

## PROJETO DE UMA TURBINA PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM UM PIG DE INSPEÇÃO

Ricardo Emiro Ramírez, rramirez@ufrj.br<sup>1,2</sup>  
Max Suell Dutra, max@mecanica.coppe.ufrj.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Programa de Engenharia Mecânica, COPPE-UFRJ. Centro de Tecnologia, Sala G-201, Cidade Universitária, Ilha do Fundão, CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

<sup>2</sup>Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Universidad Nacional de Colombia. Ciudad Universitaria, Of. 453-401, Bogotá, Colombia

**Resumo.** O projeto da turbina é parte do desenvolvimento de um PIG que tem as capacidades de controle de deslocamento, inspeção detalhada em locais específicos dos dutos e ações de manutenção simples. No projeto conceitual foi feita uma análise do consumo de energia requerido pelo PIG. O resultado foi que a energia que vai consumir é maior que o consumo dos PIGs de inspeção atuais. Foram analisadas duas soluções: o uso de um maior número de baterias, e a alimentação de energia por umbilical. Um maior número de baterias implica um aumento da massa e do tamanho do PIG o que dificulta o controle de deslocamento. No caso do umbilical, a massa do mesmo cabo pode ser maior do que a massa do PIG e o atrito com as paredes do duto anula o deslocamento do PIG. Propõe-se como solução um sistema de recarga das baterias utilizando a energia disponível no fluido transportado. O sistema está composto por: uma turbina, um alternador trifásico e um circuito retificador controlado. Este trabalho apresenta os resultados do projeto da turbina. Os cálculos preliminares são feitos utilizando a teoria das hidro-máquinas e os resultados são confirmados utilizando simulações em computador de Dinâmica Computacional de Fluidos (CFD). As especificações do projeto são: que o tamanho da turbina seja compatível com as dimensões do corpo do PIG e do duto. O projeto tem como base um duto de 12 polegadas (0,3048 m) de diâmetro, o fluido utilizado é gasolina com densidade  $\rho = 747 \text{ kg/m}^3$  e viscosidade dinâmica  $\mu = 6,5736 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  a 288,8 K, velocidade média do fluido até 10 m/s. São calculadas a eficiência e a potência disponível no eixo da turbina como função dos ângulos de entrada e saída da turbina, do número de pás e da velocidade média do fluido.

**Palavras-chave:** projeto de máquinas, hidrodinâmica, PIG, inspeção de dutos, turbinas

### 1. INTRODUÇÃO

O grupo LABROB da COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro está projetando um dispositivo do tipo PIG para inspeção de dutos. Um dos objetivos do projeto é que o PIG tenha a capacidade de parar no duto para realizar com detalhamento tarefas localizadas de inspeção. Este artigo é parte do conjunto de artigos que descrevem o projeto total.

O PIG dispõe de um orifício centralizado que permite que o fluido continue escoando enquanto o PIG fica parado. O orifício é chamado de *by-pass* (Fig. 1). Está previsto que o dispositivo vai usar atuadores para as funções de controle e inspeção, como resultado vai ter um consumo de energia maior do que os PIGs atuais. Isto indica em princípio um aumento no tamanho e massa das baterias. Para manter limitada a massa do dispositivo, projeta-se utilizar um pacote de baterias relativamente pequeno e um subsistema que recarregue as baterias cada 24 horas utilizando a energia do fluido transportado no duto.

O subsistema de carregamento das baterias é formado por uma turbina, um gerador elétrico e uma placa eletrônica para retificar a corrente e controlar o processo de recarregamento (Fig. 2). A turbina está montada dentro do *by-pass* como é indicado na Fig. 1.

O projeto da turbina é não convencional, especialmente em dois aspectos. O primeiro é que um projeto típico de um sistema de geração de energia procura obter o máximo aproveitamento da energia contida no fluido para convertê-la em energia elétrica, neste projeto se procura extrair só uma parte da energia do fluido, aquela que seja suficiente para fornecer a carga elétrica requerida pelas baterias.

O segundo aspecto é que nas usinas de geração elétrica a estrutura civil, dutos, válvulas e outros dispositivos são projetados em função do tipo, tamanho e potência da turbina. Neste projeto o tamanho da turbina está limitado pelas dimensões do corpo do PIG e indiretamente depende do diâmetro do duto. Além disso, neste projeto a turbina não pode

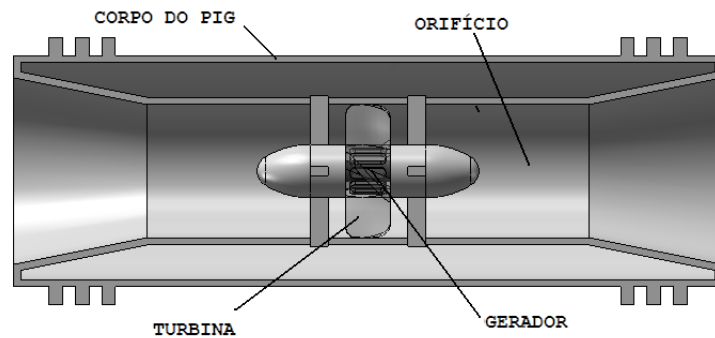


Figura 1. Sistema proposto

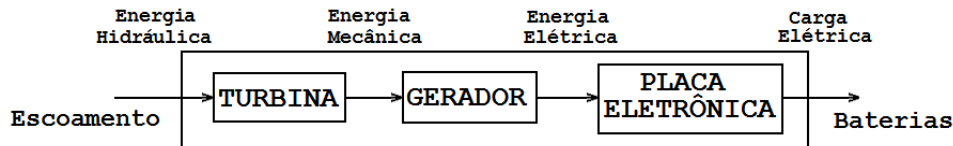


Figura 2. Subsistema de recarregamento das baterias.

usar a voluta de entrada e o típico duto de saída das turbinas de reação ou *penstock*.

Duas necessidades previstas no projeto são maximizar a eficiência hidráulica e minimizar a força de arrasto que exerce o fluido na turbina. Neste caso, uma maior eficiência significa que para a mesma potência no eixo a quantidade de energia extraída do fluido por unidade de tempo é menor, isto faz que a perda de carga no duto causada pela presença do PIG seja também menor.

Um dos elementos de estudo importantes no projeto total do PIG é a força que exerce o fluido nele. Dela depende a possibilidade de parar o PIG com o fluido escoando e a redução dos esforços mecânicos nos dispositivos que controlam a parada e o arranque no PIG. A força de arrasto na turbina é uma componente dessa força total que vai a aplicar o fluido no PIG, se ela diminui então a força total também vai diminuir.

## 2. PROJETO DA TURBINA

O projeto tem as seguintes especificações como resultado de trabalhos anteriores (Ramírez and Dutra (2009a,b)): a potência requerida é de 3,47 kW, o fluido é gasolina com massa específica  $\rho = 747 \text{ kg/m}^3$ , viscosidade dinâmica  $\mu = 6,5736 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$  a 288,8 K, a vazão  $Q$  é  $0,35 \text{ m}^3/\text{s}$ .

O tipo de turbina é selecionado pela sua posição com relação ao PIG e ao escoamento, utilizá-se uma turbina de fluxo axial do tipo hélice ou *propeller*, visando a possibilidade de mudar para uma turbina com pás móveis ou Kaplan. O tipo de turbina selecionado é adequado para baixas alturas de queda, o que concorda com o projeto geral no sentido que a turbina produz uma perda de carga pequena no escoamento. O diâmetro externo da turbina é limitado a 20 cm, mas pode ser menor.

### 2.1 Cálculo das pás

A velocidade específica é um parâmetro que permite classificar os tipos de turbinas por faixas e mesmo serve como referência para comparar diferentes modelos e tamanhos de turbinas. A velocidade específica de uma turbina é igual à velocidade de uma turbina geometricamente similar trabalhando com uma altura de carga de 1 m e gera uma unidade de potência (Daugherty (1920); Alexander *et al.* (2008)).

A expressão para a velocidade específica  $N_s$  é:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Onde  $P$  é a potência,  $N$  a velocidade da turbina e  $H$  a altura de carga. As turbinas de fluxo axial têm as maiores velocidades específicas com valores acima de 170 até 700. Na Fig. 3 se apresenta a variação da velocidade da turbina em função da velocidade específica e a altura de carga. Como a turbina vai ser montada junto com um gerador elétrico, do ponto de vista do projeto é desejável uma alta velocidade, assim o gerador pode ter menor tamanho.

São selecionadas para o projeto duas variantes ou alternativas. As duas com uma altura de carga de 30 m, com velocidades específica média (440) a primeira e alta (700) a segunda. A altura selecionada permite a maior velocidade na faixa estudada. Elas são indicadas como pontos na Fig. 3. As velocidades de projeto resultantes são 500 e 800 rpm.

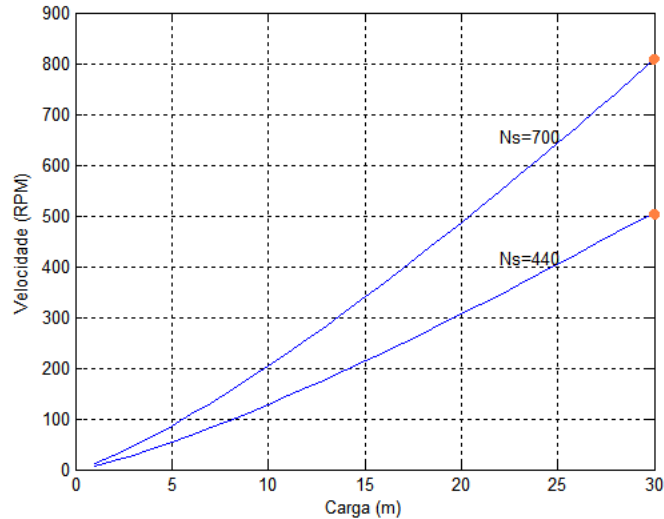


Figura 3. Velocidade da turbina em função da velocidade específica e a altura de carga.

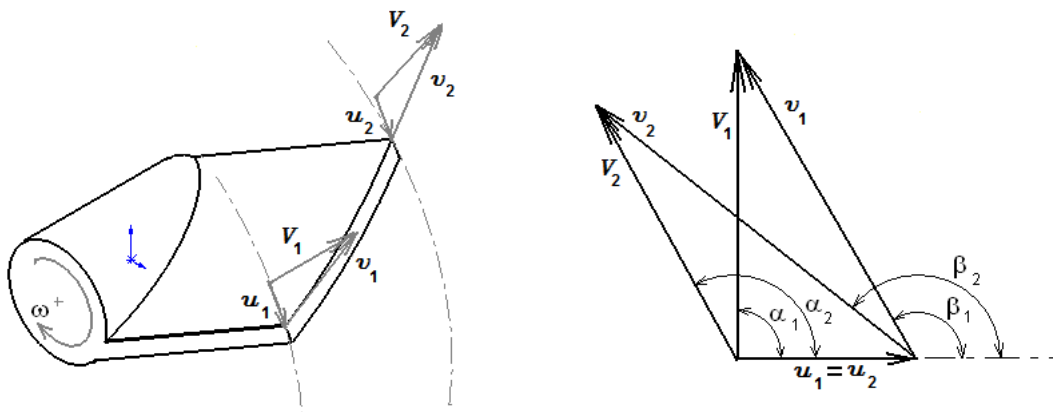


Figura 4. Diagramas de velocidade da turbina

A velocidade axial do fluido ( $V_a$ ) é:

$$V_a = \frac{Q}{\pi \cdot (r_t^2 - r_c^2)} = 11,6 \text{ m/s} \quad (2)$$

Onde  $r_t$  o raio externo da turbina e  $r_c$  o raio do cubo. Os ângulos de inclinação das pás são calculados usando os diagramas de velocidade na entrada e na saída da pá (Fig. 4). A velocidade tangencial  $u$  em um ponto da pá com raio  $r$  é calculada utilizando as seguintes equações:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad (3)$$

$$u = \omega \cdot r \quad (4)$$

A velocidade absoluta do fluido é  $V$ . Considera-se que o escoamento entra na turbina axialmente, então a velocidade absoluta na entrada é:  $V_1 = V_a$  e o ângulo  $\alpha_1 = 90^\circ$ . A velocidade relativa do fluido à pá é  $v$ . Usando o diagrama de velocidade na entrada é calculado o ângulo da pá como:

$$\beta_1 = \text{atan}\left(\frac{V_1}{-u_1}\right) \quad (5)$$

A maior raio a velocidade tangencial  $u$  é maior, então o ângulo da pá varia com o raio. O processo de usinagem de pás com ângulos variáveis é custoso e requer de centros de usinagem CNC de 4 ou 5 eixos, para diminuir custos são construídas turbinas com perfis de pás simplificados mais baratos, mas a eficiência da turbina diminui.

Define-se  $V_u$  a componente da velocidade absoluta do fluido  $V$  na direção do vetor  $u$ .

$$V_u = u + v \cdot \cos(\beta) \quad (6)$$

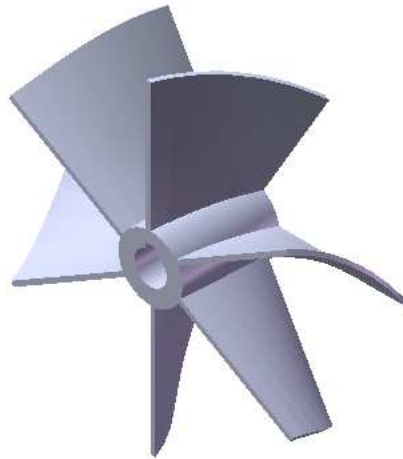


Figura 5. Modelo em CAD da turbina

A potência transferida do fluido à turbina pode ser calculada assim:

$$P = \dot{m}(u_1 V_{u1} - u_2 V_{u2}) \quad (7)$$

A potência é um dado do projeto. Aplicando a Eq. 6 no ponto 1 e substituindo na Eq. 7 é calculado o valor de  $V_{u2}$ . Finalmente, o valor da inclinação da pá na saída é calculado utilizando a seguinte equação:

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{V_{u2} - u_2}{v_2}\right) \quad (8)$$

## 2.2 Dimensões das pás

Utilizando as equações descritas acima foram calculados os ângulos das pás para as duas opções de turbina. Em cada turbina foram calculados os ângulos de pá para o raio médio utilizando um algoritmo desenvolvido em uma ferramenta de software matemático. O menor raio corresponde ao raio do cubo e o maior ao raio externo da turbina. Os resultados são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Ângulos de entrada e saída das pás.

Opção da turbina	$\beta_1$ (°)	$\beta_2$ (°)
1	105	130
2	114	128

Com base nos dados obtidos foram construídos os modelos em CAD das turbinas. Um dos modelos é apresentado na Fig. 5

## 3. PROJETO EM CFD

Os modelos desenvolvidos em CAD foram avaliados em uma ferramenta de CFD, o objetivo foi confirmar que a potência especificada fosse atingida pela turbina e conhecer a eficiência resultante. O software utilizado resolve as equações de Navier Stokes utilizando o sistema de volumes finitos. As equações são aplicadas segundo as condições de entrada especificadas para o modelo. O malhado é formado de células cúbicas, as que podem ser refinadas usando critérios automáticos e também de forma manual.

A turbina é modelada dentro de um segmento de tubo que delimita o volume de controle onde acontece o escoamento. Os dados fornecidos ao software são: a velocidade angular da turbina, vazão, massa específica e viscosidade dinâmica do fluido, pressão estática, além do modelo CAD. O software calcula a distribuição de pressão e o campo de velocidades no sistema (Fig. 6).

A força que exerce o fluido em um diferencial de superfície  $dA$  da turbina é:

$$dF = \mathbf{P} \cdot d\mathbf{A} + \boldsymbol{\tau} \cdot d\mathbf{A} \quad (9)$$

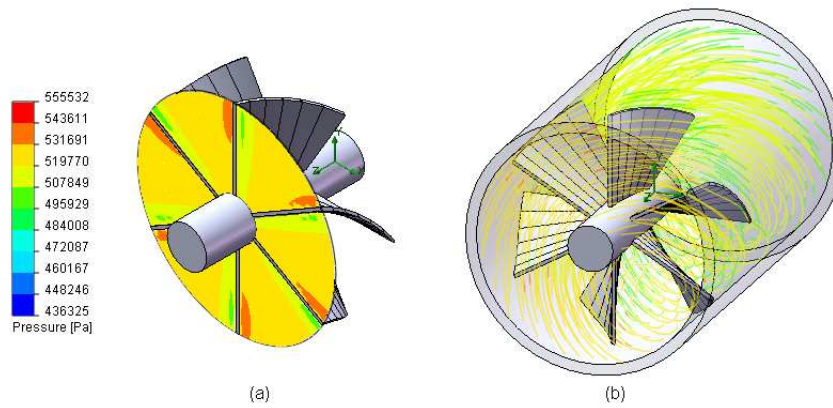


Figura 6. Exemplo de resultados em CFD. (a) Distribuição de pressão. (b) Trajetórias de escoamento

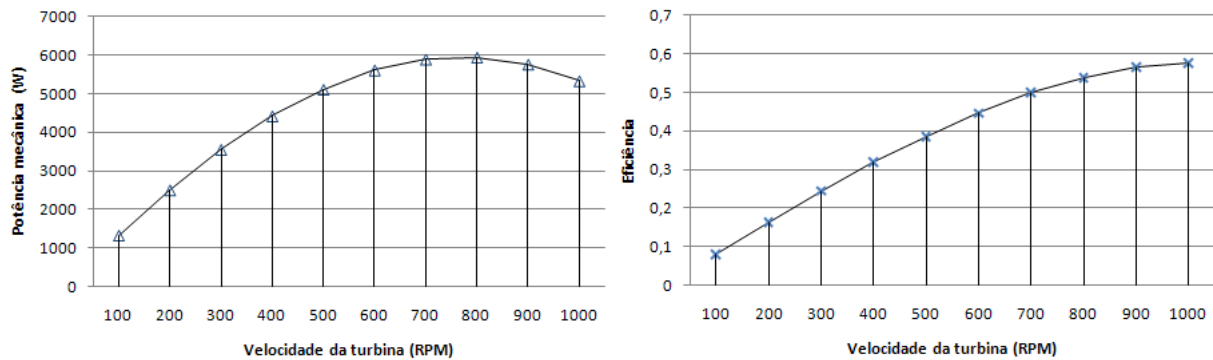


Figura 7. Potência mecânica e eficiência da turbina 1.

Onde  $\mathbf{P}$  é a pressão no volume finito e  $\boldsymbol{\tau}$  é a tensão de cisalhamento no fluido. É calculado o torque  $T$  causado pelo fluido na turbina ao redor do eixo de giro como:

$$T = \int_S \mathbf{R} \times d\mathbf{F} \quad (10)$$

Onde  $\mathbf{R}$  é a distância da área diferencial avaliada ao eixo de giro.  $S$  indica que a integral é avaliada em toda a superfície das pás da turbina. A potência mecânica obtida no eixo da turbina é calculada pelo produto torque vezes a velocidade angular  $\omega$ :

$$P_m = T \cdot \omega \quad (11)$$

Com o software e avaliada a pressão estática média na entrada  $P_E$ , a diferença desta pressão e a pressão de saída  $P_S$  é a queda de pressão. A potência extraída do fluido é calculada pelo produto da queda de pressão vezes a vazão:

$$P_h = (P_E - P_S) \cdot Q \quad (12)$$

A eficiência se calcula como a relação entre a potência mecânica obtida no eixo da turbina e a potência extraída do fluido (White (1998)):

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \quad (13)$$

### 3.1 Resultados

As duas opções de turbinas projetadas foram avaliadas no software CFD para uma faixa de velocidades acima e embaixo da velocidade de projeto, os resultados de potência mecânica obtida e eficiência são apresentados na Fig. 7 para a opção 1 e na Fig. 8 para a opção 2.

Os resultados indicam que com as duas opções de turbina existe uma faixa de velocidades em que se pode atingir a potência especificada pelo projeto de 3,7 kW. Estes resultados serão verificados ao ser fabricados e testados os protótipos reais das turbinas. As especificações de projetos das turbinas são indicadas na tabela 2.

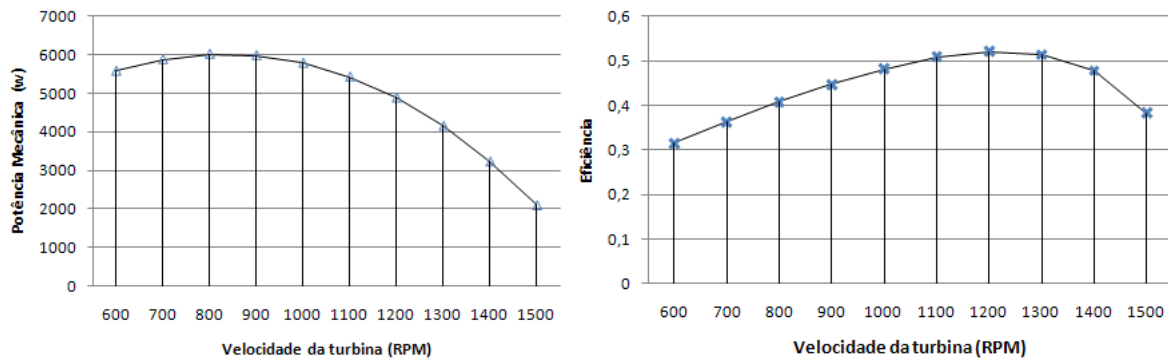


Figura 8. Potência mecânica e eficiência da turbina 2.

Tabela 2. Especificações dos modelos.

Opção da turbina		1	2
Velocidade específica		440	700
Potência máxima	W	5947	6015
Velocidade de projeto	rpm	500	800
Ângulo de entrada	°	105	114
Ângulo de saída	°	130	128
Número de pás		6	6
Largura das pás	m	0,06	0,06
Diâmetro externo	m	0,2	0,2
Diâmetro do cubo	m	0,04	0,04

#### 4. CONCLUSÕES

Com base nas especificações foi completado o projeto da turbina que define os ângulos e a geometria das pás. Este projeto foi avaliado mediante o software de CFD e os resultados indicam que a potência especificada pode ser obtida. Encontra-se uma diferença significativa entre a eficiência esperada e o resultado fornecido pelo CFD. Então o projeto deve ser reavaliado para conseguir uma melhora aplicando variações nos parâmetros que determinam a eficiência.

#### 5. AGRADECIMENTOS

O primeiro autor expressa o agradecimento ao CNPq Conselho Nacional de pesquisa do Brasil pelo apoio financeiro e à Universidad Nacional de Colombia pela comissão de estudos.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Alexander, K., Giddens, E. and Fuller, A., 2008. "Axial-flow turbines for low head microhydro systems". *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 35–47.
- Daugherty, R.L., 1920. *Hydraulic turbines*. McGraw-Hill Book Company, 3rd edition.
- Ramírez, R.E. and Dutra, M.S., 2009a. "IBP1126-09 conceptual design of a device for charging pigs batteries using the hydraulic energy from the flow in pipe". In *Rio Pipeline Conference 2009 Proceedings*.
- Ramírez, R.E. and Dutra, M.S., 2009b. "Theoretical evaluation of the hydrodynamic forces acting on a bypass pig inside an active pipeline". In ABCM, ed., *Proceedings of COBEM 2009*.
- White, F.M., 1998. *Fluid Mechanics*. Mc Graw-Hill.

#### 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## DESIGN OF A TURBINE FOR ENERGY RECOVERY IN AN INSPECTION PIG

Ricardo Emiro Ramírez, rramirez@ufrj.br<sup>1,2</sup>

Max Suell Dutra, max@mecanica.coppe.ufrj.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Programa de Engenharia Mecânica, COPPE-UFRJ. Centro de Tecnologia, Sala G-201, Cidade Universitária, Ilha do Fundão, CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

<sup>2</sup>Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Universidad Nacional de Colombia. Ciudad Universitaria, Of. 453-401, Bogotá, Colombia

**Abstract.** *This turbine design is part of the development of a PIG with features like displacement control, detailed inspection in specific places of pipelines and simply maintenance jobs. An analysis of the energy consumption of the PIG during the conceptual project results in a greater consumption than the current PIGs. Were analyzed solutions like a bigger number of batteries or umbilical electrical feed. The first option causes the PIG increases its mass and size with a more hard control of the displacement. In the second option the mass of the umbilical may be greater than the PIG mass and the friction with the pipe walls can jam the PIG. It's designed a system for recharging the batteries using the energy available in the transported fluid. Thi ssystem is composed by a turbine, a three-phase alternator and a controled rectifier circuit. This paper shows the results of the turbine design. The preliminary calculation is performed using hydromachinery theory and then are confirmed with computer simulations using Computational Fluid Dynamis (CFD). The design requirements are: the turbine size be compativel with PIG and pipeline dimentionis, the prooject is based on a 12 inches (0,3048 m) pipeline diameter; The fluid is gasoline with density  $\rho = 747 \text{ kg/m}^3$  and dynamic viscosity  $\mu = 6,5736 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  at 288,8 K, mean fluid velocity until 10 m/s. Eficiency and avilable power in the turbine shaft are calculated in function of the leading and trailing angles of the turbine, the blade number and fluid mean velocity.*

**Keywords:** *Machine design, hydrodynamics, PIG, pipeline inspection, turbines*