

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE AQUECEDORES SOLARES DE
CONVECÇÃO NATURAL PARA SECAGEM

Por
CARLOS ALBERTO CARRASCO ALTENANI

Orientador:
ISAÍAS DE CARVALHO MACÊDO

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas da Universidade Estadual de Campinas, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Campinas - 1976

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. ISAIAS DE CARVALHO MACEDO pelo apoio pessoal fornecido e pela proposição e dedicada orientação deste trabalho.

Ao Prof. GONZALO ROA MEJIA, da Faculdade de Tecnologia de Alimentos-UNICAMP, pelas discussões e facilidades fornecidas para a elaboração da simulação da secagem.

Ao Eng^o. MASSUO OKADA, do ITAL-Campinas, pela cooperação da realização de testes de secagem de bananas sob condições de temperatura constante.

Ao Instituto Agronômico de Campinas, pela facilidade oferecida na utilização do seu Posto de Observação Meteorológica.

Aos técnicos do Laboratório de Energia Solar, em especial ao Sr. ONIVALDO DONADON, que efetuou comigo todo o trabalho de construção dos coletores e da câmara de secagem e a leitura de dados experimentais de todos os testes.

A minha esposa, HELENA, pelo incentivo que recebi.

A meus pais, que indiretamente contribuíram para que esse trabalho fosse realizado.

R E S U M O

Foram estudados experimentalmente coletores planos para aquecimento de ar, sob convecção natural, utilizando várias geometrias e materiais; os resultados obtidos são as vazões e temperaturas em cada caso.

O ar aquecido em um coletor foi utilizado para a secagem de bananas. Com base nos parâmetros de secagem do produto foi desenvolvida a simulação do processo, permitindo prever o desenvolvimento da secagem para outras condições do ar de entrada. São feitas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Í N D I C E

I.	INTRODUÇÃO.	3
II.	ESTUDO DOS COLETORES.	7
II.a.	DESCRIÇÃO DOS TIPOS E GEOMETRIAS E DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA.	7
II.b.	AVALIAÇÃO TEÓRICA DOS COLETORES DE PLACAS PLANAS.	15
II.b.1.	INTRODUÇÃO.	15
II.b.2.	A EQUAÇÃO DA ENERGIA.	18
II.c.	RESULTADOS DOS TESTES DOS COLETORES.	22
III.	ESTUDO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE SECAGEM.	27
III.a.	DESCRIÇÃO DA CÂMARA DE SECAGEM E DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA.	27
III.b.	SIMULAÇÃO DA SECAGEM.	29
III.c.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E TEÓRICOS.	37
IV.	CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	39
APÊNDICES:	1. CALIBRAÇÃO DA SONDA DE RADIAÇÃO	41
	2. TABELA DOS RESULTADOS OBTIDOS COM OS TESTES DOS COLETORES.	42
	3. RESULTADOS DOS TESTES DE SECAGEM DE BANANAS INTEI- RAS, REALIZADOS NA F.T.A. E NO I.T.A.L.	47
	4. RESOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES.	49

NOMENCLATURA	51
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56
LISTA DE FIGURAS E TABELAS	59

I - INTRODUÇÃO

Secagem com energia solar por exposição direta tem sido utilizada em grande escala em vários países. No Brasil a maior parte da safra atual de 35 milhões de toneladas de grãos é secada na planta ou em terreiros por exposição direta. Uma extensão natural deste processo seria a utilização da energia solar para aquecer o ar, baixando sua umidade relativa, e a introdução do ar em camaras de secagem de uma maneira controlada como em processos de secagem industriais. As vantagens deste processo são bem conhecidas, relacionando-se principalmente com a possibilidade de controlar a qualidade do produto.

Na realidade, este tipo de secagem solar aparece como uma evolução do processo antigo em contraposição aos secadores industriais utilizando combustível fósil ou lenha, também muito utilizados hoje. Secadores mecânicos contínuos para grãos são caros. Utilizam em média 25 litros de óleo por tonelada do produto e possuem baixa eficiência térmica; funcionam em temperaturas mais altas que as recomendadas para obter-se produto de boa qualidade. Justifica-se plenamente o esforço feito no desenvolvimento de silos-secadores, onde o ar é aquecido em coletores planos e utilizado para a secagem dos grãos. Unidades com 200 toneladas estão sendo usadas em experimentos [1], [2]. Neste caso (secagem de grãos) a relação entre a resistência interna à transferên

cia de massa (migração de água no interior do material) e a resistência externa (por convecção) é tal que há necessidade de grandes vazões de ar e temperaturas baixas; os sistemas utilizam ventilação forçada e os coletores solares acrescentam aproximadamente 10°C à temperatura ambiente.

Outros produtos agrícolas, entre os quais vários frutos, secam com maior rapidez a temperaturas altas e com vazões não muito grandes; isto ocorre porque o processo é essencialmente controlado pela migração de água no interior do produto. A rapidez na secagem é necessária porque a permanência do produto com alto teor de umidade acima de certo tempo pode levar à deterioração, crescimento de fungos, etc. Neste caso surge a possibilidade de utilizar coletores solares a convecção natural para aquecimento do ar : a pequena vazão inerente a estes sistemas provoca um maior tempo de permanência do ar no coletor , elevando sua temperatura. Como os sistemas não utilizam qualquer fonte externa de energia, são bastante atraentes para uso em fazendas ou lugares isolados; a maior limitação é o pequeno tamanho das unidades (em geral, trabalha-se com áreas de coletores da ordem de 2-4 m² e a secagem processa-se para alguns quilogramas do produto de cada vez).

Vários sistemas deste tipo tem sido usados em muitos países do mundo [3], [4], [5]. Ciclos fechados foram também estudados [5], onde o ar saturado, depois de desumidificado, é novamente passado pelo coletor, obtendo-se temperaturas mais altas.

No entanto, todos os estudos de secadores a convecção natural tem se limitado a resultados finais do tipo perda de umidade em função do tempo. Não há informações divulgadas sobre as vazões de ar obtidas em cada caso e as temperaturas na entrada da câmara de secagem. Como não se conhece o desempenho do coletor, é difícil tentar qualquer melhoria nos projetos; fica impossível dimensionar a câmara de secagem (geometria, número de bandejas e circulação do ar) sem as informações básicas sobre vazão e temperatura que o coletor pode fornecer.

Soluções analíticas para o problema de convecção natural em um aquecedor solar simples (Fig. 1) não foram encontradas. O problema é discutido no capítulo II onde, com base nos resultados experimentais obtidos, são feitas algumas observações sobre o tipo de escoamento existente nestes aquecedores. Para aquecedores de geometria mais complexa deve-se trabalhar com resultados experimentais.

Com base nestas considerações o programa de estudos do presente trabalho constou de dois itens principais :

1. Estudos experimentais de coletores aquecedores de ar funcionando a convecção natural com diversas geometrias e materiais, onde foram determinadas a vazão de massa, variação na temperatura entre a entrada e a saída, a temperatura final e a eficiência global dos coletores. Várias condições de insolação foram utilizadas.

2. Construção de um sistema completo com a câmara

de secagem e testes de secagem com frutos. Com base nos parâmetros de secagem do produto (curvas de umidade de equilíbrio e curvas de secagem em condições controladas) foi desenvolvida a simulação do processo, permitindo prever o desenvolvimento da secagem para outras condições do ar de entrada (isto é, outros coletores).

Os resultados obtidos no presente trabalho podem servir como um ponto inicial para o projeto de sistemas de secagem solar a convecção natural.

II - ESTUDO DOS COLETORES

II.a. Descrição dos tipos e geometrias e da instrumentação utilizada

O coletor de placas planas (Fig. 2) é constituído basicamente por uma chapa plana de ferro galvanizado, coberta por tinta preta fosca comum e envolvida simetrica e paralelamente a uma certa distância, por duas outras chapas planas : uma de vidro comum (4 mm de espessura) e outra de isolante (ISOPOR - 0,05 m de espessura). Forma-se assim um conjunto de dois canais para escoamento de ar, por convecção natural, quando o coletor está inclinado em relação à horizontal num local onde há incidência de energia solar (direta ou difusa) sobre a chapa de vidro. Para suporte e proteção dessas chapas foi construída uma estrutura simples, com cantoneiras de aço e com chapas de Duratex, que permitia a variação da altura de cada canal de escoamento, desde 3 cm até 13 cm.

Com o intuito de se obter experimentalmente as condições mais próximas de convecção natural, evitando efeitos de vento, foram montadas na entrada e na saída do coletor barreiras (construídas com cartolina) que permitissem efetuar as medidas sob condições de velocidades baixas de vento (até 0,5 m/s em média) cujos resultados não fossem distintos dos valores observados sob aparente calma.

Durante os testes foram medidos os valores das temperaturas de entrada e saída do ar no coletor, da intensidade da energia solar incidente sobre o plano (inclinado) do coletor e da velocidade do ar na saída. Além disso foram tomados os valores da temperatura da chapa metálica absorvedora em três pontos ao longo do escoamento, do ângulo de inclinação da radiação solar direta sobre o plano dessa chapa e também os valores da área da mesma exposta à radiação direta em cada tomada de dados.

As temperaturas foram medidas com auxílio de termopares de Cu - Co (fio 24 AWG), com temperatura de referência em banho de gelo, através da leitura dos valores de tensão em um milivoltímetro digital (Keithley Instruments - mod. 163). O valor médio de leitura, próximo de 1,80 mV (com uma escala de leitura até centésimos de milivolt), de acordo com a precisão indicada no catálogo do milivoltímetro, de \pm (0,1% da leitura + 1 dígito), corresponde a uma medida de (1,80 \pm 0,01) mV. Isto equivale, nesta faixa de valores, a uma temperatura de (44,3 \pm 0,3)° C, apresentando então um desvio menor que 0,5° C e um coeficiente de variância menor que 1%. Os termopares não foram calibrados individualmente; apenas procurou-se verificar os valores de tensão (temperatura) obtidos na temperatura ambiente e na temperatura de referência do banho de gelo.

A intensidade da energia solar incidente por unidade de área e tempo foi obtida através de um solarímetro (C. W. Thornthwaite Associates - mod. CWT 11090 NNR - 601 - 554) coloca

do paralelamente ao plano da placa de vidro, que fornece uma relação praticamente linear entre o fluxo de energia solar incidente e a sua tensão de saída, lida no mesmo milivoltímetro digital já citado, agora com escala de leitura até microvolt. A sonda de radiação foi calibrada (AP. 1) por comparação com um radiômetro Eppley existente no Posto de Observação Meteorológica do Instituto Agronômico. Com um valor médio de leituras de 200 μ V obtém-se então uma medida de (200 \pm 1) μ V, que de acordo com os resultados obtidos da calibração do solarímetro corresponde a um valor de (752,455 \pm 3,166) W/m^2 , ou seja, um desvio de 3,166 W/m^2 e um coeficiente de variação menor que 0,5 %.

As velocidades do ar escoando no interior do coletor foram medidas com um termo-anemômetro (Alnor Instrument Co. - mod. 8500) em pontos determinados na saída do coletor, distantes 10 cm um do outro. Obtiveram-se simultaneamente os valores de velocidade e temperatura do ar em cada um desses pontos na secção retangular (cuja relação entre os lados variou de 6/100 a 24/100) de saída. Associou-se a cada um desses pontos uma área correspondente para cálculo da vazão do coletor, porque sob condições próximas de vazão exclusivamente por convecção natural (ausência de efeitos sensíveis de vento) observou-se um perfil achatado da velocidade do ar na saída, nos dois sentidos normais ao do escoamento. Quase todos os valores lidos de velocidade de saída estiveram na faixa de 0,20 m/s a 0,40 m/s e como o termo-anemômetro utilizado indica, de acordo com o catálogo um erro de $\pm 0,01 \frac{m}{s}$ ou 3%

do valor indicado - o maior deles, tem-se para um valor médio das velocidades ($0,30 \pm 0,01$) m/s , o desvio correspondendo ao último dígito e o coeficiente de variação de 3,3%. Os valores lidos correspondem a um valor médio admitido na observação visual de pequenas oscilações num pequeno intervalo de tempo. Na saída dos coletores as temperaturas do ar, durante os testes, variaram desde 30°C até 65°C, dentro portanto da faixa de utilização do aparelho (- 7°C a 66°C), que é calibrado para a condição de densidade atmosférica padrão ($1,20 \text{ Kg/m}^3$) e indica valores nessa mesma condição sob outras densidades do ar.

Na análise dos resultados experimentais obtidos, além dos desvios das medidas e da ausência de regime permanente das condições atmosféricas, deve ser considerada na geometria do coletor, que é basicamente a de dois canais retangulares para o escoamento do ar, a série de obstáculos (fios dos termopares, canhoneiras utilizadas para rigidez das chapas, os dois desvios na entrada e na saída de ar para evitar efeitos de vento, porcas e parafusos protuberantes, etc.) que teoricamente introduzem, no fluxo de ar, resistências e desvios muito difíceis de serem avaliados. Estas dificuldades são intensificadas devido ao desenvolvimento dos perfis de velocidade e temperatura no escoamento.

Além do coletor de placas planas já descrito, foram construídos outros três tipos : um coletor de malha porosa, um de placas corrugadas e um de plástico. Os dois primeiros diferem do de placas planas apenas na placa absorvedora, enquanto que o terceiro difere tam -

bem na cobertura.

O coletor de malha porosa (Fig. 3) consta de um colchão (espessura aproximada de 0,10 m) de cavaco de ferro envolvido por uma tela de arame; ele é colocado numa estrutura de coletor análoga à descrita anteriormente (cobertura de vidro e isolamento inferior e lateral de isopor), mas neste caso o fluxo de ar deve atravessar o leito poroso formado pelo colchão antes de atingir a seção de saída do coletor. Há duas vantagens básicas neste tipo de coletor: a primeira é que devido à geometria dos cavacos, a absorvidade para a radiação solar incidente sobre o colchão de cavacos é bastante alta [6] e a segunda é que devido à massa de ferro envolvida pelo colchão, a sua capacidade térmica é alta e, após um período inicial de aquecimento, esse tipo de coletor não é suscetível a mudanças bruscas na troca de calor com o ar se o sol for encoberto temporariamente em um dia nublado. Há uma certa desvantagem no fato de que quanto mais espessa a camada do leito de cavacos, maior será a sua resistência ao fluxo de ar. Durante os testes com este coletor foram medidas as temperaturas de entrada e de saída do ar, a velocidade de saída do ar e a intensidade da energia solar sobre o plano do coletor. A instrumentação utilizada foi a mesma já descrita no caso anterior.

O coletor de placas corrugadas (Fig. 4) utiliza uma série de tiras de chapa metálica de aproximadamente 0,15 m de largura, corrugadas em V com um ângulo da ordem de 60° e pintadas de preto fosco. Elas são dispostas ao longo do coletor no senti-

do do escoamento de ar de maneira que os planos das tiras metálicas estejam paralelos ao sentido do escoamento de ar no interior do coletor; a série de tiras metálicas funciona neste caso como placa absorvedora. Este tipo de coletor, além de uma capacidade térmica superior ao de placa plana metálica devido à massa metálica maior contida num mesmo espaço entre a cobertura e o isolamento inferior do coletor, apresenta a vantagem de que a sua geometria corrugada permite que a incidência da energia solar ocorra sob ângulo de incidência médio menor durante o dia quando comparado a uma placa absorvedora plana, o que implica numa absortividade média maior; também as reflexões que ocorrem na sua superfície são parcialmente dirigidas a ela mesma, aumentando mais uma vez a absortividade desta geometria em relação a uma superfície plana. As variáveis medidas e a instrumentação utilizada foram as mesmas do caso anterior.

O coletor de plástico (Fig. 5) foi construído e testado devido ao fato de que apesar de as suas características de transmissão de radiação térmica da cobertura e de absorção pela placa coletora serem inferiores em relação aos outros tipos de coletores testados, o seu preço poderia justificar essa perda de qualidades. Consta de uma cobertura plástica transparente (que não apresenta a mesma transmitância global do vidro e nem as suas propriedades seletivas em relação à radiação infravermelha) e de uma placa absorvedora de plástico preto fosco, de capacidade térmica relativamente pequena. Ambas são envolvidas na estrutura do

coletor por uma camada inferior e uma lateral de isolante. O plástico que opera como placa absorvedora, devido ao seu aquecimento no sol, apresenta uma grande dilatação que dificulta a utilização de dois canais para escoamento de ar e por esse motivo, após alguns testes iniciais foi adotada a geometria de um único canal para escoamento de ar. Foram medidas neste caso também as mesmas variáveis já citadas nos casos anteriores, com a mesma instrumentação.

Os testes dos coletores foram efetuados quase que totalmente nos meses de agosto e de outubro. Em cada teste foram tomadas dez medidas simultâneas de velocidade e de temperatura do ar na seção de saída dos coletores, a temperatura média do ar na seção de entrada, a temperatura ambiente e a potência solar incidente no plano do coletor por unidade de área. Para efeito de medidas sob condições o mais próximo possível de convecção natural, esses testes só foram efetuados em dias de aparente calma e quase sem nuvens, o que reduziu bastante o tempo útil para essas medidas.

Foram efetuados aproximadamente 125 testes com os quatro coletores, dos quais, cerca de 15 foram posteriormente eliminados devido a efeitos de vento e de nuvens, pois apesar da seleção feita nas condições atmosféricas para efetuar os testes, não é possível evitar que esses efeitos ocorram parcialmente durante um dia qualquer. Do total dos testes, cerca de 65 foram efetuados no coletor de placa absorvedora plana metálica, nas várias geometrias

de espaçamento entre as placas : 2 testes com espaçamento de 0,03 m ; 4 com 0,04 m ; 11 com 0,05 m ; 11 com 0,06 m ; 6 com 0,07 m ; 6 com 0,08 m ; 5 com 0,09 m ; 5 com 0,10 m ; 2 com 0,11 m ; 7 com 0,12 m ; 2 com espaçamentos distintos de 0,06 m e 0,10 m nos dois canais e 6 testes com restrições na seção de saída, com espaçamento de 0,09 m. Destes testes, cerca de 30 foram selecionados por terem sido efetuados sob condições atmosféricas mais favoráveis para efeito de estimativa das características do se coletor. No coletor de plástico foram efetuados cerca de 25 testes, sendo 5 deles com dois canais para escoamento de ar e os demais com um único canal, com espaçamento variável entre a cobertura e a placa absorvedora : 0,06 m (2 testes) ; 0,08 m (3 testes) ; 0,10 m (3 testes) e 0,12 m (13 testes). Os coletores de placa corrugada e de malha porosa foram construídos com a geometria fixa e dessa forma foram efetuados 14 testes com o primeiro e 13 com o segundo.

Do total dos testes, cerca de 50 foram efetuados paralelamente com dois tipos de coletores usados alternadamente e os demais com cada tipo de coletor usado isoladamente.

Os quatro coletores foram construídos externamente do mesmo tamanho, mas as suas áreas úteis para coletar energia diferem : o de placas planas possui $1,900 \text{ m}^2$; o de malha porosa , $1,466 \text{ m}^2$; o de placas corrugadas , $1,870 \text{ m}^2$ e o de plástico , $1,960 \text{ m}^2$.

O objetivo inicial do estudo de coletores foi a

obtenção de dados para o projeto de pequenos secadores. Neste sentido, a avaliação do coletor de placa plana metálica seria um tipo de "padrão" para comparação com os outros modelos (não se deve entender que o seu desempenho seja em princípio melhor que o dos outros). Se possível, a produção de um modelo teórico de solução analítica simples para este coletor seria de grande auxílio em projetos futuros, desde que suficientemente comprovado com os testes executados.

II.b. Avaliação teórica dos coletores de placas planas

II.b.1 - Introdução

A análise teórica do problema de convecção natural que ocorre em um aquecedor de ar do tipo mostrado na Fig. 6, visando prever as vazões de massa nos dois canais e o aumento da temperatura do ar é complicada. Os trabalhos de Aung, Fletcher e Sernas [7] e de Quintiere e Mueller [8] tratam de soluções numéricas para o problema de convecção natural no escoamento em desenvolvimento entre placas paralelas verticais, fixadas ou as temperaturas das placas ou os fluxos de calor. No problema do aquecedor solar, além do ângulo de inclinação introduzir no sistema a equação do movimento na direção perpendicular às placas, os fluxos de calor e as temperaturas não são dados do problema mas são determinados a partir da radiação incidente, propriedades radiativas das superfícies, temperatura ambiente, vazão e

perfis de velocidade e temperatura do fluído. Uma formulação simplificada pode ser encontrada em [9] para um caso particular.

Os resultados obtidos experimentalmente para várias geometrias permitem esclarecer qualitativamente alguns pontos. É possível, com certas hipóteses, verificar qual a extensão do canal onde o escoamento já é desenvolvido e se os regimes são turbulentos ou laminares.

Nos casos considerados, qualquer tentativa de resolver diretamente o sistema envolvendo as equações do movimento, da energia, uma equação de estado e a conservação de massa na forma integral é frustrada basicamente por causa do desconhecimento dos regimes de escoamento e portanto, das tensões de cisalhamento nas paredes.

Como exemplo, seleccionaram-se inicialmente dez geometrias (canais variando de 3 a 12 cm de largura) para as quais alguns resultados medidos estão relacionados na tabela 1.

Considerando o desenvolvimento da camada limite de convecção natural numa placa vertical a T_p , assumindo o ar a T_e (condição de entrada), a espessura e da camada limite seria [10] numa distância x do início da placa,

$$e(x) \cong 4,23 \cdot \frac{\mu \cdot \lambda \cdot x}{j \cdot \beta \cdot \rho_0^2 \cdot g_0 \cdot (T_p - T_e)}$$

Nos casos considerados, tem-se $(T_p - T_e) \cong 45^\circ\text{C}$; tomando $x = 2\text{m}$ (comprimento da placa absorvedora) ter-se-á

$$e(L) \cong 20 \text{ cm}$$

Mesmo que não existissem o vidro e o isolante, dever-se-ia esperar uma espessura maior no lado superior da placa e menor no lado inferior: o valor 20 cm dá apenas um limite, indicando que mesmo se o escoamento fosse totalmente laminar em todos os casos as duas camadas se uniriam antes do final do coletor.

Na última coluna estão os produtos $(N_{Gr})_L \times (N_{Pr})_f$ calculados para escoamento em uma placa vertical apenas. O valor limite para a transição de escoamento laminar para escoamento turbulento é $(N_{Gr})_L \times (N_{Pr})_f \approx 10^9$. Vê-se que em todos os casos considerados o escoamento seria turbulento.

Medidas realizadas na seção de saída, depois de misturados os fluxos dos dois canais, indicam um perfil de velocidades achatado; das observações acima conclui-se que o escoamento é turbulento pelo menos nas últimas seções do canal.

No caso do escoamento laminar ao lado de uma placa vertical, a vazão de massa pode ser dada aproximadamente por [10]

$$G_1(x) = \frac{\rho_o^2 \cdot e(x) \cdot g_o \cdot \beta \cdot (T_p - T_e)}{40 \cdot \mu}$$

Supondo que $e(x)$ aumenta até atingir a metade da largura do canal e que daí em diante a vazão não aumenta mais, sendo igual a $4G_1$, ter-se-ia para os casos já considerados os valores indicados na tabela 2. Nos cálculos de \underline{G} foi feita uma correção devida ao ângulo de inclinação; é evidente que somente para os canais mais estreitos as aproximações teriam sentido (escoamento laminar até as camadas limite se unirem).

Apesar das dificuldades na utilização da equação da conservação do momentum, a conservação da energia pode ser empregada com certa facilidade e os resultados, embora parciais, são úteis para projetos. São feitas a seguir, algumas considerações sobre o balanço de energia e nos resultados indica-se a utilização destas considerações na previsão do desempenho dos coletores.

II.b.2 - A equação da energia

O balanço instantâneo de energia no coletor é a relação entre a potência solar incidente, a refletida, as perdas para o ambiente por convecção e por re-emissão e a potência transferida ao fluxo de ar, denominada "potência útil" :

$$Q_u = [\dot{m} \cdot j (T_f - T_e)]_a$$

Considerando-se as hipóteses:

1º) Condições de regime permanente no instante analisado, isto é, taxa de energia solar incidente, descarga de massa de ar no coletor, temperatura e velocidade do vento ambientes, temperatura em cada ponto da estrutura do coletor, etc, - constantes;

2º) Fluxos unidimensionais de calor na cobertura e nas camadas isolantes - inferior e lateral;

39) Efeitos desprezíveis de sujeira e de poeira nas propriedades óticas da cobertura e da placa absorvedora do coletor,

então a potência útil pode ser relacionada com as demais da seguinte forma:

$$Q_u = Q_I - Q_{L_c, L_i, L_e}$$

onde é conveniente diferenciar

$$Q_{L_c} = Q_{r_{v,p}} + Q_{b_w} + Q_{R_c}$$

$$Q_{L_i} = Q_{b_i}$$

$$Q_{L_e} = Q_{b_e}$$

A diferença

$$Q_I - Q_{r_{v,p}} = (\tau_v \cdot \alpha_p)_s^* \cdot A_p \cdot E$$

onde

$$(\tau_v \cdot \alpha_p)_s^* = \left[\frac{\tau_v \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \cdot \rho_d} \right]_s$$

indica [12] a fração líquida da radiação solar incidente sobre a cobertura do coletor que é absorvida pela placa após reflexão na face externa da cobertura e múltiplas reflexões entre a placa e a face interna da cobertura.

Para determinar a perda de potência por convecção

através da cobertura,

$$Q_b = A_c \cdot R \cdot (\bar{T}_v - T_o)$$

podem ser encontradas [11], [12], [4] algumas expressões para o coeficiente de película R, entre a cobertura e o meio ambiente, cujo cálculo fornece pequenas variações entre os valores obtidos. Como exemplo, a primeira referência apresenta

$$R = 5,7 + 3,8 V_w$$

que foi a expressão utilizada.

Como é feito um balanço instantâneo para o coletor inteiro e não apenas para uma seção particular, foi utilizada a seguinte aproximação para a temperatura média da cobertura:

$$\bar{T}_v = \frac{T_f + T_e}{2}$$

que é razoável, por verificação experimental, para o caso considerado.

A troca de calor por radiação entre a cobertura do coletor e o espaço pode ser calculada a partir de

$$Q_{R_c} = A_c \cdot \epsilon_v \cdot \sigma \cdot (\bar{T}_v^4 - T_n^4)$$

onde [4]

$$T_n = T_o \cdot k$$

$$k = [0,55 + 3,85 \times 10^{-3} \cdot (P_g)^{1/2}]^{1/4}$$

Esta parcela de troca de calor, avaliada numericamente, é despre

zível face às demais e não foi considerada nos cálculos.

Na estimativa da perda de potência através da camada isolante inferior,

$$Q_{L_i} = A_i \cdot \frac{\bar{T}_i - T_o}{\frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

foi feita a aproximação entre a temperatura média da face interior do isolante, \bar{T}_i , e a temperatura média do fluido:

$$\bar{T}_i = \frac{T_f + T_e}{2}$$

e para o coeficiente de película h_i , entre a face externa do isolamento e o meio ambiente, foi utilizado um valor recomendado [12] de (11 - 22) W/m².°C; este valor não é crítico. O material isolante utilizado foi isopor (k = 0,04 W/m.°C) de espessura 0,05m.

Para a troca de calor lateral foram admitidas as mesmas diferenças de temperaturas e resistência térmica ao fluxo de calor da última expressão, distinguindo-se dela apenas na área, lateral neste caso, pois o tamanho dos coletores utilizados é relativamente pequeno e a fração desta área não é desprezível em relação à área inferior do isolante:

$$Q_{L_e} = A_e \cdot \frac{\bar{T}_i - T_o}{\frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

A temperatura de entrada T_e foi tomada como sendo a temperatura ambiente : $T_e \cong T_0$ na utilização da equação do balanço de energia.

II.c. Resultados dos testes dos coletores

Os resultados obtidos em todos os testes estão tabelados no AP.2. A seguir, estão alguns comentários sobre os resultados com cada tipo de coletor, com ênfase no de placa plana.

a) Coletor de placa plana

Os resultados obtidos para vários espaçamentos com os testes realizados numa faixa estreita de insolação (770 a 840 W/m^2) são apresentados na Fig. 23. A eficiência térmica é pouco influenciada pelos espaçamentos superiores a 5 cm, caindo sensivelmente para espaçamentos menores.

Nas curvas de vazão e de variação da temperatura do ar o efeito do espaçamento é evidente. A vazão de ar é relativamente pequena para os espaçamentos menores, aumentando e atingindo um máximo em torno de 9 cm (65 g/s); espaçamentos maiores ocasionam variações menores. Os valores de velocidade média do ar são sempre decrescentes com o aumento do espaçamento. A variação da temperatura do ar no coletor diminui com o aumento do espaçamento, parecendo tender também a um valor mínimo (ou limite) para espaçamentos em torno de 9 cm. As variações de temperatura estiveram, neste caso, entre 16°C e 30°C. O conjunto de resultados indica que

a variação de temperatura do ar aumenta com a potência solar incidente (com o mesmo espaçamento) ou com a diminuição do espaçamento. A vazão de ar é mais sensível ao aumento do espaçamento do que ao aumento da insolação, dentro dos limites experimentais.

A previsão teórica dos valores de vazão e temperatura do ar seria feita, em princípio, utilizando-se as equações da energia, de estado e continuidade, juntamente com a segunda lei de Newton, que assumiria a forma:

$$\Delta p = - \int_0^z \rho_i g_0 \cdot dy - \int_0^u 4f \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_i \cdot \frac{dy}{D} - c \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \rho_m$$

onde Δp é a variação de pressão entre as seções de entrada e saída do coletor e os termos à direita representam a variação de pressão da coluna de ar aquecido no interior do coletor, a perda de pressão devida ao atrito entre as paredes do coletor e o ar escoando no seu interior e o último termo, as perdas associadas aos efeitos combinados de entrada (abrupta) do ar, de aceleração da porção central do fluido durante o desenvolvimento dos perfis de velocidade do escoamento de ar no coletor, e de saída do ar. As dificuldades na determinação do fator de atrito f e do fator c relativo às perdas que não são devidas ao atrito f que não permitem a resolução numérica desta equação.

Qualitativamente, os efeitos verificados experimentalmente podem ser previstos a partir de algumas observações: menores espaçamentos correspondem a menores massas de ar, resultando em maiores temperaturas e maiores forças de empuxo por unidade de volu

me. São obtidas neste caso maiores velocidades. Menores espaçamentos correspondem a canais hidrodinamicamente mais longos, com perfis mais próximos do desenvolvimento. Temperaturas altas correspondem a menores eficiências dos coletores e no caso atual, como implicam em maiores velocidades, a maiores perdas por atrito. Em um outro extremo, grandes espaçamentos correspondem a grandes massas de ar com baixo aquecimento (também porque a área de troca de calor fica relativamente menor e mais afastada de grande parte do fluido); baixas velocidades são obtidas mas a seção, maior, proporciona maiores vazões.

Os resultados obtidos podem ser colocados numa forma adimensional que permite conclusões interessantes. Por definição,

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_I}$$

Substituindo, através da equação da energia, os valores para essas duas potências, obtém-se

$$\eta = (\tau_V \cdot \alpha_p)_s^* \cdot \left\{ \left[\left(\frac{A_C}{A_P} \right) \cdot R + \frac{A_i + A_e}{A_P} \cdot \frac{h_i k_i}{\delta_i h_i + k_i} \right] \cdot \frac{T_b - T_c}{E_o} \right\} \cdot \left\{ \frac{\left[\frac{T_f + T_e}{2} - T_o \right]}{T_b - T_c} \cdot \frac{E}{E_o} \right\} \quad (9)$$

Esta equação é aproximada; indica essencialmente que a eficiência varia linearmente com a temperatura média do fluido para a mesma energia incidente, em coletores planos. Embora no presente caso haja variações no termo de perdas, de um espaçamento para outro, todos os valores foram plotados na Fig. 24. Como acontece no caso

de coletores de convecção forçada, os pontos correspondentes a coletores de maior vazão ficam à esquerda; no entanto, a faixa de variação é apenas de 0,15 a 0,21 no eixo das abcissas. Com estes resultados a equação da energia pode ser utilizada para prever temperaturas de saída e eficiências dos coletores quando a vazão de massa for modificada, por exemplo, pela adição de uma câmara de secagem com chaminé.

b) Coletor de plástico

O desempenho deste coletor durante os testes foi pouco uniforme com a insolação, quando comparado ao coletor de placa plana, que possui absorvedor metálico e cobertura de vidro. Isto pode ser associado em parte à influência quase constante do efeito de transiente térmico neste coletor, devido à pequena capacidade térmica do absorvedor e da cobertura. Além disso, as propriedades óticas dos plásticos de cobertura e do absorvedor são responsáveis pela pequena eficiência, principalmente a alta transmissibilidade do polietileno da cobertura na faixa do infravermelho e a absortividade relativamente baixa do plástico coletor para a radiação solar. O teste com a geometria 6-10 (Fig. 25) efetuado em paralelo com o coletor de placa plana, apresenta uma grande queda na eficiência, para pequenas insolações.

c) Coletores de malha porosa e de placa corrugada

Estes dois coletores foram construídos com geometria fixa, distinta para cada um. O coletor de malha porosa, com o colchão de cavacos relativamente espesso (10 cm), apresenta uma inércia térmica relativamente grande. Na Fig. 26 são comparados os desempenhos desses coletores; com a potência incidente variando de 250 a 800 W/m², não há uma grande variação na eficiência, mantendo-se entre 0,50 e 0,75 nos dois tipos.

III - ESTUDO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE SECAGEM

III.a. Descrição da câmara de secagem e da instrumentação utilizada.

A aplicação pretendida neste trabalho foi a secagem de bananas utilizando somente energia solar para o fluxo e aquecimento do ar, realizada por meio do acoplamento de uma câmara de secagem a um coletor.

O ar, após ser aquecido no coletor, passa (Fig.6) através de várias bandejas dispostas normalmente à direção do escoamento e carregadas com o produto úmido. O coletor utilizado nos testes de secagem foi o de placa absorvedora plana metálica. A câmara de secagem foi acoplada a esse coletor através de um canal isolado termicamente.

A câmara propriamente dita foi construída de madeira, impermeabilizada por várias camadas de verniz, com acessos inferior e superior para o fluxo de ar e com uma porta numa de suas paredes laterais, para acesso e remoção do produto. No interior da câmara foram ainda fixadas as cantoneiras necessárias para a sustentação das bandejas ou gavetas introduzidas durante a secagem. As bandejas utilizadas foram feitas com cantoneiras de alumínio e telas de nylon ou de arame de aço galvanizado — materiais escolhidos propositadamente para que não absorvessem umidade e nem contaminassem o produto.

Nos testes de secagem a câmara era acoplada ao co

letor já no local de teste, e procedia-se à tomada de dados durante a secagem. Essa tomada de dados incluía a medida horária do peso das bandejas, a medida da velocidade e da temperatura do ar na entrada da câmara de secagem e a medida da umidade inicial do ar através das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido ambientes. Foram medidas também a temperatura do ar ao longo da câmara, alguns valores da temperatura e da geometria do produto e dados do coletor, como as temperaturas de entrada do ar e da placa absorvedora e a potência solar incidente no plano da cobertura do coletor. A instrumentação utilizada para medir a temperatura e velocidade do ar e a potência solar incidente, foi a mesma utilizada com os coletores; para pesar as bandejas com o produto, foi utilizada uma balança mecânica com leitura até 0,1 grama.

Foram realizados quatro testes de secagem incluindo bananas inteiras, em metades cortadas longitudinalmente e em rodelas, com quantidades, por teste, de 3 a 6 dúzias de bananas. A influência da geometria das bananas é de importância fundamental, sendo que as duas últimas geometrias citadas acima apresentaram (Fig. 13, 18) uma rapidez de secagem sensivelmente maior do que a primeira. Há, entretanto, uma desvantagem associada a essa rapidez de secagem, no fato de que além de as bananas serem descascadas, elas necessitam ser cortadas em fatias longitudinais ou em rodelas e em seguida dispostas nas bandejas de uma forma mais trabalhosa do que no caso de bananas inteiras, e necessitando de um número maior de bandejas. No caso de produção em grande escala, o processo deverá ser estudado cuidadosamente para a determi-

nação da geometria mais conveniente. Para auxiliar o fluxo de ar, proveniente do coletor, que agora atravessa uma impedância adicional devido à câmara de secagem, telas e produto, foi instalada na saída da câmara uma chaminé de um metro de altura, com paredes de isopor.

III.b. Simulação da secagem

A simulação da secagem de bananas com auxílio de um computador digital foi uma extensão de um programa feito originalmente para secagem de milho, sob condições constantes do ar de entrada na câmara de secagem.

Na simulação da secagem de milho foram utilizadas duas equações empíricas [13] : a primeira, para a razão de umidade,

$$\frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \exp [- c \cdot (p_{v,s} - p_v)^d \cdot t^f] ,$$

onde as constantes c, d e f são determinadas a partir de dados experimentais; a segunda, para o teor de umidade de equilíbrio do milho,

$$M_e = 0,01 \cdot (a_1 \cdot \psi + a_2 \cdot \psi^2 + a_3 \cdot \psi^3) \cdot \exp[(a_4 \cdot \psi + a_5 \cdot \psi^2 + a_6 \cdot \psi^3 + a_7 \cdot \psi^4) \cdot (T + 273)]$$

onde, aqui também, as constantes a_1, \dots, a_7 são determinadas com dados experimentais.

Para a simulação da secagem da banana, foram realizados na Faculdade de Tecnologia de Alimentos - UNICAMP e no

ITAL (Instituto de Tecnologia de Alimentos - Campinas) testes de secagem de bananas inteiras em quatro temperaturas do ar, distintas, próximas daquelas que seriam obtidas na saída dos coletores quando a secagem fosse efetuada com uma câmara de secagem acoplada à sua saída. Estes testes possibilitaram a obtenção de curvas experimentais (AP.3) de variação da razão de umidade da banana com o tempo, em função da temperatura e do teor de umidade média do ar de secagem. Verificou-se que a influência da geometria (diâmetro) das bananas é fundamental e por isso, utilizou-se uma variação da equação original da razão de umidade, da seguinte maneira:

$$\frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \exp [- c \cdot (p_{v,s} - p_v)^d \cdot t^f \cdot \phi^g]$$

A partir dos resultados experimentais foram determinados (AP.3) os valores, para a banana, das constantes c, d, f e g, por regressão linear. A simulação consiste na formulação e posterior resolução matemática do problema da determinação da transferência de calor e de massa entre o produto a ser seco e o ar, na câmara de secagem de tipo estacionário com bandejas.

As bananas são arrumadas nas bandejas de maneira que fiquem com seus eixos longitudinais perpendiculares ao escoamento de ar, que flui através das várias bandejas, uma após a outra, como esquematizado na Fig. 7. Para a formulação, consideraram-se inicialmente as seguintes hipóteses:

1) A temperatura e o teor de umidade são uniformes no interior do produto;

2) As trocas de calor e de massa pelas áreas das du as extremidades do produto são desprezíveis, face às trocas laterais ; desta forma, os fluxos de calor e de massa são supostos essencialmente radiais;

3) As paredes da câmara de secagem são totalmente isoladas para as trocas de calor e de massa ; assim, supõe-se que as propriedades do ar não se alteram no espaço vazio entre duas bandejas;

4) A temperatura, velocidade e umidade do ar são uniformes em qualquer plano perpendicular à direção do seu fluxo.

Como conclusão da primeira e terceira hipóteses, temos que num intervalo curto de tempo a análise pode ser considerada como se estivessem ocorrendo processos em regime permanente para o ar e em regime uniforme e fluxo uniforme para o produto.

Considerando-se apenas em cada bandeja isoladamente (pois no espaço vazio entre elas as propriedades do ar não se alterarão) um elemento de espessura infinitesimal dx na direção do fluxo de ar, em toda a sua extensão transversal (de área S), pode-se fazer um balanço de energia e outro de massa para o ar e para o produto separadamente, supondo-se um volume de controle para cada um, como esquematizado nas Fig. 8, 9 e 10.

De acordo com os esquemas das Fig. 8 e 9:

a-1) balanço de energia para o ar úmido

$$Q_{vc} + \dot{m}_i \cdot h_i + \dot{n}_i \cdot h_{v0} = \dot{m}_e \cdot h_e$$

$$-H.a.S.(T_i - \theta).dx + G.S. [(h_{ai} + \omega_i \cdot h_{vi}) + (\omega_e - \omega_i)h_{v0}] =$$

$$= G.S. [h_{ae} + \omega_e \cdot h_{ve}]$$

Desta equação, obtem-se imediatamente

$$\frac{\partial T}{\partial x} = [-H.A.(T_i - \theta) - G. \frac{\partial \omega}{\partial x} \cdot c_v \cdot (T_e - \theta)] / [G.(j + \omega_i \cdot c_v)] \quad (1)$$

a-2) balanço de massa para o ar úmido

$$\int_A \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\dot{m}_e - (\dot{m}_i + \dot{n}_i) = 0 \quad ,$$

onde

$$\dot{m}_e - \dot{m}_i = G.S. \frac{\partial \omega}{\partial x} \cdot dx$$

$$\dot{n}_i = \frac{-\partial M}{\partial t} \cdot \rho \cdot S.(1 - b). dx$$

Efetuada a soma,

$$\frac{\partial \omega}{\partial x} = - \frac{\rho \cdot (1-b)}{G} \cdot \frac{\partial M}{\partial t} \quad (2)$$

De acordo com os esquemas das Fig. 8 e 10:

b-1) balanço de energia para o produto:

$$Q_{vc} + \dot{n}_1 \cdot h_1 = \dot{n}_2 \cdot h_2 + \dot{n}_3 \cdot h_{v3} + \frac{d}{dt} (n \cdot u) ,$$

onde

$$Q_{vc} = H.A.S. (T - \theta) \cdot dx$$

Utilizando-se o princípio da conservação da massa conjuntamente com as hipóteses iniciais:

$$\dot{n}_1 = \dot{n}_2 + \dot{n}_3$$

$$h_1 = h_2 = h_{\ell(\theta)}$$

$$h_{v3} = h_{v(\theta)}$$

Considerando-se o processo e o produto utilizados na secagem, neste caso, na avaliação do termo da taxa de variação da energia interna despreza-se a parcela devida à variação da massa do produto em relação à influência da variação da temperatura, que ocorre durante todo o processo de secagem, como consequência da variação da energia solar incidente sobre o coletor:

$$\frac{d}{dt} (n \cdot u) \cong n \cdot \frac{d}{dt} (u) = \rho \cdot S \cdot (1-b) \cdot (c_s + M \cdot c_\ell) \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} \cdot dx$$

Obtem-se então:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{H.A. (T - \theta) - G \cdot h_{\ell v(\theta)} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x}}{\rho \cdot (1-b) \cdot (c_s + M \cdot c_\ell)} \quad (3)$$

b-2) balanço de massa para o produto

$$\frac{dn_{vc}}{dt} = \sum \dot{n}_i - \sum \dot{n}_e$$

Para o volume de controle envolvendo o produto, a diferença líquida corresponde à quantidade de massa de água evaporada na sua superfície:

$$\frac{dn_{vc}}{dt} = \left(\frac{\partial M}{\partial t} \right)_{vc} \cdot \rho \cdot S \cdot (1-b) \cdot dx$$

Para a variação do teor de umidade do produto, devido ao desconhecimento dos detalhes do processo de migração de água no interior do material, utilizou-se a expressão empírica mencionada anteriormente:

$$M = M_e + (M_o - M_e) \cdot \exp(-c \cdot (p_{v,s} - p_v)^d \cdot t^f \cdot \phi^g) \quad (4)$$

O sistema de quatro equações (1, 2, 3 e 4) pode ser resolvido para as quatro incógnitas T , ω , θ e M . A solução simultânea das equações do sistema para os valores das quatro incógnitas ao longo de toda a câmara de secagem é complicada pelo fato de que devem ser obtidos resultados em uma faixa extensa de intervalos de tempo e vários coeficientes das equações variam durante esse intervalo. Adotou-se o método numérico de solução, através da técnica de diferenças finitas. O sistema de equações diferenciais acima foi então discretizado no espaço e no tempo.

Considerando-se agora um elemento de espessura Δx no espaço, os volumes de controle e variáveis associadas a ele podem

ser verificados na Fig. 11.

Após a discretização, as equações do sistema assumem a seguinte forma em diferenças finitas:

$$T_{x+\Delta x, t+\Delta t} = \frac{T_{x, t+\Delta t} \cdot \left\{ \frac{G \cdot (c_a + w_{x, t+\Delta t} \cdot c_v)}{\Delta x} - H \cdot a \right\} + \theta_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} \left\{ H \cdot a + G \cdot c_v \cdot \frac{w_{x+\Delta x, t+\Delta t} - w_{x, t+\Delta t}}{\Delta x} \right\}}{\left\{ \frac{G \cdot (c_a + w_{x, t+\Delta t} \cdot c_v)}{\Delta x} + G \cdot c_v \cdot \frac{w_{x+\Delta x, t+\Delta t} - w_{x, t+\Delta t}}{\Delta x} \right\}} \quad (5)$$

$$w_{x+\Delta x, t+\Delta t} - w_{x, t+\Delta t} = \frac{\rho \cdot (1-b)}{G} \cdot \frac{M_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} - M_{x+1/2\Delta x, t}}{\Delta t} \cdot \Delta x \quad (6)$$

$$\theta_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} = \frac{\theta_{x+1/2\Delta x, t} \cdot \frac{\rho \cdot (1-b) \cdot (c_s + M_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} \cdot c_l)}{\Delta t} + H \cdot a \cdot T_{x, t+\Delta t} - G \cdot \frac{w_{x+\Delta x, t+\Delta t} - w_{x, t+\Delta t}}{\Delta x} \cdot k_1}{\frac{\rho \cdot (1-b) \cdot (c_s + M_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} \cdot c_l)}{\Delta t} + H \cdot a + G \cdot \frac{w_{x+\Delta x, t+\Delta t} - w_{x, t+\Delta t}}{\Delta x} \cdot k_2} \quad (7)$$

$$M_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t} = M_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t}^{(0)} + (M_0 - M_{e_{x+1/2\Delta x, t+\Delta t}}) \cdot \exp(-c \cdot (p_{v,s} - p_v)_{x, t+\Delta t}^d \cdot (t+\Delta t)^f \cdot s_{t+\Delta t}^g) \quad (8)$$

A resolução deste sistema consiste na determinação, em um certo instante, dos valores das incógnitas ao longo da câmara de secagem desde a seção de entrada de ar até a seção de saída da câmara, conhecidos os valores no instante anterior. O espaço é dividido em incrementos iguais a Δx . Após haver sido percorrido o espaço da câmara, é dado um novo incremento finito no tempo, igual a Δt , e o processo é repetido para um próximo instante.

As condições iniciais para a simulação são as seguintes: supõe-se que o ar aquecido, após deixar o coletor, entre na câmara

de secagem carregada com as bandejas com o produto à temperatura ambiente. Dessa forma, a temperatura e a umidade absoluta do ar são especificadas na seção de entrada da câmara de secagem, sendo iguais à temperatura em que o ar está aquecido na saída do coletor e a umidade absoluta do ar ambiente, respectivamente; para o produto, a temperatura e o teor de umidade iniciais são a temperatura ambiente e o teor de umidade natural do produto considerado (valor característico do produto, tabelado ou determinado experimentalmente).

Para determinar a troca de calor por convecção entre o fluxo de ar e as bananas (inteiras) foi considerada uma analogia com a troca de calor de um fluxo de ar através de um banco de tubos em quinconcio [14]. Por esse motivo, e também pela hipótese da concentração da temperatura e teor de umidade do produto, o valor de Δx foi tomado como sendo igual ao valor do diâmetro das bananas. Esse diâmetro, no caso específico das bananas, é variável devido à ocorrência de contração do produto durante a secagem; foi utilizada uma expressão empírica obtida a partir das observações dos testes experimentais de secagem.

O Ap. 4 apresenta o esquema de resolução do sistema de equações.

III.c. Resultados experimentais e teóricos da secagem

Os resultados de três testes de secagem, com dois dias de duração cada um, estão apresentados na forma de gráficos.

As Fig. 12 e 13 correspondem aos resultados experimentais da razão de umidade, $(M - M_e)/(M_0 - M_e)$, de um teste em que as bananas foram cortadas em rodélas, com 1 cm de espessura, e dispostas em quatro bandejas. As condições de temperatura e de descarga do ar na entrada da câmara de secagem estão indicadas na Fig. 14.

As Fig. 15 e 16 indicam os resultados do segundo teste de dois dias, utilizando agora bananas inteiras dispostas em três bandejas e com os resultados da simulação indicados juntamente com os resultados experimentais. As condições de entrada do ar na câmara de secagem durante este teste, estão na Fig. 17. O segundo dia deste teste foi quase totalmente nublado e isso fez com que a temperatura do ar na entrada da câmara caísse abaixo de 30°C, sob condições de secagem então, para as quais os coeficientes obtidos dos testes experimentais citados no Ap. 3 têm validade apenas aproximada — isto pode explicar o desvio entre os valores experimentais e os simulados na Fig. 16.

No terceiro teste (Fig. 18 e 19) foram utilizadas três bandejas com bananas inteiras e uma quarta bandeja, acima das outras três (desta forma esta bandeja não interferiu na secagem das demais), com bananas cortadas ao meio longitudinalmente. Para as três bandejas com bananas inteiras estão apresentados

os resultados experimentais e simulados e para a quarta bandeja , apenas os resultados experimentais; a influência da geometria é bastante clara, mesmo com a última bandeja sob as piores condições (ar mais úmido e menos aquecido do que nas outras). As condições de entrada do ar na câmara durante este teste estão na Fig. 20.

No caso das bananas, o valor da razão de umidade para que elas possam ser consideradas secas é de pelo menos 0,09; nos testes com dois dias de duração as bananas cortadas em rodelas atingiram o valor especificado da razão de umidade, as bananas cortadas em metades longitudinais quase chegaram a esse valor e talvez possam atingi-lo através de uma otimização da utilização da câmara de secagem, e finalmente, as bananas inteiras dificilmente poderão atingir esse nível em dois dias de secagem, utilizando o mesmo tamanho de coletores.

IV - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

Foram estudados experimentalmente coletores planos para aquecimento de ar com várias geometrias e materiais; os resultados obtidos são as vazões e temperaturas em cada caso.

O método utilizado para o teste dos coletores, tomando em sequência valores de velocidade e temperatura do ar em dez pontos da seção de saída e um valor da insolação no plano do coletor, necessita que se tenha, durante todo o teste, condições de regime permanente para o ar escoando no interior do coletor, para a estrutura do coletor e para as condições atmosféricas. No início de cada teste, esta hipótese foi admitida como razoável. Além disso, medir a velocidade com termoanemômetro localizado manualmente em diversos pontos da seção de saída do coletor, associando a cada um deles uma área para determinar a vazão de ar do coletor, constitui uma aproximação, mesmo com os perfis de velocidade praticamente chatos, como foram observados. Entretanto, para suplantiar essas dificuldades seriam necessários outros equipamentos de medida, não disponíveis.

Baseando-se nos resultados já obtidos, uma possibilidade de trabalho que se apresenta agora é a simulação do aquecimento solar do coletor através de energia elétrica, efetuando-se os testes sob condições de laboratório, evitando-se variações das condições atmosféricas.

A aplicação dos resultados obtidos com os coletores

na experimentação e avaliação da secagem de diversos frutos é a etapa que se apresenta como campo de trabalho. Sugerem-se os seguintes estudos nesta aplicação:

- a) Determinação de curvas de secagem de frutos em uma camada, sob condições controladas, e das umidades de equilíbrio para frutos nacionais onde a secagem for de interesse;
- b) Estudo da possibilidade de utilização do vento para aumentar a vazão de massa no sistema;
- c) Utilização de parte da energia solar incidente na câmara de secagem, com paredes semi-transparentes;
- d) Utilização de sistemas de maior capacidade.

APÊNDICE 1

- Calibração da sonda de radiação

Para a calibração da sonda de radiação utilizada, esta foi colocada junto ao radiômetro Eppley citado, numa mesma orientação relativa ao sol. Foram efetuadas leituras paralelas durante dois dias, sendo então obtidos os valores indicados na Fig. 21.

Os pontos do gráfico indicam, na faixa medida, desde 15 μV até 190 μV , uma relação linear entre a potência solar incidente por unidade de área, lida através do radiômetro Eppley, e a tensão indicada pela sonda a calibrar:

$$P = a + b.v$$

Através de regressão linear dos dados experimentais foram obtidos os valores de $a = 119,255 \text{ W/m}^2$ e de $b = 3,166 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2 \cdot \text{V}$.

APÊNDICE 2

Tabela dos resultados obtidos com os testes dos coletores.

a) Coletor de Placa Plana

Geometria	$I \left(\frac{W}{m^2} \right)$	$G \left(\frac{Q}{s} \right)$	$T_o (^{\circ}C)$	$T_e (^{\circ}C)$	$T_f (^{\circ}C)$	n	OBS.	ADIM.
3-3	828,4	26,3	29,8	31,1	59,8	0,483		0,256
3-3	860,1	26,5	28,2	30,6	60,4	0,488		0,272
4-4	761,9	34,5	-	33,6	53,8	0,485	M	0,190
4-4	774,6	36,7	-	31,7	52,1	0,510	M	0,190
4-4	780,9	34,8	-	26,7	53,1	0,623		0,241
4-4	806,3	34,4	28,2	28,2	50,8	0,596		0,190
5-5	603,7	41,8	30,4	31,1	51,5	0,746	R	0,244
5-5	733,5	43,2	-	26,7	47,2	0,640		0,202
5-5	733,5	42,2	-	27,2	49,0	0,667		0,205
5-5	777,8	46,8	-	33,3	54,9	0,683	M	0,193
5-5	806,3	42,5	-	32,3	56,4	0,655	M	0,211
5-5	806,3	43,1	-	34,4	58,3	0,672	M	0,207
6-6	543,5	50,7	-	27,5	40,3	0,651		0,172
6-6	568,8	55,2	33,0	33,2	48,1	0,758	R-V	0,182
6-6	581,5	55,4	33,7	34,1	46,5	0,632	R-V	0,154
6-6	584,7	51,7	31,6	32,5	44,4	0,557	R-V	0,159
6-6	587,8	50,3	-	26,9	41,8	0,674		0,192
6-6	600,5	54,2	33,7	33,9	48,9	0,717	R-V	0,173
6-6	606,8	54,2	33,2	33,4	44,8	0,539	R-V	0,132
6-6	765,1	46,9	30,5	-	47,3	0,518	V	0,153
6-6	768,3	44,6	29,6	-	45,7	0,479	V	0,149
6-6	806,3	51,1	-	33,6	52,3	0,625	M-V	0,167
6-6	806,3	49,1	-	33,6	55,5	0,604	M	0,194

Geometria	$I\left(\frac{V}{Z}\right)$ m	$G\left(\frac{Q}{S}\right)$	$T_o(^{\circ}C)$	$T_e(^{\circ}C)$	$T_f(^{\circ}C)$	n	OBS.	ADM.
7-7	385,2	55,9	-	26,9	35,9	0,698		0,190
7-7	432,7	56,1	-	28,2	38,1	0,678		0,161
7-7	587,8	52,1	28,3	29,2	40,4	0,522	V	0,150
7-7	768,3	58,6	29,4	30,4	46,1	0,634	V	0,156
7-7	803,1	55,3	-	33,9	52,5	0,678	H	0,172
7-7	800,3	52,1	-	33,6	50,4	0,571	H-V	0,151
8-8	470,7	50,9	27,8	28,1	37,3	0,523	V	0,141
8-8	594,2	52,8	-	32,8	46,1	0,625	H	0,170
8-8	771,5	62,2	-	34,4	51,2	0,714	M-R	0,154
8-8	787,3	58,8	26,4	28,4	45,7	0,680		0,183
8-8	800,0	61,2	-	34,7	50,1	0,622	H	0,142
8-8	800,0	59,9	27,5	27,9	45,7	0,704		0,157
9-9	464,3	44,3	-	32,0	41,3	0,465	M	0,150
9-9	492,8	55,7	31,6	31,7	44,5	0,746		0,178
9-9	518,2	46,2	-	32,2	41,8	0,454	M	0,131
9-9	771,5	66,3	30,3	32,2	47,6	0,695		0,168
9-9	780,9	64,8	28,4	31,8	48,8	0,745		0,206
10-10	461,2	47,0	-	31,1	40,4	0,502	H-R	0,145
10-10	562,5	62,9	-	33,5	45,2	0,691	R	0,153
10-10	575,2	62,6	-	31,6	41,6	0,575		0,132
10-10	594,2	64,8	-	31,8	42,7	0,622		0,135
10-10	600,5	63,7	-	31,8	43,3	0,638		0,147
10-10	622,7	64,4	-	31,6	42,3	0,591	R	0,129
10-10	679,6	67,2	27,8	31,7	45,2	0,696		0,212
10-10	708,1	66,5	-	31,9	45,2	0,657		0,139
10-10	758,8	66,0	25,0	25,0	36,7	0,537	I	0,104
10-10	758,8	66,0	25,6	25,8	37,7	0,549	I	0,110
11-11	780,9	64,7	25,8	26,1	44,1	0,789		0,161
11-11	825,3	64,9	26,0	26,0	43,4	0,726		0,143

Geometria	$I(\frac{H}{Z})$ m	$G(\frac{Q}{S})$	$T_o(^{\circ}C)$	$T_e(^{\circ}C)$	$T_f(^{\circ}C)$	n	OBS.	ADIM.
12-12	828,4	63,6	27,8	28,3	45,1	0,679		0,145
12-12	834,8	62,5	26,1	28,3	46,8	0,729		0,186
6-10	423,2	53,2	31,2	32,1	39,1	0,467		0,141
6-10	641,6	61,4	31,1	32,4	41,7	0,467	V	0,125
6-10	768,3	53,6	30,6	32,1	48,0	0,696		0,160
G9-R10-10	758,8	43,4	30,8	32,2	48,8	0,599		0,173
G9-R20-20	717,6	39,1	29,2	33,3	50,6	0,497		0,240
G9-R30-30	568,8	23,8	32,4	32,8	50,5	0,389		0,220
G9-R30-30	708,1	25,9	32,1	33,8	50,7	0,325		0,194
G9-R40-40	597,3	11,7	32,5	33,4	54,1	0,214		0,255
G9-R40-40	711,3	13,1	31,4	34,1	54,8	0,201		0,248

b) Coletor de Plástico

Geometria	$I(\frac{H}{Z})$ m	$G(\frac{Q}{S})$	$T_o(^{\circ}C)$	$T_e(^{\circ}C)$	$T_f(^{\circ}C)$	n	OBS.	ADIM.
6	391,5	17,0	31,1	32,3	41,3	0,201		0,197
6	480,2	18,1	32,3	33,7	42,7	0,172		0,166
8	293,4	16,6	31,1	33,4	35,8	0,075		0,161
8	480,2	22,3	32,6	33,5	41,2	0,183		0,134
8	530,8	22,8	31,8	33,7	42,1	0,184		0,155
10	549,8	25,1	32,6	34,7	44,3	0,226		0,170
10	559,3	36,0	30,4	35,0	41,7	0,221	R	0,192
10	562,5	25,6	33,9	34,7	44,2	0,221		0,133
12	353,5	25,3	32,0	-	38,8	0,242		0,149
12	470,7	39,7	32,6	-	38,7	0,246		0,102
12	565,7	40,2	28,8	-	40,1	0,364		0,147

Geometria	$I\left(\frac{V}{Z}\right)$	$G\left(\frac{q}{S}\right)$	$T_o (^{\circ}C)$	$T_e (^{\circ}C)$	$T_f (^{\circ}C)$	n	OBS.	ADIM.
12	575,2	50,3	35,2	37,8	47,8	0,471	V-R	0,179
12	581,5	42,6	32,3	34,7	42,0	0,278	V-R	0,141
12	584,7	48,1	33,5	-	46,5	0,479	V-R	0,162
12	591,0	43,5	32,0	35,1	42,3	0,274	V-R	0,153
12	600,5	41,3	29,8	-	40,3	0,363		0,130
12	600,5	48,2	33,2	37,3	47,2	0,407	V-R	0,204
12	606,8	49,0	32,3	35,2	45,2	0,417	V-R	0,176
12	606,8	50,4	32,3	35,2	44,3	0,386	V-R	0,166
12	613,2	41,3	33,0	-	42,7	0,318		0,118
6-10	413,7	40,1	30,6	32,1	37,8	0,255		0,142
6-10	480,2	52,6	31,2	33,8	41,3	0,419		0,179
6-10	717,6	61,4	32,2	33,9	47,8	0,611		0,182
6-10	736,6	63,0	32,2	33,9	48,0	0,617		0,161

c) Coletor de placas corrugadas

Geometria	$I\left(\frac{V}{Z}\right)$	$G\left(\frac{q}{S}\right)$	$T_o (^{\circ}C)$	$T_e (^{\circ}C)$	$T_f (^{\circ}C)$	n	OBS.	ADIM.
	271,2	26,4	30,6	-	42,5	0,587		0,322
	271,2	27,9	30,6	-	42,2	0,593		0,314
	413,7	30,9	30,8	-	49,1	0,701	V	0,303
	413,7	38,8	30,8	-	46,4	0,745	V	0,271
	562,5	46,5	31,0	-	45,6	0,608		0,188
	562,5	50,1	31,0	-	45,9	0,663		0,191
	746,1	40,1	31,1	32,8	54,6	0,638		0,228
	746,1	42,4	29,7	-	50,1	0,592		0,194
	746,1	45,1	29,7	-	49,3	0,604		0,187
	774,6	33,4	27,4	-	48,1	0,455	I	0,190
	774,6	35,1	27,4	-	48,9	0,495	I	0,197
	787,3	40,0	29,8	30,5	53,2	0,620		0,207
	812,6	39,6	29,7	-	50,2	0,510	I	0,179
	812,6	39,8	29,7	-	49,2	0,485	I	0,171

d) Coletor de malha porosa

Geometria	$I \left(\frac{W}{m^2} \right)$	$G \left(\frac{g}{s} \right)$	$T_o (^{\circ}C)$	$T_e (^{\circ}C)$	$T_f (^{\circ}C)$	η	OBS.	ADIM.
	245,9	22,3	30,1	-	36,8	0,358	V	0,212
	245,9	26,4	30,1	-	38,9	0,578		0,270
	302,9	29,0	31,3	-	40,6	0,551		0,230
	302,9	32,8	31,3	-	39,9	0,574		0,214
	505,5	32,5	31,0	-	44,9	0,572		0,199
	505,5	38,4	31,0	-	46,8	0,776	V	0,225
	711,3	37,0	31,1	-	48,5	0,590		0,175
	730,2	36,5	29,7	-	50,1	0,667		0,198
	730,2	37,8	29,7	-	50,3	0,718	V	0,200
	784,1	30,3	27,9	-	48,0	0,501	I	0,182
	784,1	39,8	27,9	-	45,7	0,584	I	0,162
	793,6	45,6	28,9	-	48,6	0,824	V	0,176
	793,6	46,0	28,0	-	49,9	0,796	V	0,188

Coluna OBS.:

- I - Houve efeito de inércia térmica do coletor pelo fato de ter sido testado logo que foi colocado sob o sol.
- M - As temperaturas foram lidas independentemente da velocidade.
- R - Houve variação sensível da intensidade de radiação solar durante o teste.
- V - Houve variação sensível da velocidade do vento atmosférico durante o teste.

APÊNDICE 3

Resultados dos testes de secagem de bananas inteiras, realizados na FTA e no ITAL.

Foram realizados quatro testes de secagem de bananas inteiras, cada um sob condições de temperatura constante do ar aquecido, a saber, 30°C, 43°C, 60°C e 67°C. Em cada teste foram feitas medidas horárias do peso e da geometria e também dos teores de umidade inicial e final das amostras, além do valor da umidade relativa do ar ambiente.

Os resultados estão resumidos na Fig. 22, que apresenta uma variação mais rápida da razão de umidade do produto para uma temperatura do ar igual a 60°C do que a 67°C devido à influência da geometria das amostras utilizadas.

Dos dados experimentais indicados, foram obtidos por regressão linear, as constantes da equação empírica mencionada; para maior precisão foram calculados dois grupos de constantes: o primeiro para as temperaturas entre 30°C e 43°C e o segundo para as temperaturas do fluxo de ar entre 43°C e 67°C. Para o primeiro grupo a expressão adquiriu a forma

$$\frac{M-M_e}{M_0-M_e} = \exp [-3.10^{-4} \cdot (p_{v,s} - p_v)^{0.963} \cdot t^{0.693} \cdot \phi^{0.164}]$$

e para o segundo,

$$\frac{M-M_e}{M_0-M_e} = \exp [-0.512 \cdot (p_{v,s} - p_v)^{0.144} \cdot t^{0.474} \cdot \phi^{-1.94}]$$

Nestas duas fórmulas, as unidades das variáveis são as seguintes:

$$(p_{v,s} - p_v) \equiv \text{Kgf/m}^2$$

$$t \equiv \text{horas}$$

$$\phi \equiv \text{cm}$$

APÊNDICE 4

- Resolução do sistema de equações

A resolução do sistema de equações obedece à seguinte ordem:

1) Definidas as condições iniciais, é dado um incremento Δt no tempo e um incremento Δx no espaço;

2) Obtém-se, por meio da equação (3), $M_{x+\frac{1}{2}\Delta x, t+\Delta t}$;

3) Obtém-se, da equação (6), $\omega_{x+\Delta x, t+\Delta t}$;

4) Obtém-se, da equação (7), $\theta_{x+\frac{1}{2}\Delta x, t+\Delta t}$;

5) Obtém-se, da equação (5), $T_{x+\Delta x, t+\Delta t}$;

6) É dado um novo incremento Δx no espaço e os passos de 2 a 7 são repetidos até que se atinja a seção de saída da câmara de secagem;

7) Volta-se ao passo inicial.

Além dessa sequência principal, alguns coeficientes das equações do sistema são recalculados cada vez que se retorna ao passo inicial, como, por exemplo, os valores de \underline{a} , \underline{b} , \underline{H} , etc. Os valores do teor de umidade de equilíbrio e do teor de umidade inicial da banana, em base seca, foram considerados constantes e

iguais a 0,04 e 2,877 respectivamente, durante a simulação. Os resultados simulados para quatro dias de testes estão indicados nas Fig. 15, 16, 18 e 19.

NOHENC LATURA:

- a - razão entre a área exposta do produto (para troca de calor e de massa com o ar) e o volume total que ele ocupa no volume de controle considerado.
- b - razão entre o volume ocupado pelo ar e o volume total do volume de controle considerado.
- c_s, c_ℓ - calor específico da massa sólida seca do produto e da água na fase líquida, respectivamente.
- g_o - aceleração da gravidade
- h_a, h_v, h_ℓ - entalpia específica da massa de ar, de vapor d'água saturado e de água na fase líquida, respectivamente.
- j - calor específico do ar à pressão constante.
- \dot{m} - descarga de ar úmido no interior do coletor ou da câmara de secagem (kg/s).
- n - descarga de água através do interior do produto, ou na sua superfície (kg/s).
- $(p_{v,s} - p_v)$ - diferença entre as pressões parciais de vapor no ar úmido, saturado e não saturado, respectivamente, numa certa temperatura de bulbo seco.
- t - tempo.
- ω - umidade absoluta do ar.

- A_c, A_i, A_l, A_p - áreas de superfícies do coletor: da cobertura, do isolamento inferior, do isolamento lateral e da placa (exposta ao sol), respectivamente.
- E - fluxo de energia solar no plano da cobertura do coletor (W/m^2).
- G - descarga de ar seco por unidade de área transversal da câmara de secagem.
- H - coeficiente de troca de calor por convecção entre o ar e o produto, na câmara de secagem
- K_i - condutibilidade térmica do isolante utilizado nos coletores.
- M_e, M_o, M - teor de umidade de equilíbrio, inicial e num instante qualquer, respectivamente, do produto em base seca.
- P_g - pressão parcial do vapor na atmosfera (N/m^2).
- Q_I, Q_{L_c}, L_i, L_l - potência solar incidente sobre a cobertura do coletor e potência de perdas através da cobertura, do isolamento inferior e do isolamento lateral, respectivamente (W).
- S - área da seção transversal da câmara de secagem.

- T_e, T_f, T_o, T_n, T - temperaturas do ar: na seção de entrada do coletor, na seção de saída, ambiente local, atmosférica a grande altitude e na câmara de secagem, respectivamente.
- \bar{V}_w - velocidade média do vento atmosférico local (m/s).
- α_p - absorvidade da placa do coletor para a radiação térmica.
- β - coeficiente de expansividade volumétrica do ar ($1/^\circ\text{K}$).
- δ_i - espessura do isolante utilizado nos coletores.
- ϵ_v - emissividade do vidro para a radiação térmica.
- η - eficiência do coletor.
- θ - temperatura do produto na câmara de secagem.
- λ - condutibilidade térmica do ar.
- μ - viscosidade dinâmica do ar ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
- ρ, ρ_o - densidade da massa seca do produto em relação ao seu volume úmido e a do ar úmido na temperatura ambiente, respectivamente.
- ρ_d - refletividade do vidro para a radiação térmica difusa proveniente da placa absorvedora.

- τ_v - transmissibilidade do vidro para a radiação térmica.
- ψ - umidade relativa do ar.
- ϕ - diâmetro do produto (bananas).
- h_i - coeficiente de troca de calor por convecção entre a superfície externa do isolamento do coletor e o meio ambiente.
- u, z - distância e altura respectivamente entre a seção de entrada e a de saída do coletor.
- D - diâmetro hidráulico do canal de escoamento de ar no coletor.
- R - coeficiente de troca de calor por convecção entre a cobertura do coletor e o ambiente ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).
- V, V_m - velocidades do ar no coletor : valor médio numa seção transversal e valor médio ao longo de todo o canal de escoamento, respectivamente.
- ρ, ρ_m - densidades do ar no coletor : valor médio numa seção transversal e valor médio ao longo de todo o canal de escoamento, respectivamente.
- N_{Gr}, N_{Pr} - Números adimensionais de Grashof e de Prandtl, respectivamente.

- AP - apêndice
- Fig. - figura
- E_0 - Constante solar, 1353 (w/m²)
- $(T_b - T_c)$ - Diferença entre as temperaturas de ebulição e de fusão da água, na pressão ambiente.
- (n.u) - energia interna da massa do produto úmido

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] PEART, Robert M.; BARRET, John R. - Solar Grain Drying. AED - 122. A publication of the Department of Agricultural Engineering, Purdue University (1975).
- [2] MEYER, George E. ; KEENER, Harold M.; ROLLER, Warren L. - Solar heated air drying of soybean seed and shelled Corn. I-Experimental Studies. ASAE, paper nº 753002 (1975).
- [3] LAWAND, T.A. - How to make a solar cabinet dryer for agricultural produce. Brace Experiment Station, St. James Barbados (March 1966).
- [4] SELÇUK, M.K.; ERSAY, O.; AKYURT, H. - Development, Theoretical Analysis and Performance Evaluation of Shelf Type Solar Driers. Solar Energy, Vol.16, pp.81-88, (1974).
- [5] HEADLEY, O.St.C.; SPRINGER, B.G.F. - A natural convection solar crop drier. Presented at the International Congress - The Sun in the Service of Mankind - UNESCO, Paris, 1973.
- [6] AKYURT, M.; SELÇUK, M.K. - A solar drier supplemented with auxiliary heating systems for continuous operation. Solar

Energy, vol.14, pp. 313 - 320, (1973).

- [7] AUNG, W.; FLETCHER, L.S.; SERNAS, V. - Developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating. Int.J.Heat Mass Transfer, 15,2293-2308, (1972).
- [8] QUINTIERE, J.; MUELLER, W.K. - An analysis of laminar free and forced convection between finite vertical parallel plates. J.Heat Transfer, 95, 53-59, (1973).
- [9] MACEDO, I.C. - An approximate analysis of natural convection solar air heaters. 39 Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Dez. de 1975.
- [10] ISACHENKO, V.; OSIPOVA, V.; SUKOMEL, A. - Heat Transfer. Mir Publishers, Moscow, (1969).
- [11] DUFFIE; J.A.; BECKMAN, W.A. - Solar Energy Thermal Processes, 1st ed., J. Wiley & Sons, Inc., (1974).
- [12] KLEIN, S.A.; DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. - Transient considerations of flat plate solar collectors. Trans. ASME, J.Engr. Power, 96A, 109, (1974).
- [13] ROA, G.M. - Comunicação pessoal.

- [14] MIKHAYEV, M. - Fundamentals of heat Transfer. Peace Publishers, Moscow.

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

- Fig. 1 - Aquecedor solar simples, analisado teoricamente na referência 9 .
- Fig. 2 - Esquema do coletor de placas planas.
- Fig. 3 - Esquema do coletor de malha porosa.
- Fig. 4 - Esquema do coletor de placas corrugadas.
- Fig. 5 - Esquema do coletor de plástico.
- Fig. 6 - Disposição do coletor com câmara de secagem e chaninê.
- Fig. 7 - Esquema do fluxo de ar na câmara de secagem.
- Fig. 8 - Esquema do volume de controle infinitesimal considerado numa bandeja com o produto.
- Fig. 9 - Esquema para os balanços de massa e de energia para o ar.
- Fig.10 - Esquema para os balanços de massa e de energia para o produto.
- Fig.11 - Esquema do volume de controle de espessura finita, para o ar e para o produto, com as variáveis associadas nos pontos onde foram calculadas.
- Fig.12 - Resultados experimentais de secagem de bananas em rodela (09/10/1975).
- Fig.13 - Resultados experimentais de secagem de bananas em rodela (10/10/1975).
- Fig.14 - Condições de entrada do ar na câmara de secagem durante os testes das Fig. 12 e 13.

- Fig.15 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (16/10/1975).
- Fig.16 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (17/10/1975).
- Fig.17 - Condições de entrada do ar na câmara de secagem, durante os testes das Fig. 15 e 16.
- Fig.18 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (13/11/1975).
- Fig.19 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (14/11/1975).
- Fig.20 - Condições de entrada do ar na câmara de secagem durante os testes das Fig. 18 e 19.
- Fig.21 - Dados experimentais para calibração da sonda de radiação.
- Fig.22 - Dados experimentais dos testes com temperatura do ar constante.
- Fig.23 - Resultados experimentais do coletor de placas planas na faixa de $E = (770 \text{ a } 840) \text{ W/m}^2$.
- Fig.24 - Comparação do resultado da equação (9) com os resultados experimentais do coletor de placas planas.
- Fig.25 - Teste comparativo do coletor de plástico com o de placa plana, geometria 6-10.
- Fig.26 - Teste comparativo do coletor de placa corrugada com o de malha porosa.

Tab. 1 - Alguns resultados experimentais com coletor de placas planas.

Tab. 2 - Comparação entre valores experimentais de descarga no coletor de placas planas e valores obtidos teoricamente através de uma primeira aproximação.

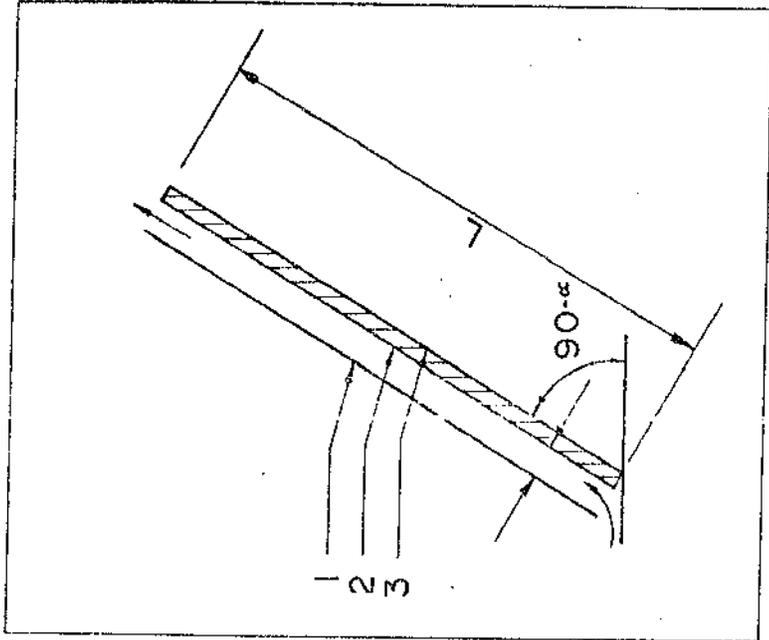


Fig.1- Coletor simples, analisado teoricamente
na referencia [9]

- 1 cobertura
- 2 placa observadora
- 3 camada de isolante térmico

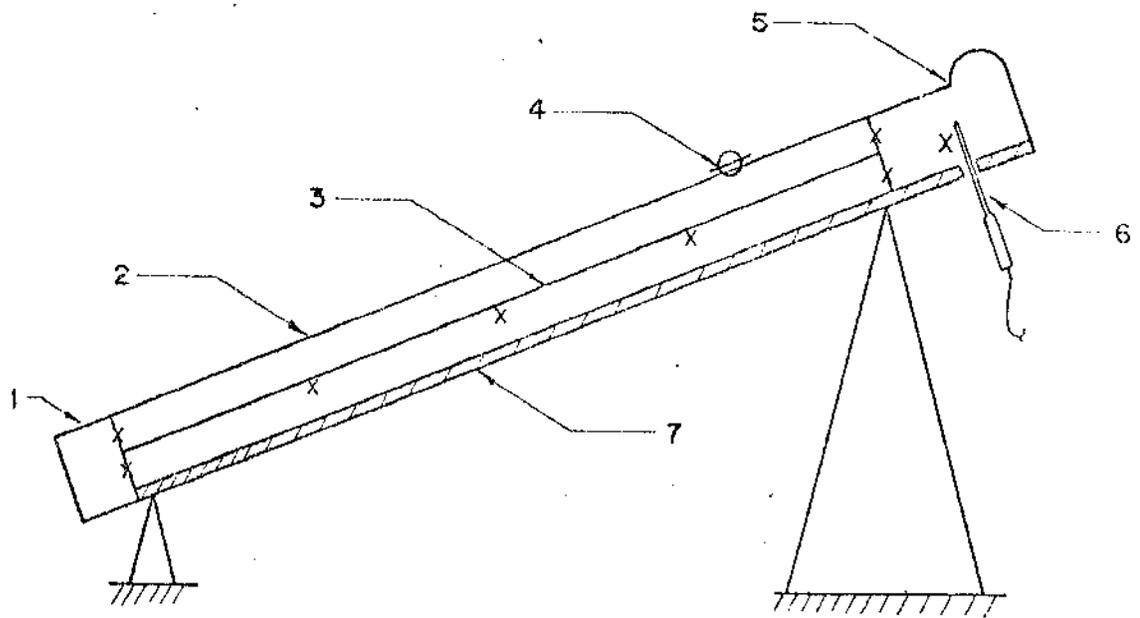


Fig.2 Esquema do coletor de placas planas
x-posições de temopares

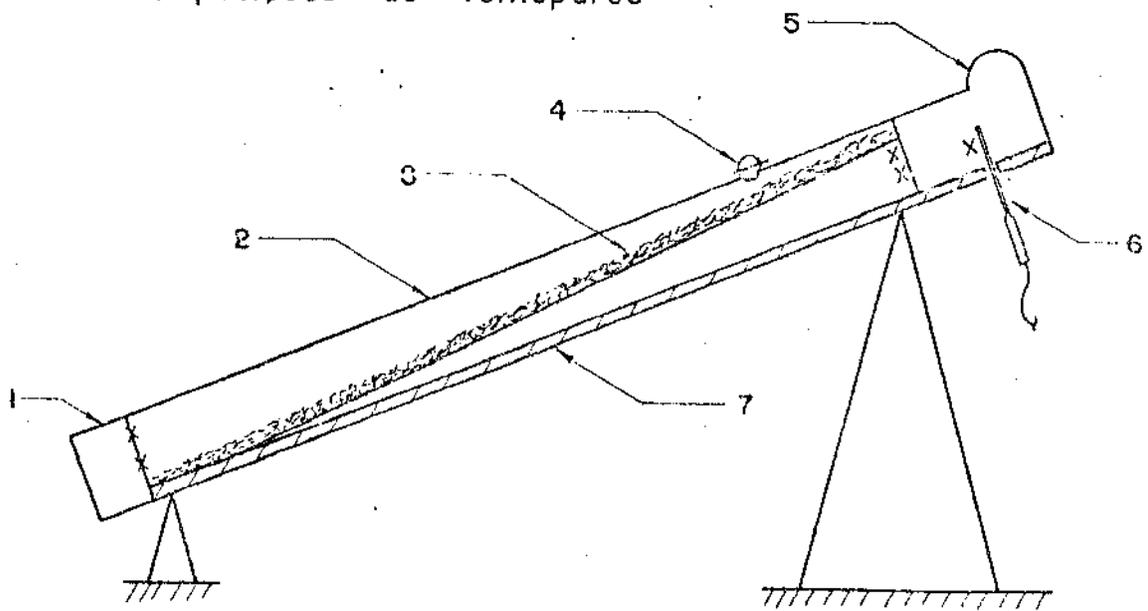


Fig.3- Esquema do coletor de malha porosa

1-barreira contra o vento
2-cobertura de vidro
3-placa plana metalica
4- sonda de radiação

5-barreira contra o vento
6-ponta do termoanemometro
7-camada inferior de Isolante termico

8-leito poroso formado pelo colchão de cavacos

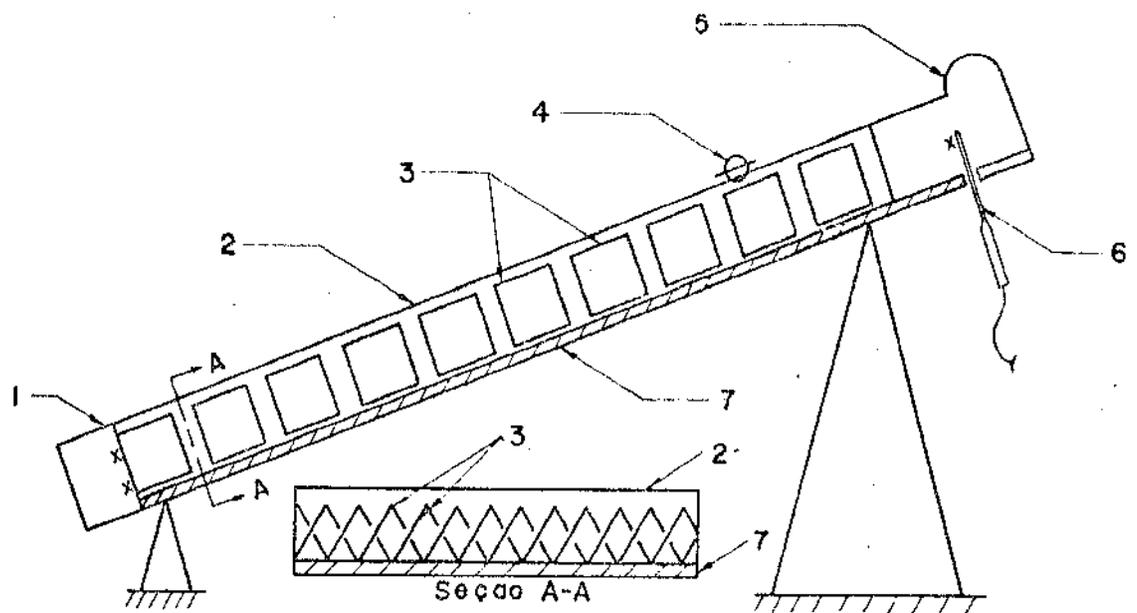


Fig.4 Esquema do coletor de placas corrugadas
x- posições de termopares

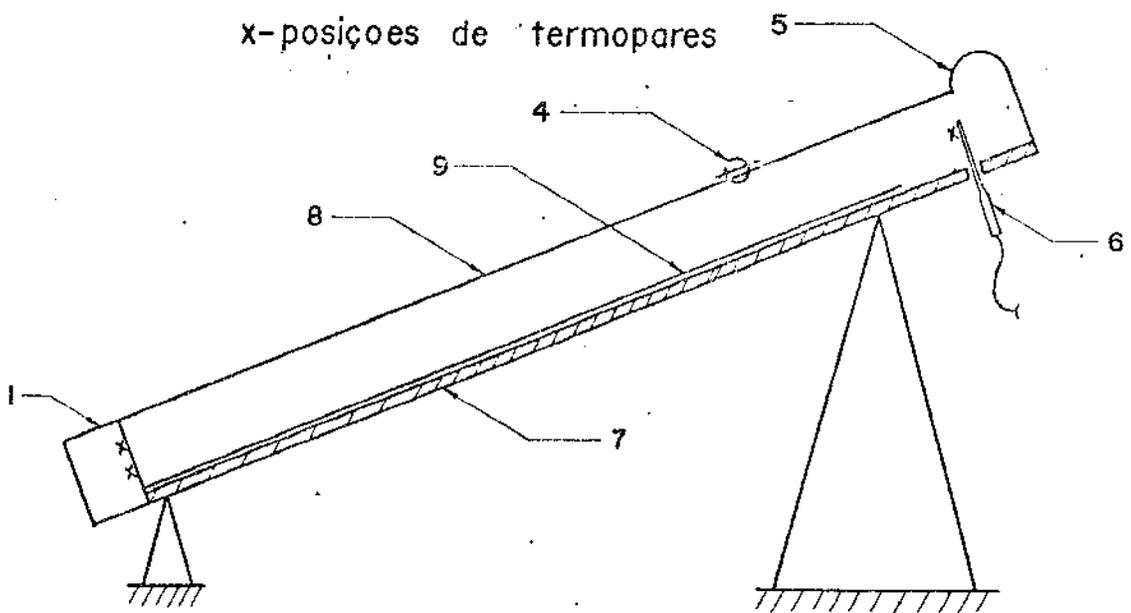


Fig.5 Esquema do coletor de plástico

- 1- barreira contra o vento
- 2- cobertura de vidro
- 3- tiras metálicas corrugadas em V
- 4- sonda de radiação
- 5- barreira contra o vento

- 6- ponta do termopile
- 7- camada inferior de isolante térmico
- 8- cobertura de plástico
- 9- placa absorvedora de plástico

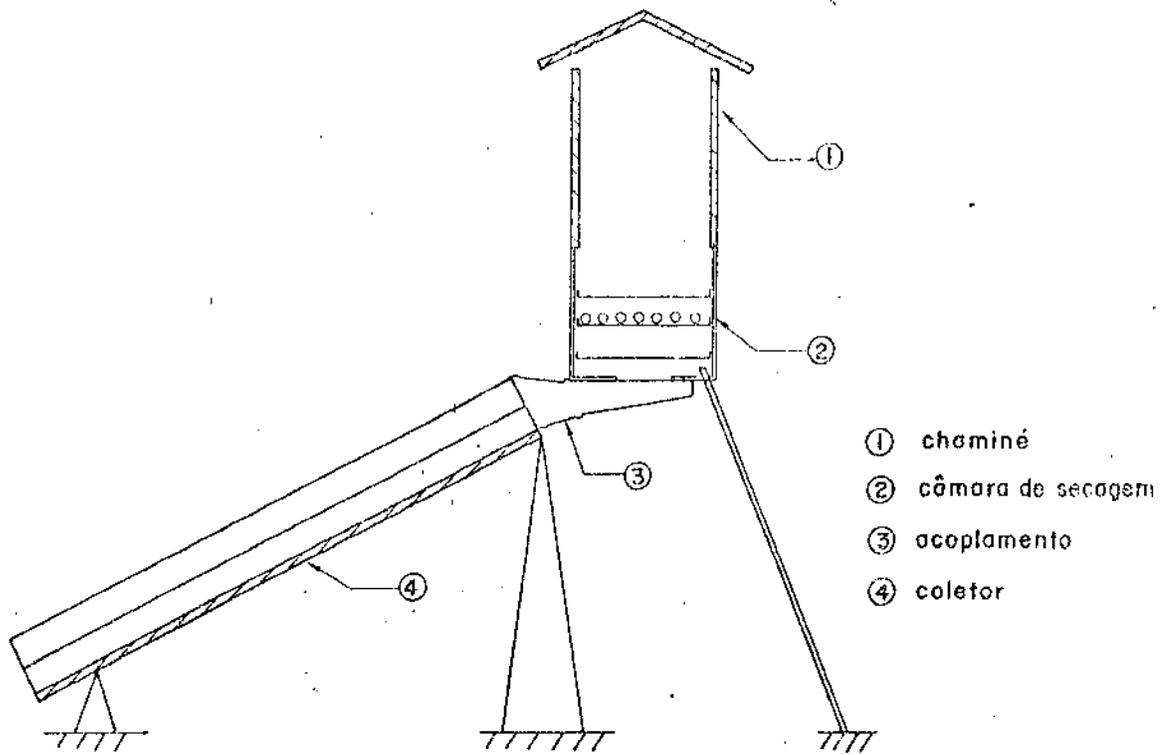


Fig. 6 - Disposição do coletor com câmara de secagem e chaminé.

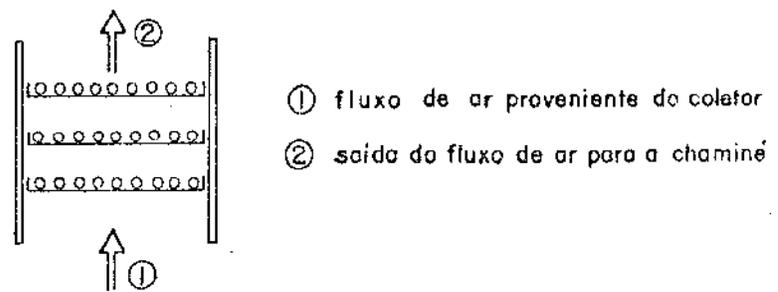
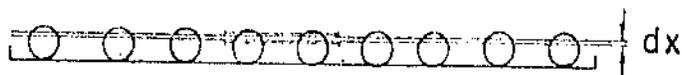


Fig. 7 - Esquema do fluxo de ar na câmara de secagem.



ampliando-se o trecho indicado acima:

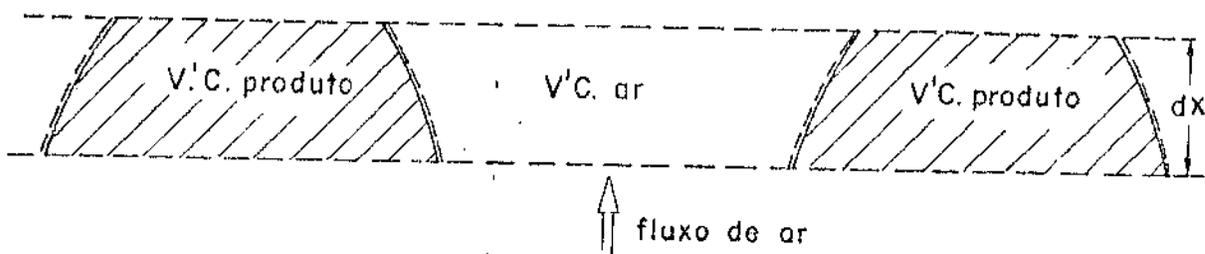


Fig.8 - Esquema do volume de controle infinitesimal considerado numa bandeja com o produto.

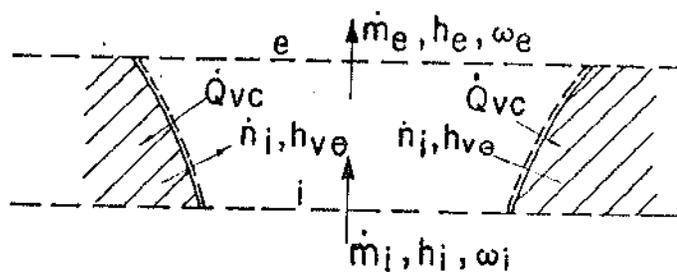


Fig.9 - Esquema para os balanços de massa e de energia para o ar.

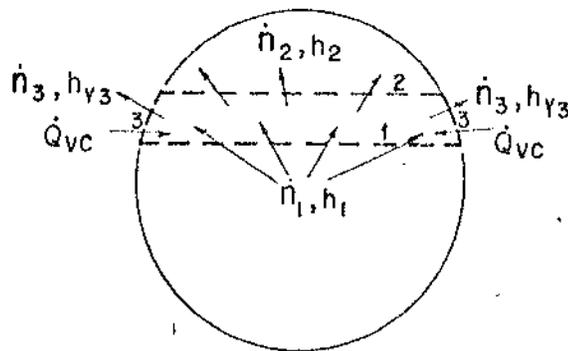


Fig.10 - Esquema para os balanços de massa e de energia para o produto.

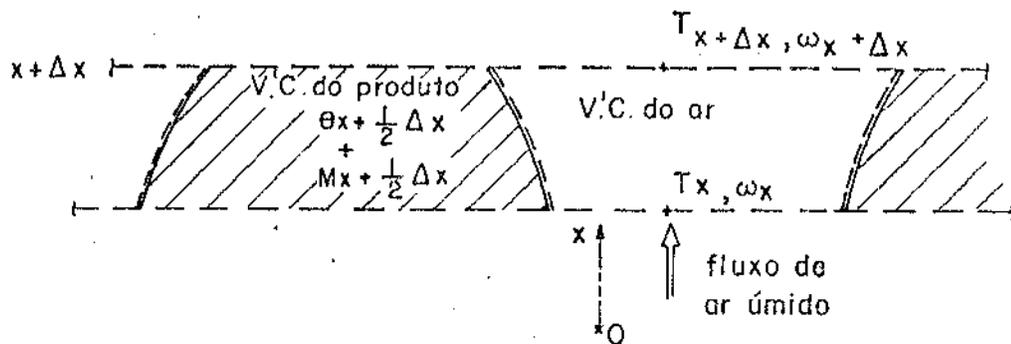


Fig.11 - Esquema do volume de controle de espessura finita, para o ar e para o produto, com as variáveis associadas nos pontos onde foram calculadas.

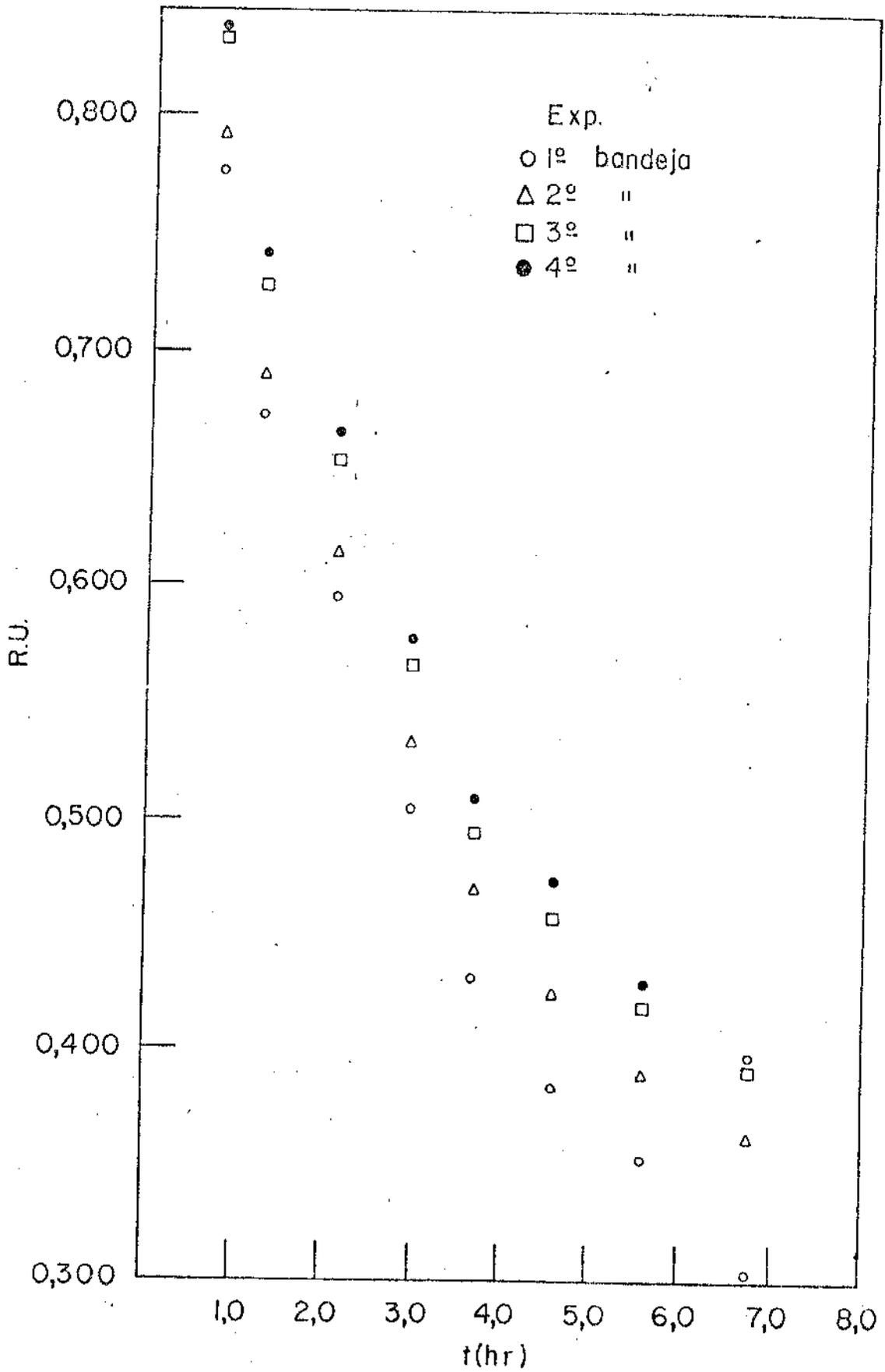


Fig.12- Resultados experimentais de secagem de bananas em rodela (09/10/75)

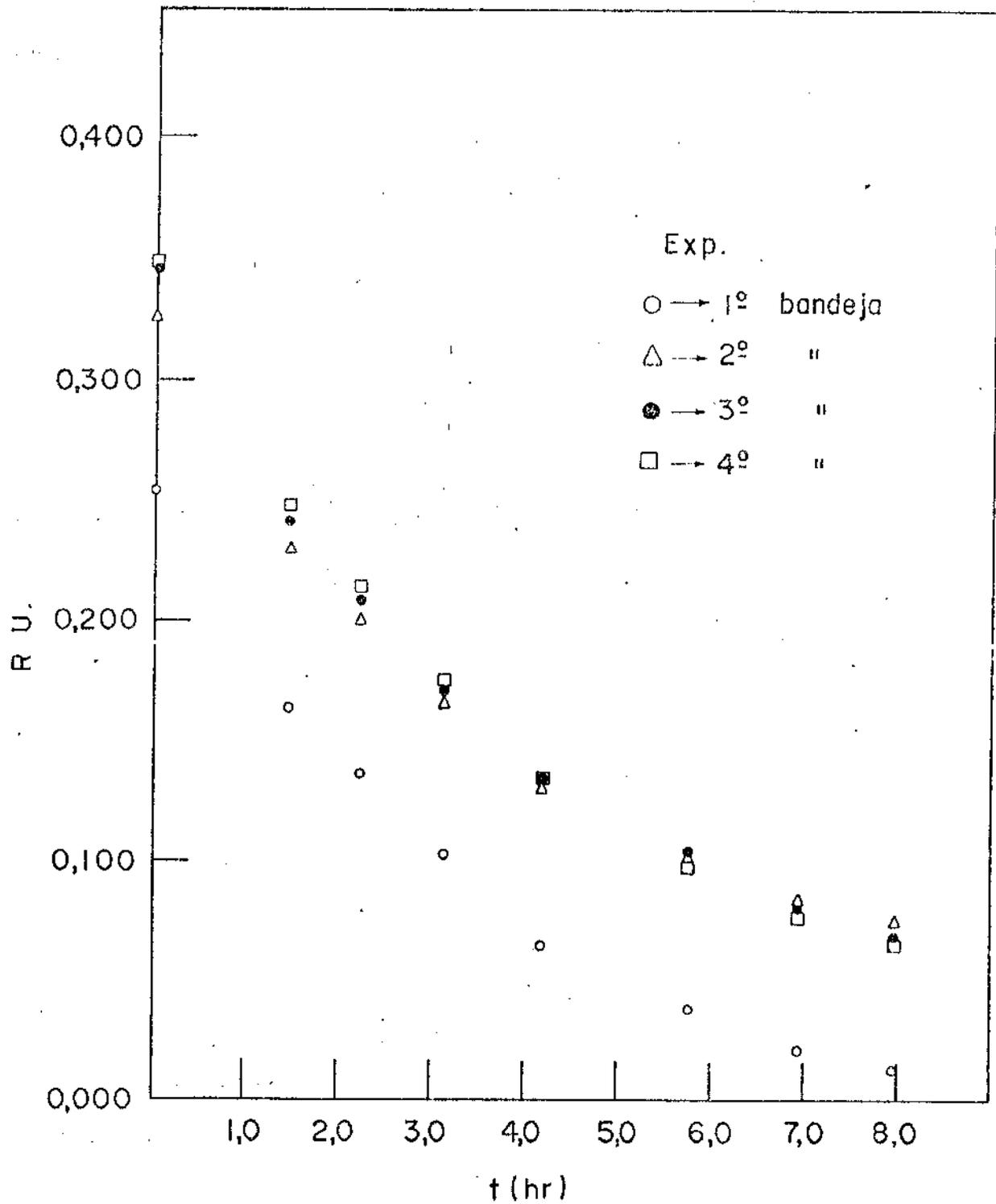


Fig.13 - Resultados experimentais de secagem de bananas em rodela. (10/10/75)

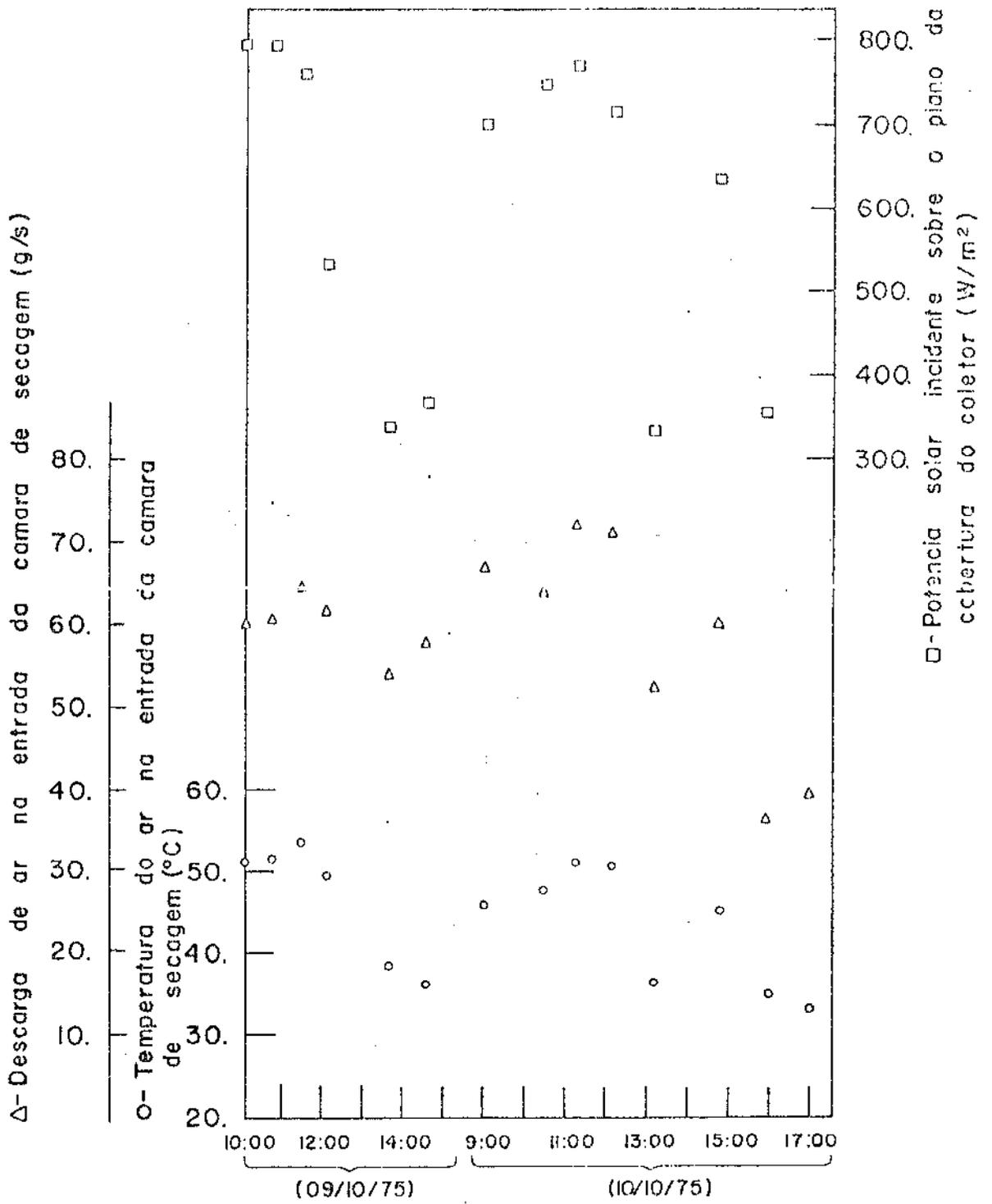


Fig.14 Condições de entrada do ar na camara de secagem durante os testes das Figs 12 e 13

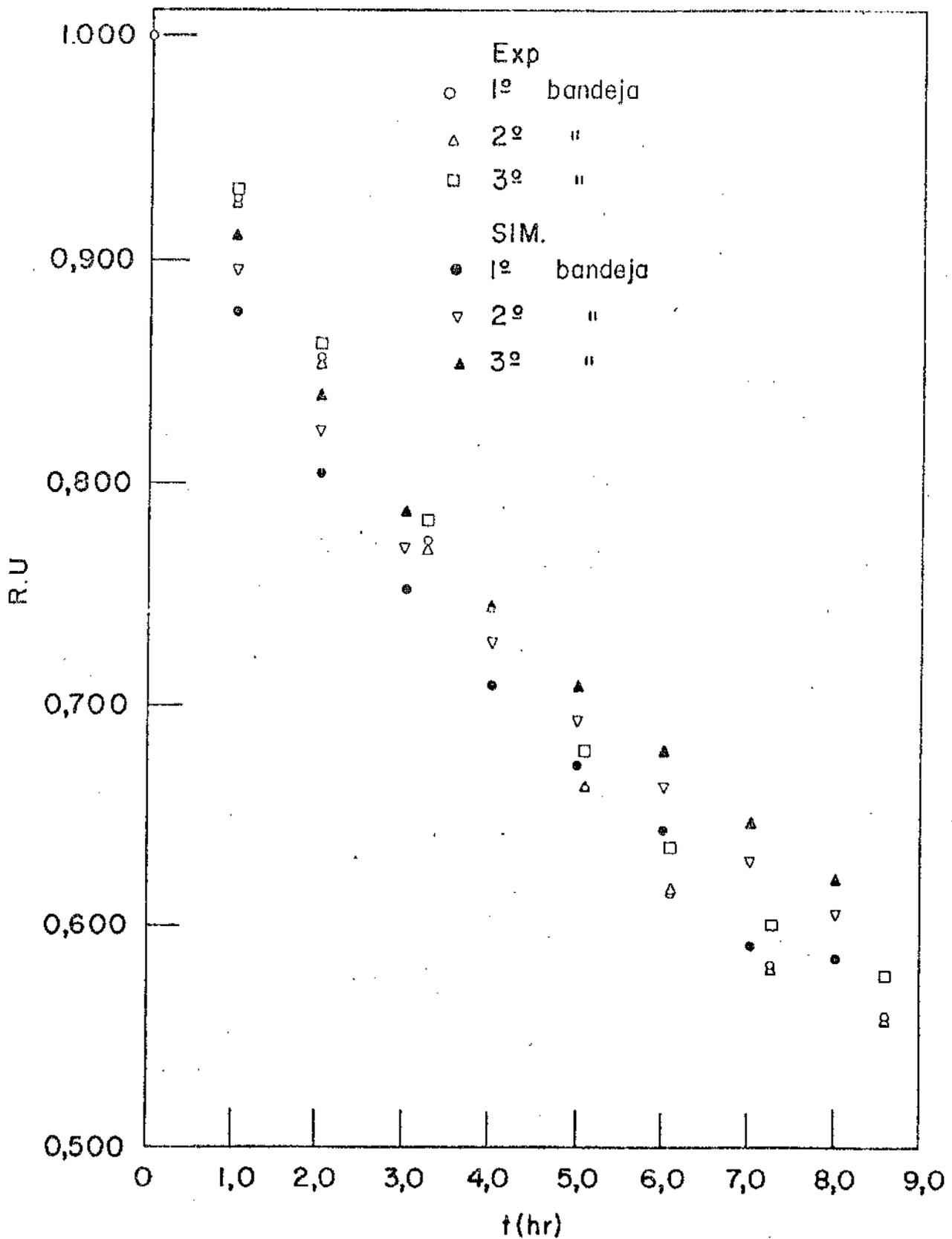


Fig. 15 Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (16/10/75)

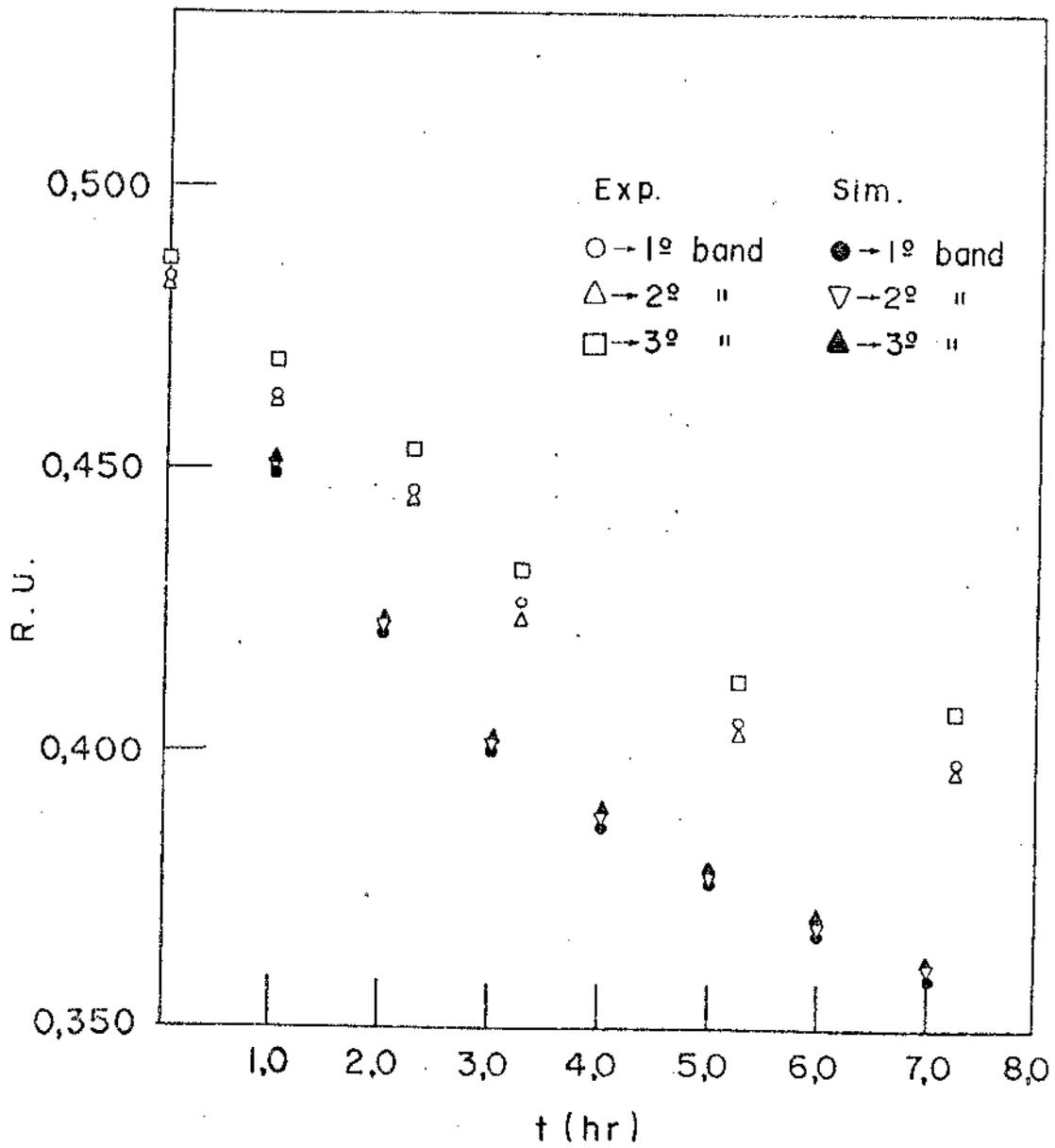


Fig. 16 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras. (17/10/75)

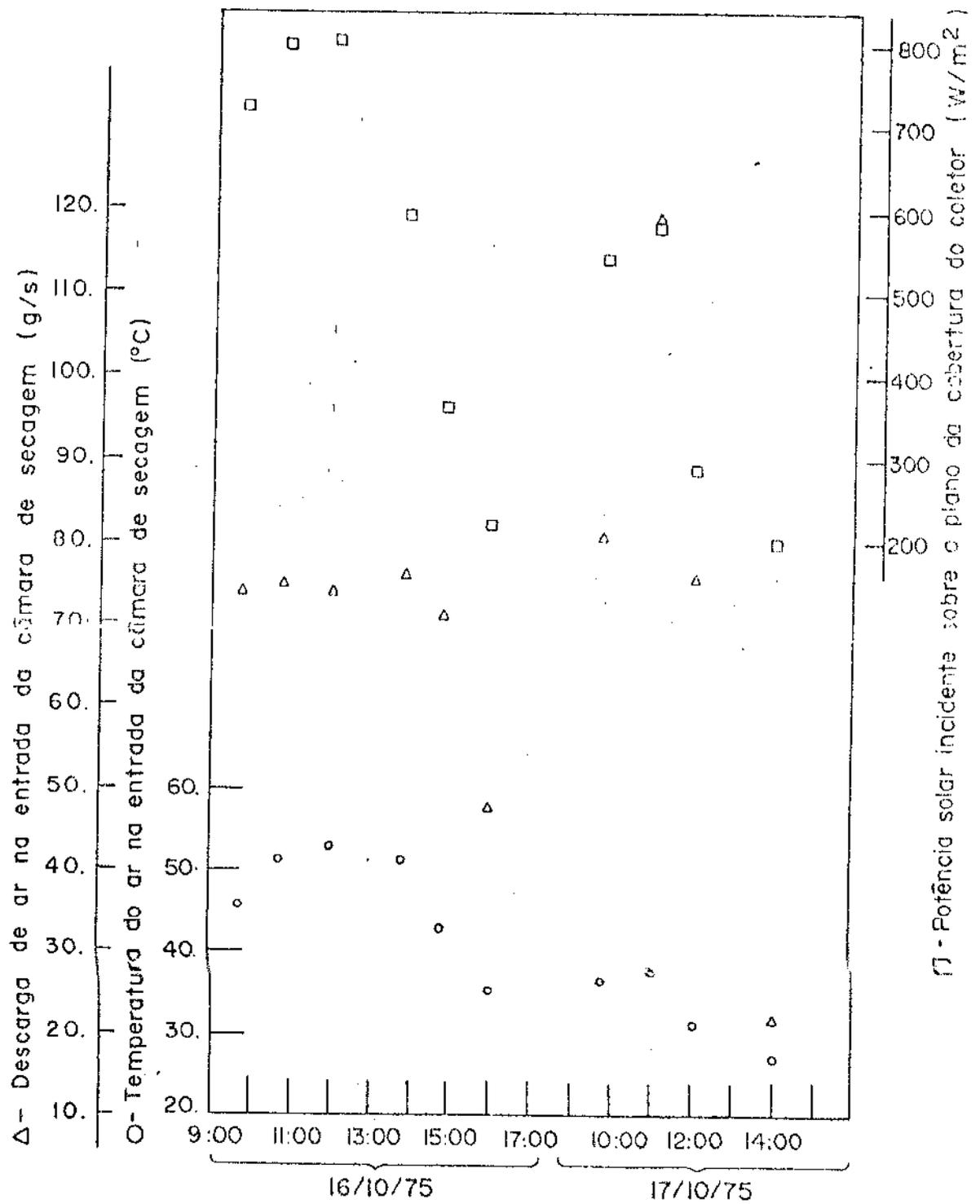


Fig.17 - Condições de entrada do ar na câmara de secagem, durante os testes das Fig.15 e 16

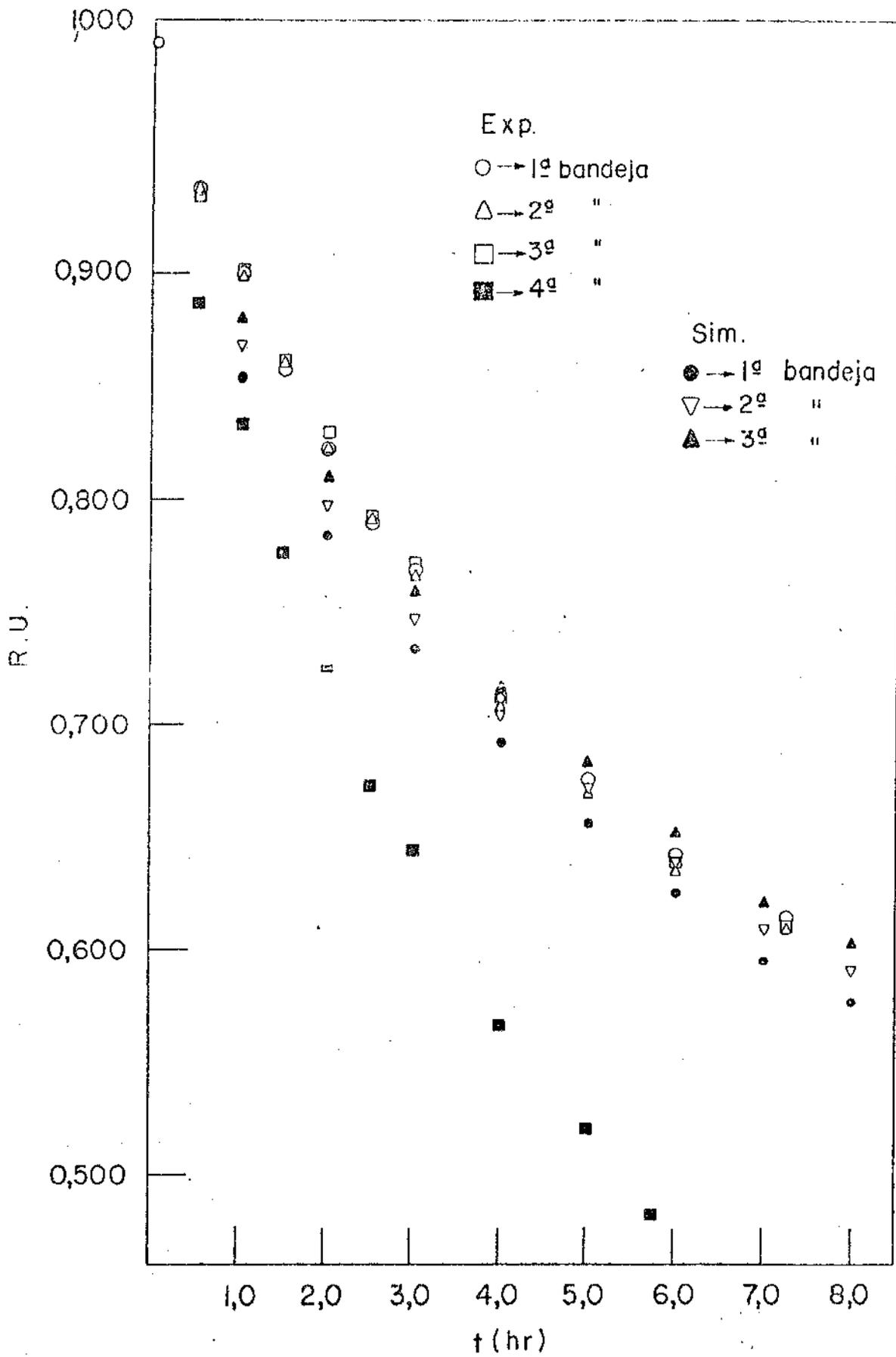


Fig.18 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras (13/11/75)

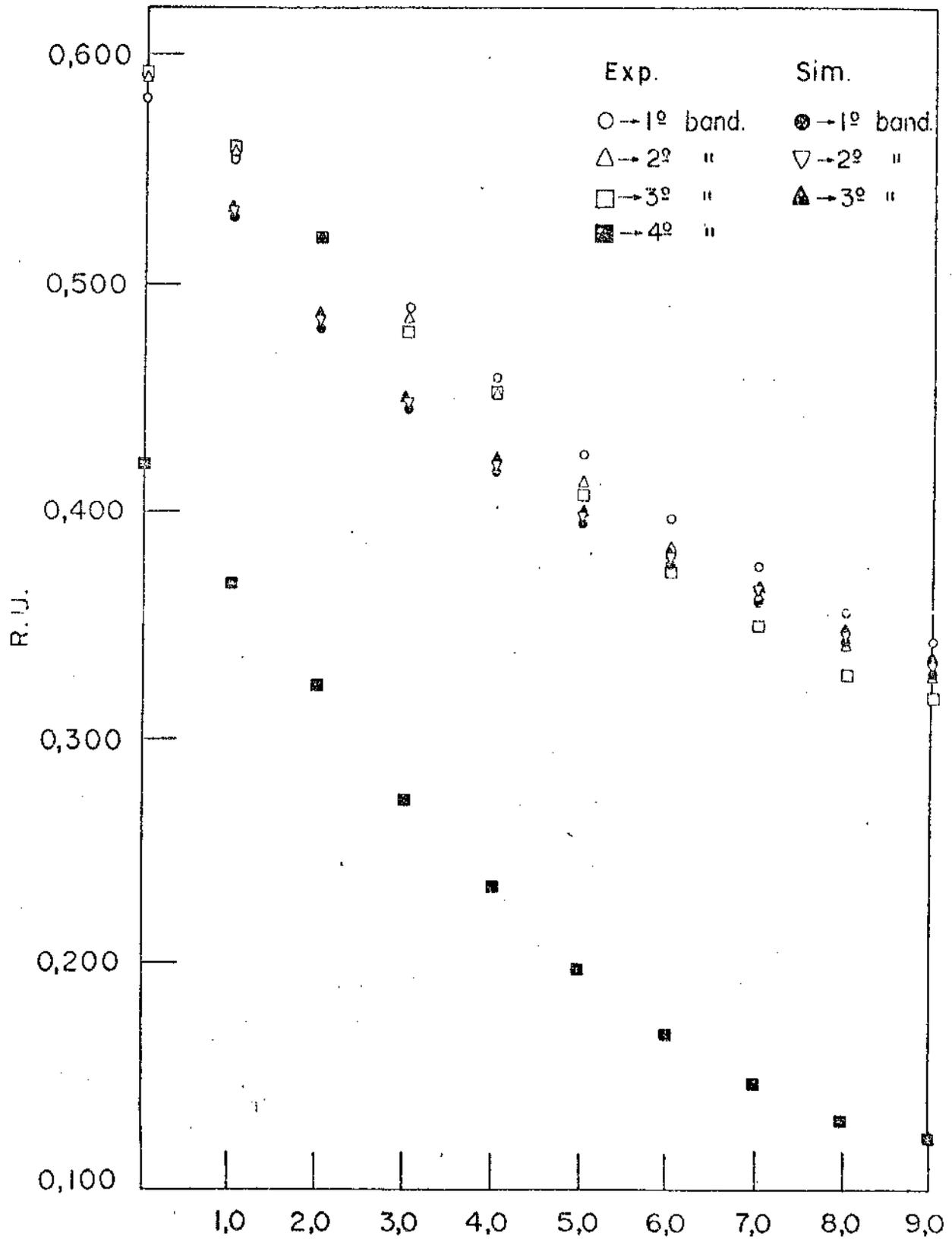


Fig. 19 - Resultados experimentais e simulados de secagem de bananas inteiras. (14/II/75)

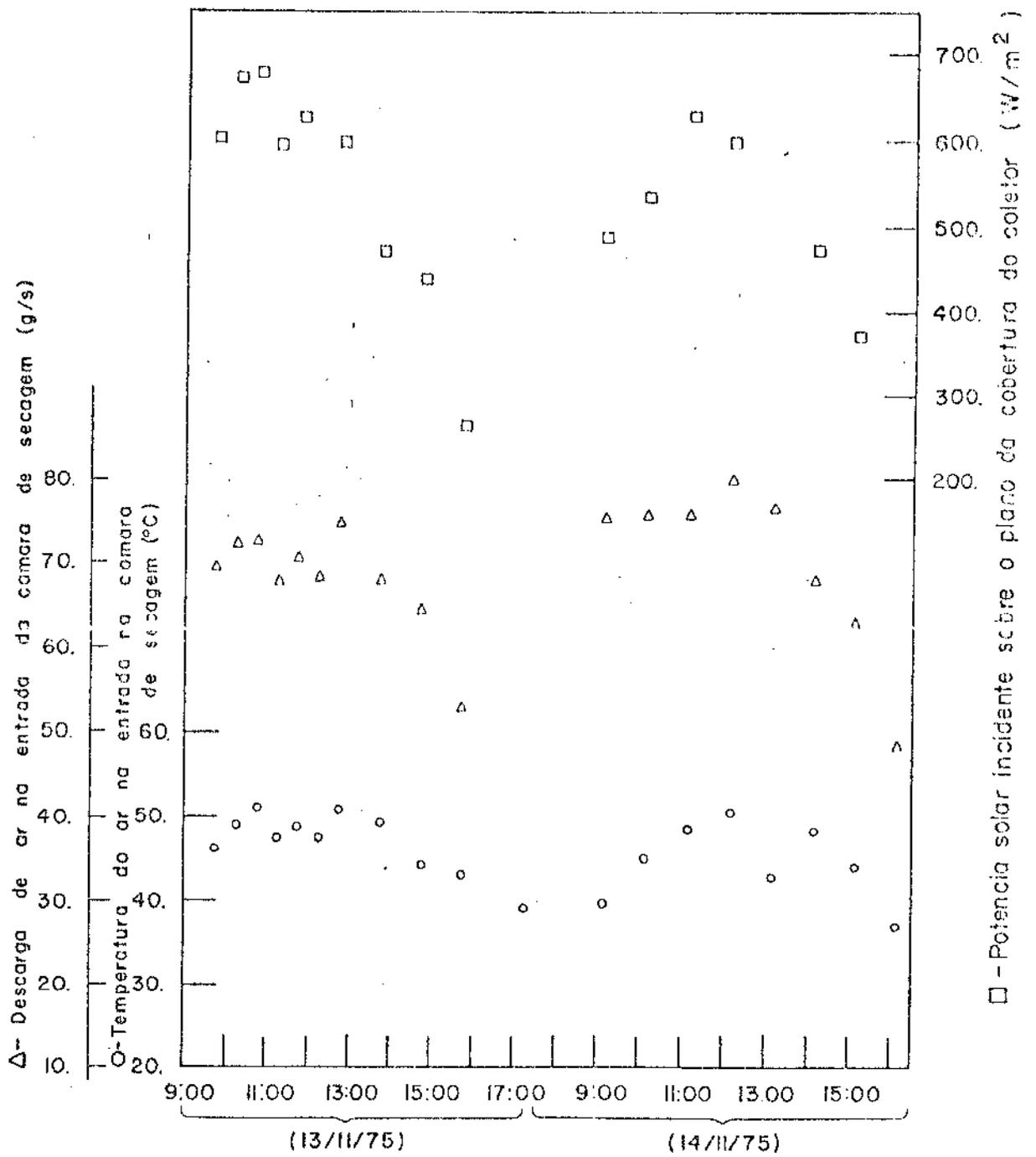


Fig.20- Condições de entrada do ar na camera de secagem durante os testes das Figs 18 e 19

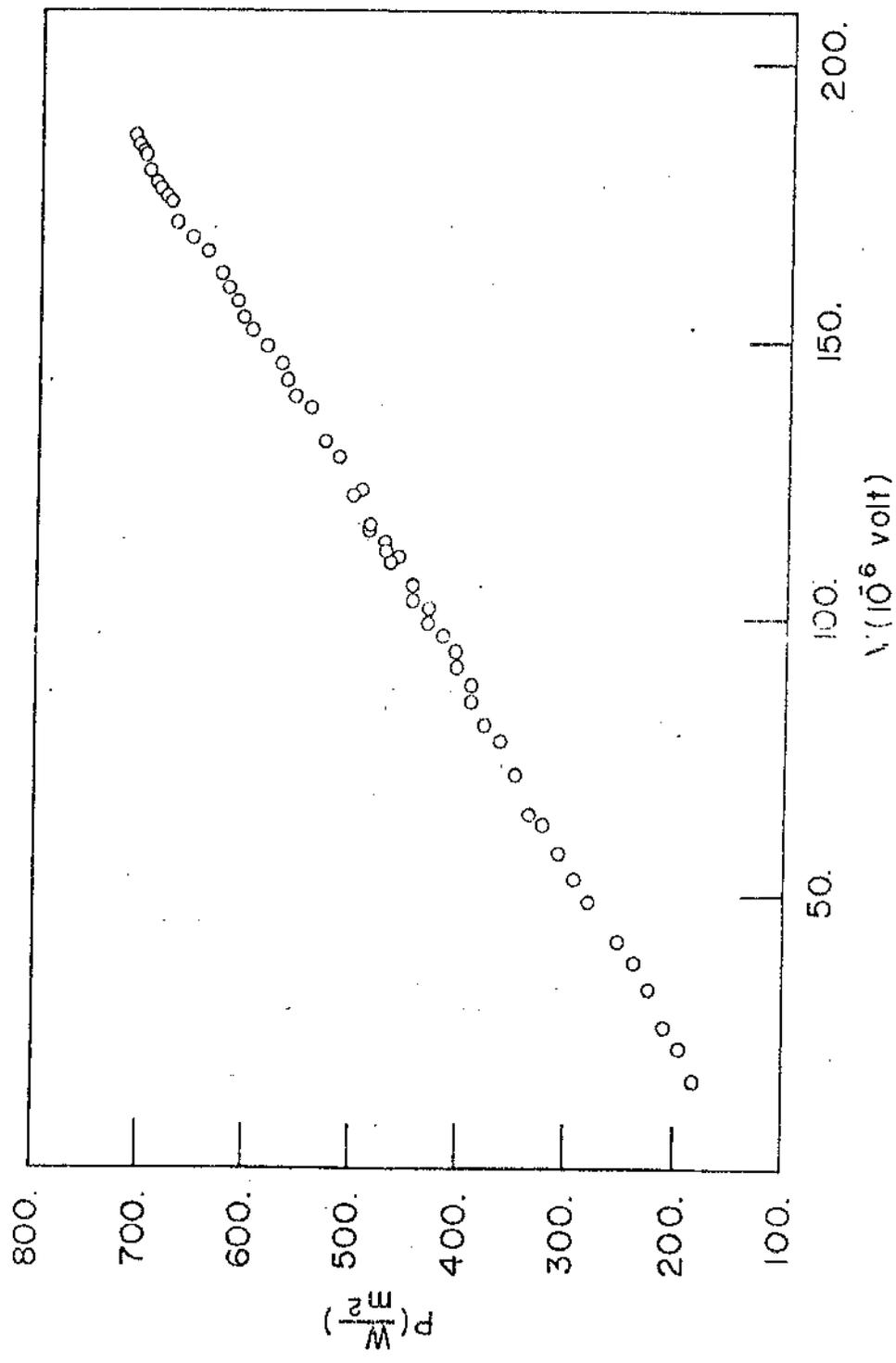


Fig.21 Dados experimentais para calibração da sonda de radiação

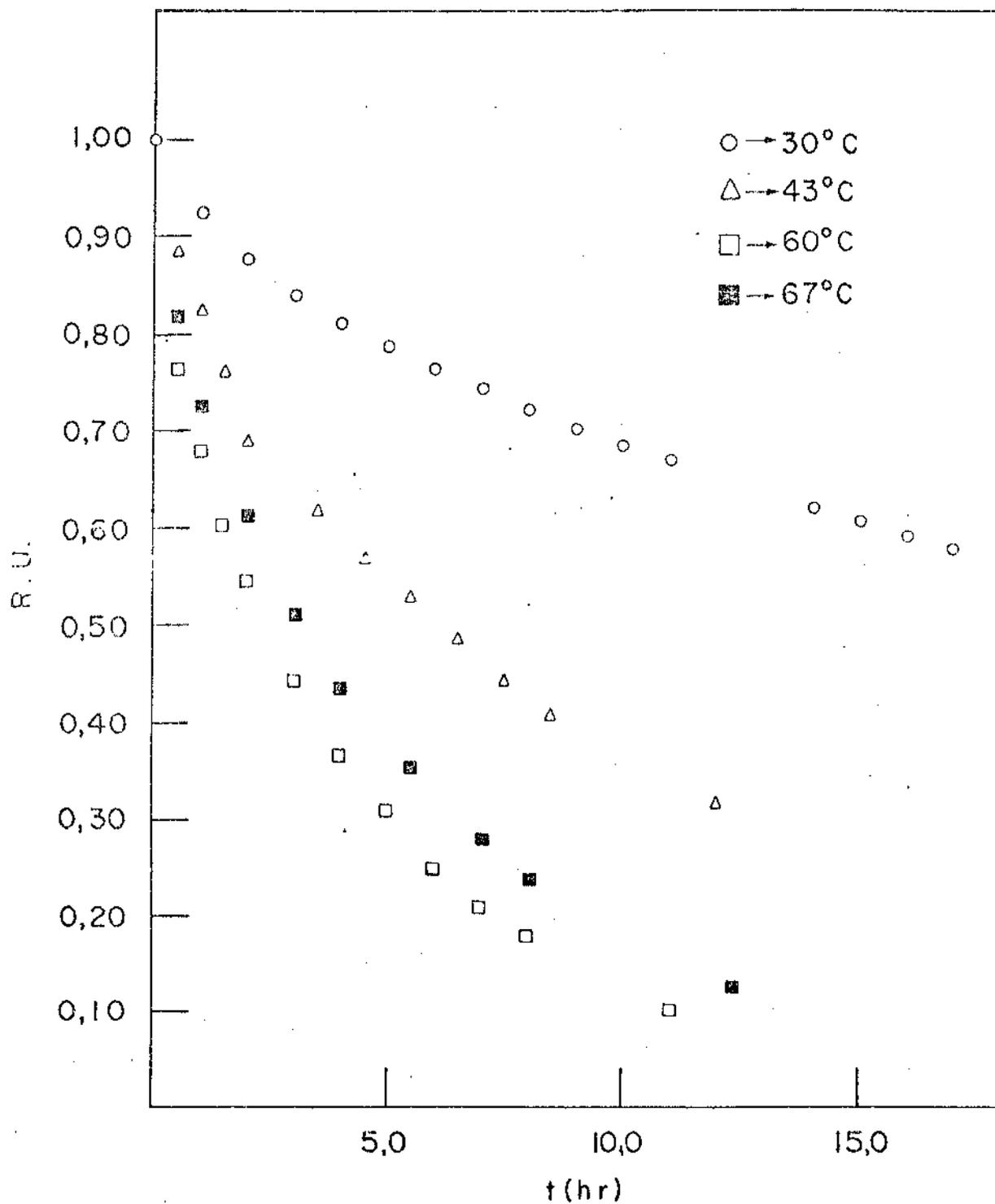


Fig. 22 — Dados experimentais dos testes com temperatura do ar constante.

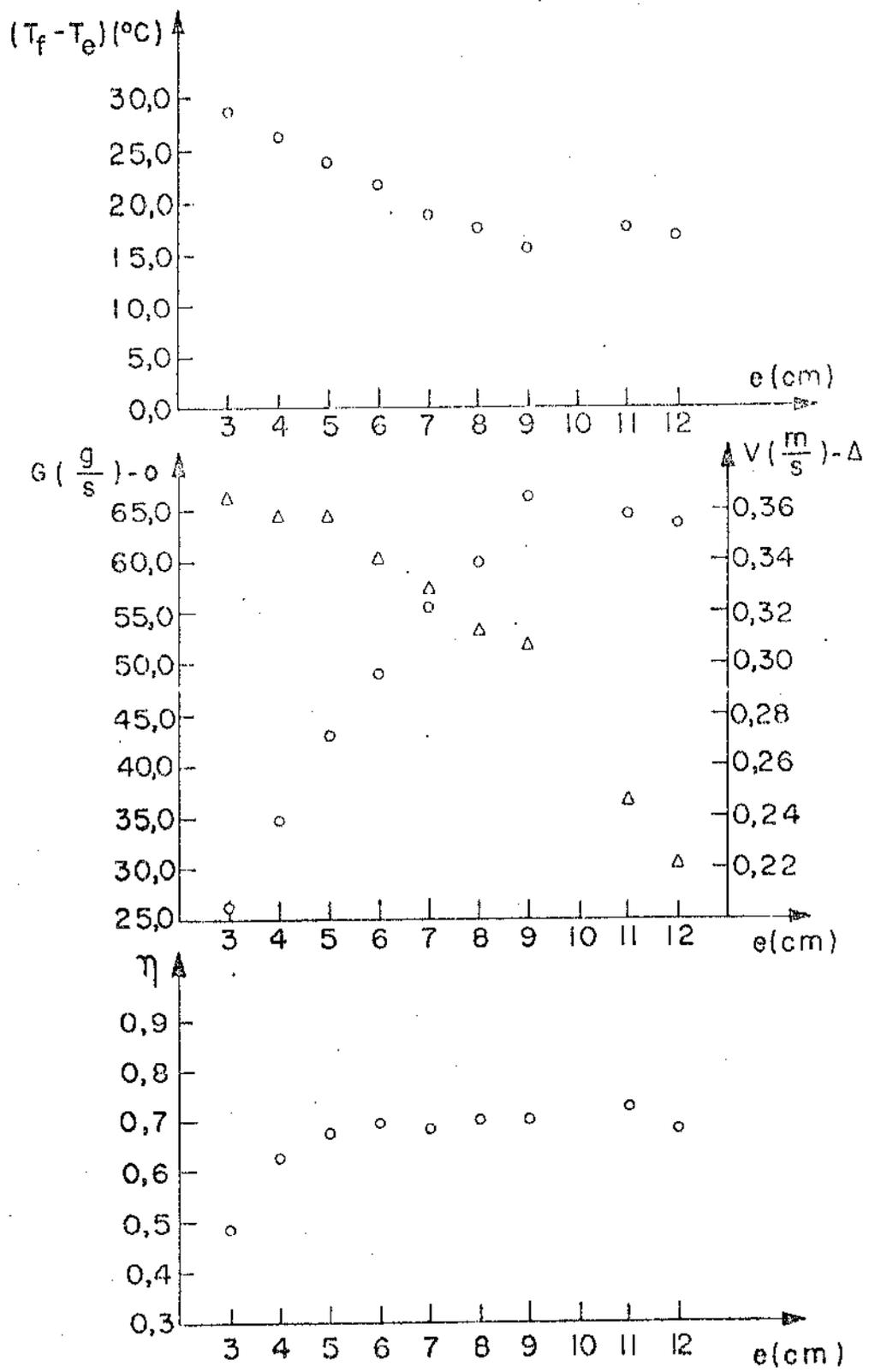


Fig: 23- Resultados experimentais do coletor de placas planas na faixa de $E=(770 \text{ a } 840) \text{ W/m}^2$.

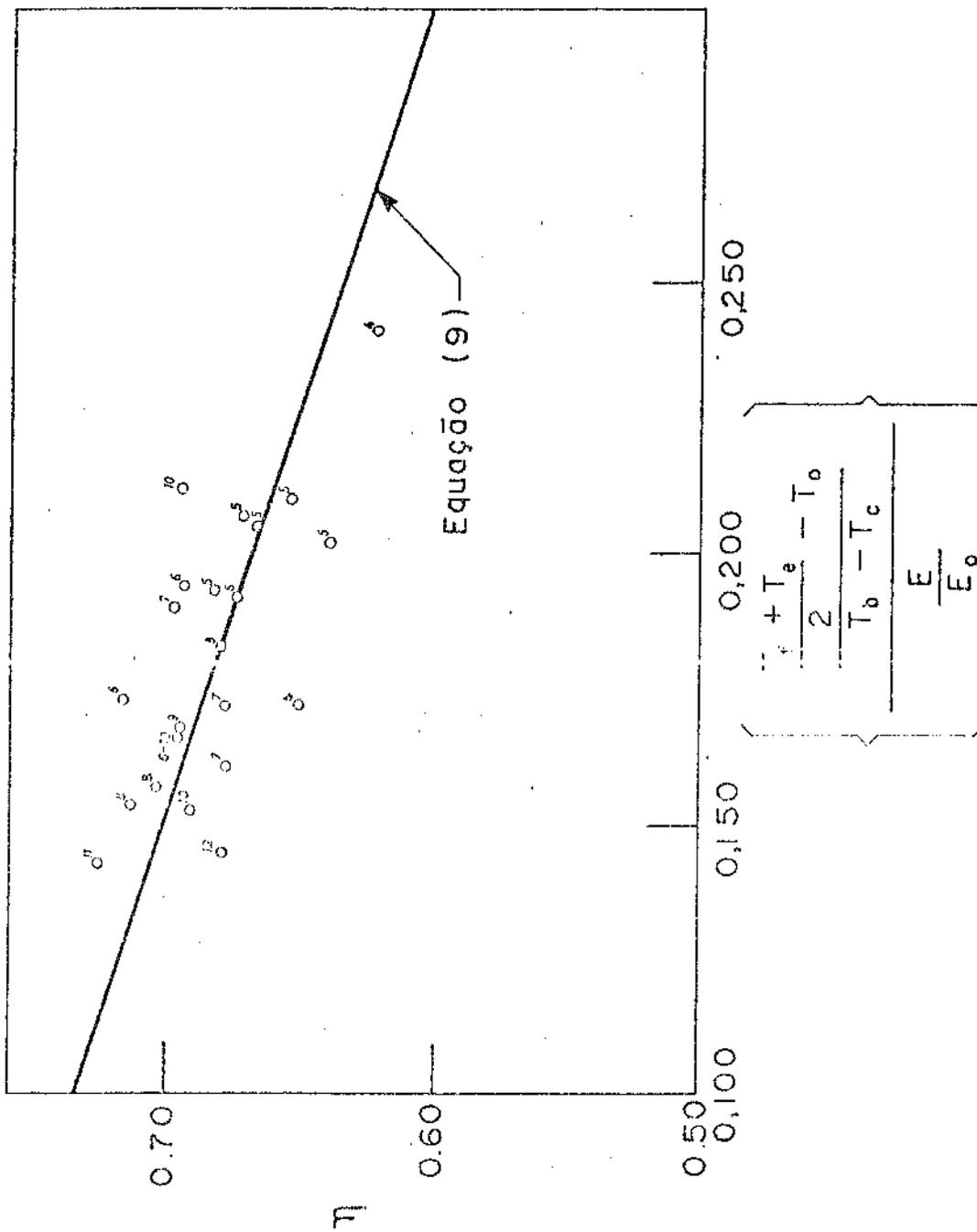


Fig: 24 - Comparação do resultado da equação(9) com os resultados experimentais do coletor de placas planas.

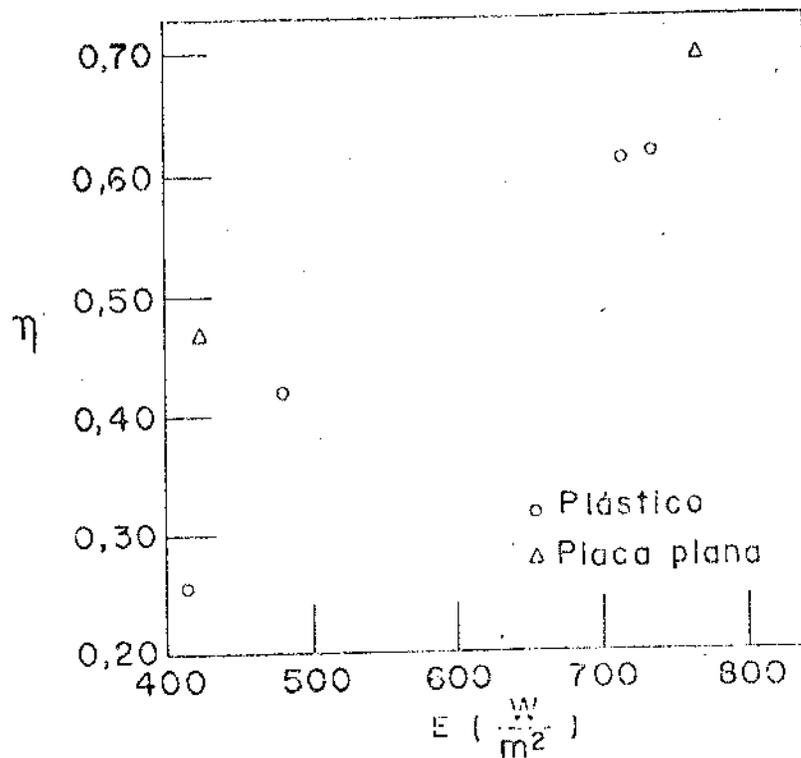


Fig 25- Teste comparativo do coletor de plástico com o de placa plana, geometria 6-10.

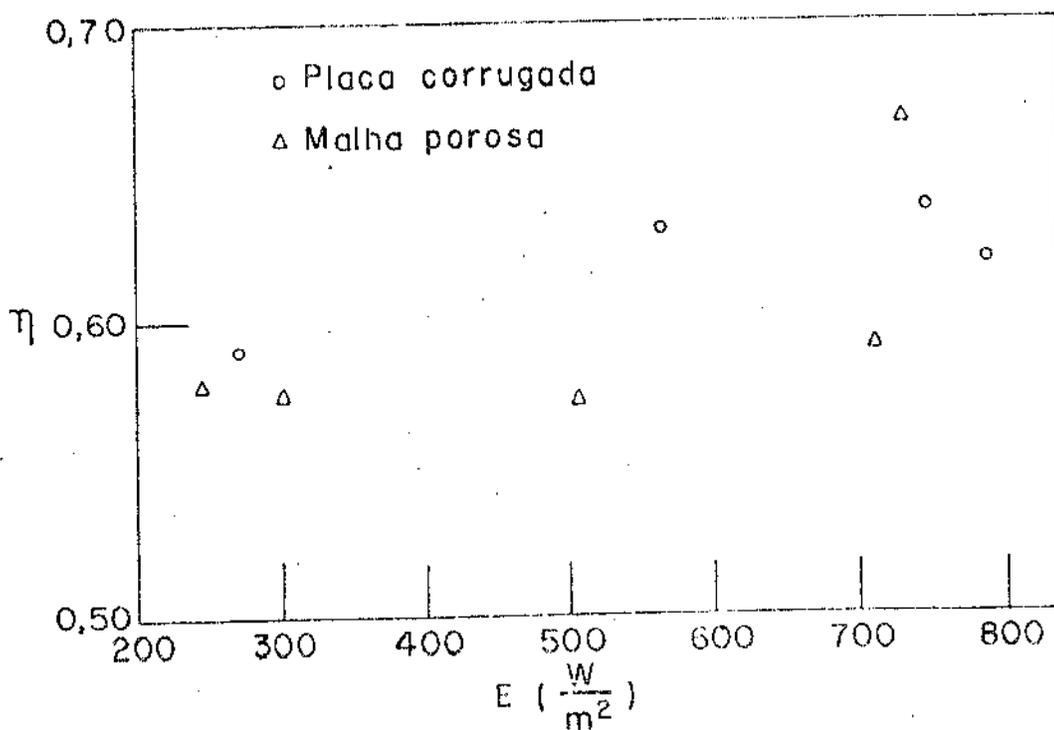


Fig.26- Teste comparativo do coletor de placa corrugada com o de malha porosa.

TABELA 1

Alguns resultados de testes experimentais com coletor de placas planas.

largura canal (cm)	Insoleção (W/m^2)	ΔT ($^{\circ}C$)	G (g/s)	Temperatura passageira T_p ($^{\circ}C$)	Temp. Entr. T_e ($^{\circ}C$)	$\bar{T}_p - T_e$	$(N_{Gr})_{L,NPr} \times 10^{-10}$
3	860,099	29,8	25,50	66,0	30,6	55,4	2,85
4	806,277	19,7	34,37	79,7	28,2	51,5	2,76
5	733,459	21,8	42,24	74,8	27,2	47,6	2,69
6	587,823	14,9	50,25	62,3	26,9	35,4	2,11
7	432,689	9,9	61,82	55,6	28,2	27,4	1,73
8	799,945	17,3	59,90	76,8	27,9	48,9	2,69
9	780,949	17,0	64,80	80,2	31,8	48,5	2,54
10	708,131	13,3	66,48	74,8	31,9	42,9	2,29
11	825,273	18,0	64,68	73,0	26,1	46,9	2,67
12	828,439	16,8	61,09	76,2	28,3	47,9	2,63

TABELA 2

Comparação entre valores experimentais de descarga nos coletores e valores obtidos teoricamente através de uma primeira aproximação.

Larg. canal (cm)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
G medido (g/s)	26,5	34,4	42,2	50,3	61,8	59,9	54,8	66,5	64,7	62,5
G calculado (g/s)	22,1	51,9	36,7	125,3	144,3	415,1	569,4	658,5	1064,2	1376,2