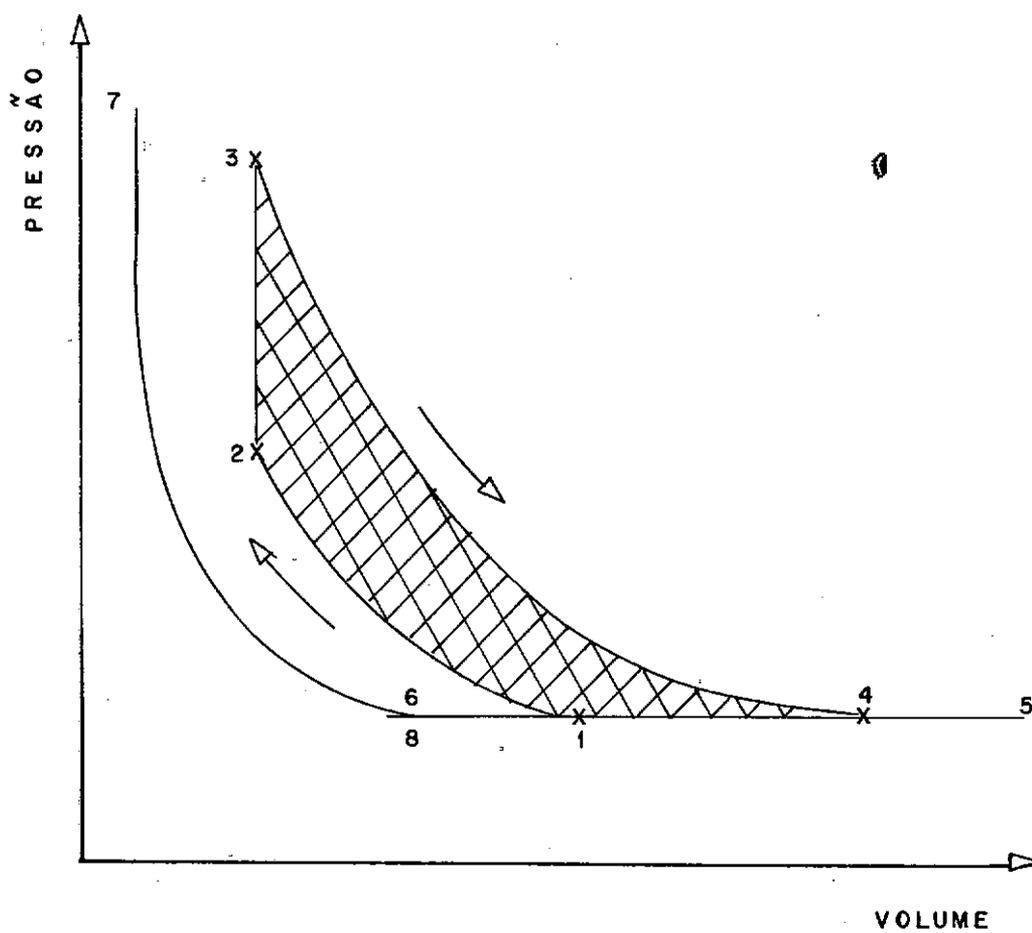


FIGURA II - 1

as perdas de calor do gás de trabalho ao líquido. Algumas idéias usadas neste artigo poderiam, com devidas modificações, serem usadas no caso específico da Fluidyne.

READER e LEWIS [16] notam a presença de vapor no ar e acham que o fato de o escoamento ser bifásico pode ser um aspecto importante na auto-partida da máquina Fluidyne. As características de oscilações podem ser influenciadas pelas propriedades não-lineares de escoamento bifásico.

Outros aspectos de escoamento bifásico no desempenho de máquinas térmicas são consideradas por AGBI e WALKER [1] onde procura-se mostrar ser benéfica a utilização de fluidos bicomponentes com mudanças de fase devido às suas melhores características de transferência de calor e à sua maior entalpia específica (permitindo maiores valores de trabalho por unidade de volume). Os autores em sua comprovação teórica apresentam curvas de desempenho de diversas misturas ar/vapor.

Aspectos mais gerais sobre a Fluidyne e máquinas térmicas similares são discutidas no livro recente (1983) de HOOPER e READER [13] onde relatam detalhadamente os motores ciclo Stirling desde seus primeiros modelos até nossos dias. No texto os autores se referem brevemente a trabalhos sobre a Fluidyne, principalmente quanto à parte experimental.

Sobre a utilização de máquinas térmicas para fins de bombeamento de água tratam os trabalhos de POPOV, SHUIN e

TRUKHOV [21] e IYNKARAN, KUNCHITHAPATHAM e MUTHUVEERAPPAN [15]; no primeiro são estudadas por simulação computacional as características de um motor ciclo Stirling para esta finalidade. No segundo é descrito outro tipo de máquina térmica construída com o nome de "bomba de ascensão" (lift pump), a qual utiliza vapor no processo termodinâmico. GUPTA, REDDY e SANTHANAM [11] estudam teórica-experimentalmente uma bomba d'água solar utilizando o ciclo Rankine para baixas temperaturas empregando pentano como fluido de transferência de calor e trabalho. PAHOJA [20] fez uma análise técnica dos diversos tipos de máquinas térmicas não convencionais (solares), para seu emprego em bombeamento de água em regiões rurais.

CAPÍTULO III

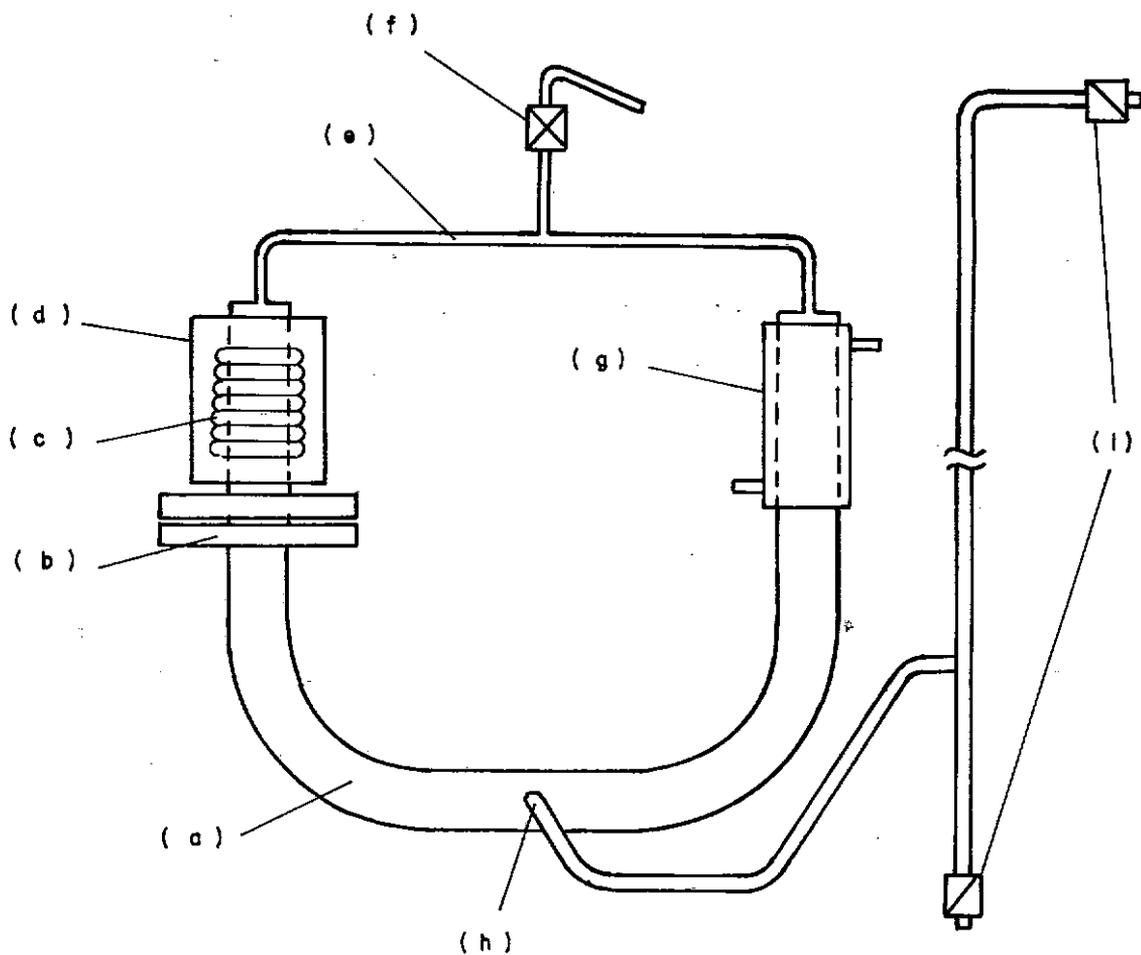
CONSTRUÇÃO E TESTES DO PRIMEIRO MODELO

Pelo fato de não obtermos na época (meados de 1981) nenhuma informação publicada, plenamente satisfatória para o funcionamento da "Fluidyne" (a não ser a garantia experimental de funcionamento segundo alguns artigos), construímos um modelo experimental baseado em informações do trabalho de GOSWAMI, RAMA CHANDRA e SANYAL [10], sem a preocupação quanto a sua otimização ou mesmo de se utilizar uma instrumentação científica rigorosa. Na realidade, a intenção era a de se observar as possibilidades reais da "Fluidyne" como uma máquina térmica simples e com aplicações promissoras.

III.1 - CONSTRUÇÃO

O modelo inicialmente construído encontra-se esquematizado na Figura III.1: Um tubo de aço (a) em forma de "U", com um lado flangeado (b) na intenção de isolar parcialmente o calor gerado por uma resistência elétrica (c) de cerca de 400 watts de potência (fonte quente); outra função do flange é facilitar a desmontagem do sistema, mas posteriormente constatamos que devido a sua grande superfície exposta para a atmosfera há grande dissipação de calor para o ambiente. A resistência elétrica (41 ohms) é isolada com lã de rocha envolta em uma chapa de alumínio corrugado (d). O circuito (e) para o fluido termodinâmico interliga as duas colunas (fonte quente e fria) do tubo "U". Este cir

ESQUEMA GERAL DO PRIMEIRO MODELO



- (a) TUBO EM "U"
- (b) FLANGE DO TUBO "U"
- (c) RESISTÊNCIA ELÉTRICA
- (d) ISOLAMENTO TÉRMICO
- (e) TUBULAÇÃO PARA AR
- (f) VÁLVULA AGULHA PARA AR
- (g) CAMISA D'ÁGUA
- (h) SAÍDA DA TUBULAÇÃO DE ADMISSÃO E RECALQUE
- (i) VÁLVULAS DE RETENÇÃO

FIGURA III - I

cuito consiste de um tubo de latão de diâmetro nominal de 1/4" com uma válvula agulha para gás (f) com a função de controlar o nível de líquido nas colunas e conseqüentemente a quantidade de ar na máquina. Na coluna correspondente à fonte fria, uma camisa d'água (g) serve como trocador de calor em duplo tubo; a água de refrigeração provém de um reservatório (50 litros) colocado a uma certa altura do modelo. Completando o circuito hidráulico, há uma saída (h) disposta simetricamente entre as duas colunas comunicando para duas válvulas de retenção (i): uma para admissão e outra para expulsão da água; estas válvulas foram colocadas somente após comprovação experimental da oscilação desta terceira coluna. A Figura III.2 mostra uma fotografia do sistema.

As principais medidas físicas do sistema estão abaixo relacionadas:

	<u>DIMENSÕES (mm)</u>
- comprimento total da coluna líquida ("U")	800
- diâmetro interno do tubo "U"	318
- diâmetro externo do tubo "U"	381
- diâmetro externo do flange	135
- altura das colunas	330
- altura da interface água-ar	300
- diâmetro da tubulação de bombeamento	12.70
- diâmetro interno da tubulação de ar	6.35
- comprimento total da tubulação de bombeamento	1700

Fotografia do primeiro modelo construído

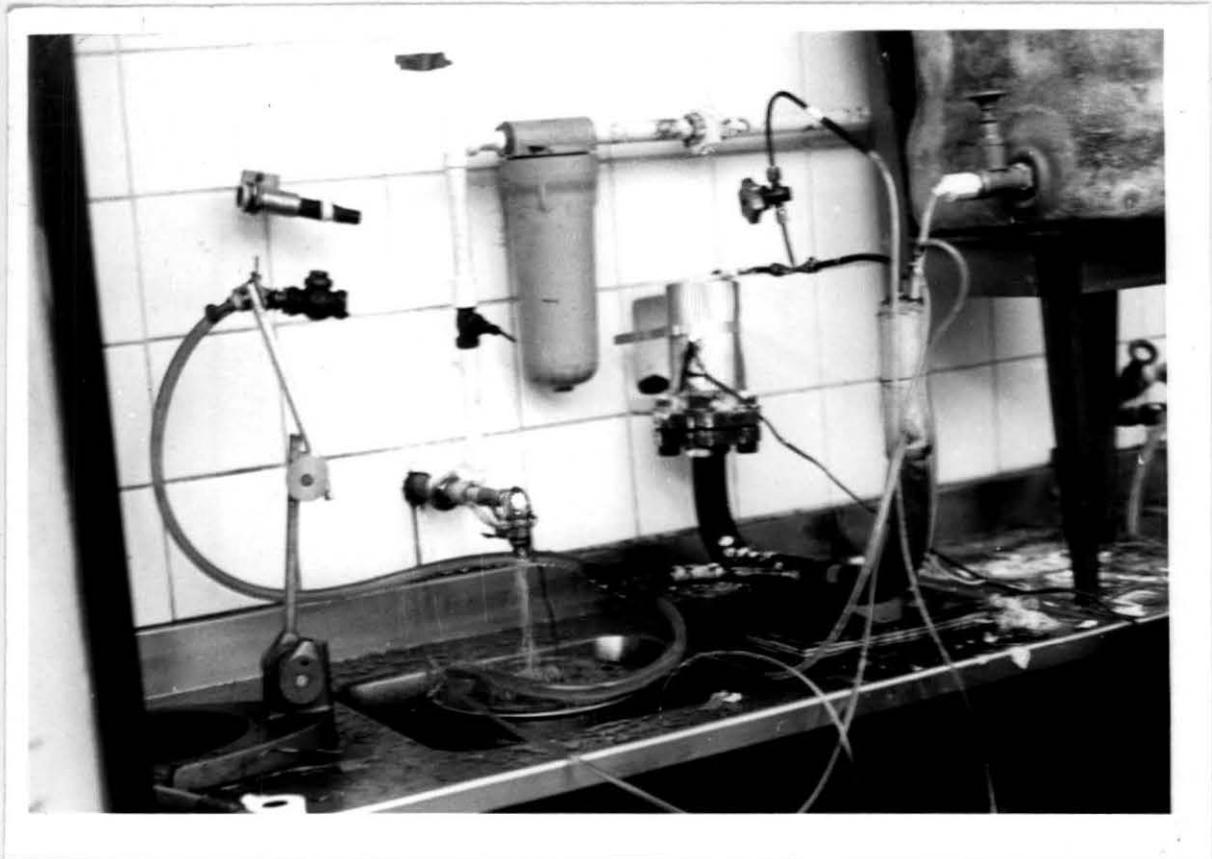


Figura III.2

Para observação visual do nível de líquido no sistema, foi colocada uma mangueira transparente paralela à coluna da fonte fria. Para observação da variação da pressão do fluido termodinâmico (ar), foi utilizada uma mangueira com água e ar fechada na extremidade, também ligada à câmara fria.

III.2 - OPERAÇÃO

Para início de operação, é necessário ajustar o nível de água de maneira que ocupe aproximadamente a metade dos volumes das câmaras quente e fria (fonte e sumidouro de calor); cerca de cinco minutos são necessários para início de bombeamento após o fornecimento de energia elétrica para a resistência. O sistema parte sem necessidade de qualquer dispositivo auxiliar (auto-partida), entrando em regime após poucos segundos de funcionamento.

III.3 - RESULTADOS

Para uma melhor avaliação das características da "Fluidyne", foram medidas variações de vazão com altura de recalque, procurando-se manter os demais parâmetros constantes: potência elétrica para a fonte quente, temperatura e vazão de água do sistema de refrigeração (fonte fria), temperatura ambiente e temperatura da água de bombeamento.

III.3.1 - Altura x Vazão

Observa-se pela tabela adiante III.1, que a capacidade da bomba (vazão volumétrica) decresce rapidamente com o aumento da altura (carga) bombeada, apesar de que o produto destas variáveis em cada ponto de operação traduz um maior trabalho (e consequentemente rendimento) quanto maior o recalque (o limite está vinculado à pressão máxima obtida no ciclo). Na Figura III.3, estão plotados os dados da tabela de altura e vazão observando-se que não existe nenhum tipo de patamar na curva, ou seja, o sistema tende sempre a compensar a menor altura bombeada com uma maior vazão, apesar de não ser na mesma proporção.

III.3.2 - Frequência

Outra característica apresentada pelo modelo é quanto a frequência de oscilação que se mantém praticamente constante, independente da variação da altura bombeada, sendo porém relativamente sensível à quantidade de ar inicialmente introduzida no sistema. A frequência medida encontra-se numa faixa semelhante à frequência teórica de oscilação de um tubo em "U" de mesmo comprimento, desprezando-se as perdas por atrito:

$$\begin{aligned}
 f_{\text{teor}} &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g}{L}} & f &- \text{frequência em ciclos/minuto} \\
 &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2 \times 981}{80}} & L &- \text{comprimento do líquido no tubo "U" (80 cm)} \\
 &= 47,3 \text{ ciclos/min.} & g &- \text{aceleração da gravidade (981 cm/segundo}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

TABELA III.1

CARGA (cm)	CAPACIDADE (ℓ/min)	ÁGUA DE RESFRIAMENTO		
		TEMPERATURA (°C)	VAZÃO (ℓ/min)	FREQUENCIA (ciclos/min)
10	2,100	30°C	0,980	42
20	1,800	30°C	1,160	42
30	1,600	30°C	0,990	41
40	1,500	30°C	1,020	41
50	1,460	30°C	0,910	40
75	1,330	30°C	1,000	40
90	1,170	30°C	0,910	40

OBSERVAÇÃO:

- Temperatura ambiente → 29°C
- Temperatura água entrada → 28°C
- Potência fornecida à resistência → 245 Watts

CURVA CARACTERÍSTICA DA FLUIDYNE EM BOMBEAMENTO DE ÁGUA.

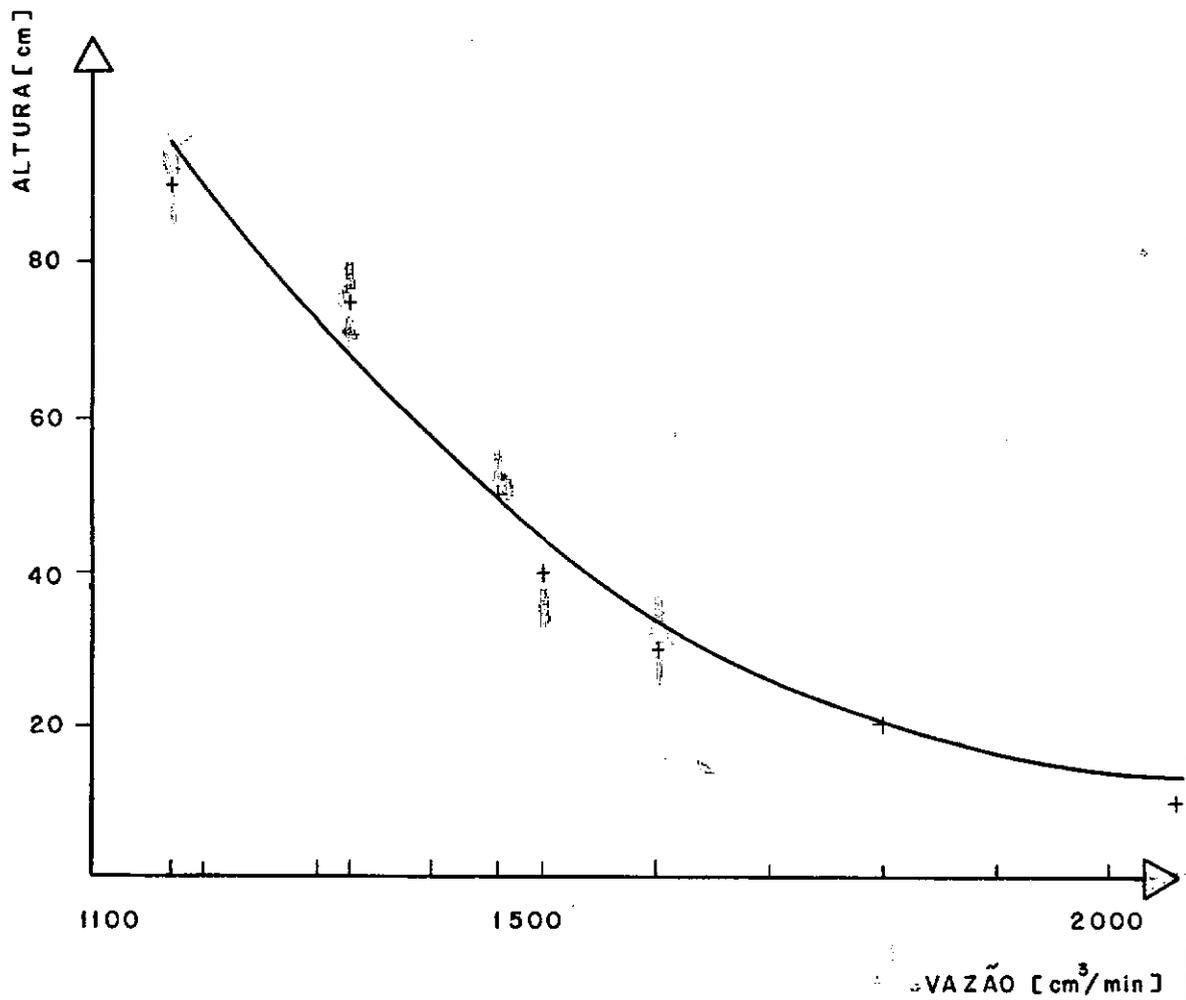


FIGURA III - 3

$$f_{\text{real}} = 40 \text{ ciclos/min.}$$

$$\text{Portanto: } \frac{f_{\text{teor}}}{f_{\text{real}}} = \frac{47,3}{40} = 1,18$$

III.3.3 - Limitações

Uma das maiores limitações deste modelo é a pequena altura estática de elevação obtida (no máximo um metro aproximadamente), devido em parte pela obrigatoriedade do ciclo de pressão se situar em torno da pressão atmosférica (para efeito de sucção). Outro problema crítico são as perdas de calor tanto para o ambiente como para a interface ar-água, o que acarreta num desempenho do conjunto inferior ao esperado, uma vez que as temperaturas geradas na superfície metálica atingem mais de 200°C.

III.4 - MODIFICAÇÕES E CONCLUSÕES

Após esta etapa inicial, e confirmada as possibilidades do termo-oscilador em aplicações para obtenção de trabalho mecânico como bombeamento de água no caso, concentramos nosso interesse na obtenção de um maior desempenho do modelo para bombeamento através de algumas modificações.

III.4.1 - Flutuadores

A primeira providência para este objetivo foi a colocação de um flutuador líquido sobre a interface água-ar, GOLD-

BERG e RALLIS [9]; na ocasião, empregou-se um óleo de densidade menor que 1 (um), com uma temperatura de vaporização maior que a da água. O objetivo era criar uma barreira térmica desta película com a coluna de água, uma vez que a transferência de calor por convecção seria limitada, além de diminuir o coeficiente de condutibilidade térmica. Os resultados não foram satisfatórios; a "Fluidyne" não operava, possivelmente pela maior viscosidade do óleo que aderiu à parede metálica diminuindo a troca de calor para o ar. Outra explicação é que a formação de vapor para realização do ciclo é efetivamente necessária (ver trabalho de AGBI e WALKER [1]) pelo menos nesta configuração geométrica, pois o escoamento bifásico seria um dos fatores básicos para a auto-partida (instabilidade, GOLDBERG e RALLIS [9]).

Outra tentativa de melhoria de desempenho foi a colocação de flutuadores metálicos (BARNES e REICHMUTH [2]), mas problemas operacionais de manutenção das oscilações inviabilizaram o prosseguimento das pesquisas neste sentido. Um dos problemas era causado pelo engripamento dos mesmos na parede metálica, o que fazia cessar as oscilações.

III.4.2 - Coluna Transparente

Outra importante modificação foi a construção de uma coluna transparente para visualização na fonte fria. O objetivo era poder estudar melhor as oscilações bem como de melhor estimar a formação de vapor durante o funcionamento. A Figura III.4, mostra o desenho desta modificação: a peça é feita em

- 1 - PEÇA DE VIDRO PIREX
2 - FLANGE BIPARTIDO DE ALUMINIO

COTAS - mm
ESCALA 1:1

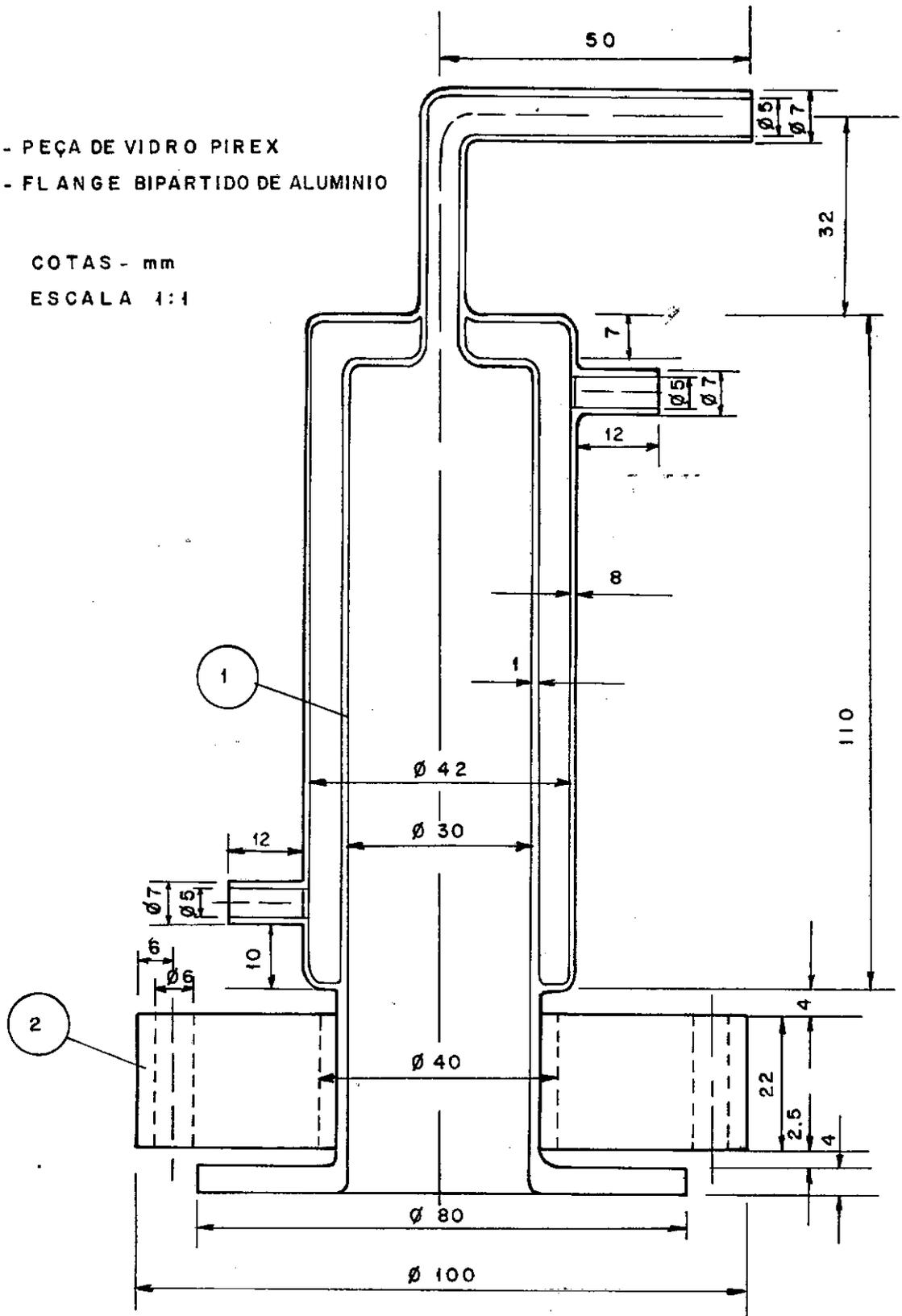


FIGURA III - 4

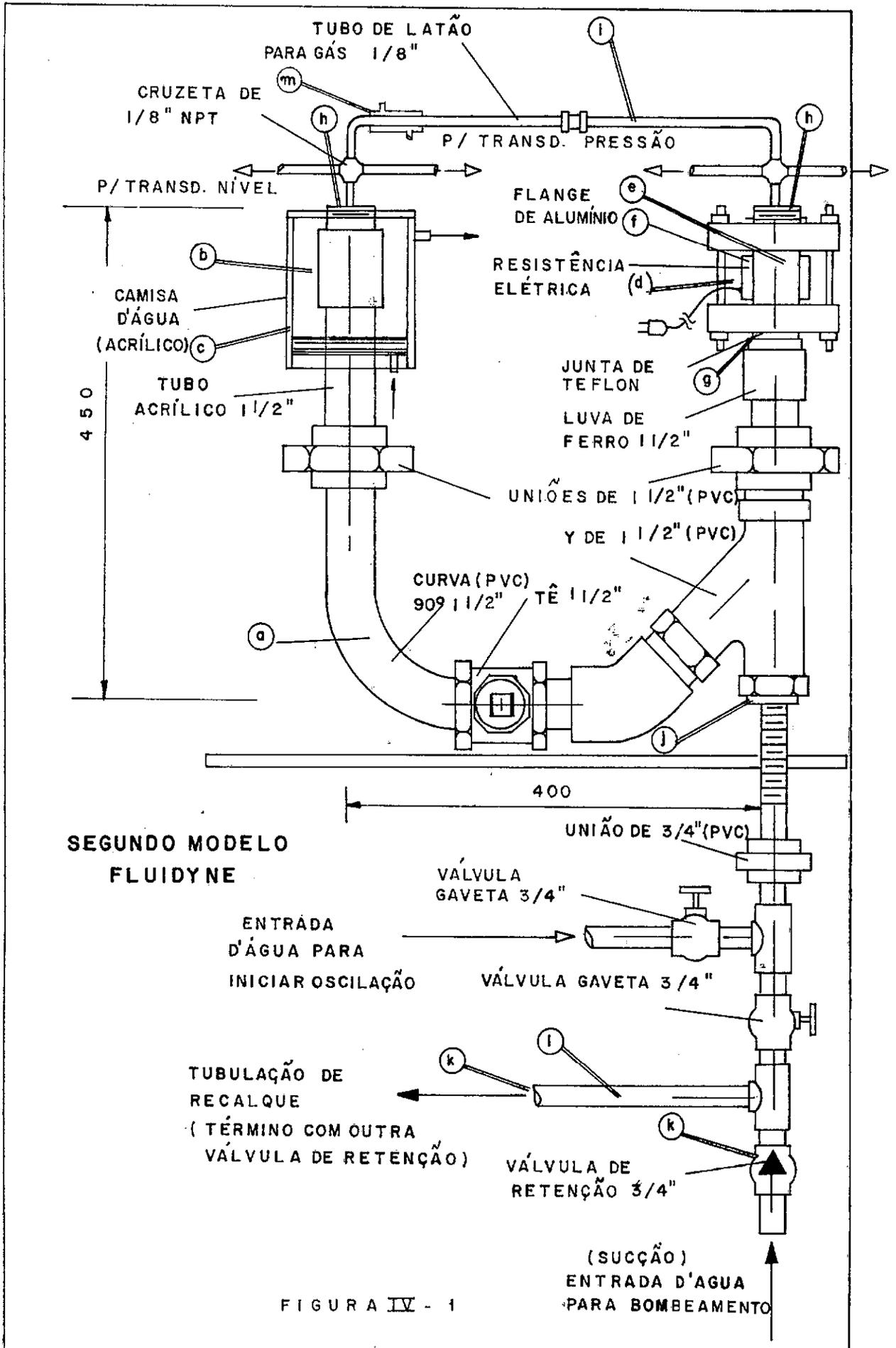
vidro PIREX e é constituída de um trocador de calor, fixado por um flange bipartido em alumínio na base da coluna metálica. Com a alteração da taxa de transferência de calor pela parede sólida (vidro $K = 0,66$ ao invés do latão $K = 95 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$), o desempenho é reduzido (a vazão de água para uma mesma altura era menor), donde se conclui que a temperatura e as características térmicas do tubo de ar para conexão entre as duas câmaras (quente e fria) tem influência nas oscilações, provavelmente por funcionar como um regenerador de calor (ver artigo de BELL, GOLDBERG, RALLIS e URIELLI [4] na Figura 1 (um)). Com a observação visual através do tubo Pirex, constatamos condensação de vapor na região fria, confirmando a presença de dupla fase para o fluido de trabalho.

III.4.3 - Geometria

Outra modificação que não foi experimentada, mas que traria outras informações, seria a variação da configuração geométrica do circuito hidráulico, especialmente na localização da tomada geométrica da terceira coluna; no entanto, a versatilidade deste modelo é muito reduzida para modificações de forma, bem como para a colocação de sensores de medida para uma instrumentação adequada. Estas dificuldades justificaram a construção de um segundo modelo, descrito no capítulo seguinte. Uma parte do trabalho apresentado neste capítulo foi publicado por FERNANDES e RAJAGOPAL [8].

CAPÍTULO IVNOVO MODELO - MODIFICAÇÕESIV.1 - INTRODUÇÃO

Com os resultados obtidos no primeiro modelo (ver Capítulo III), notamos algumas limitações que justificaram a construção de outro: as tubulações de aço apresentaram ferrugens, as peças eram soldadas umas às outras dificultando a desmontagem e montagem, bem como modificações na geometria e na substituição de alguns componentes para experimentação de diferentes tipos de materiais, ou mesmo na alocação de sensores para instrumentação, etc. Estas limitações nos conduziram ao segundo modelo basicamente de tubulações de PVC comercial, acrílico nas regiões visualizáveis e metais não ferrosos (latão e cobre) nas regiões aquecidas, interligadas por conexões rosqueadas. Este novo modelo portanto, é caracterizado pela sua versatilidade em relação ao anterior. Um desenho apresentado na Figura IV.1 o esboça em linhas gerais: as tubulações (a) do tubo "U" são em PVC de diâmetro 1 1/2"; na região de fonte fria (b) há um tarugo de acrílico usinado e rosqueado nas extremidades formando um tubo transparente para observação da formação de vapor e nível de líquido (ã semelhança da última modificação do primeiro modelo); o trocador de calor (c) também é construído em acrílico com uma das extremidades com um sistema de encaixe feito por dois "O" rings que permitem fácil desmontagem e ajuste de tamanho conforme o desejado; na região quente (d) são construídos dois flanges para encaixe do tubo (e) aquecido por uma

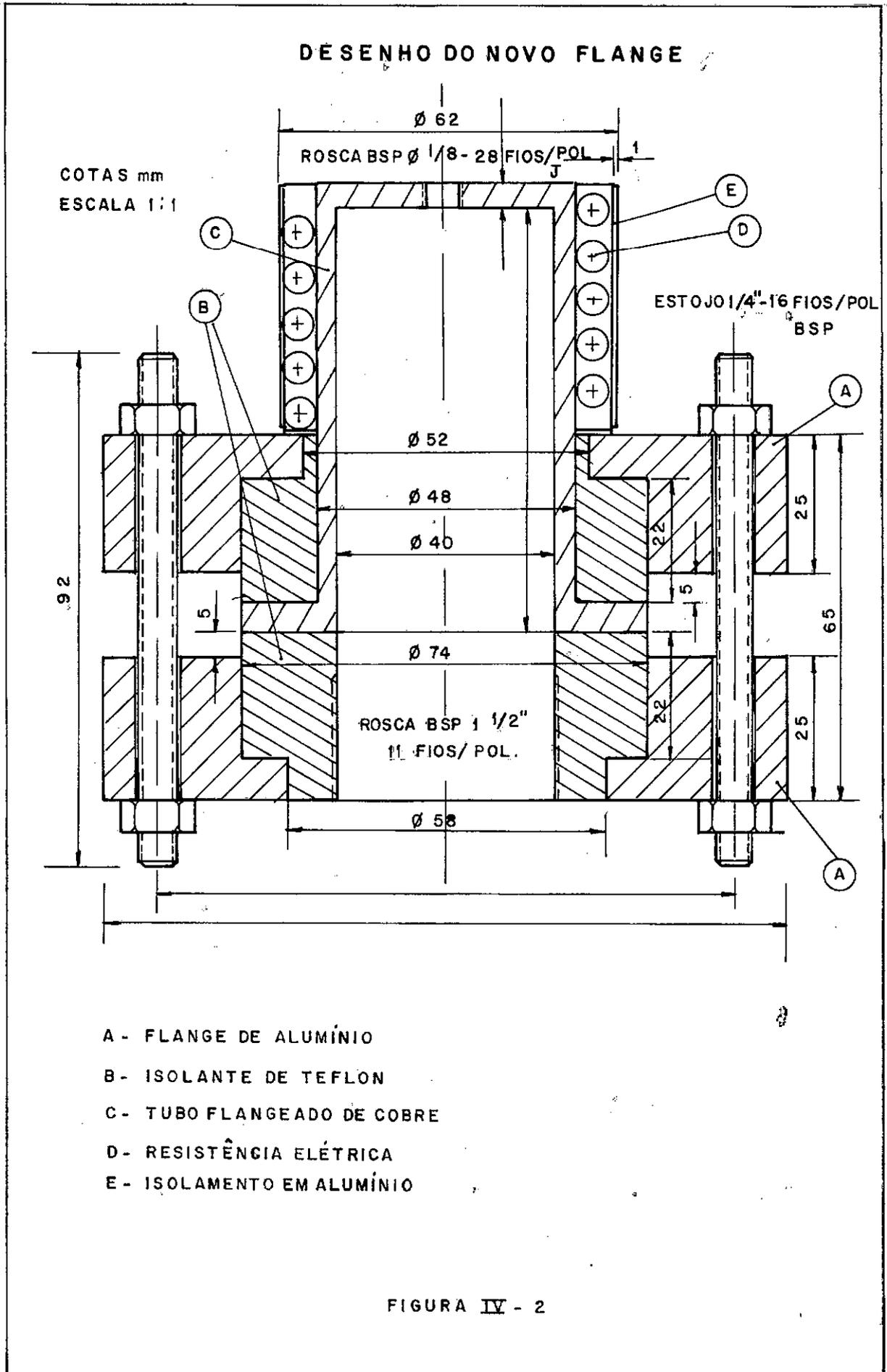


resistência elétrica (f); entre estes flanges são colocadas duas peças de Teflon (g) para isolamento térmico; nas duas extremidades das fontes quente e fria existem dois tarugos de alumínio (h) de peso reduzido para permitir um certo armazenamento de energia sob a forma de calor para melhor estabilização das temperaturas destas fontes; interligando estas, um tubo de latão (i) de diâmetro 8 mm é utilizado para circulação do fluxo de gás (no ar) entre as duas câmaras; a saída para a ligação hidráulica (j) é alocada na coluna da fonte quente para melhor desempenho do sistema, segundo ELROD [7]; as válvulas de retenção (k) são do tipo "poço" de diâmetro 3/4" e são ligadas à bomba por meio de mangueiras flexíveis (l) de maneira a proporcionar uma variação da altura de recalque durante funcionamento do sistema.

IV.2 - OPERAÇÃO E MODIFICAÇÕES

O novo modelo (modelo II) foi inicialmente testado nesta configuração, apresentando no entanto, problemas de vedação uma vez que os pontos vulneráveis (roscas, juntas) são em número muito superior ao antigo modelo (modelo I). Além disso, na região quente, o isolamento térmico (teflon) atingiu temperaturas superiores à máxima admissível de operação (270°C) apresentando sinais de deformação permanente. O funcionamento do sistema com estes problemas era eventual, o que nos levou a algumas modificações principalmente na região quente: foram modificadas as juntas para evitar "queima" dos isolantes, mas cuja durabilidade permite no máximo uma desmontagem do conjunto. Com a per

sistência dos problemas foi redesenhada uma outra configuração flangeada da fonte quente (Figura IV.2) apresentando por um lado a vantagem de expor somente uma região a problemas de vazamento, mas que por outro lado retirava a relativa facilidade de substituição do tubo a ser aquecido (para o caso de se testar diferentes materiais por exemplo). A área de aperto de junta também foi redimensionada (ver desenhos no Apêndice 1) o que permitiu uma menor tensão originada na montagem e no aquecimento (funcionamento da resistência elétrica). Estas modificações minimizaram estes problemas e permitiram uma maior repetibilidade de operação. No entanto, com a retirada da peça de alumínio (h) da Figura IV.1), as temperaturas globais das fontes de calor tornaram-se mais inconstantes ocasionando uma variação de pressão insuficiente para realização de trabalho externo de bombeamento (válvulas inoperantes). Para contornar este problema foi desenhado e construído (Figura IV.3) um tubo flangeado e soldado a um tarugo maciço de cobre para garantir uma maior inércia térmica. Outra justificativa para esta solução é que o sistema "auto-buscava" um nível de líquido que produzisse um gradiente brusco de temperatura de parede, ou seja, na interface do tubo aquecido com o tubo frio (que continha a coluna d'água). Com isto também foi minimizado o problema de excesso de volume morto que até então atingia proporções consideráveis (mais de 100%) em relação ao volume deslocado. Esta modificação tornou o sistema mais estável operacionalmente. A seguir, construímos um tubo flangeado exatamente igual ao anterior, só que em aço 1020, aumentando ainda mais a inércia térmica da fonte quente, uma vez que a água pelo seu alto coeficiente de película retirava rapi-



TUBO FLANGEADO MODIFICADO

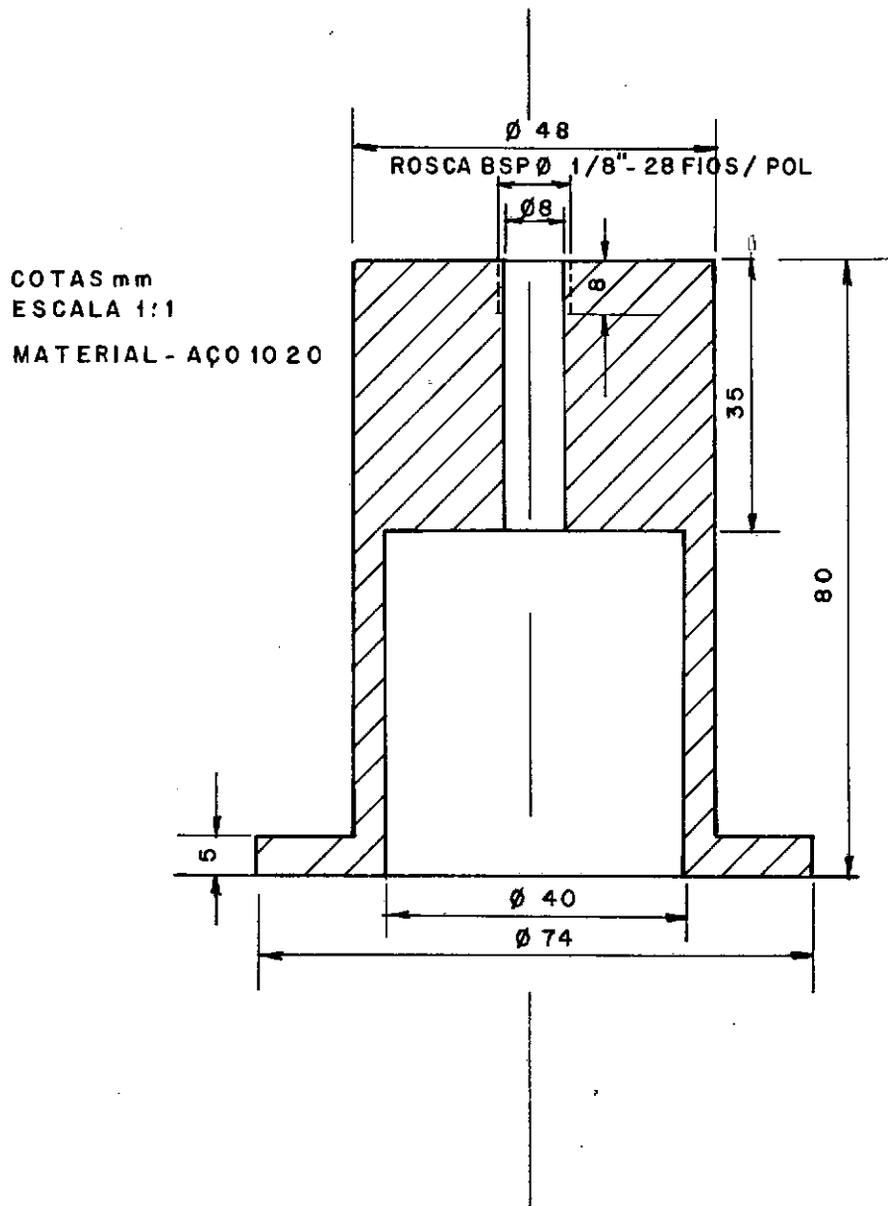


FIGURA IV - 3

damente calor do flange de cobre (a condutibilidade térmica do cobre é cerca de treze vezes maior que a do aço). O funcionamento ainda não era satisfatório (não havia manutenção de bombeamento por mais de um minuto), e após inúmeras observações auxiliadas pela instrumentação construída (ver próximo parágrafo), foi ampliada a área de troca de calor do condensador (fonte fria), uma vez que o tubo de regeneração ((i) da Figura III.1) não atingia uma temperatura suficientemente baixa (50°C). Para isto foi adicionado outro condensador em série com o primeiro, colocado na extremidade do tubo de regeneração ((m) da Figura IV.1), o que proporcionou uma melhora acentuada na permanência de funcionamento. Esta foi a configuração utilizada nos testes de desempenho, apesar de que esta última modificação mostrou-se não plenamente satisfatória durante as medições (a temperatura no tubo de regeneração caía excessivamente).

IV.3 - INSTRUMENTAÇÃO

Paralelamente aos problemas surgidos durante os testes preliminares, era desenvolvida uma série de sensores para instrumentação, de forma a melhor informar os efeitos dos diversos parâmetros sobre o ciclo. Alguns destes instrumentos e sensores foram desenvolvidos durante a tese, tais como: transdutores de níveis capacitivos, circuito eletrônico e sensor para determinação dos instantes de acionamento das válvulas, e termopares cobre-constantan com isolamento térmico. Outros instrumentos convencionais foram usados: rotâmetros, fontes de alimentação, osciloscópio, registrador gráfico, milivoltímetros digi-

tais, catetômetros, etc.

Inicialmente foi empregado um rotâmetro de pequena vazão na saída do condensador de maneira a se ter uma avaliação do calor rejeitado pela fonte fria. Também foram inseridos termopares externamente à tubulação ((i) da Figura IV.1) para acompanhamento do fluxo de calor através da sua parede. Estes termopares (tipo T, cobre-constantan) foram colocados internamente ao tubo com isolamento cerâmico à sua volta para minimizar a condução de calor da parede metálica ao termopar (ver Figura IV.4). Na fonte fria o termopar é rosqueado permitindo a sua desmontagem, uma vez que a soldagem na peça de alumínio (h) é dificultosa. Na fonte quente notou-se que o erro de leitura por propagação do calor, pela parede metálica era relativamente grande; solucionou-se definitivamente este problema com a colocação do termopar através do tubo de PVC (pela água). Outro instrumento de medida empregado foi um transdutor de pressão piezoelétrico do tipo "METRIX" ligado a duas válvulas para medição da pressão nas câmaras quente e fria (ZORATTO |²⁵|). Os instrumentos e sensores menos convencionais empregados foram aqueles necessários à determinação experimental do balanço de massa do sistema: para determinação do fluxo de massa do sistema, era necessário a determinação de massa de água aspirada, da bombeada e da acumulada; isto exigia o conhecimento destas variáveis no tempo ao longo de um ciclo, afora o problema de averiguar a possibilidade de superposição de fluxos admitidos e bombeados, o que dificultaria ainda mais o balanço. A solução final foi a construção de um aparelho para determinação dos vo-

TERMOPAR COM ISOLAMENTO

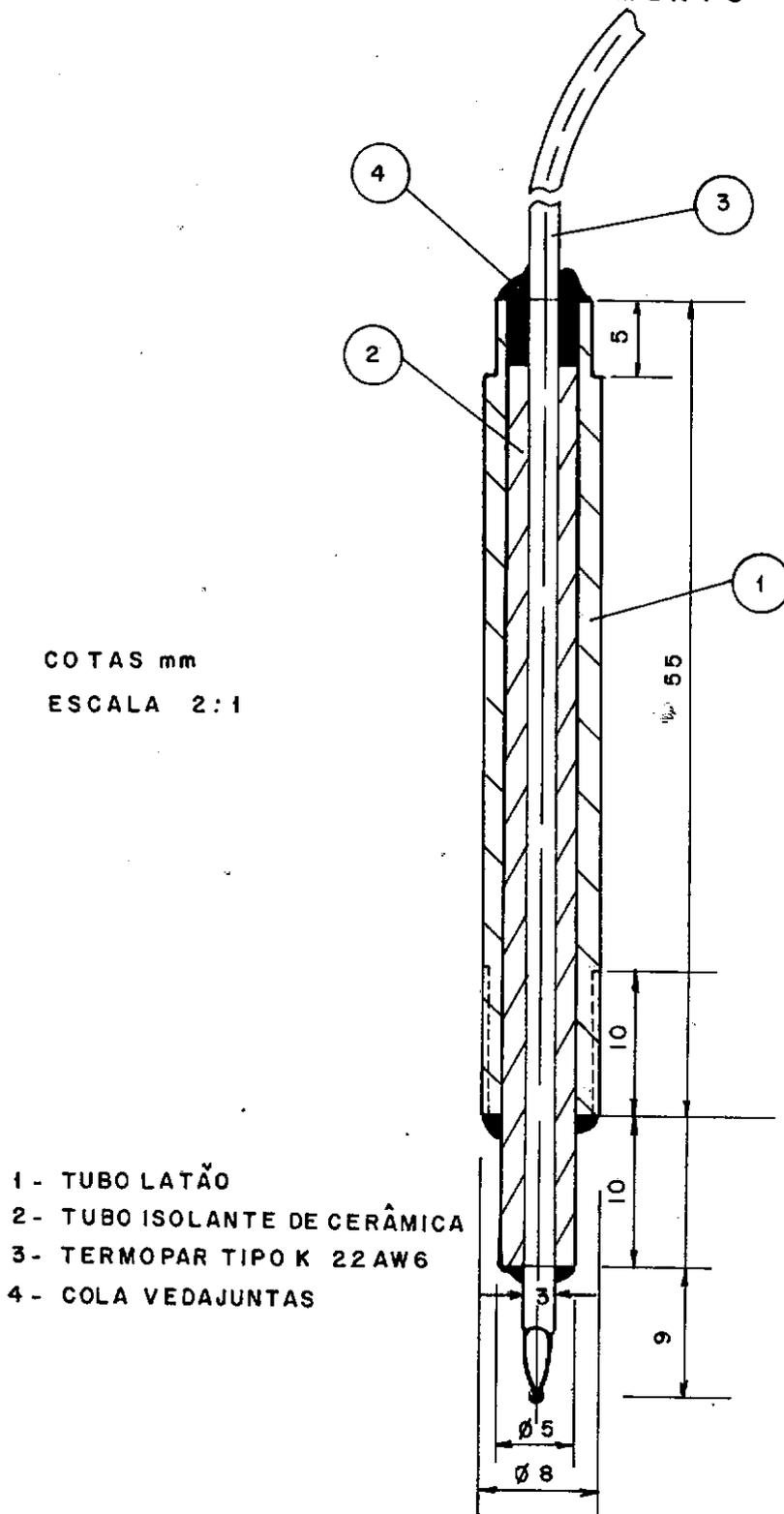
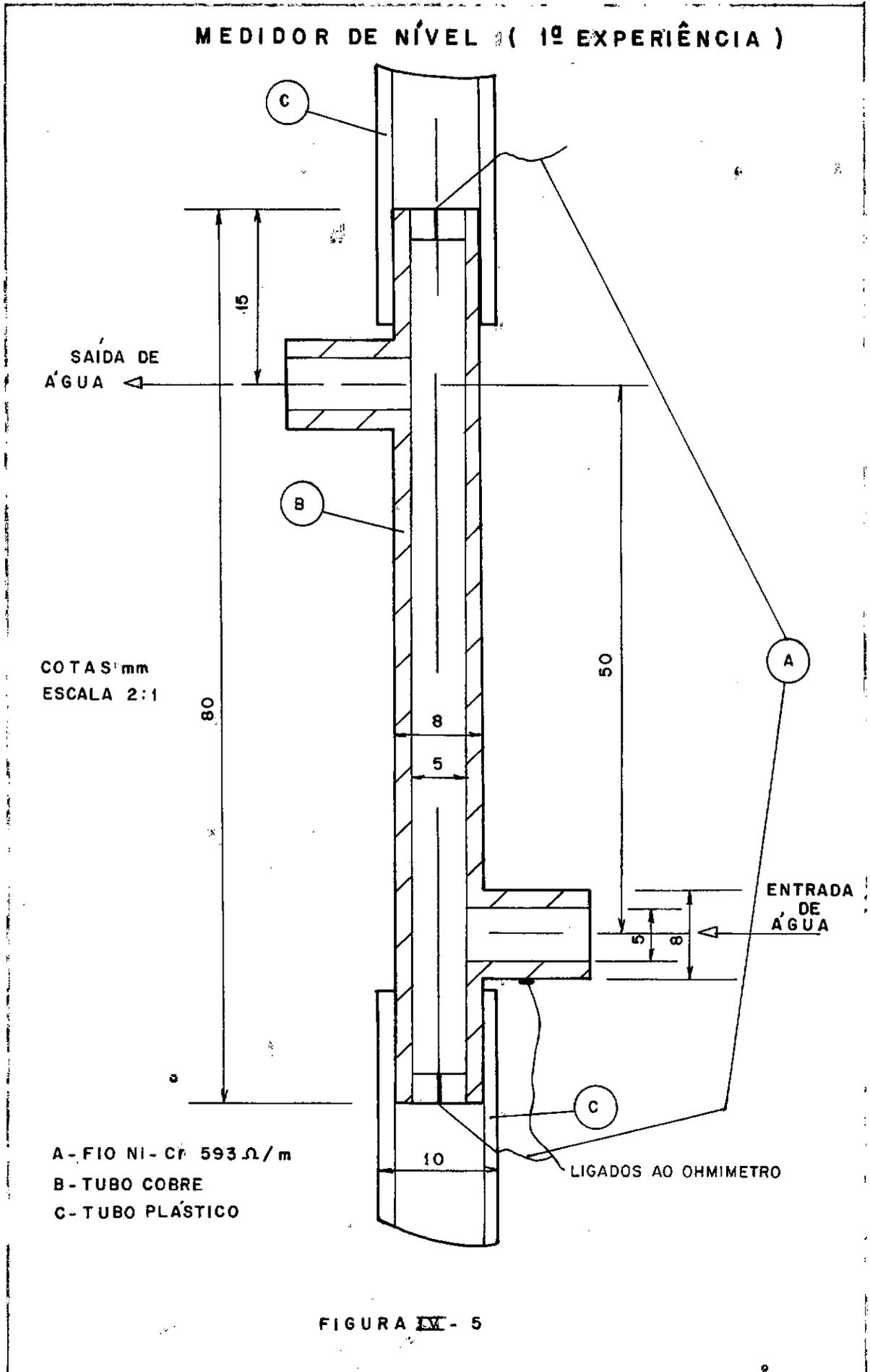


FIGURA IV - 4

lumes nas câmaras quente e fria (sensor de nível) e da determinação precisa dos instantes de abertura e fechamento das válvulas de retenção (admissão e recalque). Para medição de nível, pensou-se inicialmente em fotografar as colunas, mas isto exigia uma transparência na coluna quente o que seria tecnicamente complicado por questões de necessidade de materiais transparentes (o uso de Pirex por exemplo solucionaria este problema, mas as características de condução seriam bem diferentes), além de exigir uma sincronização entre os sinais de pressão e temperatura com a filmadora. Por estas dificuldades, tentou-se segundo BELL, GOLDBERG, RALLIS e URIELI [4] construir um sensor de nível por variação de resistência elétrica. A Figura IV.5 mostra a idéia básica que foi executada mas não aprovada por problemas de condutibilidade elétrica entre o fio de níquel e a água (a da água é bem inferior). Tentou-se então utilizar mercúrio (Figura IV.6), mas a diferente inércia da coluna fornecia respostas muito defasadas do que pretendia-se medir (estaticamente o funcionamento era preciso). Outra tentativa foi a construção de um sistema de contatos associados a diferentes "Trim pots" (resistores variáveis) discretizando dessa forma a voltagem de saída associada ao nível. A idéia funcionou satisfatoriamente quando testado num ERLLENMEYER de diâmetro de 50 mm, mas falhou quando instalada num pequeno tubo (Figura IV.7) de acrílico de diâmetro de 6 mm devido a efeitos capacitivos por cargas iônicas na água, que alteravam o tempo de resposta do nível de saída de tensão. A solução final foi a construção de dois transdutores de nível (Figura IV.8) do tipo capacitivo em PVC e aço INOX, apesar das informações de LEWIS e READER [16] contrárias a uti-



LIGADO À COLUNA LIQUIDA

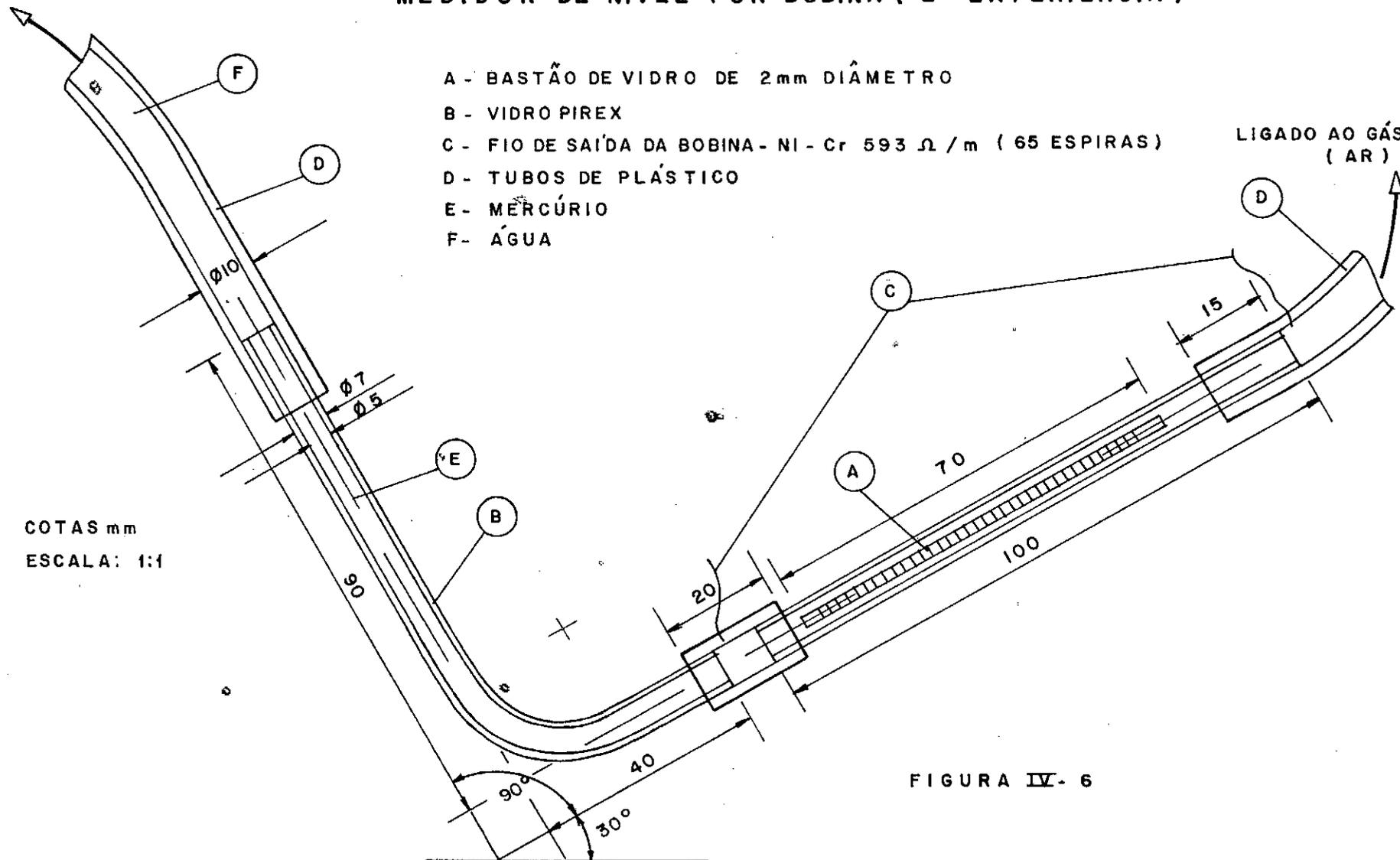
MEDIDOR DE NÍVEL POR BOBINA (2ª EXPERIÊNCIA)

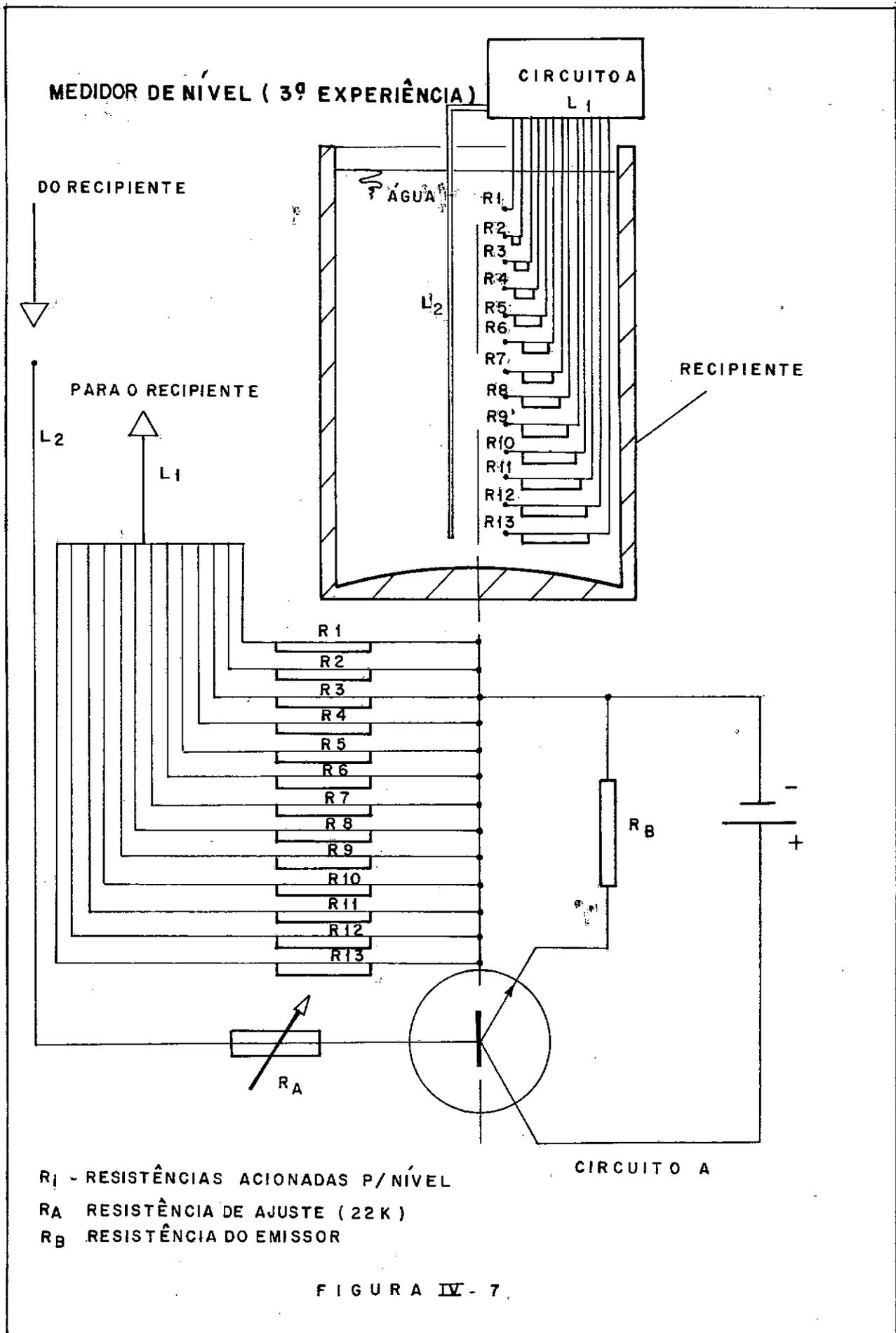
- A - BASTÃO DE VIDRO DE 2mm DIÂMETRO
- B - VIDRO PIREX
- C - FIO DE SAÍDA DA BOBINA - NI - Cr 593 Ω / m (65 ESPIRAS)
- D - TUBOS DE PLÁSTICO
- E - MÉRCURIO
- F - ÁGUA

LIGADO AO GÁS (AR)

COTAS mm
ESCALA: 1:1

FIGURA IV- 6





R_i - RESISTÊNCIAS ACIONADAS P/NÍVEL
 R_A RESISTÊNCIA DE AJUSTE (22 K)
 R_B RESISTÊNCIA DO EMISSOR

FIGURA IV - 7.

TRANSDUTOR DE NÍVEL

ESCALA 1:1
COTAS mm

- A - TUBO AÇO INOX 304
- B - CABEÇOTE PVC
- C - EIXO DE AÇO
- D - TUBO DE PLÁSTICO
- E - MANGUEIRA FLEXÍVEL

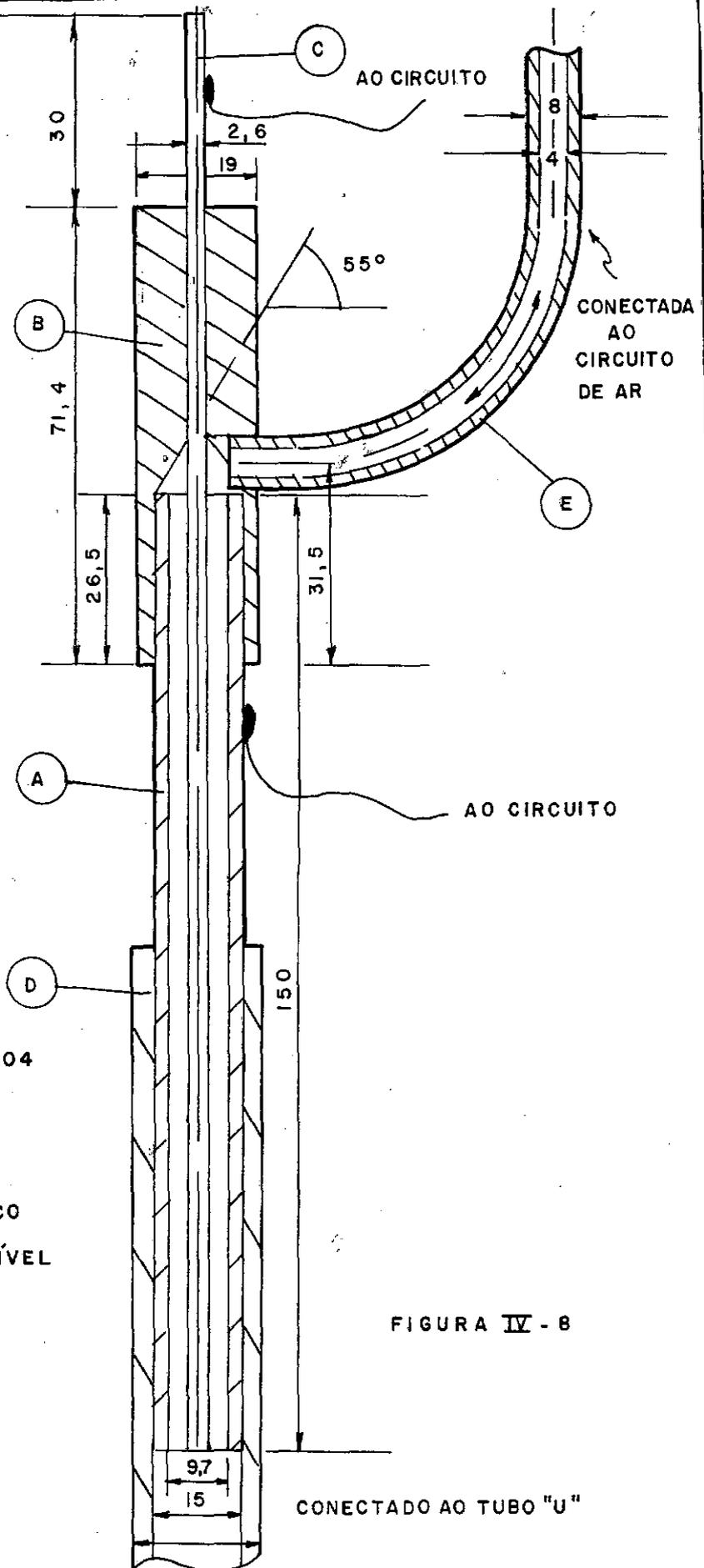


FIGURA IV - 8

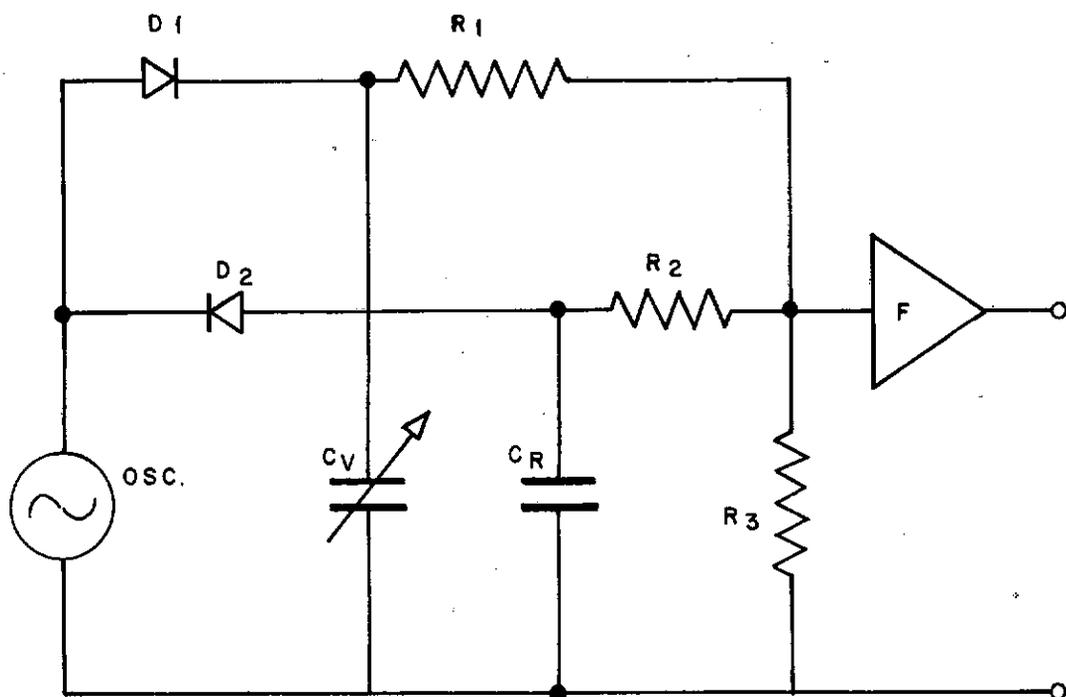
lização destes sensores. Para medição da capacitância foi utilizado um circuito eletrônico desenvolvido pela COPPE-- Biomédica que consistia de um circuito oscilante que proporcionava uma tensão de saída equivalente à alteração do valor de capacitância do transdutor em relação a um capacitor de referência. Posteriormente este circuito foi simplificado recebendo também filtros na saída para minimizar ruídos (Figura IV.9). Os transdutores capacitivos foram construídos sem isolamento elétrico, mas logo em seguida utilizou-se uma cobertura de verniz e silicone para aumentar a sua capacitância (ver Figura IV.10).

A outra variável a ser determinada eram os instantes de abertura e fechamento das válvulas. Pensou-se em construir um contato elétrico mecanicamente acionado (móvel), mas a idéia não foi posta adiante por evidentes problemas de inércia e ajustes entre os mesmos. A solução foi a determinação destes instantes por alteração de condutibilidade elétrica da água através da válvula nos instantes de movimentação do diafragma. Para isto, a sede da válvula (Figura IV.11), sofreu modificações; as respostas obtidas com o sistema mostraram acompanhar fielmente a movimentação do diafragma.

IV.3.1 - Principais Instrumentos e Aparelhos Empregados

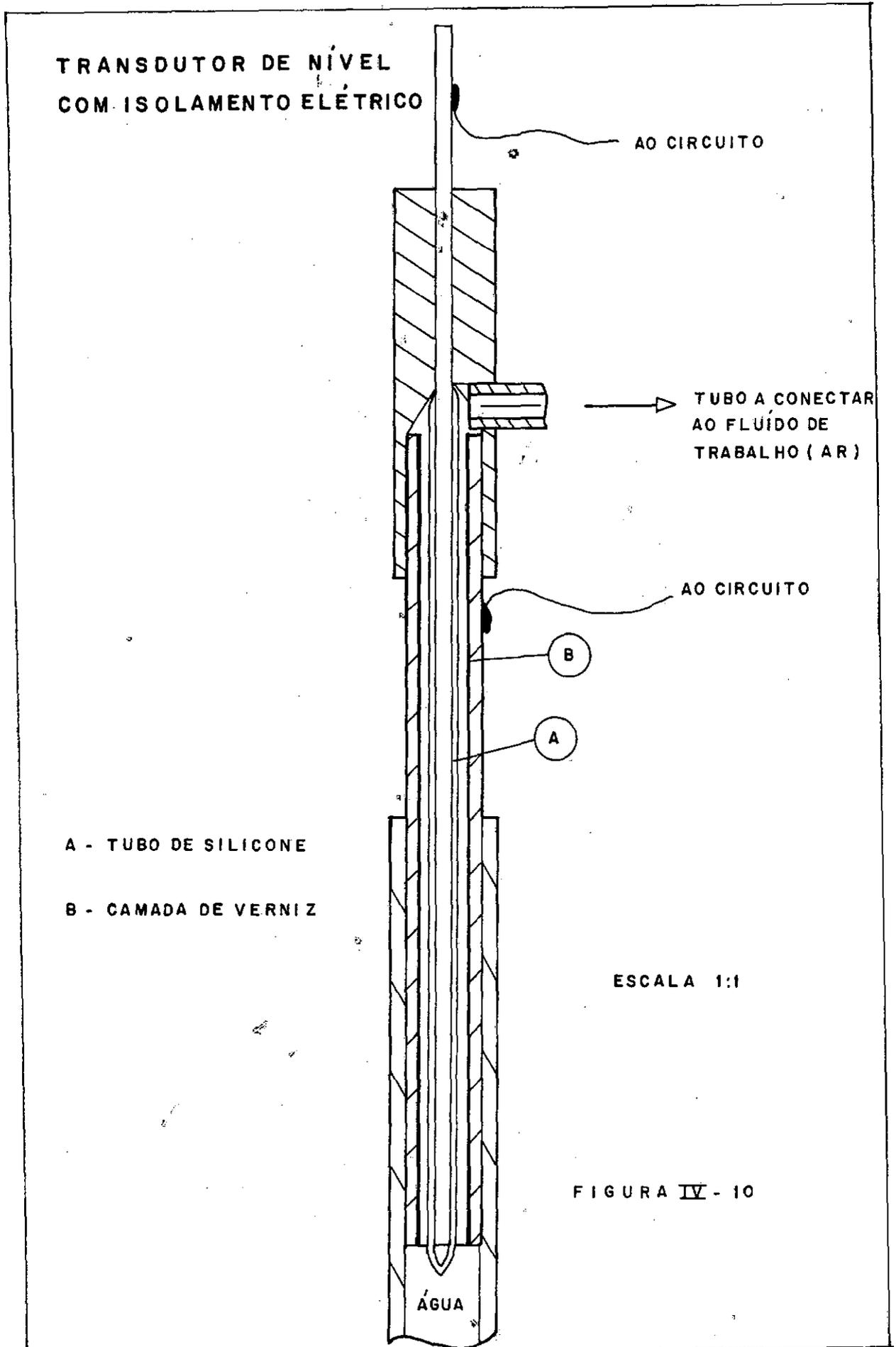
A fotografia IV.12 apresenta um lay-out do modelo II e dos instrumentos empregados para o estudo experimental da Fluidyne. Abaixo detalhamos os instrumentos empregados fornecendo as características técnicas principais:

CIRCUITO ELETRÔNICO PARA O TRANSDUTOR DE NÍVEL

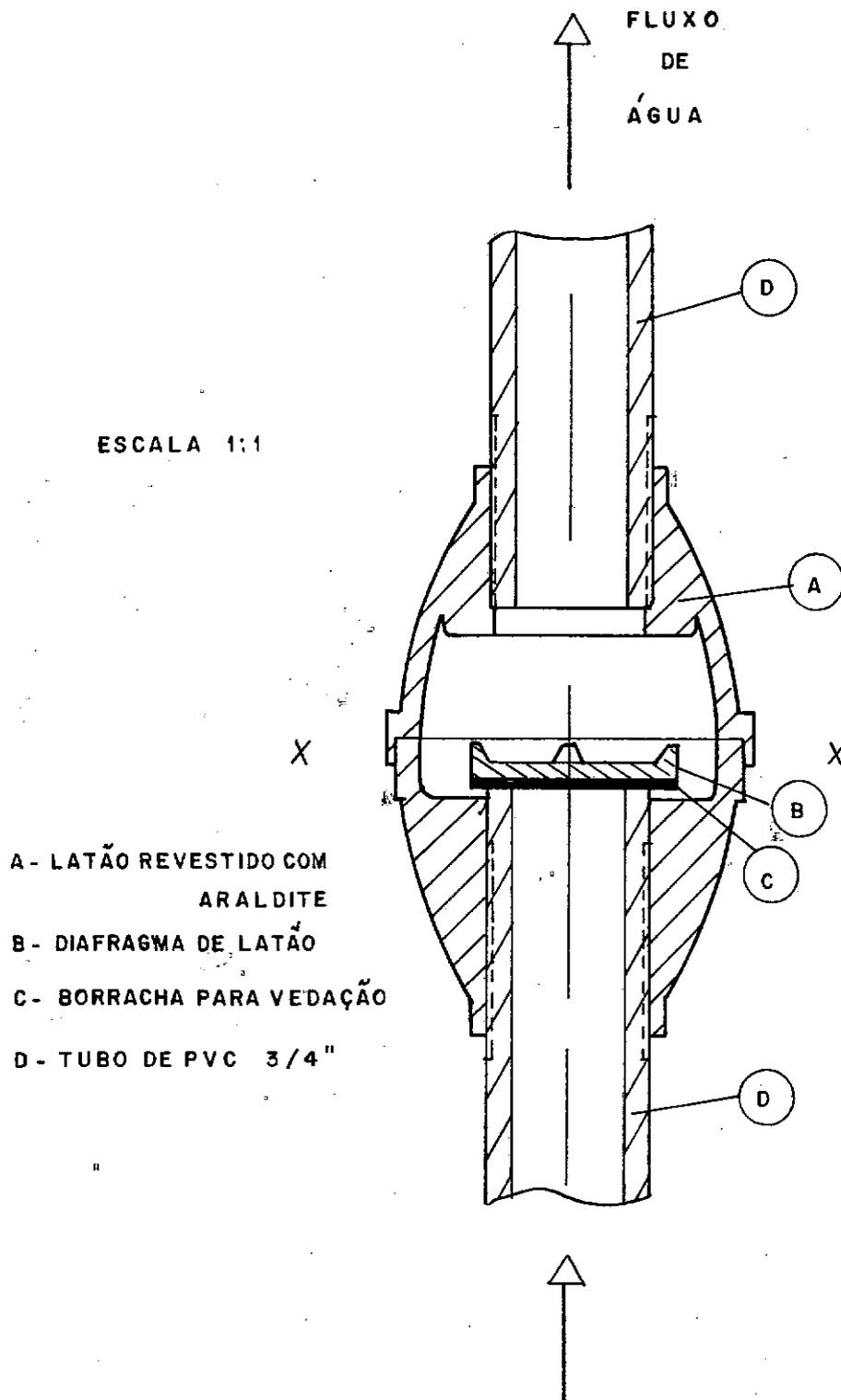


F - FILTRO DE SAÍDA COM AMPLIFICADOR
CV - CAPACITOR VARIÁVEL (TRANSDUTOR)
CR - CAPACITOR DE REFERÊNCIA

FIGURA IV - 9



ESQUEMA DA VÁLVULA DE RETENÇÃO



Segundo modelo experimental construído com a instrumentação na periferia

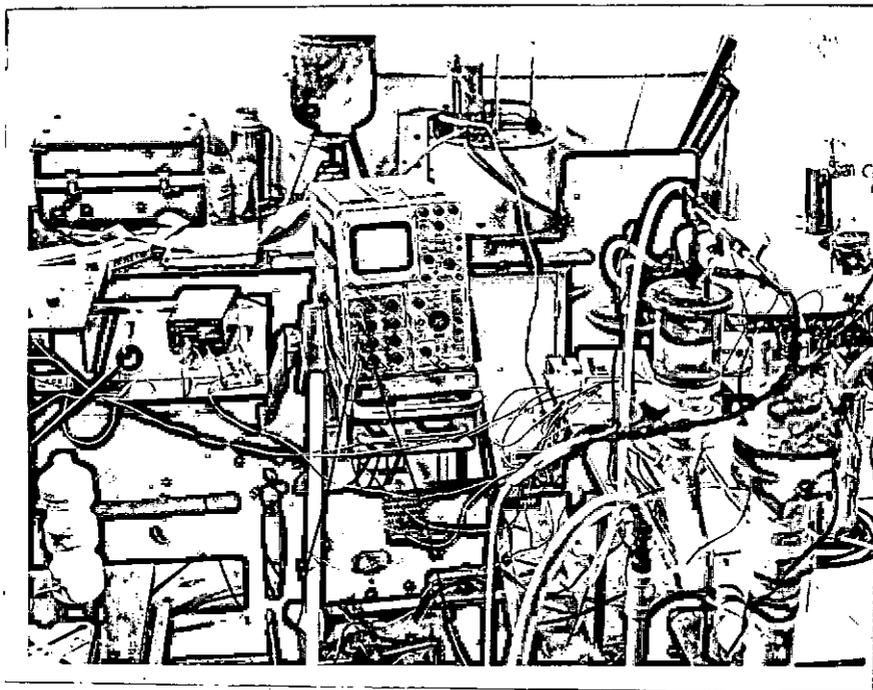


Figura IV.12

- Osciloscópio Tektronix tipo 564 B de quatro canais com memória visual e módulo 2B67
- Registrador gráfico ECB modelo RB102 série 470 de três canais.
- Milivoltímetro Digital ECB tipo MDA-200 com escala de até 200 mV.
- Seletor para milivoltímetro oito canais modelo 108 ENGR0.
- Rotâmetro Fischer Porter Co. de até 900 cm³/minuto (curva no Apêndice 2)
- Variac auto-transformador tipo W5MT3 da General Radio Company com escala de 0 a 130 V e potência de 600 W
- Catetômetro Gaertner com leitura de décimo de mm
- Transdutor de pressão Metrix com leitura de até 3000 psi
- Transdutor de nível construído no Laboratório de Termodinâmica COPPE/QUÍMICA.
- Termopares tipo T de Cobre Constantan de bitola 22 AWG
- Circuito amplificador para medição de resistência elétrica produzido no Laboratório de Termodinâmica da COPPE/Química

- Circuito oscilante para medição de capacitância desenvolvido pelo Laboratório da COPPE/Biomédica.
- Cronômetro Excelsior Park com leitura de até 2 décimos de segundo.
- Termômetro Kaufungen - Kassel com leitura de décimo de grau Celsius
- Fonte de alimentação: Leads & Northrup Co. de 2 V e 12.1 mA
- Compressor/bomba de vácuo DOERR de 1/6 C.V.
- Potenciômetro Leads & Northrup Co. com pilha padrão
- Máquina fotográfica NIKON modelo F.

IV.4 - CALIBRAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO

IV.4.1 - Termopares

Foram checados os pontos de gelo e ebulição da água com um milivoltímetro Digital; a incerteza do instrumento era da ordem de 2% (leitura de décimo de volts) marca ECB, modelo MDA 200.

IV.4.2 - Válvulas

A curva de desempenho das válvulas foi obtida através de medidas experimentais de vazão versus diferença de pressão (ver Figura IV.13); o gráfico foi aproximado por um levantamento estatístico dos dados usando o método dos mínimos quadrados. Cada ponto experimental foi repetido cerca de oito vezes; as tabelas do Apêndice 3 mostram o levantamento destes dados bem como a análise estatística de erros.

IV.4.3 - Medidor de Nível

Os medidores de nível foram calibrados, mas como a fase transiente do circuito é longa (mais de 1/2 hora) e as interferências magnéticas influenciavam consideravelmente nas respostas, a calibração deste sistema passou a ser feita a cada experiência com ajuda de um catetômetro (no início e no final), assegurando dessa forma uma maior fidelidade dos resultados (ver Capítulo VI e tabelas de calibração IV.1 e IV.2).

IV.4.4 - Transdutor de Pressão

Foi checado com um teste comparativo com um manômetro na linha, porém os resultados não puderam ser comparados por problemas de manutenção do tempo de resposta do transdutor.

CURVA EXPERIMENTAL DAS VÁLVULAS

PRESSÃO VERSUS VAZÃO

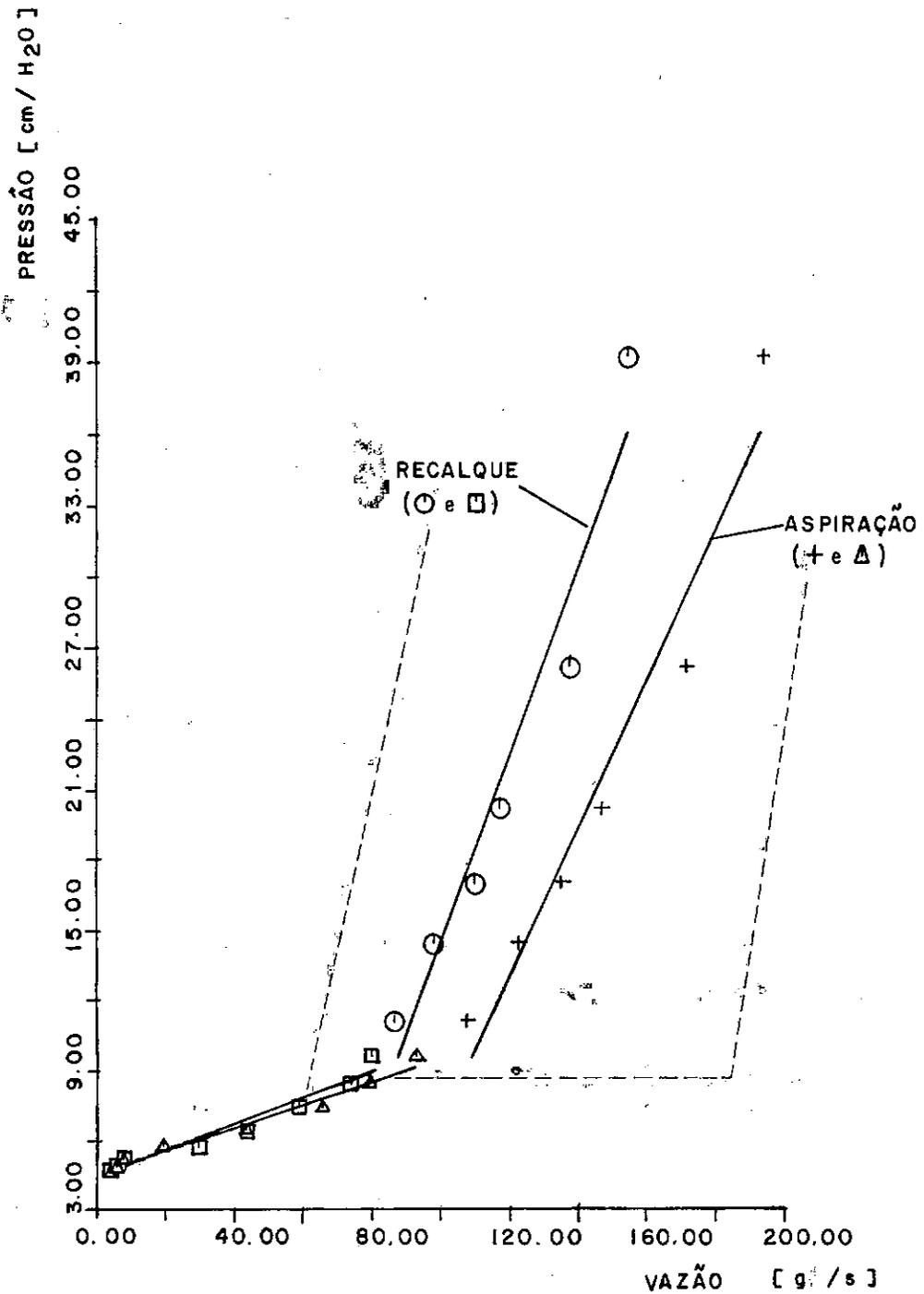


FIGURA IV-13

TABELA IV.4 - CASO A - Dados experimentais para calibração dos transdutores de nível

ALTURA DE NIVEL DAS COLUNAS cm	VOLTAGEM ASSOCIADA LADO FRIO Volts	VOLTAGEM ASSOCIADA LADO QUENTE Volts
90.20	.164	.258
90.70	.181	.276
91.20	.124	.279
92.20	.215	.290
92.70	.228	.301
93.20	.240	.311
93.10	.246	.326
94.30	.256	.340

OBS.: Medidas realizadas imediatamente após o funcionamento da Fluidyne

TABELA IV.2 - CASO B - Dados experimentais para calibração dos transdutores de nível

ALTURA DE NÍVEL DAS COLUNAS cm	VOLTAGEM ASSOCIADA LADO FRIO Volts	VOLTAGEM ASSOCIADA LADO QUENTE Volts
29.3	0.228	0.350
89.9	0.243	0.363
90.6	0.262	0.374
91.2	0.277	0.385
91.9	0.293	0.397
92.6	0.304	0.412
93.4	0.314	0.421
93.7	0.320	0.430

OBS.: Medidas realizadas imediatamente após o funcionamento da Fluidyne

IV.4.5 - Osciloscópio

Calibrado nos Laboratórios da COPPE - Biomédica, sendo trocadas quatro válvulas de dois canais.

IV.4.6 - Milivoltímetros

Calibrado pela firma Engro.

IV.4.7 - Registrados Gráfico

Calibrado com uma fonte e aferido com um multímetro digital ECB e de um potenciômetro com pilha padrão.

IV.5 - EXPERIÊNCIAS

O procedimento para registro dos dados referentes às grandezas características do novo modelo era feito com auxílio do osciloscópio e do registrador gráfico: para medição da pressão, haviam duas tomadas localizadas nas câmaras quente e fria, controladas por duas válvulas de agulha, ligadas ao transdutor que enviava os impulsos elétricos a um canal do osciloscópio; outros dois canais indicavam os instantes de abertura e fechamento das válvulas de retenção com auxílio do circuito amplificador, onde eram geradas duas ondas quadradas correspondentes ao acionamento das válvulas. Com três dos quatro canais utilizados, os sinais eram fixados na tela através da memória e em seguida registrados com uma câmara fotográfica. Simul

taneamente, eram registrados num canal do registrador gráfico, as alturas (e conseqüentemente os volumes) das colunas líquidas com o tempo, através de um seletor de dois canais correspondentes aos dois transdutores capacitivos; outro canal do registrador era usado para medição de cinco pontos de temperatura ao longo da tubulação de ar (dois nas câmaras e três ao longo da tubulação), mediante um seletor que estava também ligado ao milivoltímetro digital. O terceiro canal do registrador estava ligado ao sinal correspondente às aberturas das válvulas de retenção, ou seja, este canal era comum ao osciloscópio e ao registrador e era portanto o responsável pelo sincronismo dos sinais com o tempo (referência). As alturas de bombeamento eram medidas com o auxílio de um catetômetro, e a vazão de refrigeração controlada com uma válvula de agulha na saída da fonte fria.

Para iniciar as oscilações, injetava-se água da rede no circuito hidráulico através de uma válvula gaveta (não apropriada para este fim) o que ocasionava um desnível entre as duas colunas, fornecendo uma velocidade inicial suficiente para manutenção do funcionamento. Para este modelo, foi confirmada a utilidade geométrica da tomada da terceira coluna para fins de realimentação (feed-back), pois testes alterando o posicionamento desta tomada indicaram uma diminuição do desempenho e tempo de funcionamento para o caso de simetria em relação às duas colunas (ã semelhança do primeiro modelo - ver fotografia da Figura IV.14).

Fotografia da Fluidyne com tomada da tubulação de recalque e sucção simétrica

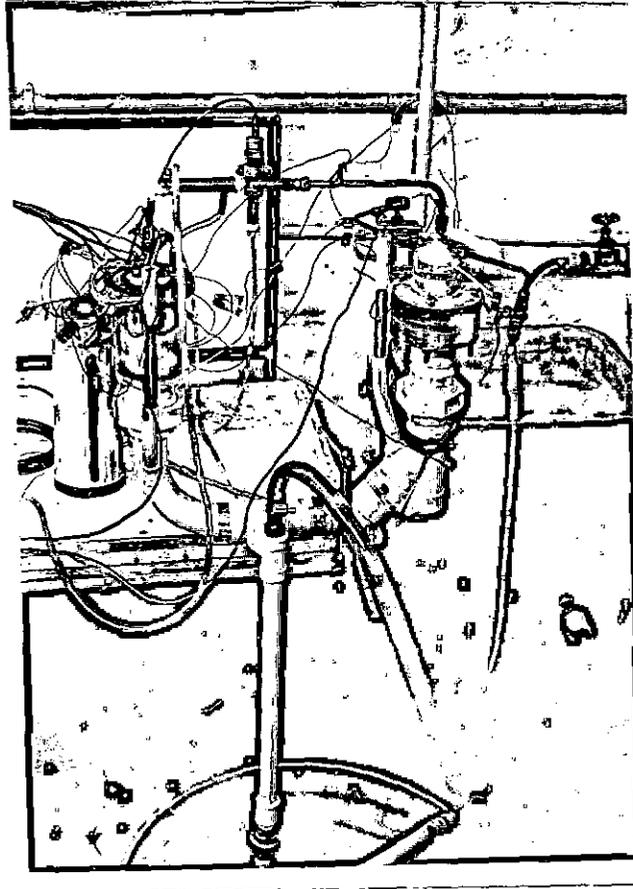


Figura IV.14

Os resultados destas medições foram analisados e comparados com os resultados do modelo computacional (ver Capítulo V), sendo que os pontos de operação foram mantidos aproximadamente constantes, ou seja, os testes experimentais foram várias vezes repetidos para garantia de uma maior confiabilidade dos resultados.

CAPÍTULO V

MODELO TEÓRICO

V.1 - INTRODUÇÃO

Para melhor interpretação dos dados obtidos experimentalmente, é desenvolvido um modelo teórico do sistema. Para iniciar este estudo são analisadas as oscilações em colunas líquidas num tubo em forma de "U" com ou sem atrito. A seguir, os resultados deste estudo são aplicados, com as devidas modificações, à análise dinâmica da Fluidyne.

V.2 - ESTUDO DAS OSCILAÇÕES DE COLUNAS LÍQUIDAS NUM TUBO "U"

Esta discussão é baseada no texto de STREETER [24]; o tubo "U" considerado é o da Figura V.1.

V.2.1 - Desprezando Atrito

A equação de movimento de Navier-Stokes (segundo MEHAUTE [19])

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{B} + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (V.1)$$

onde \mathbf{v} - vetor velocidade em coordenadas cartesianas

p - pressão

\mathbf{B} - força de campo (gravidade)

μ - viscosidade dinâmica

Desprezando os termos de origem viscosa, recaímos na equação de Euler

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = - \nabla p + \rho \underline{B} \quad (V.2)$$

No caso de escoamento unidimensional, incompressível e sem atrito, podemos escrever a partir de V.2 e ao longo de uma linha s:

$$g(z_2 - z_1) = - L \frac{\partial v}{\partial t} \quad (V.3)$$

onde:

z_1, z_2 - cotas referentes as colunas líquidas (ver Figura V.1)

L - comprimento total do tubo líquido

g - aceleração de gravidade

Alterando o referencial para o nível de equilíbrio estático entre as duas colunas, teremos para solução final

$$z = Z \cos \sqrt{\frac{2g}{L}} t \quad (V.4)$$

onde Z é a cota máxima absoluta atingida pelas colunas.

Da equação V.4 obtemos o período:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{L}{2g}} \quad (V.5)$$

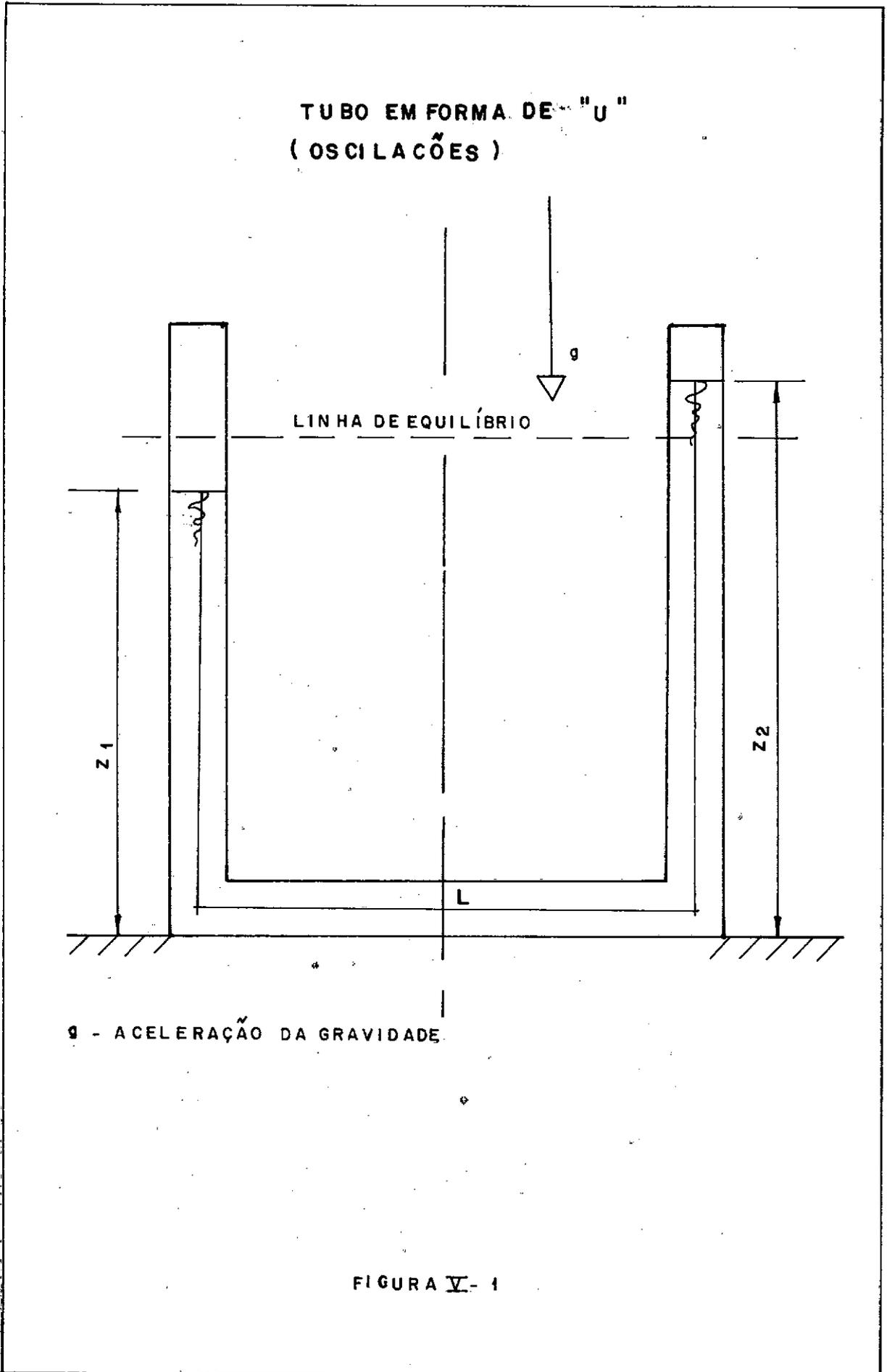


FIGURA V- 1

V.2.2 - Considerando Escoamento com Atrito Laminar

Considerando atrito laminar e utilizando a equação de POISEUILLE para tubos, teremos:

$$\tau_0 = \frac{8\mu v}{D} \quad (V.6)$$

onde τ_0 - tensão cisalhamento na parede do tubo
 D - diâmetro do tubo

Utilizando a equação (V.1) considerando escoamento unidimensional e escoamento com atrito laminar, teremos:

$$z = \frac{V_0}{\sqrt{\frac{2g}{L} - \left(\frac{16\nu}{D^2}\right)^2}} e^{-mt} \sin \sqrt{\frac{2g}{L} - \left(\frac{16\nu}{D^2}\right)^2} t \quad (V.7)$$

V_0 - velocidade inicial do menisco

ν - viscosidade cinemática

m - constante numericamente igual a $\frac{16\nu}{D^2}$

Nota-se que a frequência $\sqrt{\frac{2g}{L} - \left(\frac{16\nu}{D^2}\right)^2} \times \frac{1}{2\pi}$ neste caso com atrito é menor que para o caso sem atrito $\left(\sqrt{\frac{2g}{L}} \times \frac{1}{2\pi}\right)$

Este fato vem a confirmar os resultados experimentais obtidos no primeiro modelo construído (ver Capítulo III).

V.2.3 - Considerando Escoamento com Atrito Turbulento

O número de Reynolds para o nosso caso sob a máxima velocidade de escoamento, \bar{v} :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{VD}{\nu} \\ &= \frac{0,0882 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,038 \text{ m}}{1,01 \text{ m}^2/\text{s} \times 10^{-6}} \approx 3351 > 2000 \quad (\text{ver Apêndice 4}) \end{aligned}$$

não sendo um valor muito mais elevado que o regime de transição e considerando que a velocidade média do escoamento \bar{v} é inferior ao valor acima calculado (correspondente a velocidade máxima), vamos considerar o escoamento como eminentemente laminar. Portanto este caso não será estudado.

V.3 - MODELAGEM TEÓRICA PARA A FLUIDYNE

V.3.1 - Modelo Proposto por ELROD [7]

Para o estudo das oscilações na Fluidyne, são necessárias modificações partindo das equações descritas em V.1.1, V.1.2 e V.1.3. Segundo ELROD [7] e com as informações contidas na Figura V.2, emprega-se a equação de Euler só que integrando separadamente as três colunas:

$$-\ddot{H}_1 \left(H_1 + L_D \frac{A_1}{A_D} \right) = \frac{P_1 - P_4}{\rho} + gH_1 \quad (\text{V.8})$$

NOMENCLATURA SEGUNDO MODELO DE EL ROD (7)

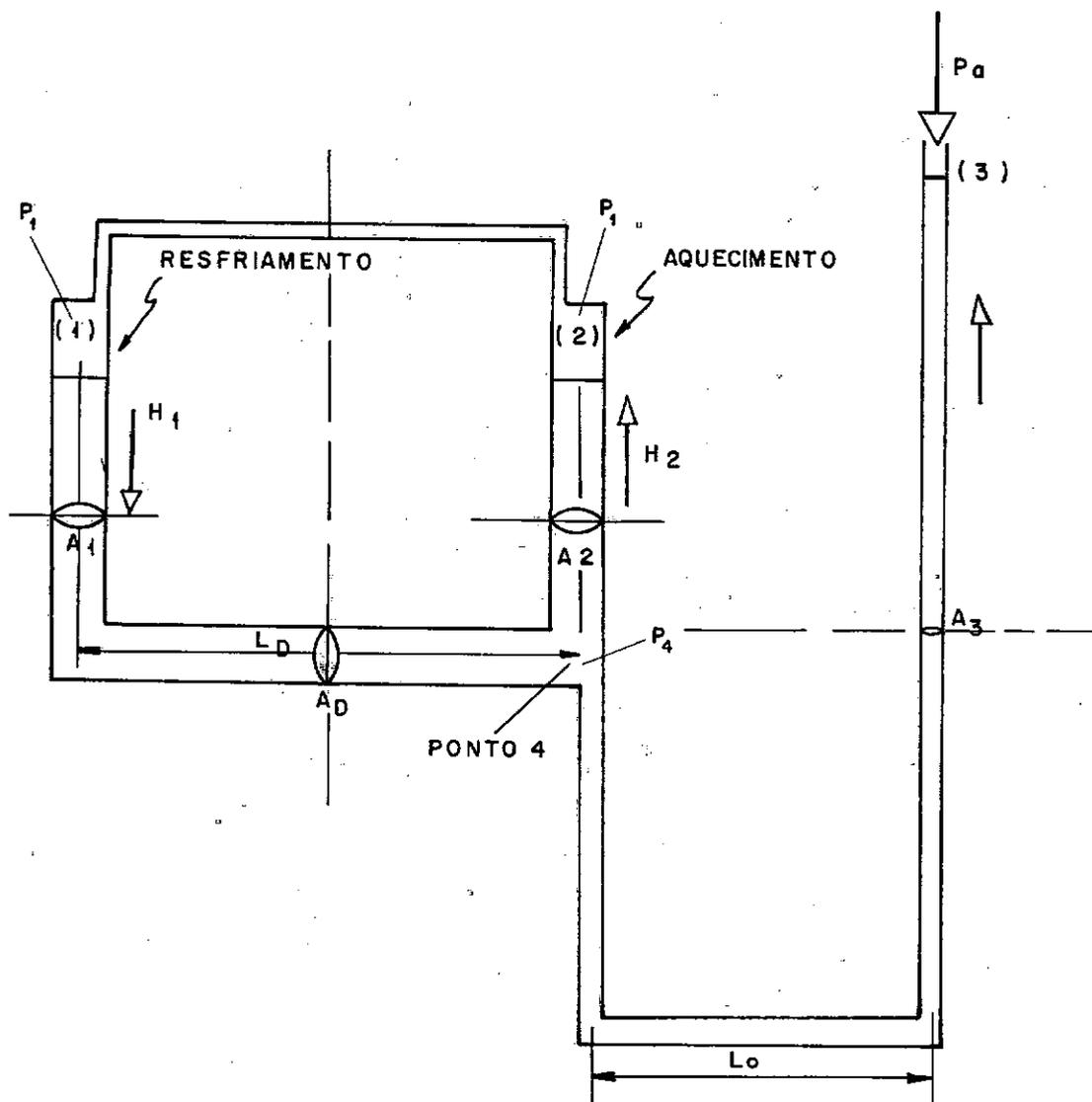


FIGURA V - 2

$$\ddot{H}_2(H_2) = \frac{P_4 - P_2}{\rho} - gH_2 \quad (V.9)$$

$$\ddot{H}_3(H_3 + L_0) = \frac{P_4 - P_a}{\rho} - gH_3 \quad (V.10)$$

Utilizando a equação da continuidade para o líquido:

$$A_3 \dot{H}_3 = - A_1 \dot{H}_1 - A_2 \dot{H}_2 \quad (V.11)$$

A linearização das equações V.8, V.9 e V.10 é feita utilizando o método das perturbações, fazendo:

$$H_1 = \bar{H}_1 + h_1$$

$$H_2 = \bar{H}_2 + h_2$$

$$H_3 = \bar{H}_3 + h_3$$

$$P_3 = \bar{P}_3 + p_3 \quad (V.12)$$

As variáveis maiúsculas com traço são estacionárias. Aplicando estas às equações V.8, V.9 e V.10, acrescidas da equação para gases perfeitos,

$$m = \frac{(1/2 V_E - A_1 h_1) \bar{P}}{RT_1} + \frac{(1/2 V_E - A_2 h_2) \bar{P}}{RT_2} \quad (V.13)$$

V_E - volume ocupado pelo gás no ponto de equilíbrio estático entre as colunas líquidas

R - constante de gases perfeitos para o caso do ar

e assumindo $h_1 = A_1 e^{st}$, $h_2 = A_2 e^{st}$ obtêm-se:

$$\begin{pmatrix} s^2(\bar{H}_1 + L_D \frac{A_1}{A_D}) + g & s^2 \bar{H}_1 + g \\ s^2 \frac{(\bar{H}_3 + L_0) + g + \beta g}{K} + \frac{\beta g \Delta T}{(T_1 + T_2)K} & s^2(\bar{H}_1 + \frac{H_3 + L_0}{K}) + g(1 + \frac{1}{K}) + \frac{\beta g}{K} \\ & - \frac{\beta g}{K} \frac{\Delta T}{T_1 + T_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix} = 0 \quad (V.14)$$

onde $\beta = \frac{\bar{P}_2 A_3}{P_g \cdot V_E}$, $K = \frac{A_3}{A_0}$ e $\Delta T = T_2 - T_1$

Para $\theta = s \sqrt{\frac{H_1}{g}}$ e fazendo-se determinante de (V.14) nulo chega-se a uma equação de 2º grau em θ^2 . Para estabilidade do sistema é necessário que nesta equação o discriminante seja negativo:

$$\begin{aligned} & (\alpha_0 - \frac{1}{2} (\alpha_0 + \alpha_D \beta + 2\beta))^2 + (2+K+2\beta) \frac{\alpha_D^2 K}{4} + \frac{1}{4} \left(\frac{\alpha_D \beta \Delta T}{T_1 + T_2} \right)^2 - \\ & - \left(\frac{\alpha_D \beta \Delta T}{T_1 + T_2} \right) \left\{ 2 + K + \alpha_0 + \alpha_D \left(\frac{1+K}{2} \right) + \beta \left(1 + \frac{\alpha_D}{2} \right) \right\} \leq 0 \quad (V.15) \end{aligned}$$

onde $\alpha_0 = \frac{L_0}{H_1}$ e $\alpha_D = \frac{L_D}{H_1}$

Para otimização da geometria o autor busca uma solução que minimize a movimentação da terceira coluna (H_3) com

a oscilação do tubo em U. Para isto deriva-se a expressão acima com relação a α_0 obtendo outra equação em função de $\frac{\alpha_D \beta \Delta t}{T_1 + T_2}$; esta equação por sua vez é derivada em função destas variáveis obtendo-se

$$\alpha_{\text{ótimo}} = \frac{1}{2} (\alpha_D + \alpha_D \beta + 2\beta) + \frac{\alpha_D^2 K}{4(1 + \frac{\alpha_D}{2})} \quad (\text{V.16})$$

$$\left(\frac{\Delta T}{T_1 + T_2}\right)_{\text{min}} = \frac{\alpha_D K}{2(1 + \frac{\alpha_D}{2})\beta} \quad (\text{V.17})$$

Destas equações são obtidos os parâmetros geométricos ótimos (V.16) e o valor mínimo de ΔT para início das oscilações (V.17). Para nosso caso, ΔT encontrado foi cerca de $1,0 \text{ K}$ um valor muito baixo comparado ao caso real (ver Apêndice 5).

O autor deduz também o valor de frequência para este caso (ΔT_{min}) com auxílio da equação V.15:

$$s = \frac{\sqrt{g}}{H(1 + \frac{\alpha_D}{2})} \quad (\text{V.18})$$

Para o nosso caso, substituindo os valores das variáveis de equação acima chegamos a um valor de $40,4$ ciclos/minutos, para frequência, um valor 22% diferente do observado para nosso caso real (Apêndice 5), e que se aproxima da obtida para oscilações de coluna líquida em tubo "U" de comprimento equivalente ($40,7$ ciclos/minutos)

Provavelmente as discrepâncias acima verificadas se devem à extrema simplificação do modelo (tanto na obtenção das equações como na sua análise, a exemplo da linearização), ou seja, em termos de informações quantitativas as diferenças não são pequenas comparadas ao caso real. No entanto, informações qualitativas como a obtida das equações V.15, com V.17, de que ΔT ótimo seja positivo, são confirmadas experimentalmente pelas geometrias usuais empregadas para a Fluidyne (coluna com a fonte quente do mesmo lado que a saída para a coluna H_3). Esta análise portanto indica qualitativamente algumas otimizações acerca da Fluidyne.

V.3.2 - Modelo Teórico para Simulação Computacional

O modelo de ELROD [7] foi idealizado para estudo de estabilidade, não sendo realizadas nenhuma simulação numérica. Nosso modelo considera a presença de válvulas de retenção ao invés de uma terceira coluna oscilante. Isto tornou o sistema de equações final com características de não linearidade mais acentuadas. Abaixo detalhamos o desenvolvimento do modelo teórico (ver Figura V.3):

O equilíbrio de forças e inércia do sistema fornece as equações de movimento:

$$\ddot{H}_1 (H_1 + L_D) - \dot{H}_1^2 = \frac{P_1 - P_4}{\rho} - H_1 g \quad (V.19)$$

NOMENCLATURA DO NOSSO MODELO

- T_1, T_2 - TEMPERATURAS NO LADO FRIO E QUENTE
 A - ÁREA DE SEÇÃO DO TUBO "U"
 A_S, A_R - ÁREAS DAS SEÇÕES DOS TUBOS DE SUÇÃO E RECALQUE
 L_D - COMPRIMENTO HORIZONTAL MÉDIO DO TUBO "U"
 H_S, H_R - ALTURAS DAS TUBOS DE SUÇÃO E RECALQUE
 Q_S, Q_R - VAZÕES DE SUÇÃO E RECALQUE
 H_1, H_2 - ALTURAS DAS COLUNAS DE LÍQUIDO NO TUBO "U", NAS FONTES FRIA E QUENTE

PONTO 4 - PONTO DE REFERÊNCIA

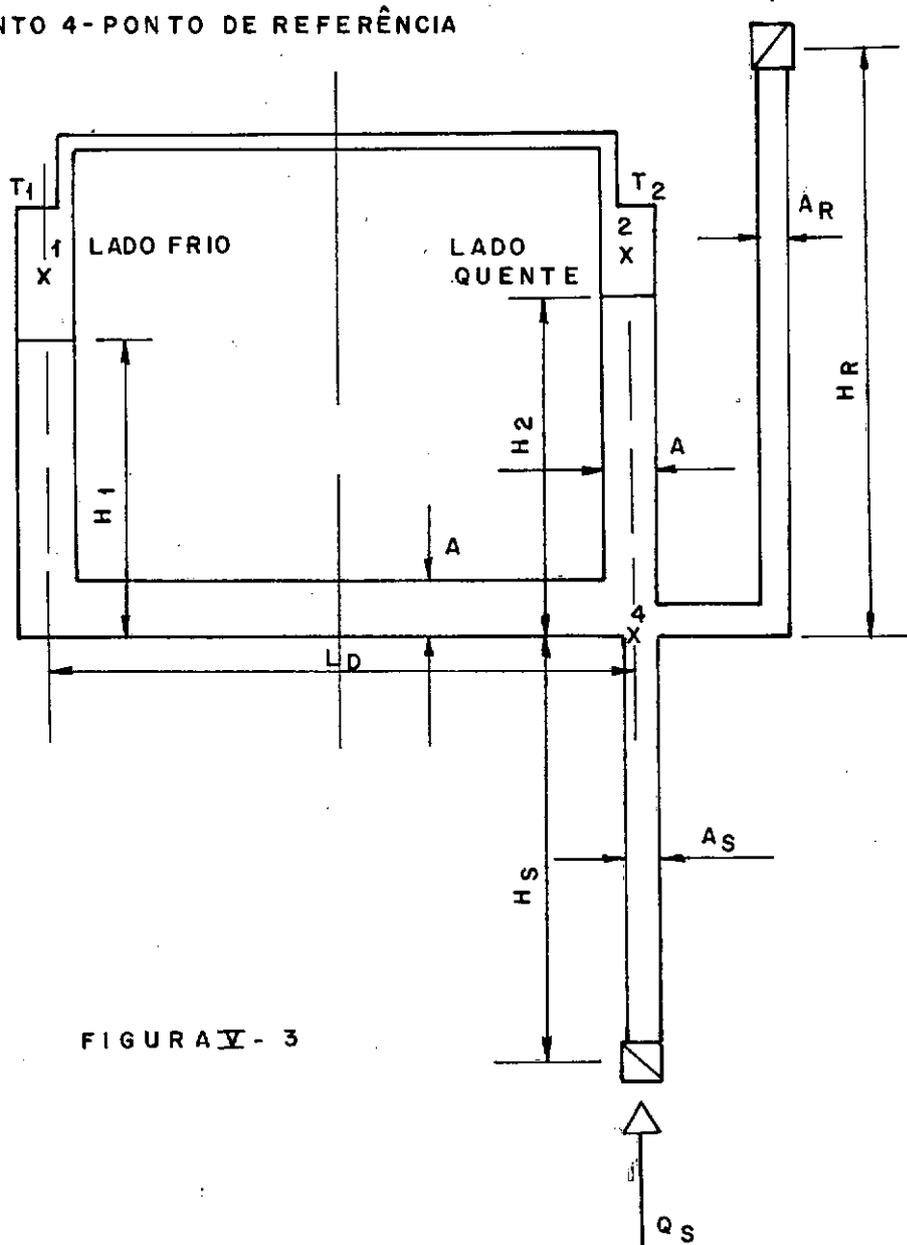


FIGURA V - 3

$$-\dot{H}_2(H_2) - \dot{H}_2^2 = \frac{P_1 - P_4}{\rho} - H_2 g$$

Para conservação da massa do gás, podemos escrever:

$$\frac{M}{A} = \frac{P(L-H_1)}{RT_1} + \frac{P(L-H_2)}{RT_2} \quad (V.20)$$

Para modelagem das válvulas assumimos que obedecem a equação do tipo $Q = K \sqrt{\Delta p}$ (ref. SCIESZKO e MANSOUR ¹⁸); aplicando esta equação em separado para cada uma das válvulas, teremos:

Sucção

$$K_S [P_a - (P_4 + H_S \rho g)] = Q_S \text{ para } P_a > P_4 + H_S \rho g \quad (V.21)$$

Recalque

$$K_R [(P_4 - H_R \rho g) - P_a] = Q_R \text{ para } P_4 - H_R \rho g > P_a \quad (V.22)$$

Para equação de continuidade do líquido podemos escrever:

$$Q_S = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_a > P_4 + H_S \rho g$$

* para nosso caso foi possível fazer $Q = K\Delta P$, onde Q é vazão e K uma constante.

$$Q_R = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_4 - H_R \rho g > P_a \quad (\text{V.23})$$

$$0 = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_4 - H_R \rho g < P_a < P_4 + H_S \rho g$$

Da equação (V.20) podemos obter:

$$P_1 = \frac{MR}{A} [T_1 T_2] / [T_2(L-H_1) + T_1(L-H_2)] \quad (\text{V.24})$$

Adicionando V.21 e V.22 a V.29 obteremos:

Sucção

$$K_S [P_a - (P_4 + H_S \rho g)] = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_a > P_4 + H_S \rho g$$

Recalque

$$K_R [(P_4 - H_R \rho g) - P_a] = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_4 - H_R \rho g > P_a$$

Válvulas Fechadas

$$0 = A(\dot{H}_1 + \dot{H}_2) \text{ para } P_4 - H_R \rho g < P_a < P_4 + H_S \rho g \quad (\text{V.25})$$

Estabelecendo a mudança de variáveis no sistema:

$$\begin{aligned}
 Z_1 &= H_1 \\
 Z_2 &= \dot{H}_1 \\
 Z_3 &= H_2 \\
 Z_4 &= \dot{H}_2
 \end{aligned}
 \tag{V.26}$$

Voltando a (V.19) com estas novas variáveis:

$$\begin{aligned}
 (Z_1 + L_D) \dot{Z}_2 + \dot{Z}_2^2 &= \frac{P_4 - P_1}{\rho} - Z_1 g \\
 Z_3 \dot{Z}_4 + Z_4^2 &= \frac{P_4 - P_1}{\rho} - Z_3 g
 \end{aligned}
 \tag{V.27}$$

Para a equação V.25 teremos:

Sucção

$$K_S [P_a - (P_4 - H_S \rho g)] = A(Z_2 + Z_4) \text{ para } P_a > P_4 + H_S \rho g$$

Recalque

$$K_R [(P_4 - H_R \rho g) - P_a] = A(Z_2 + Z_4) \text{ para } P_4 - H_R \rho g > P_a$$

Válvulas Fechadas

$$0 = A(Z_2 + Z_4) \text{ para } P_4 - H_R \rho g < P_a < P_4 + H_S \rho g \tag{V.28}$$

Colocando P_4 de forma explícita em (V.34):

Sucção

$$P_4 = - \frac{A}{K_S} (Z_2 + Z_4) - H_S \rho g + P_a \text{ para } P_4 < P_a - H_S \rho g$$

Recalque

$$P_4 = \frac{A}{K_R} (Z_2 + Z_4) + H_R \rho g + P_a \text{ para } P_4 > P_a + H_R \rho g$$

Válvulas Fechadas

$$Z_2 = - Z_4 \text{ para } P_a + H_R \rho g > P_4 > P_a - H_S \rho g \quad (\text{V.29})$$

O sistema de equação formado por (V.26, V.27 e V.29) é não linear de primeira ordem com termos acoplados. A resolução do sistema será feita pelo método numérico de Runge-Kutta modificado por GILL (ver referência [14]). Para resolução numérica escrevemos o sistema na seguinte forma:

De (V.33) teremos:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_2 &= \left[\frac{P_4 - P_1}{\rho} - Z_1 g - Z_2^2 \right] \frac{1}{Z_1 + L_D} \\ \dot{Z}_4 &= \left[\frac{P_4 - P_1}{\rho} - Z_3 g - Z_4^2 \right] \frac{1}{Z_3} \end{aligned} \quad (\text{V.30})$$

Transcrevendo a equação (V.24):

$$P_1 = \frac{RM}{A} (T_1 T_2) / [T_2(L-H_1) + T_1(L-H_2)] \quad (\text{V.24})$$

Escrevendo as duas primeiras equações (V.27) e fazendo $Z_2 = -Z_4$ em (V.30) para a terceira equação obteremos:

Sucção

$$P_4 = P_a - \frac{A}{K_S} (Z_2 + Z_4) - H_S \rho g \quad \text{para } P_4 < P_a - H_S \rho g$$

Recalque

$$P_4 = P_a + \frac{A}{K_R} (Z_2 + Z_4) + H_R \rho g \quad \text{para } P_4 > P_a + H_R \rho g \quad (V.31)$$

Válvulas Fechadas

$$P_4 = \rho \left\{ Z_1 g + Z_3 g \left(\frac{Z_1 + L_D}{Z_3} \right) \right\} / \left[1 + \left(\frac{Z_1 + L_D}{Z_3} \right) \right] + P_1$$

Este sistema nas próximas linhas será colocado na forma de fluxograma para sua resolução numérica.

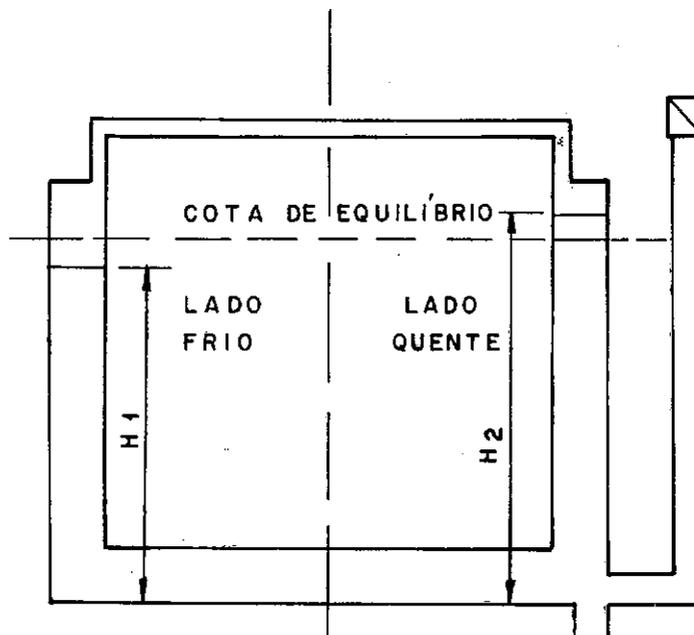
V.3 - MÉTODO NUMÉRICO

Para resolução do sistema acima descrito, utilizamos uma subrotina (RKGS, ver referência [14]) da IBM pertencente à biblioteca de programas (SSP) para resolução de sistemas utilizando métodos numéricos (no caso Runge-Kutta). As características da subrotina RKGS são a sua flexibilidade na entrada e saída de dados e a subdivisão automática (até 11 vezes) do intervalo de integração de acordo com o valor do erro pré-estabelecido pelo usuário.

Para início da simulação, é fundamental para um menor intervalo de tempo de regime transiente, o fornecimento de condições iniciais próximas às reais no cálculo. Por exemplo, no nosso caso, escolhemos para fins de facilidade dos cálculos destas condições uma configuração simples para iniciar as oscilações: um desnível estático com velocidades nas colunas $Z_2 = Z_4 = 0$ (ver Figura V.4). Para esta configuração calculamos P_4 e P_1 iniciais pelas fórmulas (V.24) e (V.31) já sabendo de antemão as pressões necessárias para acionamento das válvulas de admissão e recalque. A escolha era feita de forma a se ter ambas as válvulas fechadas.

Na Figura V.5 ilustramos o fluxograma utilizado e no Apêndice 6 a listagem de cartões para execução do programa numérico.

CONDIÇÕES INICIAIS PARA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL



H_1 - ALTURA DA COLUNA LÍQUIDA NO LADO FRIO, MENOR QUE A ALTURA DA COTA DE EQUILÍBRIO

H_2 - ALTURA DA COLUNA LÍQUIDA NO LADO QUENTE, MAIOR QUE A ALTURA DA COTA DE EQUILÍBRIO

$$\overset{\circ}{H}_1 = z_2 = 0$$

$$\overset{\circ}{H}_2 = z_4 = 0$$

VALORES INICIAIS

FIGURA V - 4

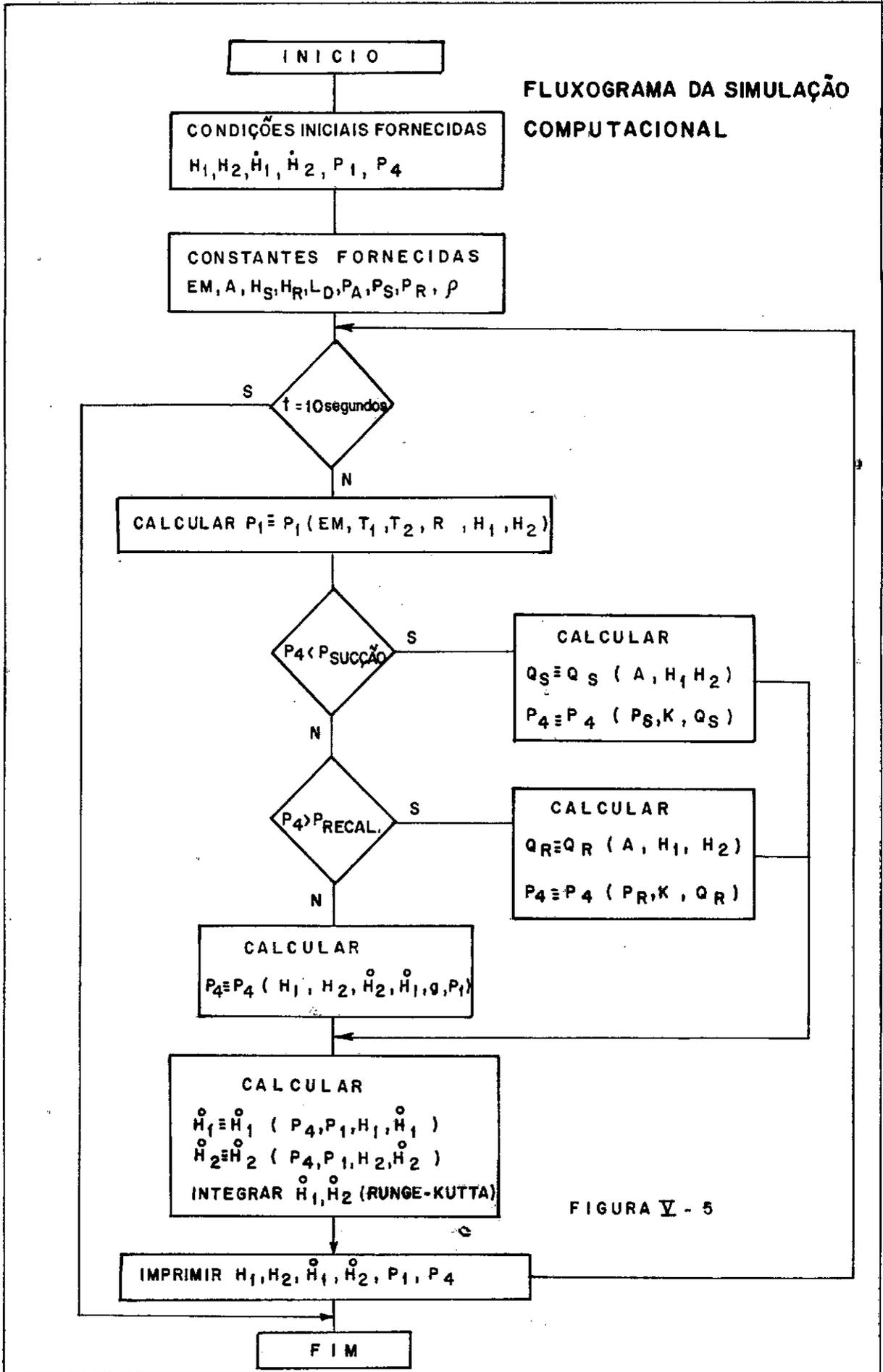


FIGURA V - 5

CAPÍTULO VI

ANÁLISE EXPERIMENTAL, TEÓRICA E COMPARAÇÃO

VI.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados resultados experimentais preliminares com a bomba Fluidyne funcionando em regime permanente, além de resultados obtidos nas simulações numéricas do modelo computacional.

Ambos os resultados são comparados qualitativamente.

VI.2 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Durante diversas experiências foi observado que a massa de ar dentro do sistema (fluido de trabalho) é a variável mais importante na operação e desempenho da Fluidyne, uma vez fixadas a geometria e as temperaturas da fonte quente e fria. Para duas condições de massa de ar (caso A 0,004 gr e B 0,003 gr aproximadamente) são mostradas medidas experimentais feitas sob o estado estacionário segundo metodologia escrita no Capítulo IV. Com dados de transientes de pressão e volume foram construídos diagramas pressão-volume ajustados ao trabalho realizado em bombeamento; a concordância com os tempos de abertura das válvulas foi verificada.

Na Tabela VI.1 são mostradas a geometria usada e as condições de resfriamento e aquecimento para ambos os casos. Para o caso A, são apresentados na Figura VI.1, em função do tempo, os níveis de líquido, as temperaturas locais próxima e na própria fonte quente (partes T_6 e T_7 respectivamente) e a posição das válvulas de recalque (a Figura VI.2 apresenta um desenho indicando a localização destas variáveis na Fluidyne). Para os mesmos instantes de funcionamento da válvula de recalque, como referência, são mostrados na tela do osciloscópio, Figura VI.3, a pressão no lado frio e o funcionamento das válvulas de admissão e recalque em função do tempo. Para o caso B, os mesmos resultados são apresentados nas Figuras VI.4 e VI.5.

Qualitativamente no caso A e B, as variações dos parâmetros medidos são similares:

VI.2.1 - Nível

Para o caso A, a amplitude das oscilações na coluna fria tem cerca de 0,8 cm, um valor menor que o lado quente (1,1 cm). O nível médio entre os lados quente e frio vale 90,35 cm e 92,6 cm respectivamente (ver Tabela VI.2). Esta diferença de níveis e amplitudes pode ser atribuída a realimentação por jato de pressão dirigida principalmente pela fonte quente concordando com HOOPER e READER ¹³. A abertura de válvulas (ponto 1 e 2 na Figura VI.1), indica um rápido escoamento na entrada e saída do sistema refletindo numa perturbação na variação dos níveis (ponto 3 e 4 na Figura VI.1). A frequência do nível

TABELA VI.1 - Medidas experimentais da Fluidyne durante fase transiente e permanente

TEMPO min	TEMPERATURAS* °C					VAZÃO DE ÁGUA DE REFRIGERAÇÃO cm ³
	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	
0	21	21	21	21	21	0
3	21	21	-	47	79	0
6	21	26	-	99	76	250
9	33	97	-	148	97	290
12	50	97	-	191	97	290
15	50	98	150	210	100(± 15°C)	290

↓
Funcionamento (fase permanente)

* Ver Figura VI.2

CURVAS OBTIDAS DO REGISTRADOR GRÁFICO.

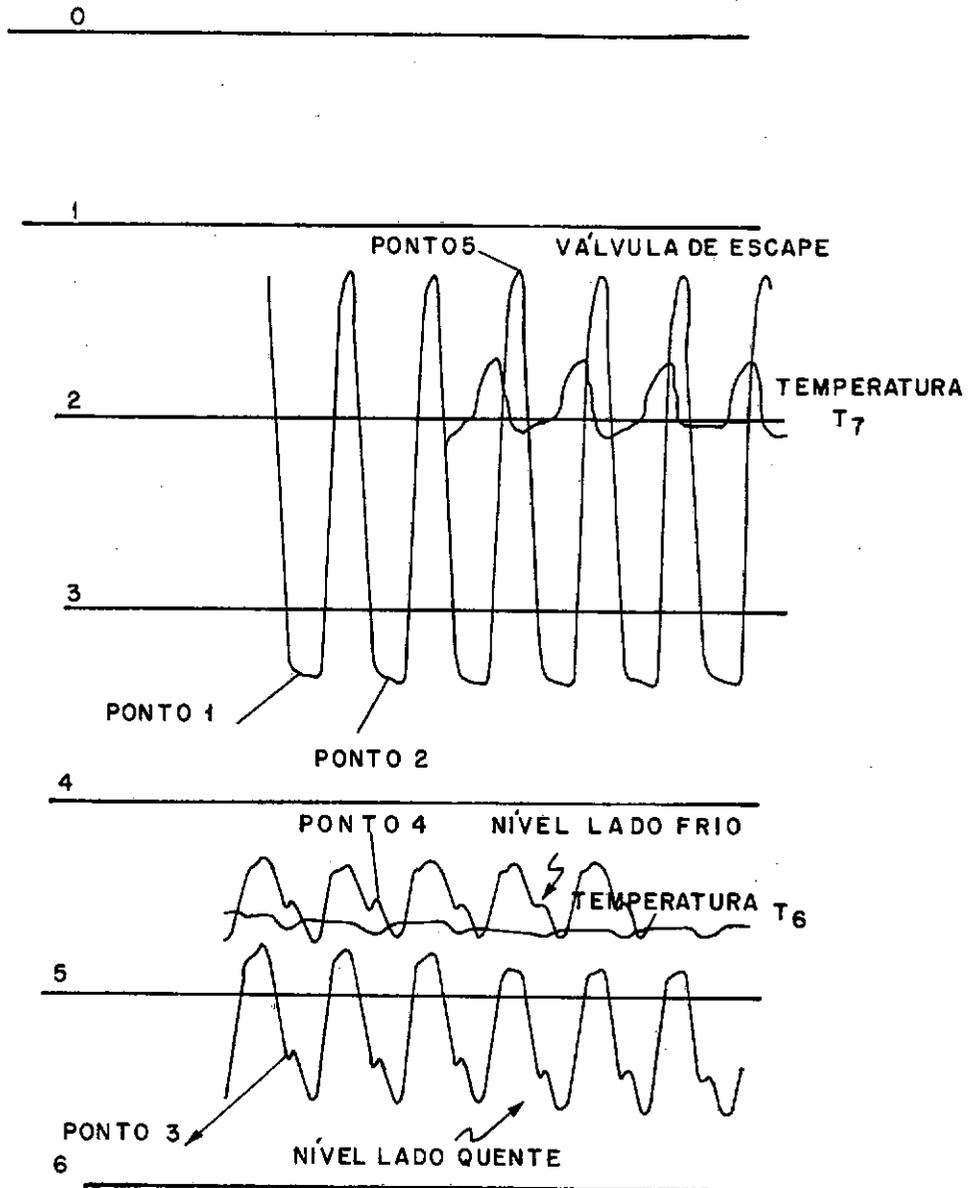


FIGURA VI - 1

LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS MEDIDOS PARA DETERMINAÇÃO
DAS TEMPERATURAS ENTRE AS FONTES QUENTE E FRIA

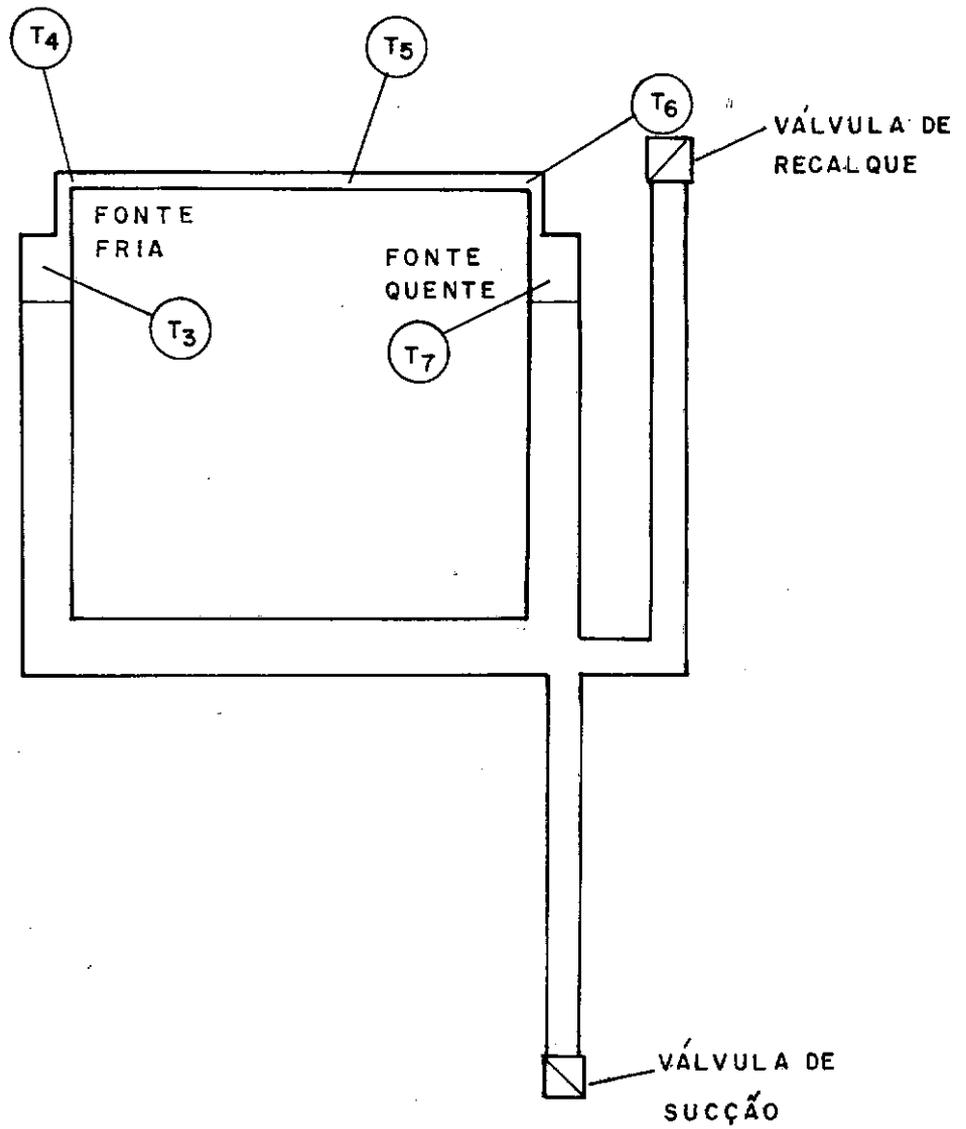


FIGURA VI - 2

Fotografia das curvas de pressão e acionamento das válvulas nas câmaras quente e fria (Caso A)

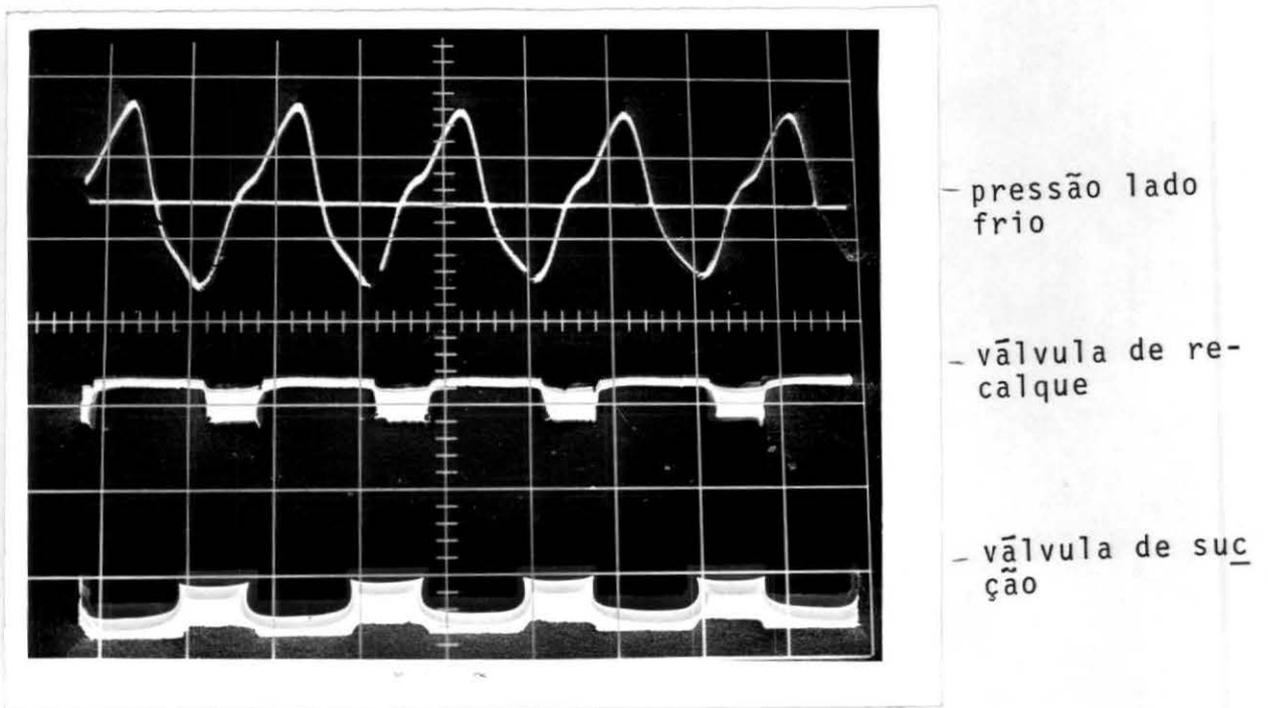


Figura VI.3

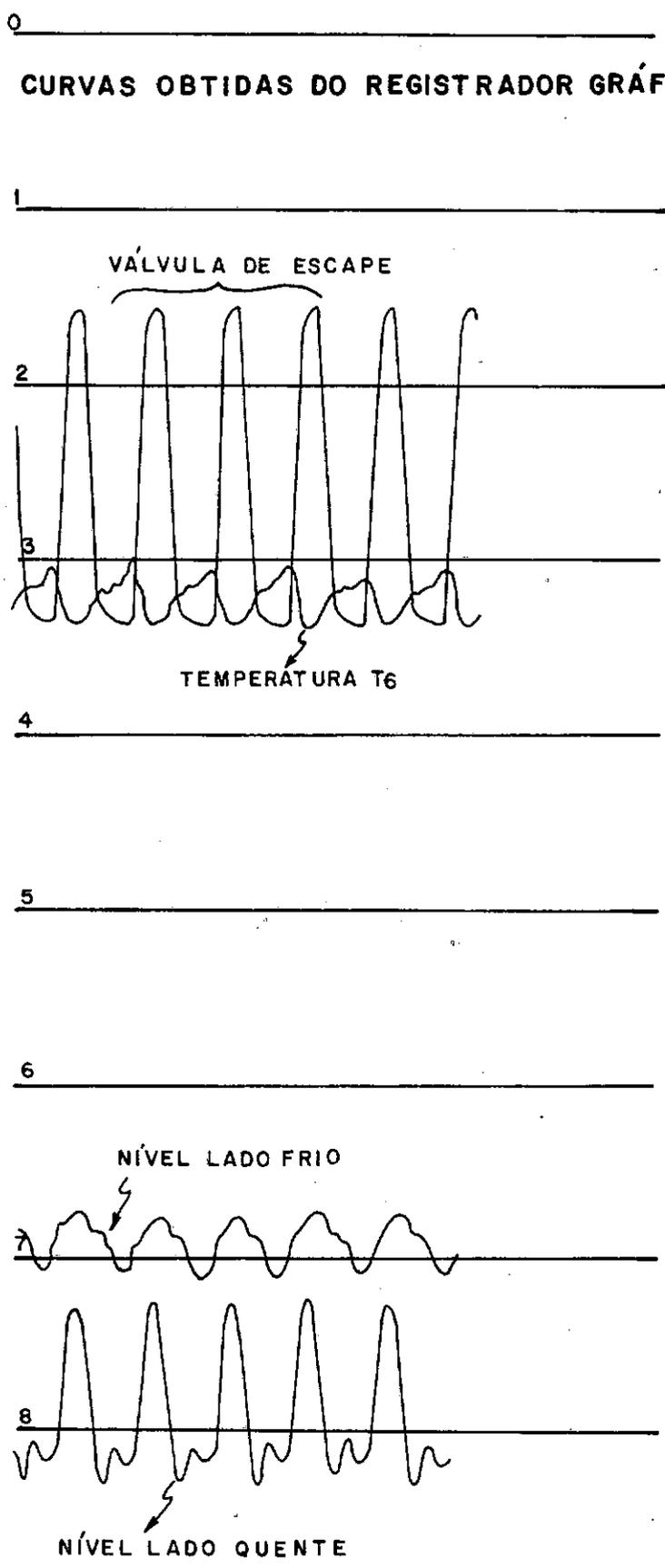
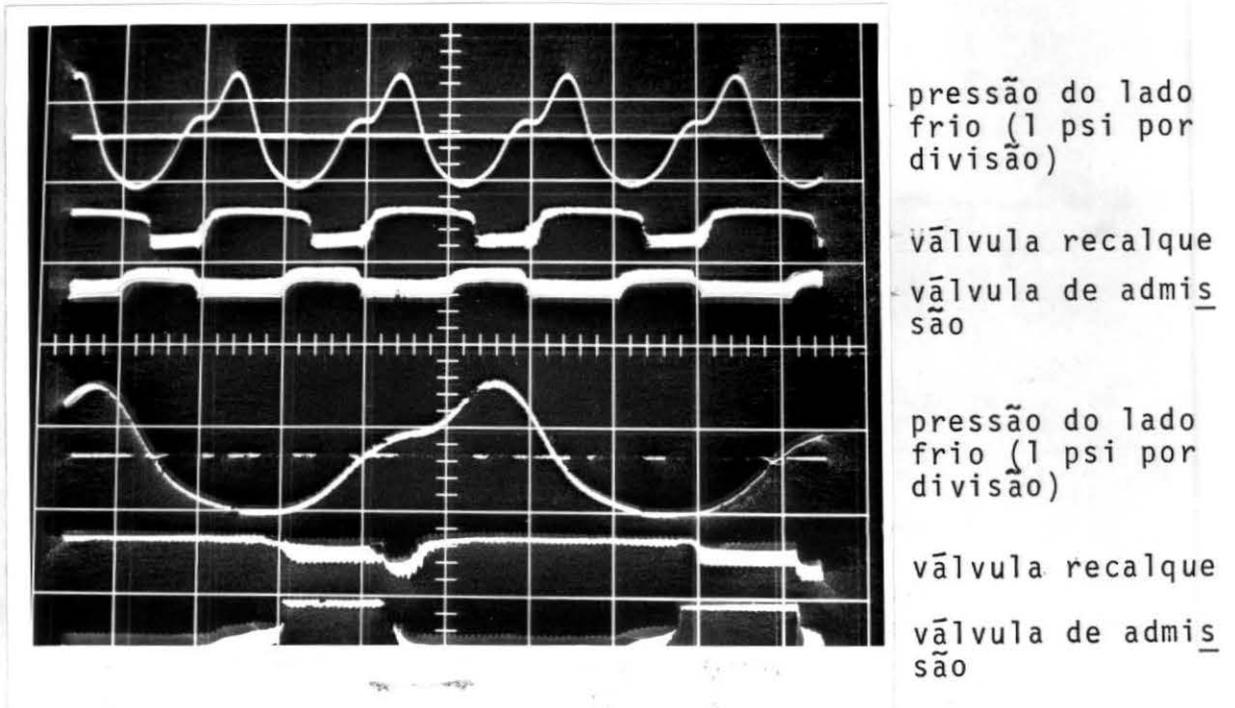


FIGURA VI - 4

Fotografia das curvas de pressão e acionamento das válvulas nas câmaras quente e fria (Caso B)



Fotografia do funcionamento da Fluidyne para o Caso B

OBS.: - Abcissa: tempo (1 s por divisão)

(metade superior)

- Abcissa: tempo (0.2 s por divisão)

(metade inferior)

Figura VI.5

TABELA VI.2 - CASO A - Dados experimentais obtidos do osciloscópio e registrador gráfico, por ciclo

TEMPO s	NÍVEL COLUNA FRIA cm	NÍVEL COLUNA QUENTE cm	VOLUME TOTAL AR cm ³	PRESSÃO DO AR psi	POSICIONAMENTO DE VÁLVULAS*	
					RECALQUE	ADMISSÃO
0.0	92.2	89.8	209.9	0.4	a	f
0.1	92.2	90.0	207.4	0.7	a	f
0.2	92.4	90.3	201.1	1.1	a	f
0.3	92.6	90.6	194.8	1.0	a	f
0.4	92.6	90.6	194.8	0.0	a	f
0.5	92.7	90.9	196.1	- 0.5	a	f
0.6	93.0	91.5	178.5	- 0.7	a	a
0.7	93.0	91.5	178.5	- 1.1	a	a
0.8	92.8	90.6	192.3	- 0.8	f	a
0.9	92.4	90.3	201.1	- 0.1	f	a
1.0	92.2	89.8	209.9	+ 0.3	f	a
1.1	92.2	89.8	209.9	+ 0.4	a	f

* f - fechada

a - aberta

OBS.: Os valores máximos dos níveis das colunas de fonte fria e fonte quente valem 99.5 cm e 99.2 cm respectivamente.

para ambos os lados é igual. Embora as amplitudes de um lado quente e de outro frio sejam diferentes, as oscilações apresentam ângulos de fases muito próximas (quase nulos), diferente do valor do ângulo de fase apresentado por uma coluna líquida (tubo "U") (180 graus). Este modo de oscilação está de acordo novamente com a observação de HOOPER e READER ^[13] podendo ser também atribuído ao fenômeno de realimentação. No caso B, o comportamento das curvas é similar, exceto para os diferentes valores de nível apresentado (ver Tabela VI.3 e Figuras VI.4 e VI.5).

VI.2.2 - Temperatura

A variação de temperatura na câmara quente é de cerca de 20 K e varia de acordo com a variação do nível temperaturas mais elevadas para níveis mais baixos (maior área exposta de aquecimento) e vice-versa (ver Figuras VI.1 e VI.4). As oscilações são assimétricas refletindo um rápido aquecimento no sistema. As frequências entre as oscilações de temperatura e nível são as mesmas. A máxima temperatura corresponde aos instantes de abertura de válvula de recalque (ver ponto 5, nas Figuras VI.1 e VI.4). Quanto à temperatura no ponto T_6 (próximo ao lado quente), ver Figura VI.2, as oscilações são menores devido à proximidade do termopar com a parede metálica (maior inércia térmica). No caso B as oscilações neste ponto são maiores (16 K de amplitude) devido a menor inércia térmica da fonte quente (nível mais alto, menor área de exposição de calor) e à menor massa no sistema B. A temperatura do lado frio mostrou-se praticamente constante (cerca de 34^oC) devido a eficiência de res-

TABELA VI.3 - CASO B - Dados experimentais obtidos do osciloscópio e registrador gráfico, por ciclo

TEMPO s	NIVEL COLUNA FRIA cm	NIVEL COLUNA QUENTE cm	VOLUME TOTAL AR cm ³	PRESSÃO DO AR psi	POSICIONAMENTO DE VÁLVULAS*	
					RECALQUE	ADMISSÃO
0.0	94.3	89.9	182.3	0.2	f	f
0.1	94.3	89.6	187.3	0.4	a	f
0.2	94.1	90.0	183.5	0.7	a	f
0.3	94.0	91.3	168.4	0.9	a	f
0.4	94.1	92.5	152.1	0.6	a	f
0.5	94.3	92.8	145.8	- 0.3	a	f
0.6	94.3	92.4	150.8	- 0.5	a	a
0.7	94.5	92.2	150.8	- 0.7	a	a
0.8	94.7	92.5	144.6	- 0.7	a	a
0.9	94.7	92.5	144.6	- 0.6	a/f	a
1.0	94.6	90.6	169.7	- 0.4	f	f
1.1	94.3	90.3	177.2	0.0	f	f

* f - fechada

a - aberta

OBS.: Os valores máximos dos níveis das colunas de fonte fria e fonte quente valem 99.5 cm e 99.2 cm respectivamente

friamento no local do termopar.

VI.2.3 - Pressão

Através das fotografias nas Figuras VI.3 e VI.5 (casos A e B), pode-se verificar a simetria da curva de pressão em relação ao eixo de referência (lado frio). A frequência é a mesma em relação ao nível e à temperatura. A sincronização das válvulas pode ser verificada, o mínimo de pressão coincide com o instante de fechamento da válvula de recalque; neste instante o nível atingido é próximo ao máximo e a temperatura na fonte quente é mínima (comparar as Figuras VI.1 com VI.3 e VI.4 com VI.5). Na parte positiva de todas curvas de pressão observa-se um patamar (ver Figuras VI.3 e VI.5) de pressão correspondente ao instante de abertura de válvula de escape. Para o caso B, a amplitude é menor.

A assimetria dos instantes de abertura das válvulas de recalque e admissão com relação à pressão, Figuras VI.3 e VI.5 pode ser explicada pela diferença das cotas destas válvulas com relação à cota média do fluido de trabalho: enquanto a válvula de recalque fica posicionada a 13 cm do nível médio do gás, a válvula de admissão se encontra cerca de 73 cm do mesmo. Apesar desta assimetria, a estabilidade dos níveis de água é atingida em poucos segundos de funcionamento.

VI.2.4 - Posição de Válvulas

Nos casos A e B os tempos de abertura e fechamento de ambas as válvulas são muito rápidos; o tempo de permanência de abertura da válvula de escape é cerca de 0,8 segundos para o caso A e 0,7 segundos para o caso B. O tempo de permanência em repouso é cerca de 0,4 segundos para a válvula de escape e 0,7 segundos para a válvula de admissão, no caso A. Para o caso B este valor é de 0,4 segundos e 0,6 segundos respectivamente. Observa-se (Figuras VI.3 e VI.5) que a superposição entre as duas válvulas existe tanto no seu acionamento como no repouso. O tempo de superposição durante o acionamento é maior (0,15 segundos para o caso A e 0,2 segundos para o caso B) que durante o repouso (0,1 segundos para o caso A e 0,05 segundos para o caso B). A inércia de funcionamento das válvulas e da coluna de recalque/sucção explica esta superposição, bem como o ângulo de permanência de abertura tanto da válvula de escape quanto a de admissão, submetidas a pressões opostas a seu funcionamento. A referência de tempos para os sinais provenientes do osciloscópio bem como do registrador foi feita através das válvulas de recalque e admissão, uma vez que por serem ondas do tipo quadradas fica relativamente fácil a sua identificação em ambos aparelhos; esta referência permite a sincronização de ambos sinais.

VI.2.5 - Diagrama P.V

A partir das medidas de nível de ambas as colunas, calculamos os volumes instantâneos ocupados pelo ar ao lon

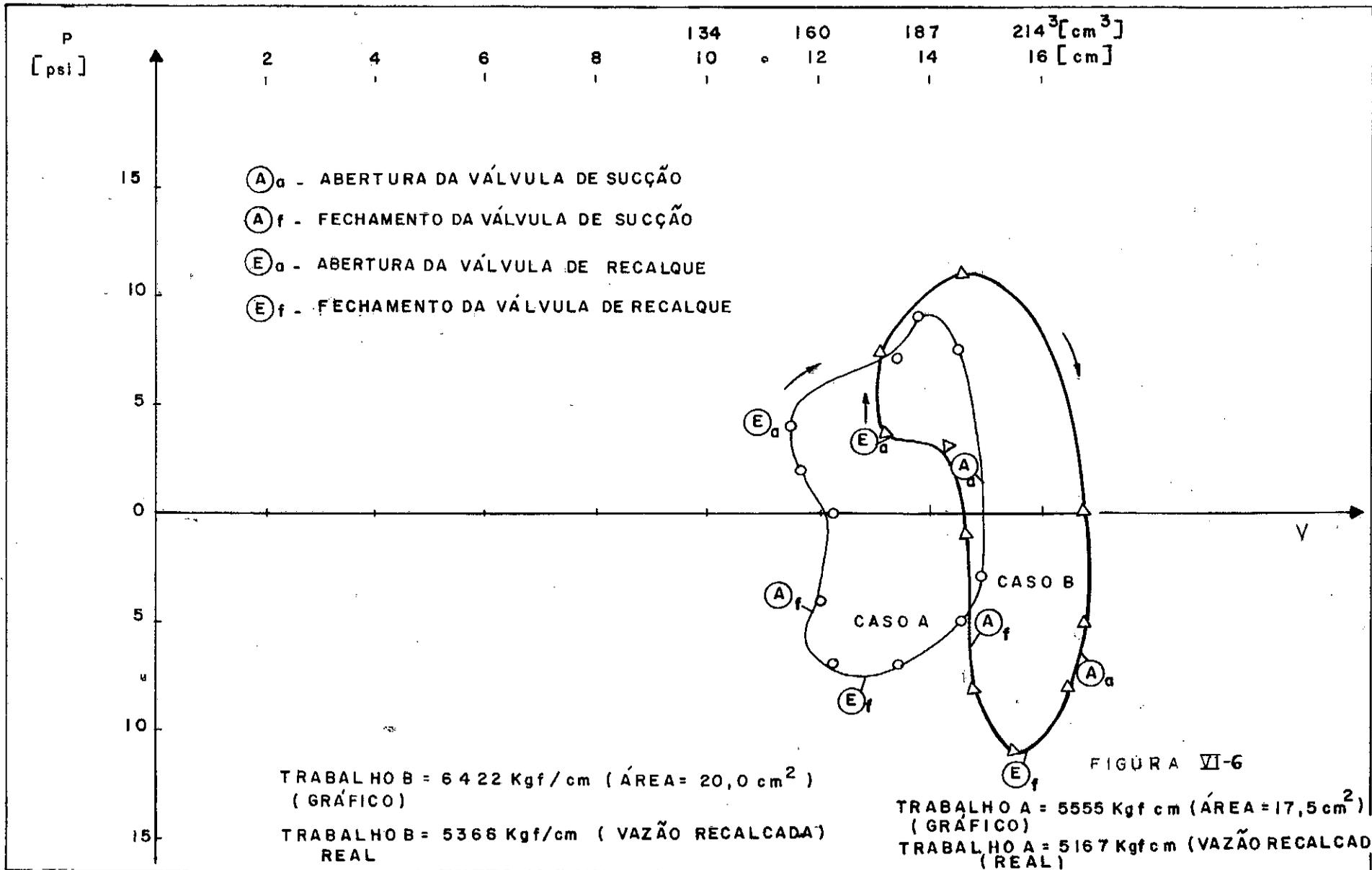
go do ciclo. Com estes dados juntamente com os de pressão, construímos diagramas P-V (Figura VI.6) para ambos casos, sincronizando o tempo de referência segundo o trabalho real de bombeamento da água. Não foi possível determinar o tempo de referência diretamente pela incerteza dos valores numéricos associados aos níveis de líquido; causada principalmente pela calibração estática do registrador e do transdutor.

VI.3 - POSSÍVEIS ERROS DE MEDIDAS

VI.3.1 - Pelos Instrumentos

VI.3.1.1 - Nível

O transdutor de nível foi calibrado medindo a saída elétrica em milivolts para diferentes alturas de água nas colunas principais, mantendo-as fixas no tubo a cada leitura (ver Tabelas IV.1 e IV.2). As Figuras VI.7 e VI.8 mostram os pontos obtidos duas calibrações realizadas. Observou-se durante as experiências que os valores de tensão de saída do transdutor variavam com o tempo de funcionamento do circuito e com a temperatura de aquecimento. Para contornar este problema as calibrações eram feitas a cada experiência o que não permitia a comparação direta entre os valores obtidos em diferentes calibrações. As Figuras VI.7 e VI.8 mostram os pontos obtidos em duas calibrações realizadas. A incerteza máxima de medida para o caso A é de cerca de 0,73 mm para o lado direito e 0,69 mm para o lado esquerdo, valores interpolados linearmente entre pon



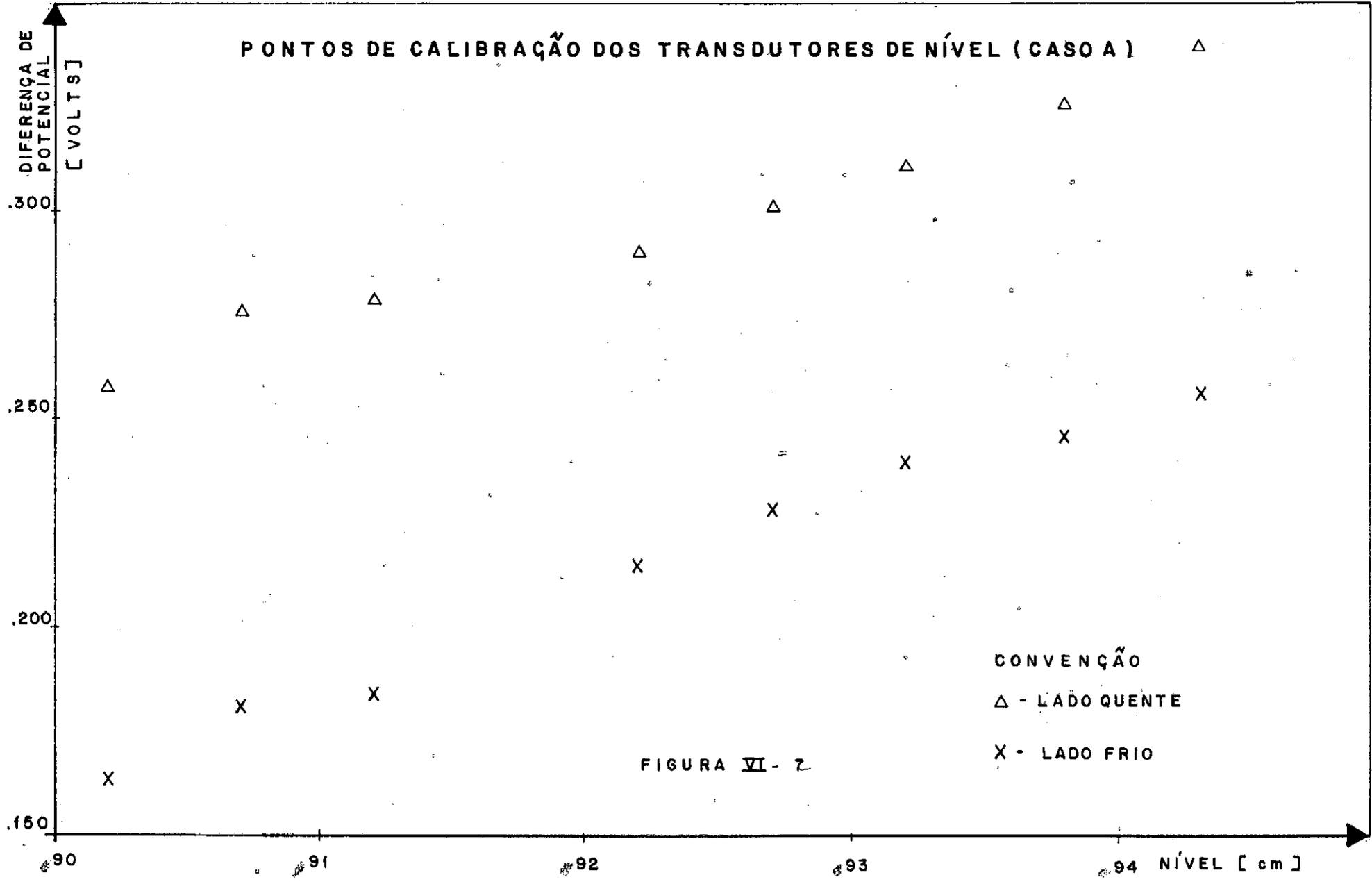
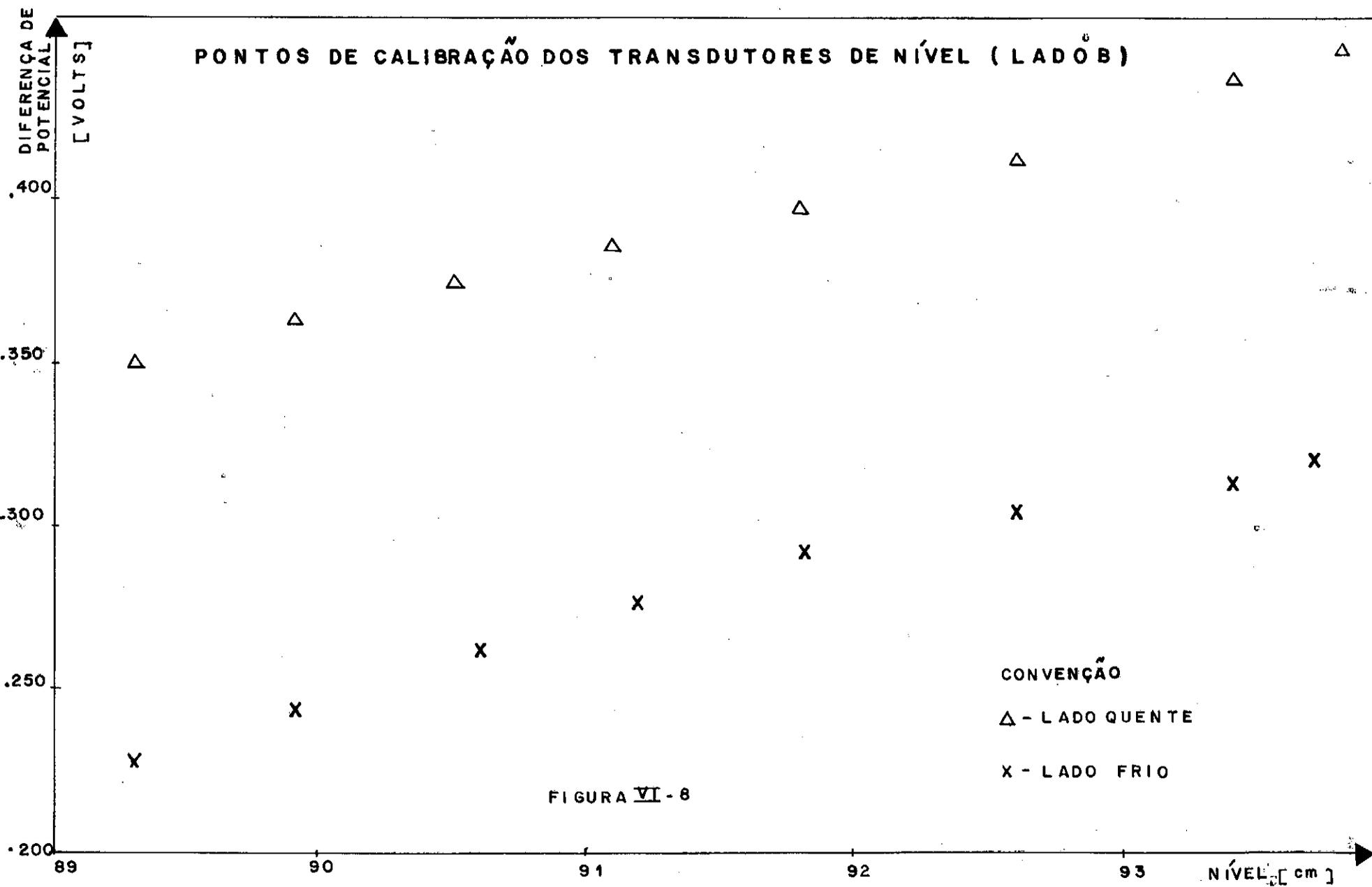


FIGURA VI - 2



tos, obtidos baseados na curva de calibração (intervalo de máxima inclinação), e do intervalo mínimo de leitura do papel do registrador gráfico. Para o caso B, estes valores são 1,25 mm e 0,83 mm respectivamente.

Também foram observadas distorções nos valores dos sinais elétricos por interferência de circuitos elétricos externos, mas foram minimizadas por afastamento e blindagem dos mesmos. Frequências secundárias superpondo o sinal de frequência da saída do transdutor foram verificados, e segundo HOLMAN [12] estes podem causar distorções do ângulo de fase e amplitude entre o modelo e a resposta do sistema de medição.

VI.3.1.2 - Temperatura

No caso foi feita uma aferição para os pontos de fusão de gelo e ebulição da água com os termopares empregados nas experiências. A precisão de leitura do milivoltímetro digital utilizado era de ordem de um décimo de milivolt; este valor correspondia em média a dois graus Celsius na curva tensão-temperatura do termopar.

VI.3.1.3 - Pressão

A incerteza máxima nesta variável é cerca de 0,2 psi; a curva de calibração do fabricante tem uma faixa de valores de 0 a 3000 psi e não é específica para a nossa faixa de utilização, e o erro máximo segundo o fabricante é cerca de 5%.

Foi tentado verificar a curva da calibração do transdutor utilizando-se um reservatório com manômetro e um transdutor de pressão; checando-se a pressão máxima com um osciloscópio; pelo fato de ser este valor função da velocidade de abertura da válvula que comunicava o reservatório ao transdutor não foi possível realizar esta aferição.

VI.3.1.4 - Tempo

Esta grandeza foi determinada de duas maneiras. A primeira era determinada na tela do osciloscópio através do tempo de varredura, e a segunda através do espaço percorrido pelo papel milimetrado no registrador gráfico. Para este último foram feitas medidas experimentais para aferição do tempo e o correspondente espaço percorrido pelo papel. As diferenças para a escala de 60 cm/s foram inferiores a dois por cento. Já para o osciloscópio, pela alta frequência de seu oscilador interno (1 KHz com 1% variação), não foram observadas diferenças entre o tempo e o espaço varrido na tela correspondente.

VI.3.2 - Por Localização e Efeitos Dinâmicos nos Sensores

Os erros abaixo relacionados são causados pela localização dos sensores na máquina Fluidyne e pelas diferenças entre os efeitos dinâmicos e estáticos.

VI.3.2.1 - Nível

Como podemos observar pela fotografia da Figura VI.31, a localização do transdutor de pressão nas colunas oscilantes, em derivação a estas, induzia diferenças dinâmicas em fase e amplitude com as oscilações no tubo "U". Estas diferenças não foram avaliadas.

VI.3.2.2 - Temperatura

Erros devido à condução de calor da parede do tubo ao termopar, alteravam os valores fornecidos pelos mesmos com relação à temperatura do fluido. No caso da fonte quente, o termopar T_7 da Figura VI.2 era uma exceção; após inúmeras observações, decidiu-se colocar a ponta do termopar pelo lado da coluna líquida, evitando desta forma a condução térmica pela parede; diferenças de até 70°C foram medidas, confirmando as observações. No caso das temperaturas nos pontos T_5 e T_6 da Figura VI.2, estas alterações não puderam ser evitadas, e os valores lidos eram superiores aos do fluido a medir; inclusive, variações reais na temperatura do ciclo no fluido praticamente não foram detetadas neste ponto pela maior inércia térmica das paredes metálicas (Figuras VI.1 e VI.4).

VI.3.2.3 - Pressão

Nesta variável, alterações devido à localização espacial dos pontos de pressão foram observadas (Figura VI.9), confirmando observações no trabalho de LEWIS e READER [16] por

Fotografia mostrando a localização do transdutor de nível em derivação com as colunas líquidas

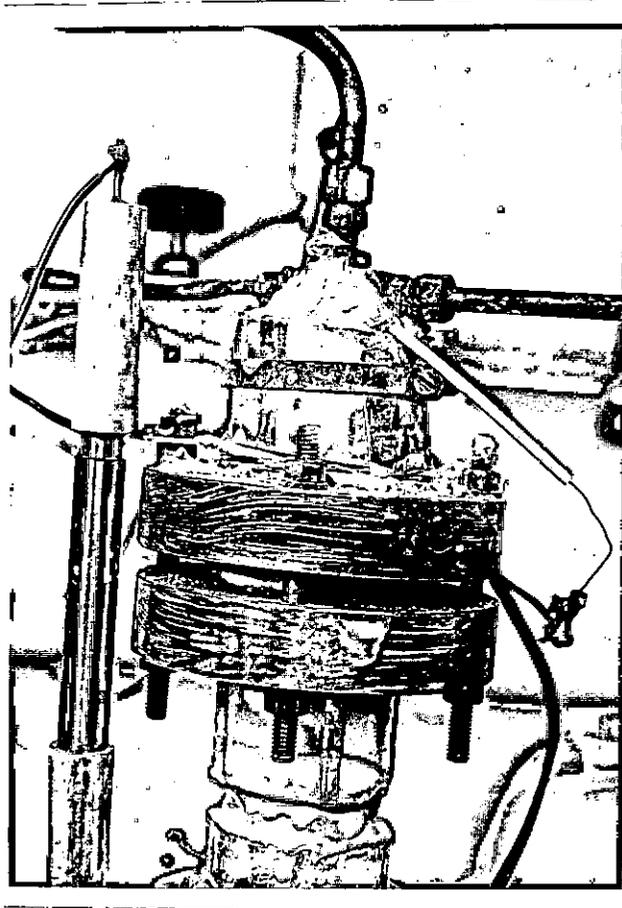
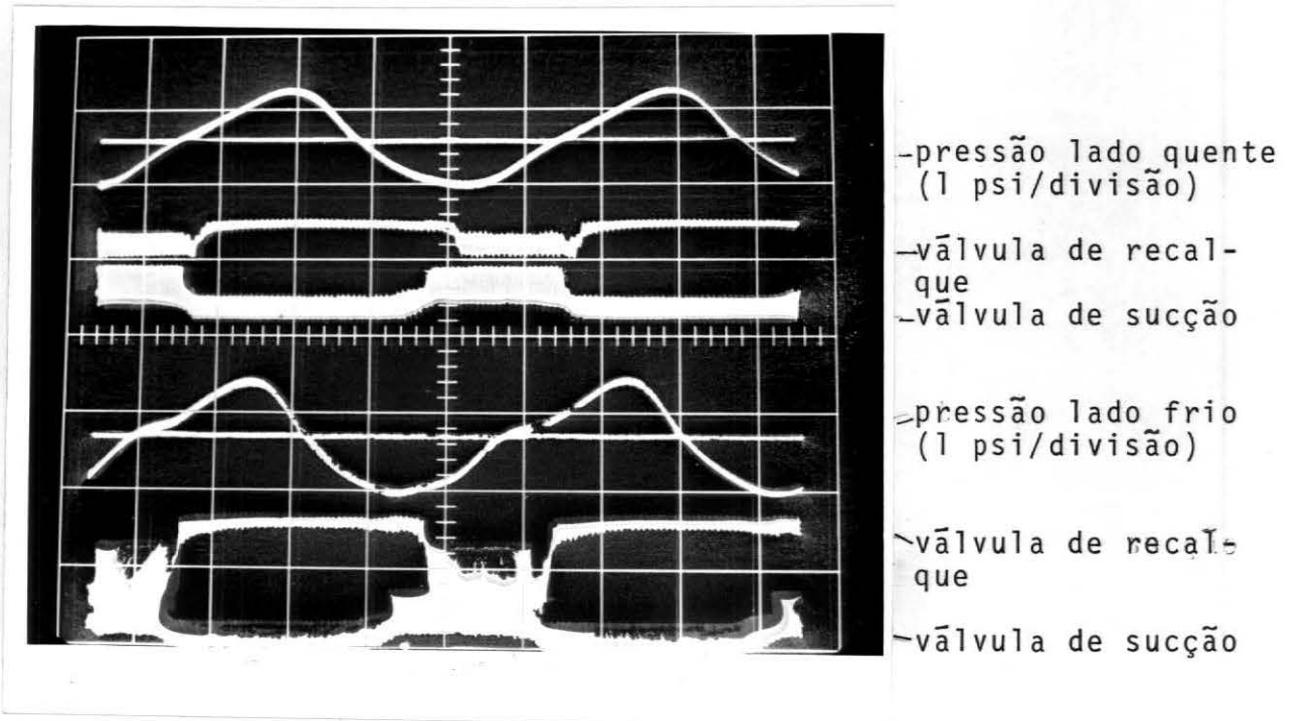


Fig. VI.31

Fotografia das curvas de pressão e acionamento das válvulas nas câmaras quente e fria



OBS.: Abcissa: tempo (1 s por divisão)

Figura VI.9

meio da Figura VI.10. Isto significa que as hipóteses assumidas no modelo teórico de que a pressão é a mesma em todos pontos num dado instante, desprezam estas variações. Todos cálculos e anotações observadas nas experiências foram baseadas nos valores de pressão obtidos na fonte fria.

VI.3.3 - Outras Observações Experimentais

A fotografia da Figura VI.11 ilustra uma fase transiente de funcionamento. As características físicas principais observadas durante esta exposição foram o volume de ar reduzido (consequentemente nível de líquido elevado), temperaturas de parede na região quente mais elevada que o normal (acima de 500 mV) e alterações irregulares na frequência do ciclo, possivelmente ocasionada pelos impulsos de pressão observadas. Estes pulsos de pressão correspondem a jatos de água na saída da tubulação de recalque; os golpes de ariete são também intensificados e muitas vezes ocorria o rompimento de algumas tubulações durante estes transientes. A duração das mesmas podia se prolongar por mais de um minuto, mas aos poucos, com a queda de temperatura observada na fonte quente (inferior a 370 K), os ciclos iam obtendo maior regularidade de funcionamento. É de se observar que a incompatibilidade entre as taxas de fornecimento e retirada de calor pelas fontes quente e fria pode causar instabilidade de funcionamento da Fluidyne conforme verificado em condições de aquecimento excessivo na fonte quente.

Na fotografia da Figura VI.12, apresentamos instantes de funcionamento transiente, mas com amortecimento, no caso, a bomba parou completamente de oscilar. A Figura VI.13 ilustra um transiente sô que observado pelo transdutor capacitivo (registrador), ou seja, os impulsos de pressão alteravam

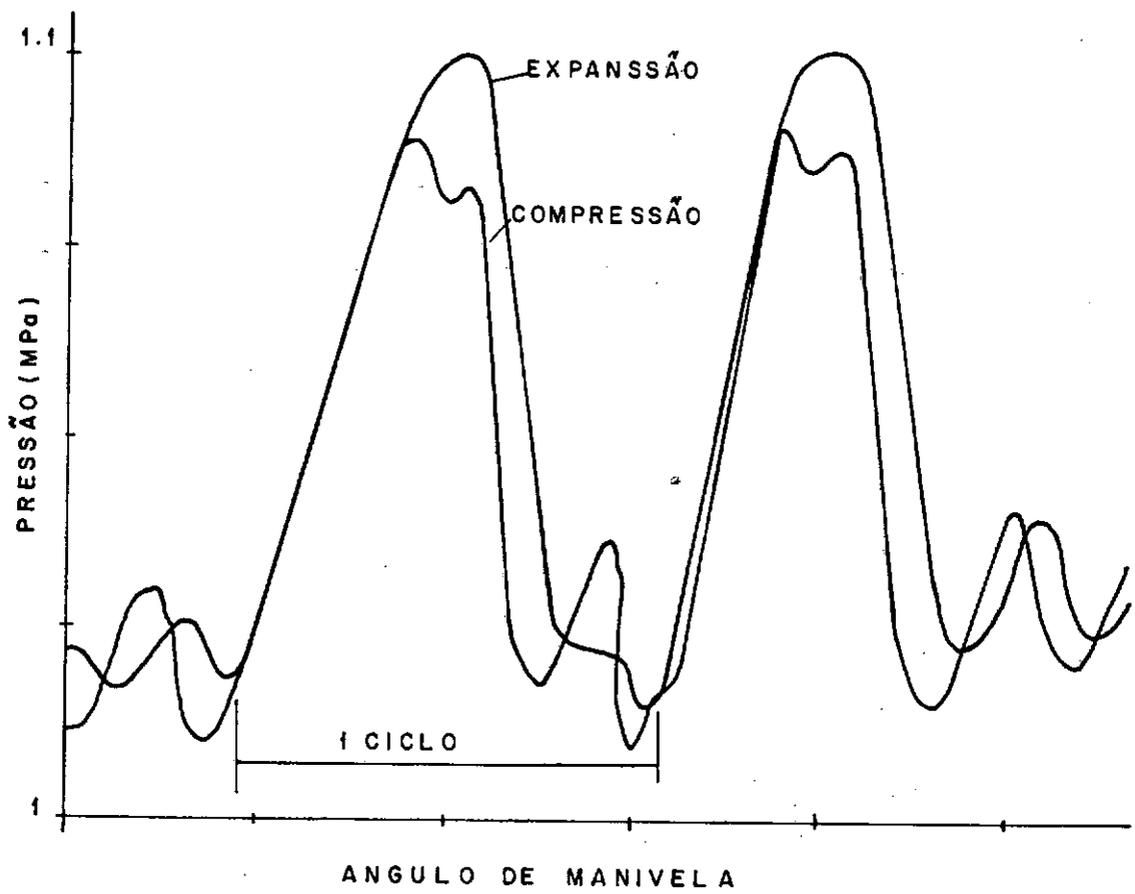
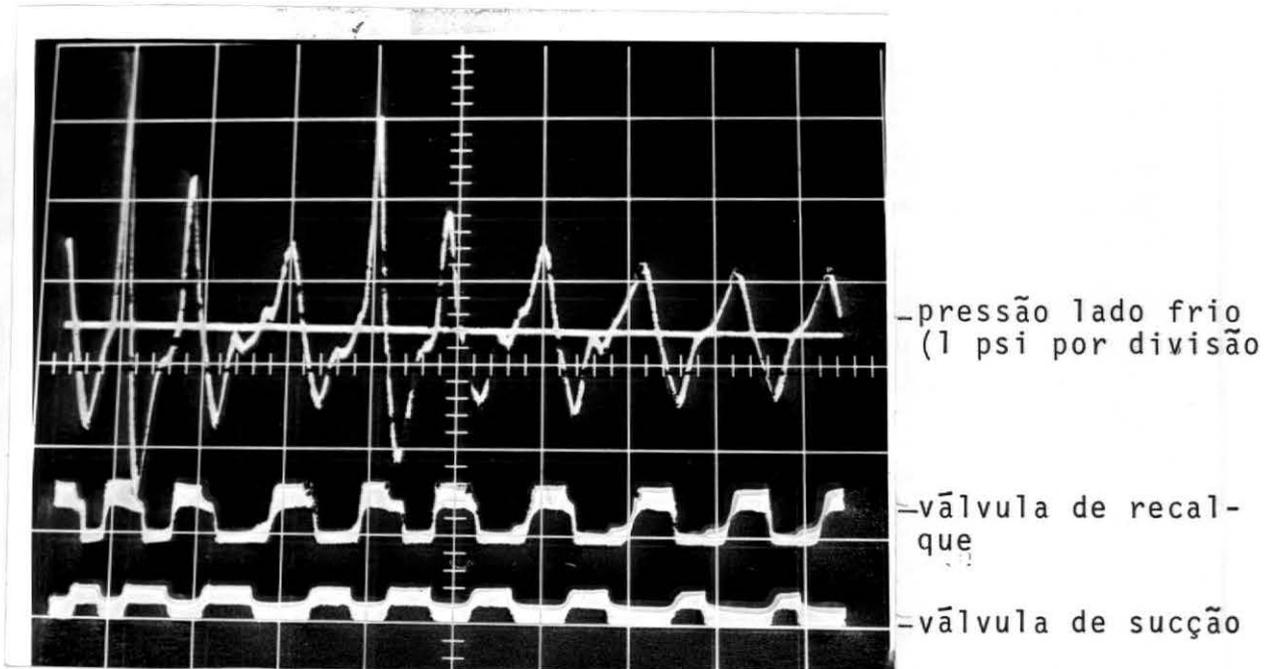


FIGURA VII - 10

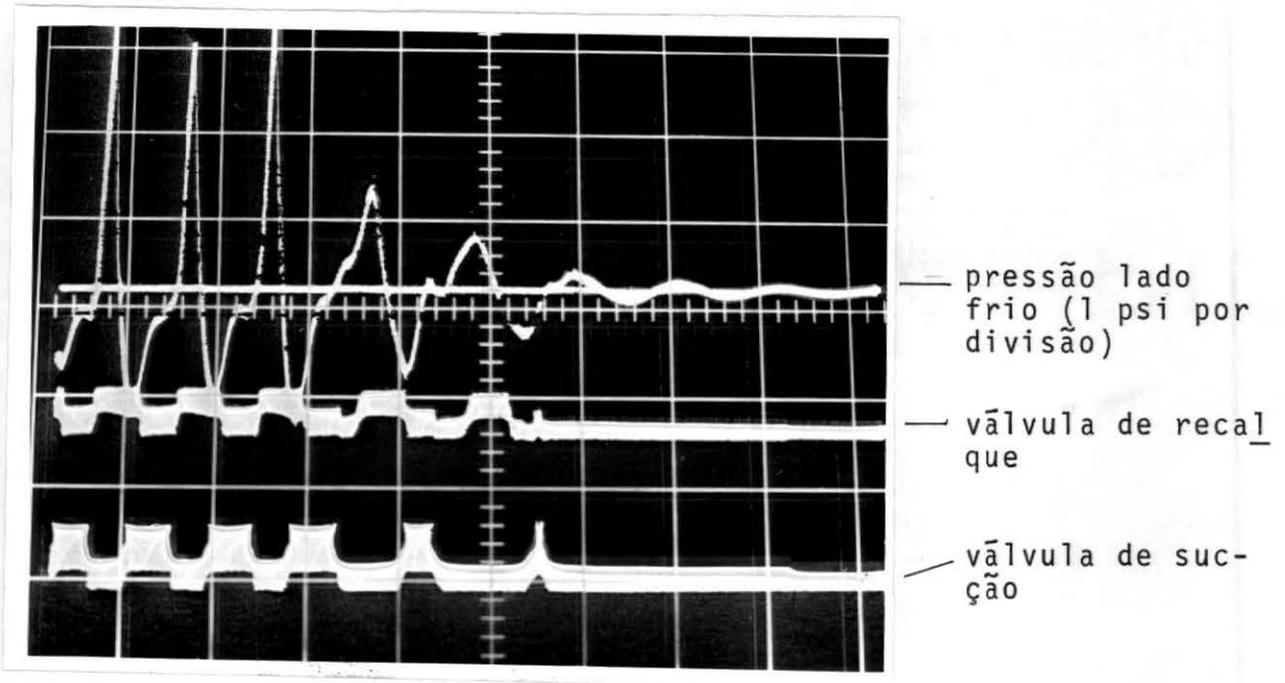
Fotografia mostrando uma fase transiente no funcionamento da Fluidyne



Obs.: - Abcissa: tempo (1 s por divisão)

Figura VI.11

Fotografia mostrando uma fase transiente com amortecimento no funcionamento da Fluidyne



Obs.: A Abcissa: tempo (1 s por divisão)

Figura VI.12

CURVAS OBITADAS DO REGISTRADOR GRÁFICO.

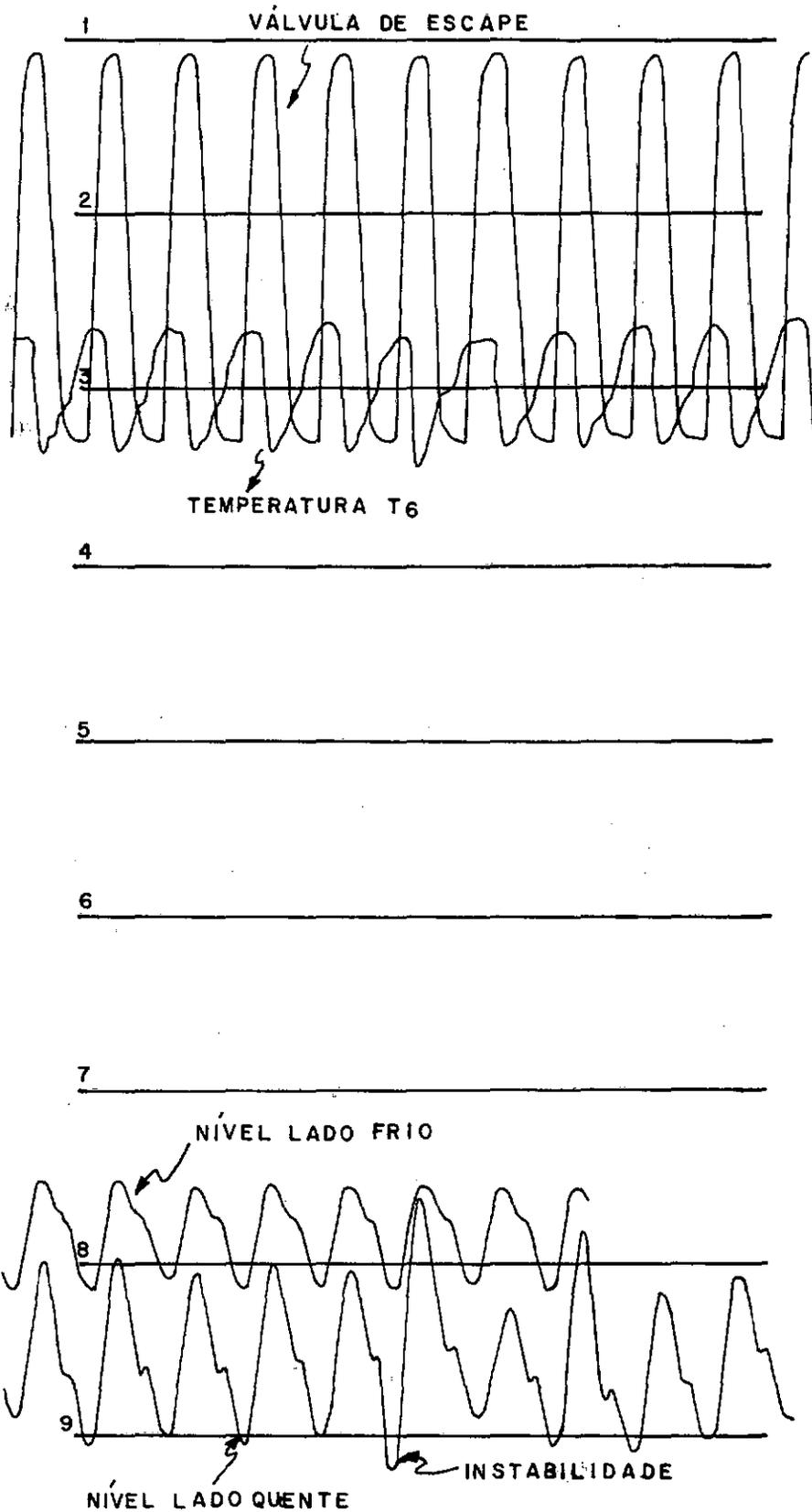


FIGURA - VI - 13

bruscamente as variações de nível. Associada a esta figura obtida pelo registrador está a fotografia da Figura VI.14, na metade inferior, que apresenta impulsos de pressão acima de 1,5 psi; na metade superior, pelo longo tempo de exposição na memória do osciloscópio, os traços não permaneceram definidos. Finalmente a fotografia VI.15 apresenta uma foto com maior proximidade com a tela do osciloscópio; a linha zero de pressão não é coincidente com o graticulado de tela, no entanto, a simetria dos valores máximos e mínimos de pressão podem ser verificadas. A maior área gerada pela curva de pressão abaixo da linha zero, é explicada pela assimetria de posicionamento das válvulas (já mencionada), ou seja, a "facilidade" do recalque é maior que a aspiração.

VI.4 - RESULTADOS TEÓRICOS

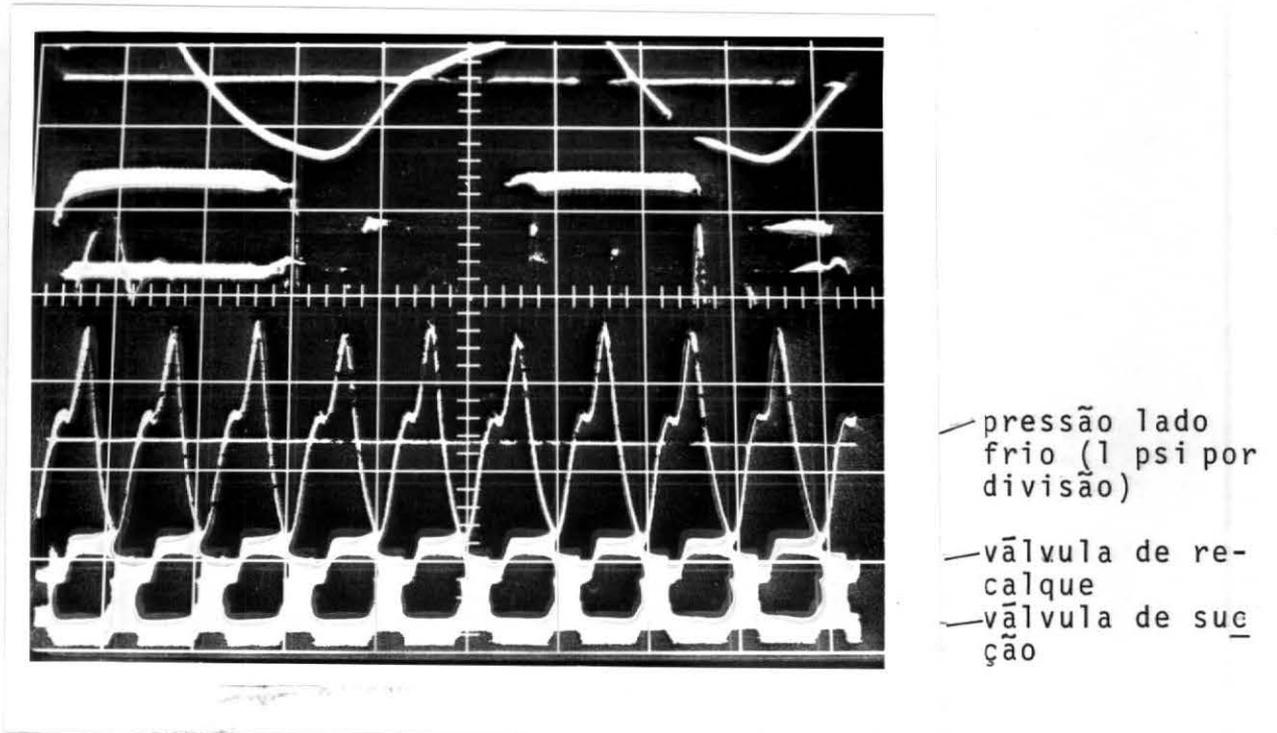
Neste item são analisados teoricamente os efeitos de algumas variáveis termodinâmicas no desempenho da bomba. Este estudo será feito através de resultados numéricos obtidos a partir do modelo teórico proposto no Capítulo V.

VI.4.1 - Análise de Influência de Variáveis

Partindo da equação V.20:

$$\frac{M}{A} = \frac{P_1(L-H_1)}{RT_1} + \frac{P_1(L-H_2)}{RT_2} \quad (V.20)$$

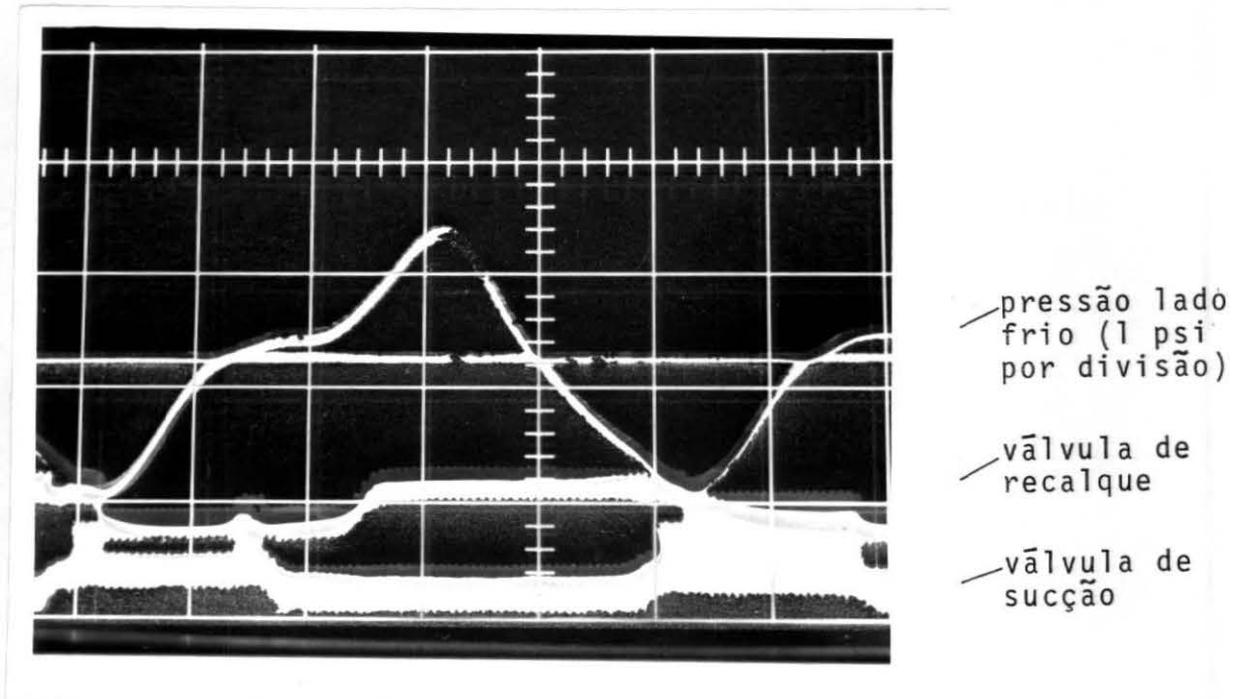
Fotografia associada ao transiente apresentado na Figura VI.13



Obs.: - Abcissa: tempo (1 s por divisão)

Figura VI.14

Fotografia das curvas de pressão e acionamento das válvulas com maior aproximação



Obs.: - Abcissa: tempo (1 s por divisão)

Figura VI.15

podemos observar a existência de três constantes (A, L e R) e de seis variáveis (M, P_1 , T_1 , T_2 , H_1 e H_2). Se fixarmos T_1 , podemos alterar de quatro formas os valores desta equação. Com isto vamos estudar quatro grupos distintos de variáveis, classificados segundo a variável a ser alterada: T_2 , $\frac{H_1+H_2}{2}$, (H_1-H_2) e M.

VI.4.2 - Resultados de Simulação Computacional

VI.4.2.1 - Variação dos Níveis Iniciais de Líquido Mantendo o Desnível Inicial Constante Entre H_1 e H_2 ($H_1 - H_2$ Constante)

Os gráficos das Figuras VI.16 e VI.17 mostram as curvas de pressão do gás, velocidade e altura das colunas de líquido (volume) ao longo do tempo, obtidas por meio de resultados numéricos gerados em programas computacionais em condições iniciais distintas. O programa correspondente à Figura VI.16 tem como condições iniciais as alturas das colunas de líquido ($Y_1 = 33,5 \text{ cm} = H_1$ e $Y_3 = 35,9 \text{ cm} = H_2$) maiores que os da Figura VI.17 ($Y_1 = 33,08 \text{ cm} = H_1$ e $Y_3 = 35,46 \text{ cm} = H_2$) sendo os mesmos valores para os demais parâmetros. O desempenho apresentado para a condição da Figura VI.16 é inferior ao da Figura VI.17 uma vez que a área gerada pelos diagramas pressão-volume (trabalho efetuado pelo gás durante um ciclo) é inferior. A explicação para estes desempenhos decorre do fato que no caso da Figura VI.16, apesar da pressão inicial do gás ser superior à pressão correspondente da Figura VI.17, há uma imediata abertura da válvula de recalque, ou seja, um alívio de pressão causado pela

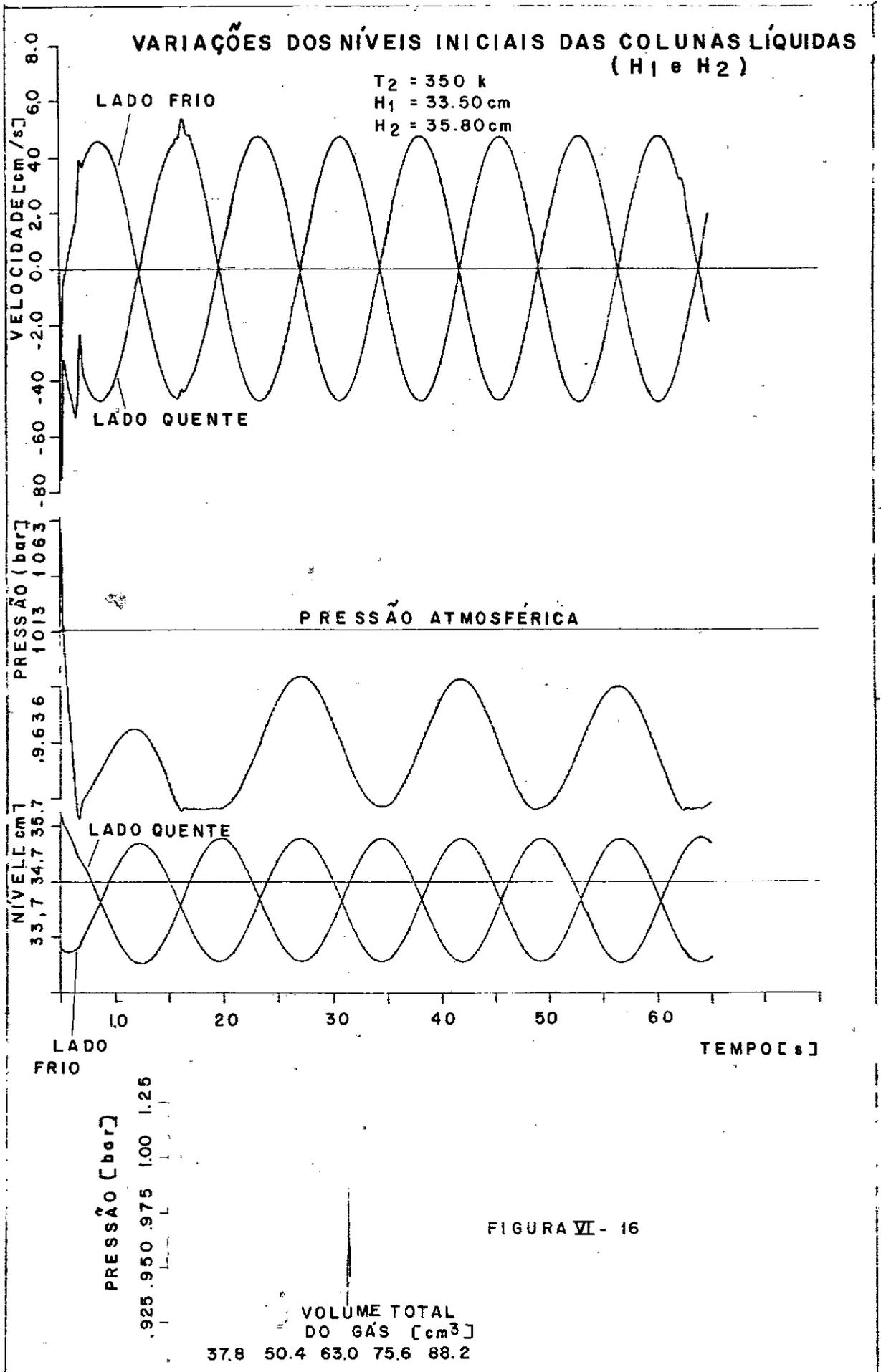
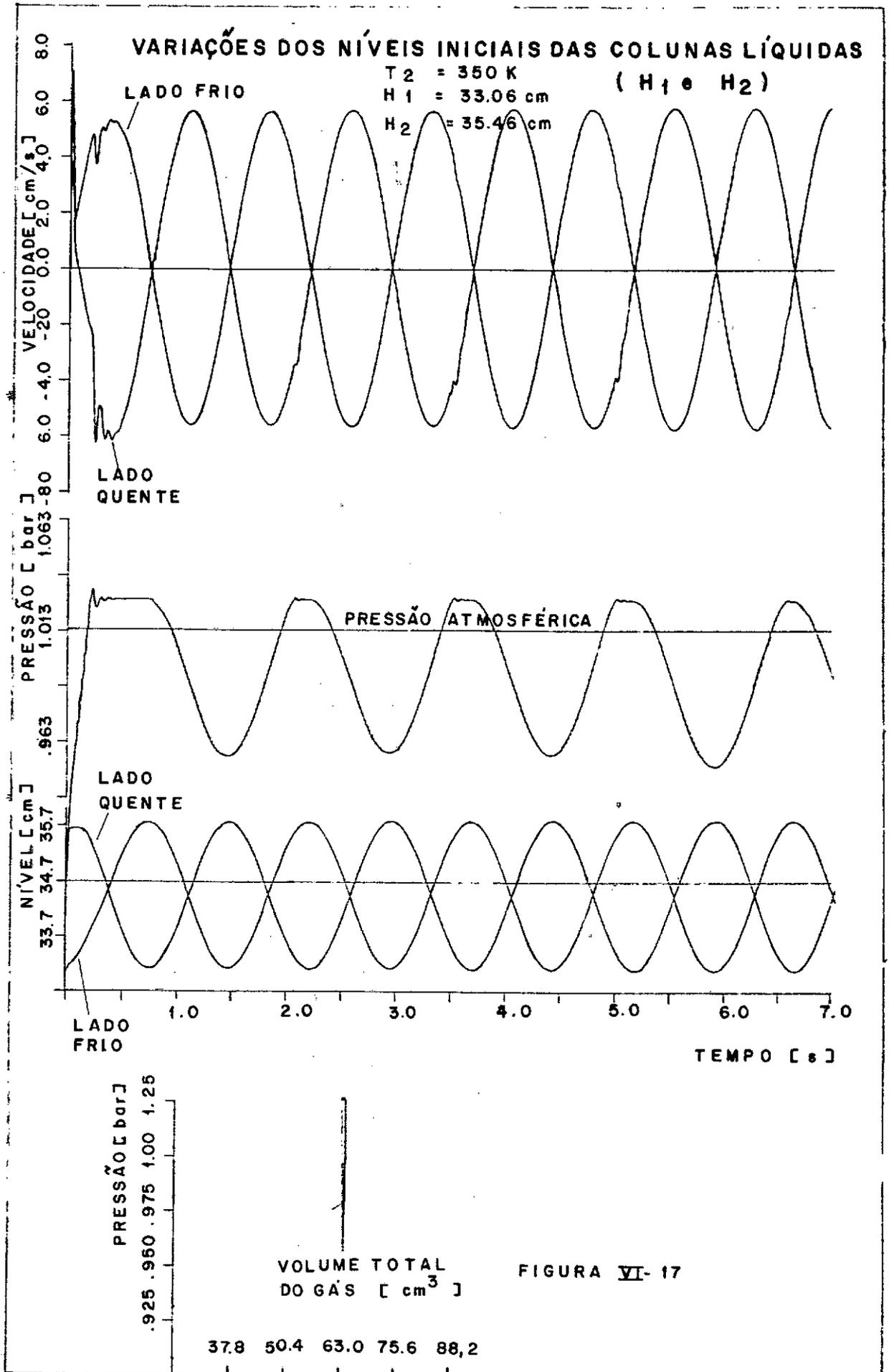


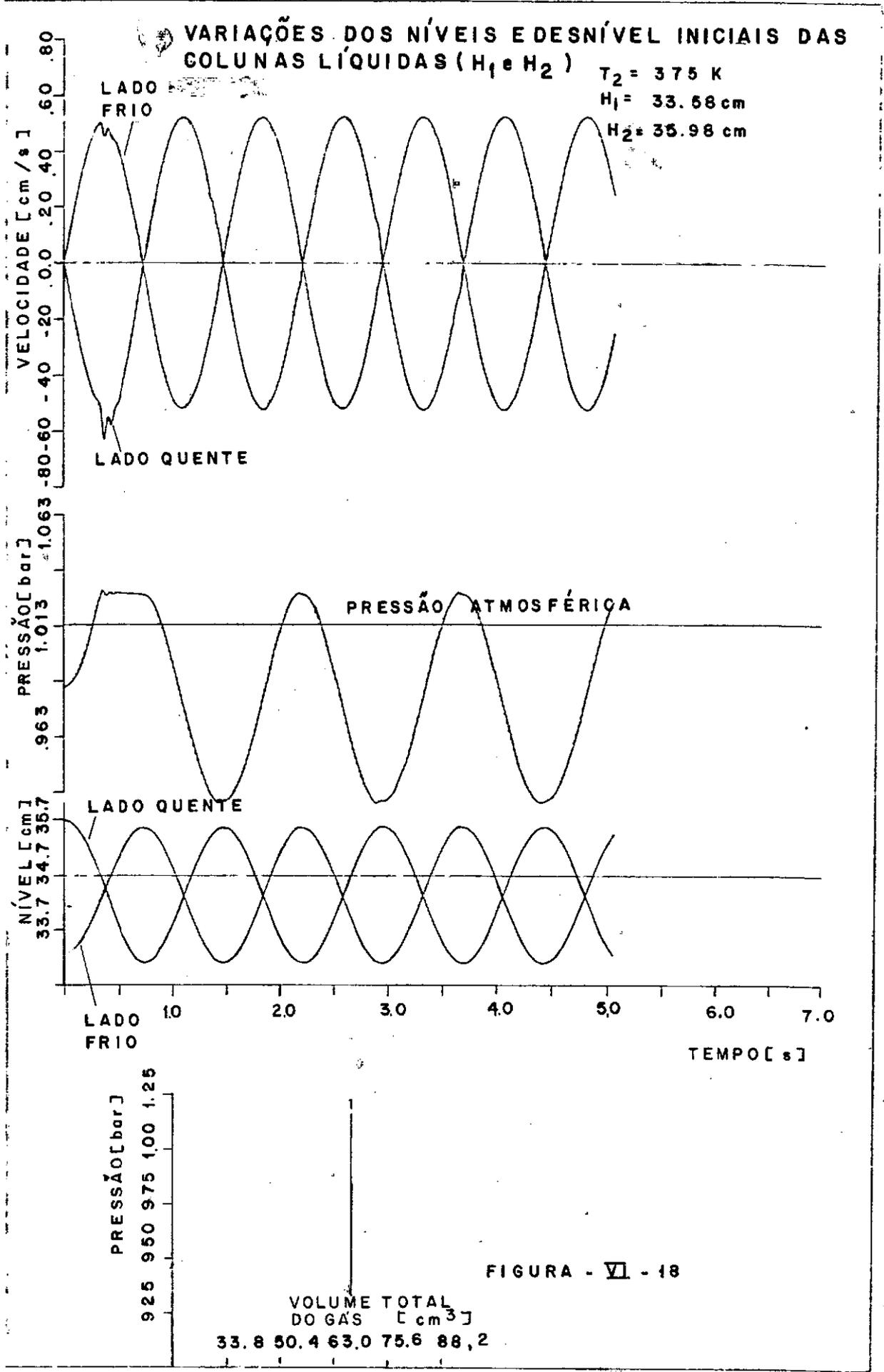
FIGURA VI - 16



expulsão de massa de água pelo sistema; com isto, a pressão cai rapidamente nos primeiros décimos de segundo e mantém-se baixa durante os ciclos posteriores, sendo inclusive insuficiente para bombear (área nula no diagrama P-V). O mesmo fato pode ser constatado nos gráficos das Figuras VI.18 e VI.19, onde a única diferença em relação aos dois gráficos anteriores (Figuras VI.16 e VI.17) está na temperatura da fonte quente ($T_2 = 375,5$ K neste caso para $T_2 = 350,5$ no caso anterior). Na Figura VI.18 notamos que a pressão inicial é mais elevada, acarretando num alívio a poucos centésimos de segundo da instante inicial, ao passo que na Figura VI.19, onde a pressão do gás inicialmente é mais reduzida, temos uma fase inicial de admissão, o que aumenta o nível além de fornecer maior velocidade à coluna um (fonte fria); o resultado disto é que a pressão de recalque é atingida num tempo menor que o da Figura VI.18, além do que as velocidades de ambas colunas e conseqüentemente as amplitudes tornam-se maiores. Os diagramas pressão-volume para este caso não foram desenhados, mas os resultados calculados pelo computador demonstram (e as curvas de pressão podem confirmar) que o trabalho por ciclo obtido no programa computacional gerador da Figura VI.19 é maior que o da Figura VI.18 (que inclusive se aproxima de zero).

VI.4.2.2 - Variação do Desnível Inicial Mantendo Constante o Nível Médio de Líquido Inicial ($\frac{H_1 + H_2}{2}$ - Constante)

Este é o caso aproximado entre as Figuras VI.20 e VI.18, onde a cota inicial média das colunas líquidas vale



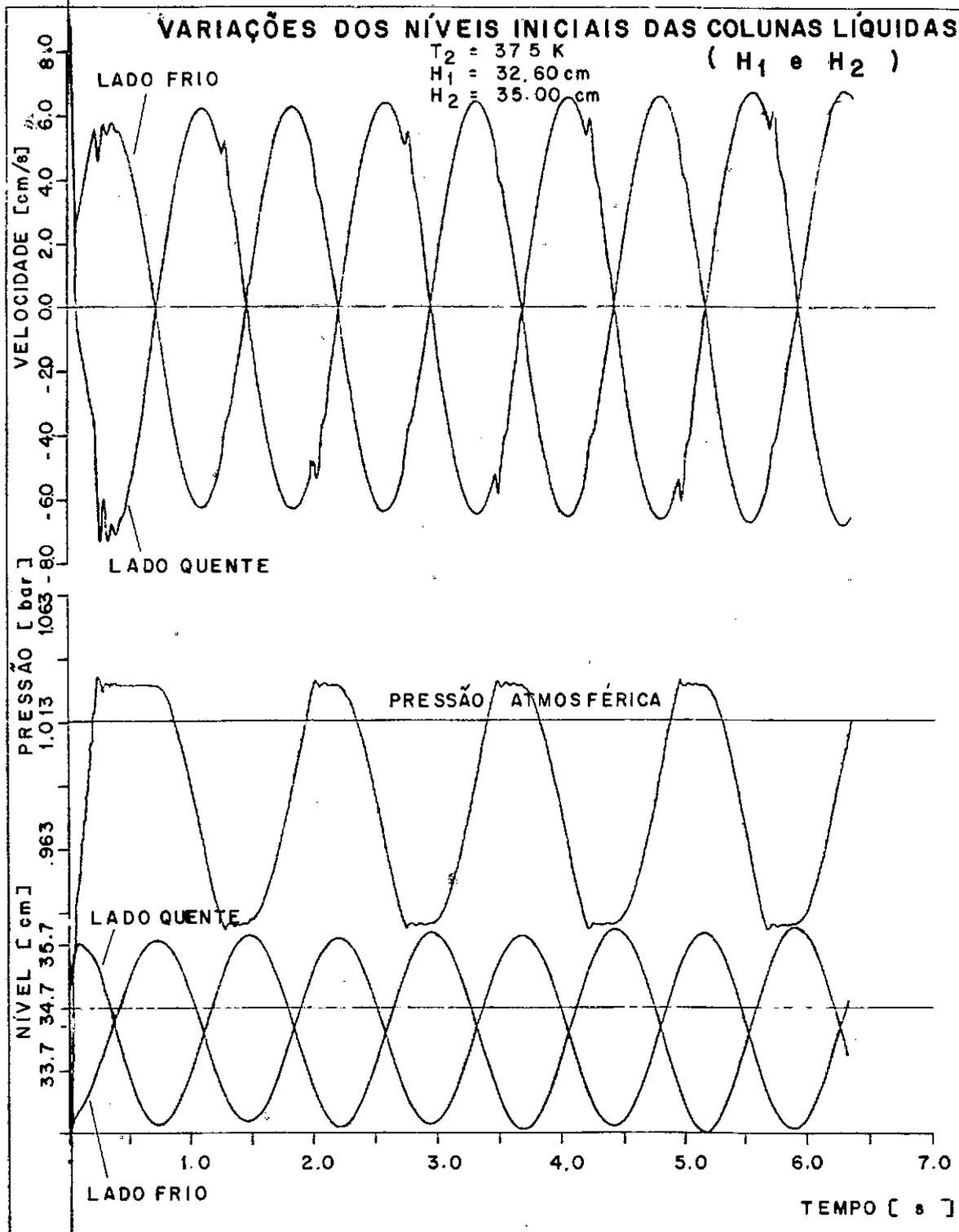


FIGURA VI - 19

34,26 cm e 34,48 cm respectivamente; na Figura VI.20, a pressão inicial é elevada a ponto de acionar a válvula de recalque o que faz a mesma decrescer rapidamente e em seguida refletir numa elevação média das oscilações de pressão, mas insuficiente para atingir novamente a pressão para o recalque. A Figura VI.18 encontra-se explicada no item VI.4.2.1 descrito anteriormente.

O que podemos constatar pela análise de nível, é que a condição inicial muitas vezes não reflete a condição de regime permanente da Fluidyne, ou seja, pelo fato de existirem as duas válvulas de admissão e recalque que respondem pela alteração de volume e conseqüentemente tem influência na pressão, torna-se difícil a escolha de uma condição inicial, que forneça o maior trabalho por ciclo por exemplo, uma vez que um bombeamento logo no início de funcionamento (transiente) poderá refletir num baixo desempenho do sistema. Esta característica não é praticamente observada nos motores ciclo Stirling; uma vez sendo seus principais componentes móveis sólidos, torna-se difícil variar as amplitudes (existência de batentes sólidos), o que de certa forma simplifica a escolha pelo menos a nível teórico de uma amplitude ideal. No caso da Fluidyne, a amplitude inicial não reflete necessariamente na amplitude de operação em regime permanente; para o funcionamento na prática no entanto, a auto-partida facilita o início de operação e a fase de regime, uma vez que não é preciso alterar variáveis do tipo nível ou pressão já que o sistema "encontra" o seu ponto de funcionamento. A previsão de ocorrência de auto-partida é de difícil de

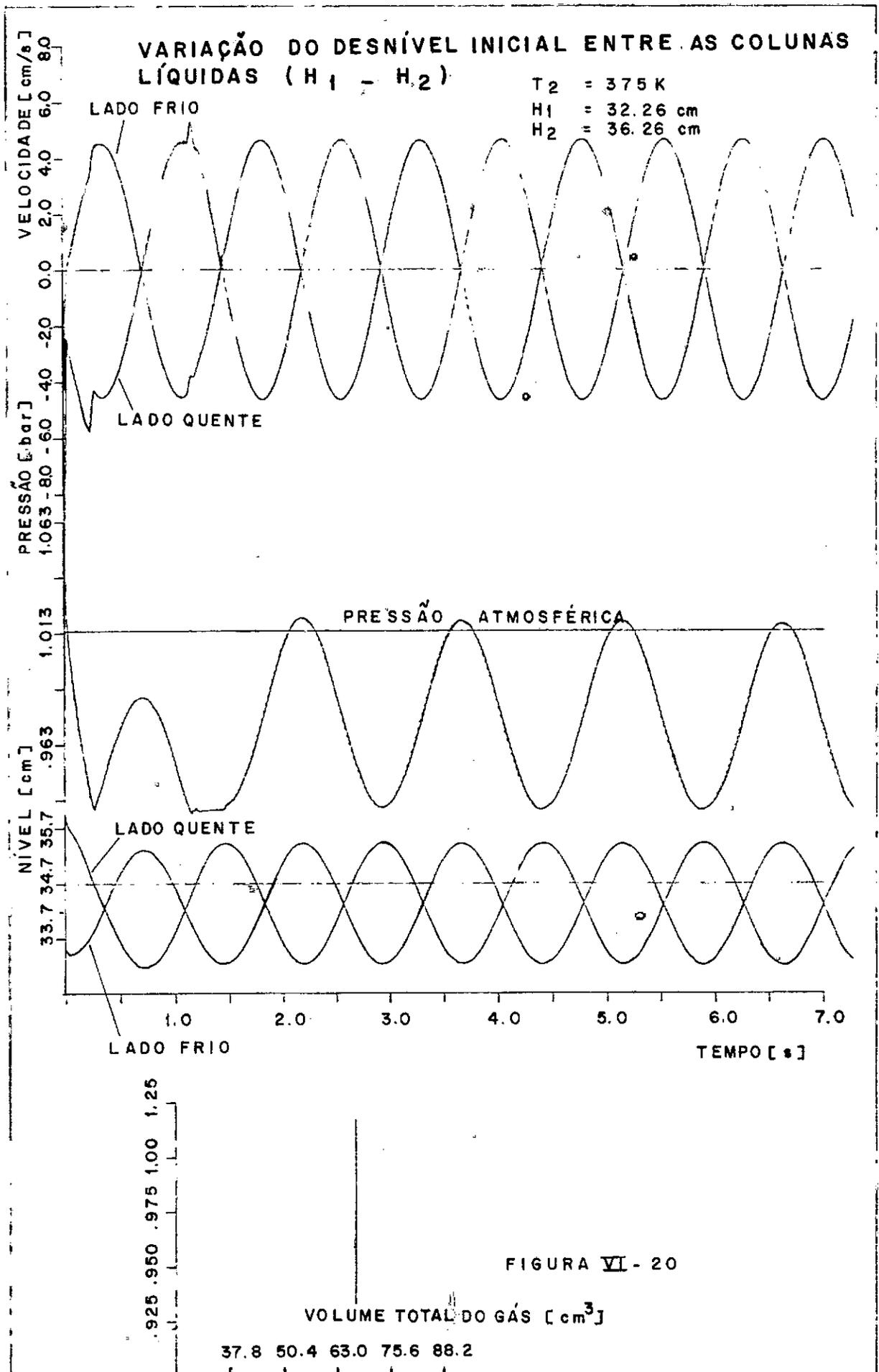


FIGURA VI - 20

terminação ou mesmo de sua existência, variando de acordo com a geometria adotada.

IV.4.2.3 - Aumento da Temperatura de Fonte Quente

O aumento de valor desta variável reflete numa maior velocidade das oscilações e conseqüentemente num maior tempo de permanência de abertura das válvulas de admissão e recalque, já que tanto a pressão de admissão como a de recalque são atingidas mais rapidamente. O resultado disto é a maior área obtida no diagrama pressão-volume como podemos observar na Figura VI.21 onde a temperatura considerada na fonte quente é cerca de 400,5 K. A área do diagrama pressão-volume neste caso é superior aos das figuras anteriores VI.20, VI.19, VI.18 etc.

A Figura VI.22 apresenta outro gráfico semelhante ao da Figura VI.14 sô que utilizando uma temperatura inferior para a fonte quente ($T_2 = 350,5$ K). O que notamos pelas curvas é que a maior velocidade das colunas no caso da Figura VI.21 devido ao maior recalque (a pressão máxima do ciclo é atingida prematuramente), implica que durante a fase negativa de pressão, estas velocidades também sejam maiores. O resultado é que apesar da fonte fria atingir um valor máximo (volume máximo) menor, a coluna da fonte quente compensa este fato com um valor bem inferior ao da Figura VI.22, resultando numa pressão de admissão inferior, ou seja, a pressão é função tanto do volume de um lado como do outro, sendo necessário observar os dois níveis simultaneamente.

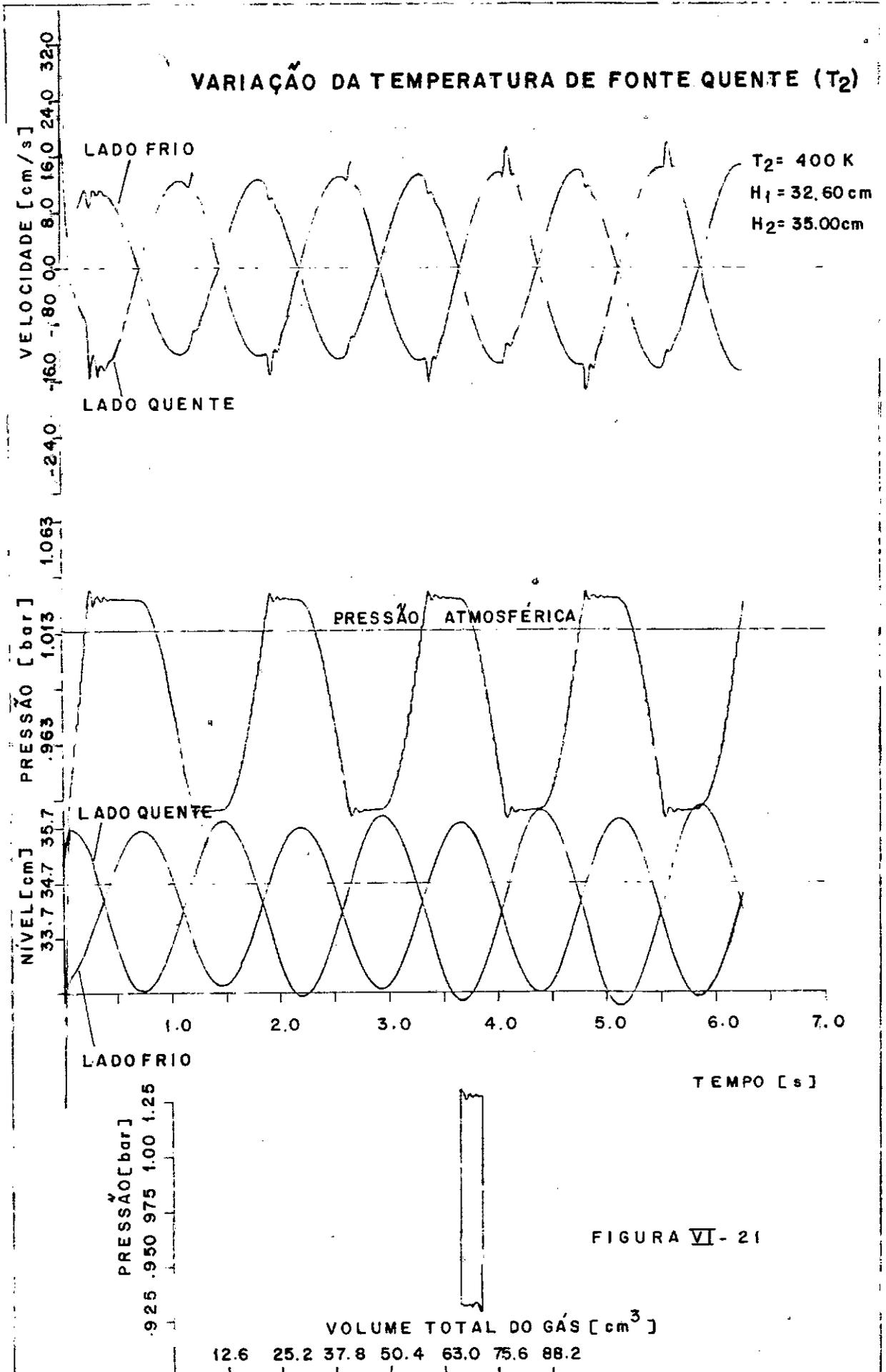
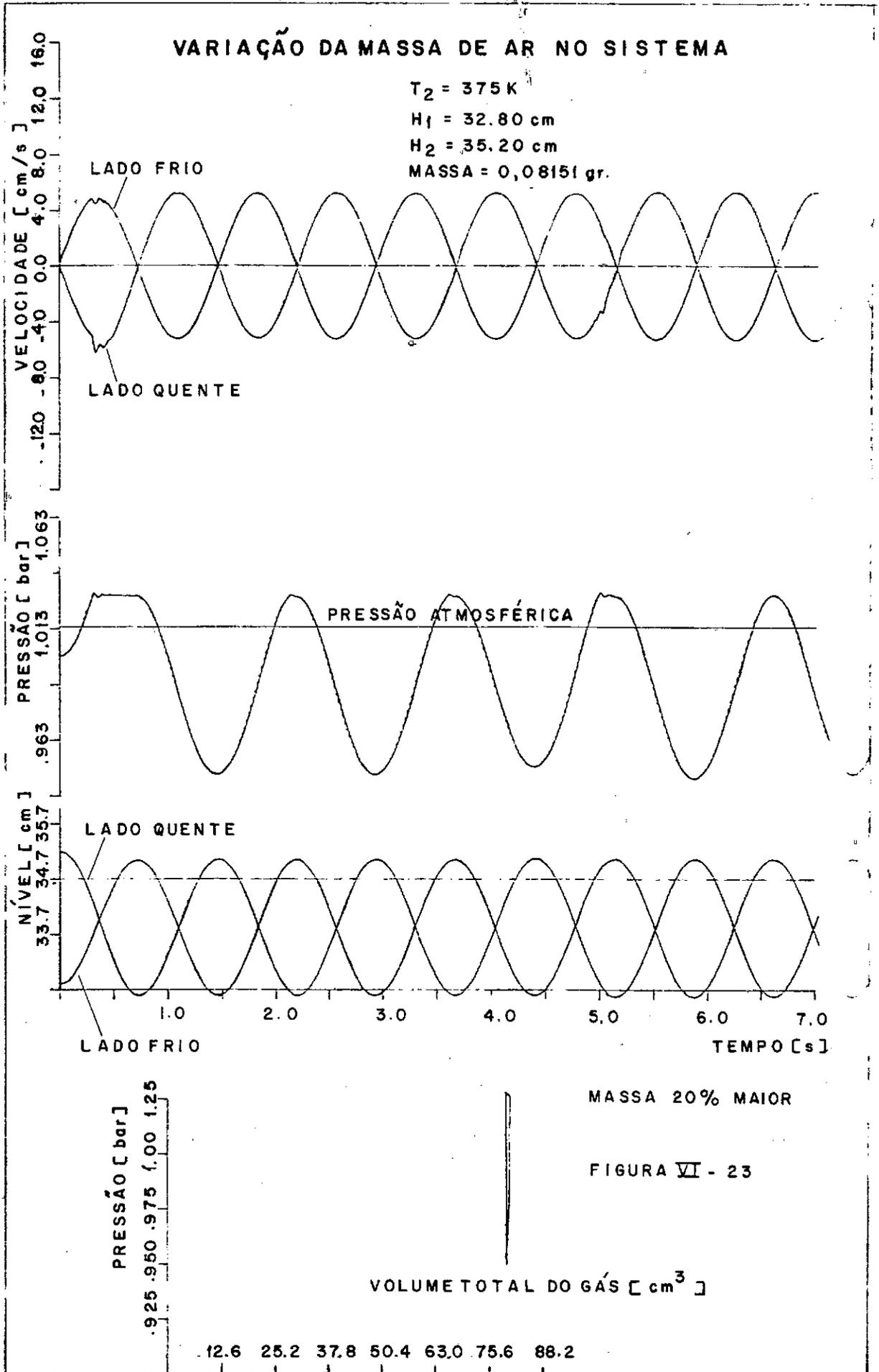


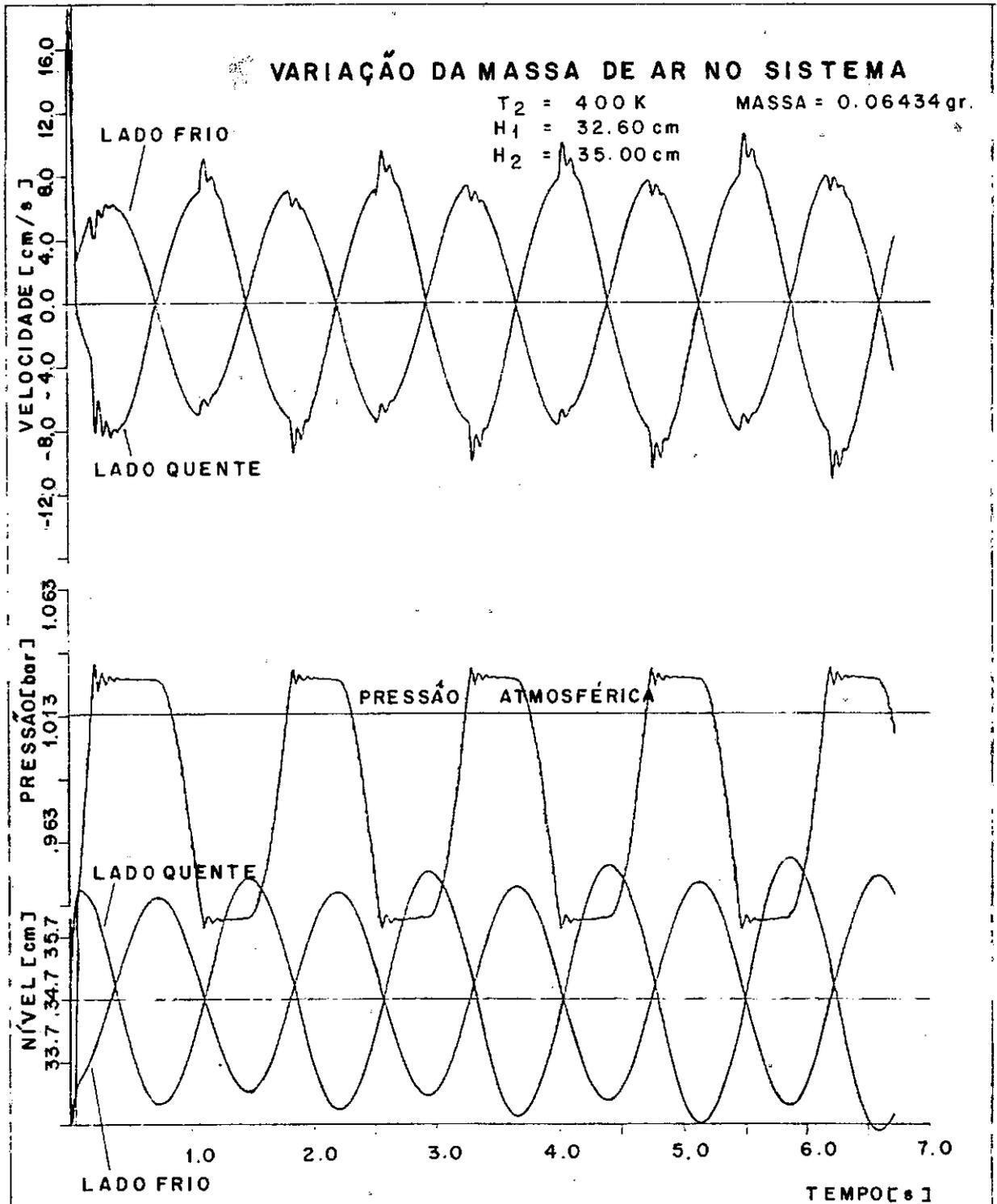
FIGURA VI - 21

As descontinuidades observadas nas curvas de velocidade são causadas pelas perturbações dos instantes de abertura e fechamento das válvulas (neste instante o programa passa a substituir a equação de balanço de massa do líquido por outro no sistema de equações) e este fato é melhor observado quanto maior as temperaturas de fonte quente (Figura VI.21) ou quanto maior o bombeamento obtido no tempo. Outra observação quanto aos gráficos é quanto ao aumento das amplitudes dos níveis de líquido ao longo do tempo. O que se verifica é que ainda se prossegue, dentro do tempo decorrido calculado, a fase transiente; porém o sistema deverá tender a uma auto-regulagem: se por acaso as condições de recalque forem momentaneamente mais favoráveis que a admissão, haverá uma tendência de "esvaziamento" da Fluidyne (diminuição do nível médio de líquido das colunas). Mas isto implicará numa pressão média mais baixa (ver VI.4.2.1), o que refletirá, decorrido algum tempo, numa maior quantidade de massa d'água admitida por ciclo, tendendo a restabelecer o nível anterior das colunas. Como o estabelecimento de condições de equilíbrio inicial das fases de admissão e recalque depende de muitos fatores (pressão média do ciclo, geometrias e temperaturas), os gráficos que apresentamos não atingem a este equilíbrio.

VI.4.2.4 - Aumento da Massa do Gás (Ar) M

O que acontece neste caso é semelhante ao ocorrido nos gráficos que figuram no item VI.4.2.1. O aumento de massa demonstrado na Figura VI.24 em relação ao da Figura VI.23





MASSA 20% MENOR

FIGURA VI - 24

ocasiona inicialmente uma pressão elevada, próxima ao recalque, sendo esta última logo atingida, liberando massa de água suficiente para diminuir o nível das colunas líquidas e consequentemente o desempenho do sistema (ver os diagramas pressão-volume destes gráficos).

Os gráficos das Figuras VI.24 (massa de 0,05434 gramas), Figura VI.25 (massa de 0,06793 gramas ou seja, 20% maior que da Figura VI.24) e Figura VI.26 (0,0851 gramas, 20% maior que da Figura VI.25), ilustram para uma mesma temperatura de fonte quente, o aumento de desempenho do sistema com a diminuição da massa de gás (ar) de trabalho. Este fato foi confirmado durante os testes experimentais. O raciocínio poderia ser estendido e poderíamos supor que uma massa de gás próxima a zero seria a mais conveniente. Isto não é verdadeiro uma vez que a diminuição da massa de ar traduz num aumento da altura da coluna líquida (menor volume); estendendo esta condição, atingiríamos o patamar superior da coluna, ou seja, deixariam de existir as câmaras formadoras dos volumes nas fontes quente e fria.

VI.4.2.5 - Variação das Alturas das Válvulas de Recalque e Admissão

Inicialmente mostramos na Figura VI.27 um gráfico de velocidade para a coluna líquida correspondente à câmara quente onde tanto a válvula de admissão como a de recalque estão colocadas em cotas muito elevadas (quase - 10 metros para admissão e + 10 m para o recalque), onde as pressões geradas no ciclo são insuficientes para acionamento das mesmas, ou

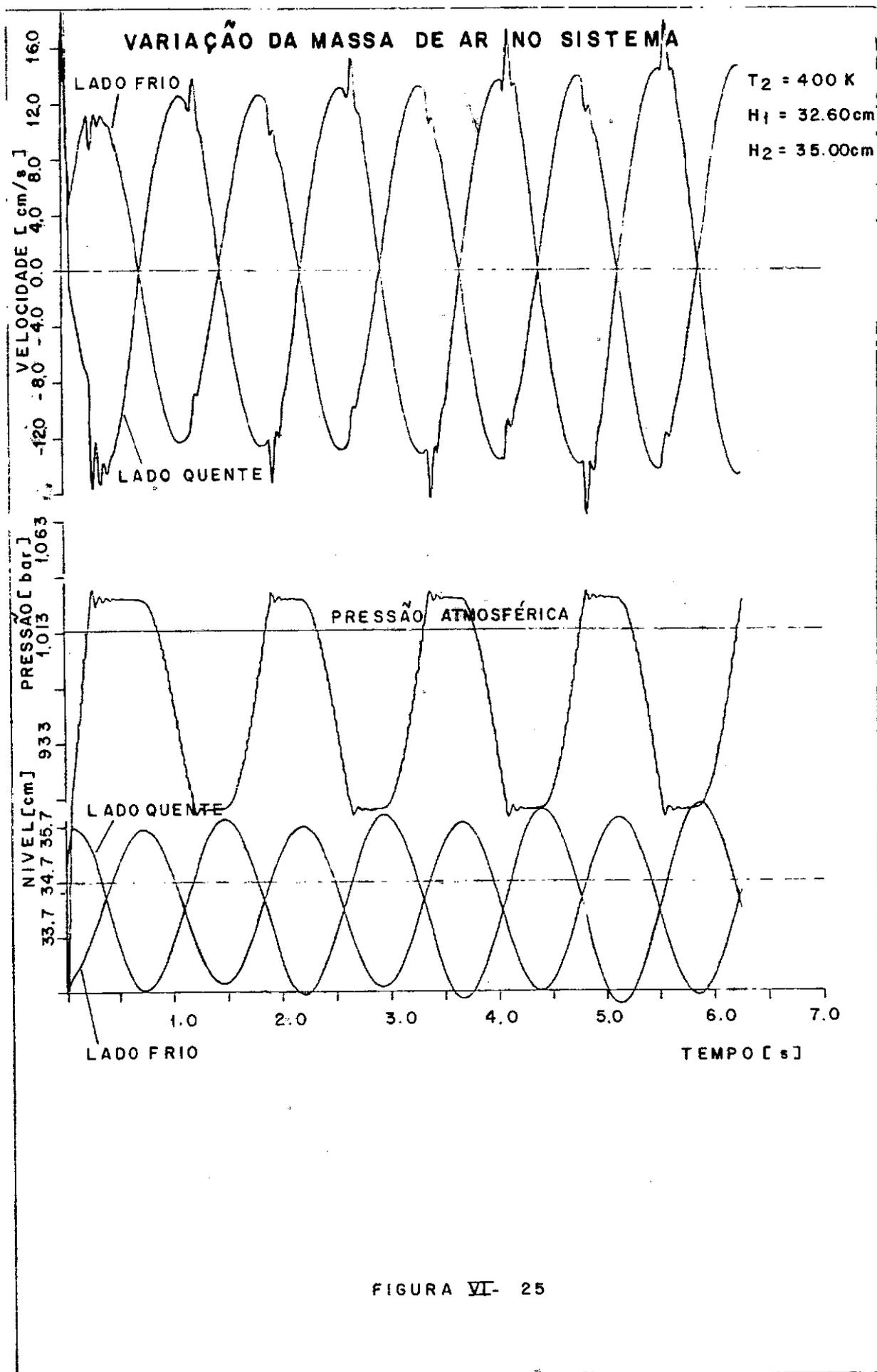
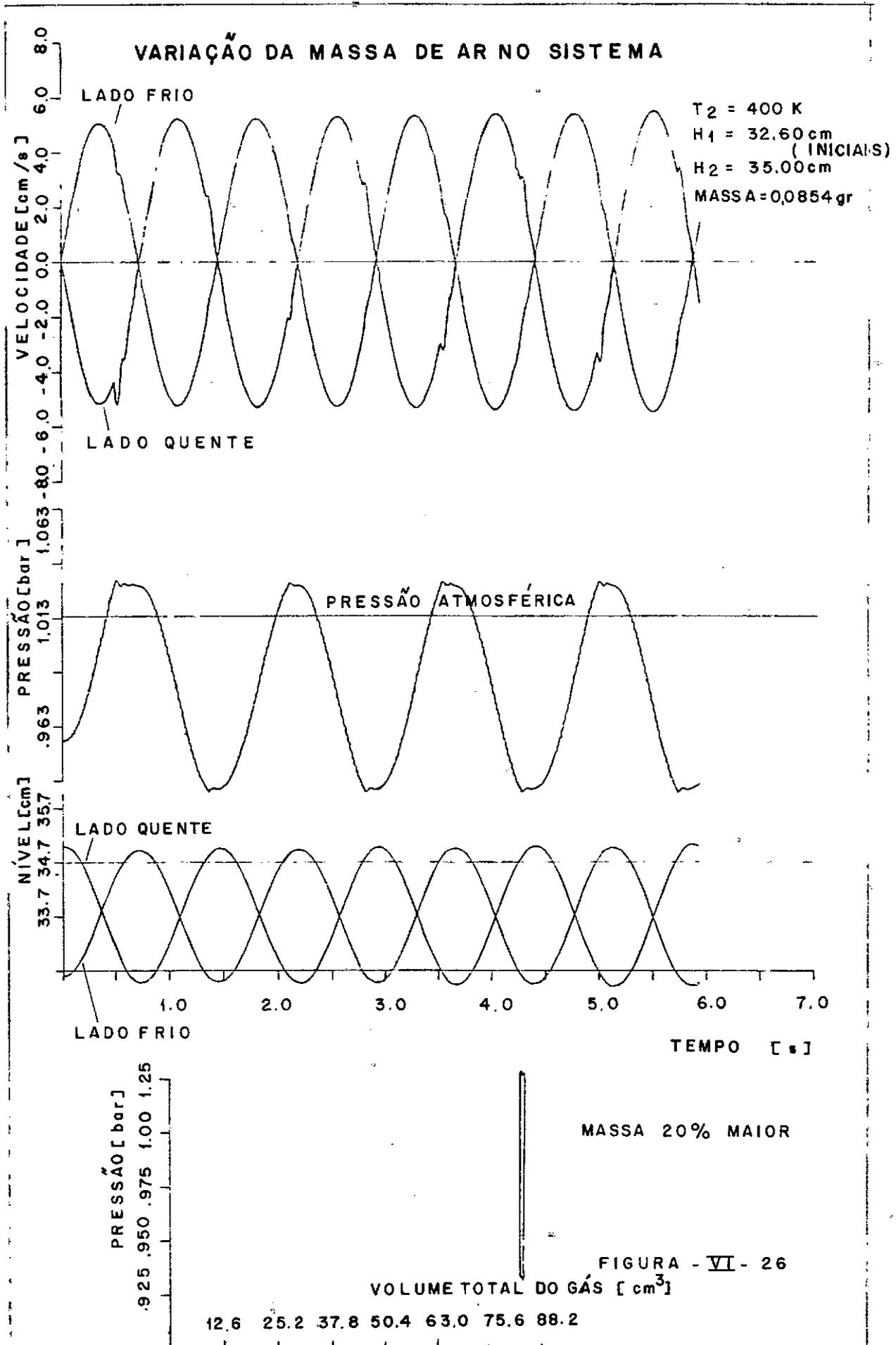


FIGURA VI- 25



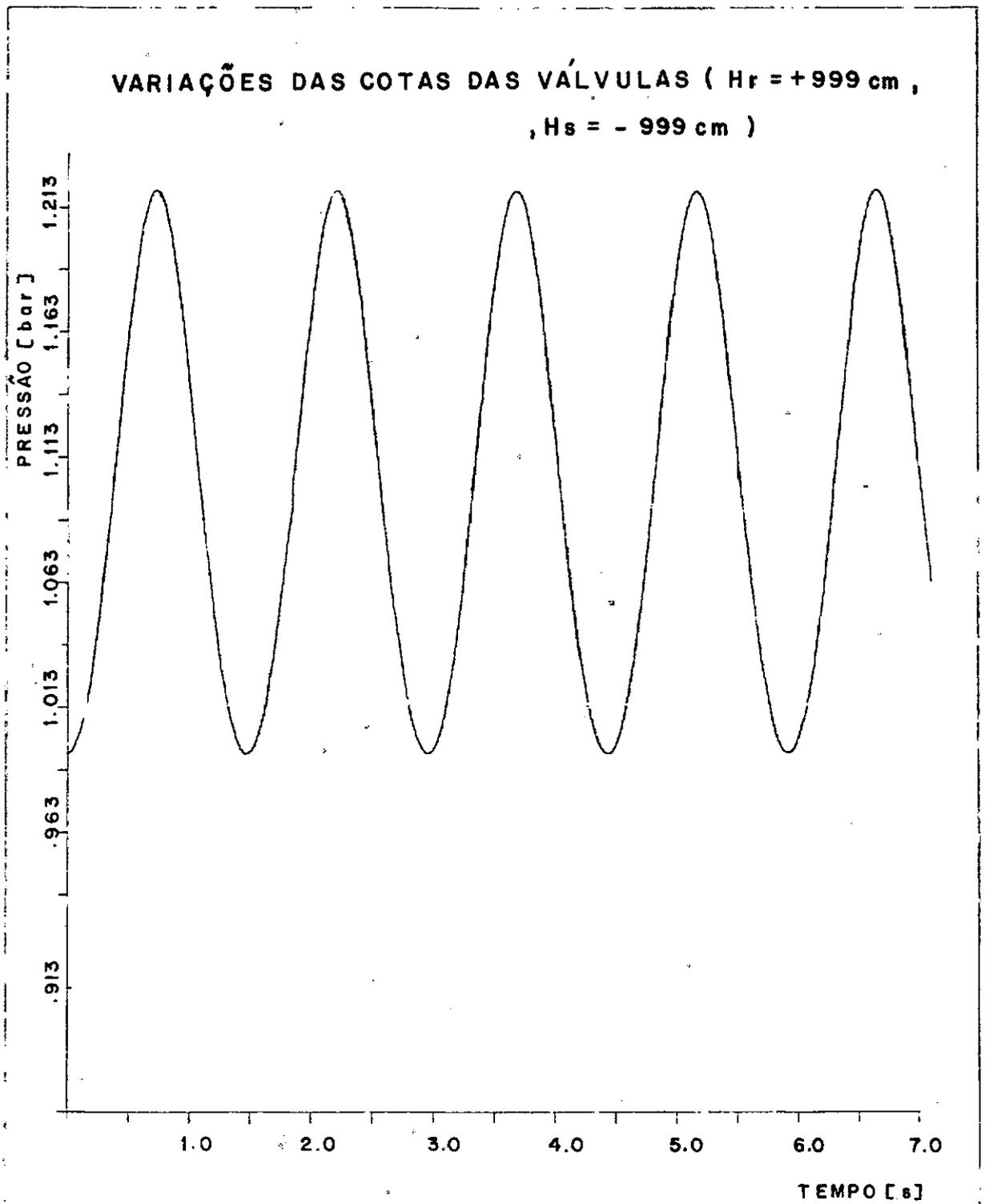


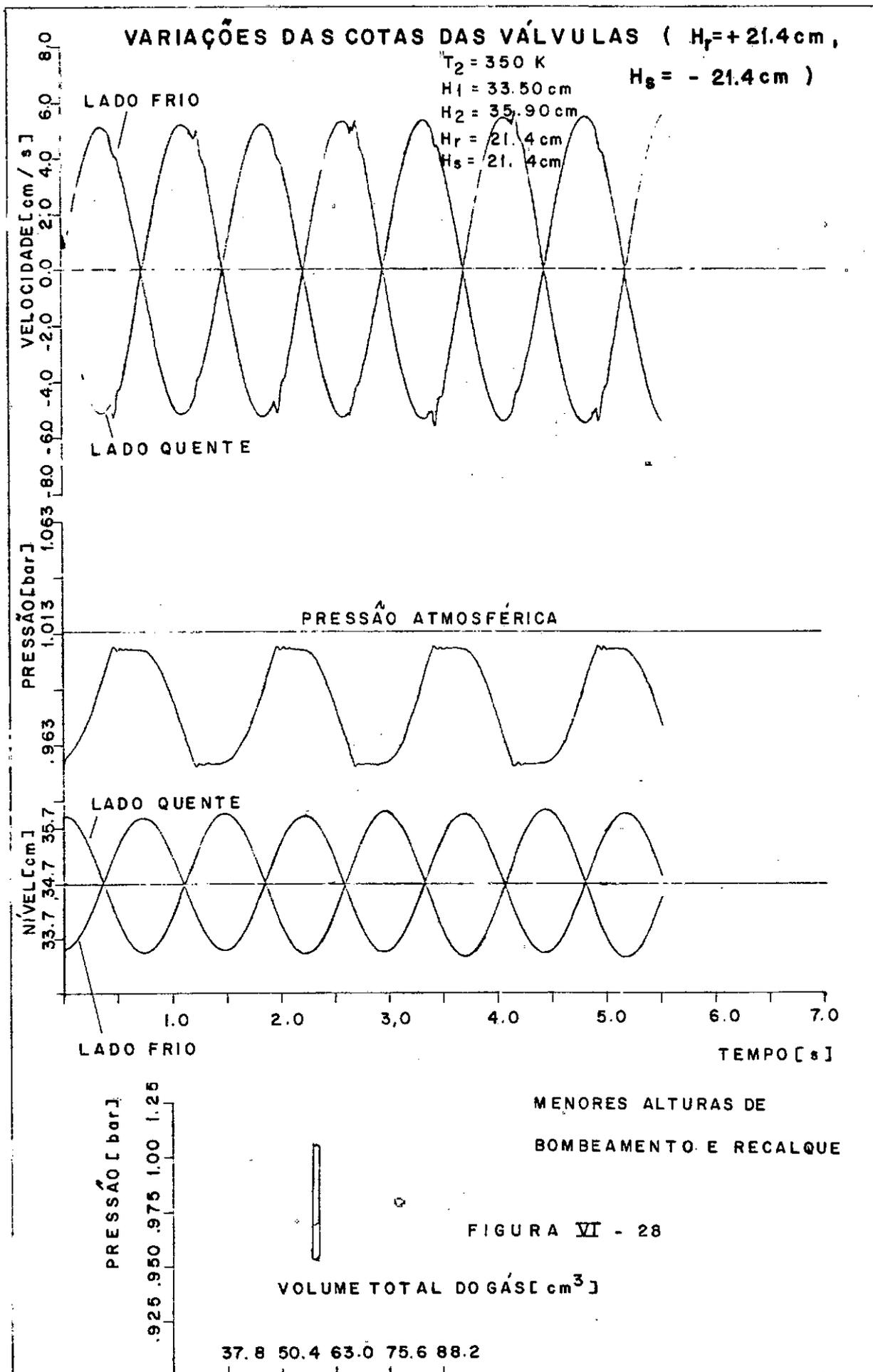
FIGURA VI - 27

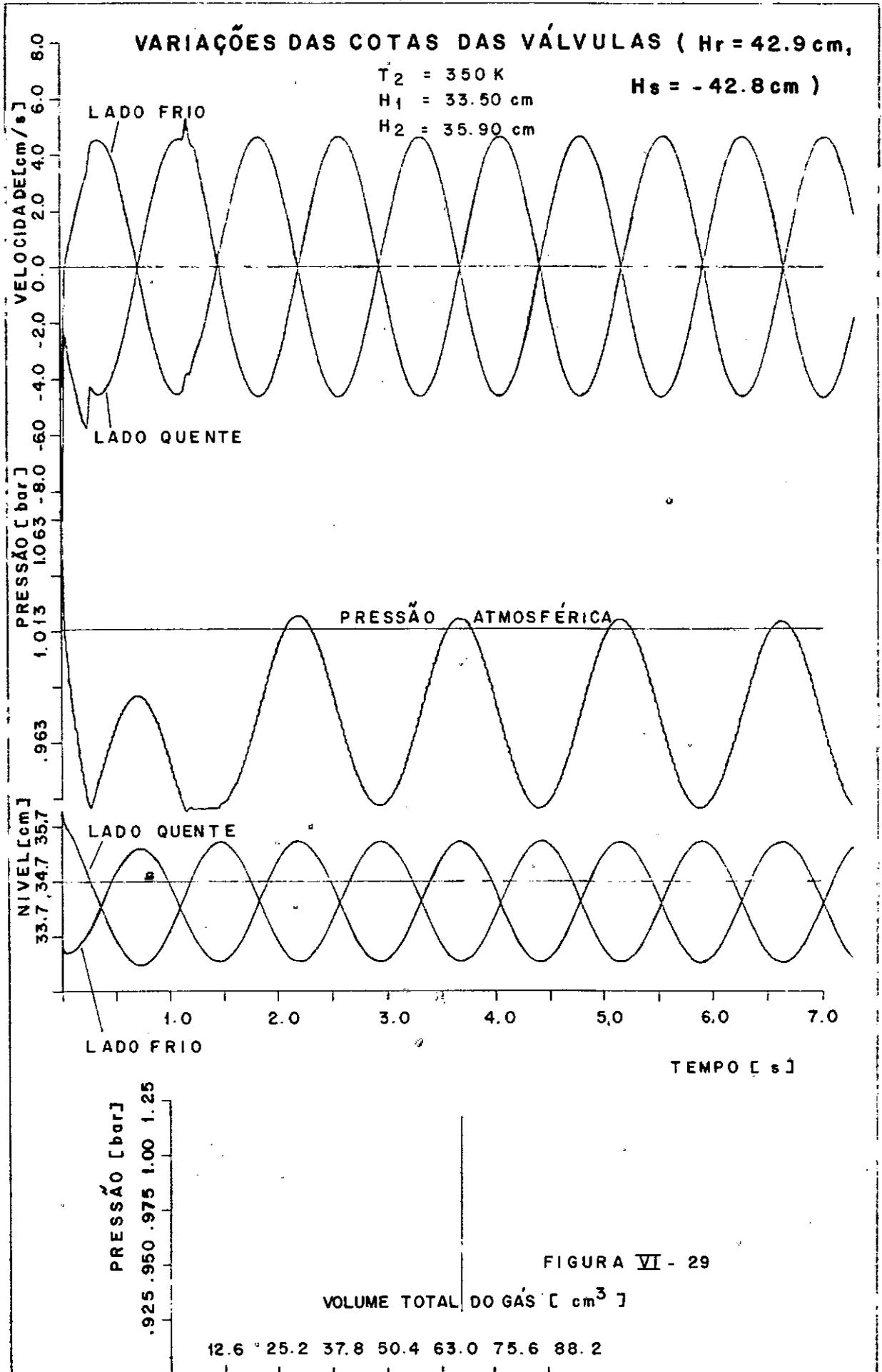
seja, o que se observa é que cessam as discontinuidades dos valores das velocidades (observar a curva suave sinusoidal gerada) o que vem a confirmar a perturbação na resolução do sistema de equações por aumento da sua não-linearidade devido a discontinuidade da equação de balanço de massa para o líquido (água). A Figura VI.28 apresenta o desempenho de Fluidyne com valores de alturas de admissão e recalque reduzidos (- 21,4 cm para admissão e + 21,4 cm para o recalque); observa-se no diagrama P-V o bombeamento obtido bem como os patamares na linha de pressão correspondente aos pontos de acionamento e funcionamento das válvulas. Já na Figura VI.29, as condições são as mesmas com exceção das cotas das válvulas (- 42,8 cm para a válvula de admissão e + 42,9 cm para a válvula de recalque); o resultado é que as pressões geradas são insuficientes para acionamento de ambas as válvulas (área do diagrama P-V nula) e as linhas de pressão não atingem a nenhum patamar.

VI.5 - COMPARAÇÃO TEÓRICA EXPERIMENTAL

VI.5.1 Introdução

Uma comparação qualitativa teórica-experimental é apresentada entre os resultados simulados do modelo teórico apresentado no Capítulo V com resultados experimentais.





VI.5.2 - Comparação

VI.5.2.1 - Válvulas

Os perfis de pressão entre a teoria e a prática não são semelhantes (ver Figuras VI.3, VI.5 e VI.15 para os resultados experimentais e VI.22 a VI.29 para os teóricos). No modelo teórico não há possibilidades de superposição, sendo que o acionamento das mesmas é governado exclusivamente por diferenças de pressão. As experiências no laboratório demonstraram existir pequenos intervalos de superposição de válvulas a cada ciclo, possivelmente pela inércia das colunas de admissão e recalque.

VI.5.2.2 - Pressão

A curva experimental de pressão (Figura VI.3 por exemplo) apresenta um patamar intermediário no início da fase positiva devido à abertura da válvula de recalque. No entanto, em seguida prossegue o aumento de pressão atingindo o seu máximo com esta válvula ainda aberta, ou seja, a diminuição da pressão por ocasião da saída de massa do sistema é em módulo inferior ao aumento de pressão ocasionado pela movimentação das colunas das fontes quente e fria. Para o caso teórico, a pressão atinge um patamar (ver Figura VI.24) positivo pela abertura da válvula de escape, permanecendo neste valor enquanto a válvula se mantém aberta, ou seja, a válvula para as condições fornecidas tem capacidade de não permitir um aumento de pressão (alí-

vio) após seu acionamento. Isto também é válido para a válvula de admissão (patamar negativo).

VI.5.2.3 - Nível

A forma de oscilar entre as colunas no modelo teórico é sinusoidal com ângulo de fase próximo a 180 graus (Figura VI.24 por exemplo), ao passo que no modelo experimental este ângulo se situou próximo a zero grau (Figura VI.3 por exemplo). Outra diferença são as amplitudes entre ambos modelos: o modelo teórico previa amplitudes simétricas e opostas, enquanto o experimental revelou amplitudes maiores para o lado quente (ver Tabelas VI.2 e VI.3).

As frequências teórica e experimental também são diferentes. O modelo teórico fornecia valores de cerca de 41 ciclos por minuto (inferior a 1% de diferença com a frequência natural num tubo "U" oscilante nas mesmas condições) enquanto o experimental forneceu valores superiores, da ordem de 52 ciclos por minuto.

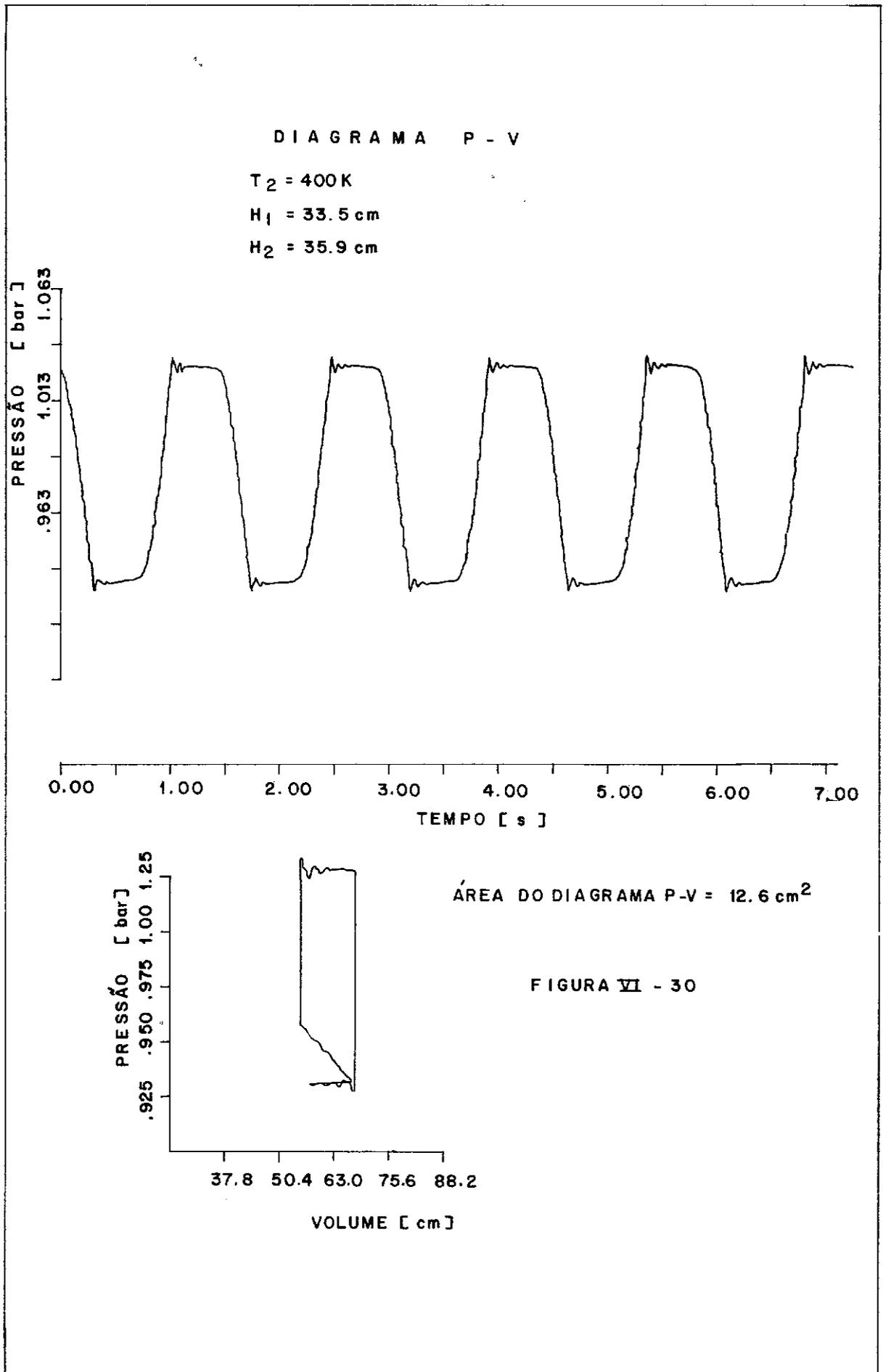
VI.5.2.4 - Temperatura

A hipótese de modelo isotérmico para o caso teórico divergiu do modelo experimental, BERCHOWITZ, RALLIS e URIELLI [5] fazem uma análise numérica mais completa a esse respeito; diferenças de temperatura de até 20 K foram observadas na câmara quente durante o ciclo (ver Figuras VI.1 e VI.4). Na

região fria no entanto, a hipótese isotérmica se aproxima mais do modelo real, onde não foram determinadas variações significativas na câmara fria (inferiores a 2 K).

VI.2.5 - Trabalho Indicado

A Figura VI.30 apresenta um gráfico pressão versus volume (P-V) para uma condição de nível e temperatura próximos ao real. A área desta curva foi determinada com um planímetro polar MAHO por indicação de HOLMAN ^[12] e o valor obtido foi cerca de 12,6 cm², equivalente a um trabalho de 4045,8 gf.cm/ciclo (ver Apêndice 7). Este trabalho exprime uma vazão de 2,2 litros por minuto recalçada a cerca de 75 cm de altura, ou seja, um valor coerente com os obtidos experimentalmente (na faixa de 1,5 a 3 litros). A Figura VI.6 é uma montagem experimental já mencionada no item VI.2.5, mas pode ser comparada à Figura VI.30.



CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES, POSSÍVEIS APLICAÇÕES E SUGESTÕES

VII.1 - CONCLUSÕES

Dos resultados e da análise teórico - experimental foram obtidas as seguintes conclusões principais neste trabalho:

VII.1.1 - Sobre Viabilidade

É viável a construção de uma bomba do tipo Fluidyne com geometria, materiais e métodos de construção utilizados neste trabalho. É possível também medir as características transientes de pressão, nível, temperatura e tempos de acionamento das válvulas (dentro das limitações já descritas anteriormente) com transdutores, sensores e circuitos para medição utilizados e construídos nesta tese.

É possível relacionar os valores do trabalho mecânico de bombeamento com os obtidos pelos diagramas pressão-volume construídos a partir tanto do modelo teórico como dos dados experimentais de pressão e níveis com o tempo. As diferenças quantitativas se devem principalmente quanto a dificuldade de se atribuir os mesmos valores iniciais das variáveis do modelo teórico com os correspondentes das experiências realizadas.

VII.1.2 - Sobre Características de Operação

Os efeitos de realimentação não se mostraram influentes no primeiro modelo experimental construído. Esta conclusão é esperada pelo posicionamento geométrico simétrico da saída da tubulação de recalque e admissão do tubo "U", e confirmada pelos valores de frequência ligeiramente menores (Capítulo V) em relação ao valor de frequência natural de oscilação de uma coluna líquida de mesmo comprimento num tubo "U". Já no segundo modelo experimental, onde está tomada se localiza na parte inferior da coluna quente, este efeito de realimentação é mais pronunciado. A frequência de oscilação é maior que a correspondente frequência natural de uma coluna líquida oscilando num tubo "U" de mesmo comprimento.

As amplitudes de oscilações do lado quente apresentam valores maiores que o lado frio quando há realimentação.

A quantidade de massa de ar nas câmaras quente e fria é a variável de maior efeito sobre o desempenho da Fluidyne. A sua otimização é função da geometria das fontes quente e fria. Uma quantidade pequena mantém os níveis elevados e consequentemente resfria em demasia a parede da câmara quente chegando até mesmo a cessar as oscilações. Uma quantidade elevada diminui os níveis das colunas líquidas aumentando os espaços mortos, o que diminui em muito a eficiência do ciclo.

VII.1.3 - Autopartida

A autopartida só ocorre quando as temperaturas de fonte quente e fria bem como a massa de ar inicial estiverem dentro de certa faixa de operação.

A presença de vaporização e condensação de água no ciclo sugere uma relação com o mecanismo de autopartida. As observações experimentais indicam que o início de funcionamento está vinculado com o início da condensação de vapor na câmara fria.

VII.1.4 - Modelo Computacional

O modelo computacional mostrou-se útil para maiores esclarecimentos entre as diversas interações das variáveis de operação.

Os valores das frequências previstos no modelo computacional são próximos aos valores experimentais obtidos na máquina Fluidyne sem realimentação. Estes valores são função do comprimento total da coluna líquida oscilante, principalmente.

O modelo computacional proposto (Capítulo V) prevê a obtenção de trabalho mecânico efetivo quando há diferenças mínimas de temperaturas entre a câmara quente e fria. Esta diferença é determinada pelos valores das variáveis de operação, e

concorda com experiências realizadas com a Fluidyne no laboratório.

O modelo computacional mostra confirmando, com experiências práticas, que é possível obter mesmo com um aumento de temperatura na fonte quente, não são maiores pressões máximas como menores pressões mínimas.

VII.2 - POSSÍVEIS APLICAÇÕES

Pela simplicidade de funcionamento, ausência de peças móveis (o que implica em manutenção reduzida) e facilidade de construção, a Fluidyne teria possibilidades de aplicações em regiões carentes de recurso tecnológico e mão-de-obra qualificados.

VII.2.1 - Irrigação e Bombeamento

No Brasil, o meio rural poderia ser um exemplo típico de emprego desta máquina, que se prestaria a irrigação, abastecimento de água residencial, emprego em salinas para bombeamento da água do mar, enfim, aplicações de bombeamento de líquidos que necessitassem de uma baixa altura de recalque (cerca de 3 a 5 metros), bastando para tal, a colocação de duas válvulas de retenção (uma de admissão outra de saída) no tubo de trabalho.

VII.2.2 - Eletricidade

Outros empregos mais sofisticados, tais como na geração de energia elétrica a partir de energia térmica poderiam ser utilizados com a Fluidyne. Para esta aplicação, achamos que o rendimento deveria ser compatível com outras máquinas térmicas similares usadas para este fim (motor Diesel, etc.) mesmo com a vantagem de utilizar variados tipos de combustível ou fonte de calor, por ser uma máquina de combustão externa. Para obtenção de energia elétrica a partir de um movimento alternativo, seria utilizado um alternador linear à semelhança de propostas de seu emprego em motores a pistão livre do tipo Stirling para geração elétrica (BEALE, |³|).

Outra proposta segundo GOLDBERG e RALLIS |⁹| seria a utilização direta da energia mecânica com uma terceira coluna para obtenção de trabalho; possivelmente esta aplicação complicaria mecanicamente a operação do conjunto pela inclusão de componentes móveis.

VII.2.3 - Considerações para Aplicações

O custo para construção de uma máquina Fluidyne em comparação a construção de um motor de combustão interna para uma mesma aplicação seria função de uma comparação potência/volume da máquina, ou seja, do aproveitamento do volume deslocado para obtenção de trabalho e do número de ciclos por unidade de tempo (potência); o custo comparativo para operação seria fun-

ção da manutenção e do rendimento entre as duas máquinas. É importante comentar estes parâmetros, pois foram estes que historicamente determinaram a substituição das máquinas Stirling (1816) pelos motores de combustão interna (Otto e Diesel em 1876 e 1892 respectivamente) nos fins do século passado. Na época, problemas de materiais para resistir a elevadas temperaturas (acima de 400°C para aumento do rendimento) e problemas de selagem (para pressurização e com isto aumento da potência) foram os fatores que inibiram a sua competitividade com os motores a combustão interna.

VII.3 - SUGESTÕES

Pelo pouco conhecimento sobre a Fluidyne até o presente, apresentam-se numerosas sugestões para futuros trabalhos após este estudo preliminar. Abaixo descrevemos as que achamos mais promissoras tanto na parte experimental quanto teórica.

VII.3.1 - Área Experimental

Uma variável interessante e fácil de ser alterada seria a geometria dos modelos experimentais, como realizamos durante este trabalho da tese. Outros tipos de realimentação e modos de oscilação poderiam ser estudados. A separação entre as colunas de trabalho com o das fontes térmicas pode melhorar substancialmente o desempenho do ciclo. O emprego de "flutuadores" líquidos e sólidos também poderia apresentar bons resultados

quanto à eficiência do ciclo.

Outra das variáveis possíveis de serem alteradas nas experiências é quanto ao tipo de gás empregado como fluido de trabalho. A utilização de outros tipos de fluidos gasosos de características de transferência de calor e entalpia específicas favoráveis ao transporte de energia térmica de uma câmara a outra, poderão trazer melhorias no desempenho e eficiência do sistema.

Outra sugestão que poderia trazer resultados favoráveis é o emprego da Fluidyne acoplada a outras máquinas, dependendo da finalidade desejada. A associação com máquinas hidráulicas do tipo "carneiros hidráulicos" segundo RENAUD ^[23], poderia aumentar as alturas de recalque para fins de bombeamento. Um outro tipo de associação, seria a ligação em série destas máquinas também para fins de bombeamento: a descarga de uma bomba seria usada para admissão de outra (ver Apêndice 3). O efeito possível seria no ganho geométrico de altura de uma bomba a outra.

Experiências com outros tipos de materiais principalmente na região quente e no tubo de ligação entre as duas câmaras poderia fornecer resultados interessantes para a otimização do ciclo efetuado. A regeneração ocorrida na transferência de massa do fluido é um fenômeno a ser melhor aproveitado nas futuras pesquisas.

O sistema de medição de nível pode ser melhorado (PREOBRAZHENSKY |²²|). A colocação dos sensores diretamente nas colunas quente e fria sem derivações evitaria problemas dinâmicos, se bem que dificultaria a sua colocação na coluna quente particularmente. A determinação precisa desta variável é fundamental para o entendimento do ciclo real. A parte eletrônica também precisa ser desenvolvida (BROPHY |⁶|).

VII.3.2 - Teórica

Nesta parte também as possibilidades de estudos de modelos são muito amplas; como mencionado no Capítulo II, a adoção da análise das equações sem linearização poderá trazer melhores explicações e previsões no ciclo termo-fluido-dinâmico. Juntamente com este tipo de análise, a inclusão das equações de balanço de energia é praticamente obrigatória: os resultados experimentais confirmam haver diferenças de temperaturas no fluido (m) nas fontes quente e fria, ou seja, o modelo isotérmico é uma aproximação grosseira do modelo real.

A consideração teórica de tratamento de escoamento com características bifásicas e de multi-componentes pode ser empregada dependendo do tipo de geometria utilizada. O modelo de gás perfeito seria, para estes casos, uma aproximação grosseira da realidade.

Finalmente, a modelagem na parte hidrodinâmica, poderia conter nas equações, o efeito de realimentação observa

do nos modelos experimentais. Esta consideração aproximaria o escoamento teórico do hidrodinâmico e certamente descreveria a inércia das válvulas e das colunas líquidas nas tubulações de admissão e recalque.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGBI, B., WALKER, S. - *Thermodynamic Aspects of Stirling Engines With Two-Phase, Two-Component Working Fluids*, Transactions of ASME, Vol. 2, nº 1, pp. 1-8, (1973-74).
2. BARNES, L. J., REICHMUTH, H. S. - *Description and Analysis of a 7.5 Watt Liquid Piston Solar Thermal Pumping Engine*, Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, Vol. 3, New Delhi, India, Editora Francis de Winter and Michael Cox, pp. 2134-2137, Janeiro (1978).
3. BEALE, W. T. - *Free Piston Stirling Engines - Some Model Tests and Simulations*, International Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich., 690230, Society of automotive Engineers, January 13-17, (1969).
4. BELL, A. J., GOLDBERG, L. F., RALLIS, C. J., URIELLI, I. - *Some Experimental Results on Laboratory Model Fluidyne Engines*, 12th IECEC, 779255, pp. 1528-1537, (1977).
5. BERCHOYITZ, D. M., C. J. RALLIS, URIELLI, I. - *A Numerical for Stirling Cycle Machines*, Transactions of the ASME, Vol. 102, pp. 756-761, October (1980).
6. BROPHY, J. J. - *Basic Electronic for Scientists*, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., Third Edition, pp. 128-142, (1977).

7. ELROD, H. G. - *The Fluidyne Heat Engines How to Build One-How It Works*, Report Number R-14-74, Naval Research Branch Office London, Dec. (1974).
8. FERNANDES; L. C. V., RAJAGOPAL K. - *Um termo-Oscilador para Bombeamento de Líquidos*, -II Congresso Brasileiro de Energia, Vol. C, pp. 1067-1074, Abril (1981).
9. GOLDBERG, L. F., RALLIS, C. J. - *A Prototype Liquid Piston Free Displacer Stirling Engine*, 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 1, 799239, pp. 1103-1108, (1979).
10. GOSWAMI, A. K., RAMACHANDRA, S., SANYAL, K. K. - *Thermodynamic Hidrovibrator: The Liquid Piston Stirling Cycle Pump*, Editora Francis de Winter and Michael Cox., Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, Vol. 3, New Delhi, India, pp. 2125-2128, Janeiro (1978).
11. GUPTA E. L., SANTHANAM, V. C., REDDY, T. A. - *Performance Prediction Model for a Solar Pump*, Editora Francis de Winter and Michael Cox., Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, Vol. 3, New Delhi, India, Vol. 3, pp. 1889-1895, Janeiro (1978).
12. HOLMAN, J. P., GAJDA, W. J. Jr. - *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill Kogakusha Ltd., Third Edition, pp. 44-51, pp. 156-158, pp. 181-184, (1978).

13. HOOPER, C., READER, G. T. - *Stirling Engines*, University Press, Cambridge, Great Britains, pp. 28-34, pp.114-119, (1983).
14. IBM - Biblioteca de Subrotinas para o IBM-360, SSP/RKGS,NCE/UFRJ (1970).
15. IYNKARAN, KUNCHITHAPATHAM, MUTHUVEERAPPAN, Jr. - *Irrigation Lift Pump Utilizing Solar Energy and Biomass*, Editora Francis de Winter and Michael Cox., Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, Vol. 3, New Delhi, India, pp. 1896-1899, Janeiro (1978).
16. LEWIS, P. D., READER, G. T. - *Modes of Operation of a JET-STREAM FLUIDDYNE*, 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 1, 793238, pp. 1098-1102, (1979).
17. LOW, D. A. - *Heat Engines*, Longmans, Green and Co., Ltd., 69 Impressão, pp. 492-494, (1930).
18. MANSOUR, W. M., SCIEZKO, J. L. - *Design Aspects and Performance Characteristics of a Low-Lift Pump*, COPPE/UFRJ, Brasil, (1983).
19. MEHAUTE, L. B. - *An Introduction to Hydrodynamics & WATER-WAVES*, Springer-Verlag New York Inc., USA, pp. 59-65, (1976).

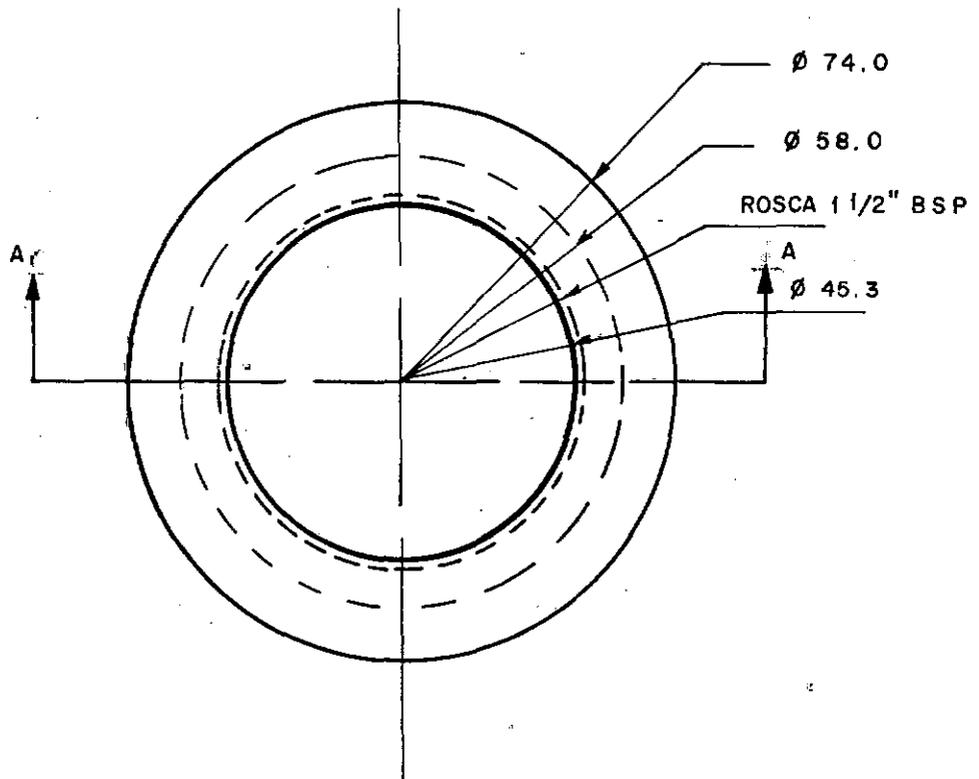
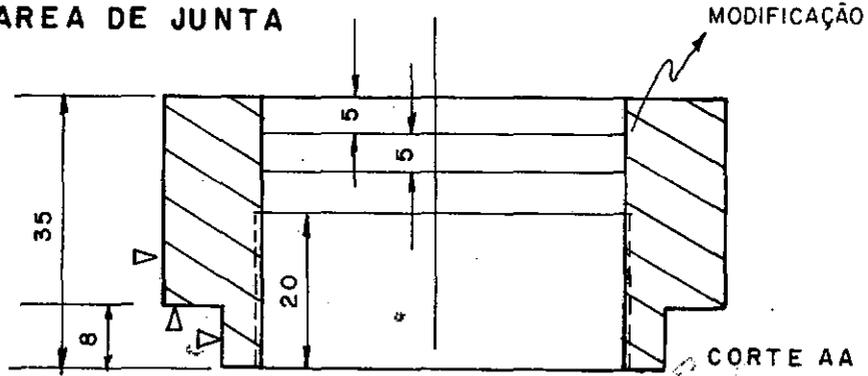
20. PAHOJA, M. H. - *A Review of Solar Pumps and Their Principles*, Editora Francis de Winter and Michael Cox., Vol. 3, Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, New Delhi, India, pp. 2129-2133, Janeiro(1978).
21. POPOV, A. G., SHUIN, A. V., TRUKHOV, V. S. - *Computer Calculations of a Stirling Engine with a Hydraulic Output* - *Geliotekhnika*, Vol. 16, Nº 2, Vol. 602.997.602.93, pp. 15-21, (1980).
22. PREOBRAZKHENSKY, V. - *Measurements & Instrumentation in Heat Engineering*, MIR Publishers, Moscow, Vol. 2, First Published, pp. 191-223, (1980).
23. RENAUS, H. - *Le Béliier Hydraulique*, Dunod, France, pp. 1-77, (1950).
24. STREETER, V. L. - *Mecânica dos Fluidos*, Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda., 1.^a Reimpressão, pp. 619-634, (1975).
25. ZORATTO, D. L. - *Estudo de Viabilidade de um Medidor de Nível Capacitivo*, Relatório 2/79, Março, Lab. Din. das Máquinas, COPPE/UFRJ, (1979).
26. WEST, C. - *The Fluidyne Heat Engine*, AERE-R6775, UKAEA Research Establishment, Harwell, Oxfordshire, England, OX110RA, Maio, (1971).

APÊNDICES

O Apêndice 1 mostra a modificação realizada nas juntas de Teflon para permitir maior aperto do conjunto. No Apêndice 2 é apresentada a curva de vazão versus altura da esfera do rotâmetro do sistema de refrigeração. No Apêndice 3 são mostradas as tabelas referentes à calibração das válvulas de sucção e recalque. No Apêndice 4 é calculado o número de Reynolds para o escoamento oscilatório para verificação do tipo de regime predominante. No Apêndice 5 são calculados os valores de frequência e a temperatura de funcionamento mínimas da Fluidyne segundo o modelo teórico de ELROD [7]. No Apêndice 6 é apresentado o programa numérico correspondente ao nosso modelo teórico, e no Apêndice 7 é calculado o valor de trabalho indicado através do diagrama P-V correspondente. Finalmente no Apêndice 8 é mostrado um estudo das vantagens de utilização da Fluidyne em série para obtenção de uma maior altura de recalque.

APÊNDICE - 1

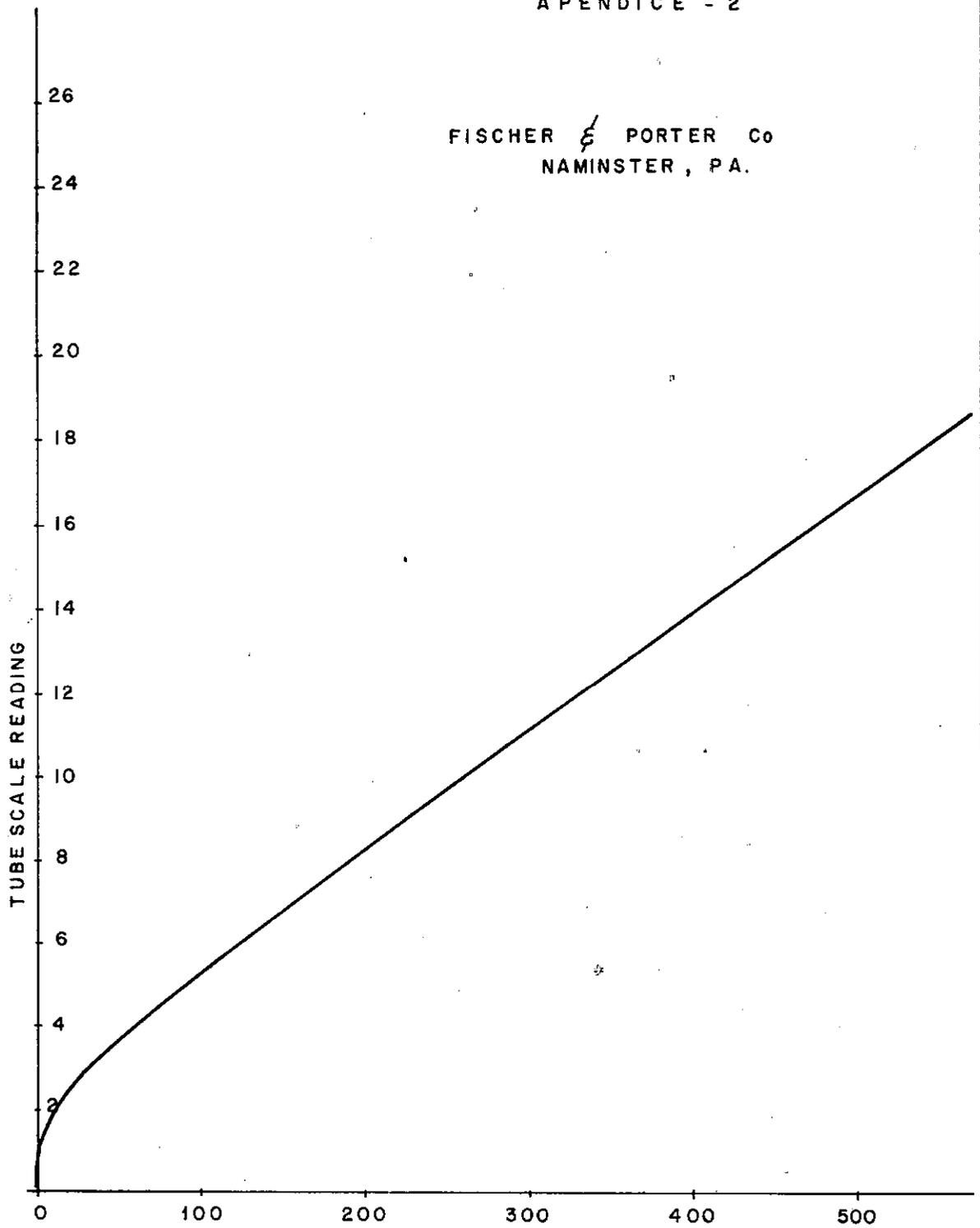
NOVA ÁREA DE JUNTA



NOVA ÁREA DE JUNTA
24,9 cm

MATERIAL: TEFLON 2 PEÇAS
ESCALA: 1:1
COTAS: mm

APÊNDICE - 2

FISCHER & PORTER Co
NAMINSTER, PA.

CC/ MIN LIQUID SP.GR. 1.0 VISCOSITY 1.0 CTK

APÊNDICE 3

Dados experimentais de vazão versus pressão das válvulas
Válvula de sucção

PRESSÃO cm H ₂ O	VAZÃO gr/s									
	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	4ª MEDIDA	5ª MEDIDA	6ª MEDIDA	7ª MEDIDA	8ª MEDIDA	\bar{x}	(σ)
4.74	4.32	4.32	4.15	4.50	3.99	3.65	2.82	3.00	3.84	0.63
4.94	5.98	5.83	8.00	5.48	6.33	4.49	5.32	5.32	6.00	1.27
5.24	7.31	7.31	8.67	8.64	8.97	9.38	6.83	6.83	7.99	1.03
5.74	37.42	30.79	22.85	23.33	40.73	44.70	19.87	19.33	29.76	9.35
6.44	44.44	44.89	44.67	44.44	44.03	43.56	41.81	42.26	43.76	1.15
7.44	55.76	56.02	54.94	54.45	57.11	57.37	68.21	68.00	58.98	5.71
8.44	70.86	71.19	75.17	75.17	74.50	74.03	75.17	75.33	74.03	1.87
9.64	81.82	81.53	79.01	78.38	79.73	80.63	80.18	80.63	80.24	1.18
11.14	88.12	86.14	85.15	85.50	88.12	88.12	87.50	85.50	86.64	1.29
14.54	98.44	98.44	99.48	99.48	96.86	97.40	97.92	98.44	98.31	0.92
17.04	110.00	110.53	110.00	109.21	109.87	110.67	110.00	109.87	110.02	0.44
20.24	118.42	118.42	117.76	117.33	117.76	117.10	117.76	117.76	117.77	0.47
26.24	138.57	138.03	133.80	135.21	140.14	139.43	132.03	138.03	137.66	2.12
32.94	153.79	151.52	156.82	156.82	-	-	-	-	154.74	2.58

OBS.: - Temperatura da água: 27.0°C

- Temperatura do ar: 22.0°C

- Os valores cuja variação em torno da média foram superiores a $\pm 3\sigma$ não são considerados

APÊNDICE 3

Dados experimentais de vazão versus pressão das válvulas
Válvula de recalque

PRESSÃO cm H ₂ O	VAZÃO gr/s									
	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	4ª MEDIDA	5ª MEDIDA	6ª MEDIDA	7ª MEDIDA	8ª MEDIDA	\bar{x}	σ
4,74	5.67	5.65	3.95	3.82	3.65	3.49	6.48	6.31	4.88	1.37
4.94	4.83	4.82	4.65	4.82	5.32	5.30	7.81	7.78	5.67	1.34
5.24	9.30	9.00	7.14	6.81	7.62	7.64	8.64	8.77	8.12	0.93
5.74	23.51	25.17	13.49	13.49	19.41	18.87	17.11	18.09	19.44	4.63
6.44	46.89	44.91	43.14	42.95	39.82	39.60	43.83	43.83	43.27	2.33
7.44	65.34	65.91	65.34	64.49	60.26	60.86	72.37	71.71	65.75	4.40
8.44	85.20	84.80	78.57	77.77	74.80	74.02	80.71	80.47	79.48	3.86
9.64	94.55	94.06	94.06	93.07	85.75	85.78	97.55	98.53	92.92	4.78
11.14	109.38	107.29	108.93	107.89	108.26	107.22	106.25	108.85	108.01	1.05
14.54	126.00	122.37	124.34	124.00	121.06	122.37	121.43	121.43	122.87	1.74
17.04	137.60	137.36	135.61	134.10	193.33	134.62	133.58	135.07	135.05	1.47
20.24	146.21	146.97	145.63	147.73	147.76	148.48	144.78	148.48	146.99	1.38
26.24	171.31	172.50	175.68	173.39	169.51	172.13	170.49	149.84	171.44	1.54
32.94	191.96	196.43	-	-	192.86	195.6	-	-	194.22	2.14

OBS.: - Temperatura da água: 27.6°C

- Temperatura do ar: 22.5°C

- Os valores cuja variação em torno da média foram superiores a $\pm 3\sigma$ não são considerados

APÊNDICE 4CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS

Para verificação do tipo de regime de escoamento predominante na Fluidyne, é avaliado o número de Reynolds:

A equação que define a cota z no tempo t

$$z = Z \cos \omega t \quad (1)$$

onde: Z - amplitude máxima de cota

ω - frequência de oscilação

t - tempo

Para nosso caso:

$$Z = 2 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L}}$$

g = aceleração de gravidade -
9,81 m/s

L - comprimento total de líquido
1,14 m

$$= \sqrt{\frac{2 \times 9,81}{1,14}} = 4,14 \text{ s}^{-1}$$

Derivando a equação (1)

$$\frac{dz}{dt} = -z \omega \sin \omega t \quad (2)$$

O ponto de máxima velocidade será o de aceleração nula

$$\frac{d^2z}{dt^2} = 0 = -z \omega^2 \cos \omega t$$

Daí

$$\omega t = \frac{n\pi}{2} \rightarrow t = \frac{n\pi}{\omega^2} \quad (3)$$

onde: n - número inteiro

Voltando a (2) e substituindo com (3)

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt}_{\text{máx}} &= -z \omega \sin \phi \frac{n}{\omega} \frac{\pi}{2} \\ &= -2 \times 10^{-2} \text{ m} \times 4,14 \text{ s}^{-1} \\ &= -0,0882 \text{ m/s} \end{aligned}$$

O número de Reynolds portanto terá como valor:

$$\begin{aligned} R &= \frac{VD}{\nu} \quad \text{onde: } D - \text{diâmetro do tubo} - 0,038 \text{ m} \\ &\quad V - \text{velocidade do tubo (calculada)} - 0,0882 \text{ m/s} \\ &\quad \nu - \text{viscosidade cinemática} - 1,01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ &= \frac{0,0882 \text{ m/s} \times 0,038 \text{ m}}{1,01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 3351 \end{aligned}$$

Este valor indica um escoamento turbulento (maior que 2000). No entanto como a velocidade assumida foi a máxima e o número de Reynolds não é muito superior à faixa de transição, vamos considerar o escoamento eminentemente laminar.

APÊNDICE 5

Abaixo são calculados os valores das diferenças de temperaturas para funcionamento de Fluidyne e a frequência associada a mesma, segundo o modelo proposto por ELROD [7].

1. CÁLCULO DE ΔT

Da equação V.17 do Capítulo V:

$$\left(\frac{\Delta T}{T_1 + T_2}\right)_{\min} = \frac{\alpha_D K}{2\left(1 + \frac{\alpha_D}{2}\right)\beta} \quad (1)$$

onde: $\Delta T = T_2 - T_1$, $K = \frac{A_3}{A_1}$,

$$\alpha_D = \frac{L_D}{H_1} \quad \text{e} \quad \beta = \frac{P_2 A_3}{\rho g V_E}$$

Substituindo os valores (ver Figura V.2 para legenda)

$$L_D = 40 \text{ cm}$$

$$T_1 = 303.5 \text{ K}$$

$$A_3 = 1,27 \text{ cm}^2$$

$$A_1 = 12,57 \text{ cm}^2$$

$$H_1 = 34,7 \text{ cm (média)}$$

$$P_2 = 1,01 \times 10^6 \text{ } \mu\text{P}_a$$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$V_E = 57,8 \text{ cm}^3$$

$$\rho = 1 \text{ g/cm}^3$$

mas constantes:

$$\alpha_D = \frac{L_D}{H_1}$$

$$= \frac{40}{35,7} = 1,153$$

$$\beta = \frac{P_2 A_3}{\rho g V_E}$$

$$= \frac{1,01 \times 10^{-6} \times 1,27}{1, \times 981 \times 57,8}$$

$$= 22,6$$

$$K = \frac{A_3}{A_1}$$

$$= \frac{1,27}{12,57} = 0,1$$

Voltando a (1)

$$\left(\frac{\Delta T}{T_1 + T_2} \right)_{\min} = \frac{1,153 \times 0,1}{2 \left(1 + \frac{1,153}{2} \right) \times 22,6}$$

$$= 1,62 \times 10^{-3}$$

$$T_2 - 303,5 = 1,62 \times 10^{-3} (303,5 + T_2)$$

$$T_2 = 304,5 \text{ K}$$

Portanto:

$$T_2 - T_1 = 304,5 - 303,5$$

$$= 1 \text{ K}$$

2. CÁLCULO DA FREQUÊNCIA DE OSCILAÇÃO

Da equação do texto (Capítulo V, equação V.18):

$$\begin{aligned} s &= \sqrt{\frac{g}{H_1 \left(1 + \frac{\alpha_D}{2}\right)}} \\ &= \sqrt{\frac{981}{34,7 \left(1 + \frac{1,153}{2}\right)}} \\ &= 4,23 \text{ rd/s} \end{aligned}$$

A frequência valerá

$$f = \frac{4,23}{2\pi}$$

$$= 0,67 \text{ Hz ou } 40,4 \text{ ciclos/minuto}$$

APENDICE 6

```
DIMENSION Y(4), DERY (5), PRMI (6), AUX (8,4), XPLO (1602), YPLO
(1602), & HIPLO (1602), H2PLD (1602), VIPLD (1602), V2PLD(1602),
PPLO (402), & VPLO (402)
```

```
COMMON/UM/PRMT
```

```
COMMON/DOIS/XPLO
```

```
COMMON/TRES/YPLO
```

```
COMMON/QUATRO/K
```

```
COMMON/CINCO/H1PLO
```

```
COMMON/SEIS/H2PLO
```

```
COMMON/SETE/VIPLD
```

```
COMMON/OITO/V2PLO
```

```
EXTERNAL FCT, OUTP
```

```
DATA Y/33.5, 0., 35.9, 0./, PRMT/0.,10.,.01.,002,0.,0./,DERY/&
.25., .25, .25, .25, 1018697/
```

```
WRITE (6,100)
```

```
K = 1
```

```
CALL RKGS (PRMI, Y, DERY, 4, IHLF, FCT, OUTP, AUX)
```

```
100 FORMAT ("1", 5X, "TIME", 10 X, "P4", 13X, "H1", 13X, "V1", 13X,&
"H2", 13X, "V2", 13X, "P1")
```

```
200 FORMAT ("0", I2, F10.6, 5F10.6)
```

```
STOP
```

```
END
```

```
SUBROUTINE FCT (X, Y, DERY)
```

```
DIMENSION Y(1), DERY (5), PRMI(6), XPLO(1602), YPLO(1602)
```

```
COMMON/UM/PRMT
```

```
DATA R0, G, ELD, EM, R, T2, T1, EL, A, PA, HS, S1, S2, S3, S4, Hr,
R1, R2, R3, R4/& 1., 981.,40.,.0609,2874330.,400.5,303.5,37.,12.6,
```

1013373.,42.8,& 4.446,.05599,-24.66,.3920,42.9,4.609,.04929,-24.
 T8,.3113/

DERY(1) = Y(2)

DERY(3) = Y(4)

Q = (Y(1) + EL0)/Y(3)

V = U(2) + Y(4)

P1 = EM*R*I1*T2/((T2*(EL-Y(1))+T1*(EL-Y(3)))*A)

P4 = DERY(5)

PS = PA - HS*R0*G

IF((P4-PS))10, 20, 20

10 IF(V-0) 15, 15, 16

15 QS = 0.

GOTO 19

16 IF (V-7.36) 17, 17, 18

17 QS = (S1+S2*A*)(Y(2)+Y(4))*G

GOTO 19

18 QS = (S3 + S4*A*(Y(2) + Y(4)))*G

19 P4 = PS - QS

GOTO 50

20 PR = PA + HR*R0*G

IF(P4-PR) 40, 40, 30

30 IF (V-0.) 35, 38, 38

35 IF (V+8.10) 37, 36, 36

36 QR = (R1+R2*A*ABS(Y(2)+Y(4)))*G

GOTO 39

37 QR = (R3+R4*A*ABS(Y(2)+Y(4)))*G

GOTO 39

38 QR = 0.

39 P4 = PR+QR

```

GOTO 50
40 P4=T0*(Y(1)*G*+Y(2)*Y(2)+(Y(3)*G+Y(4)*Y(4))*Q)/(1+Q)+P1
50 CONTINUE
DERY(2)=((P4-P1)/RO-Y(1)*G-Y(2)*Y(2))/(Y(1)+ELO)
DERY(4)=((P4-P1)/RO-Y(3)*G-Y(4)*Y(4))/Y(3)
DERY(5) = P4
PRMT(6) = P1
RETURN
END
SUBROUTINE QUTP(X,Y,DERY,IHLF,NDIM,PRMI)
DIMENSION Y(4),DERY(5),PRMT(6),AUX(8,4),XPLO(1602),YPLO(1602), &
HIPL0(1602), VIPL0(1602; V2PLO(1602)
COMMON/DOIS/XPLO
COMMON/TRES/YPLO
COMMON/QUATRO/K
COMMON/CINCO/HIPL0
COMMON/SEIS/H2PLO
COMMON/SETE/VIPL0
COMMON/OITO/V2PLO
IF (K-1600), 60, 60, 70
60 WRITE (6,10) X,DERY(5),(Y(I),I=1,NDIM),PRMT(6)
10 FORMAT(7E15.6)
XPLO(K) = X
YPLO(K) = PRMT(6)
HIPL0(K) = Y(1)
VIPL0(K) = Y(2)
H2PLO(K) = Y(3)
V2PLO(K) = Y(4)
K = K+L

```

70 RETURN

END

APÊNDICE 7CÁLCULO DO VALOR DO TRABALHO INDICADOATRAVÉS DO DIAGRAMA P-V

Abaixo descrevemos os cálculos necessários para associar a área do diagrama do programa computacional com o trabalho indicado durante a execução de um ciclo.

1. PARA PRESSÃO, da expressão do programa numérico (ver Apêndice 6)

$$P = \frac{P - 900.000}{25000}, \text{ para cada um na ordenada do gráfico P-V}$$

$$1 \text{ cm} = \frac{P - 900000}{25000}$$

$$P = 25000 \text{ ou seja } 1 \text{ cm} \leftrightarrow \Delta P = 25000 \text{ } \mu\text{bar ou } \frac{\text{g}}{\text{cm s}^2}$$

2. PARA VOLUME, temos que para cada cm na abcissa do gráfico P-V

$$1 \text{ cm} = \frac{\pi \times 4^2}{4} \times 1 = 12,6 \text{ cm}^3$$

Portanto cada cm^2 de área do gráfico P-V representa

$$\begin{aligned} 1 \text{ cm}^2 &= 25000 \frac{\text{g}}{\text{cm} \cdot \text{s}^2} \times 12,6 \text{ cm}^3 \\ &= 315000 \frac{\text{g} \cdot \text{cm}^2}{\text{s}^2} \end{aligned}$$

Sabendo que $1 \text{ gf} \equiv 981 \frac{\text{g} \cdot \text{cm}}{\text{s}^2}$, obtemos finalmente

$$1 \text{ cm} = 315.000 \frac{\text{g} \cdot \text{cm}^2}{\text{s}^2} \cdot x \frac{\text{s}^2}{981 \text{ g} \cdot \text{cm}} \cdot 1 \text{ gf}$$

$$= 321,1 \text{ gf} \cdot \text{cm}$$

3. Para o valor de área encontrado no Capítulo VI, Figura VI.30 de $12,6 \text{ cm}^2$ teremos:

- Trabalho indicado: $12,6 \times 321,1 = 4045,8 \text{ gf} \cdot \text{cm}/\text{ciclo}$

- Vazão com peso por ciclo bombeada: $\frac{4045,8}{75,7} = 53,44 \text{ gf}$

(altura total de $75,7 \text{ cm}$)

- Número de ciclos/minuto - $41,4 \text{ ciclos}/\text{minuto}$
(média em 3 oscilações)

- Vazão (Q) bombeada por minuto:

$Q = \text{vazão por ciclo} \times \text{número ciclo}/\text{minuto}$

$= 53,44 \times 41,4$

$= 2212 \text{ gf}$ ou $2,2 \text{ litros}/\text{minuto}$

APÊNDICE 8

Uma possível solução para a limitação relativa à máxima altura do recalque obtida seria o acoplamento de duas ou mais máquinas em série, ou seja, o recalque de uma seria a admissão da posterior e assim por diante. Este efeito em série poderia ser apresentado como a seguinte equação (III.5):

$$\Delta p_n - \Delta p_{n-1} = p_{a1} r^{n-2} (r-1)^2 \quad \text{para } n \geq 2 \quad (\text{III.5})$$

onde: Δp - diferença de pressão obtida por uma bomba

p_{a1} - pressão de admissão da primeira bomba

r - razão de pressão $\frac{p_n}{p_{n-1}}$

n - número de ordem correspondente à sequência das bombas

O quadro abaixo ilustra melhor a associação, assumindo $p_{a1} = 0,96 \text{ Kgf/cm}^2$ e $r = 1,3125$, $p_1 = 0,96 \text{ Kgf/cm}^2$ e $p_2 = 1,26 \text{ Kgf/cm}^2$

<u>Nº DE BOMBAS</u>	<u>SEM ASSOCIAÇÃO</u>	<u>COM ASSOCIAÇÃO</u>	<u>VARIAÇÃO PERCENTUAL</u>
$n = 1$	3 m	3 m	0,0%
$n = 2$	6 m	6,5 m	8,3%
$n = 3$	9 m	13,9 m	54,4%
$n = 4$	12 m	37,2 m	210,0%

Outra forma possível de contornar o problema seria "afogando" a bomba, ou seja, pressurizando inicialmente o líquido na admissão, o que significaria que para mesmo Δp , a pressão final em valores absolutos seria conseqüentemente maior.