

## Bibliografia

- [1] S. Fukusako, Y.Kozawa, M. Yamada, and M. Tanino. Research and development activities on ice slurries on Japan. *Second Workshop IIR on ice slurries, Yverdon-les Bains, Switzerland*, pages 83–105, 1999.
- [2] Marcelo A. Orvieto, Kevin C. Zorn, Mark B. Lyon, Stephen R. Tohurst, David E. Rapp, Albert A. Mikhail, John J. Oras, Hyunjin Son, Kenneth E. Kasza, Charles B. Brendler, and Arieh L. Shalhav. Laparoscopic ice slurry coolant for renal hypothermia. *International Journal of Urology*, 177:382–385, 2007.
- [3] J. Bedecarrats, F. Strub, C. Peuvrel, and J. Dumas. Heat transfer and pressure drop of ice slurry in a heat exchanger. *International Congress of Refrigeration*, 2003.
- [4] P. W. Egolf and M. Kauffeld. From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications. *International Journal of Refrigeration*, 28:4–12, January 2005.
- [5] J. W. Meewisse. *Fluidized Bed Ice Slurry Generator for Enhanced Secondary Cooling Systems*. PhD thesis, Delft University, Nederland, 2004.
- [6] P. W. Egolf. Ice slurry, a promising technology. ( technical note of the IIR). *International Institute of Refrigeration*, pages 1–3, July 2004.
- [7] Åke Melinder. Comparing properties of aqueous solutions for liquid only and ice slurry applications of indirect systems. *Paper ICR-0306 in the Proc. of the International Congress of Refrigeration*, 28:13–19, 2003.
- [8] I. Bellas and S. A. Tassou. Present and future applications of ice slurries. *International Journal of Refrigeration*, 28:115–121, 2005.
- [9] Hideo Inaba. New challenge in advanced thermal energy transportation using functionally thermal fluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 39:991–1003, 2000.

- [10] Torben M. Hansen, Michael Kauffeld, Marija Radosevic, and Thomas Zwiég. Investigation of ice crystal growth and geometrical characterization in ice slurry (rp-1166). *HVAC&R RESEARCH*, 9:19–31, 2003.
- [11] B. D. Knodel, D. M. France, U. S. Choi, and M. W. Wanbgsanss. Heat transfer and pressure drop in ice slurries. *Applied Thermal Engineering*, 20:671–685, 2000.
- [12] Sam P. Gladis, Michael J. Marciniak, P.E. Joseph B. O'Hanlon, and P.E. Brad Yundt. Ice crystal slurry TES system using the orbital rod evaporator. *Paul Mueller Company technical paper*, 1999.
- [13] I. P. Krepchin. Cool storage: Ice is nice, can slurry be better? *Technologies for Energy Management*, 2 (6):4–7, 1994.
- [14] Paul Mueller. MaximICE® thermal energy storage, technical literature, 1998. Springfield, USA.
- [15] Michael Kauffeld, Masahiro Kawaji, and Peter W. Egolf. *Handbook on Ice Slurries - Fundamentals and Engineering*, volume 1. International Institute of Refrigeration, France, 1 edition, 2005.
- [16] E. Stamatiou, J. W. Meewisse, and M. Kawaji. Ice slurry generation involving moving parts. *International Journal of Refrigeration*, 28:60–72, 2005.
- [17] J. Kool. Heat transfer in scraped vessels and pipes handling viscous material. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 36:253–258, 1958.
- [18] P. Harriott. Heat transfer in scraped-surface exchangers. *Chem. Eng. Progr. Sym. Ser.*, vol. 55 (29):137–139, 1959.
- [19] G.A. Latinen. Discussion of the paper “correlation of scraped film heat transfer in the votator”. *Chemical Engineering*, 9 (1959) 4:263–266, 1958.
- [20] R. de Goede and E. J. de Jong. Heat transfer properties of a scraped-surface heat exchanger in the turbulent flow regime. *Chemical Engineering*, 43:1393–1404, 1993.
- [21] H. Abichandani and S. C. Sarma. Heat transfer and power requirement in horizontal thin film scraped surface heat exchangers. *Chemical Engineering*, 43 (4):871–881, 1988.

- [22] H. Abichandani and S. C. Sarma. Heat transfer in horizontal mechanically formed thin film heat exchangers—application of penetration theory model. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 33 (1):61–68, 1990.
- [23] F. G. F. Qin, Xiao Dong Chen, and Andrew B. Russell. Heat transfer at the subcooled-scraped surface with/without phase change. *AIChE Journal*, 49 (8):1947–1955, 2003.
- [24] G. Dinglinger. *Die Wärmeübertragung im Kratzkühler*. PhD thesis, Universität Karlsruhe, Germany, 1963.
- [25] H. Weisser. *Untersuchungen zum Wärmeübergang im Kratzkühler*. PhD thesis, Universität Karlsruhe, Germany, 1972.
- [26] Olivier Bel and André Lallemand. Etude d'un fluide frigopporteur diphasique (1) caractéristiques thermophysiques intrinsèques d'un coulis de glace (2) analyse expérimentale du comportement thermique et rhéologique. *International Journal of Refrigeration*, 22:164–187, 1999.
- [27] Mohamed Ben Lakhdar, Rosalia Cerecero, Graciela Alvares, Jacques Guilpart, Denis Flick, and Andre Lallemand. Heat transfer with freezing in scraped surface heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 25:45–60, 2005.
- [28] M. J. Wang and N. Kumusoto. Ice slurry based thermal storage in multifunctional buildings. *Heat Mass Transfer*, 37:597–604, 2001.
- [29] M. J. Wang and V. Goldstein. A novel ice slurry generator system and its applications. *Refrigeration Science and Technology Proceedings—Applications for natural refrigerants: Proceedings of meeting of Commissions B1, B2, E1, E2, 3-6 September*, pages 543–551, 1996.
- [30] C. W. Snoek. The design and operation of ice-slurry based district cooling systems. energy research laboratories/ CAN-MET. NOVEM, BV *sittard: The Netherlands*, 1993.
- [31] A. B. Russel, P. E. Cheney, and S. D. Wantling. Influence of freezing conditions on ice crystallization in ice cream. *J. Food Eng*, pages 179–191, 1999.
- [32] H.G. Schwartzberg and Y. Liu. Ice crystal growth on chilled scraped surfaces. *Paper No 2g. Am Inst Chem Eng Summer National Meeting, San Diego, CA*, 39:19–22, 1990.

- [33] H.G. Schwartzberg. *Food Freeze Concentration in: H.G. Schwartzberg, M.A. Rao (Eds.)*, volume 1. Marcel Dekker, New York, USA, 1st edition, 1990.
- [34] R.W. Hartel. Ice crystallization during the manufacture of ice cream. *Trends Food Sci. Tech*, 7:315–321, 1996.
- [35] A.J. Armstrong. Cooling crystallization and flow patterns in scraped-surface crystallizer. *Ins Chem Eng*, 349:685–687, 1979.
- [36] D.B. Patience, J.B. Rawlings, and H.A. Mohamed. Crystallization of paraxylene in scraped-surface crystallizers. *AIChE J*, 11:2441–2451, 2001.
- [37] M. Tanino and Y. Kozawa. Ice water two phase flow behavior in ice heat storage systems. *International Journal of Refrigeration*, 24:639–651, 2001.
- [38] Ide Technologies, <http://www.ide-tech.com/index.asp>, acessado em 03/02/2006.
- [39] J. Paul. Auslegung von binäreisanlagen für die raumkühlung und zur kältespeicherung, 2000. Flensburg, Germany.
- [40] G. C. Briley. Scraped surface heat exchangers. *ASHRAE J*, 44 (5):52, 2002.
- [41] E. M. Ticona. Determinação experimental do coeficiente de troca de calor em gerador de pasta de gelo, 2003. MsC. Dissertation, PUC-Rio, Brasil.
- [42] Shoichiro Fukusako and Masahiko Yamada. Recent advances in research on water-freezing and ice-melting problems. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6:90–105, 1993.
- [43] S. Sakazume and N. Seki. On the thermophysical properties of ice and snow in a low temperature. *Trans. JSME*, 44:2059–2069, 1978.
- [44] K. Raznjevic. Handbook of thermodynamic tables and charts, 1976.
- [45] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, and M. L. Huber. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties - REFPROP 7.0, Standard Reference Database 23, 2002. Gaithersburg, MD, USA.
- [46] F. L. Levy. Calculating the thermal conductivity of meat and fish in the freezing range. *International Journal of Refrigeration*, 3:149–154, 1982.
- [47] R. Plank. Handbuch der kältetechnik, VI/B, 1988.

- [48] David R. Lide. *CRC handbook of chemistry and physics*, volume 1. CRC Press, 69 edition, 1988-89.
- [49] E. Stamatidou and M. Kawaji. Heat transfer characteristic in compact scraped ice slurry generators. *Paper ICR-598 in the Proc. of the International Congress of Refrigeration*, 28:18–22, 2003.
- [50] M. Kauffeld, K.G. Christensen, S. Lund, and T.M. Hansen. Experience with ice slurry, 1999. IIR International Congress of Refrigeration, Sydney.
- [51] Frank Qin, Xiao Dong Chen, Andrew B. Russell, Shashini Ramachandra, and Kevin Free. Heat transfer and power consumption in a scraped-surface heat exchanger while freezing aqueous solutions. *Separation and Purification Technology*, 48 (2):150–158, 2006.
- [52] Å. Melinder. *Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants, Tables and diagrams for the refrigeration industry*, volume 1. International Institute of Refrigeration, France, 1 edition, 1997.
- [53] Å. Melinder and E. Granryd. Using property values of aqueous solutions and ice to estimate ice concentrations and enthalpies of ice slurries. *International Journal of Refrigeration*, 28:13–19, 2005.
- [54] M. Kauffeld and T.M. Hansen. Measuring principles for the determination of ice concentration in ice slurry, 2001. ASHRAE, Annual Meeting.
- [55] R. H. Perry and C. H Chilton. *Chemical Engineers Handbook*, volume 1. New York, USA, 5th edition, 1973.
- [56] A. Einstein. Eine neue bestimmung der moleküldiemnsionen. *Ann. Physik*, 19:289–306, 1911.
- [57] Thomas D.G. Transport characteristic of suspension. *Journal Colloid Sci.*, 20:267–277, 1965.
- [58] W. R. Penney and K.J. Bell. Heat transfer in a thermal processor agitated with a fixed clearance thin, flat blade. *Chem. Eng. Prog. Symp.*, 65 (92):1–11, 1969.
- [59] G. Cognet. Les étapes vers la turbulence dans l'écoulement de couette-taylor entre cylindres coaxiaux. *J. de Mécanique Théorique et Appliquée*, numéro spécial:7–44, 1984.

- [60] M. Harröd. A literature survey of flow patterns, mixing effects, residence time distribution, heat transfer and power requirements. *J. Food Process. Eng.*, 9:1–62, 1986.
- [61] K. M. Becker and J. Kaye. Measurement of diabatic flow in annulus with an inner rotating cylinder. *J. Heat Transfer*, 84:97–105, 1962.
- [62] Eric Dumont, Francine Fayolle, and Jack Legrand. Flow regimes and wall shear rates determination within a scraped surface heat exchanger. *Journal of Food Engineering*, 45:195–207, 2000.
- [63] F. E. Huggins. Effect on scrapers on heating, cooling, and mixing. *Ind. Chem. Eng.*, 23:749–753, 1931.
- [64] A. H. P. Skelland. Correlation of scraped-film heat transfer in the votator. *Chem. Eng. Sci.*, 7 (1958) 3:166–175, 1958.
- [65] A. H. P. Skelland, D. R. Oliver, and Tooke S. Heat transfer in a water cooled scraped surface heat exchanger. *Brit. Chem. Eng.*, 7 (1962) 5:346–353, 1962.
- [66] S. Sykora and B. Navratil. Heat transfer on scraped walls. *Collect. Czechoslov. Chem. Commun.*, 31 (8):3299–3308, 1966.
- [67] A. M. Trommelen. Heat transfer in a scraped-surface heat exchanger. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 45 (5):176–178, 1967.
- [68] S. Sykora, B. Navratil, and O. Karasek. Heat transfer on scraped walls in the laminar and transitional regions. *Collect. Czechoslov. Chem. Commun.*, vol. 33 (2):518–528, 1968.
- [69] H. Miyashita, M. Yoshida, T. Yamane, and T. Nishimura. Heat transfer correlation in high prandtl (high schmidt) number in votator type scraped surface heat exchanger. *Chem. Eng. Japan*, 30 (3):545–549, 1997.
- [70] M. Baccar and M.S. Abid. Simulation numérique des comportements hydrodynamiques et thermiques des échangeurs racleurs opérant en régime turbulent. *Int. J. Therm. Sci*, 38:634–644, 1998.
- [71] F. P. Incropera and D. P. DeWitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, volume 1. John Willey & Sons, New York, USA, 4rd edition, 1996.
- [72] Vedat S. Arpaci. *Conduction heat transfer*, volume 1. Addison-Wesley, Kogakusha, 4rd edition, 1966.

- [73] J. Alan Adams and David F. Rogers. *Computer-aided heat transfer analysis*, volume 1. McGraw-Hill, Kogakusha, 5rd edition, 1973.
- [74] Gus Fralick. Thin film heat flux sensor. *Aerospace Technology Innovation*, Vol. 9:22, January/february 2001.
- [75] Holger Martin. *Heat Exchangers*, volume 1. Hemisphere Publishing corporation, 1 edition, 1992.
- [76] A. M. Trommelen and S. Boerema. Power consumption in a scraped-surface heat exchanger. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 44:T329–T334, 1967.
- [77] R. E. Lundberg, P. A. McCuen, and W. C. Reynolds. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 6:495, 1963.
- [78] R.J.C. Vaessen, M.M. Seckler, and G.J. Witkamp. Heat transfer in scraped crytallizers. *Heat Mass Transfer*, 47:717–728, 2003.
- [79] S. J. Kline and F. A. McKlintock. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75:3–8, 1953.
- [80] BIPM, IEC, AFCC, ISO, IUPAC, IUPAP, and OIML. *Guide to the Expression of Uncertainty in Meassurement*, volume 1. 1 edition, 1995.
- [81] John R. Taylor. *An introduction to error analysis*, volume 1. University Science Book, California, USA, 2nd edition, 1939.
- [82] Torben M. Hansen and Michael Kauffeld. Measuring principles for the determination of ice concentration in ice slurry. *ASHRAE*, 107 PART 2:336–345, 2001.
- [83] Micromotion. Best practices guide: Cryogenic service with micromotion® flowmeters.
- [84] V.J. Lunardini. *Heat Transfer With Freezing and Thawing*. Elsevier, Amsterdam and New York, 1991.

## A Análise de Incertezas

Neste apêndice é apresentado a análise de incertezas, das medidas realizadas.

Na determinação das incertezas foi adotado o método de Kline & McClintock [79]. Para um determinado resultado  $R$ , obtido das medidas dos parâmetros  $p_1, p_2, \dots, p_n$ , ou seja,  $R = f(p_1, p_2, \dots, p_n)$ , a incerteza padrão combinada associada a este é dada por:

$$\delta R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial p_i} \delta p_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-1})$$

onde  $\delta p_i$  são as incertezas padrão associadas aos parâmetros  $p_i$ .

Para aplicações é conveniente normalizar esta equação, dividindo-a por  $R$ , para obter

$$u_R = \frac{\delta R}{R} = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{p_i}{R} \frac{\partial R}{\partial p_i} \frac{\delta p_i}{p_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-2})$$

onde  $u_R$  e  $u_{p_i} = \frac{\delta p_i}{p_i}$  são as incertezas fracionárias, ou relativas. Substituindo, a avaliação da incerteza padrão combinada é realizada utilizando-se a equação

$$u_R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{p_i}{R} \frac{\partial R}{\partial p_i} u_{p_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-3})$$

### A.1 Avaliação da incerteza padrão do tipo A

A melhor estimativa disponível da esperança ou valor esperado de uma grandeza  $q$ , que varia aleatoriamente, e para a qual  $n$  observações



independentes  $q_k$  foram obtidas, sob as mesmas condições de medição, é a **média aritmética** ou **média**  $\bar{q}$  das  $n$  observações [80]:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (\text{A-4})$$

As observações individuais  $q_k$  diferem em valor por causa de variações aleatórias nas grandezas de influência. A variância experimental das observações, que estima a variância  $\sigma^2$  da distribuição de probabilidade de  $q$ , é dada por:

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2 \quad (\text{A-5})$$

Esta estimativa da variância, e sua raiz quadrada positiva  $s(q_k)$ , denominada **desvio padrão experimental**, caracteriza a variabilidade dos valores  $q_k$  observados ou, mais especificamente, sua dispersão em torno de sua média  $\bar{q}$ .

A melhor estimativa de  $\sigma^2(\bar{q}) = \sigma^2/n$ , a variância da média, é dada por:

$$s^2(\bar{q}) = \frac{s^2(q_k)}{n} \quad (\text{A-6})$$

A variância experimental da média  $s^2(\bar{q})$  e o **desvio padrão experimental da média**  $s(\bar{q})$ , quantificam o quão bem  $\bar{q}$  estima a esperança  $\mu_q$  de  $q$ , e qualquer um deles pode ser usado como uma medida da incerteza de  $\bar{q}$ .

Assim, para uma grandeza  $p_i$  determinada por  $n$  observações repetidas e independentes  $p_{i,k}$ , a incerteza padrão  $\delta(p_i)$  é calculada como

$$\delta(p_i) = s(\bar{P}_i) \quad (\text{A-7})$$

e uma incerteza padrão do tipo A [80].

Para assegurar que  $\bar{q}$  fornecesse uma estimativa confiável da esperança  $\mu_q$  das variáveis aleatórias  $q_k$  e forneça uma estimativa confiável da variância  $\sigma^2(\bar{q}) = \sigma^2/n$ , foram coletados 100 dados ( $n=100$ ) para cada experiência.

Todos os dados adquiridos nas experiências realizadas, apresentam **média** e o **desvio padrão experimental da média**, para a determinação das incertezas na redução de dados.

## A.2 Incerteza padrão do tipo B

Para uma estimativa de  $p_i$  que não tenha sido obtida através de observações repetidas, a incerteza padrão  $\delta(p_i)$  é avaliada por julgamento científico, baseando-se em todas as informações disponíveis sobre a possível variabilidade de  $p_i$  [80]. O conjunto de de informações pode incluir:

- especificações do fabricante;
- dados fornecidos em certificados de calibração e outros certificados;
- incertezas relacionadas a dados de referência extraídos de manuais;
- dados de medições prévias;

No cálculo das incertezas do tipo B foram utilizadas todas as informações disponíveis, com ênfase nos parâmetros que contribuem significativamente para a incerteza de um resultado de medição.

## A.3 Medição de uma magnitude com diferentes métodos de medição

Freqüentemente, tem-se uma magnitude física  $x$  medida diversas vezes, com diferentes métodos de medição ou em diferentes laboratórios. A questão é como pode ser feita a melhor estimativa desta magnitude física  $x$ . Considere-se, por exemplo, duas medições de  $x$  feitas cuidadosamente por dois pesquisadores, A e B, com os seguintes resultados:

$$x = x_A \pm \delta_A \quad (\text{A-8})$$

e

$$x = x_B \pm \delta_B \quad (\text{A-9})$$

A questão é como combinar os resultados das medições  $x_A$  e  $x_B$  em uma expressão simples. Uma primeira solução seria a média  $(x_A + x_B)/2$ , Taylor [81], por outro lado, conforme a seguir propõe a utilização de uma média ponderada,

$$\mathbf{x} = \frac{\frac{x_A}{\delta_A^2} + \frac{x_B}{\delta_B^2}}{\frac{1}{\delta_A^2} + \frac{1}{\delta_B^2}} \quad (\text{A-10})$$

Esta expressão pode ser simplificada definindo-se os pesos  $w_A$  e  $w_B$ ,

$$w_A = \frac{1}{\delta_A^2} \quad e \quad w_B = \frac{1}{\delta_B^2} \quad (\text{A-11})$$

Pode-se reescrever a Eq. A-10, da melhor estimativa de  $\mathbf{x}$ , como sendo

$$\mathbf{x} = \frac{w_A x_A + w_B x_B}{w_A + w_B} \quad (\text{A-12})$$

Se as incertezas das duas medições forem iguais observa-se que a melhor estimativa é a média  $(x_A + x_B)/2$ . Se as incertezas das medições forem diferentes, então, a melhor estimativa aproxima-se da medida com menor incerteza.

A incerteza da melhor estimativa é determinada por Taylor [81]:

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{w_A + w_B}} \quad (\text{A-13})$$

De um modo geral, para  $\mathbf{n}$  medições diferentes,  $\mathbf{x}_i \pm \delta_i$ , tem-se que a melhor estimativa é determinada como segue:

$$\mathbf{x} = \frac{\sum w_i x_i}{\sum w_i} \pm \frac{1}{\sqrt{\sum w_i}} \quad (\text{A-14})$$

A fração de gelo foi determinada por dois métodos: Método da medição da massa específica da pasta de gelo, que apresenta menores incertezas. E o método da medição da temperatura da pasta de gelo, este procedimento apresenta maiores incertezas. Neste caso foi utilizado o critério proposto por Taylor [81].

Similar tratamento foi aplicado com a determinação da melhor estimativa da taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) na interface. Esta taxa de transferência de calor foi determinado aplicando-se balanço de energia, do lado do fluido refrigerante R22 e do lado da solução aquosa. As incertezas

apresentadas na medição da taxa de transferência de calor do lado do fluido refrigerante é menor comparada com o lado da solução aquosa.

## A.4

### Determinação das incertezas

A determinação das incertezas será em alguns casos, efetuada numericamente, em razão de as propriedades termofísicas da pasta de gelo o fluido portador e o fluido refrigerante serem avaliadas por um grande número de parâmetros.

#### A.4.1

##### Propriedades termofísicas

As propriedades termofísicas são calculadas a partir de parâmetros como concentração de soluto,  $x_o$ , e temperatura do fluido,  $T$ , como visto no capítulo 2. Estas propriedades são obtidas com funções do tipo  $f = f(x_o, T)$ .

Aplicando a Eq. A-3, tem-se:

$$u_f^2 = \left( \frac{x_o}{f} \frac{\partial f}{\partial x_o} u_{x_o} \right)^2 + \left( \frac{T}{f} \frac{\partial f}{\partial T} u_T \right)^2 \quad (\text{A-15})$$

Foram criadas macros para calcular estas incertezas, da forma,  $u_f = fUncert(x_o, T, u_{x_o}, u_T)$ , visto que é necessário determinar numericamente as derivadas parciais. Os valores das incertezas das grandezas são: incerteza da concentração de soluto,  $\delta_{x_o} = 0,005$  kg/kg; a incerteza da medição da temperatura,  $\delta_T = 0,15^\circ\text{C}$ .

As variações das incertezas das propriedades foram

- Massa específica  $\pm 0,3\%$
- Condutividade térmica  $\pm 7\%$
- Calor específico  $\pm 4,5\%$
- Viscosidade dinâmica variou entre  $3\%$  a  $9\%$

**A.4.2****Taxa de transferência de calor na interface**

A taxa de transferência de calor na interface foi determinada como sendo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{R22} \Delta h_{R22} \quad (\text{A-16})$$

As incertezas são

$$u_{\dot{Q}}^2 = u_{\dot{m}_{R22}}^2 + u_{\Delta h_{R22}}^2 \quad (\text{A-17})$$

Medidores tipo CORIOLIS são extremamente acurados, com incertezas menores que 0,5%. A incerteza na medição da diferença de entalpia,  $\Delta h_{R22}$ , foi avaliada numericamente através de uma função macro, visto que o cálculo das propriedades do fluido refrigerante, R22, são determinadas com macros do pacote REFPROP. As incertezas calculadas da taxa de transferência de calor na interface foram avaliadas na faixa de  $\pm 3\%$ .

**A.4.3****Fração de gelo**

A fração de gelo foi determinada pela medição da massa específica da pasta de gelo, a partir da equação a seguir:

$$x_g = \frac{\rho_g}{\rho_{pg}} \left( \frac{\rho_{fp} - \rho_{pg}}{\rho_{fp} - \rho_g} \right) \quad (\text{A-18})$$

Aplicando a Eq. A-3, tem-se:

$$u_{x_g}^2 = \left( \frac{\rho_{fp}}{(\rho_{fp} - \rho_g)} u_{\rho_g} \right)^2 + \left( \frac{\rho_{fp}(\rho_{pg} - \rho_g)}{(\rho_{fp} - \rho_{pg})(\rho_{fp} - \rho_g)} u_{\rho_{fp}} \right)^2 + \left( \frac{\rho_{fp}}{\rho_{fp} - \rho_{pg}} u_{\rho_{pg}} \right)^2 \quad (\text{A-19})$$

As incertezas da medição da fração de gelo foram da ordem de  $\pm 0,02$  kg/kg, com incerteza de medição de massa específica de  $\pm 0,3\%$ . A determinação da incerteza da fração de gelo por medição da temperatura da pasta de gelo é dada a seguir.

A fração de gelo é avaliada pela relação seguinte:

$$x_g = 1 - \frac{x_o}{x_{fp}} \quad (\text{A-20})$$

Aplicando a Eq. A-3, tem-se:

$$u_{x_g}^2 = \left( \frac{x_o}{x_{fp} - x_o} u_{x_o} \right)^2 + \left( \frac{x_o}{x_{fp} - x_o} u_{x_{fp}} \right)^2 \quad (\text{A-21})$$

onde  $x_{fp}$  e  $u_{x_{fp}}$  dependem da temperatura,  $T$ , e são calculadas por uma função macro.

Com este método, as incertezas de medição da fração de gelo são maiores, foram da ordem de  $\pm 0,07$  kg/kg.

#### A.4.4

##### Número de Reynolds rotacional

O número de Reynolds rotacional,  $Re_r$ , foi definida como:

$$Re_r = \frac{\rho N D^2}{\mu} \quad (\text{A-22})$$

A incerteza padrão combinada é dada a seguir

$$u_{Re_r}^2 = u_\rho^2 + u_N^2 + 2u_D^2 + u_\mu^2 \quad (\text{A-23})$$

A incerteza de medição de  $Re_r$  variou entre 3,5% a 9%

#### A.4.5

##### Número de Reynolds axial

O número de Reynolds axial,  $Re_a$ , foi definida como:

$$Re_a = \frac{\rho D_h v_a}{\mu} \quad (\text{A-24})$$

A incerteza padrão combinada é dada a seguir

$$u_{Re_a}^2 = u_\rho^2 + u_{D_h}^2 + u_{v_a}^2 + u_\mu^2 \quad (\text{A-25})$$

A incerteza de medição de  $Re_a$  variou entre 3% a 9%

#### A.4.6 Número de Prandtl

O número de Prandtl,  $Re_a$ , foi definida como:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (\text{A-26})$$

A incerteza padrão combinada é dada a seguir

$$u_{Pr}^2 = u_{\mu}^2 + u_{c_p}^2 + u_k^2 \quad (\text{A-27})$$

A incerteza de medição de  $Pr$  variou entre 3% a 12%

#### A.4.7 Potência dissipada

A potência dissipada,  $P$ , pode-se escrever como:

$$P = P_o \rho D^5 N^3 \quad (\text{A-28})$$

A incerteza padrão combinada é dada a seguir

$$u_P^2 = u_{P_o}^2 + u_{\rho}^2 + 5u_D^2 + 3u_N^2 \quad (\text{A-29})$$

A incerteza de medição de,  $P$ , foi de  $\pm 14\%$

#### A.4.8 Número de Nusselt local

O número de Nusselt local foi determinado a partir de varios parâmetros

$$Nu_z = \frac{\overline{q''} \Delta T_z D}{\Delta \overline{T}_z k (T_m - T_{p,i})} \quad (\text{A-30})$$

A incerteza padrão combinada e dada a seguir:

$$u_{Nu_z}^2 = u_{\overline{q''}}^2 + u_{\Delta T_z}^2 + u_D^2 + u_{\Delta \overline{T}_z}^2 + u_k^2 + \left( \frac{T_m}{T_m - T_{p,i}} u_{T_m} \right)^2 + \left( \frac{T_{p,i}}{T_m - T_{p,i}} u_{T_{p,i}} \right)^2 \quad (\text{A-31})$$

Na Fig. 5.16 foi mostrada a diferença das temperaturas médias da parede interna e a temperatura média do fluido,  $\overline{T}_{p,i} - \overline{T}_m$ . A parcela

que contribui significativamente na incerteza do número de Nusselt local, é a diferença de temperatura ( $T_m - T_{p,i}$ ). Os resultados da avaliação da incerteza do número de Nusselt local mostram que está na faixa de  $\pm 12\%$

#### A.4.9

##### Número de Nusselt médio

O número de Nusselt médio foi calculado com a expressão

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_z dz \quad (\text{A-32})$$

substituindo a Eq. (A-30) em (A-32), tem-se

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{q''} D}{\overline{\Delta T}_z k} \frac{1}{L} \int_0^L \frac{\Delta T_z}{T_m - T_{p,i}} dz \quad (\text{A-33})$$

Fazendo

$$INTNU = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{\Delta T_z}{T_m - T_{p,i}} dz \quad (\text{A-34})$$

Esta última expressão foi integrada numericamente, tem-se

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{q''} D}{\overline{\Delta T}_z k} INTNU \quad (\text{A-35})$$

A incerteza padrão combinada do cálculo do número de Nusselt médio é dada a seguir:

$$u_{\overline{Nu}}^2 = u_{\overline{q''}}^2 + u_D^2 + u_{\overline{\Delta T}_z}^2 + u_k^2 + u_{INTNU}^2 \quad (\text{A-36})$$

A incerteza estimada do número de Nusselt médio é da ordem de 13%.



## **B**

### **Medida da fração de gelo na pasta de gelo**

#### **B.1**

##### **Métodos de medição de fração de gelo**

Torben & Kauffeld [82] apresentam vários métodos para a medição de fração de gelo. Basicamente, a determinação da fração de gelo é realizada indiretamente, através da medição de propriedades termofísicas da pasta de gelo. Entretanto, também são utilizadas algumas propriedades termofísicas do fluido portador para determinar a fração de gelo. Várias propriedades termofísicas da pasta de gelo, e do fluido portador, podem ser utilizadas para se determinar a fração de gelo, e são apresentadas a seguir:

- Temperatura da pasta de gelo
- Massa específica da pasta de gelo
- Entalpia da pasta de gelo
- Viscosidade da pasta de gelo
- Condutividade elétrica da pasta de gelo
- Concentração do fluido portador
- Índice de refração de fluido portador

As propriedades do pasta de gelo diferem significativamente das do gelo puro e do fluido portador. As propriedades termofísicas da pasta de gelo podem, em muitos casos, ser deduzidas da ponderação linear das propriedades do gelo e do fluido portador.

### B.1.1

#### Determinação da fração de gelo por medição da temperatura da pasta de gelo

A determinação da fração de gelo pode ser feita através da medição da temperatura da pasta de gelo. Entretanto, as incertezas associadas à utilização deste método são altas. A Fig. 5.4 mostra a variação da fração de gelo e a variação da temperatura da pasta de gelo. A diferença da temperatura da pasta de gelo com respeito à temperatura de mudança de fase é aproximadamente 1 °C. Este valor corresponde a uma fração de gelo de 0,22 kg/kg.

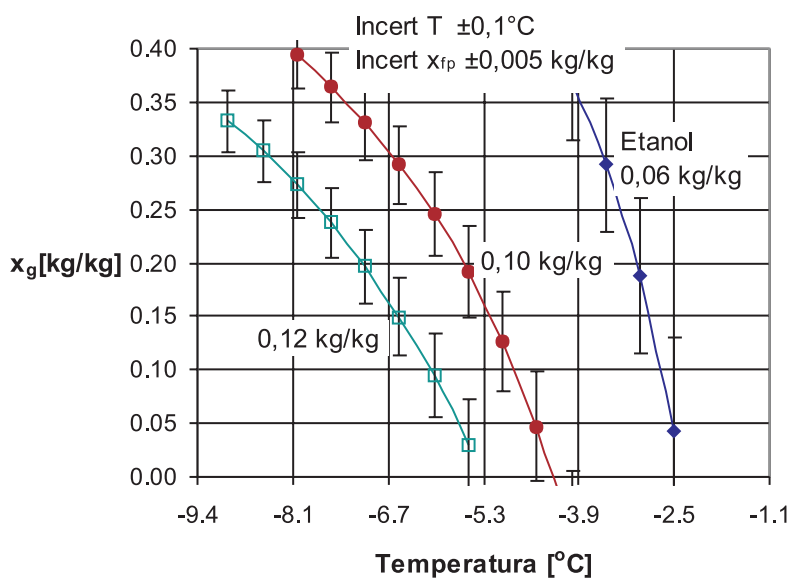


Figura B.1: Incertezas associadas à determinação da fração de gelo por medição da temperatura da pasta de gelo.

### B.1.2

#### Determinação da fração de gelo por medição da energia interna da pasta de gelo

O método está baseado na medição da potência elétrica, ( $\dot{Q}$ ), fornecida a uma amostra de pasta de gelo de massa definida, ( $m$ ), isto é, um sistema termodinâmico. Se a amostra for isolada para evitar perdas de energia, como é feita em calorímetros, da aplicação do balanço de energia no sistema tem-se

$$\int_0^t \dot{Q} dt = m(u_{final} - u_{pg}) \quad (B-1)$$

A energia interna da pasta de gelo varia com o fornecimento de energia térmica. Eventualmente, após um tempo ( $t$ ), a pasta de gelo muda de fase completamente para o estado líquido. A determinação da energia interna da solução aquosa ( $u_{final}$ ) resultante é simples. Pode ser adotado um protocolo como esperar que a temperatura atinja 1 °C acima da temperatura de mudança de fase. Portanto, deste procedimento obtém-se a energia interna da pasta de gelo ( $u_{pg}$ ), o que permite determinar sua fração de gelo. Ticona [41] desenvolveu um dispositivo para a medição de fração de gelo pelo método descrito. Este método apresenta baixas incertezas. Por outro lado, do ponto de vista de aplicação industrial, não é prático, pela razão de precisar de um operador. Sistemas mais complicados, que permitem um procedimento automatizado, já foram desenvolvidos [54]. Este método de medição de fração de gelo necessita de um período de tempo ( $t$ ) que, dependendo da massa da amostra ( $m$ ), pode ser de vários minutos.

### B.1.3

#### Determinação da fração de gelo por medição da massa específica

A massa específica da pasta de gelo varia consideravelmente com a fração de gelo. Esta propriedade termofísica pode, então, ser utilizada para a medição da fração de gelo. A massa específica e a fração de gelo estão relacionadas pela expressão seguinte [26]:

$$\rho_{pg} = \frac{1}{\frac{x_g}{\rho_g} + \frac{1-x_g}{\rho_{fr}}} \quad (\text{B-2})$$

Bedecarrts et al. [3] avaliaram a fração de gelo utilizando a Eq. B-3 baseados na expressão anterior

$$x_g = \frac{\rho_g}{\rho_{pg}} \left( \frac{\rho_{fp} - \rho_{pg}}{\rho_{fp} - \rho_g} \right) \quad (\text{B-3})$$

## B.2

### Método adotado

O método de medição de fração de gelo por calorímetro necessita de uma amostra de pasta de gelo. A retirada de uma amostra do sistema de geração de pasta de gelo perturba o equilíbrio do sistema, no caso de atingir-se o estado estacionário. Por este motivo, o método de medida adotado para a determinação da fração de gelo foi por medição da massa específica

da pasta de gelo. Este método não interfere com o equilíbrio mencionado. Igualmente, a escolha deste método foi também pelo fato de os medidores de vazão CORIOLIS poderem medir simultaneamente a vazão massica e a massa específica da pasta de gelo. Além do mais, trata-se de um método de medida “on-line”. Na indústria, este método de medição mostraria-se-ia muito prático, não fossem os custos dos medidores.

### B.3 Parâmetros e variáveis importantes

Para a determinação da massa específica foram utilizados dois medidores CORIOLIS MICROMOTION<sup>®</sup> da serie ELITE<sup>®</sup> (CMF025 e CMF050), Na Fig. 3.1 pode-se ver estes medidores sendo utilizados com o propósito de medir a fração de gelo na entrada e saída do gerador.

O medidor Coriolis mede a vazão e massa específica relacionando a partir da frequência de vibração de um tubo. Esta frequência de vibração depende do módulo de elasticidade do tubo, o qual, por sua vez, depende da temperatura do fluido que passa pelo Coriolis, motivo pelo qual é preciso um ajuste ou compensação por efeitos de temperatura do fluido. O instrumento em questão dispõe de um medidor de temperatura RTD interno, embutido no aparelho, mas que não apresenta boa resolução. A recomendação do fabricante para a operação do instrumento a baixas temperaturas é: se a aplicação exigir a medida exata de massa específica, o usuário deve usar medição externa <sup>1</sup> da temperatura e executar uma calibração in-situ da massa específica [83].

Nas primeiras medições, quando se desconhecia a necessidade da medição externa de temperatura, chegou-se a grandes erros de medição. Os resultados não mostravam, principalmente, repetitividade, com a medição externa de temperatura, Fig. B.2. A Fig. B.3 mostra os resultados de medição efetuada com o instrumento descalibrado. Foi feita a medição da massa específica de 4 soluções aquosas água-etanol com frações de 13,7; 27,2; 36,3 e 46%. O álcool utilizado foi álcool etílico absoluto P.A. com dosagem de 99,5% e baixos teores de resíduos. As curvas de massa específica foram calculadas conforme explicado no Cap. 2. Estas curvas apresentam baixa incerteza, da ordem de 0,079% [52].

---

<sup>1</sup>O medidor possui um medidor de temperatura RTD interno, que é utilizado pela eletrônica do sistema para a compensação de temperatura

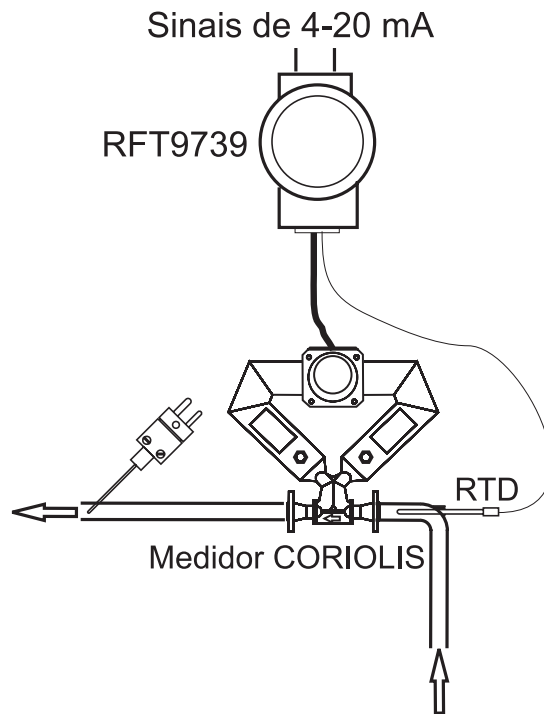


Figura B.2: Esquema de medição da massa específica com medidor Coriolis e medição externa de temperatura com RTD e transmissor RFT9739.

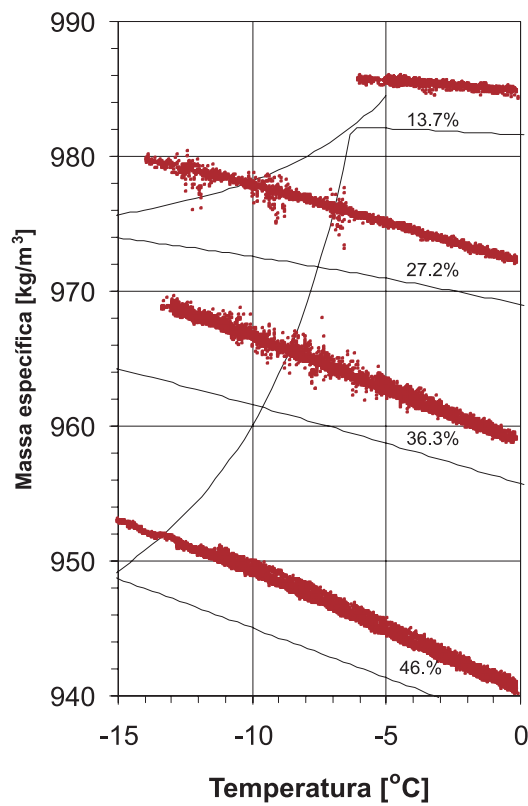


Figura B.3: Medição da massa específica das soluções aquosas de água-etanol com diferentes frações, sem calibração.

Já a Fig. B.4 mostra a medição da massa específica após a calibração do instrumento.

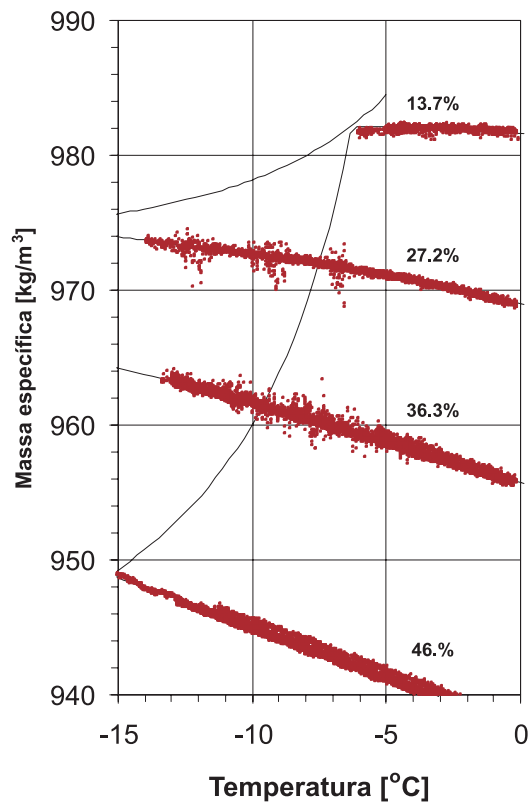


Figura B.4: Medição da massa específica das soluções aquosas de água-etanol com diferentes frações, após a calibração.

## B.4

### Dados experimentais e redução de dados

A configuração do esquema de medição de massa específica está mostrado na Fig. B.2. Pode-se observar um termopar utilizado para medir a temperatura do fluido  $T_{ind}$ . O medidor Coriolis fornece a massa específica  $\rho_{ind}$ . A calibração do medidor é feita comparando-se leituras de massa específica fornecido pelo instrumento  $\rho_{ind}$ , com os correspondentes valores de massa específica da solução aquosa com uma concentração,  $x_o$ , e temperatura,  $T_{ind}$ , fornecidas por Melinder [52]. A calibração foi feita com um polinômio de dois variáveis mostrado na Eq. B-4.

$$\rho_{calib} = c_0 + c_1\rho_{ind} + c_2T_{ind} + c_3\rho_{ind}T_{ind} + c_4\rho_{ind}^2 + c_5T_{ind}^2 + c_6\rho_{ind}T_{ind}^2 + c_7T_{ind}^3 \quad (\text{B-4})$$

Os coeficientes  $c_0 \dots c_7$  foram obtidos por um ajuste de mínimos quadrados.

	Coeficiente	Incerteza padrão	coef. correl. desvio médio padrão
$c_7$	-0,00036762	0,0000556	0,838
$c_6$	-0,00060005	0,0000145	0,322
$c_5$	0,56912307	0,0142371	
$c_4$	0,00079120	0,0000142	
$c_3$	-0,00392618	0,0001799	
$c_2$	3,89606167	0,1740111	
$c_1$	-1,53551682	0,0274514	
$c_0$	741,698004	13,244473	

Tabela B.1: Coeficientes de calibração para medição de massa específica do CORIOLIS CMF025

	Coeficiente	Incerteza padrão	Coef. correl. Desvio médio padrão
$c_7$	-0,00049654	0,0000220	0,955
$c_6$	-0,00039459	0,0000065	0,145
$c_5$	0,36868400	0,0062674	
$c_4$	0,00134480	0,0000069	
$c_3$	-0,00048208	0,0000899	
$c_2$	0,51732852	0,0862616	
$c_1$	-2,56706122	0,0132534	
$c_0$	1222,91855	6,3783546	

Tabela B.2: Coeficientes de calibração para medição de massa específica do CORIOLIS CMF050

## B.5 Resultados

A Fig. B.5 mostra a variação da massa específica de uma solução aquosa etanol-água com 13,7% de concentração. Pode-se ver a passagem de líquido a líquido super-resfriado. Finalmente, a solução torna-se pasta de gelo com diferentes de frações de gelo.

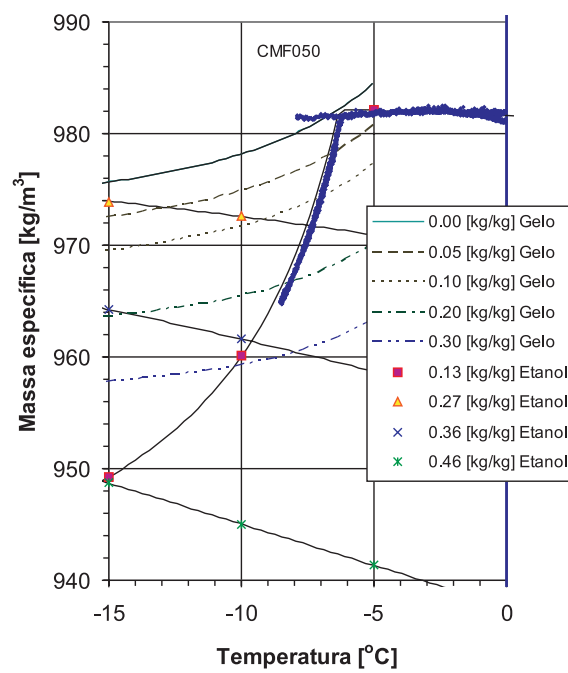


Figura B.5: Variação da massa específica do medidor após a calibração.



## C

# Medida de Temperatura

No trabalho desenvolvido a determinação da temperatura nos diferentes pontos é fundamental. A Fig. 3.1 mostra todos os termopares utilizados na bancada experimental. Tem-se um grupo de termopares que mede a temperatura de parede interno,  $T_{pi_i}$ , e outro grupo que mede a temperatura de parede externo,  $T_{pe_i}$ , do gerador. Tem-se termopares que medem as temperaturas de entrada e saída da pasta de gelo,  $T_{ent}$  e  $T_{saida}$ . Para medições de pequenas diferenças destas temperaturas foi utilizado uma termopilha. Tem-se, finalmente, termopares que medem as temperaturas de entrada e saída no gerador do fluido refrigerante R22, assim como um termopar que mede a temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão termostática.

Na Seção 2.1.2 foram listadas as principais soluções aquosas utilizadas para a geração de pastas de gelo. Algumas destas pastas são muito corrosivas, o que atacaria quimicamente as junções convencionais de termopares, levando à descalibração progressiva ou até mesmo a perda da junção. Também, grande parte das soluções aquosas em questão são soluções salinas, cloreto de sódio por exemplo, e possuem elevada condutividade elétrica. Neste caso, as junções teriam ataque por corrosão galvânica. Com todas estas considerações, para a medição de temperatura nos fluidos foram utilizados termopares OMEGACLAD<sup>®</sup>, é um tipo de termopar de fabricação especial, com a característica de ter proteção de aço inox 304.

Foi empregado um banho termostático Neslab ULT-80. O fluido utilizado no banho foi álcool etílico e água com uma concentração de 60% na calibração.

Os termopares que não estavam em contato com o fluido foram soldados por imersão em um banho fundido de uma liga com alta concentração de prata 25%. A solda produzida apresentou excelentes propriedades

mecânicas e térmicas.

### C.0.1

#### Redução dos dados

Foi observado, a partir dos dados obtidos da calibração, que os termopares apresentaram leituras diferentes para cada temperatura de calibração. Deste modo optou-se pela calibração de cada termopar. Utilizou-se um polinômio de 6º grau, sendo as constantes determinadas pelo método de ajuste do mínimos quadrados (Eq. C-1).

$$T_{calib} = c_1 + c_2T_{ind} + c_3T_{ind}^2 + c_4T_{ind}^3 + c_5T_{ind}^4 + c_6T_{ind}^5 + c_7T_{ind}^6 \quad (C-1)$$

nde  $T_{ind}$  é a leitura de temperatura do aquisitor de dados.



Figura C.1: Fotografia de banho termostático para a calibração dos termopares.

## C.1

### Medição de diferença de temperatura

No caso de medições de pequenas diferenças de temperatura, Para aumentar a sensibilidade de um circuito termoeletrico e obter incertezas

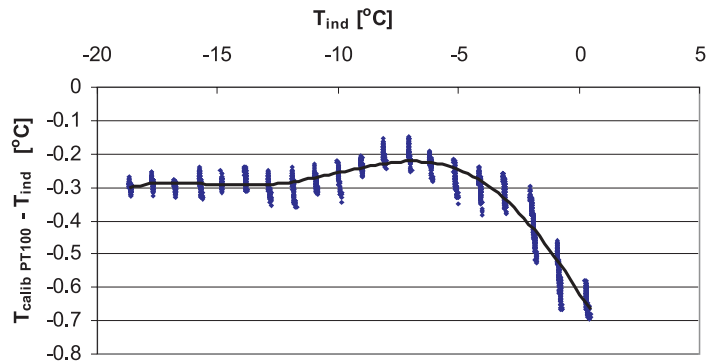


Figura C.2: Error de medição de termopar.

menores é apropriado utilizar uma termopilha, nome que se dá a um conjunto de termopares ligados em série. Para  $n$  termopares obtém-se uma voltagem de saída  $n$  vezes maior do que aquela obtida para um único termopar. Isto é, medidas com uma resolução maior podem ser obtidas. Cabe lembrar que em qualquer utilização da termopilha é necessário assegurar que as junções estejam eletricamente isoladas uma às outras. Para isto as junções foram recobertas por adesivo epóxi OMEGABOND® 110 de alta condutividade térmica e alto isolamento elétrico como mostram as especificações do fabricante, na Fig. C.4.

Tendo em mente as considerações feitas sobre corrosão construiu-se a termopilha em um conjunto fechado tipo sonda, para evitar descalibração e erros de leitura.

### C.1.1 Calibração da termopilha

descreve-se, a seguir, A seguir vamos a relatar o procedimento de calibração da termopilha com o uso do método dos mínimos quadrados, chegando-se a uma curva de calibração linear. Determina-se o parâmetro de ajuste, a inclinação, e sua variâncias e covariâncias. Estas são usadas para obter, a partir da curva, o valor da incerteza padrão combinada.

A termopilha é calibrada comparando-se  $n$  leituras de  $V_k$  de diferença de potencial da termopilha, com incerteza não desprezível, com as correspondentes diferenças de temperatura  $\Delta T_k$ . A diferença de temperatura  $\Delta T_k$

e a diferença de potencial  $V_k$  são as grandezas de entrada da avaliação. Uma curva de calibração linear:

$$\Delta T = B \cdot V \quad (\text{C-2})$$

é ajustada pelo método dos mínimos quadrados, para a diferença de temperatura e a diferença de potencial medidas. O parâmetro B, que é a inclinação da curva de calibração, é o mensurando a ser determinado.

### C.1.2

#### Ajuste por mínimos quadrados

Tem-se para o ajuste por mínimos quadrados.

$$\Delta T = B \cdot V \quad (\text{C-3})$$

$$B = \frac{\sum_{i=1}^N V_i \Delta T_i}{\sum_{i=1}^N V_i^2} \quad (\text{C-4})$$

$$s^2 = \frac{1}{N-1} \sum (\Delta T_i - B \cdot V_i)^2 \quad (\text{C-5})$$

$$s^2(B) = \frac{s^2}{\sum V_i^2} \quad (\text{C-6})$$

A incerteza padrão combinada de um valor previsto é calculada aplicando-se a lei de propagação de incertezas, Eq. A-3 no Apêndice A. Notando-se que  $\Delta T = f(B, V)$  e escrevendo  $\delta B = s(B)$  e  $\delta V$ , com as incertezas de tipo A e B, obtém-se:

$$u_{c,\Delta T}^2 = u_B^2 + u_{V_A}^2 + u_{V_B}^2 \quad (\text{C-7})$$

A incerteza de medição de diferença de potencial DC no aquisitor de dados Agilent 34970A, para a escala de 100 mV, especificações de exatidão de um ano e temperatura de operação (18 °C - 28 °C), é dado pela relação 0,0050% da leitura + 0,0040% da escala. Na medição, a leitura é muito menor do que a escala, isto é, a leitura que se espera não ultrapassa 500  $\mu\text{V}$ , enquanto que a escala é 100 mV. Avaliando esta relação tem-se que a incerteza de medição é 4  $\mu\text{V}$ .

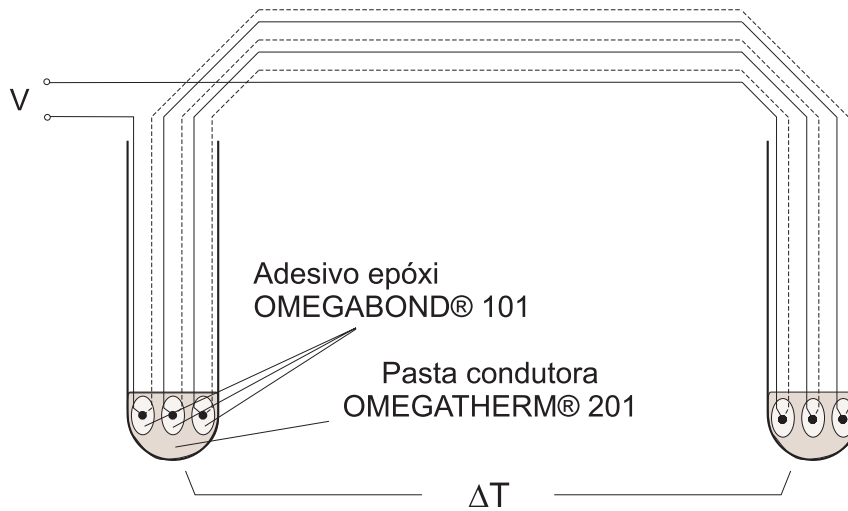


Figura C.3: Esquema de uma termopilha.

Model No.	OB-100	OB-101	OB-200	OT-201
Material	Fast Set Epoxy Adhesive	Epoxy Adhesive	Epoxy Adhesive	Silicone Grease
Max. Continuous Temperature	130°C (265°F)	105°C (221°F)	260°C (500°F)	200°C (392°F)
Cure	8–12 min. set Room Temp.	Room Temp.	Elevated Temp.	Not required
Adheres to	M, C, PL,	M, C, PL,	M, C, PL,	Wets most Surfaces
Most*	PA, W	PA, W	PA, W	
Thermal conductivity (k) (BTU) (in)/(hr) (ft <sup>2</sup> ) (°F)	Low	High 7.2	Very High 9.6	Extremely High 16
Electrical Insulation Volume Resistivity ohm-cm	High 10 <sup>12</sup>	Very High 10 <sup>15</sup>	Very High 10 <sup>15</sup>	Very High 10 <sup>14</sup>
Tensile Shear PSI MIN	2000	2200	2700	—
Flexure Strength PSI MIN		12,000	17,000	
Coefficient of Thermal Expansion in/in/°F	51 x 10 <sup>-6</sup>	20 x 10 <sup>-6</sup>	21 x 10 <sup>-6</sup>	

Figura C.4: Especificações de adesivo e pasta térmica Omega.

## D

### Planejamento da tese

Neste apêndice são apresentados as considerações no que diz respeito ao planejamento da bancada experimental. Faz-se necessário um detalhado planejamento de construção de uma bancada experimental, para evitar demoradas modificações caso que sejam julgadas necessárias, Relatam-se, a seguir, as principais considerações do planejamento da bancada experimental.

#### D.1

##### A serpentina de tubo de cobre

Como já foi comentado, a serpentina de tubo de cobre foi adotada para evitar a acumulação de óleo no evaporador. Entretanto, esta solução apresenta um problema: o mal contato do tubo de cobre na superfície externa do gerador de pasta de gelo. A Fig. D.1 mostra o arranjo dos tubos de cobre em contato com a superfície externa do gerador de pasta de gelo. Para mitigar este problema, foi feita uma modelagem numérica para avaliar os efeitos na distribuição de temperatura na parede interior do gerador por esse tipo de contato. O diagrama na Fig. D.1 permite observar uma distribuição de temperaturas com gradientes pronunciados no ponto de contato do tubo de cobre. A Fig. D.2 mostra o resultado da modelagem mostrando a distribuição de temperaturas na parede do gerador. Esta modelagem foi feita resolvendo a equação de Laplace em coordenadas cilíndricas, Eq. D-1, com condições de contorno uma determinada temperatura na área de contato do tubo de cobre, e na superfície de transferência de calor, Em outras palavras, na superfície que está em contato com a pasta de gelo, foi imposta troca de calor por convecção com determinado coeficiente de troca de calor  $h$ . Uma consequência deste arranjo seria a necessidade do uso de um critério de localização dos termopares que medissem a temperatura na

parede interna da superfície de troca de calor.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (D-1)$$

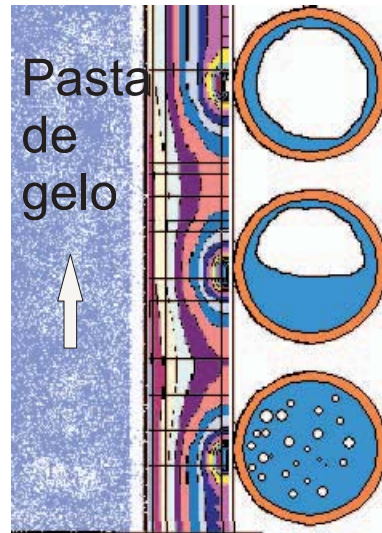


Figura D.1: Esquema do tubo de cobre em contato na parede do gerador de pasta de gelo e a distribuição de temperatura prevista por solução numérica.

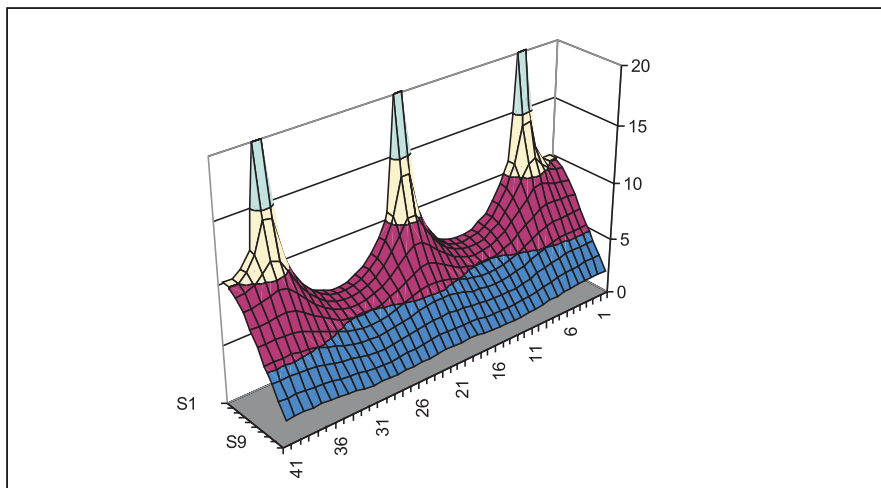


Figura D.2: Diagrama de distribuição da temperatura (resultado da modelagem numérica).

Optou-se pela utilização de uma superfície estendida, para uma condução de calor de forma mais eficaz. A Fig. D.3 mostra esse elemento, desenvolvido no laboratório de refrigeração da PUC-Rio, a partir de um tubo de cobre circular por passagens sucessivas através de rodilhos. Foi feita a

modelagem com as mesmas condições de operação que no caso sem aleta. A Fig. D.4 mostra a distribuição de temperatura interna na parede do gerador, considerando que a condutividade térmica do cobre e o aço inox 304 é aproximadamente  $k_{cu}=380 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  e  $k_{acoinox} =19 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , respectivamente. Os resultados indicam claramente que essa aleta distribui uniformemente a temperatura na parede externa do tubo de aço inox.

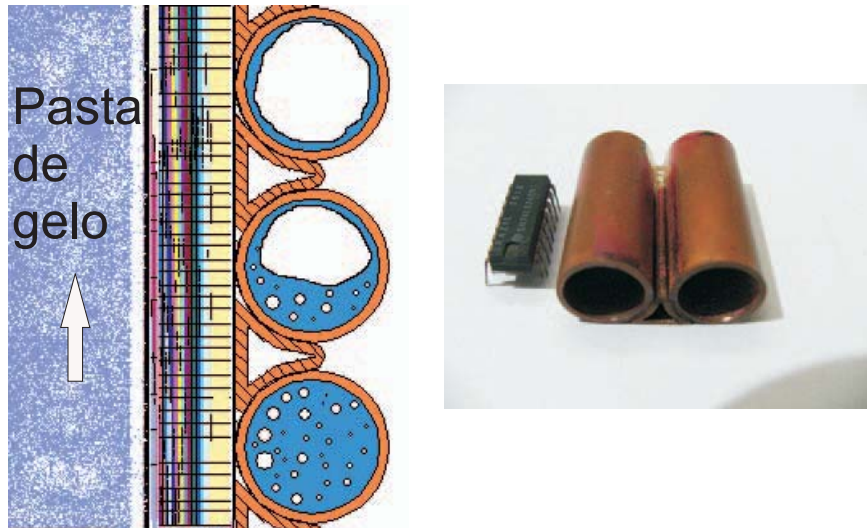


Figura D.3: Esquema do tubo de cobre com aleta na parede do gerador de pasta de gelo e o perfil de temperatura previsto para a mesma.

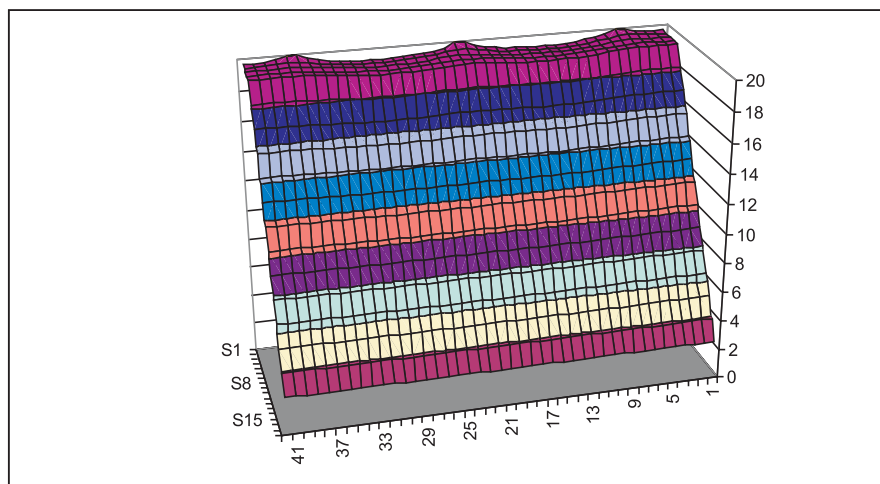


Figura D.4: Diagrama de perfil de temperatura prevista numericamente, para uma superfície com aleta.



## **D.2**

### **O circuito hidráulico**

No planejamento da bancada experimental, no que se refere ao circuito hidráulico, buscou flexibilidade e adaptação rápida a modificações que fossem necessárias, Instalaram-se várias válvulas e tomadas no circuito, que, no decorrer das experiências, mostraram-se eficaz e permitiram que, em pouco tempo modificações posteriores. Por exemplo, para calibrar os termopares instalados na parede do gerador foram necessárias tomadas para o escoamento de uma solução de água-etanol através de um banho termostático.

## **E**

### **Especificações técnicas dos outros componentes**

Nas Figs. E.1 e E.2 estão detalhadas as especificações técnicas da unidade condensadora utilizada.

Na Fig. E.3 as caracterizas técnicas do compressor são apresentadas.

**Especificação Técnica  
Engenharia de Produtos**



Modelo	LM	Tensão Nominal (V)		Refrigerante	Ventilação
		60 Hz	50 Hz		
AKM26ES	AK526ES	220	-----	R22	Forçada

**Dados Básicos**

<b>Faixa de Tensão de Operação (V):</b>	60 Hz: 187 - 242	50 Hz: -----
<b>Aplicação:</b>	Média/Alta Pressão de Evaporação (MBP/HBP)	
<b>Faixa de Temperatura de Evaporação:</b>	-20°C to +10°C (-4F to 50F)	
<b>Tipo de Motor:</b>	CSR	
<b>Classe de Torque de Partida:</b>	Alto Torque de Partida (HST)	
<b>Tipo de Expansão:</b>	Tubo Capilar	
<b>Tipo de Óleo:</b>	Sintético	<b>Viscosidade:</b> 32 cSt @ 40°C
<b>Carga de Óleo:</b>	537 ml	
<b>Deslocamento:</b>	26 cc/rev	
<b>Peso Líquido:</b>	19.3 Kg	
<b>Homologação:</b>	-----	

**Performance Esperada**

Condição de Teste:	ASHRAE	CECOMAF
<b>Tensão de Teste:</b>	220V/60Hz	
<b>Capacidade Frigorífica (+/-5%) (Btu/h):</b>	13250	
<b>(Kcal/h):</b>	3,339	
<b>(W):</b>	3,884	
<b>Potência (+/-5%) (W):</b>	1,719	
<b>Corrente (+/-5%) (A):</b>	8.16	
<b>Eficiência – EER (-9.04%/+10.5%) (Btu/Wh):</b>	7.71	
<b>(Kcal/Wh):</b>	1.94	
<b>(W/W):</b>	2.26	
<b>LRA (Max) (A):</b>	39	
<b>Resistência da bobina à 25°C (+/-7%) (Ohms):</b>	Marcha: 1.87	Partida: 18.2

**Componentes Elétricos**

<b>Relê Amperométrico:</b>	TEXAS	Ou	COMPELA
	-----		-----
<b>Código:</b>			
	Baioneta:---	Paraf.:---	Baioneta:--- Paraf.:---
<b>Tipo de Conexão:</b>			
	----- A		--- A
<b>Pick-Up:</b>			
	----- A		--- A
<b>Drop-out:</b>			
	<b>ELECTRICA</b>		<b>G.E.</b>
<b>Relê Voltimétrico :</b>		Ou	
	RVA6AQ3C		3ARR3A27E3
<b>Código:</b>			
	314 - 342 V		314 - 342 V
<b>Pick-up:</b>			
	60 - 135 V		75 - 180 V
<b>Drop-out:</b>			
	<b>TEXAS</b>		<b>COMPELA</b>
<b>Relê PTC:</b>		Ou	

Figura E.1: Especificações técnicas da unidade condensadora.

	-----		-----
Código:	---	(ohms)	---
Resistência do PTC:	---	W	---
Potência do PTC:	<b>TEXAS</b>	<b>Ou</b>	<b>COMPELA</b>
<b>Protetor Térmico:</b>	-----		T99300-XX
Código:	Baioneta:---	Paraf.:---	Baioneta:17 Paraf.:39
Tipo de Conexão:	---	°C	165 °C
Temperatura de Abertura (+/-5°C)	---	°C	52 °C
Temperatura de Fechamento (+/-9°C)	---	A	22.00 A
Corrente de Time Check:	---	s	6.5 - 16 s
Time Check à 25°C	---	A at --- °C	11.37 A à 90 °C
Trip Current:	-----		-----
<b>Módulo Combo:</b>	<b>Partida:</b> 50-60MFD	<b>Marcha:</b> 10MFD	440VAC
<b>Capacitor:</b>	330VAC		<b>Opção de Venda</b>
<b>Caixa de Conexão:</b>	BRLP110 /		-----
	BRLP110-E		

**Nota:**

*As informações contidas nesta especificação estão sujeitas à alterações sem prévio aviso. Revisado em:5/9/2002*

Figura E.2: Especificações técnicas da unidade condensadora (continuação).

## Performance do Compressor



<b>LM:</b> AK526ES	<b>Tipo de Motor:</b> CSR
<b>Modelo:</b> AKM26ES	<b>Capacitor Permanente:</b> SIM
<b>Ventilação:</b> F	<b>Frequência:</b> 60Hz
<b>Tensão Nominal</b> ----- (50Hz)	<b>Tensão de Teste:</b> 220V/60Hz
<b>(V):</b> 220 (60Hz)	
<b>Aplicação:</b> CBP	<b>Gás Refrigerante:</b> R22

### Capacidade Frigorífica - BTU/h (Watts) - ASHRAE

Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)					
	-20,0(-4)	-15,0(5)	-9,4(15)	-3,9(25)	7,2(45)	10,0(50)
<b>43,3(110)</b>	4325(1266)	5720(1675)	7507(2198)	9528(2790)	14206(4160)	15496(4538)
<b>48,9(120)</b>	3812(1116)	5195(1521)	6978(2043)	9003(2636)	13716(4016)	15019(4398)
<b>54,4(130)</b>	3380(990)	4741(1388)	6508(1906)	8526(2497)	13250(3880)	14562(4264)
<b>60,0(140)</b>	2990(876)	4320(1265)	6059(1774)	8059(2360)	12771(3740)	14086(4125)

### Potência (Watts) - ASHRAE

Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)					
	-20,0(-4)	-15,0(5)	-9,4(15)	-3,9(25)	7,2(45)	10,0(50)
<b>43,3(110)</b>	1.005	1.119	1.250	1.376	1.574	1.606
<b>48,9(120)</b>	972	1.110	1.264	1.411	1.645	1.684
<b>54,4(130)</b>	913	1.080	1.264	1.439	1.719	1.768
<b>60,0(140)</b>	865	1.066	1.286	1.493	1.832	1.894

### Corrente (Amperes) - ASHRAE

Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)					
	-20,0(-4)	-15,0(5)	-9,4(15)	-3,9(25)	7,2(45)	10,0(50)
<b>43,3(110)</b>	4,77	5,31	5,93	6,53	7,47	7,62
<b>48,9(120)</b>	4,61	5,27	6,00	6,70	7,81	7,99
<b>54,4(130)</b>	4,34	5,13	6,00	6,83	8,16	8,39
<b>60,0(140)</b>	4,11	5,06	6,10	7,09	8,70	8,99

As informações contidas neste catálogo estão sujeitas à alterações sem prévio aviso. Tecumseh do Brasil Ltda. Todos os direitos reservados.

Figura E.3: Performance do compressor.

## F Solução da Equação de transferência de calor por condução

Reescrevendo as equações da Seção 4.2 tem-se

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_l}{\rho_l c_{pl}} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \alpha_l \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (\text{F-1})$$

com condições de contorno:

$$T(x, 0) = T_m \quad (\text{F-2})$$

$$T(0, t) = T_p \quad (\text{F-3})$$

$$T(\infty, t) = T_m. \quad (\text{F-4})$$

Introduzindo uma nova variável

$$z = \frac{x}{2\sqrt{\alpha_l t}} \quad (\text{F-5})$$

O qual é conhecida como transformação de Boltzmann [84]. Definindo a temperatura adimensional

$$\theta = \frac{T - T_p}{T_m - T_p} = f(z) \quad (\text{F-6})$$

as condições de contorno dadas em F-2 tornam-se

$$\theta(x, 0) = 1 \quad (\text{F-7})$$

$$\theta(0, t) = f(0) = 0 \quad (\text{F-8})$$

$$\theta(\infty, t) = f(\infty) = 1. \quad (\text{F-9})$$

Diferenciando  $\theta$  com respeito a  $t$  tem-se

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{T_m - T_p} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{df}{dz} \frac{\partial z}{\partial t} = -\frac{x t^{-3/2}}{4\sqrt{\alpha_l}} \frac{df}{dz} \quad (\text{F-10})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{T_m - T_p} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{df}{dz} \frac{\partial z}{\partial x} = \frac{1}{2\sqrt{\alpha_l t}} \frac{df}{dz} \quad (\text{F-11})$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{T_m - T_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{d}{dz} \left( \frac{1}{2\sqrt{\alpha_l t}} \frac{df}{dz} \right) \frac{\partial z}{\partial x} = \frac{1}{4\alpha_l t} \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} \quad (\text{F-12})$$

Substituindo

$$\frac{d^2 f}{dz^2} + 2z \frac{df}{dz} = 0 \quad (\text{F-13})$$

Fazendo  $P = (df/dz)$ , a Eq. F-13 torna-se

$$P' + 2zP = 0. \quad (\text{F-14})$$

A solução geral desta equação é

$$P = \frac{df}{dz} = C_1 e^{-z^2}. \quad (\text{F-15})$$

Portanto

$$f(z) = \int_0^z C_1 e^{-z^2} dz + C_2. \quad (\text{F-16})$$

Aplicando as condições de contorno dadas nas Eqs. F-2 tem-se:

$$C_2 = 0 \quad (\text{F-17})$$

$$C_1 = \frac{1}{\int_0^\infty e^{-z^2} dz} = \frac{2}{\sqrt{\pi}}. \quad (\text{F-18})$$

Conseqüentemente, a solução da Eq. F-1 é:

$$f(z) = \theta = \frac{T - T_p}{T_m - T_p} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-z^2} dz = \text{erf}(z). \quad (\text{F-19})$$