



REVISTA
BRASILEIRA
DE CIÊNCIAS
MECÂNICAS

JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

PUBLICAÇÃO DA ABCM
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

REVISTA BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS
JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

EDITOR: Hans Ingo Weber

Deptº Projeto Mecânico, FEC, UNICAMP, Caixa Postal 6131, 13081 Campinas/SP, Brasil,
Tel. (0192) 39-7284, Telex (019) 1981, Telefax (0192) 39-4717

EDITORES ASSOCIADOS

Álvaro Toubes Prata

Deptº Engenharia Mecânica, UFSC, Caixa Postal 476, 88049 Florianópolis/SC, Brasil,
Tel. (0482) 34-5166, Telex (482) 240 UFSC

Augusto César Noronha R. Galeão

LNCC, Rua Lauro Müller 455, 22290 Rio de Janeiro/RJ, Brasil, Tel. (021) 541-2132 r. 170, Telex 22563 CBPO

Carlos Alberto de Almeida

Deptº Eng. Mecânica, PUC/RJ, Rua Marquês de São Vicente, 255, 22453 Rio de Janeiro/RJ, Brasil,
Tel. (021) 529-9323, Telex (021) 131048

Hazim Ali Al-Qureshi

ITA/CTA, Caixa Postal 6001, 12225 São José dos Campos/SP, Tel. (0123) 41-2211

CORPO EDITORIAL

Abimael Fernando D. Loula (LNCC)

Arno Blass (UFSC)

Carlos Alberto de Campos Selke (UFSC)

Carlos Alberto Schneider (UFSC)

Clovis Raimundo Maliska (UFSC)

Fathi Darwich (PUC/RJ)

Henner Alberto Gomide (UFU)

Jaime Tupiassú de Castro (PUC/RJ)

João Lirani (EESC)

José Luiz de França Freire (PUC/RJ)

Leonardo Goldstein Jr. (UNICAMP)

Luiz Carlos Martins (COPPE/UFRJ)

Luiz Carlos Wrobel (COPPE/UFRJ)

Moysés Zindeluck (COPPE/UFRJ)

Nelson Back (UFSC)

Nestor Alberto Zouain Pereira (COPPE/UFRJ)

Nivaldo Lemos Cupini (UNICAMP)

Paulo Rizzi (ITA)

Paulo Roberto de Souza Mendes (PUC/RJ)

Raul Feijóo (LNCC)

Renato M. Cotta (COPPE/UFRJ)

Samir N.Y. Gerges (UFSC)

Valder Steffen Jr. (UFU)

Publicado pela / Published by

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS, ABCM /
BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

Secretário da ABCM: Sr. Antonio Paulo da Costa Maruques
Av. Rio Branco, 124-18º andar - Rio de Janeiro - Brasil
Tel. / Fax (021) 222-7128

Presidente: Arthur Palmeira Ripper

Secret. Geral: Agamenon R. E. Oliveira

Diretor de Patrimônio: Luis Fernando Salgado Candiota

Vice-Presidente: Sidney Stuckenbruck

Secretário: Carlos Alberto de Almeida

Programa de Apoio a Publicações Científicas

SCT/PR



A CONTRIBUTION TO DYNAMIC FLUID-STRUCTURE-COUPPLING USING A DISPLACEMENT BASED FINITE ELEMENT FORMULATION

UMA CONTRIBUIÇÃO PARA O ACOPLAMENTO DINÂMICO ENTRE FLUIDO E ESTRUTURA USANDO UMA FORMULAÇÃO DE ELEMENTOS FINITOS BASEADA EM DESLOCAMENTOS

Udo Nackenhorst and Bernd Zastra
Universität der Bundeswehr Hamburg, Institut für Mechanik
Holstenhofweg 85, 2000 Hamburg 70 - Deutschland

ABSTRACT

The dynamic properties of structures are often influenced by the surrounding medium. Therefore when a structure surface is in contact with a fluid, it is necessary to take the contribution into account. Due to the special material properties of the fluid - no shear stiffness, viscous damping - it is necessary to introduce a special procedure in order to treat fluid-structure-systems. This paper adopts a Lagrangian description for fluid displacement thus being able to tackle compressibility and viscosity without losing the symmetry of the system matrices. The analysis of the typical displacement patterns of coupled structures leads to three basic deformation modes of the fluid namely volumetric modes, deviatoric or circulatory modes and sloshing modes. It could be proven that only the 4 node fluid element description possesses the capability of maintaining the correct natural frequencies of the volumetric modes and the zero energy state of the other two. A powerful tool in order to suppress the zero energy modes for a eigensolution is given by a penalty method originally introduced by Hamdi et al. The formulation described here has been integrated into a standard FE-computing code and numerous good results give proof of the applicability and effectiveness of the proposed method.

Keywords: Fluid-Structure Interaction ■ Dinamic Behavior of Elastic Structures ■ Displacement Based Finite Element

RESUMO

As propriedades dinâmicas de estruturas são frequentemente influenciadas pelo meio circundante. Desta forma, quando a estrutura está em contato com um fluido, é necessário considerar a sua contribuição. Devido às propriedades dos fluidos - inexistência da rigidez ao cisalhamento e presença de amortecimento viscoso - é necessário introduzir um procedimento especial para tratar sistemas fluido-estrutura. Este artigo adota uma descrição Lagrangiana para os deslocamentos do fluido que é capaz de prover compressibilidade e viscosidade sem perder a simetria das matrizes resultante do sistema. As análises dos modelos típicos de deslocamentos de fluido-estruturas conduz a três modos básicos de deformação do fluido: modos volumétricos, deviatórios ou circulatorios e "sloshing" (esparrinhamento). Poderia ser provado que somente o elemento de fluido de quatro nós possui a capacidade de manter as frequências naturais corretas para os modos volumétricos e o estado de energia nula para a auto-solução é dado pelo método de penalidade introduzido por Hamdi et al. A formulação aqui descrita é integrada em códigos de elementos finitos usuais e diversos resultados dão prova da aplicabilidade e efetividade do método proposto.

Palavras-chave: Interação Fluido-Estrutura ■ Comportamento Dinâmico de Estruturas Elásticas ■ Formulação de Elementos Finitos Baseada em Deslocamentos

FINITE ELEMENT FORMULATION OF EQUATIONS OF MOTION FOR STRUCTURES WITH FLUID COMPONENTS, BASED ON THE LAGRANGIAN DESCRIPTION

For a displacement based formulation the finite element equations of motion can be derived by applying the D'Alembert's principle in the Lagrangian formulation

$$\int_V (-\rho \delta \ddot{u}^T u - \delta \varepsilon^T \sigma + \delta u^T p_v) dv + \int_S \delta u^T p_s ds = 0. \quad (1)$$

Equation (1) is valid generally for the continuum, and is relevant for the fluid as well as for the elastic component of the system. The finite element equations can therefore be derived similarly to an elastic body [2,13], the only difference then arises from the constitutive law. Steps leading to the definition of "fluid elements" would now be described briefly. Finally, the treatment of individual material properties and the corresponding splitting of the stress tensor in compression, deviatoric and viscous fractions merits special mention.

The displacement field $u(x, y)$ can be approximated in an analogous manner as for the "elastic" element, by applying the shape function H to the nodal displacements U

$$u = HU. \quad (2)$$

The strain vector ε can then be derived by applying a differential operator matrix L in Eq.(2). With

$$B = LH, \quad (3)$$

it follows

$$\varepsilon = BU. \quad (4)$$

The generalized Hooke's law for elastic bodies in matrix form applies as follows

$$\sigma = C\varepsilon. \quad (5)$$

Substituting Eqs.(2), (4), and (5) in (1) leads to typical finite element equations of motion

$$M\ddot{U} + KU = f_v + f_s, \quad (6)$$

where the mass matrix is

$$M = \rho \int_V H^T H \, dv, \quad (7)$$

the stiffness matrix is

$$K = \int_V B^T C B \, dv, \quad (8)$$

the volume force vector is

$$f_v = \int_V H^T p_v \, dv \quad (9)$$

and the surface area force vector is

$$f_s = \int_s H_s^T p_s \, ds. \quad (10)$$

These parameters can be determined for each element individually as mentioned above.

A compressible Newtonian fluid can be described with the following constitutive law

$$\sigma = C_V \varepsilon + C_D \dot{\varepsilon}. \quad (11)$$

The stress tensor can be divided in a volumetric and a deviatoric component

$$\sigma = \sigma_V + \sigma_D, \quad (12)$$

where the volumetric component corresponds to the pressure

$$\sigma_V = \begin{bmatrix} -p \\ -p \\ -p \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & K & K & & & \\ & K & K & 0 & & \\ & & K & & & \\ & & & 0 & & \\ sym & & & & 0 & \\ & & & & & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ Y_{xy} \\ Y_{yz} \\ Y_{zx} \end{bmatrix} \quad (13)$$

The deviatoric component comprises the shearing stress as a result of the viscosity

$$\sigma_D = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ t_{xy} \\ t_{yz} \\ t_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{4}{3}\eta & -\frac{2}{3}\eta & -\frac{2}{3}\eta & & & \\ & \frac{4}{3}\eta & -\frac{2}{3}\eta & & & \\ & & \frac{4}{3}\eta & & & \\ & & & \eta & & \\ \text{sym} & & & & \eta & \\ & & & & & \eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\epsilon}_{xx} \\ \dot{\epsilon}_{yy} \\ \dot{\epsilon}_{zz} \\ \dot{\gamma}_{xy} \\ \dot{\gamma}_{yz} \\ \dot{\gamma}_{zx} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Eqs. (2), (4), and (12) implied in Eq. (1) lead to the dynamic equation of a viscous, compressible fluid

$$M\ddot{U} + D\dot{U} + KU = f_v + f_s, \quad (15)$$

where the stiffness matrix is now considered a compressibility matrix

$$K = \int_V B^T C_V B \, dv, \quad (16)$$

and the damping matrix yields the deviatoric part of the deformation

$$D = \int_V B^T C_D B \, dv. \quad (17)$$

The remaining terms are as described in Eq. (6).

It is to be noted here that the viscous damping for elastic solid bodies can be formulated in a similar manner. However, in order to develop a numerically effective formulation, mass and stiffness proportional damping (Rayleigh damping) is often implemented. This form of damping is however insufficient for fluids as exemplified by certain calculations [1].

A characteristic of these fluid elements are the frequently appearing zero energy modes as a consequence of the missing shear stiffness. Some of these modes are to be interpreted as circulation. The zero energy modes prove to be a particular irritant during the eigenvalue analysis, because many meaningless zero eigenvalues need to be calculated and the iterative determination of eigenvalue convergence is hindered in spite of the frequency shift. A method to

suppress the circulatory phenomenon and the corresponding zero energy modes was suggested by Hamdi et.al.[6]. In accordance with the theory of potential flow with which the circulation in the interior of a fluid would not be excited, the rotation is forced to disappear with the help of a penalty formulation

$$\text{rot } v = 0 . \quad (18)$$

With

$$\text{rot } u = 2\omega , \quad (19)$$

and

$$\omega_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} - u_{j,i}) \quad (20)$$

the discretization of FE rotational vectors is possible

$$\omega = R_\omega U . \quad (21)$$

With a penalty factor α a stiffness c_ω (proportional to the bulk modulus) corresponding to the rotation is introduced

$$c_\omega = \alpha K . \quad (22)$$

In this manner, for a sufficiently large value of the penalty factor the stiffness matrix is influenced in such a way that the circulation is suppressed

$$K_\omega = c_\omega \int_V B_\omega^T B_\omega dv . \quad (23)$$

The choice of the penalty factor is always specific to the problem and usually requires a test calculation. Even then the penalty method, especially in the case of eigenvalue analysis, is particularly interesting.

PROPERTIES OF DIFFERENT FLUID ELEMENTS WITH RESPECT TO DETERMINATION OF EIGENMODES

In order to be able to reproduce the physical behavior of a fluid accurately, the element under consideration must possess specific properties. This section would discuss this aspect on the basis of element eigenmodes.

The eigenmodes of a fluid element can be divided physically in three groups — volumetric, circulatory and sloshing modes. The fluid behavior can be

illustrated accurately only when the circulation and sloshing modes are strain energy free (zero energy modes), as they express themselves purely as shear deformation. The corresponding natural frequencies are therefore equal to zero.

The circulation modes enable the generation of a ring current in a confined fluid. In the absence of the above mentioned zero energy modes it is not possible to maintain a shear flow without input of energy. In FE formulation, such modes for a material possessing no shear stiffness are persistently to be considered as zero energy modes.

Table 1. Natural frequencies of a 4, 8, or 9 node fluid element with different orders of integration.

	Integration order	Circulatory modes	Sloshing modes	Volumetric modes
4-node-elements	1 × 1	5 × 0 Hz	2 × 0 Hz	17 Hz
	2 × 2	5 × 0 Hz	2 × 12 Hz	17 Hz
8-node-elements	1 × 1	10 × 0 Hz	5 × 0 Hz	26 Hz
	2 × 2	10 × 0 Hz	2 × 0 Hz	17 Hz
			2 × 30 Hz 39 Hz	
3 × 3	10 × 0 Hz	2 × 12 Hz 2 × 30 Hz 39 Hz	17 Hz	
9-node-elements	1 × 1	10 × 0 Hz	7 × 0 Hz	26 Hz
	2 × 2	10 × 0 Hz	4 × 0 Hz	17 Hz
			2 × 30 Hz 39 Hz	
3 × 3	10 × 0 Hz	2 × 12 Hz 2 × 27 Hz 2 × 30 Hz 39 Hz	17 Hz	

The sloshing modes enable the development of waves on the free fluid surface. By neglecting its own weight and the resulting change in potential energy, the modes are considered energy free. The energy free state of the sloshing

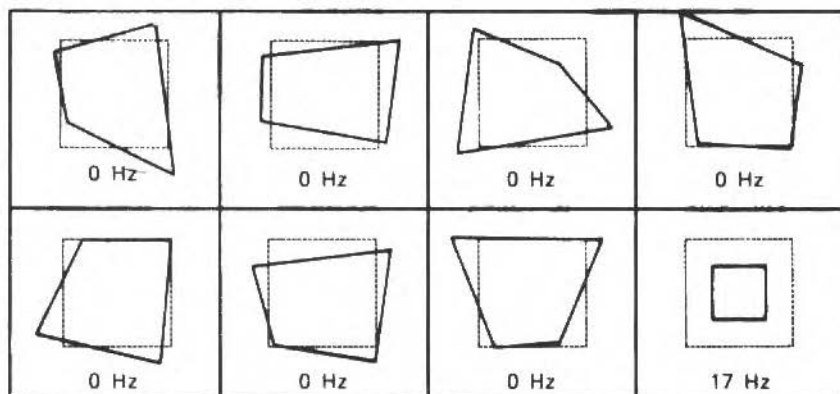
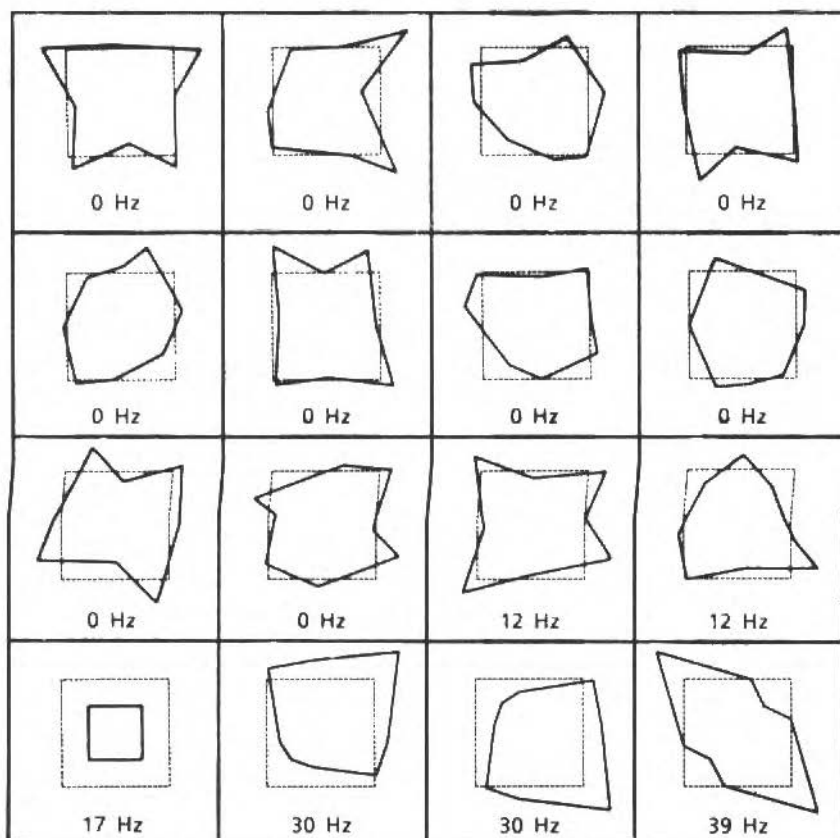
4-node-element, 1×1 point Gaussian integration

Figure 1. Mode shapes of single fluid elements

modes can however be attained only by reduced integration. Table 1 illustrates that with appropriate integration order the strain energy of the volumetric modes can be maintained, and the zero energy state of the sloshing modes can be brought about. This can however be successfully effected only with a 4 node element with a 1 point Gaussian integration. In the case of higher order 8 or 9 node elements the 1 point integration is not appropriate. Further, with higher order of integration certain energetic sloshing modes can still be detected. Figure 1 compares the eigenmodes for 4 and 8 node elements with 1 and 2×2 integration respectively. This illustrates, why the so called sloshing modes possess a residual rigidity. An obvious observation relevant to the higher order of integration is a change of volume at the points of integration. This produces an overall stiffness although the total volume of the element remains unchanged, since the volumetric strain energy is calculated pointwise and both the contribution of tension and compression are of the same sign.

The effects of remaining energetic sloshing modes in a liquid storage tank are illustrated in Figure 2. It shows the first 8 natural modes calculated with an 8 node element discretization. The circulation modes are eliminated with the application of penalty techniques. Figures 2c,e,f,g and h illustrate the first 5 volumetric eigenmodes, whereas figures 2a,b and d demonstrate the energy rich sloshing modes which effect a change in the surface area without any variation in volume. It is obvious that the results of interaction with an elastic structure will then become considerably inaccurate.

It should be mentioned that the natural frequencies of the sloshing modes strongly depend on the choice of the penalty factor whereas the volumetric modes are nearly independent. Table 2 contains the appropriate values for the introduced container showing a remarkable increase of the natural frequencies of the sloshing modes.

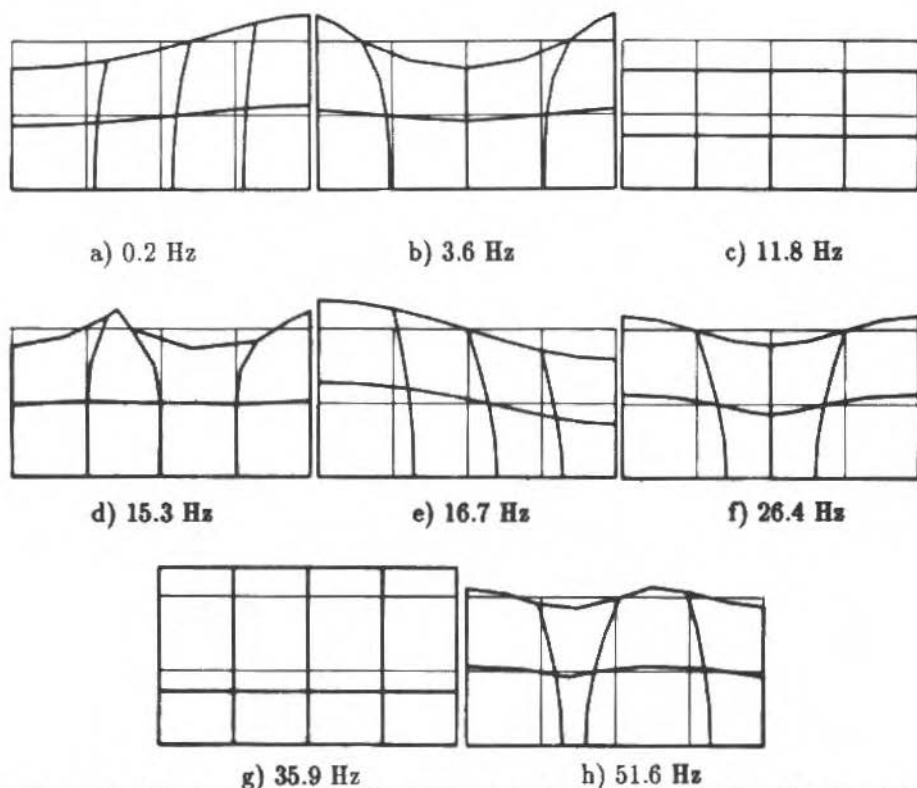


Figure 2. Mode shapes of a liquid in a rigid storage tank, 8-node-elements, 2×2 point Gaussian integration, penalty-factor $\alpha = 100$.

Table 2. Dependence of natural frequencies on the penalty factor α (8 node elements, 2×2 point Gaussian integration).

	Penalty factor α			
	0	1	10	100
volumetric modes	11.8 Hz	11.8 Hz	11.8 Hz	11.8 Hz
	16.7 Hz	16.7 Hz	16.7 Hz	16.7 Hz
	26.4 Hz	26.4 Hz	26.4 Hz	26.4 Hz
	35.9 Hz	35.9 Hz	35.9 Hz	35.9 Hz
sloshing modes	./.	0.034 Hz	0.071 Hz	0.2 Hz
	./.	1.0 Hz	1.7 Hz	3.6 Hz
	./.	5.5 Hz	10.1 Hz	15.3 Hz
	./.	13.3 Hz	32.2 Hz	51.6 Hz

VERIFICATION OF THE INTRODUCED FINITE ELEMENT FORMULATION / COMPARISON WITH ANALYTICAL SOLUTIONS OF VISCOUS FLUID FLOW PHENOMENA

Classical examples from fluid mechanics would now be elucidated in order to verify the selected method of element formulation. It can be demonstrated that even stationary flow can be treated in the adopted Lagrangian description.

Couette flow through a circular gap. Couette flow through a circular gap can be calculated with a 2-D-8 node element formulation. Equal displacements at the input and output cross sections would be prescribed. A constant moment is exerted at the peripheral ring.

Figure 3 shows the calculated velocity profiles for different points of time. Shifting of the velocity profiles which move over from an accelerated starting phase to a steady state solution is a conspicuous feature in this case. Similar results have been attained by Oden/Wellford [9]. Even more results are given in Nackenhorst/Zastrau/Gaul [8].

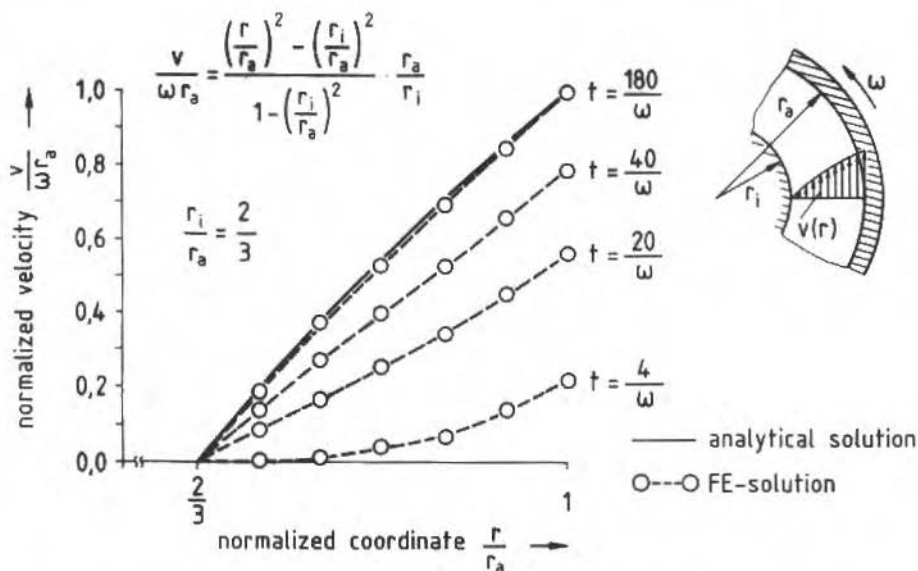


Figure 3. Development of the velocity distribution of the Couette flow.

BEHAVIOR OF FLUID FILLED CYLINDRICAL MEMBRANES UNDER HARMONIC EXCITATION

As an example of fluid structure interaction a fluid filled membrane under harmonic excitation would be considered. Figure 4a illustrates the principle of the system which can be considered rather loosely as machine support. Figures 4b,c show two of the applied discretizations, one with 4 node elements (Fig. 4b), and another with 8 node elements for the fluid domain.

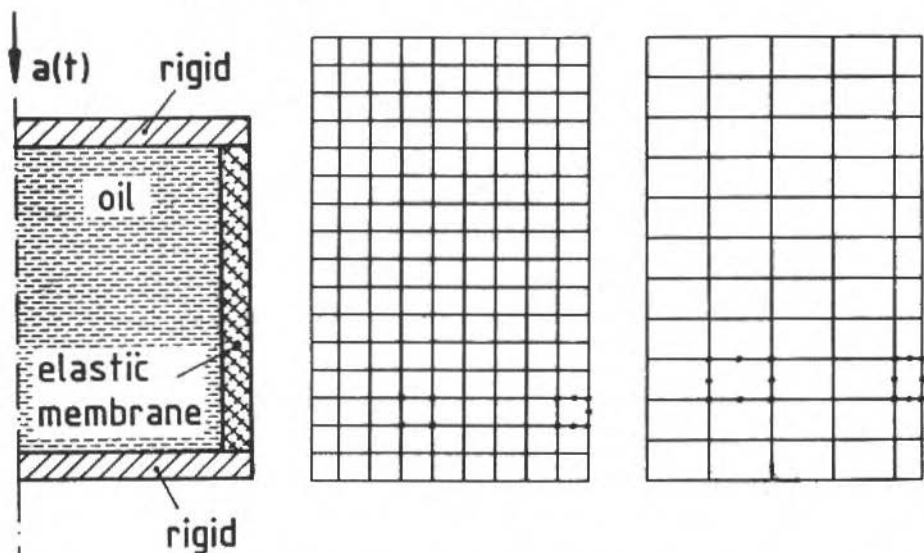


Figure 4. Sketch of a fluid filled cylindrical membrane under harmonic acceleration and FE-discretization with 4 and 8 node elements.

Eigenvalue analysis. Determination of eigenvalues is carried out for both discretizations and Figs. 5 and 6 illustrate the first 10 eigenmodes for both calculation models where the natural frequencies are greater than zero. The shortcomings of the 8 node model are apparent by comparison with the 4 node model. The first 5 eigenmodes are approximately equal to both forms of discretization. The higher natural frequencies of the 4 node element model could be explained due to the familiar stiff behavior of these elements. In the case of 6., 7., and 8. eigenmodes there is no direct relationship possible between the different element formulations. Beginning from the 9th mode of the 8 node element formulation, they can be reidentified as the 8th mode of the 4 node discretization.

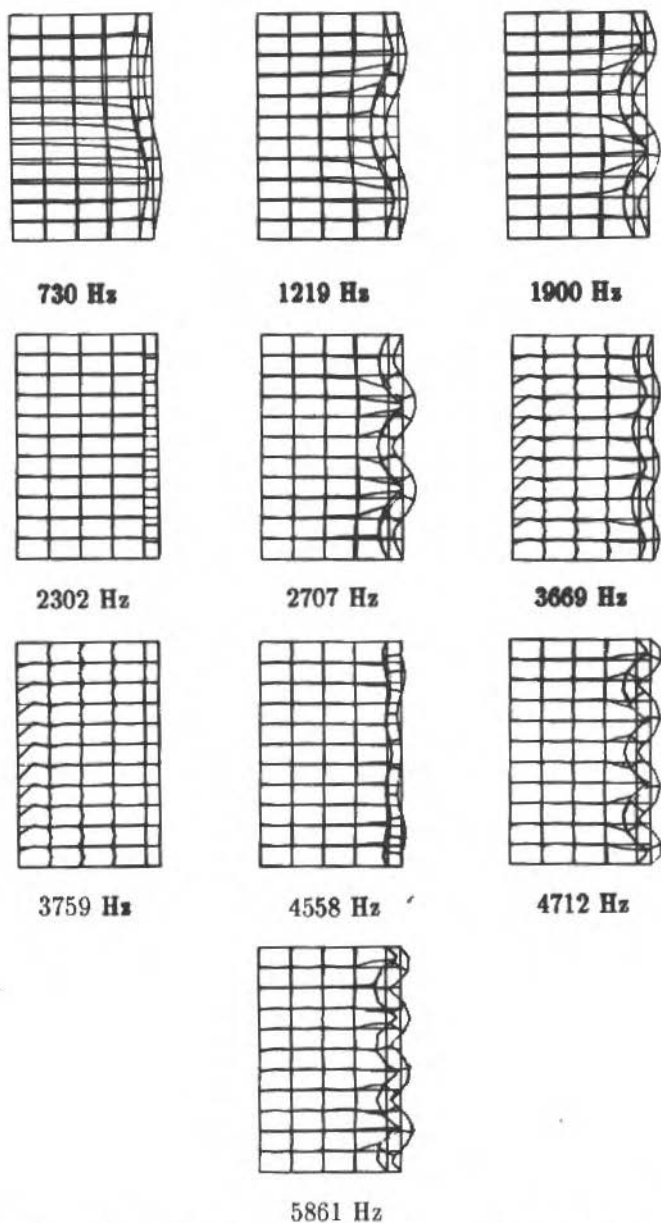


Figure 5. Mode shapes, 8 node elements for the fluid.

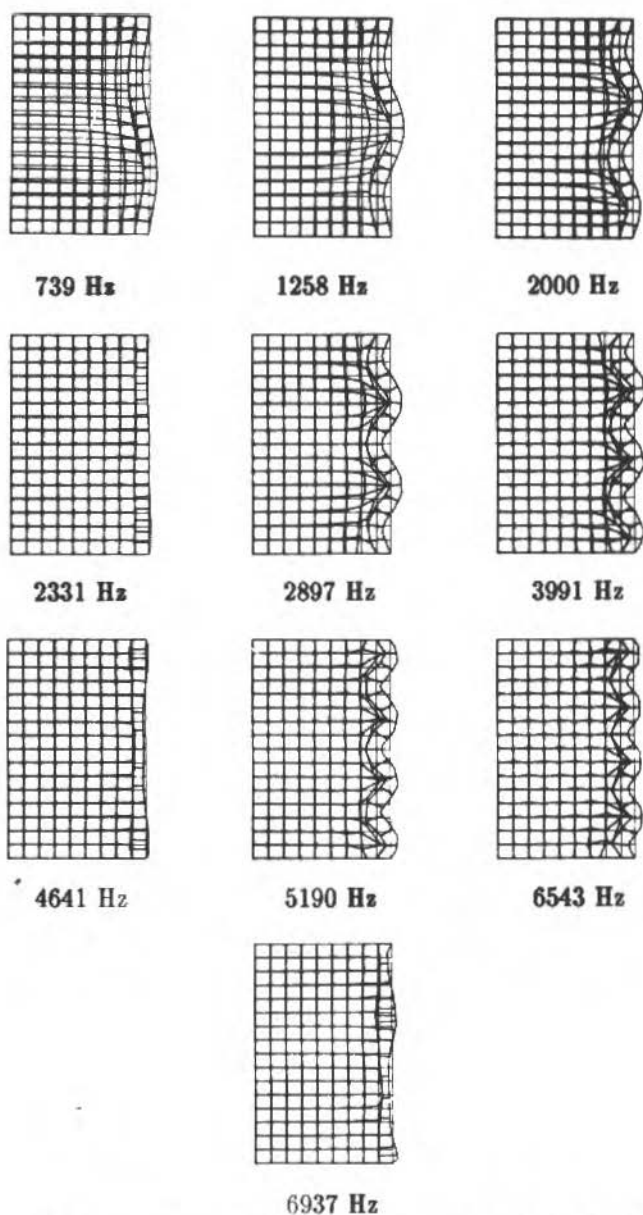


Figure 6. Mode shapes, 4 node elements for the fluid.

Table 3. Variation of the natural frequencies with increasing penalty factor (4 node and 8 node fluid elements).

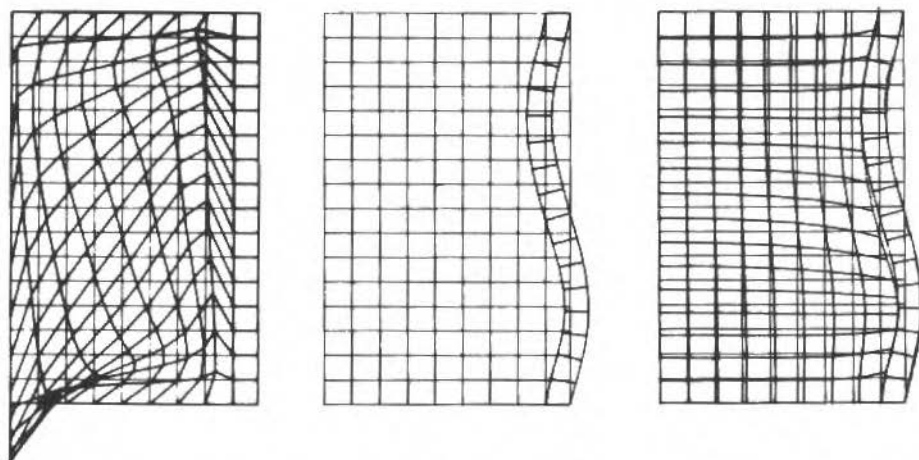
mode no.	Penalty factor α				
	0	1	10	100	
4 - n o d e - e l e m e n t s	1 2 3 4 5 6 7 8 9 10	739 Hz 1 258 Hz 2 000 Hz 2 331 Hz 2 897 Hz 3 991 Hz 4 641 Hz 5 190 Hz 6 543 Hz 6 937 Hz	738 Hz 1 257 Hz 1 994 Hz 2 331 Hz 2 890 Hz 3 963 Hz 4 642 Hz 5 157 Hz 6 443 Hz 6 936 Hz	738 Hz 1 258 Hz 1 994 Hz 2 331 Hz 2 893 Hz 3 963 Hz 4 643 Hz 5 165 Hz 6 443 Hz 6 936 Hz	738 Hz 1 258 Hz 1 994 Hz 2 331 Hz 2 893 Hz 3 963 Hz 4 643 Hz 5 166 Hz 6 443 Hz 6 936 Hz
8 - n o d e - e l e m e n t s	1 2 3 4 5 6 ⁻ 7 8 9 10	730 Hz 1 219 Hz 1 900 Hz 2 302 Hz ⁻ 2 707 Hz 3 669 Hz 3 759 Hz 4 558 Hz ⁺ 4 712 Hz 5 861 Hz	814 Hz 1 817 Hz 2 325 Hz ⁻ 4 118 Hz 4 604 Hz ⁺ 6 840 Hz 7 549 Hz 9 208 Hz 10 348 Hz 12 032 Hz	926 Hz 2 326 Hz ⁻ 2 539 Hz 4 618 Hz ⁺ 6 137 Hz 7 112 Hz 8 679 Hz 10 813 Hz 10 981 Hz 12 774 Hz	1 561 Hz 2 337 Hz ⁻ 4 456 Hz ⁺ 5 446 Hz 6 711 Hz 8 831 Hz 9 980 Hz 11 654 Hz 12 887 Hz 13 999 Hz

-) 1. and +) 2. longitudinal mode-shape

The evaluation of the eigenmodes for this example using the penalty method in order to avoid the zero energy modes underlines the criticism of the 8 node element. The natural frequency presents hardly any change with the 4 node discretization, whereas they demonstrate a definite increase due to the

sensitivity of the sloshing modes to the penalty factor in case of the 8-node model. Exceptions are the longitudinally vibrating membranes which are more or less unresponding to any increase in the penalty factor, due to their limited interaction with the fluid. This relationship is illustrated in table 3.

Time step integration. The time history for three different fluid descriptions of a 4 node discretized model of fluid filled membranes has been determined, for instance a nonviscous fluid with and without penalty terms as well as for viscous fluids. With the exception of circulation free states (with penalty terms) the zero energy modes in the fluid field are so dominant that no pertinent interpretation of the deformation is possible (Fig. 7a). Observation of membrane deformation is possible only after making the fluid deformation or suppressing the rotation with penalty methods (Figs. 7b and c). Circulatory phenomena are responsible for this apparently uncontrolled development of fluid field deformations.



a) scaling-factor 0.003

b) scaling-factor 1.0

c) scaling-factor 1.0

Figure 7. Deformed structure: a) viscous fluid, b) viscous fluid, fluid deformation masked, c) nonviscous fluid, penalty method applied.

Figure 8 shows the records of the velocity field plotted at the same time step in 3 different fluid descriptions. In the viscous case the rotational direction of the vortex remains unchanged during the complete integration period. In fact in the case of usual nonviscous fluid description three different vortex cells with increasing velocities present themselves. Further, the direction of

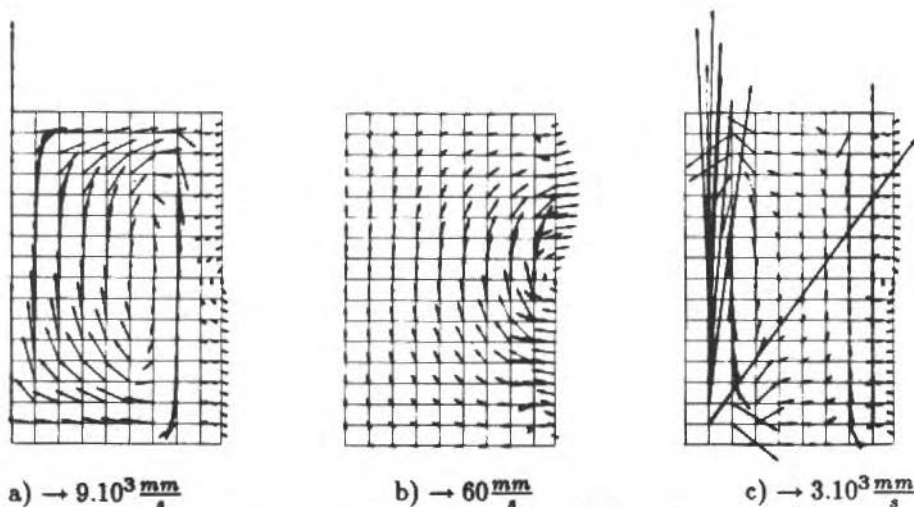


Figure 8. Velocity distribution: a) viscous fluid, b) nonviscous fluid, penalty method applied, c) nonviscous fluid.

rotation changes itself quite often. The fluid structure interaction is very clearly demonstrated with the suppression of circulation using penalty formulation (Fig. 7b).

Although the membrane deformation in this case was quite uninfluenced by the fluid description, it is suggested to include different formulations in order to ascertain the critical values in the system.

CONCLUSION

Dynamic properties of an elastic structure are often significantly influenced by its contained fluid. Fluid structure interaction can be analysed by applying the finite element method, using a displacement based fluid description (Lagrangian description) with isoparametric elements. This method demonstrates its practicality due to the relatively minimal effort of implementation.

In order to be sure of the physically correct description of a compressible fluid, eigenmodes of different isoparametric elements are considered. It could be proven that only the 4 node elements using reduced integration lead to reliable

results, while the application of the 8 node element has some drawbacks due to sloshing modes. The proper description of viscosity is proven due to its comparison with analytically solved fluid flow phenomena.

The resulting large number of zero energy modes do not entail any particular problem. In some cases eigenvalue problems can be considerably simplified by suppressing the circulation with penalty formulation.

Even the time step integration does not demonstrate any instability as a result of zero energy modes. Large deformations in this case should be treated as circulatory phenomena. For a better interpretation, the velocity field should be plotted.

In all of the numerical analysis using the Newmark integration method, there has so far been no evidence of any instabilities. At the same time however, the authors are not as yet in a position to suggest a universally applicable method for defining the stability of the integration method for viscous, damped systems.

The described example for fluid structure interaction, namely the behavior of a self contained elastic fluid under harmonic excitation, illustrates the particular applicability of the above described methods.

REFERENCES

- [1] ARGYRIS, J.; MLEJNEK, H.-P. Die Methode der Finiten Elemente, Band III. Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1988.
- [2] BATHE, K.-J. Finite Element Methoden, Deutsche Übersetzung von Peter Zimmermann, Springer-Verlag, Berlin, 1986.
- [3] BATHE, K.-J.; HAHN, W.F. On Transient Analysis of Fluid-Structure Systems. *Comp. & Struct*, 10 (1979), S. 383-391.
- [4] BELYTSCHKO, T.B. Fluid-Structure Interaction, *Comp. & Struct*, 12 (1980), S. 459-469.
- [5] BELYTSCHKO, T.B.; KENNEDY, J.M. Computer Models for Subassembly Simulation. *Nucl. Eng. Des.*, 49 (1978), S. 17-38.
- [6] HAMDI, M.A.; OUSSET, J.; VERCHERY, G. A Displacement Method for the Analysis of Vibrations of Coupled Fluid-Structure-Systems. *Int. J. Num. Meth. Eng.*, 13 (1978), S. 139-150.

- [7] LIU, W.K. Finite Element Procedures for Fluid-Structure Interactions and Application to Liquid Storage Tanks. Nucl. Eng. Des., 65 (1981), S. 221-238.
- [8] NACKENHORST, U.; ZASTRAU, B.; GAUL, L. Zur Berechnung Flüssigkeitsgefüllter, Elastischer Behälter unter Dynamischer Beanspruchung mit der Methode der Finiten Elemente. 10 Reutlinger Arbeitstagung - Finite Elemente in der Praxis, (1989), S. 133-165.
- [9] ODEN, J.T.; WELLFORD, C. Analysis of Flow of Viscous Fluids by the Finite-Element Method. AIAA J., 10 (1972), S. 1590-1599.
- [10] OLSON, L.G.; BATHE, K.-J. Analysis of Fluid-Structure Interactions. A Direct Symmetric Coupled Formulation based on the Fluid Velocity Potential. Comp & Struct., 21 (1985), S. 21-32.
- [11] SUNDQUIST, J. An Application of ADINA to the Solution of Fluid-Structure Interaction Problems, Comp. & Struct., 17 (1983), S. 793-807.
- [12] WILSON E.L.; KHALVATI, M. Finite Elements for the Dynamic Analysis of Fluid-Solid-Systems. Int. J. Num. Meth. Eng., 19 (1983), S. 1657-1668.
- [13] ZIENKIEWICZ, O.W. The Finite Element Method, Third Edition. McGraw-Hill, London, 1977.
- [14] ZIENKIEWICZ, O.W.; BETTES, P. Fluid-Structure Dynamic Interaction and Wave Forces. An Introduction to Numerical Treatment. Int. J. Num. Meth. Eng., 13 (1978), S. 1-16.

ESTUDIO PARAMETRICO DE LA CONVECCION MIXTA EN TUBOS VERTICALES Y PREDICION DE LAS INVERSIONES DEL FLUJO

PARAMETRIC STUDY OF MIXED CONVECTION IN VERTICAL TUBES AND FLOW REVERSAL PREDICTIONS

Juan C. Morales

Departamento de Mecánica
Universidad Simón Bolívar
Caracas 1080-A, Venezuela

Antonio Campo

College of Engineering
Idaho State University
Pocatello, ID 83209, USA

RESUMEN

Este trabajo trata la influencia de la convección natural en el desarrollo simultáneo de la velocidad laminar y la temperatura de un gas que se transporta por una tubería vertical. A la entrada de la región de intercambio térmico la velocidad y la temperatura se consideran uniformes permaneciendo la pared del tubo isotérmica. La hipótesis más relevante utilizada en este análisis es la aproximación de Boussinesq en el término de flotación, en tanto que el resto de la propiedades termofísicas permanecen invariantes con la temperatura. Las ecuaciones de conservación (masa, cantidad de movimiento y energía) se resuelven numéricamente empleando el método de los volúmenes de control. Un grupo selecto de gráficos, cubriendo la gama completa del parámetro de convección mixta ($0 < Gr/Re < \infty$), ilustra la influencia de la convección natural en el problema termohidráulico. Además, se presenta un juego de curvas límites que ponen de manifiesto las inversiones del flujo.

Palavras-chave: Convección Mixta ■ Convección Natural en Tubería Vertical ■ Inversiones del Flujo en Convección Natural

ABSTRACT

This paper analyzes the influence of natural convection on the simultaneous development of laminar velocity and temperature of a gas flow through a vertical tube. Both velocity and temperature are assumed uniform at the entrance of the heat exchange section of an isothermal-walled tube. The most relevant hypothesis utilized in the analysis is the Boussinesq approximation in the buoyancy term, whereas the remaining thermophysical properties are temperature-invariant. The conservation equations (mass, momentum and energy) are solved numerically using the control volume approach. A selected group of figures, covering the complete spectrum of the mixed convection parameter ($0 < Gr/Re < \infty$) illustrates the influence of natural convection in the thermohydraulic problem. Moreover, a set of limiting curves show the situations involving flow reversals.

Keywords: Mixed Convection ■ Natural Convection in Vertical Tube ■ Flow Reversal in Natural Convection

NOMENCLATURA

A	área seccional del tubo
c_p	calor específico a presión constante
g	aceleración de la gravedad
Gr	número de Grashof
k	conductividad térmica
\dot{m}	flujo másico
Nu	número de Nusselt
NV	número de volúmenes de control
p	presión
p_d	presión dinámica
p_0	presión a la entrada
Pr	número de Prandtl
q_w	densidad del flujo de calor en la pared
Q_T	calor total transmitido
Q_i	calor ideal transmitido
r	coordenada radial
r_0	radio del tubo
R	coordenada radial adimensional
Re	número de Reynolds
T	temperatura
T_0	temperatura a la entrada
T_w	temperatura de la pared del tubo
u	velocidad axial
u_m	velocidad axial media
U	velocidad axial adimensional
v	velocidad radial
V	velocidad radial adimensional
z	coordenada axial
Z	coordenada axial adimensional

Letras Griegas

β	coeficiente de expansión térmica
θ	temperatura adimensional
μ	viscosidad dinámica
ρ	densidad

Subíndices

<i>b</i>	volumétrica media
<i>o</i>	entrada
<i>P</i>	nodo característico del volumen de control
<i>w</i>	pared del tubo

INTRODUCCION

El análisis termohidráulico de los fluidos propulsados conjuntamente por fuerzas viscosas y gravitacionales en conductos verticales requiere la solución de un sistema de tres ecuaciones diferenciales en derivadas parciales no lineales y fuertemente acopladas, o sea las ecuaciones de conservación (ver Gebhart et al.[1]). Bajo estas condiciones inusuales, el comportamiento del fluido se desvía marcadamente de las soluciones clásicas ya conocidas para convección forzada en conductos, las cuales aparecen recopiladas por Shah y London [2]. Esta dificultad inherente ocasiona que, con la excepción de casos simplistas, las técnicas de solución para este tipo de problema sean forzosamente numéricas. Ejemplos palpables de estos problemas se encuentran en chimeneas, equipos electrónicos, reactores nucleares, etc.

En este artículo la revisión bibliográfica se reservará a las investigaciones sobre convección mixta en tuberías verticales mantenidas a una temperatura superficial constante. Este tema ha recibido gran ímpetu desde el primer trabajo realizado por Martinelli y Boelter [3] en 1942. Estos autores propusieron una ecuación empírica para el cálculo del número de Nusselt promedio, que correlacionaba cinco grupos de datos experimentales. Posteriormente, Pigford [4] abordó el problema de forma aproximada por vía de una simplificación de la ecuación de la cantidad de movimiento. Los resultados presentados, tanto en [3] como en [4], aplican aproximadamente a fluidos con altos números de Prandtl. Jackson et al.[5] examinaron el efecto de la convección mixta en el caso de flujos ascendentes con calentamiento. La correlación obtenida por estos investigadores ajustó datos experimentales de aire solamente. En cambio, Rosen y Hanratty [6] utilizando las mismas suposiciones de la teoría integral de la capa límite empleadas en [4], lograron resolver una versión aproximada. Su solución predice satisfactoriamente los puntos experimentales de inversión del flujo, pero no así los coeficientes de transmisión del calor en la región de entrada.

Entretanto, Zeldin y Schmidt [7] recurrieron al cálculo numérico y estudiaron el efecto de la convección mixta en la región de entrada para aire con flujo ascendente y calentamiento mediante una formulación de naturaleza elíptica. Por otro lado, Marnier y McMillan [8] examinaron la influencia de la convección mixta para flujos desarrollados y ascendentes con calentamiento ($Gr/Re = 60$) ayudados de un esquema parabólico. Collins [9] resolvió el sistema de ecuaciones elípticas por un procedimiento de tipo semi-explicito para un solo valor de Gr/Re . Recientemente, Shadday [10] obtuvo algunos resultados parciales por vía de diferencias finitas para $Re = 100$ solamente. Sin embargo, una ruta de solución numérica, radicalmente diferente a las citadas ya, fue concebida por Campo [11] recientemente. Este procedimiento híbrido inspirado en el método de las líneas (MOL) requiere una discretización de las derivadas radiales, en tanto que las derivadas axiales permanecen continuas. Esta transformación matemática da origen a una reformulación del problema que lo convierte en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden. Dado el carácter no lineal del sistema, este se resolvió con un algoritmo de Runge-Kutta de cuarto orden con paso variable.

Los resultados emanados de las Referencias [7-11] son muy limitados en alcance en el sentido de que no cubren el espectro completo (positivo y negativo) del parámetro de convección mixta Gr/Re para un fluido en particular. Tampoco predicen con exactitud las magnitudes de Gr/Re que provocan las inversiones del flujo. Adicionalmente, todas las referencias citadas, sin excepción de ninguna, descansan sobre técnicas numéricas tradicionales, o sea usan las discretizaciones basadas en la serie de Taylor truncada [12].

El sistema físico que se pretende examinar en este trabajo consiste de un tubo vertical en donde tanto la velocidad como la temperatura de un gas entran con valores uniformes. Además, la zona de intercambio térmico ($z > 0$) está caracterizada por una condición isotérmica superficial.

En virtud de lo anterior, el objetivo fundamental de este trabajo consiste en realizar un estudio paramétrico de la convección mixta de gases en tubos verticales cubriendo el espectro completo de Gr/Re . Las dos posibilidades físicas son: a) la convección natural que ayuda a la convección forzada y b) la convección natural que se opone a la convección forzada. Para realizar el análisis se adoptará la discretización de los volúmenes de control inventada por

Patankar y Spalding [13]. Los resultados obtenidos (locales y globales) para los campos de velocidad y temperatura se presentaran en función del parámetro de convección mixta Gr/Re . De manera similar, se reportarán las condiciones que provocan inversiones del flujo, o sea los valores críticos de Gr/Re y las estaciones axiales Z correspondientes.

MODELO MATEMÁTICO

Considérese un gas ($Pr = 0.7$) que se transporta por una tubería vertical como se indica en la Fig. 1. El gas entra a una zona de intercambio térmico en $z = 0$ caracterizada por una temperatura constante en la pared del tubo T_w . La velocidad y la temperatura del gas a la entrada de la tubería se suponen uniformes con valores u_0 y T_0 , respectivamente.

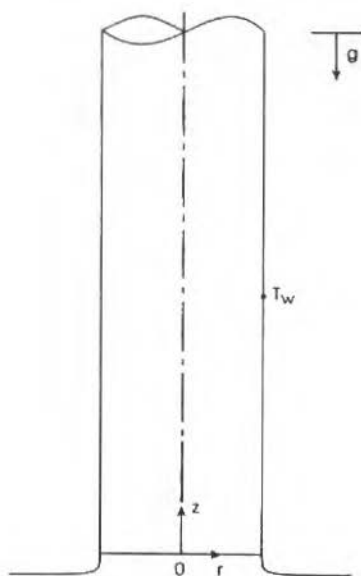


Figura 1. Sistema físico.

El modelo matemático para estudiar la convección mixta en régimen laminar descansa sobre las ecuaciones fundamentales de conservación [1]. Estas

ecuaciones se simplifican en virtud de las siguientes suposiciones: a) la teoría de la capa límite prevalece y b) las propiedades son constantes, excepto en el término de flotación.

Adoptando las cantidades adimensionales

$$\begin{aligned} Z &= z/r_0 Re & R &= r/r_0 & U &= u/u_m \\ V &= v Re/u_m & P &= 2(p_d - p_0)/\rho u_m^2 & \theta &= (T - T_w)/(T_0 - T_w) \quad (1) \\ Re &= 2\rho u_m r_0/\mu & Gr &= \rho^2 g \beta (T_0 - T_w) r_0^3/\mu^2 & Pr &= \mu c_p/k \end{aligned}$$

las ecuaciones que describen el fenómeno de convección mixta quedan de la siguiente forma:

Masa (formulación diferencial)

$$\frac{\partial U}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial RV}{\partial R} = 0 \quad (2)$$

Masa (formulación integral)

$$\int_0^1 U R dR = 1/2 \quad (3)$$

Cantidad de movimiento axial

$$\frac{\partial UU}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial RVU}{\partial R} = -\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{2}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \pm 4(Gr/Re)\theta \quad (4)$$

Cantidad de movimiento radial

$$0 = -\frac{\partial P}{\partial R} \quad (5)$$

Energía

$$\frac{\partial U\theta}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial RV\theta}{\partial R} = \frac{2}{Pr R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \quad (6)$$

En la ec.(4), el signo positivo o negativo en el término de flotación $[4(Gr/Re)\theta]$ corresponde a los casos opuestos de enfriamiento con flujo ascendente o enfriamiento con flujo descendente, respectivamente.

Entretanto, se puede observar en la ec.(5) que la presión adimensional P es función de la coordenada axial Z solamente; y se hace imprescindible una

ecuación que permita calcular el gradiente de presión a lo largo del tubo. En este sentido, a la luz de que el flujo se encuentra confinado dentro del conducto la ecuación necesaria está dada por

$$\int_A \rho u \, dA = \text{constante} = \dot{m} \quad (7)$$

en donde A designa la sección transversal del tubo.

Finalmente, con el objeto de completar la formulación matemática, se le impone al sistema de ecuaciones (2)-(7) las condiciones de contorno apropiadas.

PROCEDIMIENTO NUMERICO

Utilizando el método de los volúmenes de control propuesto por Patankar y Spalding [13] el sistema de ecuaciones de conservación (2)-(6) puede ser escrito en forma general para una variable ϕ

$$\frac{\partial \rho U \phi}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial R J \phi}{\partial R} = S^\phi \quad (8)$$

en donde J^ϕ representa el flujo total de ϕ

$$J^\phi = \rho V \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial R} \quad (9)$$

y S^ϕ designa el término de fuente. La Tabla 1 presenta las variables ϕ , Γ y S^ϕ involucradas en este problema. Cabe señalar que el procedimiento de discretización empleado en este trabajo es idéntico al expuesto por Patankar [14].

Tabla 1. Variables que participan en las ecuaciones de conservación.

ϕ	ρ	Γ	S^ϕ
1	1	0	0
u	1	$\frac{2}{Pr}$	$-\frac{1}{2} \frac{dP}{dZ} \pm \frac{4Gr\theta}{Re}$
θ	1	$\frac{2}{Pr}$	0

Cálculo del gradiente de presión

El punto más álgido en dinámica de fluidos computacional lo constituye el cálculo del gradiente de presión. En la literatura sobre este tema abundan diversos métodos para determinar el gradiente de presión de flujos internos, entre ellos los más conocidos son los propuestos por Patankar y Spalding [13], Briley [15] y Raithby y Schneider [16]. Se sabe que la naturaleza no iterativa del esquema de Patankar y Spalding no garantiza completamente la conservación de masa. Sin embargo, el esquema propuesto por Briley, basado en el método de la secante, permite hallar el valor exacto, pero se hace necesario resolver la ecuación de cantidad de movimiento al menos tres veces. Para vencer estos obstáculos, Raithby y Schneider desarrollaron un procedimiento novedoso de cálculo para flujos de tipo parabólico, el cual armoniza con el método de los volúmenes de control de Patankar y Spalding [13]. En dicho trabajo los autores elaboraron una metodología iterativa altamente eficiente para determinar el gradiente de presión axial a partir de la ecuación de cantidad de movimiento y de la condición de flujo confinado, es decir la ec.(7). La ventaja que brinda el algoritmo de Raithby y Schneider es que emplea un tercio del trabajo del de Briley y más importante aún, permite hallar el valor exacto del gradiente de presión. Estas características son lo suficientemente importantes para preferir este algoritmo sobre los otros y por lo tanto es el que se utiliza en este trabajo.

Validación del método numérico

Las Figuras 2-5 se prepararon con el propósito de mostrar los resultados para el problema del desarrollo simultáneo de velocidad y temperatura (sin convección natural) en un tubo isotérmico. Esto, en realidad, aporta información valiosa ya que está relacionada a una cota límite para casos en donde Gr/Re sea cero. En estas figuras se ilustra la convergencia del algoritmo propuesto en función del número de volúmenes de control empleados. Aquí se aprecia que los resultados obtenidos, tanto hidrodinámicos como térmicos, con 20 y 40 volúmenes no se diferencian entre sí en forma apreciable. Igualmente, se indican las comparaciones para el mismo problema entre los resultados numéricos reportados por Hornbeck [16], Liu [17] y Manohar [18] y los nuestros utilizando una malla con 20 volúmenes de control. Una inspección detallada de estos resultados preliminares refleja una buena concordancia entre ellos, tanto en el

campo hidrodinámico como en el térmico. Por lo tanto, esta malla se adopta para realizar los cálculos en este trabajo.

PARAMETROS TERMOHIDRAULICOS

En primer término, los resultados del campo hidrodinámico se presentan empleando la velocidad máxima en el centro del tubo U_c y el gradiente de presión local dP/dZ .

En segunda instancia, para el campo térmico se utiliza la distribución de la temperatura volumétrica media

$$\theta_b = 2 \int_0^1 U \theta R dR \quad (10)$$

y la distribución del número de Nusselt local

$$Nu(Z) = (2r_0 q_w) / [k(T_b - T_w)] = -2(\partial\theta/\partial R) \Big|_{(R=1)} / \theta_b \quad (11)$$

Conviene destacar que el calor total transmitido Q_T entre la entrada $z = 0$ y una estación cualquiera $z = L$ del tubo se puede hallar directamente mediante un balance global de energía

$$Q_T(L) = \dot{m} c_p [T_0 - T_b(L)] \quad (12)$$

Esta ecuación descansa en el Primer Principio de la Termodinámica, siendo su caso límite un calor total ideal Q_i (válido para un tubo ilimitado), o sea

$$Q_i = \dot{m} c_p [T_0 - T_w] \quad (13)$$

Introduciendo el concepto de eficiencia térmica Ω

$$\Omega = Q_T / Q_i \quad (14)$$

resulta que

$$\Omega = 1 - \theta_b(L) \quad (15)$$

Esta ecuación es muy importante puesto que indica que el calor transmitido $Q_T(L)$ varía linealmente con la temperatura volumétrica $\theta_b(L)$. En cambio,

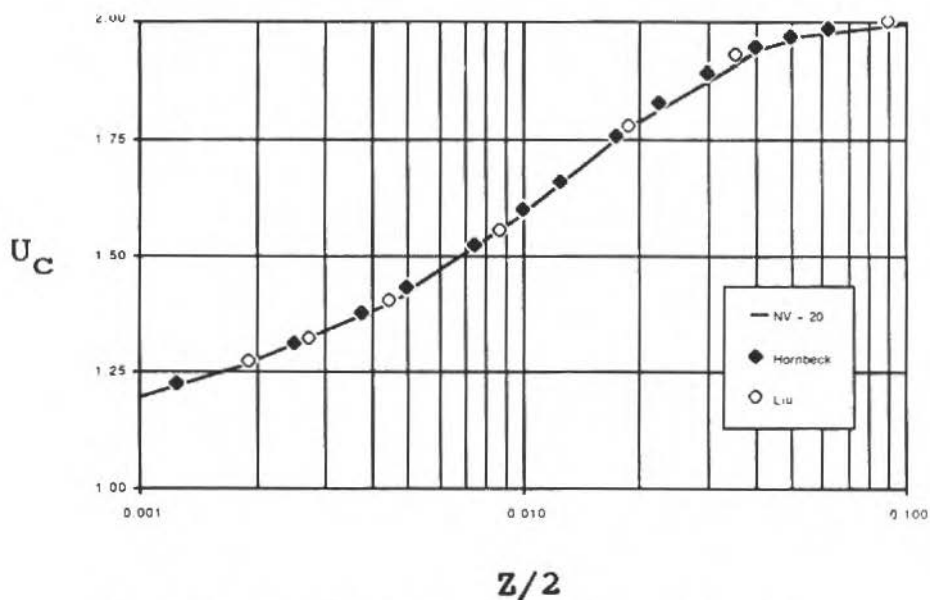


Figura 2. Desarrollo de la velocidad en el centro de la tubería.

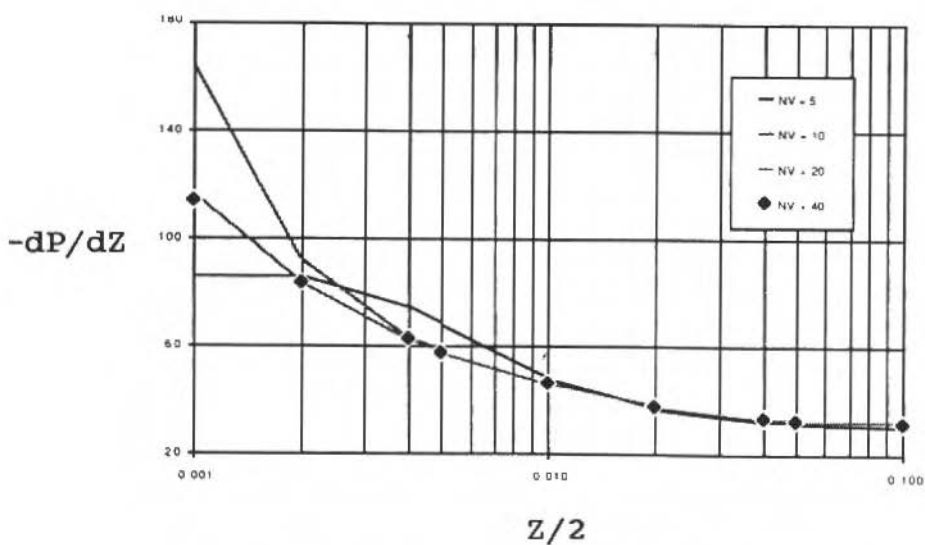


Figura 3. Variación del gradiente de presión.

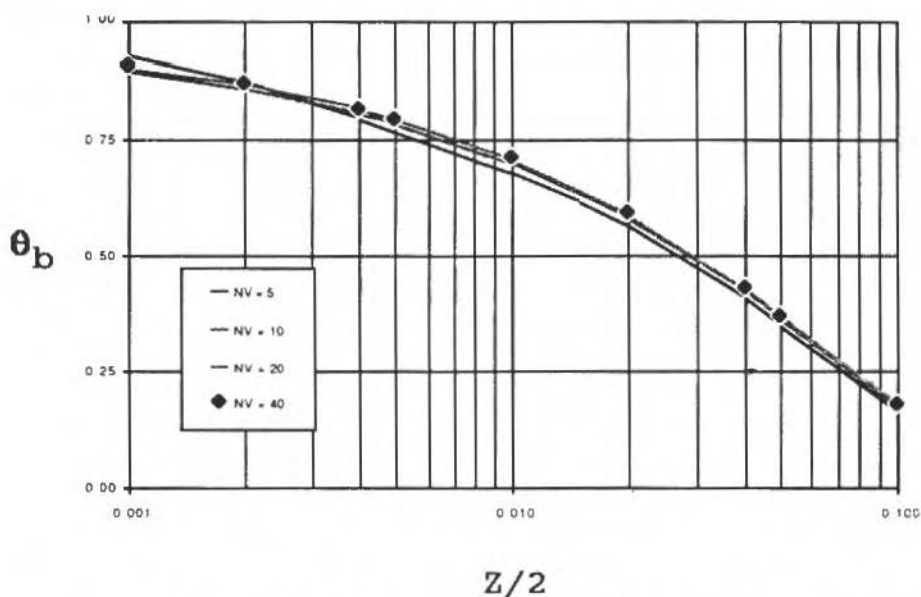


Figura 4. Desarrollo de la temperatura volumétrica media ($Pr = 0.72$).

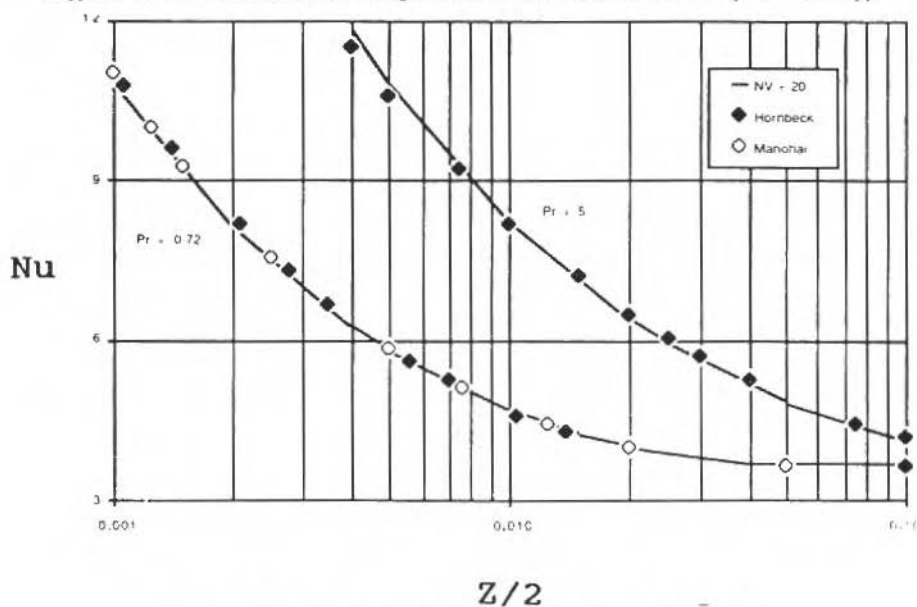


Figura 5. Variación del número de Nusselt local.

vale la pena resaltar que la manera tradicional de calcular el calor transmitido $Q_T(L)$ en flujos internos requiere el uso indirecto de la distribución del número de Nusselt, i.e. la ec.(11).

PRESENTACION Y DISCUSION DE LOS RESULTADOS

La influencia de la convección natural sobre la convección forzada en tubos verticales puede ser dividida en dos partes:

flujo ascendente con enfriamiento =
 flujo descendente con calentamiento

o

flujo ascendente con calentamiento =
 flujo descendente con enfriamiento

Estas dos combinaciones posibles pueden estar afectadas por el perfil de velocidad a la entrada de la zona de intercambio térmico ($z = 0$), el número de Prandtl del fluido y el parámetro de convección mixta Gr/Re . En este contexto y con el propósito de economizar espacio en la revista, este trabajo se limita al caso de flujos de gases ($Pr = 0.7$) con velocidad uniforme impuesta a la entrada. De más esta decir que el código es capaz de manejar otros fluidos, siempre que se ajusten a las suposiciones físicas contempladas en esta investigación.

Flujo ascendente con enfriamiento ($Gr/Re > 0$)

En las Figuras 6-10 se concentran los resultados obtenidos para estos casos. Primeramente, en la Fig. 6 se observa que la velocidad en el centro de la tubería (velocidad máxima) tiende a incrementarse en función de Gr/Re desde un valor unitario a la entrada ($z = 0$) y desciende posteriormente hasta alcanzar el valor asintótico de $U_c = 2$. Cuando el parámetro de convección mixta llega a 40, el perfil de velocidad se invierte en la región cercana a la pared del tubo. Esto trae como consecuencia que la teoría de la capa límite se invalide a partir de éste punto ($Z = 0.005$) aproximadamente.

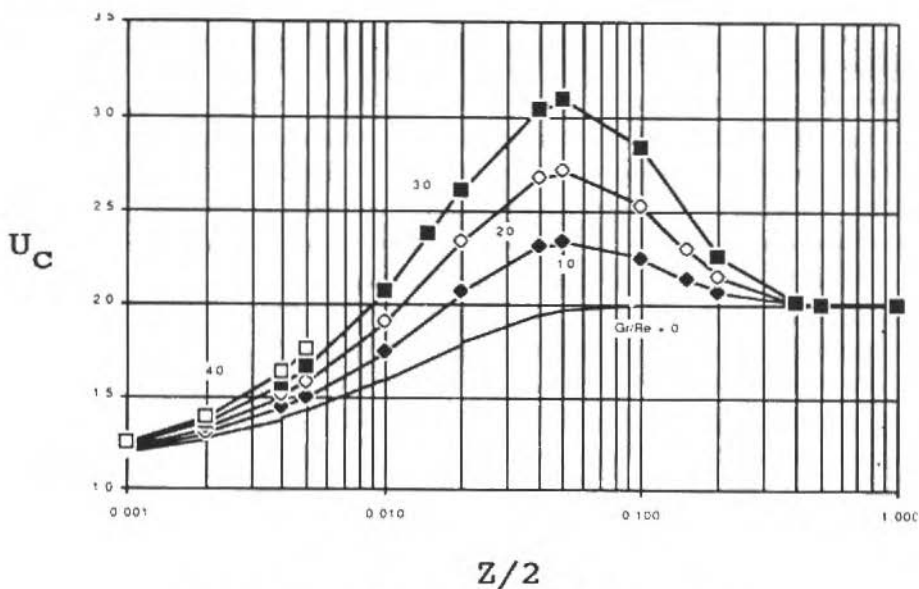


Figura 6. Desarrollo de la velocidad en el centro.

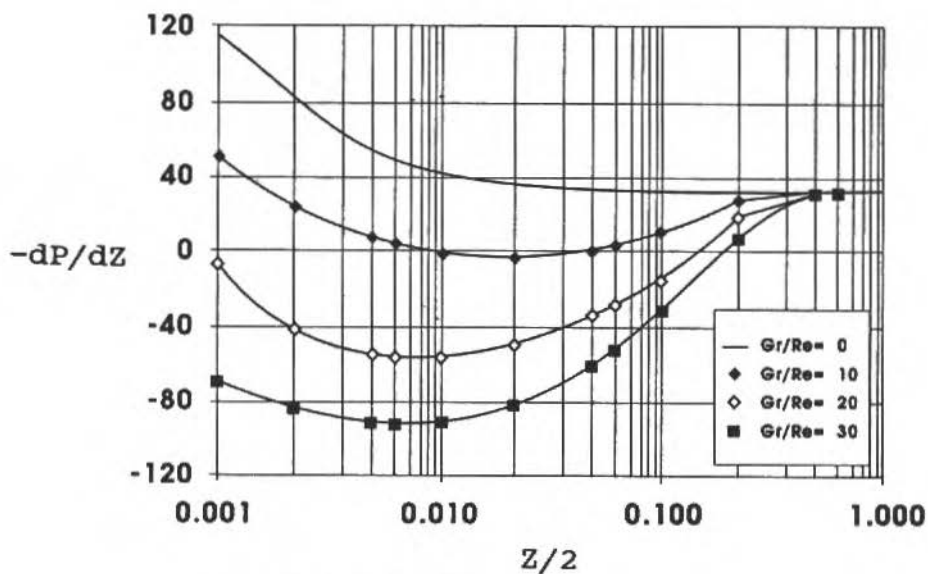


Figura 7. Variación del gradiente de presión.

Tocante al gradiente de presión de la Fig. 7, éste muestra su clásico comportamiento monótono decreciente en ausencia de convección natural ($Gr = 0$). A medida que el cociente Gr/Re aumenta, el gradiente de presión tiende a disminuir en la entrada y las curvas pasan por un mínimo, caracterizado por un patrón cóncavo. Desde estos valores mínimos, las curvas adquieren pendientes positivas correspondiendo a un aumento sustancial de presión entre dos estaciones del tubo vertical. Como es evidente, este comportamiento se refleja en una disminución del coeficiente de fricción. La evolución de la velocidad axial correspondiente a la primera curva de la Fig. 6 para $Gr/Re = 30$ (sin inversión) se dibuja en la Fig. 8. Este caso ilustra las distorsiones máximas de velocidad que ocurren justo antes de la inversión del flujo. Además, se puede concluir que la velocidad en el centro arriba al valor $U_c = 2$ para la estación axial $Z = 0.5$.

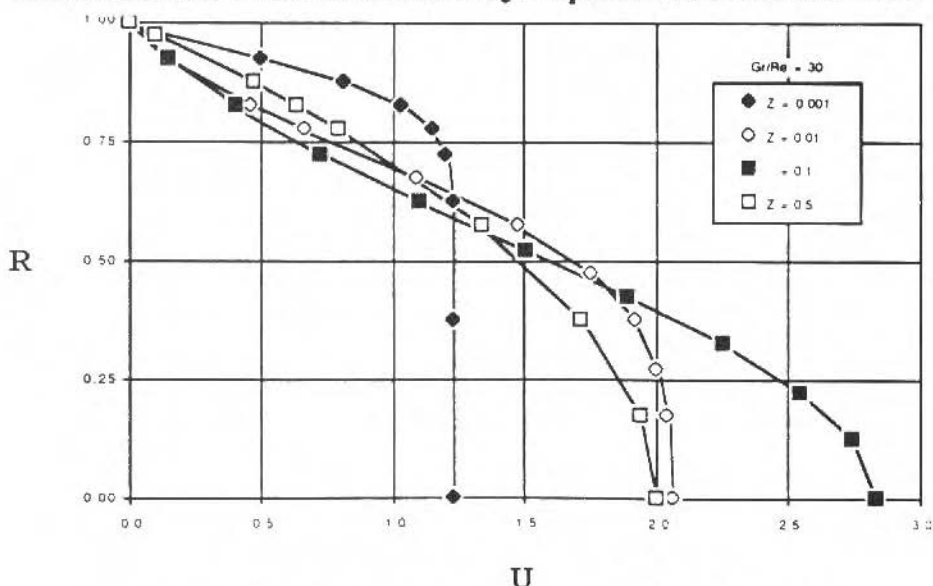


Figura 8. Distribución de la velocidad axial ($Gr/Re = 30$).

La distorsión del campo de velocidad ocasionada por el incremento del parámetro Gr/Re se traduce igualmente a las distribuciones de temperatura volumétrica media y de Nusselt local en las Figs. 9 y 10, respectivamente. A medida que Gr/Re aumenta, las curvas de θ_b (cantidad térmica global) tienden a desplazarse gradualmente hacia arriba en la región de desarrollo térmico. Este enfriamiento es menos efectivo para $Gr/Pr = 30$ y se debe a las bajas

velocidades en la región cercana a la pared. En términos cuantitativos, la desviación $\Delta\theta_b$ se duplica en $Z = 0.1$ con respecto a su valor en la estación $Z = 0.01$. El examen de la Fig. 10, en términos del número de Nusselt local (cantidad térmica local), como coordenada es análogo al de la Fig. 9 en donde la coordenada es una temperatura volumétrica media (cantidad térmica global). Asimismo, se puede observar una palpable disminución de la transmisión de calor total para el mismo tamaño de la zona de intercambio térmico Z . Al contrario para $Gr/Re = 30$, Nu adquiere un valor mínimo de 3, cantidad inferior al valor asintótico de 3.66. Este patrón cóncavo lo describen todas las curvas de Nu vs. Z .

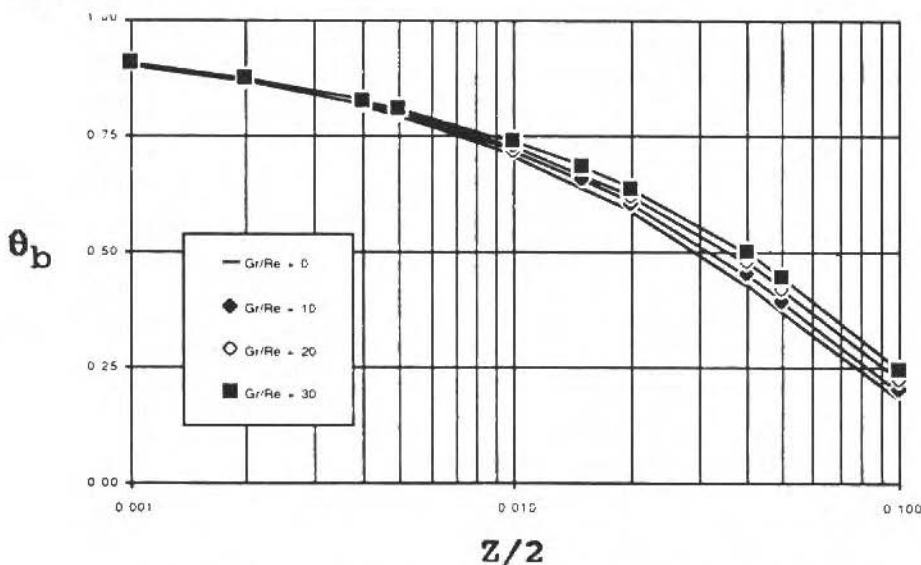


Figura 9. Desarrollo de la temperatura volumétrica media.

Flujo ascendente con calentamiento $Gr/Re < 0$

Estos casos se ilustran en el grupo de Figuras 11-15 en las cuales se evidencia un comportamiento totalmente opuesto al del caso anterior. En la Fig. 11, la velocidad en el centro del conducto aumenta para valores bajos de Gr/Re (< 10) hasta una posición axial en donde la fuerza de flotación es mayor que el gradiente de presión. Esto origina un decremento de la velocidad hasta alcanzar un valor mínimo. La curva correspondiente a $Gr/Re = -60$ desciende hasta casi cero en el entorno de $Z = 0.02$. Posteriormente, el grupo de

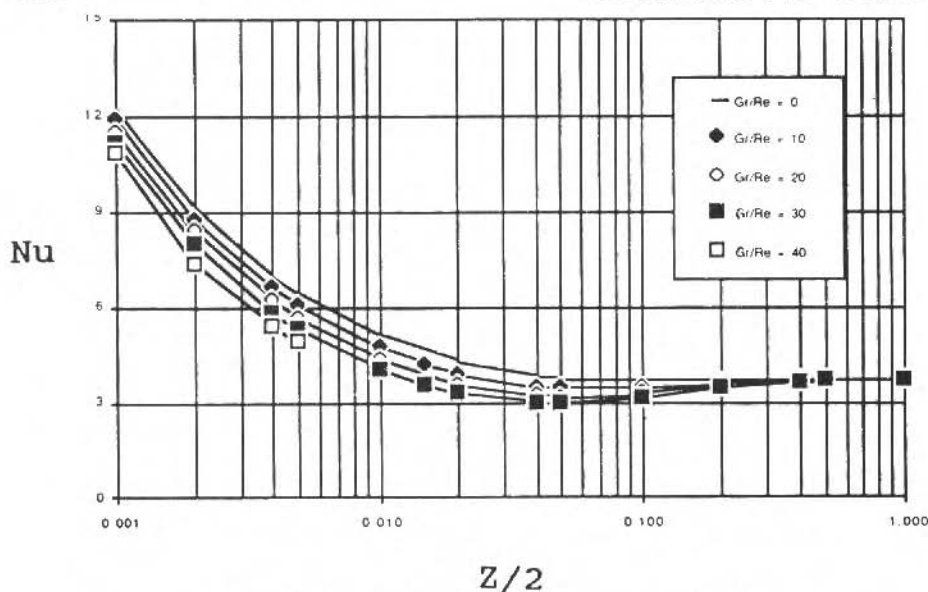


Figura 10. Variación del número de Nusselt local.

velocidades axiales experimenta un crecimiento hasta empalmar con su valor asintótico de 2, correspondiente a la situación de flujo plenamente desarrollado. Además, con el incremento del cociente $|Gr/Re|$, la fuerza de flotación alcanza valores muy superiores al gradiente de presión lo que provoca una inversión del perfil de velocidad en el centro del tubo para $Gr/Re = -70$ en $Z = 0.025$ aproximadamente.

Conviene señalar que el comportamiento de la velocidad en el centro del tubo trae como consecuencia un aumento de la velocidad axial en la región cercana a la pared de este. Este efecto compensatorio ocasiona así un aumento del gradiente de presión local a medida que crece el parámetro $|Gr/Re|$, lo cual se manifiesta en la Fig. 12. Este aumento drástico del gradiente de presión redundaría lógicamente en un aumento del coeficiente de fricción. Como consecuencia directa de la distorsión del campo hidrodinámico, la transmisión de calor total se ve afectada también, lo que se evidencia en las Figuras 14 y 15, respectivamente. Las curvas de temperatura descienden gradualmente con pendiente mayor cuando se aumenta $|Gr/Re|$, provocando una interacción térmica mayor. Este hecho se manifiesta también en la Fig. 15 pero la trayectoria de las curvas de Nu es más abrupta, en particular para $Gr/Re = -60$. Aquí la curva posee un pico en $Z = 0.04$. Para esta estación, el desarrollo

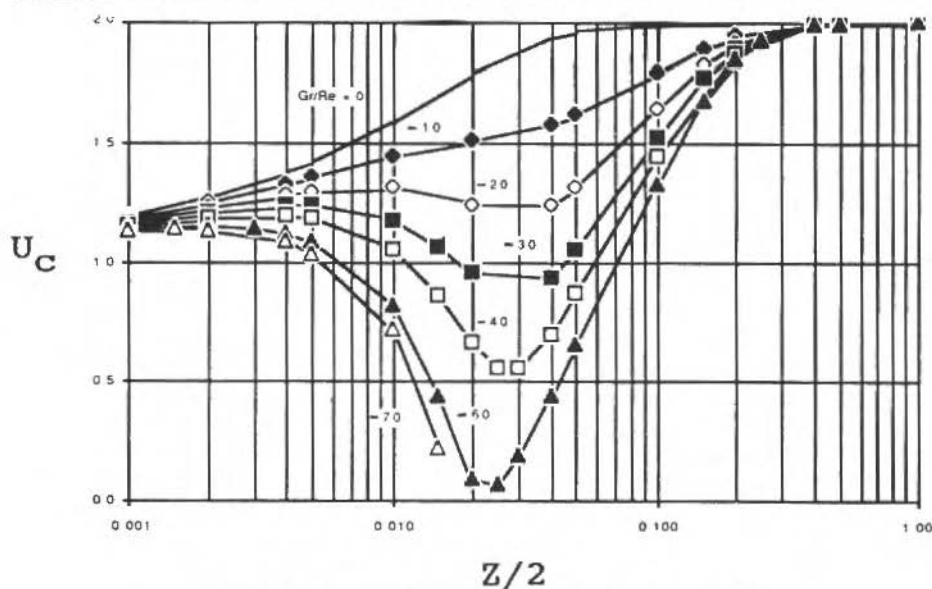


Figura 11. Desarrollo de la velocidad en el centro.

axial de la velocidad se puede visualizar en la Fig. 13, notándose las grandes pendientes de U en la proximidad de la pared del tubo.

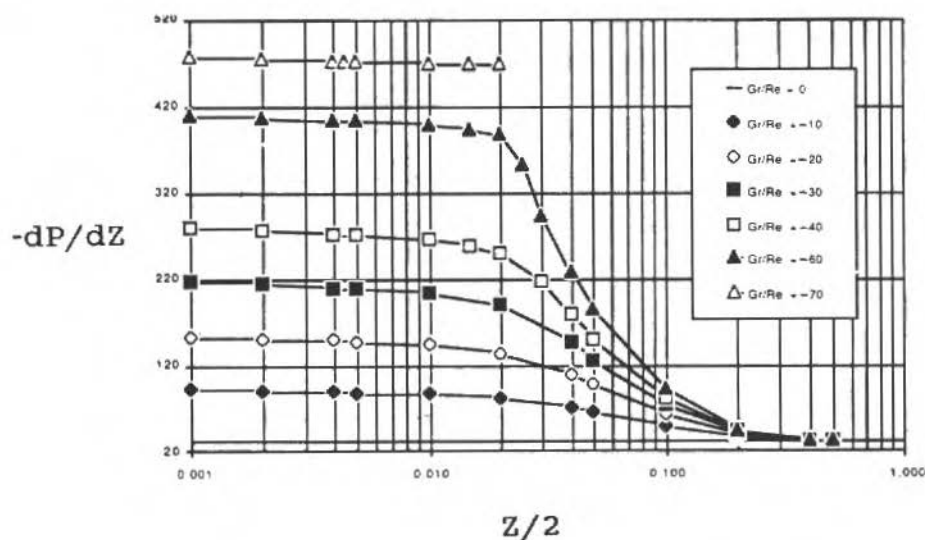


Figura 12. Variación del gradiente de presión.

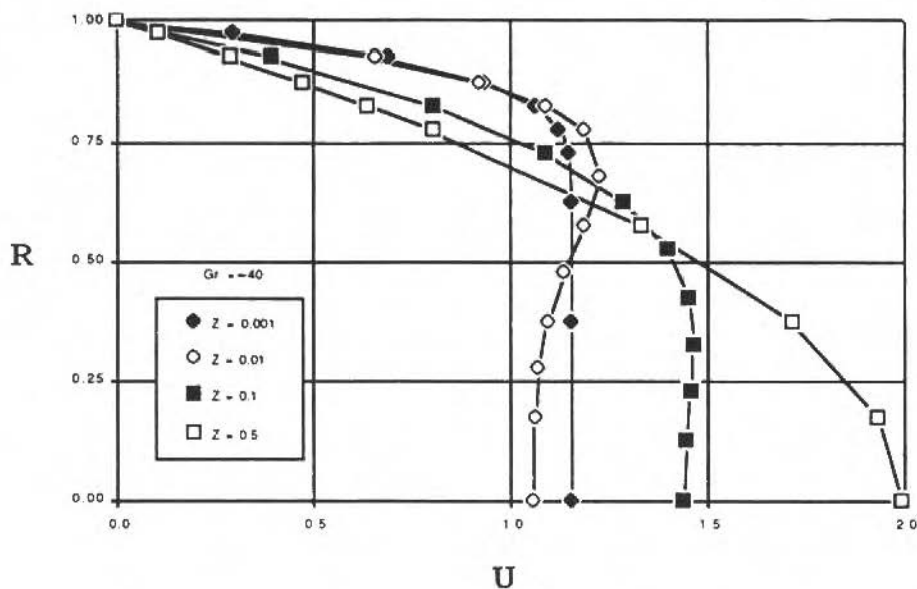


Figura 13. Distribución de la velocidad axial ($Gr/Re = -60$).

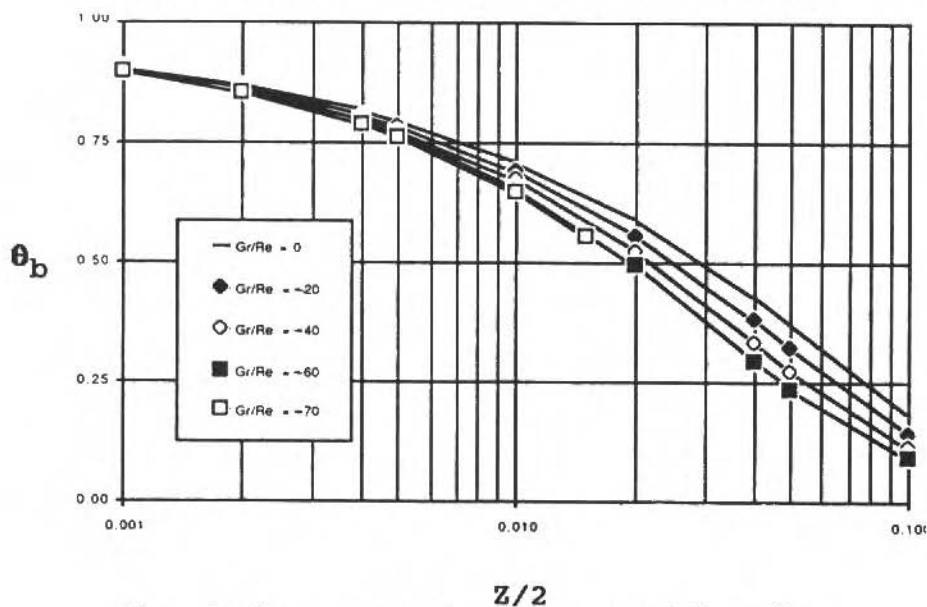


Figura 14. Desarrollo de la temperatura volumétrica media.

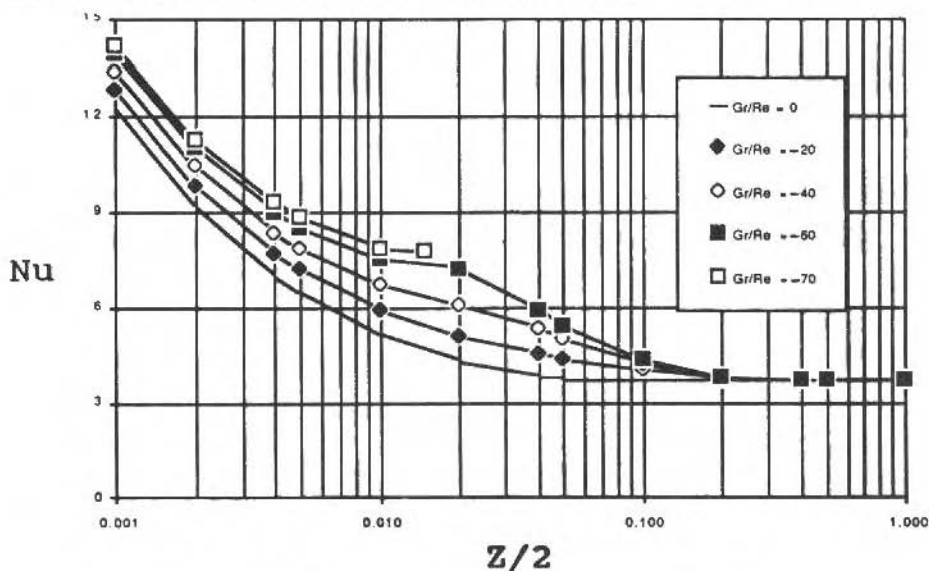


Figura 15. Variación del número de Nusselt local.

Por otro lado, vale la pena destacar que el patrón de las curvas de θ_b vs. Z en las Figs. 9 y 14 en forma de abanico facilita vincularlas a la ec.(15) con el propósito de calcular directamente el calor total transmitido en un tramo de tubo Q_T . Esto demuestra categóricamente que el cálculo del número de Nusselt es totalmente innecesario.

Tabla 2. Comparación de los valores críticos de Gr/Re .

Este Trabajo		Referencia [11]	
$(Gr/Re)_c$	Z_c	$(Gr/Re)_c$	Z_c
+46.5	0.0053	+36.5	0.0043
-65.0	0.0036	-65.0	0.0034

A manera de validar los resultados hallados, en la Tabla 2 se comparan los puntos de inversión del campo de velocidad axial con los resultados reportados por Campo [11]. Aquí se puede corroborar una buena concordancia entre los mismos para la envolvente de los valores críticos del parámetro de convección mixta. Por otro lado, se debe recalcar que la predicción del punto de inversión

representa una medida global de la capacidad predictiva del modelo matemático (parabólico) y del algoritmo de solución numérica utilizados en este trabajo.

REFERENCIAS

- [1] GEBHART, B., JALURIA, Y., MAHAJAN, R.L. y SAMMAKIA, B. Buoyancy-Induced Flows and Transport, Hemisphere, Washington, D.C., 1988.
- [2] SHAH, R.K. y LONDON, A.L. Laminar Flow Convection in Ducts, Academic, New York, 1978.
- [3] MARTINELLI, R.C. y BOELTER, L.M. The Analytical Prediction of Superimposed Free and Forced Viscous Convection in a Vertical Pipe, University of California Publications, Berkeley, California, 5, 23, 1942.
- [4] PIGFORD, R.L. Nonisothermal Flow and Heat Transfer Inside Vertical Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 17, 79, 1955.
- [5] JACKSON, T.W., HARRISON, W.B. y BOTELER, W.C. Combined Free and Forced Convection in a Constant Temperature Vertical Tube, Trans. ASME 80, 739, 1958.
- [6] ROSEN, E.M. y HANRATTY, T.J. Use of Boundary Layer Theory to Predict the Effect of Heat Transfer on the Laminar-Flow Field in a Vertical Tube with a Constant-Temperature Wall, AIChE J. 7, 112, 1961.
- [7] ZELDIN, B. y SCHMIDT, F.W. Developing Flow with Combined Forced-Free Convection in a Isothermal Vertical Tube, J. Heat Transfer 94, 211, 1972.
- [8] MARNER, W.J. y McMILLAN, H.K. Combined Free and Forced Laminar Convection in a Vertical Tube with Constant wall Temperature, J. Heat Transfer 92, 559, 1970.
- [9] COLLINS, M.W. Finite Difference Analysis for Developing Laminar Flow in Circular Tubes Applied to Forced and Combined Convection, Int. J. Num. Methods in Engng. 15, 381, 1980.
- [10] SHADDAY, M.A. Combined Forced-Free Convection Through Vertical Tubes at High Grashof Numbers, Proc. International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, 3, 1433, 1986.

- [11] CAMPO, A. Numerical Prediction of Combined Laminar Convection in Isothermal Vertical Tubes Via the Method of Lines (MOL). *Wärme-und Stoffübertragung* 23, 239, 1988.
- [12] CARNAHAN, B., LUTHER, H.A. and WILKES, J.O. *Applied Numerical Methods*, Wiley, New York, 1969.
- [13] PATANKAR, S.V. y SPALDING, D.B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer* 15, 1787, 1972.
- [14] PATANKAR, S.V. *Numerical Heat and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D.C., 1980.
- [15] BRILEY, W.R. Numerical Method for Predicting Three-Dimensional Steady Viscous Flow in Ducts, *J. Comp. Physics* 14, 8, 1974.
- [16] RAITHBY, G.D. y SCHNEIDER, G.E. Numerical Solution of Problems in Incompressible Fluid Flow: Treatment of the Velocity-Pressure Coupling, *Numerical Heat Transfer* 2, 417, 1979.
- [17] HORBECK, R.W. An All-Numerical Method for Heat Transfer in the Inlet of a Tube, ASME Paper 65-WA/HT-36, 1965.
- [18] LIU, J. Flow of Bingham Fluid in the Entrance Region of an Annular Tube, M.Sc. Thesis, University of Wisconsin, Madison, WI, 1974.
- [19] MANOHAR, R. Analysis of Laminar-Flow Heat Transfer in the Entrance Region of a Circular tube, *Int. J. Heat Mass Transfer* 122, 15, 1969.

SISTEMAS E EQUIPAMENTOS TÉRMICOS. SISTEMAS PARTICULADOS. UMA REVISÃO DA RBCM E DO ENCIT — 1978-1988

*THERMAL EQUIPMENTS AND SYSTEMS.
GAS-SOLID SYSTEMS. A RBCM AND ENCIT
REVIEW — 1978-1988*

Leonardo Goldstein Jr., Membro ABCM
UNICAMP
FEC/DETF/LEPTI
13081 Campinas SP, Brasil

RESUMO

O trabalho consiste numa revisão dos trabalhos publicados no período de 1979 a 1988 na Revista Brasileira de Ciências Mecânicas e nos Anais do I e do II ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas, realizados em 1986 e 1988. Ele faz parte de um conjunto de revisões semelhantes programadas pelo Comitê de Ciências Térmicas da ABCM.

Palavras-chave: Sistemas e Equipamentos Térmicos ■ Sistemas Particulados ■ Revisão da Literatura

ABSTRACT

This review surveys and characterizes papers comprising thermal equipments and systems, and gas-solid systems, that were published in the RBCM and in the ENCIT from 1979 to 1988.

Keywords: Thermal Systems ■ Thermal Equipments ■ Gas-Solid ■ Literature Review

INTRODUÇÃO

Esta revisão apresenta os trabalhos publicados no período de 1979 a 1988 na Revista Brasileira de Ciências Mecânicas e nos Anais do I e II ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas, realizados em 1986 e em 1988, respectivamente. Ela cobre duas áreas específicas, ou seja, a de Sistemas e Equipamentos Térmicos e a de Sistemas Particulados.

Para facilitar o uso desta revisão adotou-se uma divisão dos itens abordados, mencionados a seguir na ordem em que aparecem no texto. A letra que aparece adjacente a cada assunto é também adicionada às referências que são citadas em cada categoria no fim deste trabalho.

Análise Térmica de Edificações	— A
Ventilação, Refrigeração e Condicionamento de Ar	— B
Bombas de Calor	— C
Compressores	— D
Motores de Combustão Interna	— E
Ciclos, Processos Térmicos e Análise Exergética	— F
Trocadores de Calor e de Massa	— G
Projeto Térmico de Satélites	— H
Análise Termo-Hidráulica de Reatores Nucleares	— I
Sistema Particulados	— J

ANÁLISE TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES

As várias correlações disponíveis na literatura para descrever a transferência de calor por convecção na superfície externa de um edifício foram analisadas em (A-1), mostrando discrepâncias nos resultados e indicando geometrias ainda não estudadas. O desenvolvimento de um sensor do fluxo de calor para edifícios foi descrito em (A-2), para permitir o estudo do processo transiente de transferência de calor através dos elementos do envelope de um edifício. Alguns aspectos relacionados com a construção e a calibração de um radiômetro para a medição de radiação em ondas longas foram abordadas em (A-3). O radiômetro destina-se à medição das trocas de energia entre as superfícies externas das edificações e a abóboda celeste. Os resultados da monitoração de uma cobertura ventilada, utilizada em edificações para redução da carga

térmica de radiação solar, foram apresentados em (A-4) e comparados com uma simulação numérica. Em (A-5) foram apresentados os resultados obtidos através de um programa computacional para simulação do comportamento térmico de edificações, em condições de alta insolação. Foram comparados diferentes telhados, como telhados ventilados ou com blindagens.

VENTILAÇÃO, REFRIGERAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR

O trabalho (B-1) investigou a ebulição nucleada de misturas refrigerante R11 com óleo em concentrações de óleo variando de 0 a 10% na base mássica.

Os resultados foram correlacionados por uma equação semelhante à de Rohsenow e foram comparados aos modelos da literatura. Uma metodologia para avaliação em operação de um sistema de ar condicionado solar do tipo evaporativo foi apresentada em (B-2) e foi validada contra dados experimentais, permitindo prever o desempenho em situações diferentes das do protótipo. Detalhes de construção de um protótipo de geladeira a absorção acionada por um fogão a lenha foram apresentados em (B-3). Em (B-4) foi feita a simulação numérica de tubos capilares utilizados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração comercial. Os resultados foram comparados com dados experimentais.

BOMBAS DE CALOR

O estado-da-arte até 1984 relativamente a bombas de calor por compressão de vapor assistidas por energia solar foi revisto em (C-1). Um estudo analítico de um sistema típico teve seus resultados apresentados, sendo considerada a utilização de materiais com mudança de fase para armazenamento de energia. Progresso na área de acionadores para bombas de calor foram relatados em (C-2), com a comparação de motores elétricos a motores de combustão interna, com ênfase em motores Diesel, incluindo motores Stirling. Foram apresentados resultados experimentais para a bomba de calor acionada por um motor Diesel, com relações de conversão de energia (calor liberado dividida pela energia do combustível fornecida ao motor) maiores do que 2,2.

COMPRESSORES

Um modelo de simulação do comportamento termodinâmico de um compressor alternativo foi descrito em (D-1), considerando o efeito da troca de calor entre o gás e as paredes do cilindro, o fluxo instantâneo de massa foi calculado em função da posição da válvula de sucção ou descarga que, por sua vez, depende das características dinâmicas do sistema válvula-mola. Resultados foram comparados com dados experimentais. A análise e determinação experimental dos parâmetros de um compressor rotativo de deslocamento positivo, parte de um motor de refrigeração segundo o ciclo Brayton invertido, foram apresentadas em (D-2). Foi feita uma análise crítica do desempenho do compressor e analisadas as diretrizes para a otimização do projeto. A transferência de calor laminar em válvulas de compressores foi estudada em (D-3), sendo os resultados numéricos da transferência de calor em difusores radiais com disco frontal adiabático validada experimentalmente através da aplicação da técnica de sublimação de naftaleno. Em (D-4) foi apresentada uma investigação numérica do escoamento turbulento, incompressível e isotérmico em difusores radiais de válvulas de compressores, utilizando o modelo $k - \epsilon$ de turbulência.

MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A substituição de óleo Diesel por ésteres de vegetais bem como por emulsões de ésteres com álcool etílico em motores de ignição por compressão foi estudada em (E-1). As discrepâncias no confronto com o óleo Diesel mostraram tendência a diminuir através de ajustes de débito, taxa de compressão e avanço de ignição. Uma comparação das correlações para a determinação do coeficiente de película para a transferência de calor instantânea em motores de combustão interna foi apresentada em (E-2), visando a simulação do desempenho de um motor com suas particularidades construtivas e térmicas. As peculiaridades de cada correlação foram explicadas para cada fase de operação do motor de centelha. Um estudo teórico-experimental em um sistema de injeção Diesel operando com querosene de aviação (QAV-1) foi apresentado em (E-3) tendo em vista o uso deste combustível com uma alternativa à gasolina de aviação em aeronaves com motores a pistão.

CICLOS, PROCESSOS TÉRMICOS E ANÁLISE EXERGÉTICA

O trabalho (F-1) considerou que a hipótese de reservatório de calor infinito não é realista em condições terrestres e para os ciclos comuns. Enquanto a literatura negligenciou tal fato, admitindo que o rendimento de máquinas operando com fonte finita, reversível, é o de Carnot, o presente trabalho demonstrou que tal rendimento não é alcançado. Os ciclos térmicos foram estudados em (F-2) no contexto da Termodinâmica Racional, admitindo como grandezas primitivas somente aquelas consideradas diretamente mensuráveis. Foi introduzido o conceito de função de acumulação, e como exemplo foram estudados os ciclos de Carnot e Rankine com gás ideal como fluido de trabalho. O método da exergia foi aplicado em (F-3) a sistemas de produção de potência elétrica e mecânica em usinas de açúcar e de álcool para avaliação de alternativas de cogeração. Foram identificados os pontos onde ocorrem as maiores irreversibilidades e analisadas possibilidades de incremento da produção de potência. O método da convolução foi aplicado em (F-4) para estimar o comportamento energético de sistemas de cogeração, tendo sido obtidos o valor esperado de excedente ou déficit energético, bem como os parâmetros técnicos característicos da cogeração.

TROCADORES DE CALOR E DE MASSA

Uma análise numérica do comportamento térmico do escoamento através de um trocador de calor duplo-tubo duplo aletado em escoamento laminar de igual capacidade calorífica horária foi apresentado em (G-1), considerando a condução de calor nas aletas. Os coeficientes de transporte foram determinados experimentalmente em (G-2) para escoamento turbulento através de regiões anulares sem aletas e com duas configurações aletadas sobre a superfície externa do tubo interno. Foram adotadas como condições de contorno a temperatura uniforme sobre a superfície externa do tubo interno e superfície externa do tubo externo como adiabática. Experiências foram realizadas em (G-3) para determinar os coeficientes de troca de calor e o fator de atrito para escoamentos laminares e turbulentos em dutos de seção reta em forma de triângulo isóceles com ângulo de vértice de 120° , sendo água e ar os fluidos utilizados. As condições de contorno foram duas paredes isotérmicas e a terceira adiabática. Soluções numéricas foram obtidas em (G-4) pela técnica da transformação integral generalizada (*generalized integral transform*) para a região de entrada de dutos em que os coeficientes de transferência variam axialmente. A análise

foi aplicada para variações em degraus do número de Biot para simular fileiras intermitentes de aletas externas. A análise do desempenho térmico de superfícies pinadas e aletadas submetidas à convecção foi apresentada em (G-5) para escoamentos através de várias geometrias de dutos. Uma investigação experimental do desempenho térmico de um tubo de calor fechado foi efetuado em (G-6), através dos coeficientes de transferência de calor nas zonas quente e fria do tubo e de seu coeficiente de condutividade térmica efetivo. O dispositivo operou com a massa crítica de Freon 13 em temperaturas próximas à sua temperatura crítica e mostrou uma condutividade térmica efetiva do tubo de oito vezes em relação à do cobre. Um procedimento de cálculo termo-hidráulico para trocadores de calor casco e tubo sem mudança de fase foi apresentado em (G-7) para a otimização em computador da área de troca de calor necessária. Em (G-8) um trocador de calor foi discretizado através de três tipos de elementos nodais: corrente paralela, contra-corrente e corrente cruzada. A equação do balanço térmico foi aplicada para cada nó em termos de variáveis adimensionais, formando um sistema linear de equações algébricas, cuja solução fornece a distribuição de temperaturas no trocador e permite o cálculo dos parâmetros de desempenho térmico. Uma simulação estacionária de trocadores de calor bitubulares e multitubulares foi apresentada em (G-9), permitindo restabelecer a carga térmica de projeto através da variação da vazão e/ou temperatura de entrada de um dos fluidos, quando há a ocorrência de deposição ao longo do tempo. Soluções numéricas, aplicando o método dos elementos finitos de Galerkin, foram obtidas em (G-10) para o processo transiente e unidimensional de transferência de calor em trocadores em arranjos paralelo e contracorrente. Em (G-11) foi apresentada uma revisão dos conceitos básicos de transferência de calor em torres de resfriamento, introduzindo uma nova equação que elimina as aproximações requeridas na teoria de Merkel. Foi estabelecido em (G-12) um procedimento analítico, usando a teoria de penetração, para projeto de um regenerador de placa plana para o agente higroscópico que opera num ciclo de condicionamento de ar por resfriamento evaporativo.

PROJETO TÉRMICO DE SATÉLITES

A viabilidade de testar modelos térmicos em escala reduzida do primeiro artefato espacial brasileiro em condições espaciais simuladas foi discutida em (H-1 e H-2), com a finalidade de obter a distribuição de temperaturas no

protótipo. As condições para o processo de escalonamento térmico foram estabelecidas, tendo sido comparada a distribuição de temperatura obtida para o modelo com a do protótipo. Um sistema de proteção térmica para componentes eletrônicos em veículos espaciais foi estudado em (H-3), utilizando material de mudança de fase associado a um radiador e considerando que os componentes podem ter uma dissipação variável de energia no tempo. Em (H-4) foi descrito o desenvolvimento do teste de balanço térmico do modelo térmico de um satélite de coleta de dados realizado numa câmara de 21 m³ do INPE, visando validar o modelo térmico do satélite e verificar o desempenho de seu controle térmico em condições semelhantes às do ambiente espacial.

ANÁLISE TERMO-HIDRÁULICA DE REATORES NUCLEARES

Um modelo simplificado de análise de canal quente em um reator nuclear de água pressurizada foi proposto em (I.1), assumindo acoplamento entre este canal e um canal nominal típico, através da imposição de escoamento transversal entre estes canais de forma que a distribuição axial de pressão fosse a mesma em ambos, ao longo do escoamento do refrigerante no núcleo. O modelo foi aplicado ao reator Angra-1. No trabalho (I-2) foi desenvolvido um modelo de simulação termohidráulica, em regime permanente, para geradores de vapor do tipo tubos em U invertido, com recirculação interna natural, utilizados centrais-nucleares PWR. O escoamento secundário foi dividido em duas partes homogêneas, com troca de calor e de massa entre ambas, sendo a pressão determinada em função do título de vapor que alimenta a turbina. O modelo foi aplicado ao reator de Angra II. Um modelo foi desenvolvido em (I-3) para análise de alguns transientes que poderiam por em risco o núcleo de um reator de pesquisa. A seleção da bomba, do comprimento e do diâmetro das tubulações, bem como seu arranjo apropriado, foram definidos a partir de regime estacionário no circuito primário. Um modelo de simulação de escoamento devido a falhas de bombas em uma usina PWR dotada de múltiplos circuitos primários foi apresentado em (I-4), com aplicação a Angra I. Em (I-5) foi analisado o canal quente do núcleo de um reator refrigerado a sódio, pela adaptação de um modelo simplificado já existente para reatores a água leve pressurizada. A distribuição da perda de pressão na vizinhança de uma barra de combustível típica de um arranjo de um reator tipo LMFBR foi simulada experimentalmente em (I-6). Uma análise numérica usando elementos finitos foi desenvolvida em (I-7) para prever a distribuição de temperaturas na primeira

parede de um equipamento RFX, um experimento em fusão sendo construído em Pádua, na Itália. EM (I-8) foi desenvolvido um procedimento para a obtenção da evolução das temperaturas do sódio entre o tanque de mistura, com volume constante, e o tanque de drenagem do circuito de testes de sódio do IEN-RJ, para um choque térmico de -200°C/s .

SISTEMAS PARTICULADOS

O coeficiente de arraste foi correlacionado em (J-1) ao número de Reynolds e à esfericidade de partículas sólidas em movimento livre na massa de um fluido em escoamento a partir de dados de Pettyjohn e Christiansen. Um método para determinação do diâmetro médio de partículas foi desenvolvido em (J-2) usando uma equação que combina o movimento de ambas as interfaces durante o processo de sedimentação em batelada, obtida a partir das condições de salto para a conservação de massa, pelo uso da teoria de misturas de mecânica do contínuo. Foram estudados em (J-3) os escoamentos vertical e horizontal de misturas sólido-líquido em dutos de seção variável para os casos de perfis uniforme e não uniforme de concentração e de velocidade. Foram conduzidas determinações experimentais em (J-4) do coeficiente de transferência de calor gás-sólido em leito deslizante e escoamentos contracorrente, concorrente e cruzado, nas condições de aquecimento ou resfriamento de sólidos. Experimentos foram efetuados em (J-5) para determinar a velocidade terminal de partículas em suspensão em um fluxo turbulento, com duas densidades e dois tamanhos de partícula, para concentrações variando de 0 a 1 por cento em volume. Em (J-6) o mesmo autor apresentou resultados para o coeficiente de arrasto de partículas em suspensão em escoamento turbulento, obtidas no mesmo sistema experimental mencionado no trabalho anterior. Um modelo matemático foi apresentado em (J-6) para avaliar o efeito da formação de agregados na dissipação de energia de um escoamento gás-sólido. Um princípio de mínima dissipação de energia foi aplicado a fim de encontrar as características mais prováveis dos aglomerados num escoamento vertical.

REFERÊNCIAS

Análise Térmica de Edificações

- A1. MELO, C. Existing Convective Heat Transfer Relationships for Building Thermal Simulation: A Critical Analysis, I ENCIT, pp. 151-154, 1986.

- A2. GUIMARÃES, G.; CUNHA NETO, J.A.B.; PHILIPPI P.C.; NICOLAU, V.P. A Simple Transducer for Measuring Heat Flux in Buildings, I ENCIT, pp. 155-158, 1986.
- A3. CHARMILLOT, G.J.F.; CUNHA NETO, J.A.B.; PHILIPPI, P.C. Aspectos do Desenvolvimento de um Transdutor de Radiação em Ondas Longas, I ENCIT, pp. 159-162, 1986.
- A4. CUNHA NETO, J.A.B.; NICOLAU, P.C.; PEREIRA, F.O.R. Análise Experimental do Desempenho Térmico de Coberturas Ventiladas, II ENCIT, pp. 359-362, 1988.
- A5. NICOLAU, V.P.; PHILIPPI, P.C.; CUNHA NETO, J.A.B. Simulação Numérica do Desempenho Térmico de Coberturas Ventiladas, II ENCIT, pp. 363-366, 1988.

Ventilação, Refrigeração e Condicionamento de Ar

- B1. SILVA, C.L. e JABARDO, J.M.S. Investigação Experimental da Ebulição de Misturas R11-óleo, II ENCIT, pp. 105-108, 1988.
- B2. ZUCARATO, P.P. e ORLANDO, A.F. Análise de Desempenho de um Sistema de Ar Condicionado Solar do Tipo Evaporativo, II ENCIT, pp. 357-370, 1988.
- B3. PASSOS, E.F. e ESCOBEDO, J.F. Geladeira Movida a Fogão de Lenha, II ENCIT, pp. 292-295, 1988.
- B4. MELO, C. e NEGRÃO, C.O.R. Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração, II ENCIT, pp. 221-224, 1988.

Bombas de Calor

- C1. PARISE, J.A.R. Vapour-Compression Solar-Assisted Heat Pump Employing Phase-Change Materials for Heat Storage, RBCM, Vol. VI, No. 2, pp. 153-167, 1984.
- C2. PARISE, J.A.R. A Study on Prime-Movers For Heat Pumps, I ENCIT, pp. 271-274, 1986.

Compressores

- D1. PARISE, J.A.R. e CARTWRIGHT, W.G. Simulation of Reciprocating Compressors: Numerical Method and Comparison with Experimental Data, RBCM, Vol. VII, No. 2, pp. 129-152, 1985.
- D2. MONTALVÃO, A.F.F.; ORLANDO, A.F. e FROTA, M.N. Construção e Avaliação do Desempenho de um Compressor Rotativo de Deslocamento Positivo, I ENCIT, pp. 267-270, 1986.
- D3. TODESCAT, M.L.; PRATA, A.T. e FERREIRA, R.T.S. Transferência de Calor Laminar em Válvulas de Compressores, II ENCIT, pp. 255-258, 1988.
- D4. DESCHAMPS, C.J.; FERREIRA, R.T.S. e PRATA, A.T. Aplicação do Modelo $k - \epsilon$ Para o Escoamento Turbulento em Válvulas de Compressores, II ENCIT, pp. 259-262, 1988.

Motores de Combustão Interna

- E1. VENANZI, D.; SANTOS, A.M. e MANTESE, A.A. A Emulsão de Combustíveis Alternativos ao Óleo Diesel, I ENCIT, pp. 259-261, 1986.
- E2. GALLO, W.L.R. Avaliação de Coeficientes de Película para Estudos de Transmissão de Calor Instantânea em Motores de Combustão Interna, II ENCIT, pp. 57-60, 1988.
- E3. BARBOSA, M.C.V.S.; ALVES, M.A.C. e AZEVEDO, A.G. Estudo de um Sistema de Injeção Diesel Operando com Querosene de Aviação, II ENCIT, pp. 53-56, 1988.

Ciclos, Processos Térmicos e Análise Exergética

- F1. CIMBLERIS, B. e PINHEIRO, P.C.C. Rendimento de Máquinas Térmicas Alimentadas por Fontes de Capacidade Calorífica Finita, RBCM, Vol. IV, No. 4, pp. 45-50, 1982.
- F2. MURAD, M.A. e SAMPAIO FILHO, R. Estudos de Ciclos Térmicos no Contexto da Termodinâmica Racional, I ENCIT, pp. 275-278, 1986.
- F3. BELTRAN, J.I.L.; OLIVA, G.A. e SALAZAR, S. Aplicação do Método da Exergia à Análise Termodinâmica de Sistemas de Cogeração em Usinas de Açúcar e Álcool, II ENCIT, pp. 277-280, 1988.
- F4. NOGUEIRA, L.A.H. e SANTOS, A.H.M. Aplicação do Método da Convolução na Estimativa do Comportamento Energético de Sistema de Cogeração, II ENCIT, pp. 281-284, 1988.

Trocadores de Calor e Massa

- G1. VAZ JR., M. e COLLE, S. Análise Numérica do Desempenho Térmico de um Trocador Duplo-Tubo Aletado, I COBEM, pp. 199-202, 1986.
- G2. BRAGA, C.V.V. e SABOYA, F.E.M. Análise Termohidráulica de Seções Anulares Lisas e Aletadas, I ENCIT, pp. 203-206, 1986.
- G3. BRAGA, S.L. e SABOYA, F.E.M. Troca de Calor e Perda de Carga em Dutos Triangulares em Regimes Laminar e Turbulento, I ENCIT, pp. 207-210, 1986.
- G4. SANTOS, C.A.C.; COTTA, R.M. e OZISK, M.N. Laminar Forced Convection Inside Externally Finned Tubes, II ENCIT, pp. 87-90, 1988.
- G5. BRAGA, C.V.M. e SABOYA, F.E.M. Análise do Desempenho Térmico de Superfícies Pinadas e Aletadas Submetidas à Convecção, II ENCIT, pp. 229-232, 1988.
- G6. BRITO, A.R.M.P. e FRAINDENRAICH, N. Desempenho Térmico de Tubos de Calor Fechados em Condições Quase-Críticas, I ENCIT, pp. 211-213, 1986.
- G7. VARANI, C.M.S., SANTOS, C.A.C. e GOLDSTEIN JR., L. Projeto Termohidráulico para Trocadores de Calor Casco e Tubo sem Mudança de Fase, Utilizando Computador, I ENCIT, pp. 215-218, 1986.
- G8. SILVARES, O.M. e LOPES, O.G. Método Generalizado para a Determinação do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor, II ENCIT, pp. 371-374, 1988.

- G9. FERNANDES, R.C., QUEIRÓZ, E.M. e TEIXEIRA, C.O.M.M. Deposição em Trocadores de Calor: Determinação de Parâmetros de Operação, II ENCIT, pp. 217-220, 1988.
- G10. LORENZINI, E.; SPIGA, M. e CORTICELLI, M.A. Numerical Transient Analysis of Parallel and Counter Flow Heat Exchangers, II ENCIT, pp. 184-216, 1988.
- G11. PONTES, J.R.M. e SILVA, P.F.N. Revisão de Conceitos Básicos de Transferência de Calor em Torres de Resfriamento, II ENCIT, pp. 213-216, 1988.
- G12. ARAUJO, P.M.S. e VARGAS, A.S. Projeto de Regeneradores de Placa Plana para Substâncias Higroscópicas Via Teoria de Penetração, I ENCIT, pp. 219-222, 1986.

Projeto Térmico de Satélites

- H1. RAMOS, F.M. e CARAJILESCOV, P. Thermal Scale Modeling Applied to the First Brazilian Type Spacecraft, I ENCIT, pp. 79-82, 1986.
- H2. RAMOS, F.M. e CARAJILESCOV, P. Viabilidade da Análise Térmica em Escala do Primeiro Satélite Brasileiro, RBCM, Vol. IX, No. 4, 1987.
- H3. ALVES, C.L.F.; ANDRADE, B.A. e ZAPAROLI, E.L. Simulação do Desempenho de Capacitores Térmicos Associados a Radiadores para Uso Aeroespacial, I ENCIT, pp. 83-86, 1986.
- H4. RAMOS, F.M.; GARCIA, E.C. e ALMEIDA, J.S. Descrição do Ensaio do Modelo Térmico do Satélite da Coleta de Dados, II ENCIT, pp. 381-384, 1988.

Análise Termohidráulica de Reatores Nucleares

- I1. SILVA FILHO, E. e CARAJILESCOV, P. Modelo de Canal Quente para Reatores a Água Leve Pressurizada, RBCM, Vol. I, No. 1, pp. 11-19, 1979.
- I2. BRAGA, C.V.M. e CARAJILESCOV, P. Análise Termohidráulica de Geradores de Vapor Típicos de Usinas PWR, RBCM, Vol. IV, No. 4, pp. 35-43, 1982.
- I3. GEBRIM, A.N. Dinâmica de Calor e do Fluido no Circuito Primário de um Reator de Pesquisa, I ENCIT, pp. 123-126, 1986.
- I4. HIRDES, V.R.T.R. e CARAJILESCOV, P. Desempenho Transitório do Escoamento em Circuitos de Reatores do Tipo PWR, II ENCIT, pp. 63-66, 1988.
- I5. FONSECA, F.A.S. e SILVA FILHO, E. Simulação Numérica Simplificada do Canal Quente de Reatores Nucleares Refrigerados a Sódio, II ENCIT, pp. 67-70, 1988.
- I6. LEMOS, M.J.S. Static Pressure Distribution in an Annular Channel with Helicoidal Wire, II ENCIT, pp. 71-74, 1988.
- I7. PAULETTI, R.M.O. Heat Transfer Phenomena in the First Wall of the RFX Fusion Experiment, II ENCIT, pp. 75-78, 1988.

18. MIRANDA, C.A.J. e GEBRIM, A.N. Análise Térmica do Tanque de Mistura de Sódio e Tubulação a Sua Juzante, do Circuito SS-050, Durante um Choque Térmico, II ENCIT, pp. 79-82, 1988.

Sistemas Particulados

- J1. MASSARANI, G. Dinâmica da Partícula Sólida: Efeito da Forma da Partícula, RBCM, Vol. III, No. 4, pp. 23-30, 1981.
- J2. D'ÁVILA, J.S.; CARVALHO, V.S.; SOBRAL, V.S. e CAMPOS, E.B. Determinação de Diâmetro de Partículas: Método da Sedimentação-Interface Inferior, RBCM, Vol. IV, No. 3, pp. 33-39, 1982.
- J3. ROCHA, S.C.S. e SANTANA, C.C. Escoamento Vertical e Horizontal de Misturas Sólido-Líquido em Seção Variável, RBCM, Vol. VI, No. 1, pp. 49-58, 1984.
- J4. SARTORI, D.J.M.; FREIRE, J.T. e MASSARANI, G. Transferência de Calor Gás-Sólido em Leito Deslizante e Escoamentos Concorrentes, Contracorrentes e Cruzados, RBCM, Vol. X, No. 1, pp. 3-23, 1988.
- J5. SOUZA, J.C. Velocidade Terminal de Partículas em Suspensão em um Fluxo Turbulento, II ENCIT, pp. 123-125, 1988.
- J6. SOUZA, J.C. Coeficiente de Arraste para Partículas em Suspensão em um Escoamento Turbulento, II ENCIT, pp. 126-127, 1988.
- J7. MILITZER, J.; KAN, J.M. AL TAWELL, A.M. e HAMDULLAHPUR, F. Two-Phase Flow Aggregate Formation Theory Based on Energy Dissipation, II ENCIT, pp. 138-140, 1988.

REOFUNDIÇÃO DE LIGAS METÁLICAS - UMA TECNOLOGIA EMERGENTE

RHEOCASTING OF METAL ALLOYS - EMERGENT TECHNOLOGY

Maria Helena Robert

Departamento de Engenharia de Fabricação - FEM
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP
Cidade Universitária
13081 Campinas, SP, Brasil

RESUMO

O trabalho apresenta os conceitos básicos de um processo para a produção de ligas metálicas que vem se destacando no meio científico e de desenvolvimento tecnológico internacional desde o final da década de 70, e mais recentemente, também no nosso país: a reofundição e processos derivados, como tixofundição, reo e tixoforjamento, reo e tixoinjeção. São apresentados os métodos de produção de pastas reofundidas, as características de escoamento de tais materiais, os métodos de processamento para a obtenção de produtos acabados, suas aplicações e potencialidades.

Palavras-chave: Reofundição ■ Tixofundição ■ Metais Semi-sólidos ■ Pastas Metálicas

ABSTRACT

This paper presents the basic concepts of a manufacturing process for metals alloys which has been subject of research and technological studies all over the world since the 70's, and more recently also in this country: the rheocasting and its co-related processes, such as tixocasting, reo and tixoforging and other reo and tixo-forming processes. Methods to produce rheocast slurries, their flowing behavior, processing characteristics, technological application and potentiality of rheocasting processes and rheocast material are discussed.

Keywords: Rheocasting ■ Stir-Casting ■ Semi-Solid Metals ■ Rheocast Slurry

INTRODUÇÃO GERAL

A. Definição de Reofundição

A reofundição nada mais é do que a obtenção de produtos fundidos a partir de pastas metálicas com características estruturais particulares, constituídas de sólido globular em suspensão em líquido. Tais características morfológicas levam à propriedades de escoamento específicas: as pastas podem apresentar fluidez comparável ou mesmo superior à de líquidos, até relativamente altas frações sólidas [1-3].

A denominação reofundição se origina da reologia, ciência que trata do estudo do escoamento de fluidos.

As propriedades viscosas de pastas refundidas as tornam potencialmente interessantes para inúmeras aplicações, a destacar a possibilidade de injeção e compressão a menores temperaturas e com menor turbulência no preenchimento de matrizes do que processos convencionais que utilizam o metal no estado totalmente líquido [4-6].

O material pastoso pode ainda ser facilmente manuseado no estado de repouso, quando apresenta alta viscosidade e, portanto, se comporta como sólido, se prestando a diferentes processamentos, como forjamento, extrusão, etc., com decrescente resistência à deformação à medida que tensões são aplicadas.

A reofundição tem encontrado também efetiva aplicação na produção de materiais compósitos [7-10], para a utilização principalmente na indústria automobilística.

Apesar de se constituir num interessante processo de fabricação por fundição ou conformação de produtos metálicos, utilizado com sucesso como tecnologia de ponta em países desenvolvidos, a reofundição é praticamente desconhecida no setor metalúrgico brasileiro.

É objetivo deste artigo apresentar o assunto e os desenvolvimentos na área de reofundição de ligas de Al, com o intuito sempre de colaborar com a atualização tecnológica do nosso país.

B. Histórico

O primeiro trabalho que sugere a possibilidade de processamento de metais e ligas parcialmente solidificadas para a obtenção de fundidos surgiu de um grupo de cientistas do Massachusetts Institute of Technology (M.I.T. - USA), no início da década de 70 [11].

Os pesquisadores observaram então que se metais e ligas de baixo e médio ponto de fusão (ligas Pb-Zn, Al-Si e Al-Cu), fossem submetidas a tensões de cisalhamento durante sua solidificação, o sólido formado apresentava estrutura não dendrítica, como ocorre para a grande maioria das ligas solidificadas convencionalmente.

Se a solidificação fosse interrompida antes do seu final, o semisólido obtido apresentava grande facilidade de deformação, sem oferecer significativa resistência ao escoamento.

Foram observadas alta fluidez em pastas ou semi-sólidos contendo frações sólidas da ordem de até 60%, contrariamente ao que ocorre na solidificação convencional [1-3]. Nesta, o progresso da solidificação leva à formação de um emaranhado dendrítico de reduzida capacidade de escoamento e de difícil acomodação às tensões, provocando a interrupção do vazamento e a formação de trincas de contração no sólido.

Entusiasmado com a potencialidade do particular comportamento reológico de metais semi-sólidos, o grupo do M.I.T. prossegue pesquisas no sentido de desenvolver processos de fundição e conformação utilizando vazamentos de pastas.

Outros centros de pesquisa, nos EUA e Europa, apostam na idéia recém-surgida e trabalham ativamente na área pelas próximas décadas.

Entre eles se destacam grupos ligados às universidades como as de Illinois, Connecticut (EUA), Sussex, Sheffield, Leeds (Inglaterra), Delft Institute of Technology (Holanda), Institut National Polytechnique de Grenoble (França), Southest University of Nanging (China) e centros de pesquisa como o Instituto de Fundição de Aachen (Alemanha), Agency of Industrial Science and Technology (Japão), Industrial Materials Research Institute (Canadá); e ainda centros

de desenvolvimento de empresas do porte da Alumax Eng. Metal Processes, Inc.; Amax Research and Development Center; I.T.T. Industries Inc.; Westinghouse Electric Co.; Pratt and Whitney Aircraft, Suzuki Motor Co; Sumitomo Metals, Alcan, etc., entre outras [12-16].

Os trabalhos divulgados apresentam processos e equipamentos para a produção estanque e contínua de pastas reofundidas, atestam sua aplicação para diversos processos de produção de fundidos, forjados, extrudados e para a produção de compósitos de ligas de Al.

É ainda apresentada a possibilidade de armazenamento de pastas solidificadas na forma de tarugos e lingotes para posterior processamento, uma vez que o estado pastoso pode ser facilmente restabelecido.

C. Estado da Arte – A Utilização Comercial

O inicial *boom* da reofundição, ocorrido na década de 70, foi caracterizado pelo grande número de trabalhos publicados relatando potencialidades tecnológicas e viabilizando a utilização de processos de reofundição e processos derivados.

Uma fase posterior foi caracterizada por um interesse mais científico, voltado ao estudo da formação da estrutura pastosa e suas propriedades.

A aplicação industrial da reofundição, no entanto, não parece ter traduzido as suas iniciais expectativas. A transferência da nova tecnologia para o setor produtivo foi retardada por cerca de 10 anos, por questões de litígio entre várias companhias sobre patentes do processo.

Artigo publicado em 82 na *New Scientist*, atesta a existência de várias empresas envolvidas com o assunto reofundição, reivindicando para si as patentes do processo. São elas a Rheocast Corporation (leia-se Dow Chemicals, I.T.T., Sun Oil Co), financiadora das pesquisas do M.I.T.; o Fulmer Institute, da Inglaterra, a Alcan International, a Wheeldon Process (Inglaterra), e ainda a British Steel [17].

Parece, portanto, terem existido sérios problemas com relação ao direito de comercialização da reofundição, embora várias empresas já estivessem habilitadas tecnologicamente para tal. Esta dificuldade na identificação do

detentor da patente e as disputas envolvidas seriam os responsáveis pela não utilização comercial, ao menos abertamente, de processos de reofundição, até o final da década de 80.

Em julho de 88 é publicada nota na *Techno Japan*, sobre o estabelecimento de duas companhias dedicadas à pesquisa e desenvolvimento de processos e materiais reofundidos: o *Compo-Research Co* e a *Rheo-Technology Ltda.* [18].

Estas companhias são mantidas por um grupo de empresas, entre elas *Kawasaki Steel*, *Mitsubishi Metal*, *Nippon Steel* e *Mitsubishi Electric*.

O mesmo periódico publica em abril de 91 nota comentando o lançamento, pela *Rheo-Technology*, de uma prensa multifuncional capaz de conformar, por forjamento, extrusão ou fundição sob pressão, materiais no estado semi-sólido [19].

Deve-se acrescentar que nos últimos 5 anos, uma substancial parcela dos artigos publicados relatando progressos na área de reofundição, são oriundos do Japão.

No ocidente, a reofundição tem encontrado aplicação na produção de compósitos de ligas de Al reforçadas com particulados de SiC e Al₂O₃ pelas empresas *ALCAN* e *Tixomat* (EUA), bem como outras empresas americanas e canadenses [10, 20-21].

CARACTERÍSTICAS DA PASTA REOFUNDIDA

A. Aspecto Morfológico

Uma pasta reofundida é constituída de uma suspensão sólido + líquido, onde o sólido (fase primária) apresenta morfologia globular. A fração relativa de sólido e líquido presente depende da temperatura de processamento quando de sua fabricação nos reatores apropriados.

Após solidificação da pasta, o produto apresenta uma estrutura dupla, constituída da fase primária globular cercada por fases secundárias com morfologia dendrítica fina, consequência do rápido resfriamento após saída do reator [22-25].

A Figura 1 apresenta microestruturas de ligas obtidas por fundição convencional e por reofundição. Pode ser observada a modificação da estrutura convencional dendrítica para a globular típica da reofundição.

B. Aspecto Composicional

Os glóbulos da fase primária sólida presentes numa pasta reofundida apresentam reduzido índice de microsegregação. A maior parte do soluto presente é concentrado no líquido, ocasionando a formação de fases secundárias entre os glóbulos.

A Figura 2 apresenta resultados de microanálise efetuada em reofundido da liga Al—6Zn—3Mg, onde se observa a homogeneidade composicional dos glóbulos da fase primária [26].

PROPRIEDADES DA PASTA REOFUNDIDA

A presença de sólido globular ao invés de dendrítico na liga metálica semi-sólida obtida por reofundição confere ao fluido um comportamento viscoso completamente dissimilar ao apresentado por pastas em solidificação convencional.

A pasta reofundida apresenta um comportamento reológico não-Newtoniano e tixotrópico.

Um fluido não-Newtoniano é caracterizado pela relação não linear entre a tensão aplicada e a taxa de cisalhamento provocada entre camadas adjacentes do fluido, isto é, a viscosidade não é constante e sim dependente da tensão aplicada. Neste caso define-se viscosidade aparente para uma determinada tensão.

Isto significa que:

a reduzidas tensões	→	fluidez mínima
	→	pasta reofundida se comporta como sólido
a altas tensões	→	fluidez máxima
	→	pasta reofundida se comporta como líquido

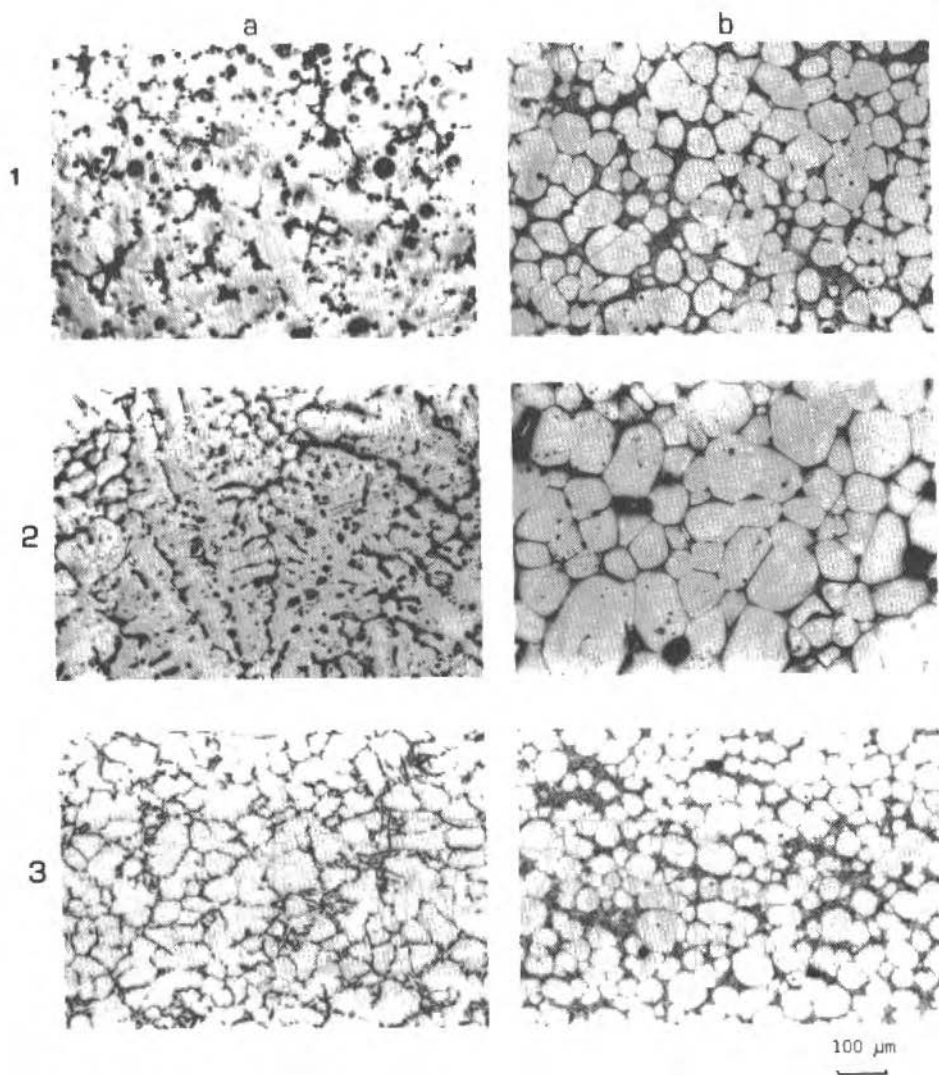


Figura 1. Estruturas convencionais dendríticas (a) e reofundidas (b), de: (1) Cu-33%Zn [25]; (2) Al-6%Si [24]; (3) Al-8%Cu [25].

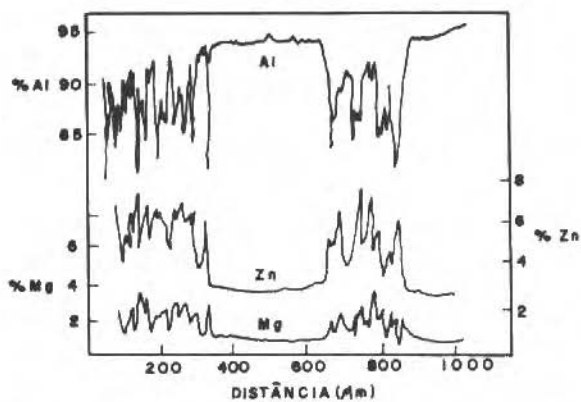
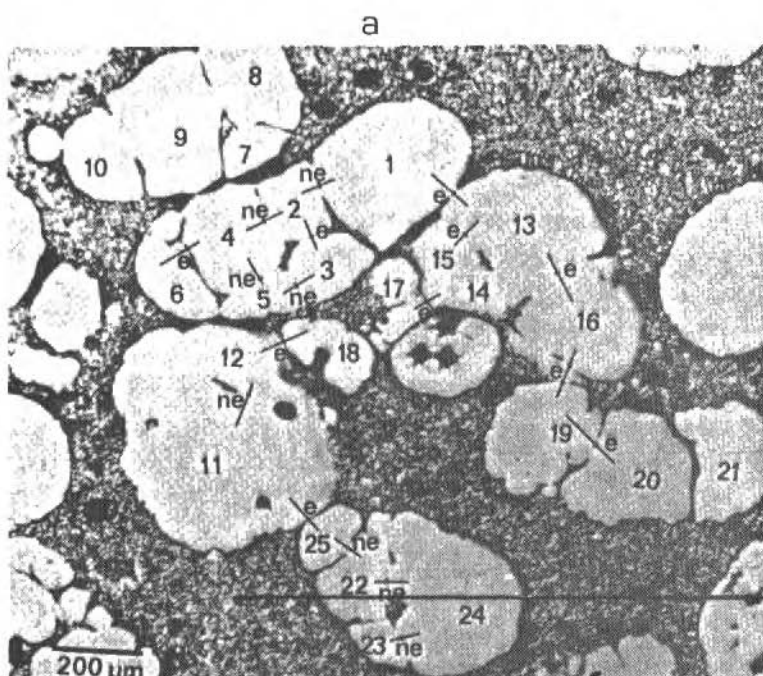


Figura 2. (a) Microestrutura da liga Al-6%Zn-3%Mg reofundida; (b) Perfis de soluto correspondentes. [26].

A Figura 3 apresenta a variação da viscosidade aparente com a taxa de cisalhamento numa pasta reofundida [1].

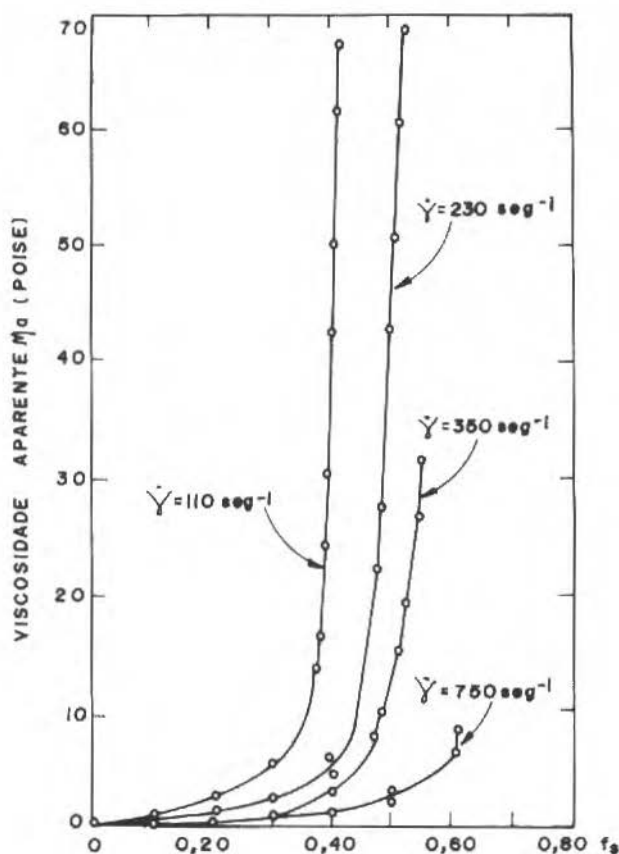


Figura 3. Variação da viscosidade aparente da pasta reofundida da liga Al-4,5%-Cu-1,5%Mg, com a taxa de cisalhamento e fração sólida. [1]

Pode-se observar que um semi-sólido contendo 45% de sólido, apresenta reduzida fluidez (elevada viscosidade) para reduzidas $\dot{\gamma}$, mas altíssima fluidez para elevadas $\dot{\gamma}$. Superiores taxas de cisalhamento (da ordem de 750 sec^{-1}) podem provocar alta fluidez em pastas contendo até 60% de sólido.

Estas propriedades reológicas apresentam as seguintes implicações práticas, para as pastas reofundidas:

1. Possibilidade de manuseio como sólido, mesmo contendo até 50% de líquido;
2. Possibilidade de escoamento, sob tensão, como líquido, mesmo contendo até 50% de sólido já formado – o que as tornam interessantes para a fundição sob pressão e compressão (die e squeeze);
3. Vazamento não turbulento – o que permite a produção de produtos livres de inclusões óxidas e vazios [4];
4. Menor temperatura de processamento na fundição sob pressão e compressão – o que reduz gradientes térmicos em matrizes (vide Figura 4), aumentando sua vida útil; reduz o tempo de solidificação aumentando a produtividade [4];
5. Abre a possibilidade de injeção e compressão de ligas de alto ponto de fusão;
6. Possibilidade de conformação a menores tensões que as utilizadas para o processamento de sólidos – o que as tornam interessantes para forjamento, extrusão, etc.;
7. Fácil acomodação interna da estrutura, devido à presença de líquido, o que resulta em produtos forjados e extrudados com ausência de vazios e trincas.

PROCESSOS DE REOFUNDIÇÃO E DERIVADOS

A. Definições

Quando o produto final fundido/forjado é obtido a partir do vazamento da pasta reofundida diretamente do reator que a produziu, o processo é denominado reofundição / reoforjamento.

A reofundição pode produzir também tarugos e lingotes para posterior trabalho, isto é, o produto reofundido pode ser armazenado e posteriormente utilizado para fundição. Neste caso, o tarugo/lingote é reaquecido às temperaturas necessárias para restituir seu estado pastoso, quando então é utilizado para a fundição ou forjamento.

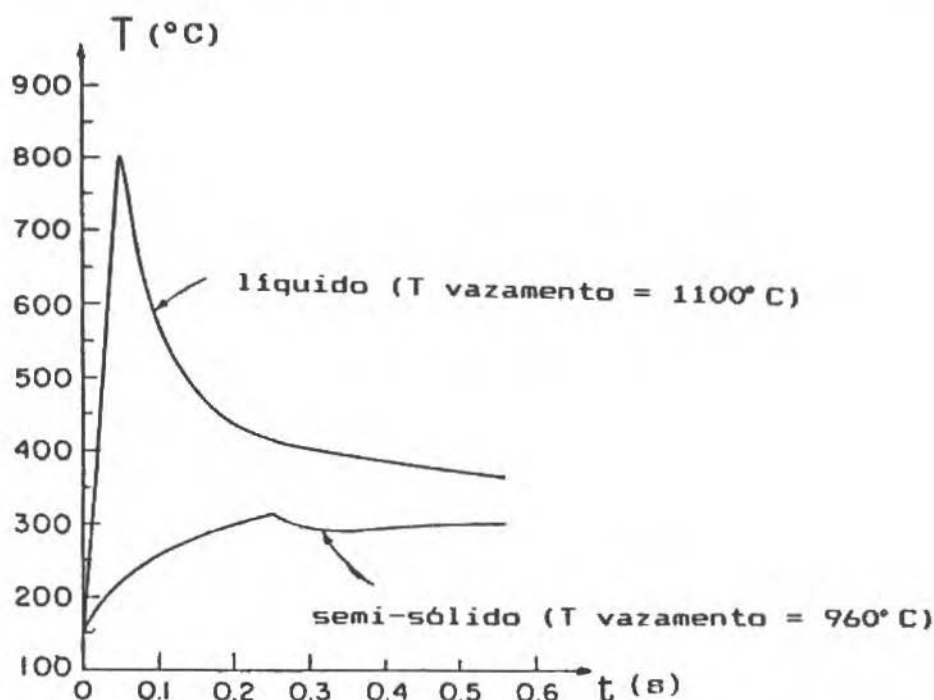


Figura 4. Variação da temperatura da superfície do molde, na injeção da liga Cu 905. [4]

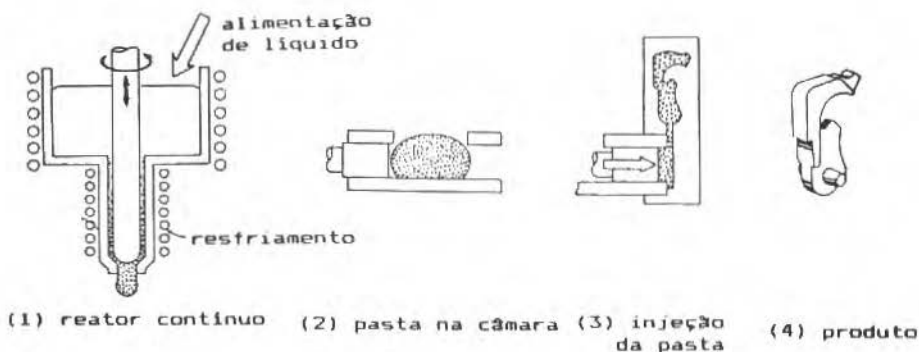
Nestes casos os processos são ditos tixofundição ou tixoforjamento.

A Figura 5 apresenta esquema representativo dos processos de reofundição e tixofundição por agitação do metal em solidificação.

B. Processos de Obtenção de Pastas Reofundidas

São 2 os processos básicos:

- Por agitação do líquido durante determinados estágios da solidificação (entre linha líquidus e a temperatura que define a fração sólida desejada na pasta);



b

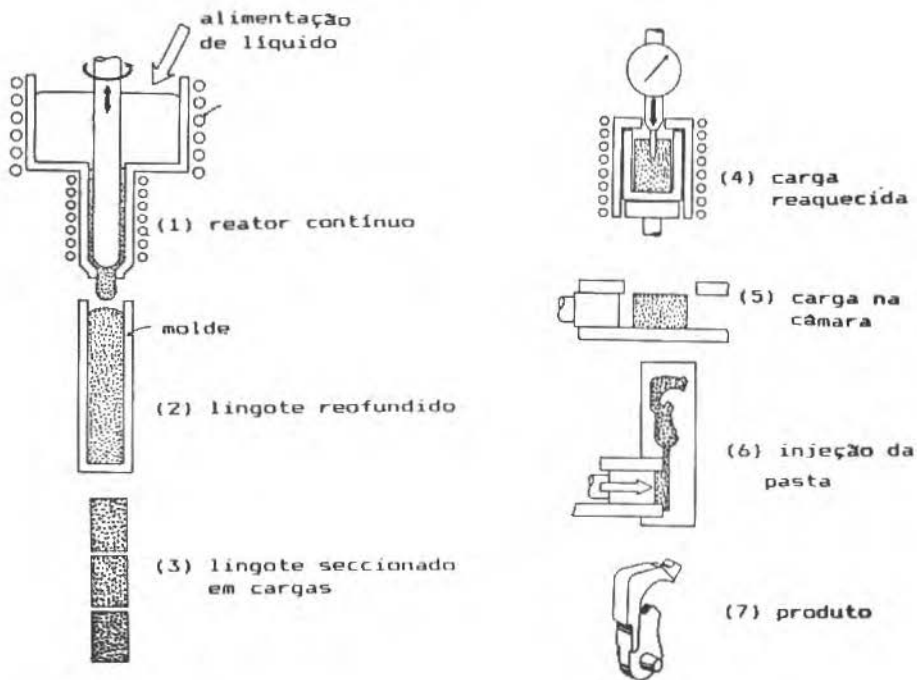


Figura 5. Esquema representativo dos processos. (a) Reofundição por agitação; (b) Tixofundição.

Equipamentos especiais são utilizados para promoção da agitação no líquido em solidificação, o que promove a globularização da estrutura em formação.

Diferentes princípios podem ser utilizados: agitação mecânica por meio de rotores ou propulsores, ou ainda agitação eletromagnética.

A Figura 6 mostra alguns exemplos de reatores para a produção de pastas reofundidas [27-31].

A agitação pode ser promovida durante resfriamento do material ou a uma determinada temperatura na zona solidus-liquidus. Após agitação pelo tempo e nas condições requeridas, a pasta é descarregada do reator (de maneira estanque ou contínua) e resfriada rapidamente para a obtenção do produto desejado.

Os parâmetros de controle do processo são: tempo e velocidade de agitação, velocidade de resfriamento dentro da zona liquidus-solidus, temperatura de agitação (casos de agitação isotérmica), temperatura de interrupção de agitação.

Estes parâmetros definem a estrutura da pasta, isto é, esfericidade e dimensões da fase sólida em suspensão no líquido e a quantidade relativa sólido/líquido presente.

A estrutura da pasta por sua vez define suas características de escoamento e deformação.

Variando-se parâmetros operacionais pode-se controlar a estrutura e conseqüentes propriedades do refundido.

b) Por tratamento térmico de estruturas brutas de fundição.

Sólidos dendríticos convencionais podem ser transformados em pastas reofundidas por simples tratamento térmico a temperaturas superiores à solidus.

Acima desta temperatura, fases secundárias são fundidas formando líquido que circunda as dendritas da fase primária. Estas dendritas sofrem globularização em pouco tempo, originando a estrutura globular pastosa.

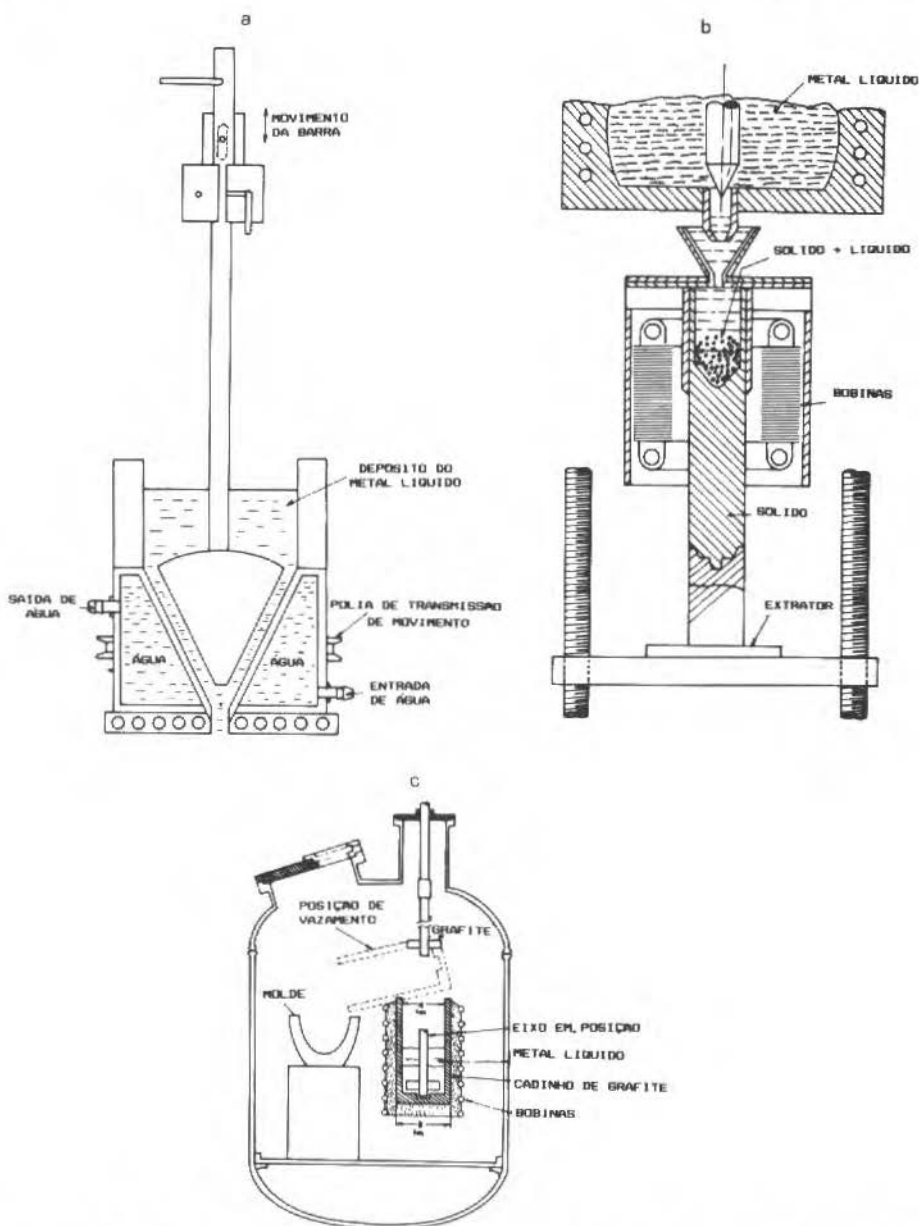


Figura 6. Reatores para a produção de pastas reofundadas. (a) com agitação por rotor [27-28]; (b) por agitação eletromagnética [29]; (c) com agitação por pás propulsoras [30-31].

A obtenção de estruturas semi-sólidas reofundidas pode ser acelerada se o material for previamente deformado a frio. A estrutura final obtida terá glóbulos de menores dimensões e mais homogêneos.

Os parâmetros de controle do processo são: teor de deformação prévia, temperatura e tempo de tratamento.

O processo conhecido como S.I.M.A. (Strain Induced Melt Activation) é de desenvolvimento recente [24, 32] e se presta à reofundição de uma grande gama de materiais, inclusive ligas de alto ponto de fusão, em particular ligas ferrosas [33-34].

SOLIDIFICAÇÃO NÃO DENDRÍTICA

A solidificação convencional ocorre por mecanismos de nucleação e crescimento do sólido em meio líquido. Fenômenos de rejeição de soluto levam à degeneração da interface sólido/líquido, provocando a formação da conhecida morfologia dendrítica de crescimento comum à grande maioria das ligas metálicas.

Na reofundição por agitação, a ação mecânica de dobramento de ramos dendríticos em crescimento, aliada ao incentivo à difusão atômica, provoca a globularização das dendritas, resultando nas estruturas esferoidais observadas.

Os mecanismos envolvidos podem ser de dois tipos:

Fenômenos de engrossamento, por deposição preferencial de átomos em superfícies de elevado raio de curvatura ou por fenômenos de recristalização seguida de separação de grãos recristalizados, por molhamento de seus contornos, pelo líquido presente na pasta.

O primeiro caso ocorre para processamentos envolvendo reduzidas velocidades de agitação; enquanto o segundo é preferencial no caso de altas velocidades de agitação no reator para a produção de pasta.

Na reofundição por SIMA, os mesmos mecanismos são os responsáveis pela modificação estrutural dendrita - glóbulo.

Fenômenos de engrossamento são predominantes no caso de reduzido grau de deformação inicial imposto ao material, enquanto recristalização + separação são os responsáveis pela globularização no caso de elevadas deformações prévias.

RESULTADOS OBTIDOS NO DEF/FEM/UNICAMP

Em 6 anos de trabalho na área de reofundição, o Laboratório de Solidificação/Fundição do Departamento de Engenharia de Fabricação da Faculdade de Engenharia Mecânica, projetou e construiu 4 reatores para obtenção de reofundidos, por agitação mecânica, sendo dois do tipo rotacional (de geometria cilíndrica ou cônica) e dois do tipo propulsor [28, 35-36].

Tais equipamentos são utilizados para a produção de pastas reofundidas de ligas de Al-Si e Al-Cu hipoeutéticas.

Um quarto equipamento está sendo construído para a produção de reofundidos reforçados com particulados e fibras semi-contínuas de materiais cerâmicos [37].

Também o processo SIMA vem sendo assunto de trabalhos, para a produção de pastas de ligas de mais alto ponto de fusão: já foram obtidos com sucesso reofundidos de latão 70-30, aço inoxidável 304-L e aço ferramenta M_2 [25, 33-34].

Ligas de Al reofundidas são também facilmente produzidas pelo processo SIMA, resultando em pastas de excelente qualidade.

PROPRIEDADES DO PRODUTO REOFUNDIDO

A reofundição tem por principal objetivo a produção de pastas para utilização em processos de fundição e conformação que envolvam aplicação de tensões.

O principal interesse da reofundição reside no aspecto do processamento: as vantagens da pasta sobre sólidos na conformação por forjamento ou extrusão e sobre líquidos na fundição por pressão ou compressão.

Após solidificação total da pasta reofundida em processos de fundição ou conformação, o produto obtido apresentará estrutura de grãos equiaxiais finos, o que lhe confere propriedades mecânicas isotrópicas.

É de se supor que as propriedades mecânicas dependam essencialmente da quantidade relativa da fase globular (sólido primário, de alta homogeneidade composicional, dútil), e da fase dendrítica (líquido da pasta, solidificado convencionalmente, mais resistente à deformação). A estrutura é, portanto, duplex e suas propriedades dependem da distribuição e porcentagem relativa de cada uma das fases presentes.

Escassa informação é disponível quanto às características mecânicas de produtos obtidos por reofundição. Artigos técnicos dão conta da semelhança entre o limite de escoamento e resistência à tração de fundidos obtidos de maneira convencional e por tixofundição. A Tabela 1 apresenta alguns resultados obtidos [14, 38].

A principal característica, no entanto, do reofundido é a sua boa qualidade com relação a ausência de porosidade, tricas de contração e de segregação.

Tabela 1. Propriedades mecânicas de ligas

LIGA	PROCESSO DE FUNDIÇÃO	YS (lim-escoamento) MNm ⁻²	UTS (lim-resistência) MNm ⁻²
Aço inox 340	Cera perdida Tixofundição	274	517
		276	660
Liga Cu 905	Areia Tixofundição	152	310
		155	311

Estudos estão em desenvolvimento para o relacionamento entre estrutura de reofundidos e suas propriedades mecânicas.

APLICAÇÕES DA REOFUNDIÇÃO – POTENCIALIDADES

A. Aplicações Correntes

a) Na fundição/conformação de ligas não-ferrosas.

Qualquer tipo de processamento de ligas metálicas que empregue alguma forma de tensão pode ter sua operacionalidade e produtividade aumentados, bem como seu custo energético reduzido e ainda contando com o aumento da qualidade do produto obtido, se utilizar o material no estado semi-sólido refundido ao invés de totalmente sólido ou totalmente líquido.

A mais ampla aplicação comercial da re fundição nos dias de hoje está no setor automotivo: partes do conjunto de freio (cilindro mestre), sistema de suspensão, caixa de direção de automóveis, são fabricados com ligas de Al do tipo 357, por re fundição, pela ALUMAX, EUA [21].

A mesma companhia fabrica ainda condutores elétricos da liga 6262 por reforjamento.

Segundo a ALUMAX, o uso das pastas re fundidas reduz em 70% as perdas por usinagem e aumentam a taxa de produção (número de peças/molde/hora) em 500%, na produção do cilindro mestre de freios.

b) Na fundição sob pressão/compressão de ligas ferrosas e não ferrosas de alto ponto de fusão.

A possibilidade de processamento do material no estado semi-sólido, portanto a temperaturas menores que as requeridas para injeção de líquidos, abre um vasto campo de utilização da re fundição.

Peças de alta qualidade e com geometria final próxima à requerida (near net shape) de aços inoxidáveis, aços ferramenta, ligas de Co, ligas de Ni, super ligas, tem sido testadas para a re fundição com sucesso [6, 33-34, 38]..

c) Na produção de Compósitos.

Compósitos metal/não metal de alta resistência mecânica e ao desgaste, podem ser produzidos com facilidade e vantagens pela utilização de pastas metálicas. SiC, Al₂O₃, Carbono, na forma de partículas ou fibras podem ser facilmente incorporados à pasta metálica (de Al, por exemplo): a alta viscosidade da pasta previne a aglomeração, flutuação ou sedimentação das fibras ou partículas adicionadas.

Este campo tem sido extensivamente explorado, e pode ser citada como exemplo a fabricação de ligas de Al reforçadas com Al_2O_3 e SiC, como matéria prima para a fabricação de componentes diversos por fundição, perfis por extrusão e outros produtos [7-9].

B. Potencialidades

Pode-se visualizar a extensão da aplicação da reofundição muito além dos limites de sua atual utilização comercial, pela análise da Tabela 2. A juventude do processo, cerca de 20 anos, os quais foram consumidos no entendimento dos seus fundamentos, justifica a sua ainda reduzida aplicação prática.

Tabela 2. Propriedades e características do reofundido por explorar.

CARACTERÍSTICA	POTENCIAL BENEFÍCIO OU APLICAÇÃO
menor temperatura que líquido	<ul style="list-style-type: none"> - maiores taxas de alimentação (contínua ou não) - menor desgaste de moldes - menor consumo de energia - fundição/conformação de ferrosos e não ferrosos de alto ponto fusão
viscosidade manipulável	<ul style="list-style-type: none"> - preenchimento sem turbulência - redução inclusões e poros - menor erosão do molde - maior velocidade de preenchimento e abertura - melhor acabamento superficial - possibilidade de automatização - novos processos
presença de sólido+líquido já no preenchimento do molde	<ul style="list-style-type: none"> - menor rechupe e menos vazios - menor alimentação requerida - menos macrossegregação - grãos refinados
habilidade de incorporar outros materiais	<ul style="list-style-type: none"> - compósitos
possibilidade de separação sólido líquido	<ul style="list-style-type: none"> - purificação

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] JOLY, P.A.; MEHRABIAN, R. The Rheology of a Partially Solid Alloy. *J. of Materials Science*, v.11, 1976, p.1393-1418.
- [2] LAXMANAN, V.; FLEMINGS, M.C. Deformation of Semi-Solid Sn-15Pb Alloy. *Metall. Trans. A*, v.11A, dezembro 1980, p. 1927-1937.
- [3] MIWA, K.; ICHIKAWA, R. Apparent Viscosity and Structure in Al-Si Alloys Partially Solidified Under Stirring. *J. Japan Inst. Metals*, v.45, n.8, 1981, p.853-859.
- [4] FLEMING, M.C.; RIEK, R.G.; YOUNG, K.P. Rheocasting Processes. *A.F.S. Int. Cast Metals Journal*, v.1(3), 1976, p.11-22.
- [5] FLEMING, M.C. Behavior of Metal Alloys in the Semi-Solid State. *Metall. Trans. A*, v.22A, maio 1991, p.957-981.
- [6] KAPRANOS, P.; KIRKWOOD, D.H.; SELLARS, C.M. Semi-Solid Forging of High Temperature Alloys. *Proc. 2nd Int. Conference on the Processing of Semi/Solid Alloys and Composites*, M.I.T., Boston, E.U.A., junho 1992, p.119-129.
- [7] MIWA, K.; TAKASHI, I.; OHASHI, T. Fabrication of SiC Whisker Reinforced Al Alloy Matrix Composites by Compcasting Process. *Idem*, p.398-405.
- [8] MCLEOD, A.D.; GABRYEL, C.; LLOYD, D.J.; MORRIS, P. Particle Incorporation Studies in Support of the DURAL Process. *Proc. Int. Symposium on Advances in Processing of Ceramic and Metal Matrix Composites*, Halifax, Canadá, agosto 1989, p.228-235.
- [9] GIROT, F.A.; ALBINGRE, L. Rheocasting Al Matrix Composites. *J. of Metals*, novembro 1987, p.18-21.
- [10] JIN, I.; LLOYD, D.J. Solidification of SiC Particulate Reinforced Al-Si Alloy Composites. *Proc. Int. Conference on Fabrication of Particulates Reinforced Metal Composites*, Montréal, Canadá, setembro 1990, p.47-52.
- [11] METZ, S.A.; FLEMING, M.C. A Fundamental Study of Hot Tearing. *A.F.S. Trans.* v.78, 1970, p.453-460.

- [12] NAN, W.; GUANGJI, S.; HANGUO, Y. Rheological Study of Partially Solidified Sn-Pb and Al-Zn Alloy for Stir-casting. *Materials Trans. J.I.M.*, v.31, n.8, 1990, p.715-722.
- [13] SECONDÉ, J.F.; SUÉRY, M. Effect of Solidification Conditions on Deformation Behavior of Semi-Solid Sn-Pb Alloys. *J. Materials Science*, v.19, 1984, p.3995-4006.
- [14] ICHIKAWA, K.; SATOSHI, I. Microstructure and Tensile Properties of Rheocast Al-Cu, Bi-Sn and Bi-Pb Eutectic Alloys. *Mat. Trans. J.I.M.*, v.31, n.1, 1990, p. 75-82.
- [15] PRASAD, P.R. Microstructure of Rheocast Hypoeutectic Al-Cu Alloys. *Z. Metallkde*, v.73, n.11, 1982, p.714-716.
- [16] ASSAR, A.; MAHALLAWY, N.; TAHA, M.A. Influence of Processing Variables on Structure and Porosity in Stir-casting Al-Cu Alloys. *Metals Technology*, v.9, maio 1982, p.165-170.
- [17] MARSH, P. The Die is Cast in the Metal Making Battle. *New Scientist*, 14 janeiro 1982, p.72-74.
- [18] The Stabishment of a New Material Research Companies. *Techno Japan*, v.21, n.7, julho 1988, p.76.
- [19] First Semi-Solid Metal Forming Press. *Thecno Japan*, v.24, n.4, abril 1991, p.79.
- [20] MAY, W.A.; MIDSON, S.P.; YOUNG, K.P. Semi-Solid Metal Forming of Highly Loaded XD(TM) Al Alloy Composites. *Proc. 2nd Int. Conference on Processing of Semi-Solid Alloys and Composites, M.I.T., Boston, E.U.A.*, junho 1992, p.390-397/
- [21] KENNERKNECHT, S. MMC Studies Via the Investment Casting Process. *Proc. Int. Conference on Fabrication of Particulates Reinforced Metal Composites, Montreal, Canadá, setembro 1990*, p.87-100.
- [22] BACKMAN, D.G.; MEHRABIAN, R.; FLEMINGS, M.C. Die Thermal Behavior in Machine Casting of Partially Solid High Temperature Alloys. *Metall. Trans. B*, v.88, setembro 1977, p.471-477.

- [23] SANTOS, R.G.; ARRUDA, A.C.; GUATURA, J.A. Estudo da Estrutura de uma Liga Cu-Zn Solidificada Através de Uma Técnica de Rheocasting. Anais do 4º CBECIMAT, Sta. Catarina, dezembro 1980, p.807-815.
- [24] ROBERT, M.H.; KIRKWOOD, D.H. Alloy Slurry Formation by Partial Melting. Proc. of Solidification Processing Conference, Sheffield, U.K., 1987, p.373-376.
- [25] DAMASCO, A. Aplicação de Processo de Obtenção de Estrutura Reofundida por meio de Tratamentos Isotérmicos para as Ligas Al-8%Cu e Cu-33%Zn. Tese de Mestrado, FEM/UNICAMP, 1990.
- [26] LEE, H.I. Structure and Segregation of Stir-cast Al Alloys. Conference on Solidification Technology in the Foundry and Cast House, Warwick, Inglaterra, setembro 1980, p.119-125.
- [27] KIEVITS; F.J.; PRABHAKAR, K.V. Rheocasting (Stir-Casting) of Al Alloys. Int. Symposium in Quality Control of Engineering Alloys and the Role of Metal Science, Delft, Holanda, 1977, p.203-213.
- [28] PRADO, G.S. Desenvolvimento de Processo de Reofundição do Al Comercialmente Puro e da Liga Al-4,5%Cu. Tese de Mestrado, FEM/UNICAMP, 1983.
- [29] WINTER, J.; DANTZING, J.; TYLER, D. U.K. Patent Application number GB 2042 386 A, 1980.
- [30] MEHRABIAN, R.; FLEMINGS, M.C. Die Casting of Partially Solidified Alloys. A.F.S. Trans. v.80, 1972, p.173-182.
- [31] BANERJI, A.; SURAPPA, M.K.; ROHATGI, P.K. Cast Al Alloys Containing Dispersions of Zr Particles. Metall. Trans. B, v.14B, junho 1983, p.273-280.
- [32] MIDSON, S.P.; NICHOLAS, N.H.; NICHTING, R.A. YOUNG, K.P. Semi-Solid Forming High Temperature Alloys. Proc. 2nd Int. Conference on Processing of Semi-Solid Alloys and Composites, M.I.T., Boston, E.U.A., junho 1992, p.140-148.
- [33] CAU, E.R.; ROBERT, M.H. Obtenção de Rheocast Structures of M2 and 308-L Stainless Steel by S.I.M.A. Idem, p.1-10.

- [34] CAU, E.R. Obtenção de Estruturas Reofundidas em Aço Ferramenta M2. Tese de Mestrado, FEM/UNICAMP, 1991.
- [35] THIBES, L.A.G.; ROBERT, M.H. Desenvolvimento de Processo para Obtenção de Pastas Metálicas Reofundidas em Metais e Ligas não Ferrosas. Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, ABCM, São Paulo, dezembro 1991, p.421-424.
- [36] LOZANO, A.C.; ROBERT, M.H. Reofundição-Estudo de Variáveis de Processamento. Anales Jornadas Metalurgicas 90, ASM, Buenos Aires, Argentina, maio 1990, p.52-57.
- [37] ROBERT, M.H.; MARTINS, A.C. Desenvolvimento de Processo para a Fabricação de Compósitos de Matriz Metálica por Reofundição. Anales Jornadas Metalurgicas 92, ASM, Buenos Aires, Argentina, maio 1992, p.24-28.
- [38] YOUNG, K.P.; RIEK, R.G.; FLEMINGS, M.C. Structure and Properties of Thixocast Steels. Metals Technology, abril 1979, p.130-137.

No Próximo Número *In the Next Issue*

- On the General Lagrangian Displacement Formulation of the Non-Linear Theory of Thin Shells
Pietraskiewicz, W.
- Analysis of Composite Laminates Using Variable Kinematic Finite Elements
Reddy, J.N. and Robbins Jr., A.H.
- Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Elements for Fluid-Shell Interaction Problems
Liu, W.K and Uras, R.A.
- Flexible - Shell Theory and Analysis of Tubes and Bellows
Azelrad, E.L.
- Snap-Back and Tangent Bifurcation Phenomena in One-Dimensional Softening Structures in Tension
Martins, J.A.C. and Sampaio, R.

EXERGY: CONCEPTS AND APPLICATIONS

EXERGIA: CONCEITOS E APLICAÇÕES

Luiz F. Milanez, Membro ABCM
Waldyr L.R. Gallo
Departamento de Energia
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP
13081 Campinas, SP, Brasil

ABSTRACT

Exergetic Analysis is a powerful method for the optimization of thermal systems and processes because it makes a clear distinction between energy losses to the environment and internal irreversibilities in the process. In this work the concepts of exergy and exergetic efficiency are described, and the influence of the reference state is discussed. A general expression to calculate the exergetic efficiency for processes, including those where chemical reactions occur, is proposed. Applications are presented considering exergetic (second-law) and first-law efficiencies.

Keywords: Exergy ■ Exergetic Efficiency ■ Reference State

RESUMO

A análise exergetica é um método poderoso na otimização de sistemas e processos térmicos pois faz uma distinção clara entre perdas de energia para o ambiente e irreversibilidades internas ao processo. Os conceitos de exergia e eficiência exergetica são explicados neste trabalho, sendo também discutida a influência do estado de referência. É apresentada uma expressão generalizada para o cálculo da eficiência exergetica de processos incluindo aqueles onde ocorrem reações químicas. São discutidas algumas aplicações considerando eficiências de primeira e segunda leis.

Palavras-chave: Exergia ■ Eficiência Exergetica ■ Estado de Referência

INTRODUCTION

The optimization of an energy conversion process should take into account the efficiency and cost of energy utilization. In order to improve an existing process or to compare design alternatives, the engineer must identify the inefficient use of energy through balances in several steps of the process as well as in the whole process. An analysis based only upon the first-law of thermodynamics may not be sufficient because energy losses are evaluated in terms of absolute values. The second-law of thermodynamics allows to evaluate energy losses not only quantitatively but also qualitatively.

Exergy, also called available energy or availability, is a property that measures the maximum work production capacity, a capacity that exists when a substance is not in equilibrium with the environment. Exergy is destroyed in any process where a potential (differences in pressure, temperature, voltage, chemical affinity, etc.) is reduced without causing an equivalent increase in another potential. Therefore the term "energy conservation" currently used should be understood as "exergy conservation" because energy is always conserved (first-law) while exergy can be destroyed by irreversibilities. Exergy is actually what the layman calls energy – a potential do cause desired changes.

There are several ways to obtain a better exergy utilization: renewable or residual fuels (biomass, solid waste, agricultural residues), alternative energy sources (solar, wind, geothermal), combined use of a same energy source for different objectives (cogeneration of electrical energy and industrial vapor), cascade power cycles (exhaust gases from a gas turbine used to supply heat to a vapor cycle), or a change in design parameters based on the reduction of irreversibilities in the processes.

The exergetic analysis should complement, and not replace, the energetic analysis. Energy balances together with mass balances and other theoretical relations are used to design a functional system. Exergetic balances are employed to evaluate optimum operating conditions of this system.

BASIC CONCEPTS

Entropy generation S_g can be defined by writing the Clausius inequality for a closed system as an equality

$$S_g = S_2 - S_1 - \int_1^2 \delta Q/T \quad (1)$$

Equation (1) indicates that the entropy generation is always positive for real processes and zero for the reversible ones. Entropy generation can be used as a measure of the irreversibility of a given process and also to identify the least irreversible process for the same application. The same reasoning applies to a control volume.

The irreversibility is related to the entropy generation by means of the Gouy-Stodola theorem:

$$I = T_0 S_g \quad (2)$$

where T_0 is the environment temperature.

Entropy generation is not affected by the reference reservoir and therefore this quantity should be minimized in order to reduce irreversibilities of engineering systems. Although useful for optimization of a given process, the entropy generation concept is not convenient in comparing different processes and to define second-law efficiency. For this purpose, the exergy concept is more appropriate.

Exergy is the amount of work obtainable when a piece of matter is brought to a state of thermodynamic equilibrium with the common components of its surroundings by means of reversible processes [1]. This is a broad definition of exergy; thermodynamic equilibrium includes not only pressure and temperature but also chemical equilibrium with substances of the environment.

The thermochemical (or total) exergy Ex for a closed system (also called stagnation exergy) is defined as

$$Ex = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \sum_k N_k(\mu_{k_0} - \mu_k^0) \quad (3)$$

where E is the total energy (internal, kinetic and potential), V is the volume, S is the entropy, N_k is the number of moles of substance k , μ is the chemical potential; values with subscript 0 are related to the system when in pressure and temperature equilibrium with the environment and superscript 0 corresponds to the chemical potential of the substance in the reference environment.

For a control volume, the total exergy flow Exf is

$$Exf = (H - H_0) - T_0(S - S_0) + \sum_k N_k(\mu_{k_0} - \mu_k^0) \quad (4)$$

where H is the enthalpy.

It is convenient to consider the thermochemical exergy as the sum of the thermomechanical exergy and chemical exergy. The thermomechanical exergy, also known as physical exergy, is defined as the maximum work that can be obtained when a certain system is brought to pressure and temperature equilibrium with the environment. The thermomechanical exergy of closed system is given by

$$Ex^{tm} = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (5)$$

and for a control volume as

$$Exf^{tm} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (6)$$

The chemical exergy, for a closed system or a control volume, can be expressed as

$$Ex^{ch} = \sum_k N_k(\mu_{k_0} - \mu_k^0) \quad (7)$$

For chemical reactions it is convenient to observe that the chemical exergy is **not** equal to the Gibbs free energy variation at P_0 and T_0 due to the additional work that can be obtained through the concentration differences between the components of the system and the environment.

For a mixture of substances, the chemical exergy, in a molar basis, can be calculated as

$$ex_{mix}^{ch} = \sum_i y_i ex_i^{ch} + \bar{R} T_0 \sum_i y_i \ln(\gamma_i y_i) \quad (8)$$

where γ_i is the activity coefficient.

Figure 1 shows schematically the total exergy extraction through three reversible work production modules, each one with a function: module A brings the system components to pressure and temperature equilibrium with the environment, module B causes the reaction of the system constituents resulting in the components of the environment, and module C produces work from concentration differences through semi-permeable membranes.

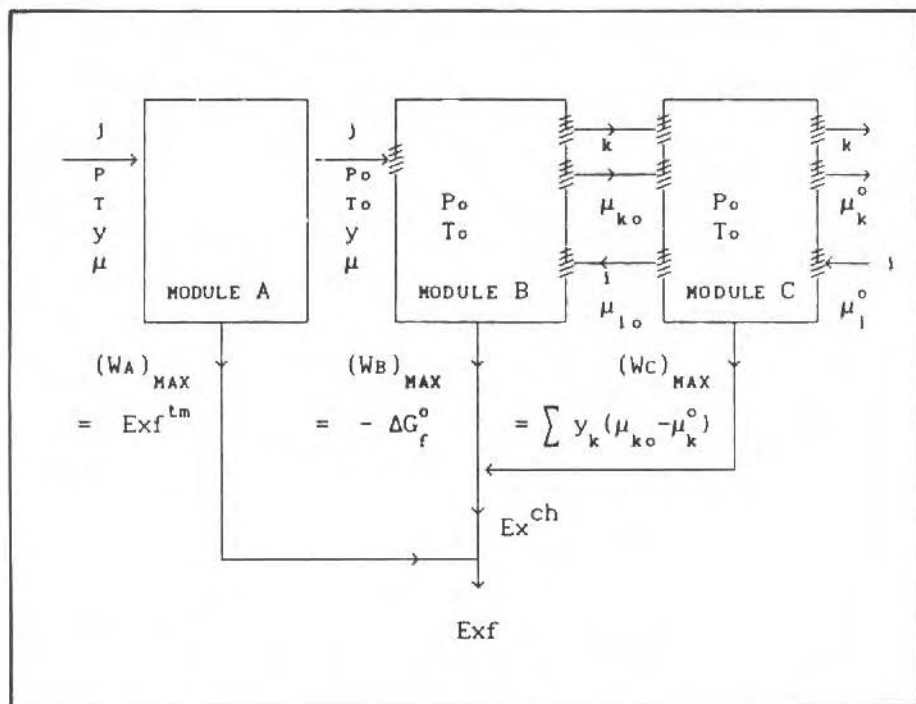


Figure 1. The exergy concept of thermomechanical, chemical and total flow exergy.

The exergy balance between states 1 and 2 for a closed system is given by

$$Ex_2 - Ex_1 = \sum_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) {}_1Q_{r2} - {}_1W_{N2} - {}_1I_2 \quad (9)$$

where Q_r is the heat transfer to reservoir at temperature T_r , and W_N is the net work (total work less the work against the atmosphere, which is not useful). It may be noticed that the exergy associated with the heat transfer is smaller than the heat transferred in the process by a factor that represents the efficiency of a Carnot engine operating between temperatures T_r and T_0 .

For a control volume an exergy balance results in

$$\dot{i} = \frac{d(Ex)}{dt} + \int_{CS} (1 - T_0/T) q dS - \dot{W}_{CV} + \sum_i \dot{m}_i exf_i - \sum_e \dot{m}_e exf_e \quad (10)$$

where $d(Ex)/dt$ is the exergy variation rate inside the control volume, q is the heat flux, dS is the control surface area, exf is the specific exergy flow and subscripts i and e correspond to inlet and exit conditions.

CHOICE OF THE REFERENCE STATE

Exergy is not a property of the system but of the system and environment. The environment is the limit to which thermodynamic systems tend in spontaneous processes. When a system reaches the state of equilibrium with the environment it can no longer produce any useful effect, that is, it does not have exergy. The restricted dead state is defined as the thermodynamic state in pressure and temperature equilibrium with environment. It may be used as the reference state in situations when only thermomechanical exergy has to be evaluated, as in problems dealing with the working fluid in a closed loop. The unrestricted dead state is defined as the state in which the system is in mechanical (pressure), thermal (temperature) and chemical equilibrium with the environment.

The environment is not in equilibrium and, since the exergy depends on the environment state, it will change every time the environment state changes due to variations in pressure, temperature and composition. Apart from chemical variations, pressure and temperature conditions of the environment vary along

the day and during the seasons of the year. Some authors work with a standard value of pressure and temperature, others use instantaneous values while others prefer to work with average values. In general, a standard reference state is adequate for the majority of the situations. A special case is in the analysis of air conditioning systems where the instantaneous ambient temperature is of paramount importance.

Among the methods involving the use of the unrestricted dead states as the reference state, two approaches may be identified: the unrestricted dead states defined for each particular problem and the standard unrestricted dead state valid for any problem. A large number of researchers – specially in the USA – define the reference environment for each particular situation. According to the substances present in the system subjected to study the relevant ambient substances are then chosen. All species present in the system should be able to be chemically formed from the components of the ambient. This approach is used by Wepfer and Gaggioli [2], Tribus et al.[3], Evans [4], Moran [5] and Reistad [6]. This methodology is very attractive when analyzing problems involving only the most common reference substances found in the atmosphere (carbon dioxide, water, oxygen, nitrogen, etc.). However when other elements must be considered the choice of the reference substances and the calculation of chemical exergy can be very difficult.

Szargut and Dzedziniewicz [7] and Szargut et al.[8] adopted a standard environment with fixed temperature, pressure and composition. Therefore all problems can be analyzed with only one reference state, although this state may not coincide with the actual environment where the system is placed. The method consists of associating a reference substance to each chemical element with concentration equal to its concentration in the natural environment. It is necessary to know with reasonable precision the concentration of these reference substances (gaseous components of atmosphere, ionic and molecular compounds of the oceans and solids of the crust of the earth). The result is a standard environment from which the standard element exergies are tabulated. The most common compounds have low exergies and rare substances have positive exergy with increasing values according to the rarity of the substance thus establishing an index of its economic value.

Despite the complexity of the methodology used by Szargut et al.[8], the utilization of their tabulated values is quite simple. The standard chemical exergy of a compound may be evaluated from

$$ex_{st}^{ch} = \Delta G_f^0 + \sum \nu_{el} ex_{el} \quad (11)$$

where ΔG_f^0 is the Gibbs free energy of formation of the compound, ν_{el} is the number of atoms of a given element of the compound and ex_{el} is the standard molar exergy for the chemical element (tabulated for 49 elements). When the temperature T_0 of the unrestricted dead state is different from the standard reference temperature (298.15 K), the following correction should be applied:

$$ex^{ch} = ex_{st}^{ch} \left(\frac{T_0}{298.15} \right) - \Delta H^0 \left(\frac{298.15 - T_0}{298.15} \right) \quad (12)$$

where ΔH^0 is the enthalpy of reaction in the reference state.

Table 1 shows example values for the exergy calculated according to the two different methods discussed. It can be seen that the values are compatible for each method. Another important observation is that, for both methods shown in Table 1, some substances exhibit negative values for the exergy. This is the case for some nitrates and express the fact that the atmosphere is not in chemical equilibrium. Negative values of the exergy indicate that the formation of these nitrates is spontaneous, although the reactions are kinetically blocked.

Table 1. Chemical exergies (kJ/gmol) for selected substances.

Compound	ref. [2]	ref. [8]
O ₂	3.947	3.973
N ₂	0.691	0.718
CO ₂	20.108	20.189
H ₂ O(g)	8.668	11.758
H ₂ O(l)	0.0	3.168
CH ₄	830.0	836.5
C ₇ H ₁₆	4757.0	4783.0
CH ₃ OH(l)	717.0	723.0
NaNO ₃	—	-15.74
Ca(NO ₃) ₂	-18.0	-11.97

A practical problem arise when the exergy of mixtures is to be evaluated. For mechanical mixtures, for which the mixing process does not affect the entropy considerably, a simple weighted average of the components chemical exergy can be used. For gases and liquids this approximation is not accurate, although the correct calculation is easy for ideal gases.

Szargut and Styrylska [9] obtained empirical correlations between chemical exergy and the heating value for solid, liquid and gaseous fuels as a function of the molar relation of the elements and the number of carbon atoms. These correlations can be used at least as a first approximation for commercial fuels and were summarized by Rodriguez [10].

In optimizing the performance of a given process, the identification of internal irreversibilities can be worked out simply by evaluating the entropy produced or by an exergy balance without much concern regarding the rigorous identification of the reference state. However in order to calculate exergetic efficiencies - which allows comparisons of different processes - the choice of the appropriate reference state is fundamental. The same is true for costing applications, and for studies on evaluation and control of environment pollution based on exergy concepts.

Since the earth is not an isolated system and the ambient is not in equilibrium it is not possible to define a "theoretically correct" reference environment. Each of the above mentioned methods has advantages and limitations.

A more detailed discussion on the choice of the reference state can be found in Reference [11].

EXERGETIC EFFICIENCY

It is convenient to define exergetic efficiency to evaluate exergy conversion in a process in the same way the first law efficiency is used for energy conversion. This concept, evaluating qualitatively and quantitatively the exergy conversion, makes a clear distinction between energy losses to the environment and internal irreversibilities to the process. In the literature the exergetic efficiency can also be identified by different terms: second-law efficiency, rational efficiency, thermodynamic efficiency or effectiveness.

Several kinds of second-law efficiency expressions may be found in the literature. Two frequently used relations are

$$\varepsilon = \frac{\text{useful exergy production}}{\text{exergy consumption}} \quad (13)$$

and

$$\varepsilon' = \frac{\text{exergy output}}{\text{exergy input}} \quad (14)$$

Although these are simple expressions, care must be taken to avoid making comparisons with values computed according to different definitions. Obviously the utilization of ε' is restricted to steady-flow processes while ε can be applied to steady and non-steady processes.

One alternative to deriving a general expression for the exergetic efficiency of Eq.(13) involves consideration of an exergy balance for a control volume, as shown in Fig.2, viz.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{f_m} + \dot{E}x_{f_c} + \Delta\dot{E}x_{f_n} + [\dot{Q}_n(T_n - T_0)/T_n] + \dot{W}_n = \dot{E}x_{f_u} \\ + \dot{E}x_{f_d} + \Delta\dot{E}x_{f_u} + [\dot{Q}_u(T_u - T_0)/T_u] + \dot{W}_u + \dot{I} \end{aligned} \quad (15)$$

where $\dot{E}x_{f_m}$ is the exergy flow flux of non-energetic raw materials, $\dot{E}x_{f_c}$ is the exergy flow flux of energetic feed (fuels and oxidants), $\Delta\dot{E}x_{f_n}$ is the exergy flow variation of a fluid stream necessary for the process and crossing the control volume without reacting, $\dot{Q}_n(T_n - T_0)/T_n$ is the exergy associated with some necessary heat transfer to an external thermal source at T_n , \dot{W}_n is the net power required by the process, $\dot{E}x_{f_u}$ is the exergy flow of useful products, $\dot{E}x_{f_d}$ is the exergy flow variation of a non-reacting fluid stream with some useful effect, $\dot{Q}_u(T_u - T_0)/T_u$ is the exergy associated with a useful heat transfer to an external heat source at T_u , \dot{W}_u is the net power produced by the process and \dot{I} is the internal irreversibility rate in the control volume. In view of the preceding balance, the exergetic efficiency ε can be written as

$$\varepsilon = \frac{(\dot{E}x_{f_u} - \dot{E}x_{f_m}) + \Delta\dot{E}x_{f_u} + \dot{Q}_u(T_u - T_0)/T_u + \dot{W}_u}{\dot{E}x_{f_c} + \Delta\dot{E}x_{f_n} + \dot{Q}_n(T_n - T_0)/T_n + \dot{W}_n} \quad (16)$$

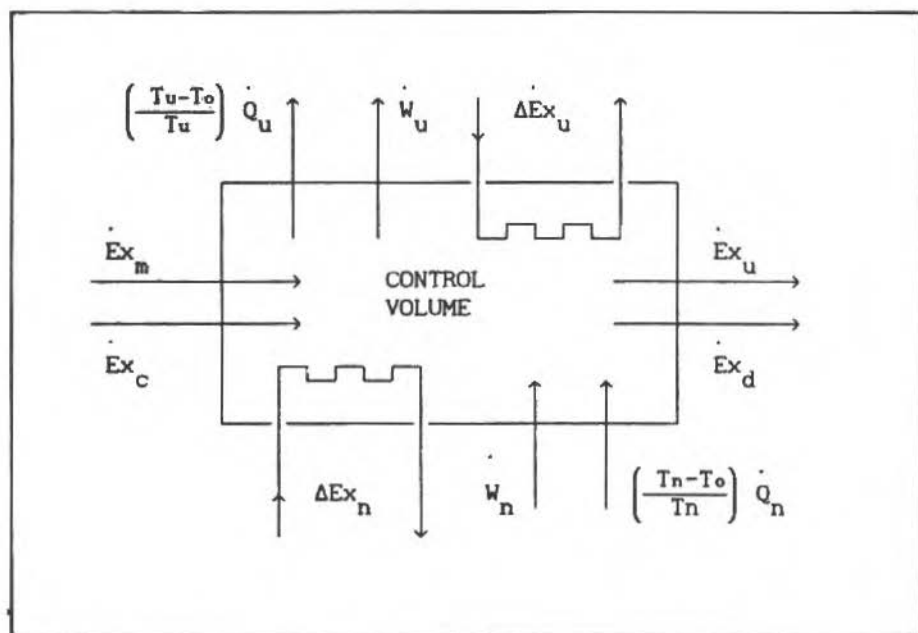


Figure 2. Exergy flows for some generic control volume.

In order to apply this expression to a particular problem, inappropriate terms should be neglected. Although obtained for a control volume, Eq.(16) can also be applied to a closed system (control mass) provided the flow exergies are replaced by stagnation exergies and the variation of exergy crossing the control volume is replaced by variations between initial and final states:

$$\varepsilon = \frac{\Delta Ex_u + Q_u(T_u - T_0)/T_u + W_u}{\Delta Ex_n + Q_n(T_n - T_0)/T_n + W_n} \quad (17)$$

If chemical reactions are present, they must be considered within the variations of the stagnation exergy.

The definition of exergetic efficiency ε' from Eq.(14) is unambiguous. Although this type of exergetic efficiency is used widespread to evaluate steady processes, Reistad [6] showed that (a) ε' might be numerically insensitive to the process;

(b) ϵ' measure only the thermodynamic performance of the process and not whether the goal of the process is being reached; (c) ϵ is a measure of thermodynamic performance relative to what the process is accomplishing; (d) ϵ provides no basis for comparison of purely dissipative processes. The utilization of ϵ' is then recommended only for purely dissipative processes like throttling, Fanno flow, Venturi tube, etc.

A convenient way of showing the exergetic efficiency is by means of the dimensionless Grassmann diagram. Such diagram is similar to Sankey diagram but it considers the exergy destruction by internal irreversibilities in the system. An example of the Grassmann diagram is shown in Fig. 3 for a generic process where a useful exergetic effect is taking place together with exergy destruction in the control volume and exergy loss to the ambient.

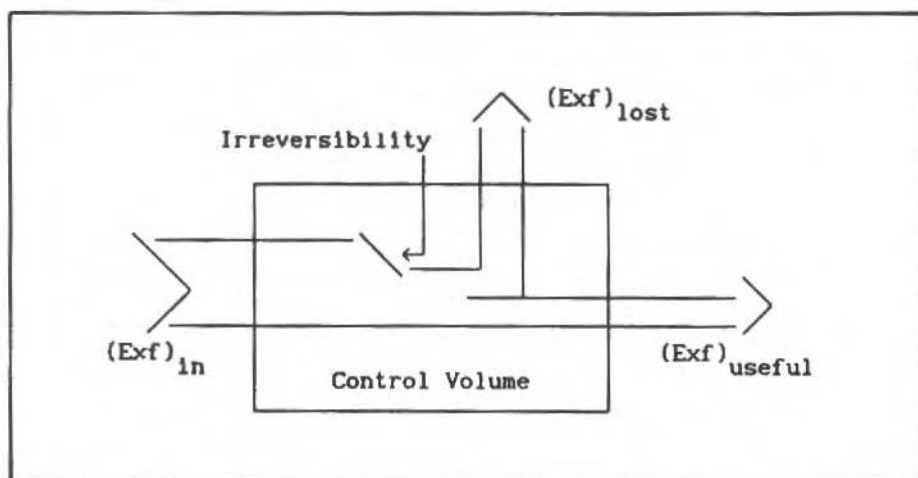


Figure 3. Grassmann diagram example.

APPLICATIONS

There are situations where the results of first-law and second-law efficiencies are very close and cases when they are markedly different. Table 2 shows a comparison between first and second-law efficiencies for several systems of interest.

Table 2. First-law (η) and second-law (ϵ) efficiencies.

System	η	ϵ
Thermal Power Plant (200 MW)	0.41	0.40
Gas Turbine (25 MW)	0.30	0.30
Diesel Engine (20000 HP)	0.40	0.40
Electric Motor (5 HP)	0.70	0.70
Vapor Turbine (50 MW)	0.90	0.85
Cogeneration Plant (10 MW)	0.75	0.33
Boiler (200 t/h)	0.90	0.50
Burner of Domestic Oven	0.60	0.10
Electric Water Heater	0.93	0.08
Air Conditioning (COP 2.5)	—	0.17
Domestic Refrigerator (COP 0.9)	—	0.10
Heat Pump (COP 3.5)	—	0.60

For power cycles the exergetic efficiency is very close to the first-law efficiency, because the fuel exergy has a numerical value close to the heating value. However, when the processes of some cycle are analyzed separately it is possible to identify where the losses are. A good example is given by a thermal power plant. According to energy (first-law) analysis, energy losses associated with the condenser are carried into the environment by the cooling water and are significant because they represent about half of the energy input to the plant. An exergy (second-law) analysis, however, show that virtually none of the exergy (resource which went into the power plant) is lost in that cooling water. The real loss is primarily back in the boiler, where entropy was produced by irreversible chemical reaction and heat transfer with high temperature differences. Thus, it is not reasonable to attempt to take advantage of the energy lost in the condenser, as the first-law analysis would indicate.

There are equipments like boilers, burners and electric heaters where first and second-law efficiencies are quite different. Although according to an energy analysis the electric heater is highly efficient in the conversion process, the exergy analysis shows that it is inefficient in converting exergy. In chemically reacting systems the energy analysis ignores the significant exergy destructions due to irreversible reactions.

A very attractive alternative regarding useful energy utilization is cogeneration of power and heat for industrial purposes. An energy analysis, however, overestimates the plant efficiency by giving the same importance to mechanical power and heat transfer rate. In an extreme situation, a cogeneration plant with an ideal backpressure turbine and utilizing the exhaust vapour exclusively in the condensation temperature would result in a first-law efficiency of one, while the exergetic efficiency would be considerably smaller than unity. Studies of economic analysis of such installations should be based on exergy analysis instead of energy analysis.

It can be noticed that even for air-conditioning systems, refrigerators and heat pumps the exergetic efficiency is always smaller than one. For these cases, first-law efficiency is higher than one and is called coefficient of performance (COP).

By using the concepts of exergy and exergetic efficiency it is possible to overcome one of the problems found in energy analysis: chemical and metallurgical processes. It is possible to associate exergy values to raw materials and the whole process can be evaluated by exergetic analysis. A concentrated ore has less exergy than the metal that can be extracted. The exergy increase is due to the exergy supplied during the process. Figure 4 shows schematically the process of obtaining metal.

An application of exergetic analysis in an industrial chemical plant is given by Wall [12] considering a pulp and paper mill. The exergy of all fluxes of energy and materials is calculated, from the incoming wood to the paper produced, including all the steps in the chemical process. The exergetic efficiency ϵ' Eq.(14) of each subprocess for that particular plant is shown in Table 3. It may be noticed that lesser efficient subprocesses take place in the boilers due to the irreversibilities of combustion and heat transfer through large temperature gradients.

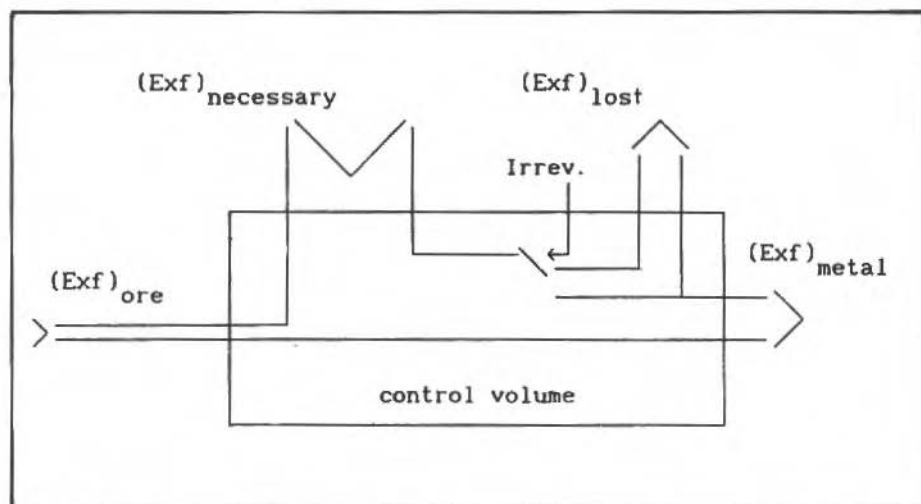


Figure 4. Grassmann diagram of a metal production.

Table 3. Exergetic efficiencies for a pulp and paper mill. Ref.[12]

Process	Efficiency
Wood room	0.990
Continuous digester	0.997
Pulp screening	0.991
Mixers and heat exchangers	0.994
Evaporators	0.971
Soda recovery unit	0.363
Steam production unit	0.313
Turbine plant	0.883
Causticizing	0.874
Paper machine	0.862

The exergetic analysis coupled to simulation models was used by Gallo & Milanez [13] in the study of internal combustion engines where exergy destructions taking place during the combustion of an ethanol fueled engine and a gasoline version of the same engine are compared. Table 4 present the overall

Table 4. Overall percentual exergetic balance (indicated) Engine speed effect. Ethanol fueled Engine.

RPM	Exf_{IN}	W_N	Ex_Q	Exf_{OUT}	Irrev.
5200	1.	0.3827	0.0876	0.2447	0.2849
4500	1.	0.3889	0.0885	0.2382	0.2844
4000	1.	0.3910	0.0897	0.2328	0.2865
3500	1.	0.3912	0.0915	0.2270	0.2903
3000	1.	0.3894	0.0944	0.2209	0.2953
2500	1.	0.3866	0.0982	0.2146	0.3006
2000	1.	0.3812	0.1038	0.2071	0.3080

indicated exergetic balance as a function of the engine speed. A decrease in the engine speed causes an increase in the heat flux and, therefore, in the exergy associated to this flux Ex_Q . For the simulation conditions, this term represents 40 to 50% of the heat transmitted, thus meaning that only a fraction of the heat is available energy. Table 5 presents the combustion exergetic efficiency as a function of the relative air fuel ratio (α) for ethanol and gasoline. It is evident from this table that the higher pressure and temperatures in the ethanol engine account for higher combustion efficiencies. In order to evaluate if the smaller irreversibility observed in the combustion for the ethanol fueled engine was exclusively due to a higher compression ratio, the model was used to simulate an ethanol engine operating with the same compression ratio of the gasoline engine, although this situation is not realistic in practice. In doing so, the difference between the two engines is only the type of fuel. Figure 5 shows the irreversibility rate during the combustion process for the two engines, where it may be seen that the ethanol engine still exhibits smaller irreversibilities than the gasoline engine.

Table 5. Combustion exergetic efficiencies ϵ_{CB} as a function of the relative air-fuel ratio α .

Ethanol fueled engine							
α	0.757	0.873	0.941	0.984	1.077	1.164	1.269
ϵ_{CB}	0.526	0.607	0.660	0.725	0.722	0.719	0.717
Gasoline fueled engine							
α	0.651	0.781	0.846	0.911	0.976	1.106	1.171
ϵ_{CB}	0.380	0.454	0.494	0.543	0.608	0.630	0.626

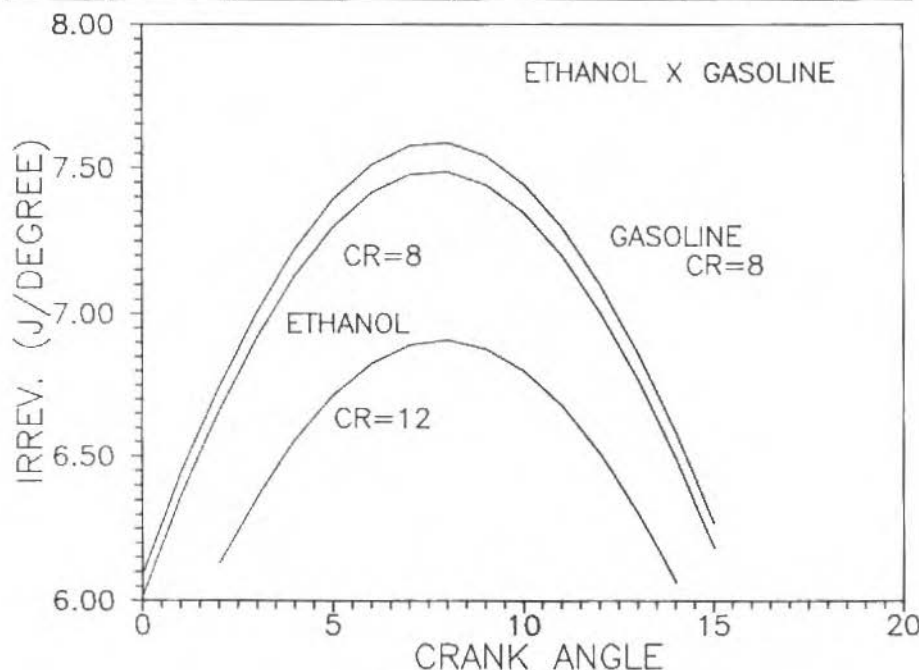


Figure 5. Comparison of ethanol and gasoline engines.

A general comparison of the engines is presented in Table 6. Values of exergy associated to heat transfer Ex_Q are below the values of the net heat Q_N and the same happens to the exergy leaving the cylinder in the exhaust gas Ex_{OUT} respective to the equivalent energy En_{OUT} . However, the higher percentual irreversibility of an ethanol engine with reduced compression ratio is due to the fact that this engine is not optimized regarding the compression ratio.

Table 6. Ethanol and gasoline engine comparisons. Global energetic and exergetic balances.

	Ethanol CR=12	Ethanol CR=8	Gasoline CR=8
	%	%	%
1st. Law			
En_{IN}	1.0	1.0	1.0
W_N	0.4048	0.3648	0.3522
Q_N	0.2172	0.2037	0.1969
En_{OUT}	0.3780	0.4316	0.4509
2d. Law			
En_{IN}	1.0	1.0	1.0
W_N	0.3827	0.3448	0.3332
Ex_Q	0.0876	0.0821	0.0795
Ex_{OUT}	0.2447	0.2822	0.3003
Irrev.	0.2852	0.2909	0.2870

The exergetic analysis coupled to simulation models broadens the understanding of the engine internal processes and displays explicitly the restrictions due to the second-law of thermodynamics. This method shows not only how the energy is converted in the engine but also identifies and quantifies the irreversibilities associated to chemical reactions, heat transfer across a finite temperature difference, viscous flow and mechanical friction.

In modern thermoeconomic studies, as considered in Ref.[14], the concepts here described are widely used. Reistad [15] presents an exergetic balance compared to the energetic balance for the USA. Conclusions from the traditional National Energy Balance are questioned from the exergy balance. For instance, among the four typical sectors of final consumption of energy - Domestic and Commercial, Industrial, Transportation and Electricity generation - the energy balance indicates as lesser efficient Transportation and Electricity generation (from thermal power plants) with the Domestic and Commercial sector being the most efficient. But this last sector was found to be the lesser efficient according to an exergetic analysis due to extensive irreversibilities in energy conversions.

The overall exergetic balance for a nation shows that the energy conversion technology is poorer than indicated by the energetic balance; generally speaking, one unit of useful exergy corresponds to the loss or destruction of three units of exergy while in the energetic balance this proportion is one to one.

In conclusion, it should be mentioned that the application of the exergy concept provides information not only to efficiency studies but also to cost accounting and economic analyses because costs should reflect value and the value is not in energy but in exergy.

REFERENCES

- [1] SZARGUT, J. International Progress in Second Law Analysis. *Energy*, v.5, n.8-9, 1980, p.709-718.
- [2] WEPFER, W.J. & GAGGIOLI, R.A. Reference Datum for Available Energy. In: Gaggioli, R.A. (Ed.) *Thermodynamics: Second Law Analysis*. Washington, USA, American Chemical Society, 1980.
- [3] TRIBUS, M.; EVANS, R.B.; CRELLIN, G.L. Thermo-economic Demineralization. In: SPIEGLER, K.W. (Ed.) *Principles of Desalination*. New York, USA Academic Press, 1969.
- [4] EVANS, R.B. A Proof that Essergy is the Only Consistent Measure of Potential Work (for Work Systems). PhD. Thesis Dartmouth College, USA, 1969.
- [5] MORAN, M. *Availability: A Guide to Efficient Energy Use*. Englewood Cliffs, USA, Prentice-Hall, 1982.
- [6] REISTAD, G.M. *Availability: Concepts and Applications*. PhD. Thesis, University of Wisconsin, 1970.
- [7] SZARGUT, & DZIEDZINIEWICZ, C. Energie Utilizable des Substances Chimiques Inorganiques. *Entropie*, v.40, Juillet Aout, 1971, p.14-23.
- [8] SZARGUT, J.; MORRIS, D.R.; STEWARD, F.R. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. New York, USA, Hemisphere, 1988.

- [9] SZARGUT, J. & STYRYLSKA, T. Angenaherte Bestimmung der Exergie von Brennstoffen. Brennstoffen - Wärme - Kraft, v.16, n.12, 1964, p.589-596.
- [10] RODRIGUEZ, L. Calculations of Available Energy Quantities. In: GAGGIOLI, R.A. (Ed.) Thermodynamics: Second Law Analysis. Washington, USA, American Chemical Society, 1980, p.39-59.
- [11] GALLO, W.L.R. & MILANEZ, L.F. Choice of a Reference State for Exergetic Analysis. Energy, v.15, n.2, 1990, p.113-121.
- [12] WALL, G. Exergy - A Useful Concept. PhD. Thesis. Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 1986.
- [13] GALLO, W.L.R. & MILANEZ, L.F. Exergetic Analysis of Ethanol and Gasoline Fueled Engines. SAE Paper 920809. SAE 1992 International Congress and Exposition, Detroit, USA, Feb. 24-28, 1992.
- [14] GAGGIOLI, R.A. (Editor) Efficiency and Costing: Second Law Analysis of Processes. Washington, USA, American Chemical Society, 1983.
- [15] REISTAD, G.M. Available - Energy Utilization in the United States. In: Gaggioli, R.A. (Ed.) Thermodynamics: Second Law Analysis. Washington, USA, American Chemical Society, 1980.

Revista Brasileira de Ciências Mecânicas.

Vol. 1. Nº 1 (1979)-

Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas.

Trimestral

Inclui referências bibliográficas.

1. Mecânica

ISSN-0100-7386

OBJETIVO E ESCOPO

A Revista Brasileira de Ciências Mecânicas visa a publicação de trabalhos voltados ao projeto, pesquisa e desenvolvimento nas grandes áreas das Ciências Mecânicas. É importante apresentar os resultados e as conclusões dos trabalhos submetidos de forma que sejam do interesse de engenheiros, pesquisadores e docentes.

O escopo da Revista é amplo e abrange as áreas essenciais das Ciências Mecânicas, incluindo interfaces com a Engenharia Civil, Elétrica, Metalúrgica, Naval, Nuclear, Química e de Sistemas. Aplicações da Física e da Matemática à Mecânica também serão consideradas.

Em geral, os Editores incentivam trabalhos que abranjam o desenvolvimento e a pesquisa de métodos tradicionais bem como a introdução de novas idéias que possam potencialmente ser aproveitadas na pesquisa e na indústria.

AIMS AND SCOPE

The Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences is concerned primarily with the publication of papers dealing with design, research and development relating to the general areas of Mechanical Sciences. It is important that the results and the conclusions of the submitted papers be presented in a manner which is appreciated by practicing engineers, researchers, and educators.

The scope of the Journal is broad and encompasses essential areas of Mechanical Engineering Sciences, with interfaces with Civil, Electrical, Metallurgical, Naval, Nuclear, Chemical and System Engineering as well as with the areas of Physics and Applied Mathematics.

In general, the Editors are looking for papers covering both development and research of traditional methods and the introduction of novel ideas which have potential application in science and in the manufacturing industry.

Notes and Instructions To Contributors

1. The Editors are open to receive contributions from all parts of the world; manuscripts for publication should be sent to the Editor-in-Chief or to the appropriate Associate Editor.
2. (i) Papers offered for publication must contain unpublished material and will be refereed and assessed with reference to the aims of the Journal as stated above. (ii) Reviews should constitute an outstanding critical appraisal of published materials and will be published by suggestion of the Editors. (iii) Letters and communications to the Editor should not exceed 400 words in length and may be: Criticism of articles recently published in the Journal; Preliminary announcements of original work of importance warranting immediate publication; Comments on current engineering matters of considerable actuality.
3. Only papers not previously published will be accepted. Authors must agree not to publish elsewhere a paper submitted to and accepted by the Journal. Exception can be made in some cases of papers published in annals or proceedings of conferences. The decision on acceptance of a paper will be taken by the Editors considering the reviews of two outstanding scientists and its originality, and contribution to science and/or technology.
4. All contributions are to be in English or Portuguese. Spanish will also be considered.
5. Manuscripts should begin with the title of the article, including the english title, and the author's name and address. In the case of co-authors, both addresses should be clearly indicated. It follows the abstract; if the paper's language is different from english, an extended summary in this language should be included. Up to five words for the paper are to be given. Next, if possible, should come the nomenclature list.
6. Manuscripts should be typed with double spacing and with ample margins. Material to be published should be submitted in triplicate. Pages should be numbered consecutively.
7. Figures and line drawing should be originals and include all relevant details; only excelent photocopies should be sent. Photographs should be sufficiently enlarged to permit clear reproduction in half-tone. If words or numbers are to appear on a photograph they should be sufficiently large to permit the necessary reduction in size. Figure captions should be typed on a separate sheet and placed at the end of the manuscript.

ÍNDICE / CONTENTS

U. Nackenhorst and B. Zastrau	A Contribution to Dynamic Fluid- Structure-Coupling Using a Displacement Based Finite Element Formulation	201
J.C. Morales and A. Campo	Estudio Parametrico de la Conveccion Mixta en Tubos Verticales y Prediccion de las Inversiones del Flujo	221
L. Goldstein	Sistemas e Equipamentos Térmicos. Sistemas Particulados. Uma Revisão da RBCM e do ENCIT - 1978-1988	243
M.H. Robert	Reofundição de Ligas Metálicas - Uma Tecnologia Emergente	255
L.F. Milanez W.L.R. Gallo	Exergy: Concepts and Applications	279