

ANÁLISE EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL NO CONTROLO DOS TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS INDUZIDOS POR PEQUENAS TURBINAS DE REACÇÃO

EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL ANALYSE ON CONTROL OF INDUCED HYDROTRANSIENT EFFECTS BY SMALL REACTION TURBINES

Helena Ramos

Professora Auxiliar do Instituto Superior Técnico, membro da APRH n° 822.

António Betâmio de Almeida

Professor Catedrático do Instituto Superior Técnico, membro da APRH n° 80.

RESUMO: Os transitórios hidráulicos constituem um constrangimento importante em sistemas com longos circuitos hidráulicos de pequenos aproveitamentos hidroeléctricos, quando equipados com turbinas de reacção de pequena inércia. A falta de dados técnicos (i.e. curvas características) para as turbinas, assim como de ensaios em protótipo, são uma forte limitação na análise do seu comportamento, desde as fases iniciais de um projecto. As condições mais desfavoráveis estão normalmente associadas a condições de funcionamento extremas, em particular depois da saída de serviço dos grupos, paragem e arranque. A modelação física e computacional foi baseada numa instalação experimental construída em laboratório, onde foram obtidos resultados e posteriormente comparados, para situações sem e com protecção. Os dispositivos de protecção foram seleccionados, para controlar as sobrepressões, de acordo com as limitações associadas aos pequenos aproveitamentos (e.g. custo e impactes ambientais). Por forma a identificar a influência de cada tipo de perturbação transitória foram utilizadas as análises temporal e frequencial baseada no espectro de energia associada a cada período de onda.

ABSTRACT: *Hydraulic transients are a very important constraint in long conveying systems of small hydro powerplants when equipped with small inertia reaction turbines. The lack of technical data on hydraulic machinery and on prototype tests, especially in what concerns the complete characteristic curves of turbines, is a strong limitation since the early phase of the design. The most severe hydrotransients in hydro schemes are, normally, due to extreme operating conditions, especially after a full-load rejection, turbines stoppage and start-up. The physical and computational modelling was based upon in an experimental facility where the results were compared for cases with and without protection. Specific protection devices were selected to better control overpressures according to small hydro constraints (e.g. costs and environmental impacts). A time and spectral analyse were developed in order to identify the influence of each type of disturbance.*

1. INTRODUÇÃO

Para pequenas centrais hidroeléctricas com longos circuitos hidráulicos e equipadas com grupos de pequena inércia e baixo valor do número específico de rotações, os transitórios hidráulicos induzidos por condições de embalamento podem dar origem a sobrepressões anómalas, instabilidades no sistema e a perdas de eficiência. Em particular, após a rejeição de carga do grupo, a velocidade da roda aumenta rapidamente atingindo facilmente as condições de embalamento.

O melhoramento dos modelos computacionais tem permitido uma análise mais fiável e detalhada incluindo diferentes componentes e condições de funcionamento. Contudo, a falta de dados disponíveis relativamente à operacionalidade das diferentes turbinas torna a análise da resposta dinâmica do sistema menos fiável e menos compreensível para os engenheiros, induzindo, frequentemente, a utilização de formulações empíricas simplificadas com elevados graus de incerteza e pouco domínio do real comportamento do sistema. Deste modo, este estudo pretende dar uma contribuição para a caracterização do comportamento dos pequenos aproveitamentos hidroeléctricos, que não esteja limitada ao tipo de sistema nem tão pouco aos dados disponíveis de turbinas, preenchendo o vazio existente entre a modelação completa, baseada em curvas características de turbinas raramente disponíveis e muito condicionadas, e a utilização de fórmulas empíricas muito simplificadas, que não entram em consideração com todos os efeitos induzidos.

A investigação experimental baseou-se num modelo desenvolvido à escala geométrica 1/10 onde se procedeu à análise de diferentes tipos de rodas de turbinas, embora neste documento seja realçado o comportamento de uma única turbina Francis, com baixo valor do número específico de rotações.

2. CONCEITOS BÁSICOS

Em geral, em termos de análise de transitórios hidráulicos em pequenos aproveitamentos hidroeléctricos existem duas metodologias possíveis: 1) a modelação completa baseada nas equações que caracterizam o funcionamento das máquinas hidráulicas, contudo limitada pela disponibilidade de dados de turbinas (BOLDY (1976), CHAUDHRY (1987), THORLEY e CHAUDRY (1996) e WYLIE e STREETER (1993)); 2) os métodos clássicos baseados nos efeitos de manobra de obturação (LEIN (1965) e BAHAMONDE (1991)). No entanto, quando um sistema hidroeléctrico está equipado com turbinas de pequena inércia e baixo valor do número específico de rotações, depois de uma saída de serviço do grupo, as condições de embalamento são rapidamente atingidas induzindo perigosas sobrepressões (RAMOS (1995) e RAMOS et al. (2000)). Deste modo, podem ocorrer sérios problemas de segurança quando a máxima sobrepressão é provocada pelo efeito de sobrevelocidade, que, em geral, é conseguido em poucos segundos. Além do efeito da sobrevelocidade, a duração da manobra do distribuidor é, certamente, outro importante parâmetro na análise de transitórios (TAULAN (1983)), cuja lei de obturação necessita de ser especificada.

Algumas formulações simplificadas têm sido apresentadas para o cálculo da sobrepressão máxima ΔH_M (m) com base no tempo de inércia da coluna líquida, T_W (s), para um comprimento L (m) da conduta forçada, e na duração da manobra de obturação, T_C (s), (ALMEIDA e RAMOS (1996)):

$$\frac{\Delta H_M}{H_b} = K_C \frac{T_W}{T_C} \quad (1)$$

com

$$T_W = \frac{L V}{g H_b} \quad (2)$$

sendo H_b (m) a queda bruta, V (m/s) a velocidade média do escoamento, g (m/s^2) a aceleração da gravidade e K_C um factor variável, que depende do tipo de turbina ou do número específico de rotações, n_s , que caracteriza o comportamento de cada turbina, e é definido por

$$n_s = n_o \frac{\sqrt{P_o}}{H_o^{1,25}} \quad (3)$$

com n_o (r.p.m.) a velocidade de rotação nominal e P_o (kW) a potência máxima para a queda útil dos melhores rendimentos (H_o). Na formulação de Lein K_C varia entre 1.3 e 1.8 e na de Michaud K_C toma o valor 2.

Para turbinas de pequena inércia, a sobrepressão máxima dependerá também da inércia das massas girantes (RAMOS (1995) e RAMOS e ALMEIDA (2001)), que é um factor que caracteriza o tempo de arranque dos grupos, T_m , de acordo com a seguinte formulação:

$$T_m = \frac{PD^2 n_o^2}{3575 P_o} 10^{-3} \quad (4)$$

sendo PD^2 o parâmetro que caracteriza a inércia do grupo ($PD^2 = 4gI$, com I o momento polar de inércia das massas girantes (kg m^2)).

3. ANÁLISE DIMENSIONAL

O conhecimento das características do modelo físico a construir, para o desenvolvimento da componente experimental, necessita de uma análise dimensional relativamente às dimensões das turbinas e do sistema adutor a adoptar. Esta análise é efectuada com base nas leis de semelhança de turbomáquinas, onde o efeito das forças de viscosidade é desprezado quando comparado com o efeito conjunto da pressão, gravidade e forças de inércia (semelhança de Froude) (JACOB (1994) e RAMOS (1995)). Deste modo, com base nas equações básicas adimensionalizadas do regime variável, é adequada a utilização dos critérios de semelhança ou do parâmetro de Allievi. Assim, a compatibilidade entre a semelhança de Froude e o parâmetro de Allievi é conseguido através da imposição de que a escala de velocidade, E_v , e a escala da celeridade das ondas elásticas, E_c , sejam ambas iguais a $\sqrt{E_L}$. Este critério corresponde a admitir que o número de Mach, v/c , é constante. A não compatibilização com a semelhança de Reynolds conduz a que a perda de carga não seja semelhante, uma vez que o objectivo do estudo é a análise das sobrepressões máximas que ocorrem nos primeiros instantes do transitório, verificando-se que o efeito das perdas de carga hidráulica não sejam relevantes.

Nesta conformidade, escolhendo para a escala dos comprimentos $E_L = 1/10$, foi necessário fixar as escalas das diferentes grandezas intervenientes, a aplicar na instalação experimental que se pretendia desenvolver. Deste modo, as escalas adoptadas para as variáveis tempo, t , celeridade, c , velocidade do escoamento, v , massa, m , potência, P , caudal, Q , e inércia, I , foram as seguintes:

$$\begin{aligned} E_c &= E_v = \sqrt{E_L} & E_m &= E_L^3 \\ E_t &= \sqrt{E_L} & E_P &= E_L^{7/2} \\ E_Q &= E_L^{5/2} & E_I &= E_L^5 \end{aligned} \quad (5)$$

Através da utilização da modelação computacional verificou-se o ajustamento adequado dos resultados (Figura 1) ao impôr a alteração da celeridade do protótipo para o modelo com a semelhança adoptada (Froude e Allievi).

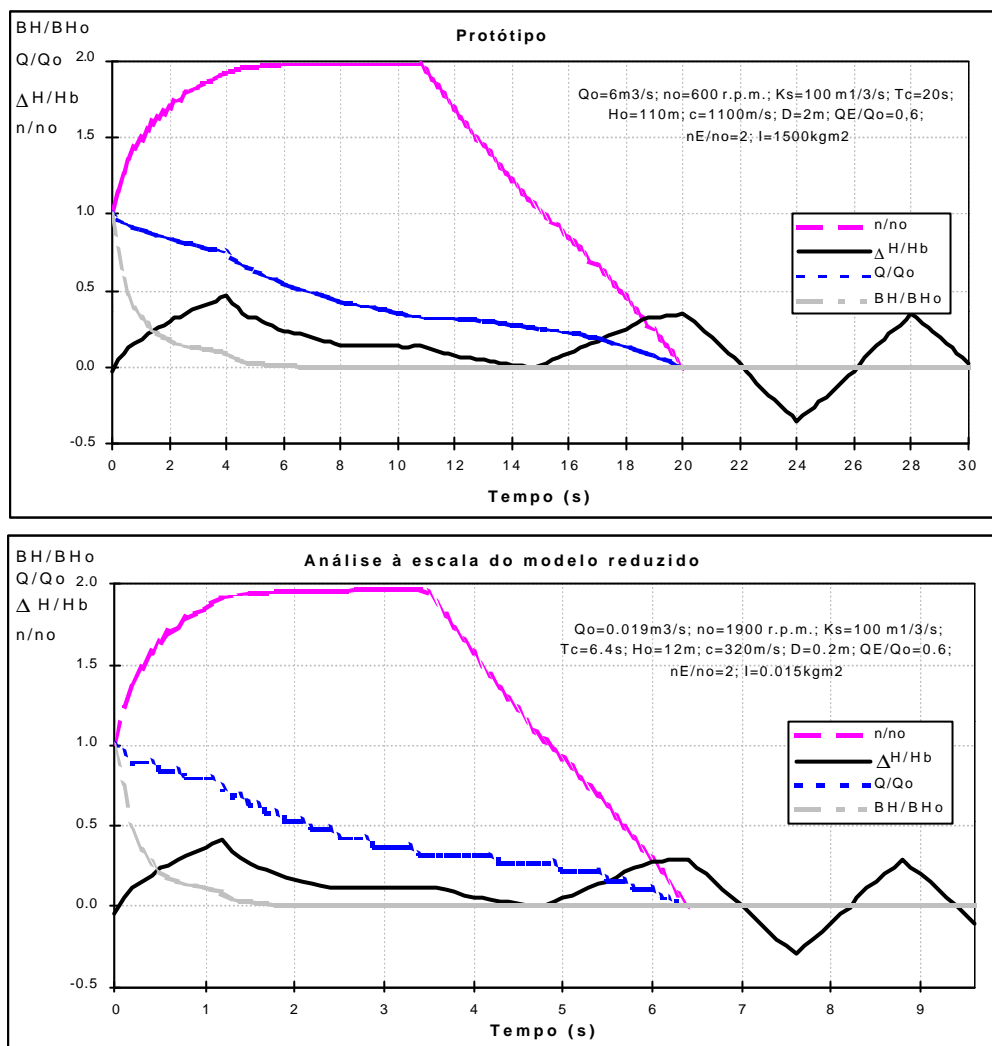


Figura 1 – Verificação do critério de semelhança adoptado mediante a comparação de resultados de simulação entre um protótipo e o modelo reduzido correspondente.

Da observação dos resultados de simulação, e relativamente ao critério de semelhança adoptado, verifica-se um bom ajustamento atendendo aos valores relativos entre as variáveis fundamentais, a fase da onda de pressão e o andamento geral relativamente ao comportamento do sistema em função do caudal, queda, velocidade de rotação do grupo, material e características da tubagem, tempo de manobra do distribuidor da turbina, corte de caudal e tempo em que é atingido o embalamento. Tanto em protótipo como em laboratório, o líquido utilizado foi a água, o que vem confirmar que a semelhança de Reynolds dificilmente seria conseguida.

4. COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA

4.1. Análise experimental e computacional

Os transitórios hidráulicos originados pelo funcionamento dos grupos turbogeradores vão influenciar a resposta dinâmica do sistema ao longo de todo o circuito hidráulico.

A análise da variação da cota piezométrica, do caudal e da velocidade de rotação, em particular, para turbinas de reacção (Francis) com baixo número específico de rotações foi efectuada para situações de funcionamento fora do ponto de dimensionamento, apresentando-se os seguintes casos:

- 1) saída de serviço do grupo (ou rejeição de carga) com manobra de fechamento do distribuidor em simultâneo, sem a instalação de qualquer tipo de dispositivo de protecção;
- 2) saída de serviço do grupo com um volante de inércia instalado, como dispositivo de protecção contra os efeitos da sobrevelocidade;
- 3) saída de serviço do grupo com válvula de alívio (síncrona ou de descarga automática), como dispositivo de protecção das sobrepressões máximas.

Nesta conformidade, foi desenvolvida uma instalação experimental no LNEC (Laboratório Nacional de Engenharia Civil) constituída fundamentalmente por três componentes (Figura 2): i) reservatórios a montante com níveis diferentes, mas constantes; ii) circuito hidráulico constituído por galeria e conduta forçada; iii) central a jusante onde está instalado o grupo, os eventuais dispositivos de protecção, o sistema de aquisição e controlo de comandos e a restituição. O sistema de aquisição, que está ligado a um computador, permite obter em tempo real, com uma certa frequência, os valores do caudal turbinado, Q , da velocidade de rotação do grupo, n , e as cotas piezométricas imediatamente a montante da central, H_1 , e entre o distribuidor e a roda, H_2 .

Após algumas análises de sensibilidade, e por condicionalismos de espaço disponível no LNEC, adoptou-se o comprimento total de 110 m para o circuito hidráulico, com diâmetros de 200 mm, para a galeria e de 125 mm, para a conduta forçada.

A evoluta da turbina foi construída por forma a receber três tipos de rodas de turbinas de reacção diferentes (Francis com baixo e médio número específico de rotações e hélice com elevado valor). A instalação foi concebida também por forma a permitir adaptar-se a diferentes condições de funcionamento (e.g. situações correspondentes ao ponto de dimensionamento ou não), assim como, a diferentes características (e.g. quedas e caudais) dependentes do tipo de roda a analisar.

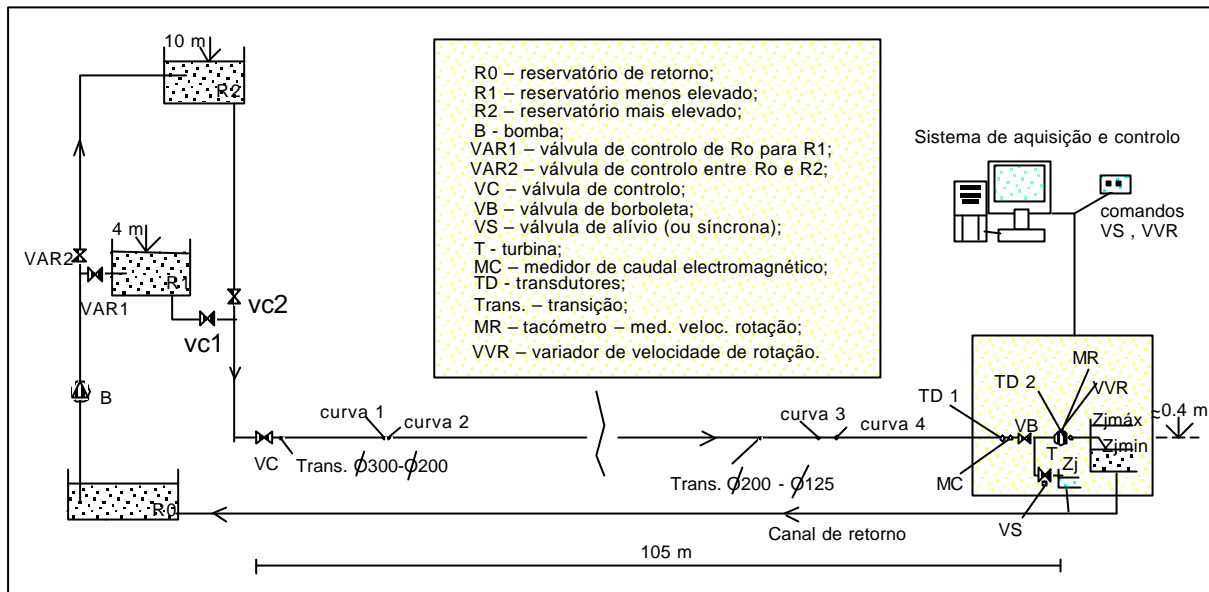


Figura 2 – Esquema geral da instalação experimental

Relativamente à modelação computacional, foi utilizado um modelo baseado no conceito de Orifício Dinâmico, OD, (RAMOS (1995); RAMOS e ALMEIDA (2001)) com dois parâmetros característicos, que quantifiquem os seguintes efeitos: sobrevelocidade do grupo e fechamento do distribuidor. Este modelo foi calibrado e validado com ensaios em laboratório, em protótipo e com dados de fabricantes.

A utilização da modelação permite analisar de forma mais expedita vários cenários possíveis relativamente às condições extremas de operação, em particular as mais desfavoráveis geradas pela ocorrência de embolamento e fechamento simultâneo do distribuidor, que devem ser consideradas desde as primeiras fases do projecto.

De um modo geral, para minimizar os efeitos dos transitórios em circuitos hidráulicos longos, é habitual adoptar a solução clássica, que consiste na instalação de uma chaminé de equilíbrio a montante da conduta forçada ou a jusante da central, dependendo do tipo de circuito hidráulico e controlo que se pretende assegurar. Contudo, para pequenos sistemas hidroeléctricos cujo orçamento é limitado, o dispositivo de protecção do tipo chaminé de equilíbrio constitui uma estrutura dispendiosa além de poder causar significativos impactes ambientais. Deste modo é sempre prudente analisar a viabilidade relativamente ao comportamento do sistema sem qualquer dispositivo de protecção específico.

Em Portugal tem sido habitual instalar pequenas centrais hidroeléctricas em regiões montanhosas, com longos circuitos hidráulicos, para aproveitar a máxima queda disponível. Como consequência da interacção entre a longa coluna de água (i.e. inércia da coluna líquida) e o comportamento da roda (i.e.

sobrevelocidade) faz com que os hidrotansitórios sejam o principal factor a considerar nas condições de segurança e operacionalidade do sistema.

Com base em dois parâmetros característicos originalmente apresentados em RAMOS (1995), $\alpha_R = Q_E/Q_o$, coeficiente de caudal, e $\beta_R = n_E/n_o$, coeficiente de velocidade, obtidos a partir de ensaios realizados e informações de fabricantes,

$$\alpha_R = 0.3 + 0.0024 n_s \quad (6)$$

$$\beta_R = 1.6 + 0.002 n_s \quad (7)$$

e em várias simulações efectuadas para diferentes sistemas em protótipo, pode obter-se a estimativa da sobrepressão máxima provocada por efeitos de sobrevelocidade do grupo e/ou fechamento do distribuidor:

$$\frac{\Delta H_M}{H_o} = 2 \frac{T_W}{T_C} + \frac{(1 - \alpha_R) \beta_R}{20} \frac{T_E}{T_m} \quad (8)$$

sendo T_C o tempo de fecho do distribuidor e T_E o tempo de reflexão elástica ($T_E = 2L/c$).

Este tipo de investigação experimental, quando acompanhada da modelação computacional, permite uma melhor compreensão dos fenómenos e o estudo de soluções não convencionais (i.e. sem protecção clássica do tipo chaminé) que minimizem os custos e os impactes ambientais.

Na análise efectuada foram testados três tipos de rodas de turbinas de reacção ($n_s = 140, 247$ e 458 r.p.m. (m, kW)). No entanto, neste estudo serão só apresentados resultados relativos à roda com menor número específico de rotações ($n_s = 140$ r.p.m.), uma vez que é a roda que induz maiores valores de sobrepressão devido ao efeito da sobrevelocidade do grupo.

4.2. Sistema sem protecção

A análise seleccionada, relativamente à situação mais desfavorável, diz respeito à situação normal de funcionamento de fechamento do distribuidor e rejeição simultânea de carga do grupo (DAHLBACK (1986), RAMOS (1995)). A comparação entre os resultados experimentais (exp) e as simulações em modelo computacional (mod), para a variação da cota piezométrica relativa, H/H_o , do caudal relativo, Q/Q_o , e da velocidade de rotação, n , mostra, em geral, um bom ajustamento (Figura 3), denotando-se fundamentalmente uma primeira sobrepressão induzida pelo efeito da sobrevelocidade do grupo, em consequência da respectiva saída de serviço, e um segundo pico, também com algum significado, induzido pelo fecho total do distribuidor, segundo a lei e duração previamente definidas.

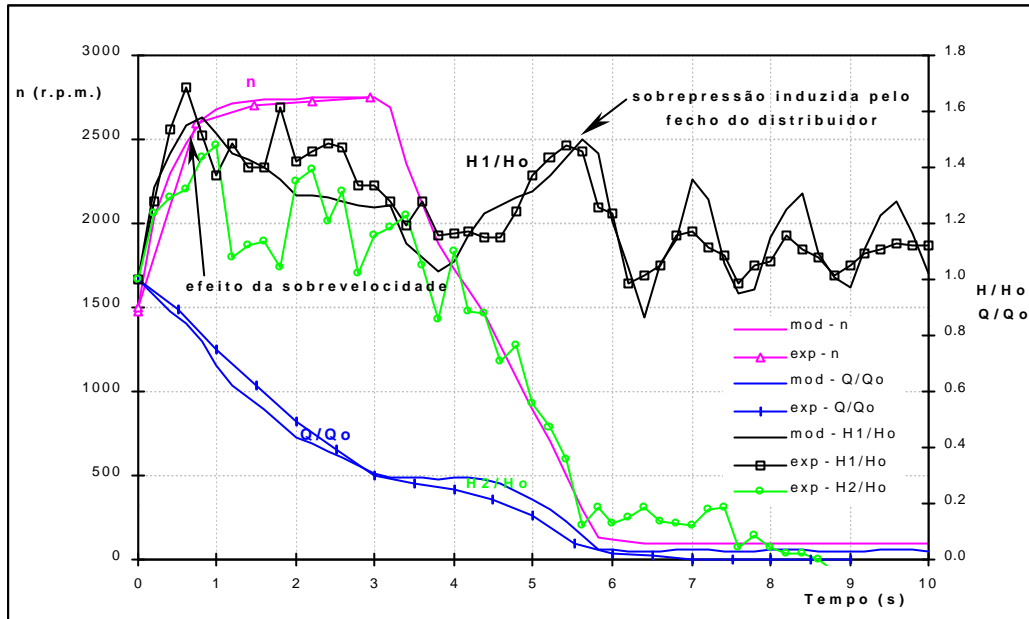


Figura 3 – Sistema sem protecção e equipado com turbina Francis com $n_s = 140$ r.p.m.
Fecho do distribuidor e saída de serviço do grupo.

Apresenta-se, ainda, a comparação entre as diferentes formulações apresentadas ao longo do texto, para o circuito experimental, objecto deste estudo. No Quadro 1 pode visualizar-se o valor da sobrepressão máxima tanto com base nas fórmulas simplificadas das equações (1) a (4) e (6) a (8), assim como na resposta de simulação a partir da modelação computacional e nos resultados dos ensaios experimentais realizados. Denota-se que, embora experimentalmente existam flutuações de pressão, os melhores ajustamentos verificam-se para os resultados do modelo computacional (OD) e da equação (8).

QUADRO 1 – Análise comparativa entre formulações simplificadas, modelo computacional e valores experimentais.

Formulação	DH_M/H_b
Lein com $K_C = 1,3$ a $1,8$	0,18 a 0,25
Michaud	0,28
Equação (8)	0,35
Modelo computacional (OD)	0,38
Experimental *	0,34 a 0,40

* atendendo às flutuações de pressão verificadas

O modelo (OD) fornece valores da cota piezométrica a montante do distribuidor ($H1/H_0$), uma vez que é aí que se detectam os valores máximos a adoptar no dimensionamento do sistema, enquanto que, na componente experimental, é, ainda, possível visualizar o que se passa entre o distribuidor e a roda ($H2/H_0$), onde são também visíveis maiores flutuações de pressão, certamente relacionadas com o tipo de roda, velocidade de rotação, vibrações induzidas e formação de vórtices no difusor da turbina (Figura 4), para condições de operação fora do ponto normal de funcionamento.

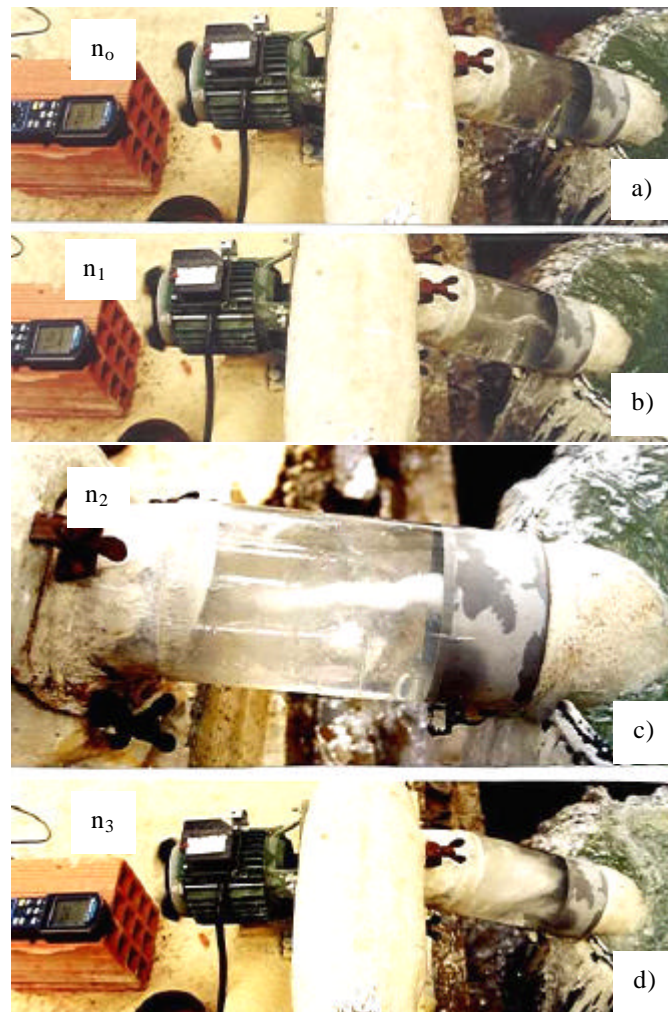


Figura 4 – Ocorrência de vórtices na turbina Francis com $n_s = 140$ r.p.m. para condições de funcionamento fora do ponto normal. Distribuidor totalmente aberto e aumento da velocidade de rotação, n , do grupo; a) $n=n_0$ – sem vórtice; b) $n_1>n_0$ – início da formação de vórtice com trajectória helicoidal; c) $n_2>n_1$ – vórtice bem definido em toda a extensão; d) $n_3>n_2$ – vórtice ocupando quase toda a largura do difusor da turbina.

Na Figura 4, entre a situação a) e d) verifica-se o aumento da velocidade de rotação da turbina e consequentemente do volume ocupado pelo vórtice, igualmente associado a um aumento de ruído e de vibrações.

Uma vez verificado que, para este tipo de roda, o fenómeno que condiciona o valor da sobrepressão máxima é o embalamento do grupo, a análise que se apresenta em seguida irá incidir exclusivamente no controlo deste efeito, tendo-se seleccionado dispositivos de protecção que conduzam a soluções ambientalmente e economicamente mais aceitáveis em pequenos aproveitamentos hidroeléctricos.

4.3. Sistema com protecção

O controlo do comportamento dinâmico do sistema provocado pelas condições de embalamento pode ser conseguido através da actuação em certos parâmetros característicos, nomeadamente (Figura 5): i) na sobrevelocidade do grupo (devido ao aumento repentino da velocidade de rotação), através da instalação de um volante de inércia entre a turbina e o gerador; ii) na sobrepressão induzida (pela redução repentina de caudal), prevendo-se a instalação em paralelo (by-pass) ao grupo, de uma válvula (ou bateria de válvulas) de alívio (descarga automática ou síncrona com a saída de serviço do grupo), que permita uma descarga automática e o conseqüente alívio dos valores de pressão.

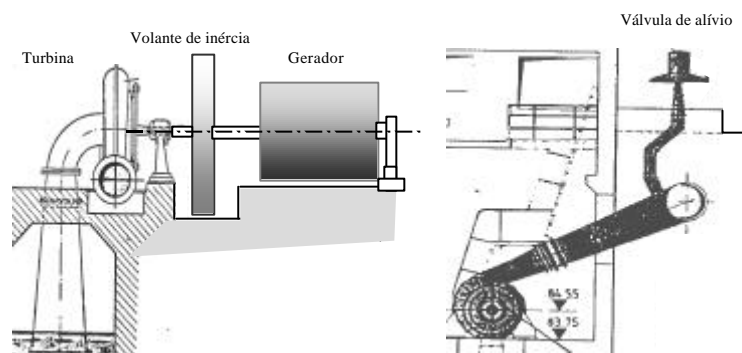


Figura 5 – Esquemas da instalação de dispositivos de protecção do tipo volante de inércia e válvula de alívio.

Embora não fazendo parte do objectivo deste estudo discutir critérios de dimensionamento para os possíveis dispositivos de protecção a adoptar neste tipo de circuitos, que obrigaria a uma análise exaustiva de diferentes características de sistemas, pretende-se mostrar possíveis alternativas à protecção clássica e as respostas típicas de cada solução. Enquanto que uma chaminé de equilíbrio (como dispositivo clássico de protecção), com capacidade de armazenamento, é capaz de absorver o excesso de energia elástica do escoamento, um volante de inércia vai aumentar a inércia total do grupo e, como consequência, aumenta o tempo de aceleração evitando, assim, um aumento excessivo da velocidade de rotação (Figura 6), uma válvula de alívio vai controlar a pressão máxima atingida, limitando-a a um determinado valor, à custa de uma descarga quase instantânea de caudal (Figura 7). Como consequência das características das turbinas Francis com baixo valor do número específico de rotações, o caudal turbinado, em condições de embalamento, é rapidamente reduzido ($Q_E/Q_0 < 1$)

induzindo uma significativa sobrepressão depois da rejeição de carga, ocorrendo mesmo antes do fecho completo do distribuidor. Deste modo, o fechamento do distribuidor pode contribuir, mas não é certamente o causador da sobrepressão mais desfavorável, o que acontece em rodas do tipo radial, que parecem provocar um efeito de parede, induzido pela força centrífuga, que se opõe à entrada do escoamento na roda, provocando uma redução significativa do caudal turbinado (até $\approx 60\%$ do caudal nominal (ou $Q_E/Q_o = 0.4$) para $n_s < 100$ r.p.m. (m, kW)).

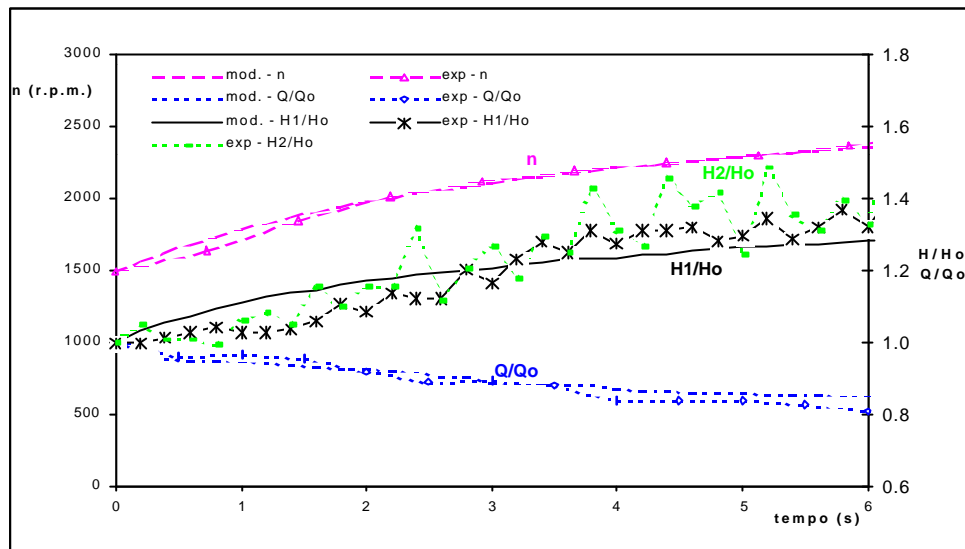


Figura 6 – Resposta típica de um sistema equipado com volante de inércia e turbina com $n_s = 140$ r.p.m..
 Comparação entre ensaios experimentais e simulações computacionais.

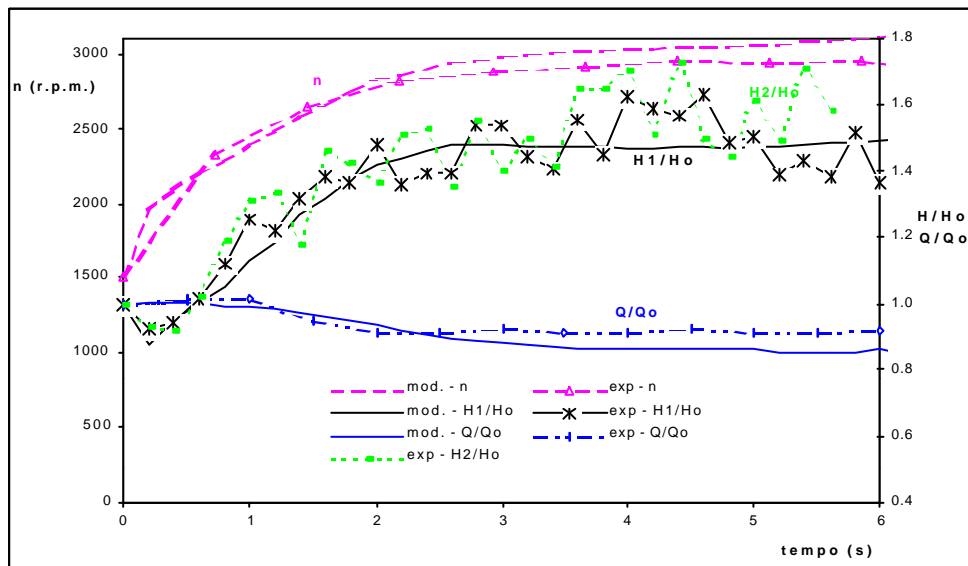


Figura 7 – Resposta típica de um sistema equipado com válvula de alívio e turbina com $n_s = 140$ r.p.m..
 Comparação entre ensaios experimentais e simulações computacionais.

Com o volante de inércia, a variação da velocidade de rotação dá-se mais lentamente, atingindo-se o embalamento numa duração maior, evitando, assim, uma redução repentina de caudal provocada pela sobrevelocidade nos primeiros segundos, que poderia transformar uma manobra lenta em rápida, com as inevitáveis consequências. Por outro lado, a válvula de alívio permite atenuar a sobrepressão máxima, podendo provocar até uma depressão induzida pela descarga de caudal através da abertura rápida e por conseguinte o aumento do caudal no circuito principal.

Como resultado da análise das Figuras 3, 6 e 7 apresenta-se no Quadro 2 a comparação entre os principais parâmetros característicos do comportamento do grupo ensaiado em laboratório, para dois instantes (i.e. $t = 0,5$ e $1,5$ s) e para o circuito hidráulico sem e com protecção (i.e. turbina munida de volante de inércia ou circuito com válvula de alívio instalada em paralelo à turbina). Dependente das características específicas de cada dispositivo adoptado, é visível, no mesmo quadro, a maior ou menor influência (i.e. em dissipação e duração) que cada dispositivo apresenta no controlo da saída de serviço do grupo.

QUADRO 2 – Análise comparativa entre resultados experimentais durante o embalamento, para circuito sem protecção, com volante de inércia e válvula de alívio.

Result. Exp. Circuito	t = 0,5 s			t = 1,5 s		
	H/Ho	Q/Qo	n	H/Ho	Q/Qo	n
sem protecção	1,60	0,89	2479	1,40	0,62	2700
com vol. inércia	1,03	0,96	1628	1,06	0,96	1854
com válv. alívio	0,98	1,02	2196	1,37	0,95	2649

Conforme se apresentou, neste tipo de turbinas, estes dispositivos permitem controlar de forma eficaz os efeitos hidroelásticos, que são em geral dominados pelas condições de embalamento. A lei de fechamento do distribuidor é definida e controlada por forma a que a sobrepressão máxima, majorada dos coeficientes de segurança, se situe sempre abaixo do limite máximo de resistência das condutas, que constituem o circuito hidráulico, e do equipamento da central.

Salienta-se, ainda, que os fenómenos descritos não ocorrem com turbinas de reacção do tipo axial, ou com elevado valor do número específico de rotações, cujo caudal aumenta sob condições de embalamento ($Q_E/Q_o > 1$) como que existindo um efeito de sucção que, por sua vez, está associado à respectiva configuração da roda (i.e. tipo hélice).

4.4. Análise das flutuações de pressão

De acordo com as Figuras 3, 6 e 7, os valores experimentais da variação de cota piezométrica (H1 e H2) apresentam flutuações associadas a dois tipos de regime (RAABE (1985), RAMOS (1995)): i) transitório, caracterizado pelo efeito do golpe de aríete, sempre que existe variação de caudal no sistema; ii) regime variável estacionário induzido pela perturbação permanente de outras causas e que pode conduzir a resultados imprecisos. Deste modo é importante tentar perceber os diferentes tipos de perturbação associados à ocorrência de flutuações de pressão em circuitos hidroelétricos mediante uma análise no domínio do tempo e no domínio da frequência.

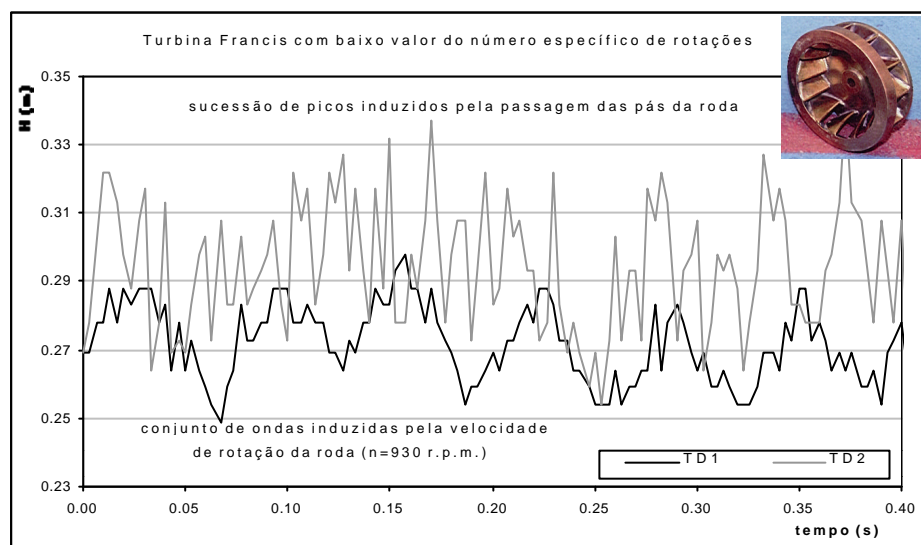


Figura 8 – Análise das flutuações de pressão em regime permanente no domínio do tempo.

Para efeitos práticos e do ponto de vista da análise física dos fenómenos, a análise no domínio do tempo é mais comum. Na Figura 8 através das medições do transdutor TD1 é notório o período associado à velocidade de rotação da roda, e em ambos (TD1 e TD2) a respectiva influência da passagem das pás da roda no escoamento para a turbina.

No entanto, a análise espectral é mais precisa, embora necessite de uma elevada frequência de aquisição, que, neste caso, foi estabelecida em 300 Hz, em função da capacidade do equipamento de medição. Aos valores obtidos procedeu-se à aplicação da transformada de Fourier (FFT – Fast Fourier Transform) por forma a analisar o espectro de energia associado a cada frequência de onda, permitindo, assim, detectar as perturbações estacionárias com um determinado período associado. A frequência de Nyquist ($f_N = 1/(2 \Delta t)$, com $\Delta t = 1/300$ no caso de estudo) é a frequência sinusoidal mais elevada que é possível captar.

A análise espectral apresentada na Figura 9 permite obter a energia associada a cada frequência de onda, identificar vários tipos de perturbações e respectiva importância nas flutuações detectadas. Os principais factores a ter em conta são: ondas reflectidas por variação de diâmetro da tubagem, velocidade de rotação da roda, número e tipo de pás da roda, eventual aparecimento de vórtice no difusor (e.g. induzido pelo aumento de velocidade de rotação - em condições de embalamento), vibrações estruturais, entre outros.

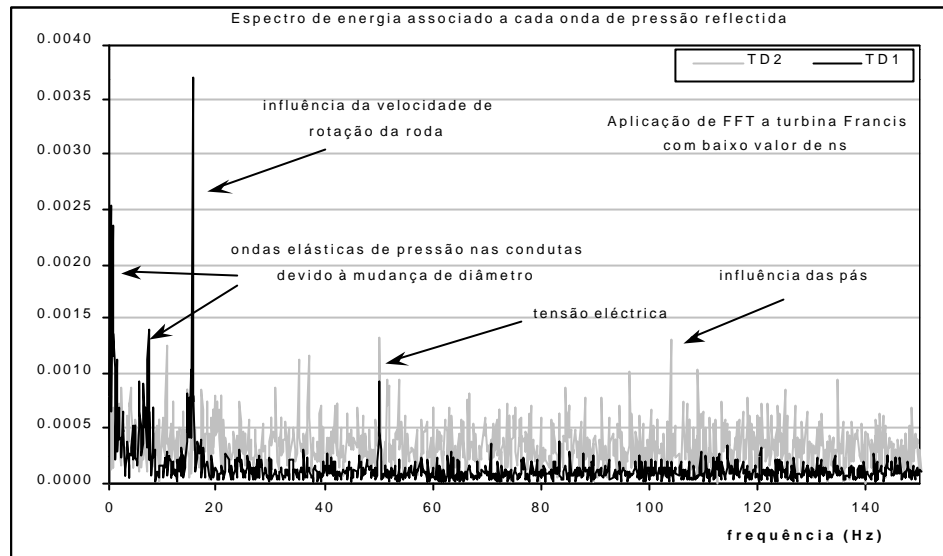


Figura 9 – Análise das flutuações de pressão em regime permanente no domínio da frequência.

Verificou-se, ainda experimentalmente, que ao considerar uma roda axial em vez de radial, o efeito da rotação da roda e a interferência da passagem das pás no escoamento deixavam de ser tão significativos. O interesse desta análise permitiu compreender a existência de flutuações de pressão ao longo das medições, sem que houvesse uma causa evidente, mas que em termos de comparação de resultados entre diferentes situações ou de atribuição de valores máximos atingíveis, é necessário ter presente.

5. CONCLUSÕES

A análise dos efeitos induzidos por turbinas de reacção exigiu a modelação física, em laboratório, e computacional, em modelo matemático, para melhor compreensão dos fenómenos intervenientes e que podem condicionar o projecto em termos de segurança e operacionalidade do sistema. O critério de semelhança utilizado neste estudo está de acordo com a resposta dinâmica obtida em protótipos de pequenos aproveitamentos hidroeléctricos existentes.

Na análise apresentada foi dado particular ênfase aos hidrotansitórios induzidos pela sobrevelocidade de turbogeradores de turbinas de reacção de pequena inércia e baixo valor do número específico de

rotações ($n_s < 200$ r.p.m.), uma vez que são estas turbinas que conduzem a valores extremos de sobrepressão que podem condicionar o dimensionamento do circuito hidráulico.

As comparações efectuadas entre os resultados experimentais e a modelação computacional permitiu validar e verificar o modelo desenvolvido (embora também se tivessem utilizado ensaios em protótipo que não constam deste estudo) tornando-o mais robusto e fiável. Nos dias de hoje, a modelação computacional constitui uma ferramenta importantíssima na análise de diferentes cenários, alternativas e tomadas de decisão relativamente à melhor solução, que em condições de projecto, e sendo o orçamento deste tipo de empreendimentos muito reduzido, não possibilitaria a recorrência a ensaios em laboratório.

A análise temporal das perturbações que influenciam a variação de pressão no circuito hidráulico é uma forma expedita do ponto de vista da física dos fenómenos, porque permite uma mais fácil caracterização, embora a utilização da análise espectral conduza a uma melhor identificação, de forma inequívoca, quanto à significância e magnitude das respectivas perturbações.

AGRADECIMENTOS

A execução do trabalho de laboratório contou com o apoio do LNEC através da cedência das suas instalações.

BIBLIOGRAFIA

- ALMEIDA, A. B., RAMOS, H., (1996) - *Hydraulic Transients in SHP Systems*. ESHA (European Small Hydropower Association) No 17, pp 34-37.
- BAHAMONDE, R. (1991)- *Predicting the Least Closing Time of Hydraulic Turbines*. Water Power & Dam Construction, pp. 43-47.
- BOLDY, A.P. (1976) – *Waterhammer Analysis in Hydroelectric Pumped Storage Installations*, 2nd International Conference on Pressure Surges, BHRA, London, paper B1.
- CHAUDHRY, M.H. (1987) - *Applied Hydraulic Transients*. Second Edition. Van Nostrand Reinhold Company.
- DAHLBACK, N. (1986) - *Detailed Studies of Pressure Transients at Load Rejection of a Water Power Plant*. 5th International Conference on Pressure Surges. Hannover, F.R. Germany: 22-24, September.
- JACOB, TH. (1994) - *Similitude in Stability of Operation Tests for Francis Turbines*. Hydropower & Dams, January.

- LEIN, G. (1965)- *The Influence of Waterhammer on the Design and Operation of Pumped Storage Plants*. Proceedings of the International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, ASME, pp.96-122.
- RAABE, J. (1985)- *HydroPower: the design, use, and function of hydromechanical, hydraulic and electrical equipment*. Dusseldorf. VDI - Verlag.
- RAMOS, H. (1995) – *Simulação e Controlo de Transitórios Hidráulicos em Pequenos Aproveitamentos Hidroeléctricos. Modelação e análise dos efeitos induzidos pela sobrevelocidade de turbogeradores*. Tese de doutoramento (PhD), IST, UTL, Lisboa.
- RAMOS, H., ALMEIDA, A.B., PORTELA, M.M., ALMEIDA, H. Pires (2000) – *Guidelines for Design of Small Hydropower Plants*. North Ireland.
- RAMOS, H., ALMEIDA, A.B. (2001) – *Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high or medium heads of small hydropower schemes*. Journal of hydraulic Research, IAHR, Vol.39, No. 4.
- TAULAN, J.P. (1983)- *Pressure Surges in Hydroelectric Installations: Peculiar Effects of Low Specific Speed Turbine Characteristics*, 4th International Conference on Pressure Surges, BHRA, Bath, paper H2.
- THORLEY, A.R.D. e CHAUDRY, A. (1996) – *Pump Characteristics for Transient Flow Analysis*. 7th International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels. BhrGroup, 19 Publication, pp. 461-475.
- WYLIE, E., STREETER, V. (1993) - *Fluid Transients in Systems*. Prentice Hall.

Simbologia

- BH binário hidráulico ou motor (N.m);
- E_c escala da celeridade das ondas elásticas (-);
- E_I escala da inércia das massas girantes (-);
- E_L escala geométrica (-);
- E_M escala da massa (-);
- E_P escala da potência (-);
- E_Q escala do caudal (-);
- E_t escala do tempo (-).
- E_v escala da velocidade de escoamento (-);
- g aceleração da gravidade (m/s^2);
- H_o queda dos melhores rendimentos (m);

H_1	cota piezométrica no transdutor TD1 (m);
H_2	cota piezométrica no transdutor TD2 (m);
H_b	queda bruta (m);
I	momento polar de inércia das massas girantes (kg m^2);
K_c	factor variável que depende do tipo de turbina ou do número específico de rotações, n_s (-);
L	comprimento da conduta forçada (m);
n	velocidade de rotação (r.p.m.);
n_o	velocidade de rotação nominal (r.p.m.);
n_s	número específico de rotações em m, kW (r.p.m.);
P_o	potência máxima para a queda útil dos melhores rendimentos (kW);
Q	caudal (m^3/s);
Q_o	caudal nominal (m^3/s);
Q_E	caudal em condições de embalamento (m^3/s);
T_C	duração da manobra de obturação (s);
T_E	tempo de reflexão elástica (s);
T_m	tempo de arranque dos grupos (s);
T_W	tempo de inércia da coluna líquida (s);
V	velocidade média do escoamento (m/s);
α_R	coeficiente de caudal (-);
β_R	coeficiente de velocidade (-);
ΔH_M	sobrepressão máxima (m).