

Recuperação de energia de baixa queda: turbina hélice tubular com 5 pás

Low-head energy recovery: tubular propeller with 5 blades

Simão, M.^a, Ramos, H.M.^b 

^a Departamento de Engenharia Civil, Arquitetura e Georrecursos (DECivil), membro do CERis, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Portugal.
E-mail: m.c.madeira.simao@tecnico.ulisboa.pt

^b Departamento de Engenharia Civil, Arquitetura e Georrecursos (DECivil), membro do CERis, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Portugal.
E-mail: helena.amos@tecnico.ulisboa.pt

Recibido: 04/05/2020

Aceptado: 14/07/2020

Publicado: 31/10/2020

Citar como: Simão, M., Ramos, H.M. 2020. Low-head energy recovery: tubular propeller with 5 blades. *Ingeniería del agua*, 24(4), 285-294. <https://doi.org/10.4995/ia.2020.13636>

RESUMO

Os sistemas de abastecimento, distribuição e drenagem do setor da água são um dos principais tipos de sistemas hidráulicos artificiais com potencial para a instalação de micro-hídricas. Apesar de existirem algumas aplicações de mini-hidroeletricidade nas condutas de adução, as redes de distribuição de águas urbanas e de rega continuam a ser pouco exploradas. Desta forma, com o objetivo de aproveitar o potencial energético, estudou-se uma turbina hélice tubular com 5 pás inicialmente desenvolvida no âmbito do projeto europeu HYLOW em 2008 e testada em HES-SO Valais. Modelações numéricas foram efetuadas por forma a avaliar o comportamento do fluido no interior da turbina. As simulações apresentaram uma boa aproximação com os ensaios experimentais, com valores de desvio abaixo dos 5%.

Palavras chave | recuperação de energia, ensaios experimentais, CFD, modelação computacional.

ABSTRACT

Water supply, distribution and drainage systems are one of the main types of artificial hydraulic systems with potential for the installation of micro-turbines. Although there are some mini-hydropower applications in pipe systems, urban water and irrigation networks are still under-exploited. Thus, in order to exploit the energy potential, a 5-blade tubular propeller turbine, initially developed as part of the European HYLOW project in 2008 and tested in HES-SO Valais, was studied. Numerical models were performed to evaluate the behavior of the flow inside the turbine. The simulations presented a good approximation with the experimental tests, with deviation values below 5%.

Key words | energy recovery, experimental tests, CFD, computational modeling.

INTRODUÇÃO

A energia hidroelétrica de pequena escala tem vindo a surgir como fonte descentralizada para satisfazer a procura local de eletricidade, o que torna prioritária a conceção de sistemas eficientes, não poluidores, económicos e diversificados que permitam uma gestão integrada e racionalizada de recursos. O interesse em micro-hídricas, com potências instaladas abaixo dos 100 kW, tem vindo a aumentar, uma vez que esta é uma solução com baixo impacto ambiental e com potencial para ser utilizada em diferentes tipos de instalação (Samora et al., 2016a). No entanto, as tecnologias disponíveis para a exploração de energia a esta escala são ainda limitadas, sendo atualmente temas de investigação (Ramos et al., 2009).

Em função das condições locais, é possível avaliar e propor soluções de unidades de instalação de micro-hídricas. O potencial hídrico de um local, i.e., a potência mecânica para se transformar em elétrica, que se poderá retirar do aproveitamento hídrico deverá ser avaliado segundo dois fatores fundamentais: a queda disponível e o caudal (Ramos et al., 2013). Há uma tendência de pouca viabilidade para os pequenos aproveitamentos hídricos, mas é possível inverter este “estatuto” com o aperfeiçoamento de técnicas construtivas, automação e eletrónica nos equipamentos (Paish, 2002).

Em sistemas de abastecimento e distribuição de água, o uso de válvulas reductoras de pressão (VRP) ou a inserção de reservatórios visa a uniformização, controlo e redução de pressões, promovendo uma perda de carga localizada que dissipa a energia hidráulica presente através da redução dos valores de pressão a jusante (Luna-Ramírez et al., 2016). A utilização de microturbinas surge como uma alternativa sustentável para o controlo de pressões e, simultaneamente, para a produção de energia elétrica. Trata-se de um método de mitigação para controlar as perdas referidas convergindo no âmbito da eficiência energética (Williamson et al., 2014; Coelho e Andrade-Campos, 2014; Abbasi, 2011).

Na perspetiva de avaliar o potencial energético nas redes do setor da água, o presente trabalho sugere o uso de microturbinas em substituição das VRP ou à entrada de reservatórios (Carravetta et al., 2012; Caxaria et al., 2011). Deste modo, apresenta-se um esquema de microturbinas, baseado numa turbina hélice, desenvolvida especificamente para este tipo de instalação.

MATERIAIS E MÉTODOS

Ensaio experimentais

A turbina hélice com 85 mm de diâmetro foi testada para diversas gamas de caudais e binários (i.e., velocidades de rotação) de forma a avaliar o seu desempenho e obter diagramas em colina. Na Figura 1 apresenta-se a configuração experimental, onde

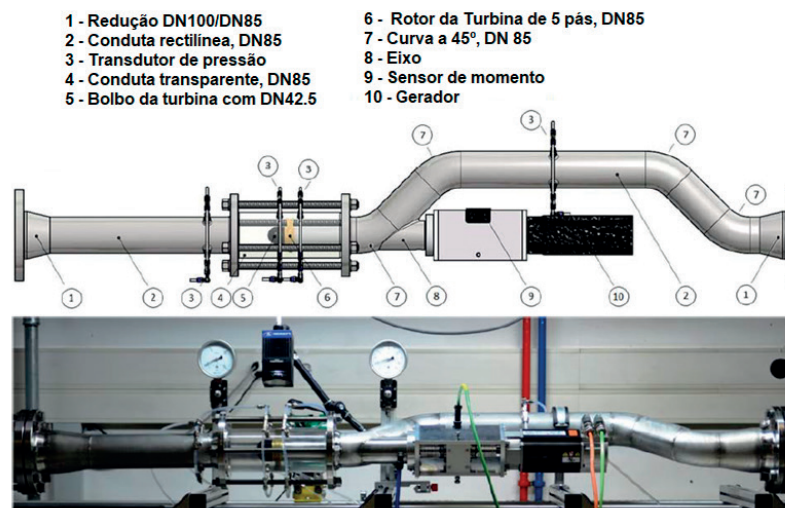


Figura 1 | Configuração experimental: componentes (em cima) e instalação (em baixo).

se introduziu a turbina a montante da curva para garantir uma distribuição uniforme da velocidade de fluxo e, conseqüentemente, reduzir as perdas por atrito. Foram instalados quatro transdutores de pressão, com precisões entre 0.05% e 0.5%, a montante da curva, dois imediatamente a montante e a jusante do rotor e o último a jusante da curva. O caudal foi medido usando um medidor eletromagnético com 0.5% de precisão. Um gerador magnético permanente com 1.23 kW e velocidade máxima de 4880 rpm foi utilizado para impor as diferentes velocidades de rotação. O binário ou momento foi medido com um sensor de precisão 1% e com uma escala de -4 a 4 Nm. Toda a instrumentação foi calibrada antes dos ensaios (Samora et al., 2016a).

Desta forma, para avaliar o desempenho da turbina, foram realizadas medições na instalação cobrindo a gama de caudais compreendidos entre 5 e 50 m^3/h mantendo constante a velocidade de rotação. Para cada valor de velocidade de rotação imposto, entre 50 e 2750 rpm, o caudal foi variando progressivamente gerando diferentes pontos de caudal, pressão e binário (Samora et al., 2016b).

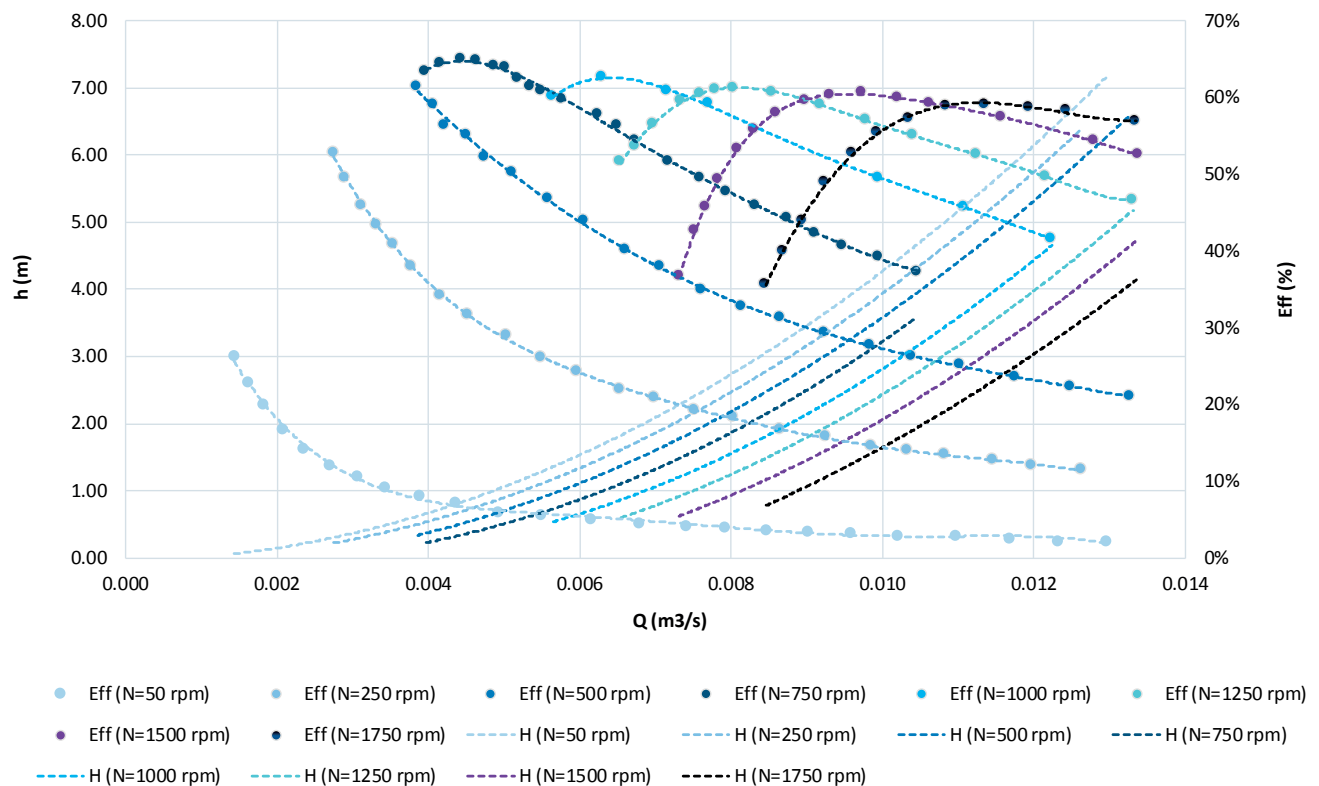


Figura 2 | Resultados experimentais para diferentes velocidades de rotação.

Os resultados experimentais evidenciam rendimentos da turbina de cerca de 60% para baixas quedas. Para uma velocidade de rotação fixa, a eficiência aumenta rapidamente com o aumento do caudal até atingir o seu máximo, começando, em seguida, a diminuir lentamente (Elbatran et al., 2015). No entanto, a potência mecânica aumenta com o aumento do caudal, o que significa que o aumento da queda compensa a diminuição da eficiência (Aggidis, 2014).

Através dos dados experimentais, foi possível obter por interpolação os diagramas em colina referente à turbina com 5 pás. Na Figura 3 (a), apresenta-se o diagrama em colina que relaciona o fluxo, com a velocidade de rotação e com a eficiência, onde se verificou que um pico de eficiência entre 750 e 1000 rpm, para vazões entre 0.004 e 0.007 m^3/s . A Figura 3 (b) apresenta a relação entre o fluxo, a queda e a eficiência, mostrando que o pico referente à mesma gama de caudais ocorre para uma queda abaixo dos 2 m.

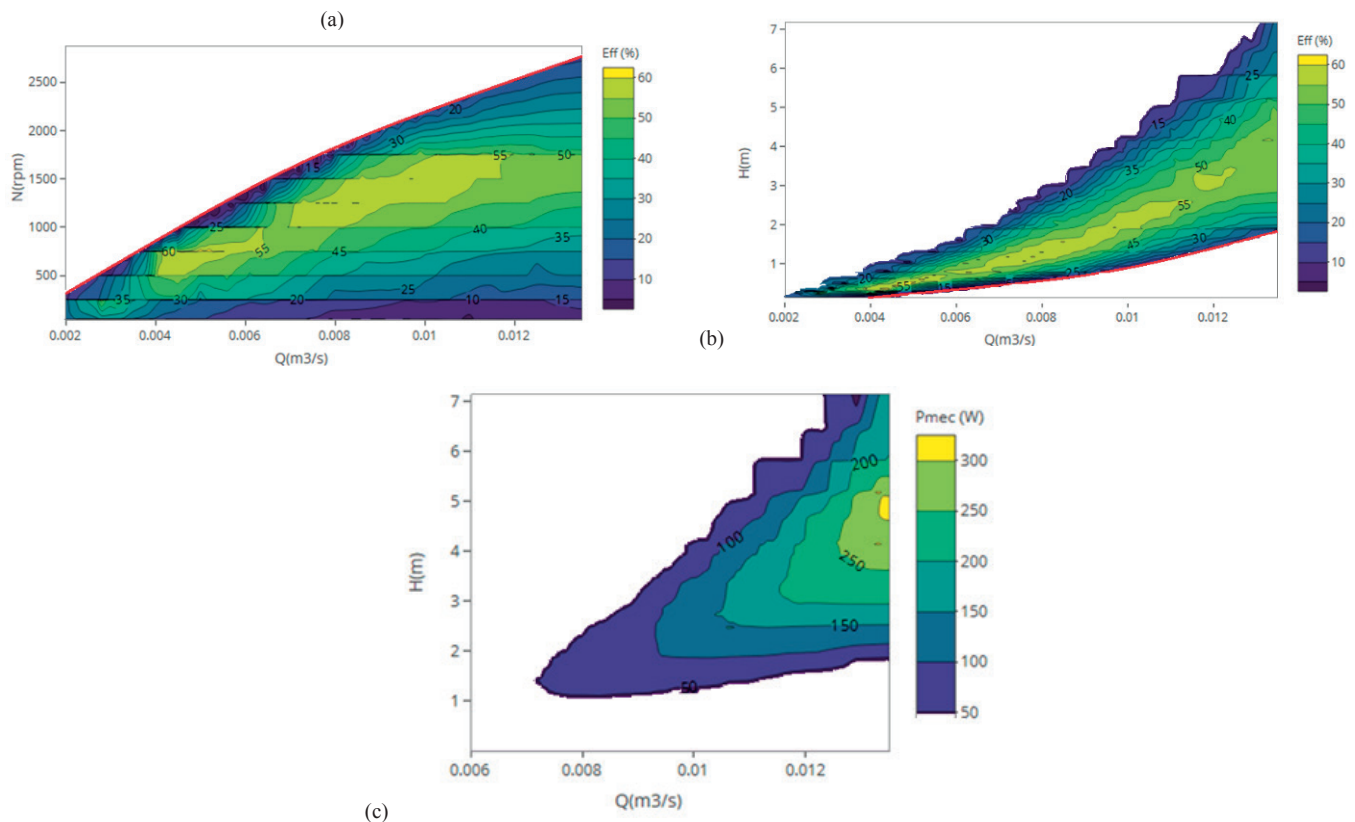


Figura 3 | Diagramas em colina: (a) Eficiência em função do caudal e da velocidade de rotação; (b) Eficiência em função do caudal e da queda; (c) Potência mecânica em função do caudal e da queda.

O ponto ótimo de funcionamento corresponde a uma eficiência de cerca de 64%, para uma velocidade de rotação de 750 rpm, caudal de $0.0044 \text{ m}^3/\text{s}$ e queda de 0.34 m. A potência mecânica máxima medida foi de cerca de 330 W, para um fluxo máximo de $0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, queda de 4.8 m, para uma velocidade de rotação de 1500 rpm (Figura 3 (c)).

Realizaram-se ainda medições adicionais em condições de embalamento da turbina, onde o gerador foi fisicamente separado para eliminar qualquer tipo de atrito suplementar. Nestas condições, nenhuma potência é produzida e a velocidade de rotação aumenta com o caudal. É imperativo conhecer a velocidade de rotação da turbina nestas condições ao selecionar o tipo de gerador. Estes resultados podem ser visíveis nas Figuras 3 (a) e (b) pela linha vermelha.

Modelação matemática

Atendendo aos resultados experimentais obtidos, procedeu-se à calibração e validação do modelo numérico COMSOL-Multiphysics. No entanto, é necessário definir corretamente as características da malha de forma a evitar erros de modelação. Assim, inicialmente a malha de elementos finitos foi gerada automaticamente pelo modelo. Para cada resolução existe um número de unidades geométricas tridimensionais que preenchem a geometria em questão, ou seja, quanto mais refinada a malha, maior a quantidade de unidades tridimensionais ou elementos (Heller, 2011; Simão et al., 2017; Ayli et al., 2016). No intuito de justificar a escolha do tipo de malha utilizada, consideraram-se três tipos de malhas: normal, fina e extrafina. Começando inicialmente por uma malha normal, o modelo detetou uma baixa qualidade nos elementos, pelo que se procedeu ao refinamento da malha, até que a qualidade dos elementos se situasse acima dos 70%. Assim, obteve-se uma malha final com cerca de 560780 elementos.

As simulações de CFD são realizadas por meio de soluções iterativas das equações da conservação de massa e de momento, em cada elemento da malha. Estas iterações devem ser repetidas até que se obtenham resultados que respeitem, da melhor forma

possível, o princípio de conservação em todas os elementos. Este processo torna-se convergente assim que o critério de convergência é obtido, i.e., que a diferença entre a massa e o momento, que entram e que deixam cada elemento, seja igual ou inferior a 10^{-4} (Biner et al., 2015).

Na modelação, utilizou-se ainda como modelo de turbulência o modelo k- ϵ . Este modelo utiliza as equações de Navier-Stokes como base de cálculo para efetuar as simulações. O modelo de turbulência k- ϵ é um dos modelos mais utilizados na indústria, com duas equações adicionais de transporte e duas variáveis dependentes: a energia cinética turbulenta, k, e a taxa de dissipação da energia turbulenta, ϵ (Corcoran et al., 2015).

Apesar de se considerar a mesma quantidade de elementos finitos, são necessárias equações complementares para obter um resultado mais preciso, quando ocorrem efeitos de turbulência durante o escoamento. Assim utilizou-se o modelo Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS). De facto, quando o escoamento se torna turbulento, todas as quantidades a serem medidas flutuam no tempo e no espaço. Pelo que, a obtenção de cálculos com elevada precisão, geralmente não compensa o esforço computacional para se obter informações detalhadas sobre essas variações. Desta forma, a média dos valores calculados torna-se suficiente para obter boas aproximações sobre o escoamento, e por esse motivo se utilizou o modelo RANS nas simulações do escoamento de fluidos incompressíveis e turbulentos (Simão et al., 2017; Elbatran et al., 2015).

Por fim, definiram-se as condições de fronteira no modelo, onde se impôs à entrada e à saída as pressões registadas nos transdutores (Ramos et al., 2013), nas fronteiras identificadas por Face 1 e Face 2, e cada uma das velocidades de rotação impostas no volume ocupado pela turbina (Figura 4).

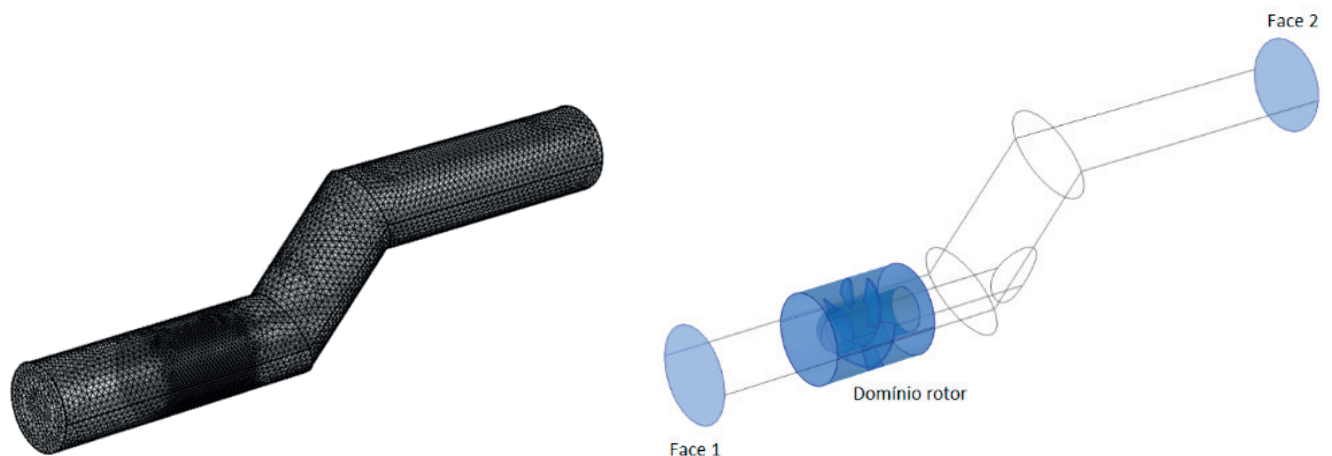


Figura 4 | Definições da malha e das condições de fronteira.

A partir das condições de fronteira e após validado o modelo, obtiveram-se os digramas em colina para a mesma gama de caudais (Figura 5). A potência mecânica máxima obtida foi cerca de 350 W, para um caudal máximo de $0.014 \text{ m}^3/\text{s}$ e 5 m de queda referente a uma velocidade de rotação de 1500 rpm. O ponto ótimo de funcionamento corresponde a uma eficiência de cerca de 68%, para uma velocidade de rotação de 750 rpm, caudal de $0.005 \text{ m}^3/\text{s}$ e queda de 0.17 m.

Através do modelo CFD, foi possível obter as linhas de corrente no interior da turbina (Figura 6 (a)) e ao longo do sistema (Figura 6 (b)), as pressões totais na instalação (Figura 7 (b)), bem como a turbulência (Figura 7 (b)), i.e., incluindo a distribuição das tensões de corte (Ramos et al., 2009).

Analisando a Figura 6 (b) observa-se que no centro do rotor a velocidade é praticamente nula, mas nas extremidades esta velocidade começa a ter um aumento gradual em função da proximidade com as pás do rotor. Pode-se verificar que nas regiões junto ao bordo livre do perfil das pás a velocidade aumenta, variando entre 1.2 a 2 m/s, consoante a velocidade de rotação (Figura 6 (a)). Verifica-se, ainda, que em algumas zonas da tubagem, a jusante da turbina, a velocidade oscila entre 0 e 1.4 m/s

em função da criação de vórtices que acabam por tornar nula a velocidade nestes pontos, dada a configuração da instalação, sem prejuízo de perdas significativas, mas possibilitando a fácil instalação numa conduta com saída para o gerador que se situa no seu exterior.

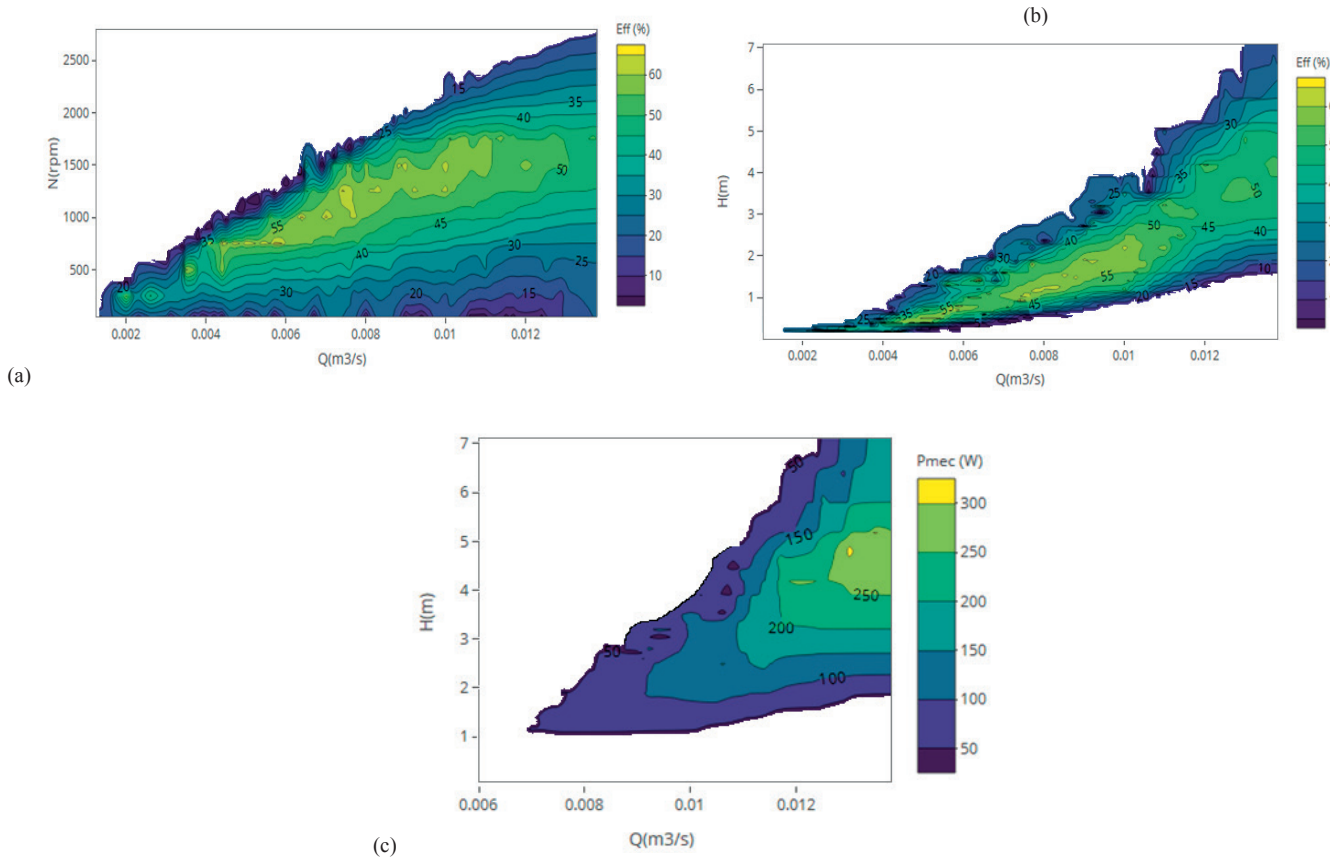


Figura 5 | Diagramas em colina: (a) Eficiência em função do caudal e da velocidade de rotação; (b) Eficiência em função do caudal e da queda; (c) Potência mecânica em função do caudal e da queda.

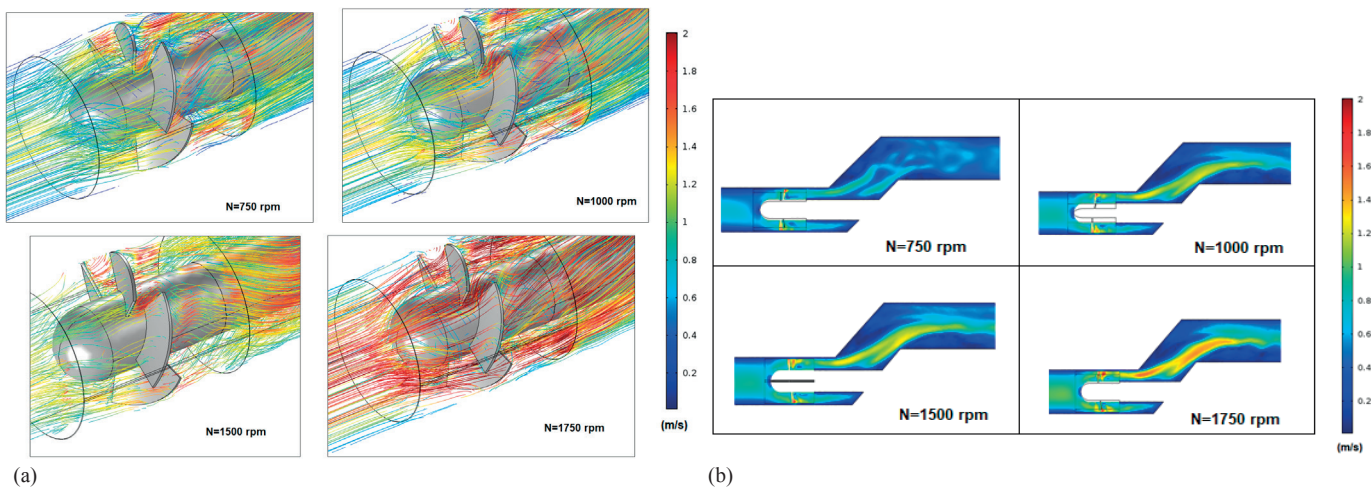


Figura 6 | Linhas de corrente no interior da turbina (a) e campo de velocidades (b).

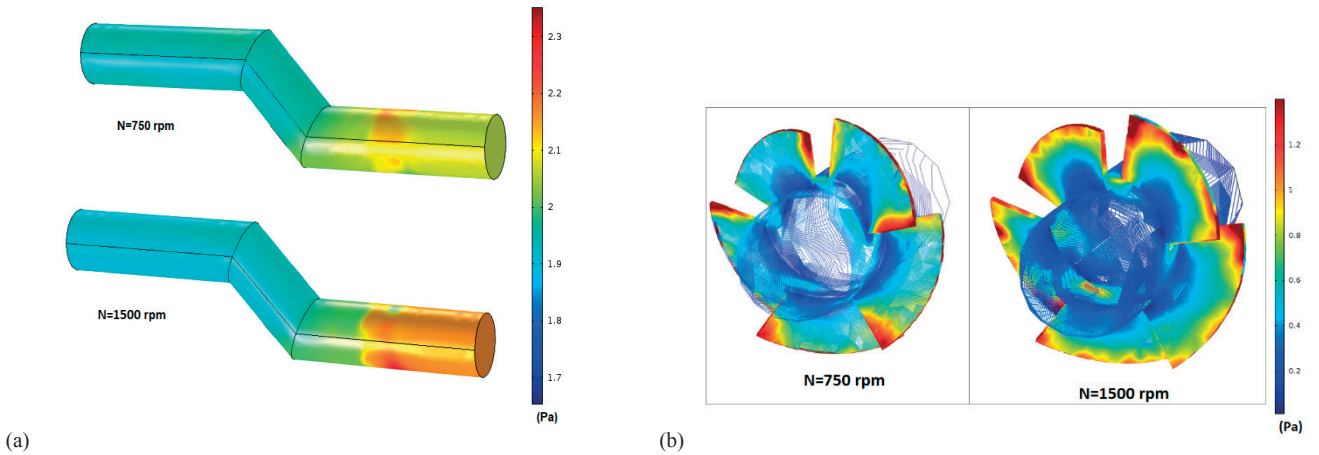


Figura 7 | Contornos de pressão (a) e tensões de corte no rotor (b).

A Figura 7 mostra as tensões de corte para o cenário mais crítico das forças e dos momentos transmitidos na turbina para uma velocidade de rotação de 1500 rpm. A estrutura do rotor encontra-se mais solicitada na região junto ao bordo das pás e na conexão entre o bolbo e as pás verifica-se uma menor concentração de tensões. Isto se deve aos pontos de fuga entre as pás e a conduta.

Por fim, foram obtidas as curvas características da turbina por modelação matemática, conforme apresentado na Figura 8.

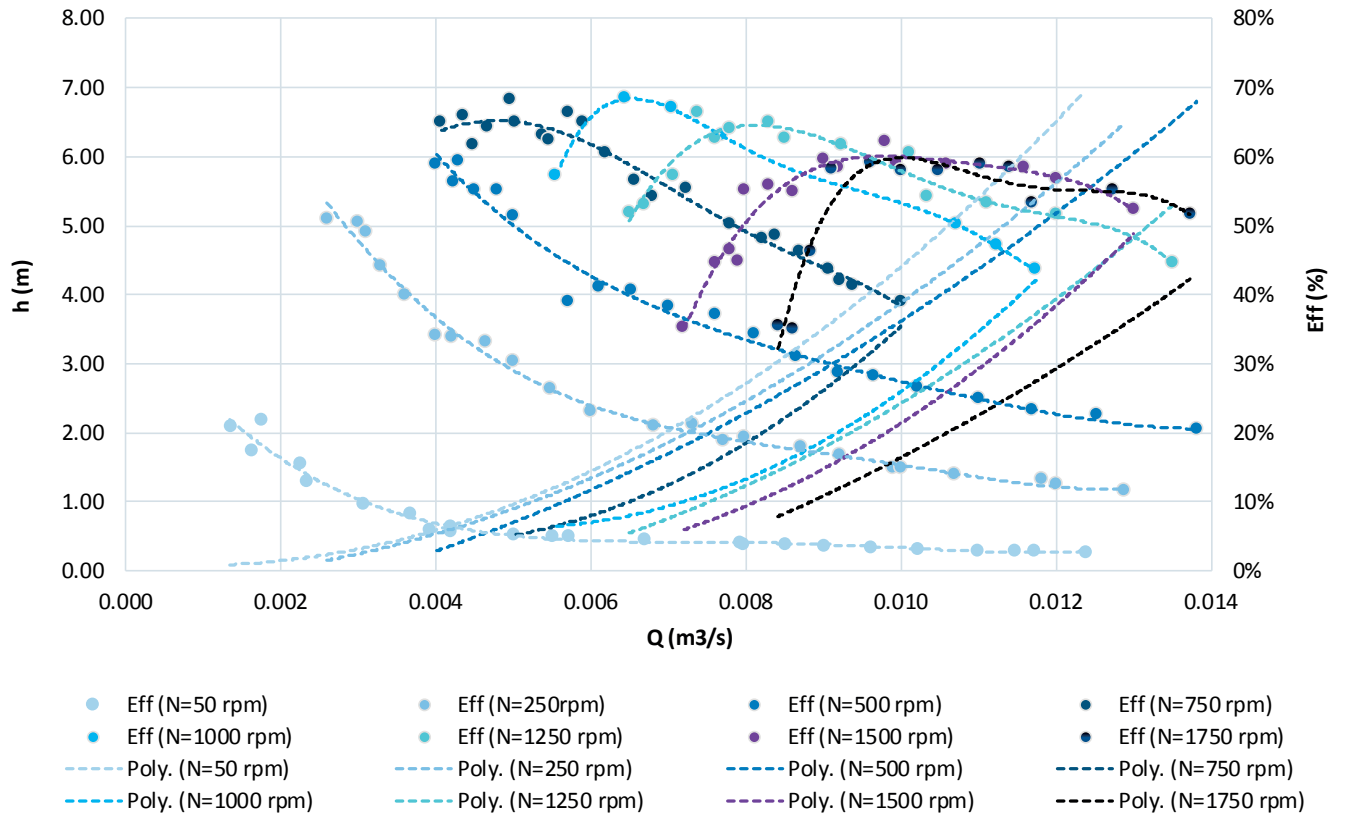


Figura 8 | Curvas características da turbina obtidas por modelação matemática.

COMPARAÇÃO

Atendendo à Figura 9, o modelo foi capaz de prever, de forma bastante sustentada, as curvas características, sobrestimando em parte a eficiência por não se conseguir traduzir no modelo os efeitos de atrito mecânico nos elementos de rotação, onde alguns detalhes foram aproximados no CFD, pelo que, a comparação deve ser efetuada com parcimónia. Contudo, o modelo CFD apresenta uma excelente opção para extrapolar resultados sobre o comportamento do fluido e do sistema como um todo, permitindo estudar as interações fluido-estrutura daí resultantes.

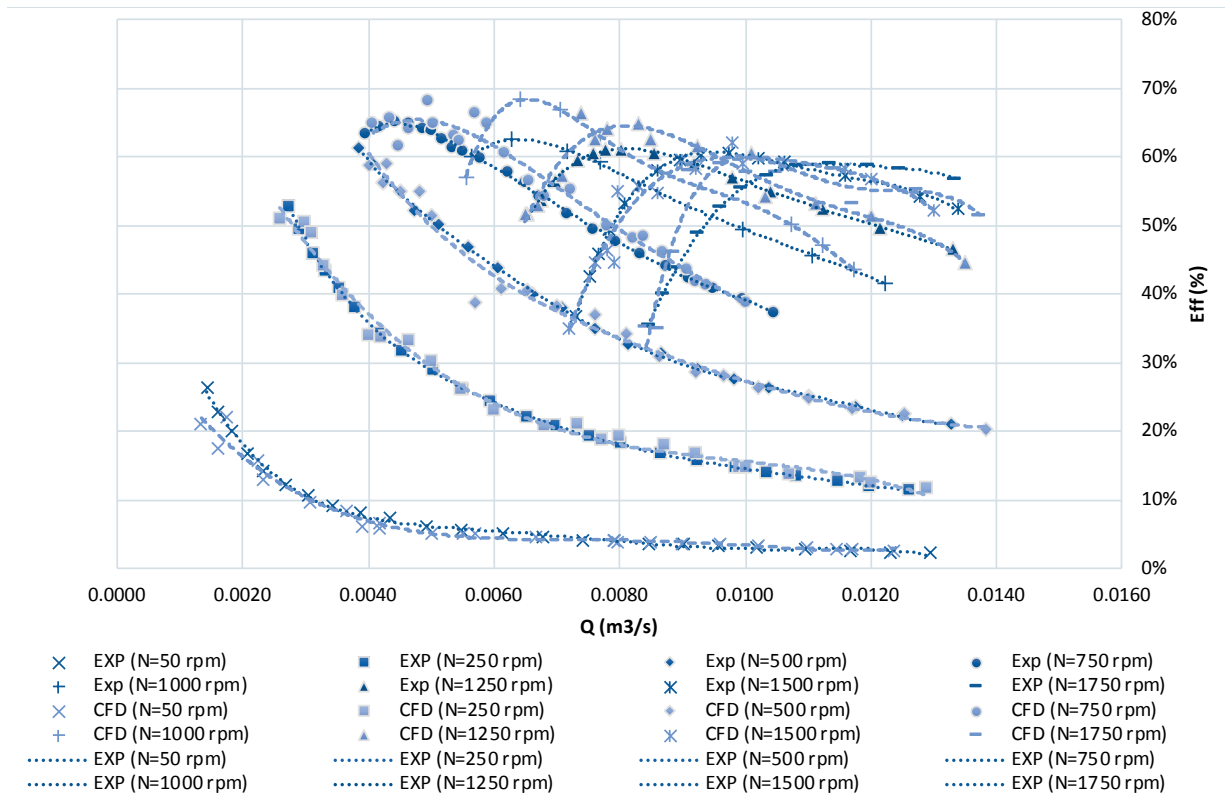


Figura 9 | Comparação entre os resultados experimentais e de CFD: caudal vs eficiência.

Analisando os erros associados entre os resultados experimentais e o modelo CFD, verifica-se uma boa correlação entre os valores de caudal, potência mecânica e eficiência obtidos, com valores médios de desvio inferiores a aproximadamente 5% para todos os ensaios realizados no estudo (Tabela 1). Estes valores foram obtidos tendo em conta que os resultados experimentais representam o comportamento real da turbina em teste. Por outro lado, os resultados da simulação representam o comportamento da mesma turbina com base em modelos teóricos. Enquanto a discrepância entre o desempenho real e a simulação está na diferença entre a turbina real e seu modelo matemático, espera-se que, na medida em que a solução numérica seja uma descrição próxima do desempenho experimental, a diferença seja reduzida. Assim, se diferença entre os ensaios experimentais e o modelo de simulação estiver entre 5-10-15%, é possível declarar uma boa convergência.

Tabela 1 | Análise de erros.

Erro médio associado	Caudal	Eficiência	Potência mecânica
Experimental vs.CFD	3%	8%	6%

CONCLUSÕES

Este trabalho de investigação procurou avaliar a viabilidade do uso de modelos de CFD em reproduzir o funcionamento de micro-turbinas em sistemas de hidráulicos. Com base nestes modelos e tendo em conta a boa aproximação obtida com os resultados experimentais, foi possível avaliar o desempenho desta micro-turbina para diferentes condições de funcionamento e observar o comportamento do escoamento no interior da mesma.

Da comparação estabelecida entre o modelo computacional final e o modelo físico há a salientar:

A boa relação entre os valores de caudal, potência mecânica, queda e eficiência obtidos no modelo físico e computacional, com valores de desvio inferiores a aproximadamente 8% para todos os ensaios realizados no estudo;

Nos diagramas em colina, de salientar que os resultados revelam que o modelo computacional tem capacidade para simular o embalamento da turbina, que também foi registado durante os ensaios experimentais;

Na obtenção das curvas características verificou-se, de um modo geral, uma boa correspondência entre os valores obtidos em modelo físico e os resultados do modelo numérico.

Em conclusão, o modelo de CFD proposto pode ser utilizado para a previsão do funcionamento de turbinas deste tipo em fases iniciais de projeto e para a determinação de diagramas de pressão, velocidade e tensões de corte a considerar no cálculo hidrodinâmico na otimização da melhor configuração com vista aos melhores resultados. Contudo, é já sabido que os modelos físicos continuam a ser indispensáveis, na caracterização de algumas condições de escoamento e na validação de resultados computacionais. Neste sentido, julga-se que os modelos CFD são extremamente úteis por permitirem, numa fase inicial de projeto, otimizar a geometria da estrutura através de séries de testes, com maior flexibilidade do que o que é implicado no recurso a modelos experimentais.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao projeto REDAWN (Redução da Dependência Energética nas Redes de Águas da Área Atlântica) EAPA_198 / 2016 do PROGRAMA INTERREG ATLÂNTICO 2014-2020, ao CERIS e aos Laboratórios de Hidráulica do DECivil e HES-SO Valais, pelo apoio no desenvolvimento dos ensaios experimentais.

REFERÊNCIAS

- Abbasi, T. 2011. Small hydro and the environmental implications of its extensive utilization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 2134-2143. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.050>
- Aggidis, G.A. 2014. Hydro turbine prototype and generation of performance curves: Fully automated approach. *Renewable Energy*, 71, 433-441. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.05.043>
- Ayli, E., Celebioglu, K., Aradag, S. 2016. CFD based Hill chart construction and similarity study of prototype and model Francis turbines for experimental tests. *12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*.
- Biner, D., Hasmatuchi, V., Avellan, F., Münch-Alligné, C. 2015. Design & performance of a hydraulic microturbine with counter-rotating runners. *5th International Youth Conference on Energy (IYCE)*, Pisa, pp. 1-10. <https://doi.org/10.1109/IYCE.2015.7180737>
- Carravetta, A., Del Giudice, G., Fecarotta, O., Ramos, H.M. 2012. Energy Production in Water Distribution Networks: A PAT Design Strategy. *Water Resource Management*, 26, 3947-3959. <https://doi.org/10.1007/s11269-012-0114-1>

- Caxaria, G., Mesquita e Sousa, D., Ramos, H.M. 2011. Small scale hydropower: generator analysis and optimization for water supply systems. Sweden, European council for an energy efficient economy. In *World Renewable Energy Congress-Sweden*; 8-13 May; 2011; Linköping; Sweden (No. 057, pp. 1386-1393). Linköping University Electronic Press. <https://doi.org/10.3384/ecp110571386>
- Coelho, B., Andrade-Campos, A. 2014. Efficiency achievement in water supply systems-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30, 59-84. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.010>
- Corcoran, L., McNabola, A., Coughlan, P. 2015. Optimization of Water Distribution Networks for Combined hydropower Energy Recovery and Leakage Reduction. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 142(2). [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000566](https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000566)
- Elbatran, A. Yaakob, O.B., Ahmed, Y.M., Shabara, H.M. 2015. Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 40-50. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.045>
- Heller, V. 2011. Scale effects in physical hydraulic engineering models. *Journal of Hydraulic Research*, 49, 293-306. <https://doi.org/10.1080/00221686.2011.578914>
- Luna-Ramírez, A., Campos-Amezcuca, A., Dorantes-Gómez, O., Mazur-Czerwiec, Z., Muñoz-Quezada, R. 2016. Failure analysis of runner blades in a Francis hydraulic turbine — Case study. *Engineering Failure Analysis*, 59, 314-325. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.10.020>
- Paish, O. 2002. Small hydro power: technology and current status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(6), 537-556. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00006-0](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00006-0)
- Ramos, H.M., Borga, A., Simão, M. 2009. New design for low-power energy production in water pipe systems. *Water Science and Engineering*, 2(4), 69-84. <https://doi.org/10.3882/j.issn.1674-2370.2009.04.007>
- Ramos, H.M., Simão, M., Borga, A. 2013. Experiments and CFD Analyses for a New Reaction Microhydro Propeller with Five Blades. *Journal of Energy Engineering*, 139, 109-117. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000096](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000096)
- Samora, I., Hasmatuchi, V., Münch-Alligné, C., Franca, M.J., Schleiss, A.J., Ramos, H.M. 2016a. Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation. *Renewable Energy*, 95, 2016, 356-366. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.023>
- Samora, I., Schleiss, A., Ramos, H.M. 2016b. Optimization of low-head hydropower recovery in water supply networks. <https://doi.org/10.5075/epfl-thesis-7126>.
- Simão, M., Pérez-Sánchez, M., Carravetta, A., López-Jiménez, P., Ramos, H.M. 2017. Velocities in a centrifugal PAT operation: Experiments and CFD analyses. *Fluids*, 3(3). <https://doi.org/10.3390/fluids3010003>
- Williamson, S.J., Stark, B.H., Booker, J.D. 2014. Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, 61, 43-50. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.020>