

TURBINAS PARA MOTOR-FOGUETE A PROPELENTE LÍQUIDO: UMA METODOLOGIA PARA ANTE-PROJETO DE BANCADAS DE ENSAIO.

Fernando Cesar Ventura Pereira

Instituto de Aeronáutica e Espaço – IAE / Centro Técnico Aeroespacial – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-904, São José dos Campos – SP, Brasil
ventura@iae.cta.br ou ventura1981@hotmail.com

Cláudio Martins de Oliveira

Instituto de Aeronáutica e Espaço – IAE / Centro Técnico Aeroespacial – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-904, São José dos Campos – SP, Brasil
claudioiae@iae.cta.br

João Roberto Barbosa

Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA / Centro Técnico Aeroespacial – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-900, São José dos Campos – SP, Brasil
barbosa@mec.ita.cta.br

Resumo. *Esse trabalho tem como objetivo propor uma metodologia para definir os principais parâmetros geométricos de uma turbina-modelo e um fluido-modelo capazes de simular o desempenho de uma turbina real, que equiparia um motor-foguete a propelente líquido a ser incorporado no Veículo Lançador de Satélites (VLS). Para atingir tal objetivo, foram selecionados quatro fluidos-modelo (ar, ar quente, freon 12 e freon 22) e definidas as geometrias de suas respectivas turbinas-modelo, a partir de um algoritmo desenvolvido pelo pesquisador russo Ovsyannikov. O desempenho dos quatro conjuntos formados pelas turbinas-modelo axiais de dois estágios e seus respectivos fluidos de trabalho foi avaliado por um programa capaz de considerar variações da velocidade angular do eixo e da pressão total de entrada numa faixa de 50% a 105% de seus valores nominais. Assim, como resultado da análise dos gráficos do rendimento em função da razão entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta adiabática, concluiu-se qual turbina-modelo seria a mais adequada para simular em bancada a operação da turbina real com o produto da combustão de querosene e oxigênio líquido à temperatura de 1000 K.*

Palavras chave: turbina, motor-foguete, propulsão líquida, simulação numérica

1. Introdução

Alguns processos característicos de turbinas ainda não são decodificados de forma a produzir resultados satisfatórios. Para esses casos são requeridos ensaios para a confirmação ou a correção do projeto.

O alto custo e a complexidade dos testes de turbinas para motor-foguete a propelente líquido (MFPL), utilizando o produto da combustão dos propelentes como fluido de trabalho, torna conveniente o uso de outros fluidos capazes de simular as condições reais nos ensaios em banco.

Pelo estudo da similaridade entre as dimensões da turbina real e de uma turbina-modelo, e entre as propriedades do produto da combustão dos propelentes e de um fluido-modelo, pode-se obter uma metodologia para a escolha do fluido-modelo, possibilitando a realização de testes menos complexos e de menor custo.

2. A determinação dos critérios de similaridade

Para a determinação dos critérios de similaridade são considerados parâmetros cinemáticos e dinâmicos do fluido e parâmetros da geometria da turbina, que exercem influência na potência e na eficiência.

Assim, a similaridade entre turbinas de diferentes geometrias e que trabalham com diferentes fluidos é descrita por equações de similaridade, como a Eq. (1), que relaciona esses parâmetros cinemáticos, dinâmicos e geométricos para permitir a análise do desempenho entre diferentes conjuntos turbina-fluido de trabalho.

$$\bar{Y}, \bar{N}, \eta = \left(\frac{1}{D}, \frac{u}{v}, Re, Eu, Sh \right), \quad (1)$$

onde η é a eficiência da turbina, l , D são os valores lineares do comprimento e diâmetro médio da turbina, respectivamente, u/v é a razão entre a velocidade tangencial u e a velocidade absoluta do escoamento v , Re é o número de Reynolds, Eu é o número de Euler e Sh é o número de Strouhal.

O parâmetro \bar{Y} é o coeficiente de trabalho específico, definido como:

$$\bar{Y} = \frac{Y}{u^2} = \frac{Y}{\omega^2 \cdot D^2}, \quad (2)$$

onde Y é o trabalho específico e ω é a velocidade angular do eixo em rad/s.

O parâmetro \bar{N} é a potência específica da turbina, dada pela relação:

$$\bar{N} = \frac{N}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}, \quad (3)$$

onde N é a potência da turbina e ρ é a densidade do fluido de trabalho.

Na Eq. (1) podem ser observados critérios de similaridade cinemática, dinâmica e de geometria da turbina, de acordo com suas definições, descritas a seguir.

A similaridade cinemática se verifica quando os vetores do campo de velocidades têm a mesma direção e sentido em pontos correspondentes. Para o movimento de um fluido em canais em rotação, a similaridade cinemática significa a semelhança do triângulo de velocidades. Para turbinas, o critério de similaridade cinemática é a relação u/v , tal que:

$$\frac{v}{v_{(M)}} = \frac{w}{w_{(M)}} = \frac{u}{u_{(M)}} = \alpha_v \quad \text{ou} \quad \frac{u}{v} = \left(\frac{u}{v} \right)_{(M)} = \text{constante} \quad \text{ou} \quad \frac{w}{v} = \left(\frac{w}{v} \right)_{(M)} = \text{constante} \quad (4)$$

onde (M) é o índice que representa os parâmetros do fluido-modelo, w é a velocidade relativa e α_v é o coeficiente de similaridade cinemática.

A similaridade geométrica impõe que o modelo e o protótipo tenham a mesma forma e que todas as dimensões lineares do modelo estejam relacionadas às correspondentes dimensões do protótipo por meio de um fator de escala constante. Para turbinas, as condições de similaridade geométrica podem ser descritas:

$$\frac{l}{l_{(M)}} = \frac{D}{D_{(M)}} = \alpha_c \quad \text{ou} \quad \frac{l}{D} = \left(\frac{l}{D} \right)_{(M)} = \text{constante}, \quad (5)$$

onde α_c é o coeficiente de similaridade geométrica.

A similaridade dinâmica exprime a semelhança entre as forças presentes nos fluidos real e modelo, quando estiverem em movimento. Para que um parâmetro adimensional seja empregado como critério de similaridade dinâmica é efetuada a razão entre duas forças atuantes em um determinado elemento de controle do escoamento.

Alguns dos critérios de similaridade dinâmica mais empregados são:

o número de Reynolds, que caracteriza a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu}, \quad (6)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido;

o número de Strouhal

$$St = \frac{t \cdot v}{l}, \quad (7)$$

onde t representa o tempo característico do escoamento;

o número de Euler

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot v^2} = \frac{1}{k \cdot M^2}, \quad (8)$$

onde p é a pressão estática na entrada da turbina, M é o número de Mach do escoamento e k é o expoente isentrópico do fluido.

3. A definição do fluido-modelo

Conforme a Eq. (4), a igualdade entre (u/v) e $(u/v)_{(M)}$ assegura a similaridade cinemática. Ao mesmo tempo, a observação da similaridade geométrica para divergentes supersônicos, como o da Fig. (1), significa a igualdade da densidade de fluxo $q(\lambda) = q(\lambda)_{(M)}$, uma vez que a razão entre as áreas da seção de saída do divergente f_1' e da seção crítica f_{cr} , é igualmente caracterizada pela grandeza $q(\lambda)$, para baixas perdas da pressão total no divergente, conforme mostra a Eq. (9):

$$\left(\frac{f_1'}{f_{cr}}\right) = \frac{1}{\sigma'_1 \cdot q(\lambda v'_1)} = \bar{f}'_1, \quad (9)$$

onde v'_1 é a velocidade do escoamento na seção f_1' , σ'_1 é o coeficiente de perda de pressão total do escoamento supersônico no divergente, definido pelas Eq. (10) e Eq. (11) e $q(\lambda)$ é a densidade de fluxo, pela Eq. (12):

$$\sigma'_1 = \frac{p'_{01}}{p_0} = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda v'_1}{\phi}\right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} (\lambda v'_1)^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad (10)$$

$$\lambda v'_1 = \lambda v_1 = \frac{v_1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_0}}; \quad (11)$$

$$q(\lambda v'_1) = \lambda v'_1 \cdot \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda v'_1{}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}, \quad (12)$$

onde p_0 é a pressão total de admissão, T_0 é a temperatura total, R é a constante do gás, p'_{01} é a pressão total na seção `1, v'_1 é a velocidade do escoamento na seção `1, conforme mostra a Fig. (1), $\lambda v'_1$ é a razão entre v'_1 e a velocidade crítica na seção `1 e ϕ é um coeficiente experimental de perda nos injetores.

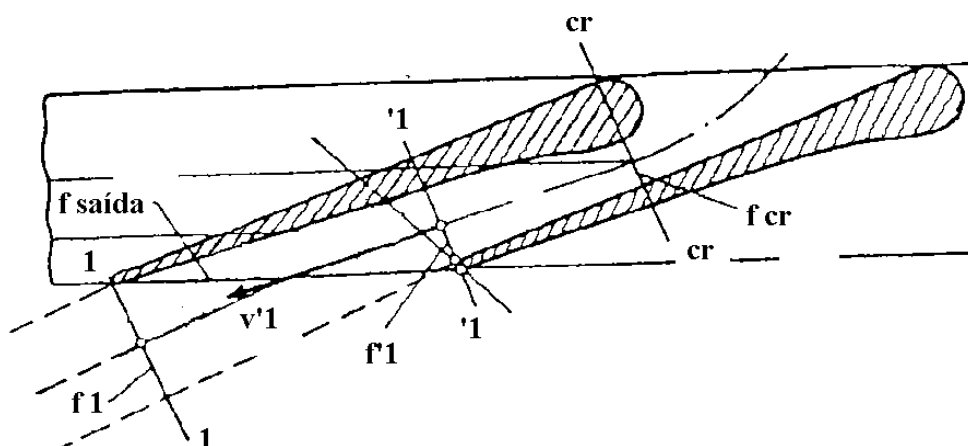


Figura 1. Principais seções da grade supersônica de uma turbina para MFPL.

Assim, a similaridade geométrica implica em $q(\lambda v'_1) = q(\lambda v'_1)_{(M)}$, desde que $\sigma'_1 \neq \sigma'_{1(M)}$ e $\lambda v'_1 \neq \lambda v'_{1(M)}$, motivo pelo qual, quanto maior a diferença entre k e $k_{(M)}$, maiores as diferenças entre σ'_1 e $\sigma'_{1(M)}$ e $\lambda v'_1 \neq \lambda v'_{1(M)}$.

Como $Eu = f(k)$, a igualdade $Eu = Eu_{(M)}$ não é verdadeira se $k \neq k_{(M)}$. Conseqüentemente, a total similaridade não é possível em modelos de turbinas que trabalham com fluidos modelo, assegurando-se apenas as similaridades geométrica e cinemática.

4. O cálculo da geometria da turbina-modelo

Caso o fluido atenda às condições de modelagem, apresenta-se como próximo passo o levantamento de seus parâmetros termodinâmicos. Na Tab. (1) encontram-se discriminados valores típicos do expoente isentrópico k , da viscosidade dinâmica μ e da constante do gás R para a temperatura de estagnação do ar, ar quente, freon-12 e freon-22.

Tabela 1. Propriedades termodinâmicas dos fluidos-modelo.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Ar	Ar quente	Freon-12	Freon-22
Temperatura de estagnação	$T_{0(M)}$	K	250	800	393	393
Expoente isoentrópico	$k_{(M)}$	-	1,40	1,40	1,12	1,16
Coefficiente de viscosidade dinâmica	$\mu_{(M)}$	N x s/m ²	$1,65 \times 10^{-5}$	$3,71 \times 10^{-5}$	$1,88 \times 10^{-5}$	$1,85 \times 10^{-5}$
Constante do gás	$R_{(M)}$	J/kg x K	287,23	287,23	68,79	96,19

Conhecidos os parâmetros termodinâmicos dos fluidos-modelo, a seqüência de cálculo descrita a seguir é implementada para serem definidos os dados de entrada do programa que calcula a geometria da turbina-modelo.

4.1. Os dados de entrada

4.1.1. O coeficiente de densidade do fluxo

A densidade do fluxo do fluido-modelo é assumida como sendo a mesma do fluido real de trabalho para que a similaridade geométrica seja atendida.

$$q(\lambda v'_1)_{(M)} = q(\lambda v'_1) = \frac{f_{cr}}{f'_1 \cdot \sigma'_1} \quad (13)$$

4.1.2. A temperatura do ar externo

A temperatura de estagnação do fluido-modelo pode ser considerada sem grandes margens de erro como sendo a temperatura de um gás ideal, nas mesmas condições.

Para a modelagem de testes de turbinas utilizando freon-12 como fluido-modelo, a temperatura de estagnação $T_{0(M)}$ será de 5 a 10% abaixo da temperatura crítica T_{cr} .

4.1.3. A velocidade angular do eixo

A velocidade angular do eixo da turbina-modelo $\omega_{(M)}$ é calculada pela Eq. (14), definida a partir do critério de similaridade cinemática, descrito pela Eq. (4).

Assim, substituindo a Eq. (15), que define a velocidade absoluta v do fluido como função dos parâmetros de dinâmica dos gases, na Eq. (14), obtém-se a velocidade angular do eixo da turbina-modelo $\omega_{(M)}$, descrita pela Eq. (16).

$$\omega_{(M)} = \omega \cdot \frac{v_{(M)}}{v} \quad (14)$$

$$v = \varphi_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta_T \frac{k-1}{k}}\right)} \quad (15)$$

$$\omega_{(M)} = \omega \cdot \sqrt{\frac{k_{(M)} \cdot \frac{k-1}{k_{(M)}-1} \cdot \frac{R_{(M)}}{R} \cdot \frac{T_{0(M)}}{T_0} \cdot \frac{\left[1 - \frac{1}{\delta_{T(M)}}\right]^{k_{(M)}-1}}{\left[1 - \frac{1}{\delta_T}\right]^k}}, \quad (16)$$

onde δ_T é a razão entre a pressão total de admissão p_0 e a pressão estática de saída p_2 .

4.1.4. A vazão em massa

A vazão em massa do fluido-modelo é definido pela Eq. (17):

$$\dot{m}_{(M)} = f'_{cr} \cdot \sqrt{k_{(M)} \cdot \left(\frac{2}{k_{(M)} + 1} \right)^{k_{(M)} - 1} \cdot \frac{\sigma'_{cr} \cdot p_{0(M)}}{R_{(M)} \cdot T_{0(M)}}} \quad (17)$$

4.1.5. O trabalho interno adiabático

O trabalho interno adiabático da turbina é obtido por meio da Eq. (18):

$$Y_{ad(M)} = \frac{k_{(M)}}{k_{(M)} - 1} \cdot R_{(M)} \cdot T_{0(M)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta_T^{k_{(M)}}} \right) \quad (18)$$

4.1.6. A razão de expansão

Se o expoente isentrópico do fluido-modelo $k_{(M)}$ não é igual ao expoente isentrópico do fluido real k , não é possível alcançar a igualdade do número de Mach em todas seções de escoamento da turbina. Conseqüentemente, uma desigualdade significativa entre os expoentes isentrópicos do fluido real k e do modelo $k_{(M)}$ pode influenciar nos resultados experimentais. Atribuindo-se a igualdade de Mach apenas a uma seção de interesse, como a saída da grade rotativa:

$$M_{(M)} = M, \quad (19)$$

onde o valor do número de Mach é calculado pela relação isentrópica representada pela Eq. (20):

$$M = \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left(\delta_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \quad (20)$$

tem-se, que na referida seção de interesse:

$$\sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left(\delta_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{2}{k_{(M)}-1} \cdot \left(\delta_{T(M)}^{\frac{k_{(M)}-1}{k_{(M)}}} - 1 \right)} \quad (21)$$

o que determina a razão de pressões δ_T no modelo como sendo:

$$\delta_{T(M)} = \left(\frac{p_0}{p_2} \right)_{(M)} = \left[1 + \frac{k_{(M)}-1}{k-1} \cdot \left(\delta_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{k_{(M)}} \quad (22)$$

4.1.7. A pressão total na entrada da turbina

Para a determinação de $p_{0(M)}$, a similaridade nos testes de desempenho das turbinas requer a igualdade dos números de Reynolds do fluido-modelo e do fluido real, conforme mostra a Eq. (25):

$$Re_{w2(M)} = Re_{w2} \quad (23)$$

Utilizando a definição do número de Reynolds, Re_{w2} , com referência à velocidade relativa na saída da grade rotativa w_2 , e as equações das condições de similaridade, a grandeza $p_{0(M)}$ pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$p_{0(M)} = p_0 \cdot \frac{\delta_{T(M)}}{\delta_T} \cdot \frac{w_2}{w_{2(M)}} \cdot \frac{T_{2(M)}}{T_2} \cdot \frac{R(M)}{R} \cdot \frac{\mu_{T2(M)}}{\mu_{T2}}, \quad (24)$$

onde μ_{T2} é a viscosidade dinâmica do fluido real à temperatura de saída da turbina T_2 , $\mu_{T2(M)}$ é a viscosidade dinâmica do fluido-modelo à temperatura de saída da turbina T_2 , w_2 é a velocidade relativa do fluido real na saída da turbina e $w_{2(M)}$ é a velocidade relativa do fluido-modelo na saída da turbina, definida pela Eq. (25) como sendo:

$$w_{2(M)} = \sqrt{[u_{(M)}]^2 + [v_{(M)}]^2}. \quad (25)$$

Para grandes valores de Re_{w_2} ($Re_{w_2} > 6 \cdot 10^5$), as forças inerciais predominam sobre as forças de atrito. Neste caso, é possível calcular o valor da pressão de estagnação na entrada da turbina $p_{0(M)}$ pela expressão:

$$p_{0(M)} = 6 \cdot 10^5 \cdot \frac{\delta_{T(M)} \cdot T_{2(M)} \cdot R(M) \cdot \mu_{T2(M)}}{w_{2(M)} \cdot b}, \quad (26)$$

onde b é a largura da pá.

4.1.8. A temperatura do fluido-modelo na saída da turbina

A temperatura do fluido-modelo na saída da turbina é definida pela Eq. (27) como:

$$T_{2(M)} = T_{0(M)} \cdot \left[1 - \left(\frac{k_{(M)} - 1}{k_{(M)} + 1} \right) \cdot \left(\frac{v_{(M)}}{\sqrt{k_{(M)} \cdot R_{(M)} \cdot T_{0(M)}}} \right)^2 \right], \quad (27)$$

onde T_2 e $T_{2(M)}$ são as temperaturas do fluido real e do fluido-modelo na saída da turbina, respectivamente.

4.1.9. A pressão estática do fluido-modelo na saída da turbina

A pressão de saída $p_{2(M)}$ é determinada pela pressão total de admissão $p_{0(M)}$ e pela razão de expansão $\delta_{T(M)}$, ou seja:

$$p_{2(M)} = \frac{p_{0(M)}}{\delta_{T(M)}}, \quad (28)$$

onde a pressão de saída $p_{2(M)}$ deverá ser maior do que a pressão atmosférica p_H na linha principal de saída da turbina, sendo que, quando for possível, $p_{2(M)}$ menor que p_H obtém-se uma pressão total de admissão, $p_{0(M)}$ e vazão menor. Adotando na linha principal $\Delta p_{2(M)} = 0,02$ MPa, tem-se que $p_{2(M)} = p_H + \Delta p_{2(M)} = 0,12$ MPa.

4.1.10. A viscosidade dinâmica

A viscosidade dinâmica do fluido-modelo à temperatura de saída da turbina T_2 , segundo a fórmula de Sutherland, é dada pela Eq. (29) como:

$$\mu_{T2(M)} = \mu_{T2} \cdot \frac{T_{0(M)} + 110,33}{T_{2(M)} + 110,33} \cdot \left(\frac{T_{2(M)}}{T_{0(M)}} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (29)$$

4.2. O programa

Partindo dos princípios básicos da dinâmica dos gases, Ovsyannikov e Borovsky (1973) discorrem sobre a teoria de projeto de turbinas e bombas para turbobombas de MFPL. Os autores abordam escoamentos subsônicos e supersônicos em grades rotativas, apresentam um modelo de perdas baseado em coeficientes experimentais e definem relações para a potência, o rendimento e as características de energia. Essas relações são dispostas na forma de um algoritmo, que calcula a geometria de turbinas axiais de um ou dois estágios, capazes de maximizar o rendimento do sistema turbina-bombas, a partir das propriedades do fluido de trabalho e das condições iniciais do problema.

Os autores aplicam a experiência adquirida na indústria aeroespacial da antiga União Soviética para definir relações empíricas e coeficientes de perdas experimentais.

Durante o cálculo, as dimensões dos elementos da turbina e as propriedades termodinâmicas do fluido são definidas a cada estágio, no ponto de projeto, considerando os dados iniciais discriminados no item 4.1. Os resultados são apresentados na forma de tabelas com as dimensões dos elementos da turbina e gráficos com as características de energia e de massa.

A partir do algoritmo de Ovsyannikov e Borovsky, Pereira (1998) implementou um programa utilizando o software “MathCad©” para calcular a geometria das turbinas que atenderiam aos requisitos de projeto de um MFPL a ser desenvolvido pelo Centro Técnico Aeroespacial (CTA). Esse programa foi empregado por Oliveira (2002) para definir a geometria de cada uma das quatro turbinas modelo, que utilizariam os quatro fluidos modelo selecionados. Alguns dos parâmetros geométricos das quatro turbinas modelo estão na Tab. (2).

Tabela 2. Parâmetros geométricos dos injetores das turbinas modelo.

Parâmetro	Unidade	Gás real	Ar	Ar quente	Freon-12	Freon-22
Diâmetro da garganta do injetor	mm	4,07	4,72	4,84	4,29	4,24
Área total de saída (seção circular)	m ²	4,87 x 10 ⁻⁴	3,55 x 10 ⁻³	5,66 x 10 ⁻⁴	7,44 x 10 ⁻³	5,88 x 10 ⁻³
Área total de saída (seção elíptica)	m ²	1,67 x 10 ⁻³	1,22 x 10 ⁻²	1,94 x 10 ⁻³	2,55 x 10 ⁻²	2,01 x 10 ⁻²
Comprimento do divergente do injetor	m	8,03 x 10 ⁻²	6,49 x 10 ⁻³	6,21 x 10 ⁻³	7,49 x 10 ⁻³	7,61 x 10 ⁻³

5. O cálculo do desempenho do conjunto turbina-fluido-modelo

Após a definição da geometria das quatro turbinas-modelo axiais de dois estágios, tornou-se necessário determinar as características de energia e de massa dos quatro conjuntos no ponto de projeto e fora deste ponto.

Para tal propósito foi empregado um programa desenvolvido por Pereira (1999), no software “MathCad©”, capaz de simular a operação de uma turbina axial de um ou dois estágios, a partir dos dados iniciais da geometria da turbina e das propriedades do fluido de trabalho. O regime fora do ponto de projeto foi estabelecido variando-se a pressão total de admissão p₀ e a velocidade angular do eixo ω_T de 50% a 105% de seus valores nominais.

O programa usa a pressão total de admissão p₀ e a velocidade angular do eixo ω_T como variáveis independentes, ambas definidas por 12 pontos, que correspondem a 12 diferentes regimes de operação, onde os índices 0, 10 e 11 referem-se a 50%, 100% e 105% do valor nominal, respectivamente.

Cada variável calculada possui dois índices: o i, associado às variações na velocidade angular ω_T do eixo e j, relacionado às variações da pressão total de admissão P₀. Dessa forma, o programa apresenta 144 valores para cada variável, dependendo do regime especificado pelos valores dos índices i e j.

Na Figura (2) pode-se ver o algoritmo do referido programa.

Uma de suas características principais é a estrutura modular, onde cada bloco é uma subrotina de cálculo de um estágio. Dessa forma, o programa pode analisar o desempenho para um, dois ou mais estágios, de acordo com a seleção inicial do operador. Outra característica é que o programa apresenta como dados de saída os valores dos principais parâmetros, como pressão, temperatura, velocidades etc, para cada seção da turbina e as características de massa e de energia na forma gráfica.

Oliveira (2002) empregou o programa apresentado em Pereira (1999) para simular numericamente a operação dos quatro conjuntos turbina-fluido-modelos no ponto de projeto e fora deste, a fim de definir qual seria a solução mais eficaz e econômica para a implementação de um banco de ensaios de turbina para MFPL no Centro Tecnológico de Aeronáutica (CTA).

Como resultado de sua análise foram obtidos os gráficos de rendimento em relação a razão entre a velocidade tangencial u e a velocidade absoluta do escoamento v, de acordo com a Fig. (3) e as variações dos principais parâmetros, como pressão, temperatura, velocidades etc, ao longo das seções de uma turbina axial de dois estágios. A Tabela. (3) apresenta alguns dos parâmetros calculados pelo programa.

Tabela 3. Principais parâmetros dos fluidos modelo.

Parâmetro		Unid.	Ar	Ar quente	Freon-12	Freon-22
Velocidade angular do eixo	n	rpm	13510	22060	8487	9820
Trabalho específico	Y	J/kg	1,57 x 10 ⁵	4,18 x 10 ⁵	6,19 x 10 ⁴	8,29 x 10 ⁴
Velocidade absoluta	v	m/s	560	915	352	407
Velocidade tangencial	u	m/s	106	173	67	77
Temperatura estática na saída do 2º estágio	T ₂	K	215	573	349	337
Velocidade relativa na saída do 2º estágio	w ₂	m/s	538	878	335	389
Viscosidade dinâmica à temperatura de saída	μ _{T2}	N x s/m ²	1,0 x 10 ⁻⁵	2,99 x 10 ⁻⁵	1,72 x 10 ⁻⁵	1,65 x 10 ⁻⁵
Pressão total na entrada da turbina	p ₀	MPa	1,27	4,91	1,14	1,25
Pressão estática na saída da turbina	p ₂	MPa	0,10	0,38	0,09	0,09

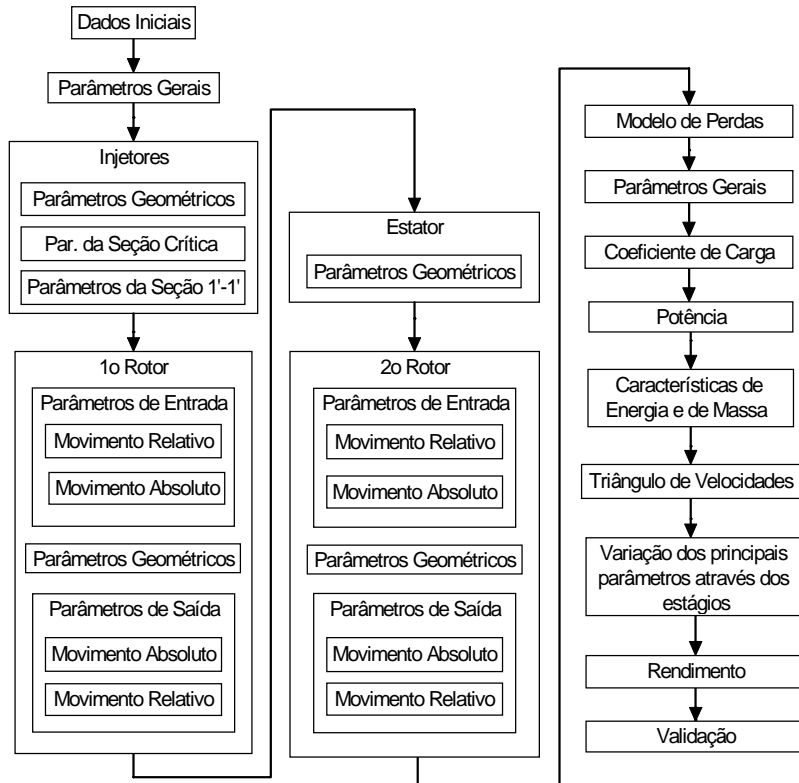


Figura 2. Algoritmo para a simulação numérica da operação de uma turbina axial de dois estágios para MFPL.

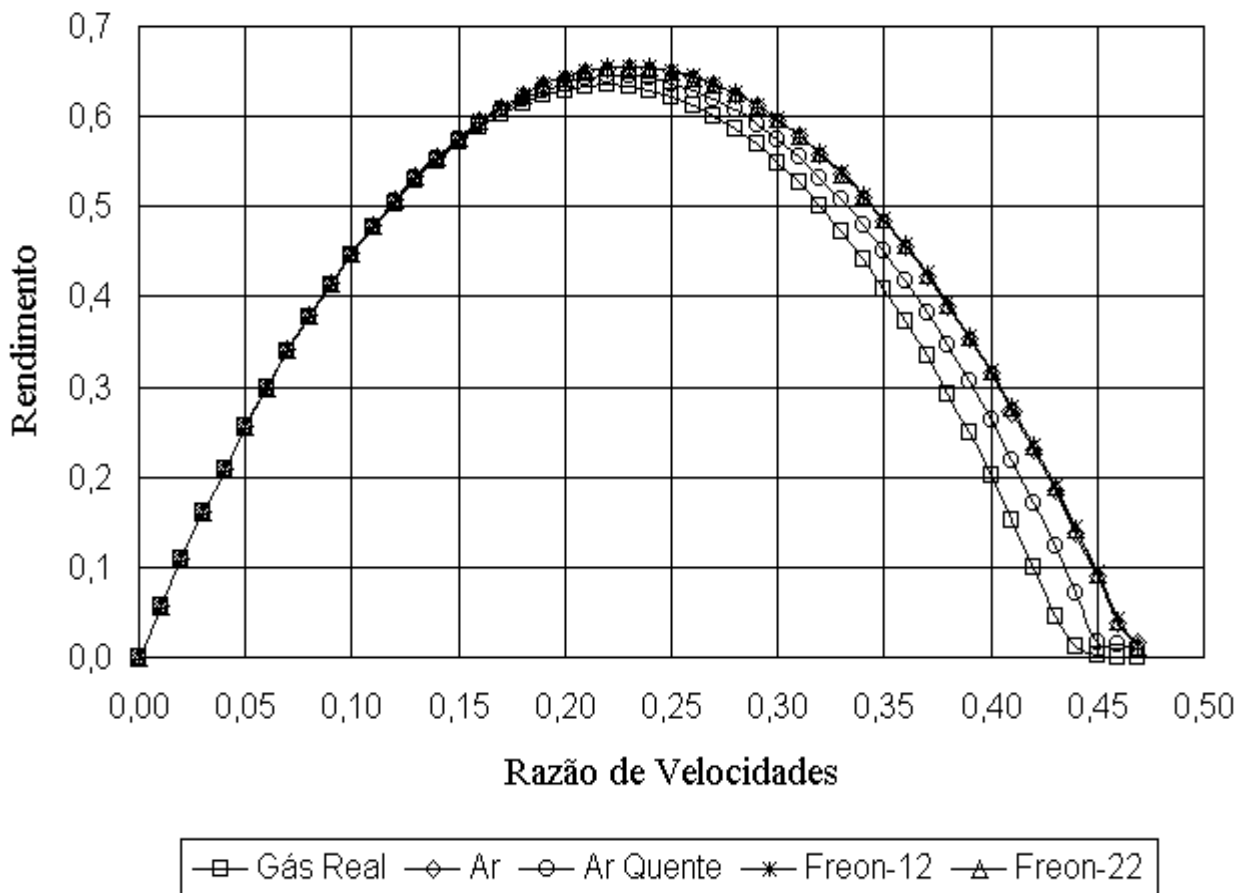


Figura 3. Rendimento dos conjuntos turbinas-fluidos modelo em função da razão de velocidades u/v .

6. A análise dos resultados e conclusões

As curvas de rendimento em relação a razão entre a velocidade tangencial u e a velocidade absoluta v da Fig. (3) mostram que o ar quente apresenta um rendimento próximo ao do produto da combustão entre querosene e oxigênio líquido, mesmo para as razões de velocidades u/v distantes do ponto de projeto. Esse fato indicaria o ar quente como substituto do fluido real, porém as dificuldades oriundas da incorporação de um aquecedor ao banco e da operação do mesmo com um fluido à 800 K aumentam os custos de implantação.

Para o uso de ar atmosférico como fluido-modelo, uma margem de segurança de 5 a 10% abaixo da temperatura crítica T_{cr} , como a empregada no freon-12, não é suficiente para garantir a similaridade. Nesse caso, para a determinação do valor da temperatura de estagnação $T_{0(M)}$ deve ser considerada a expansão do ar na turbina e a conseqüente condensação do vapor presente, o que degradaria a similaridade.

Para se evitar esse problema, a temperatura de saída da turbina $T_{2(M)}$ deverá ser maior que a temperatura de condensação do ar (83 K) para uma pressão $p_{2(M)} = 0.12$ MPa. Garantida essa condição, pode-se arbitrar um valor de $T_{0(M)}$ para o ar igual ao da temperatura ambiente, ou seja, é possível realizar o ensaio à temperatura total do ar externo $T_{0(M)}$ de 288 K, mas para evitar o congelamento do fluido, quando $T_{0(M)}$ for 269 K, é necessária a secagem do ar até a entrada da turbina, passando-o por um dessecante, cuja instalação deverá ser prevista na montagem do banco de testes.

A carcaça externa da turbina também deverá ser isolada para não ocorrer o congelamento e/ou a formação de gelo sobre o corpo externo, devido à baixa temperatura e à umidade do ar no banco de testes.

Atendidos esses requisitos de baixa umidade, o ar à temperatura ambiente mostra-se como a solução de mais fácil implementação, já que o uso do freon-12 e do freon-22 requerem um esquema fechado para evitar o vazamento desses fluidos agressores à camada de ozônio.

Definido qual o conjunto turbina-fluido-modelo, os valores de parâmetros, como pressão, temperatura, velocidades, rotação do eixo, torque etc determinados por esse estudo serão utilizados no projeto físico do banco e na especificação dos principais equipamentos, que deverão compô-lo.

7. Referências

- Ovsyannikov, B. V., Borovsky, B. Y., 1973, "Theory and Calculation of Feed Units of Liquid Propellant Rocket Engines", Foreign Technology Division of Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, USA, 764 p. (FTD-MT-24-1524-72).
- Pereira, F. C. V., 1998, "Diploma Project: II Stage Liquid Propellant Rocket Engine", Trabalho de Conclusão do Curso de Especialização "Fundamental Course in Engine Design", do Moscow Aviation Institute (MAI), São José dos Campos, Brasil, 431 p.
- Pereira, F. C. V., 1999, "Numerical Simulation of a Two-Stage Turbine for Turbopumps of Liquid Propellant Rocket Engines", Trabalho de Tese de Mestrado no Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, Brasil, 195 p.
- Oliveira, C. M., 2002, "Bancadas de Ensaio para Turbinas de Motor-foguete a Propelente Líquido", Trabalho de Tese de Mestrado no Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, Brasil, 175 p.

TURBINES FOR LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINES: A METHODOLOGY FOR DESIGNING OF TEST STANDS

Fernando Cesar Ventura Pereira

Aeronautical and Space Institute – IAE / Aeroespacial Technical Center – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-904, São José dos Campos – SP, Brazil
ventura@iae.cta.br or ventura1981@hotmail.com

Cláudio Martins de Oliveira

Aeronautical and Space Institute – IAE / Aeroespacial Technical Center – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-904, São José dos Campos – SP, Brazil
claudioiae@iae.cta.br

João Roberto Barbosa

Technological Institute of Aeronautics – ITA / Aeroespacial Technical Center – CTA
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 - Jd. das Acácias
12.228-900, São José dos Campos – SP, Brazil
barbosa@mec.ita.cta.br

Abstract. *The main aim of this work is to propose a methodology to define the geometrical parameters of a turbine and the gas dynamic parameters of a working fluid, which are able to substitute a real turbine of a liquid propellant rocket engine, that best equips the Brazilian Launcher Vehicle (VLS-2). To this goal, air, heated air, freon-12 and freon-22 were selected to substitute the combustion products of kerosene and liquid oxygen and their gas dynamics parameters were used to calculate the turbine geometry by a computer program based on an algorithm developed by Russian research Ovsyannikov. The performance of the four groups (working fluid and two-stage axial impulse turbine) was evaluated by another program that considered shaft rotational speed and total inlet pressure variations from 50% till 105% of their nominal values. Then, as a result of the analysis of the efficiency as a function of the ratio between tangential and absolute velocities, the author concluded that the working fluid is proper to simulate the real turbine of a liquid propellant rocket engine and the combustion products of kerosene and liquid oxygen, at 1000 K, in a test stand.*

Keywords: *turbine, rocket engine, liquid propulsion, numeric simulation.*