

COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE: UMA FORMA ALTERNATIVA PARA A MELHORIA DA EFICIÊNCIA DE TURBINAS A GÁS

Oswaldo José Venturini

Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI/DME
Av. BPS, 1303 Itajubá – MG Brasil 37500-903
osvaldo@iem.efei.br

Sebastião Varella

Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI/DME
Av. BPS, 1303 Itajubá – MG Brasil 37500-903
varella@iem.efei.br

Resumo. No presente trabalho considera-se a utilização de um sistema de combustão intermitente, a volume constante, como uma alternativa de projeto para aumentar a eficiência térmica e o trabalho específico útil de turbinas a gás de pequena potência. Tais sistemas de combustão a volume constante resultam em uma maior energia disponível, nos gases queimados, que os sistemas de combustão tradicionais, a pressão constante. São analisados os efeitos da variação do fluxo de massa, pressão e temperatura, devido à combustão intermitente, por um modelo que considera um escoamento unidimensional não permanente, e os efeitos associados ao atrito, transferência de calor e compressibilidade dos gases, nos dutos que conectam o compressor, as câmaras de combustão e a turbina. Utiliza-se um método de diferenças finitas para resolver o sistema de equações diferenciais parciais que governam este tipo de escoamento. São apresentadas conclusões evidenciando o aumento de eficiência térmica e potência específica das turbinas a gás, devido ao uso do sistema de combustão intermitente proposto, e comprovando seu potencial para geração de energia elétrica em sistemas de pequena potência, isolados ou interligados.

Palavras chave: turbinas a gás, Holzwarth, combustão intermitente, volume constante.

1. Introdução

A nova estrutura de mercado criada com a desregulamentação do setor elétrico, que teve início nos Estados Unidos, em 1978, tem voltado a atenção dos pequenos consumidores de energia para as microturbinas (turbinas a gás com capacidades que variam desde 20 até cerca de 300 kW), o que fez com que as mesmas se tornassem alvo de intensas pesquisas, principalmente para a melhoria de sua eficiência. Já em 1978, a Allison Corp. deu início a um projeto de pesquisa com o objetivo de desenvolvimento e construção de grupos geradores, para aplicações militares, acionados por microturbinas (Scott, 2000). Em 1980 teve início, também nos Estados Unidos, sob o apoio do Gas Research Institute, um programa de pesquisa intitulado Advanced Energy System (AES), que tinha o objetivo de desenvolvimento de uma turbina a gás com potência de 50 kW, equipada com recuperador de calor para sistemas de cogeração (Watts, 1999).

Embora constantes esforços estejam sendo empregados para a melhoria da eficiência das microturbinas, nem todas as tecnologias disponíveis, que são normalmente utilizadas nas grandes turbinas a gás, podem ser empregadas com o mesmo objetivo nas microturbinas. Por exemplo, sabe-se que a elevação da temperatura dos gases na entrada da turbina eleva consideravelmente a eficiência. Porém, devido a restrições impostas pelos materiais da microturbina, esta temperatura assume atualmente valores que variam entre 870 °C e 1000 °C. Assim, para a elevação de eficiência de microturbinas, fica-se limitado basicamente à utilização de ciclos com recuperadores de calor (Watts, 1999).

Tendo em vista o que foi exposto acima, no que se refere à crescente utilização de microturbinas e as limitações tecnológicas para o aumento de sua eficiência, propõe-se neste trabalho a utilização de um sistema de combustão intermitente, a volume constante, como uma tecnologia alternativa para o aumento da eficiência e do trabalho específico de turbinas a gás de pequena potência. Provavelmente a primeira pessoa a utilizar este processo de combustão, em turbinas a gás, foi o Dr. Holzwarth, na Alemanha, que no início do século trabalhou intensamente neste tipo máquina. A opção de Holzwarth, pela combustão a volume constante, se deve principalmente ao fato de que na turbina a explosão a relação de pressão no compressor pode ser bem menor, o que diminuía os efeitos do baixo rendimento apresentado pelas turbomáquinas naquela ocasião, notadamente o dos compressores, e que inviabilizava a produção efetiva de energia mecânica pelas turbinas a gás com combustão a pressão constante (Kruschik, 1960).

Com o desenvolvimento da propulsão a jato, no final da década de 30, a turbina a gás com combustão a pressão constante (ciclo Brayton) passou a receber total atenção (Harman, 1981). Assim, a turbina a gás com combustão a volume constante foi praticamente abandonada durante algum período, provavelmente também devido a algumas complicações mecânicas, como, por exemplo, o sistema de válvulas que deve ser utilizado nas câmaras de combustão deste tipo de máquina.

No entanto, diversas alternativas para a produção de aumento de pressão com a combustão, em turbinas a gás, vêm sendo propostas ao longo dos últimos anos. Dentre estas alternativas merecem destaque os trabalhos de Marchal (1968) e Servanty (1968), onde é analisado um sistema de combustão pulsante, sem válvulas mecânicas, e a influência de parâmetros geométricos da câmara, na estabilidade e eficiência da combustão.

Muller (1971), também realizou diversos estudos relacionados ao aumento de pressão com a combustão, em turbinas a gás, propondo um sistema de combustão dotado de uma válvula rotativa, e múltiplas câmaras de combustão. Catchpole e Runacres (1972) efetuaram estudos experimentais em câmaras de combustão dotadas de válvulas rotativas, e concluíram que se pode obter um ganho considerável na eficiência e na potência específica de turbinas a gás.

Vários outros estudos visando a obtenção de aumento de pressão com a combustão, em turbinas a gás, podem ser encontrados nos trabalhos de Saunders et all (1975), e principalmente nos trabalhos de Kentfield e O'Blenes (1987), Kentfield e Fernandes (1990) e Narayanaswami e Richards (1996).

2. Modelagem da turbina a explosão

Em princípio, uma turbina a gás com combustão a volume constante é muito semelhante a uma turbina com combustão a pressão constante, sendo formada por um compressor, um plenum de admissão, câmaras de combustão, uma turbina e dutos de conexão entre componentes, como podem ser observados na Fig. (1). Uma descrição detalhada do funcionamento da turbina a explosão pode ser obtida no trabalho de Venturini e Varella (2001).

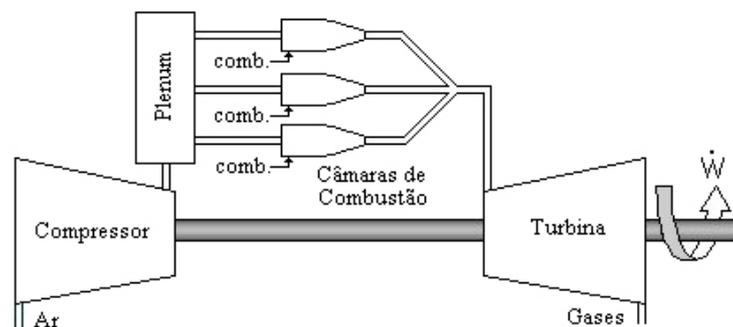


Figura 1. Representação de uma turbina a explosão.

A utilização de múltiplas câmaras de combustão operando de forma defasada e um plenum de admissão, se justifica pelo fato de que a existência de uma válvula na entrada de cada câmara de combustão pode resultar numa oscilação excessiva da pressão na descarga do compressor, levando a um funcionamento instável do mesmo.

2.1. Câmaras de combustão

A modelagem das câmaras de combustão é efetuada com base nos modelos desenvolvidos para câmaras de motores alternativos, onde as mesmas são tratadas como volumes de controle onde ocorrem processos quase-estáticos. Considera-se ainda que as câmaras são formadas por diferentes zonas, com temperatura (T) e composição próprias, porém sujeitas à mesma pressão (P) (Assanis, 1985, Ferguson, 1986 e Ma et al, 1993).

2.1.1. Conservação da massa total e da massa de combustível

A variação da massa total (m) em um volume de controle, formado por uma zona, é igual ao somatório de todos os fluxos mássicos entrando e saindo do mesmo. Assim, tem-se a Eq. (1), onde o índice i representa cada um destes fluxos.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \quad (1)$$

A conservação da massa de combustível no volume de controle é dada pela Eq. (2), onde m_{cb} representa a massa total de combustível, seja na forma de combustível injetado ou na forma de produtos de combustão. A Eq. (3), por sua vez, define a fração mássica de combustível (F_{cb}).

$$\frac{dm_{cb}}{dt} = \sum_i \dot{m}_{cb,i} \quad (2)$$

$$F_{cb} = \frac{m_{cb}}{m} \quad (3)$$

A substituição da Eq. (3), que define a fração mássica de combustível, na Eq. (2) resulta numa expressão que fornece a derivada da fração de combustível com relação ao tempo, como mostrado abaixo. Na Eq. (4) $F_{cb,i}$ representa a fração de combustível do fluxo mássico \dot{m}_i , entrando ou saindo do volume de controle.

$$\frac{dF_{cb}}{dt} = \sum_i \frac{\dot{m}_i}{m} (F_{cb,i} - F_{cb}) \quad (4)$$

Com relação ao combustível é importante definir ainda a relação de equivalência (ϕ), sendo esta dada pela razão entre a relação combustível-ar (FA) e a relação combustível-ar estequiométrica (FA_{EST}), como mostra a Eq. (5).

$$\phi = \frac{FA}{FA_{EST}} = \frac{m_{cb}}{m_{ar}} \frac{1}{FA_{EST}} \quad (5)$$

Expressando a relação de equivalência em função da fração mássica de combustível (F_{cb}), e derivando com relação ao tempo obtém-se uma expressão para a sua derivada (ϕ), dada pela Eq. (6).

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{1}{FA_{EST}} \frac{\dot{F}_{cb}}{(1 - F_{cb})^2} \quad (6)$$

2.1.2. Conservação de energia

A aplicação da primeira lei da termodinâmica em uma zona da câmara de combustão, considerando que a energia potencial e as velocidades dos gases no interior da mesma são desprezíveis, e a posterior expansão dos termos referentes à energia interna e potência, resulta na Eq. (7), onde h_i é a entalpia específica do fluxo mássico \dot{m}_i , \dot{Q}_w é a transferência de calor para as paredes da câmara em contato com a zona considerada e V é o volume da respectiva zona.

$$\frac{de}{dt} = \frac{1}{m} \left[\sum_i \dot{m}_i h_i - P \frac{dV}{dt} + \dot{Q}_w - e \frac{dm}{dt} \right] \quad (7)$$

Como o fluido de trabalho é considerado uma mistura de gases ideais em equilíbrio químico, as suas propriedades podem ser determinadas a partir pressão, temperatura e relação de equivalência. Assim, a derivada da energia interna específica (e) e da massa molecular dos gases (M), é dada pelas Eq. (8) e (9), respectivamente.

$$\frac{de}{dt} = \frac{\partial e}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial e}{\partial P} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial e}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \quad (8)$$

$$\frac{dM}{dt} = \frac{\partial M}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial M}{\partial P} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial M}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \quad (9)$$

Utilizando-se a equação de estado dos gases ideais em conjunto com as Eq. (8) e (9), e aplicando-se o conceito de derivada do logaritmo natural, obtém-se a Eq. (10), que fornece a derivada da temperatura de uma zona da câmara de combustão com relação ao tempo.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T \left[\frac{1}{P} \left(1 + \frac{\partial \ln M}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\phi} \frac{\partial \ln M}{\partial \ln \phi} \frac{d\phi}{dt} - \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} \right]}{\left(1 - \frac{\partial \ln M}{\partial \ln T} \right)} \quad (10)$$

Finalmente, substituindo-se a Eq. (10) e a Eq. (8) na Eq. (7), tem-se a derivada do volume de uma determinada zona com relação ao tempo, como mostra a Eq. (11), sendo que as constantes $C1$, $C2$, $C3$ e $C4$, que aparecem nesta equação, são dadas, respectivamente pelas Eq. (12), (13), (14) e (15).

$$\frac{dV}{dt} = \frac{-C1}{C3} \frac{dP}{dt} + \frac{C2}{C3} \quad (11)$$

$$C1 = \frac{\partial e}{\partial P} + \frac{T}{P} \frac{\partial e}{\partial T} \left(1 - \frac{\partial \ln M}{\partial \ln P} \right) \frac{1}{C4} \quad (12)$$

$$C2 = T \frac{\partial e}{\partial T} \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{1}{\phi} \frac{\partial \ln M}{\partial \ln \phi} \frac{d\phi}{dt} \right) \frac{1}{C4} - \frac{\partial e}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} + \frac{\dot{Q}_w}{m} + \frac{\sum_i \dot{m}_i h_i}{m} - \frac{e}{m} \frac{dm}{dt} \quad (13)$$

$$C3 = \frac{T}{V} \left(\bar{R} + \frac{\partial e}{\partial T} \frac{1}{C4} \right) \quad (14)$$

$$C4 = 1 + \frac{\partial \ln M}{\partial \ln T} \quad (15)$$

A Equação (11) deve ser aplicada para cada uma das regiões (zonas) que compõem a câmara de combustão (Chan e Zhu, 2000). Porém, como o volume total da câmara não varia, tem-se que o somatório das derivadas do volume de cada zona com relação ao tempo é igual a zero, o que resulta numa expressão para a derivada da pressão, dada pela Eq. (16).

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\sum_j \left(\frac{C2}{C3} \right)_j}{\sum_j \left(\frac{C2}{C3} \right)_j} \quad (16)$$

As equações (1), (6), (10), (11) e (16), quando resolvidas simultaneamente, fornecem os valores da massa, relação de equivalência, temperatura, volume e pressão, para cada zona da câmara de combustão. Estas equações são válidas para todos os processos que ocorrem durante um ciclo (admissão, combustão, descarga e lavagem), e seu comportamento deve ser analisado em cada um deles. Deve-se observar que são necessários modelos fenomenológicos complementares para uma correta simulação dos processos de combustão, transferência de calor e lavagem e admissão, onde se define, por exemplo, a forma de queima do combustível e a de lavagem das câmaras. Estes modelos estão descritos em detalhes nos trabalhos de Chan e Zhu (2000), Heywood (1989) e Benson e Whitehouse (1979).

2.2. Dutos de conexão entre componentes

Para a modelagem do escoamento no interior dos dutos, utiliza-se uma metodologia semelhante à empregada na modelagem dos coletores de admissão e descarga de motores alternativos, onde se considera que os gases são ideais, que ocorre transferência de calor e atrito somente entre os gases e as paredes dos dutos, que as propriedades dos gases são uniformes sobre uma seção transversal do duto e que a variação da área do duto (A), ao longo do seu comprimento, é contínua e suave.

Aplicando-se então as equações da continuidade, quantidade de movimento, energia e transporte para os gases, obtém-se o sistema de equações abaixo (Eq. (17)), onde ρ é a massa específica, γ é a relação de calores específicos, u é a velocidade dos gases, f é o fator de atrito, D é o diâmetro do duto e T_p é a temperatura da parede dos mesmos. Este sistema de equações não possui solução analítica conhecida, portanto deve ser resolvido através de um método numérico. Segundo Pearson e Winterbone (1997), a utilização do método de diferenças finitas de Lax-Wendroff de 1 Passo, com posterior correção das oscilações numéricas pelo método FCT (Flux Corrected Transport), produz bons resultados em termos do compromisso entre precisão e tempo de processamento.

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial x} = \mathbf{S} \quad (17)$$

onde:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \frac{\rho u^2}{2} + \frac{P}{\gamma - 1} \\ \rho \phi \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ u \left(\frac{\rho u^2}{2} + \frac{\gamma P}{\gamma - 1} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\mathbf{S} = - \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ u \left(\frac{\rho u^2}{2} + \frac{\gamma P}{\gamma - 1} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \frac{d \ln A}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\rho \frac{4f}{D} \frac{u|u|}{2} \\ \rho \frac{2f}{D} c_{p,g} |u| (T_p - T) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

A Equação (17) é escrita em diferenças finitas, segundo o método de Lax-Wendroff de 1 Passo, de acordo com a Eq. (21), onde \mathbf{B} é o jacobiano de \mathbf{F} com relação a \mathbf{U} e os índices i e t , fazem referência à malha (espaço x tempo) utilizada na discretização dos dutos.

$$\mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \mathbf{U}_i^t - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\Delta x} (\mathbf{F}_{i+1}^t - \mathbf{F}_{i-1}^t) + \Delta t \mathbf{S}_i^t + \frac{1}{4} \frac{\Delta t}{\Delta x} \left[(\mathbf{B}_{i+1}^t + \mathbf{B}_i^t) (\mathbf{F}_{i+1}^t - \mathbf{F}_i^t) - (\mathbf{B}_i^t + \mathbf{B}_{i-1}^t) (\mathbf{F}_i^t - \mathbf{F}_{i-1}^t) \right] \quad (21)$$

O método FCT é utilizado na minimização das oscilações numéricas, em regiões próximas de discontinuidades, e consiste basicamente de dois estágios. No primeiro aplica-se um operador linear de difusão, que impõe um amortecimento numérico na solução da Eq. (21). Em seguida, utiliza-se uma operação não-linear para a remoção do excesso de difusão, introduzido no estágio anterior. Este método pode ser encontrado em detalhes no trabalho de Pearson e Winterbone (1997).

Para garantir a estabilidade da solução numérica utiliza-se a condição de Courant-Friedrichs-Lewy, que determina que o passo de tempo (Δt) não seja superior ao mínimo passo de tempo, determinado pelo número de Courant (C), para todas as malhas utilizadas na solução do problema. Assim, tem-se:

$$\Delta t \leq C \operatorname{Min} \left(\frac{\Delta x}{c + |u|} \right) \quad (22)$$

Chen et all (1992) menciona que a diminuição do número de Courant, ao mesmo tempo em que melhora a estabilidade do método, provoca um aumento da difusão numérica, comprometendo os resultados obtidos, no que diz respeito ao formato das ondas de pressão. Estes autores afirmam que um passo de tempo, definido de forma que C esteja entre 0,7 e 0,8, resulta em um bom compromisso entre a estabilidade e a preservação do formato das ondas.

O método de Lax-Wendroff, por ser um método de diferenças finitas centrais, não pode ser utilizado para o cálculo das propriedades de um ponto da malha localizado sobre a extremidade do duto, portanto devem ser especificadas condições de contorno de acordo com o tipo de extremidade. A utilização do método das características, juntamente com o equacionamento característico de cada extremidade, na solução do escoamento nos pontos da malha localizados sobre a extremidade do duto é estável e resulta em boa precisão (Bozza et all, 1995).

A determinação das propriedades do escoamento em um ponto, localizado na extremidade de um duto que se conecta a um compressor ou a uma turbina, deve ser efetuada em conjunto com a determinação das condições de operação destes equipamentos (Almeida et all, 1990). As condições de operação do compressor e da turbina são normalmente obtidas a partir de curvas características que correlacionam relação de pressão de estagnação, rotação e vazão. Utilizando-se o método das características para definir o escoamento no duto e determinando-se a relação de pressão de estagnação e a vazão mássica através das curvas de operação do compressor ou da turbina, pode se determinar, através de um processo iterativo, as propriedades do escoamento no ponto considerado.

Para modelar o escoamento nas junções de dutos utilizou-se, neste trabalho, o método de superposição de ramais (Branch Superposition Method) proposto por William-Louis et all (1998), de fácil aplicação para junções com diversos ramais e que utiliza coeficientes empíricos de perda de pressão.

2.2. Compressor e turbina

Neste trabalho utiliza-se o mapa do compressor centrífugo apresentado por Campanari (2000), que foi desenvolvido para a aplicação em microturbinas. As características deste compressor são mostradas na Fig. (2) e na Fig. (3), onde a vazão adimensional ($\dot{m}_{c,ad}$), a relação de pressão adimensional ($\Pi_{c,ad}$) e a rotação adimensional ($n_{c,ad}$), são dadas em função do ponto de projeto do compressor. Nas Eq. (23), (24) e (25) \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, n_c a rotação, Π_c é a relação de pressão, T_{01} e P_{01} são a temperatura e pressão de estagnação na entrada do compressor, respectivamente.

$$\dot{m}_{c,ad} = \frac{\dot{m}_{c,cor}}{(\dot{m}_{c,cor})_{proj}} = \frac{1}{(\dot{m}_{c,cor})_{proj}} \frac{\dot{m}_{ar} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (23)$$

$$\Pi_{c,ad} = \frac{\Pi_c}{(\Pi_c)_{proj}} = \frac{1}{(\Pi_c)_{proj}} \quad (24)$$

$$n_{c,ad} = \frac{n_{c,cor}}{(n_{c,cor})_{proj}} = \frac{1}{(n_{c,cor})_{proj}} \frac{n_c}{\sqrt{T_{01}}} \quad (25)$$

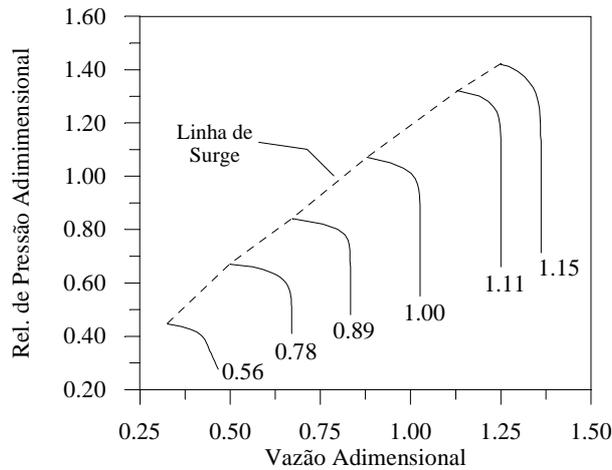


Figura 2. Relação de pressão adimensional no compressor em função da vazão adimensional.

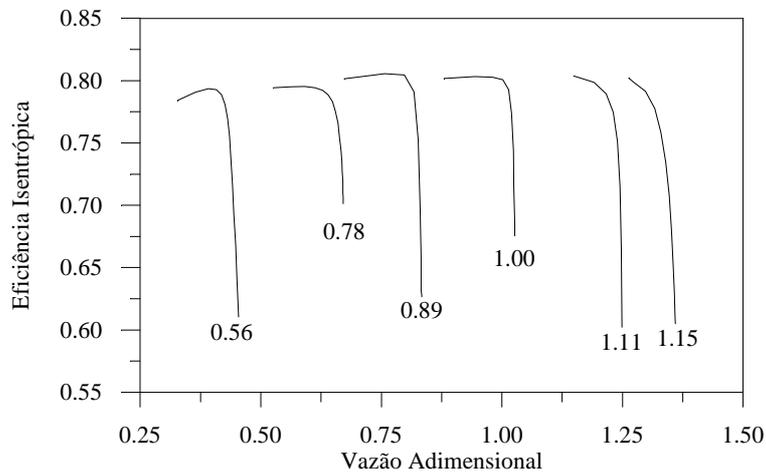


Figura 3. Eficiência isentrópica do compressor em função da vazão adimensional.

As curvas de funcionamento da turbina utilizada neste trabalho também foram obtidas do mapa fornecido por Campanari (2000). Para a turbina, as curvas de funcionamento são apresentadas em função das condições de projeto, como pode ser observado na Fig (4) e na Fig. (5). A vazão adimensional, a relação de pressão adimensional e a rotação adimensional são definidas pelas Eq. (26), (27) e (28), respectivamente, onde \dot{m}_t é a vazão de gases, n_t a rotação, Π_t é a relação de pressão, T_{03} e P_{03} são a temperatura e pressão de estagnação na entrada da turbina, respectivamente.

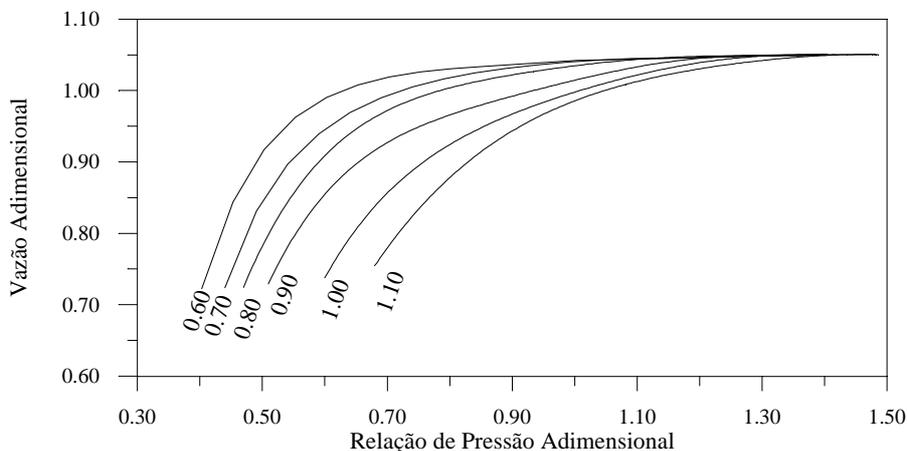


Figura 4. Vazão adimensional em função da relação de pressão adimensional (turbina radial).

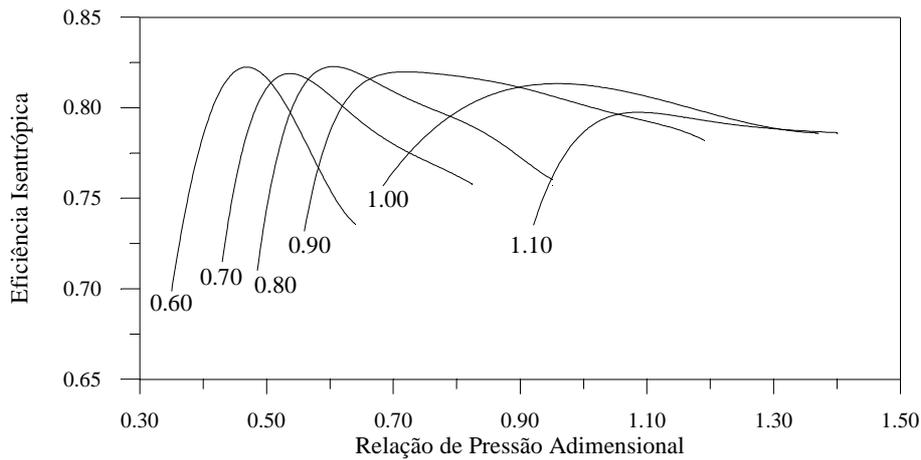


Figura 5. Eficiência em função da vazão adimensional (turbina radial).

$$\dot{m}_{t,ad} = \frac{\dot{m}_{t,cor}}{(\dot{m}_{t,cor})_{proj}} = \frac{1}{(\dot{m}_{t,cor})_{proj}} \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \quad (26)$$

$$\Pi_{t,ad} = \frac{\Pi_t}{(\Pi_t)_{proj}} \quad (27)$$

$$n_{t,ad} = \frac{n_{t,cor}}{(n_{t,cor})_{proj}} = \frac{1}{(n_{t,cor})_{proj}} \frac{n_t}{\sqrt{T_{01}}} \quad (28)$$

2.2. Plenum de Admissão

O modelo utilizado para o plenum é semelhante ao utilizado para as câmaras de combustão, sendo este tratado como um volume de controle onde não existe fluxo de calor através de suas fronteiras. Considera-se ainda que o fluido de trabalho (ar) se comporta como um gás ideal e que suas propriedades são homogêneas em todo o plenum.

Aplicando-se então as equações da continuidade e energia, no plenum de admissão, obtêm-se as Eq. (29), (30) e (31), que resolvidas simultaneamente fornecem os valores da massa (m_p), temperatura (T_p) e pressão (P_p). Deve-se observar que o plenum está conectado a dutos, e que os valores dos fluxos mássicos através de suas fronteiras são obtidos da solução do escoamento nas extremidades destes dutos. Nestas equações o índice k faz referência a todos os fluxos mássicos entrando ou saindo do plenum.

$$\frac{dm_p}{dt} = \sum_{k=1}^n \dot{m}_k \quad (29)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{1}{m_p} \left[\sum_{i=1}^k \dot{m}_k h_{0,k} - e \frac{dm_p}{dt} \right] \frac{\partial e}{\partial T} \quad (30)$$

$$\frac{dP_p}{dt} = P_p \left[\frac{1}{T_p} \frac{dT_p}{dt} + \frac{1}{m_p} \frac{dm_p}{dt} \right] \quad (31)$$

2.2. Válvulas

Para a modelagem das válvulas admite-se que o escoamento através das mesmas é isentrópico, desde a seção de entrada até a sua garganta, sendo considerados dois regimes para o mesmo: um subsônico e o outro sônico. A distinção entre estes dois regimes de escoamento é feita através de uma comparação entre a relação de pressão na válvula e a relação de pressão crítica. Além disto, define-se, de forma simplificada, a área efetiva de abertura da válvula em função do tempo relativo de abertura, através da Fig. (6) (Heywood, 1989).

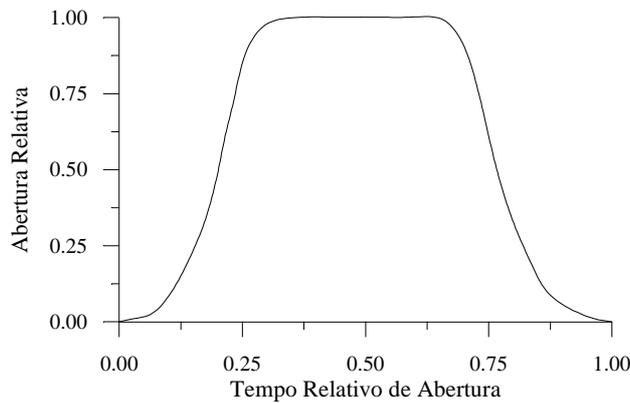


Figura 6. Abertura relativa das válvulas.

3. Resultados

Os modelos individuais, que permitem descrever o comportamento de cada um dos componentes da turbina a explosão, devem ser utilizados em conjunto, formando um modelo global da turbina e possibilitando a análise do seu comportamento. Deve-se observar que embora os modelos dos componentes da turbina sejam independentes, eles trocam massa e energia através de suas fronteiras, de acordo com a forma em que estão interligados.

Segundo Chan e Zhu (2000) e Ferguson (1986), o sistema de equações que governa os processos no interior das câmaras de combustão, pode ser resolvido satisfatoriamente por um método de integração numérica de Runge-Kutta. Portanto, é utilizada a rotina baseada no método de Runge-Kutta-Verner de 5ª e 6ª ordem, disponível na biblioteca numérica IMSL, para Fortran. Para os dutos, é utilizado um modelo de escoamento quase-unidimensional, que é resolvido pelo método de Lax-Wendroff de 1 Passo. É importante mencionar ainda que os fluxos mássicos de gases, através das fronteiras das câmaras, são calculados de forma explícita (Bozza et al, 1995).

O procedimento adotado para a análise do comportamento da turbina a explosão parte da especificação das condições de operação, para as quais se deseja obter os parâmetros de desempenho. Estas condições de operação são: pressão e temperatura ambiente, relação de pressões no compressor e temperatura média na entrada da turbina (T_{3M}). A seguir são calculadas as condições na câmara, cujo ciclo se inicia com fechamento da válvula de admissão, sendo a pressão no interior da mesma calculada em função da perda de carga na válvula de admissão. Inicialmente, a temperatura na câmara (T_{02}) não pode ser determinada e, portanto, assume-se que ela é igual à temperatura do ar contido no interior do plenum de admissão.

A partir deste ponto tem início a solução numérica do modelo correspondente a câmara. Esta solução se inicia com o processo de combustão, cuja duração é especificada pelo tempo de queima. Após a combustão, tem início o processo de descarga, que termina quando a pressão no interior da câmara se iguala a pressão no plenum de admissão. Por último, é realizado o processo de lavagem e admissão, cuja duração é determinada pela relação de lavagem, isto é, pela razão entre a massa de ar fornecida à câmara por ciclo e uma dada massa de referência, considerada como sendo a aquela que, estando na pressão e temperatura da descarga do compressor, ocuparia todo o volume da câmara.

Ao término de um ciclo de operação deve-se comparar o valor final obtido para a temperatura da câmara, com aquele que foi admitido no início dos cálculos. Se o erro entre estes valores não estiver dentro dos limites estabelecidos, repete-se todo o procedimento, até que ocorra concordância entre o valor admitido e o valor calculado. Efetua-se ainda um teste de convergência nos dutos de admissão e exaustão, aplicando-se a equação da continuidade e verificando se a variação das propriedades dos gases entre dois ciclos consecutivos está dentro da tolerância especificada.

A seguir são calculados os valores da temperatura média na entrada da turbina, do trabalho líquido produzido durante o ciclo, da massa de combustível injetada, da duração do ciclo, do trabalho específico útil, do consumo específico de combustível e por último da eficiência térmica. Se o valor obtido para a temperatura média na entrada da turbina, não é igual ao valor especificado, deve-se alterar a relação de equivalência combustível-ar, especificada no início dos cálculos, e repetir todo o procedimento, até que ocorra concordância entre o valor especificado e o calculado.

Com a finalidade de estabelecer uma base para comparação entre os parâmetros de desempenho da turbina a explosão e da turbina operando com combustão a pressão constante, utiliza-se a temperatura média na entrada da turbina, ponderada com relação à massa de gases que escoam pela mesma (Kanamaru et al, 1994), como mostrado na Eq. (32), onde n é o número de intervalos de tempo utilizados na análise de um ciclo, $T_{3,i}$, dt_i e $\dot{m}_{turb,i}$ são a temperatura na entrada da turbina, a duração do intervalo de tempo e a vazão mássica, para o intervalo de tempo i .

$$(T_{3M})_m = \frac{\sum_{i=1}^n T_{3,i} \dot{m}_{t,i} dt_i}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_{t,i} dt_i} \quad (32)$$

Com relação aos erros considerados, tanto para a temperatura na câmara de combustão antes da explosão ($T_{02'}$), quanto para a temperatura média na entrada da turbina (T_{3M}), foram considerados os seguintes erros máximos.

$$\frac{|T_{02'}^1 - T_{02'}^2|}{T_{02'}^1} \leq 0,5 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{|T_{3M}^1 - T_{3M}^2|}{T_{3M}^1} \leq 0,5 \cdot 10^{-4}$$
(33)

onde o índice 1, se refere ao valor estimado no início de uma seqüência de cálculos e o índice 2, se refere ao valor obtido ao final da respectiva seqüência de cálculos.

A turbina à explosão utilizada nesta análise é composta de duas câmaras de combustão, conectadas ao compressor e à turbina através do plenum e dos dutos de admissão e exaustão, identificados de acordo com a Fig. (7). Com base no trabalho de Venturini e Varella (2001) e visando a aproximação de condições típicas de operação de turbina a gás de pequena potência, foram fixados valores para diversos parâmetros de operação, como mostra a Tab. (1).

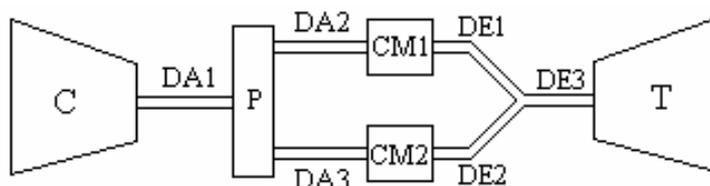


Figura 7. Turbina à explosão com duas câmaras de combustão.

Tabela 1. Parâmetros mantidos fixos durante a simulação.

Parâmetro	Valor
Relação de lavagem	1,0
Perda de pressão na sucção do compressor [%]	2,0
Perda de pressão nas válvulas [%]	2,0
Perda de pressão na exaustão da turbina [%]	2,0
Perda de pressão na câmara de combustão [%]	4,0
Relação de pressão no ponto de projeto – compressor	4,0
Vazão no ponto de projeto – compressor[kg/s]	0,6
Temperatura na entrada para o ponto de projeto - compressor [K]	288
Relação de pressão no ponto de projeto – turbina	3,9
Vazão no ponto de projeto – turbina[kg/s]	0,6
Temperatura na entrada para o ponto de projeto - turbina [K]	1200

As dimensões dos dutos utilizados para a conexão dos componentes estão listadas na Tab. (2), que segue a denominação da Fig. (7). Para a simulação do escoamento nos dutos foi utilizado um número de seções, para cada duto, que resultasse em um comprimento de 0,005 m para cada divisão da malha (Δx). O número de Courant (C), utilizado para a determinação do passo de tempo, foi fixado em 0,8. É importante ressaltar que o erro relativo obtido ao se aplicar a equação da continuidade, durante um ciclo completo da turbina, foi da ordem de 0,76 %.

Tabela 2 - Dimensões dos dutos utilizados na turbina com duas câmaras de combustão.

Duto	Comprimento [mm]	Diâmetro [mm]
DA1	200	50
DA2	200	50
DA3	200	50
DE1	450	50
DE2	450	50
DE3	400	60

A duração do processo de combustão foi específica de acordo com o tempo de queima obtido por Catchpole e Runacres (1972), que é da ordem de 0,007 s. Este intervalo de tempo compreende desde o instante da descarga da centelha até o final do processo de combustão. A especificação deste valor, juntamente com as características de vazão do compressor e da turbina e com o volume das câmaras, que foi fixado em 0,0017 m³, resulta numa frequência de ciclos de aproximadamente 40 Hz. O volume do plenum de admissão foi considerado como sendo igual a 0,0034 m³.

Para o funcionamento adequado da turbina a explosão, com duas câmaras de combustão, deve-se efetuar o defasamento entre os ciclos de operação das mesmas, de forma que não ocorram simultaneamente os processos de lavagem em uma câmara e descarga em outra, pois a simultaneidade destes processos impediria a realização adequada da lavagem. Assim, deve-se introduzir uma pausa no ciclo de funcionamento das câmaras, com mostra a Fig. (8), que foi obtida a partir da solução do modelo apresentado.

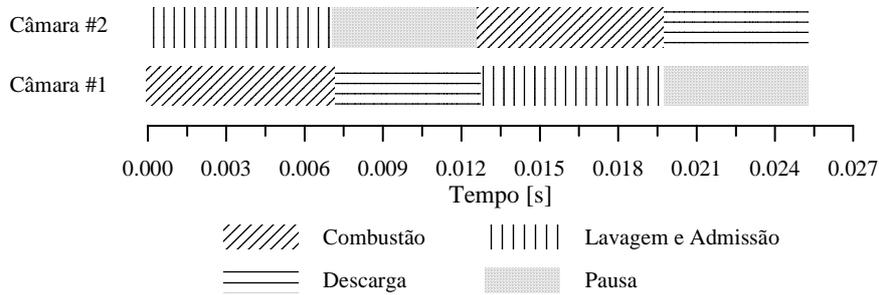


Figura 8. Seqüência de eventos nas câmaras de combustão da turbina com duas câmaras.

Para a análise da turbina em condições de carga parcial, manteve-se a frequência de ciclos utilizada na condição de projeto e considerou-se a operação à rotação constante. Na Fig. (9), tem-se a eficiência térmica em função da potência, podendo ser observado que a eficiência do ciclo Holzwarth é significativamente maior que a do ciclo Brayton, mesmo para operação em cargas parciais. Este comportamento é influenciado pelo melhor desempenho da turbina à explosão a baixas relações de pressão, aliado ao fato de que a redução da relação de pressão leva ao aumento da vazão do compressor e, como a frequência de ciclos é constante, obtêm-se relações de lavagem ligeiramente superiores.

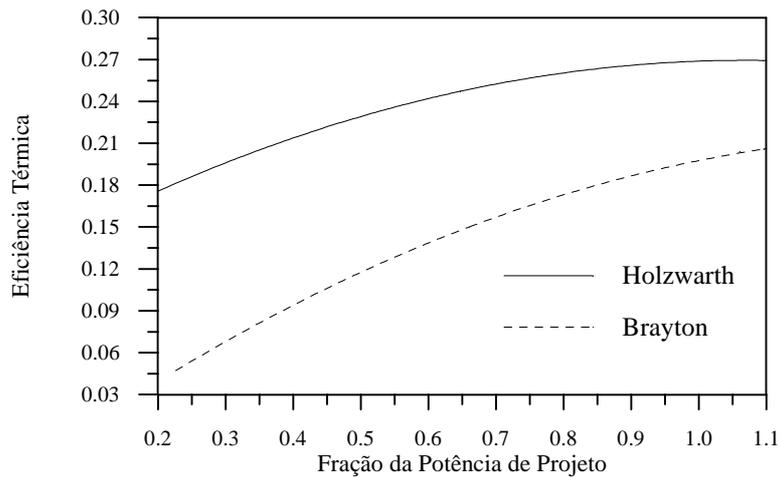


Figura 9. Eficiência térmica para condições de carga parcial.

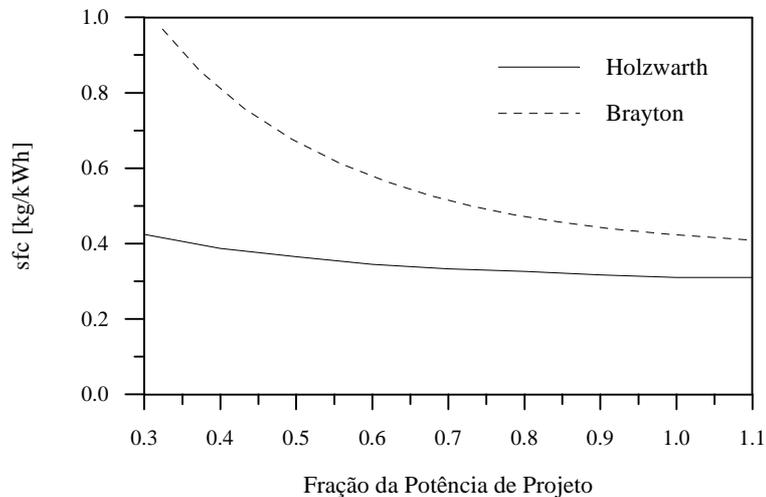


Figura 10. Consumo específico de combustível para condições de carga parcial.

Na Figura (10) é mostrado o consumo específico de combustível, em função da potência produzida, sendo também constatado o potencial do ciclo Holzwarth. Na Fig. (11) tem-se a potência produzida, em função da temperatura na entrada da turbina. Observa-se que a potência produzida pela turbina operando sob o ciclo Holzwarth é bastante superior à da turbina operando sob o ciclo Brayton, para as mesmas condições. Por exemplo, considerando a temperatura de projeto (1200 K), a potência da turbina a explosão é de aproximadamente 112 kW, enquanto que a da turbina com combustão à pressão constante é de aproximadamente 85 kW. Com relação à temperatura média dos gases na descarga da turbina, constatou-se que esta é da ordem de 850 K, para a condição de projeto considerada, isto é, relação de pressão no compressor igual a 4,0 e temperatura média na entrada da turbina de 1200 K.

É importante registrar ainda que, para o cálculo dos parâmetros de desempenho da turbina à explosão, em uma dada condição de operação, o tempo de processamento foi em média de 22 minutos, utilizando-se um microcomputador com processador Pentium II - 333 MHz e compilador Fortran PowerStation 4.0. Foi constatado também que o cálculo da composição e das propriedades termodinâmicas, para o equilíbrio químico, representa a maior parcela do tempo mencionado acima, sendo este cálculo um ponto que merece uma investigação para otimização deste tempo.

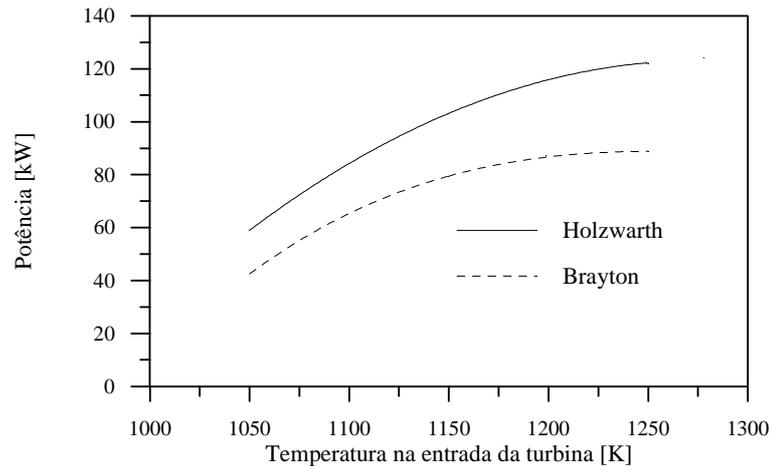


Figura 11. Potência em função da temperatura média na entrada da turbina.

4. Conclusões

Considerando a análise apresentada pode-se concluir que a utilização de um sistema de combustão intermitente, a volume constante, se apresenta como uma alternativa de projeto para a elevação da eficiência e do trabalho específico de turbinas a gás de pequena potência, como é o caso de acionamento automotivo e, principalmente para a geração de energia elétrica em sistemas de pequena capacidade, isolados ou interligados (distributed generation).

A combustão a volume constante, com finalidade de aumento da eficiência térmica de turbinas a gás, é especialmente vantajosa para baixas relações de pressão no compressor, pois nesta condição ocorrem as menores temperaturas do ar na admissão da câmara de combustão, o que resulta em maior elevação de pressão com a combustão. Este fato contribui também para que a turbina de Holzwarth apresenta um melhor desempenho do que a turbina operando sob o ciclo Brayton, mesmo para condições de carga parcial.

Foi observado ainda que, para uma condição típica de operação, a temperatura média dos gases de exaustão está em torno de 850 K na turbina a explosão, e sua eficiência térmica é da ordem de 27%. Utilizando microturbinas a gás, com combustão à pressão constante, somente serão obtidas eficiências térmicas próximas da mencionada acima, através da utilização de regeneradores de calor, o que reduz a temperatura dos gases de exaustão para valores em torno de 550 K. Assim, as microturbinas com combustão a volume constante, podem também se tornar uma opção para os sistemas de cogeração de pequena capacidade, pois possuem temperaturas médias dos gases de exaustão bastante superiores.

Cabe ainda considerar que o potencial das turbinas operando sob o ciclo Holzwarth, evidenciado neste trabalho, deve ser mais bem quantificado através de estudos experimentais, e os resultados apresentados podem servir de ponto de partida para definição de uma configuração a ser analisada experimentalmente.

5. Referências

- Almeida, V. F., Cunha, F. R., Guimarães, M. F. Brasil, A. C. P., 1990, "Análise do Escoamento Não-Homentrópico no Interior do Duto de Descarga de Motor de Combustão Interna Turboalimentado", III ENCIT, pp. 805-810, Brasil.
- Assanis, D.N., 1985, "A Computer Simulation of the Turbocharged Diesel Engine System for Studies of Low Heat Rejection Engine Performance", Tese de Doutorado, Massachusetts Institute of Technology - MIT.
- Benson, R. S., Whitehouse, N. D., 1979, "Internal Combustion Engines - A Detailed Introduction to the Thermodynamics of Spark and Compression Ignition Engines", Pergamon Press, England.
- Bozza, F., Tuccillo, R., De Falco, D., 1995, "A Two-Stroke Engine Model Based on Advanced Simulation of Fundamental Processes", SAE Technical Paper 952139, Off-Highway International Congress, Milwaukee, USA.

- Campanari, S., 2000, "Full Load and Part-Load Performance Prediction for Integrated SOFC and Microturbine Systems", ASME Transactions, Journal of Eng. For Gas Turbine and Power, vol. 22, pp 239-246.
- Catchpole, B. G., Runacres, A., 1972, "Constant-Volume Gas Turbine - Experiments With Gaseous Fuel in a Sleeve-Valved Combustor", Australian Research Laboratories, Report nº ARL/ME 336.
- Chan, S. H., Zhu, J., 2000; "Modeling of Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard", Int. Journal of Thermal Science, vol. 40, pp 94-103.
- Chen, C., Veshagh, A., Wallace, F. J., 1992, "A Comparison Between Alternative Methods for Gas Flow and Performance Prediction of Internal Combustion Engine", SAE Technical Paper 921734, Int. Off-Highway & Power Plant Congress, Milwaukee, USA.
- Ferguson, C. R., 1986, "Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences", John Wiley & Sons Inc., New York.
- Harman, R. T. C., 1981, "Gas Turbine Engineering, Applications, Cycles and Characteristics", The Maximillan Press Ltd., London.
- Heywood, H. J., 1989, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Inc, New York.
- Kanamaru, K., Kajimura, T., Sano, H., Shimamoto, T., 1994, "Method of Optimizing Turbocharged Engine Systems", JSME International Journal, nº 37, vol. 37, pp 974-981.
- Kentfield, J. A. C., Fernandes, L. C. V., 1990, "Improvements to the Performance of a Prototype Pulse Pressure-Gain Gas Turbine", ASME Transactions, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 112, pp 67-72.
- Kentfield, J. A. C., O'Blenes, M., 1987, "Methods for Achieving a Combustion-Driven Pressure-Gain in Gas Turbines", ASME Transactions, paper 87-GTP-126.
- Kruschik, J., 1960, "Die Gasturbine", Zwerte Auflage, Springer Verlag, Wien.
- Ma, J. Allen, R., Bowen, R., 1993, "Mathematical Simulation of the Transient Performance of a Petrol Engine", SAE Inter. Congress and Exposition, SAE Paper Nº 930855, Detroit, USA.
- Marchal, R., 1968, "Turbines à Gaz à Chambres de Combustion Pulsatoire", Entropie, nº 22, juillet-aout, pp 15-19.
- Müller, J. L., 1971, "Theoretical and Practical Aspects of The Application of Resonant Combustion Chambers in Gas Turbines", J. Mech. Eng. Science, vol. 13, pp 137-150.
- Narayanaswami, L. Richards, G. A., 1996, "Pressure Gain Combustion: Part I - Model Development", ASME Transactions, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 118, pp 461-468.
- Pearson, R. J., Winterbone, D. E., 1997, "The Simulation of Gas Dynamics in Engine Manifolds Using Non-linear Symmetric Difference Schemes", Proc Instn Mechanical Engrs, vol. 211, part C, pp 607-616.
- Saunders, Brown, Swithenbank, J., 1975, "Some Implications of the Use of Pulsating Combustion for Power Generation Using Gas Turbines", Combustion, April, pp 23-31.
- Scott, W. G., 2000, "Micro Gas Turbine Cogeneration Applications", Intern. Power and Light Co., Los Angeles, USA.
- Servanty, P., 1968, "Réflexions Sur la Combustion Pulsatoire", Entropie, nº 22, juillet-août, pp 49-63.
- Venturini, O. J., Varella, S., 2001, "A Reevaluation of the Holzwarth Gas Turbine Cycle for Use in Small Power Plants", Proceedings of the ASME TURBO EXPO 2001, New Orleans, USA.
- Watts, J. H., 1999, "Microturbines: A New Class of Gas Turbine Engine", Global Gas turbine News, ASME-IGTI, vol. 39, Nº 1, pp. 4-8, Atlanta, USA.
- William-Louis, M. J. P., Tournier, C., 1996, "Calculation of Pressure Wave Through a Tube Junction", Proc Instn Mechanical Engrs, vol. 210, part C, pp 239-244.

CONSTANT VOLUME COMBUSTION: A ALTERNATIVE FORM FOR THE IMPROVEMENT OF GAS TURBINE EFFICIENCY

Oswaldo José Venturini

Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI/DME
 Av. BPS, 1303 Itajubá – MG Brasil 37500-903
osvaldo@iem.efei.br

Sebastião Varella

Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI/DME
 Av. BPS, 1303 Itajubá – MG Brasil 37500-903
varella@iem.efei.br

Abstract. *In the present work, is considered the use of an intermittent constant volume combustion system as a design alternative to increase the efficiency and specific power of small gas turbines. Such constant volume combustion systems produce a greater effective energy in the end-state gas than do constant pressure combustion systems. The effects of the mass flow, pressure and temperature variations, due to the intermittent combustion, are analyzed by a model that considers a one-dimensional unsteady flow, and the effects associated with friction, heat transfer and compressibility of the gases in the ducts connecting compressor, combustion chambers and turbine. A finite difference method is employed to solve the system of partial differential equations, which governs this unsteady flow. Conclusions are presented showing the increase in efficiency and specific power of small gas turbines, due to the use of the proposed intermittent combustion system, and evidencing the potential of these small gas turbines for electric power generation.*

Keywords: *gas turbine, Holzwarth, pulsating combustion, constant volume.*