

EFEITO DA GEOMETRIA DO BOCAL CONVERGENTE SOBRE O EMPUXO DE MOTOR-FOGUETE

Eduardo M. Germer

Depto. Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Curitiba, PR
eduardomg@utfpr.edu.br

Carlos Henrique Marchi

Universidade Federal do Paraná (UFPR)
Departamento de Engenharia Mecânica
Curitiba, PR
marchi@ufpr.br

Resumo: Motores-foguete são propulsores de alto consumo de combustível (propelente). Em veículos espaciais aproximadamente 90% de seu peso é de propelente, 6% estrutura e 4% carga útil. Aumentar a carga útil significa necessidade de mais combustível, mais estrutura, e maior peso do veículo. Esta restrição justifica trabalhos para melhorar a performance do motor-foguete, sendo uma vertente destes o desenvolvimento da tubeira. A literatura é extensa nas formas de obter perfil divergente que gere empuxo máximo, ou ainda as avaliações das influências das razões de raio, raio de curvatura, entre outros, porém, poucos são os trabalhos que analisam o efeito do perfil convergente na geração de empuxo. Este trabalho avalia a influência desta parte da tubeira no coeficiente de empuxo, no impulso específico e coeficiente de descarga, todos obtidos no vácuo. Para isto foi escolhida uma tubeira cônica de referência cujos resultados experimentais estão disponíveis na literatura, e que foi a base da validação da solução numérica. Algumas geometrias do convergente foram testadas mantendo para todas as opções o raio da garganta, raio de curvatura da garganta, comprimento do divergente e razão de áreas. O fluido avaliado foi o ar, considerado como gás termicamente perfeito, mas caloricamente imperfeito. O modelo físico considerou a solução das equações de Euler com paredes adiabáticas. O perfil é axissimétrico em coordenadas generalizadas. A malha gerada foi estruturada. O método dos volumes finitos foi usado para discretização das equações que representam o fenômeno. A aproximação para termos advectivos foi de primeira ordem e de segunda ordem para os termos de pressão. O regime é permanente mas foi usado o método do transiente distorcido como fator de relaxação. As soluções numéricas mostram que a geometria do convergente pode melhorar em até 0,7% o coeficiente de empuxo e até 0,6% o coeficiente de descarga, sendo o impulso específico praticamente inalterado. O raio de curvatura na garganta na parte do convergente também impacta no empuxo; valores menores resultam em menos empuxo. O arredondamento na transição da câmara de combustão/plenum para o convergente pode ser significativo para certo valor de meio ângulo de convergente, mas de baixa influência para meio ângulo muito baixo ou muito elevado.

Palavras-chave: tubeira, convergente, motor-foguete, propulsão, validação

1 Introdução

A modelagem do escoamento em bocais supersônicos do tipo convergente-divergente (C-D) apresenta algumas dificuldades. Uma delas é ser representado pelas equações de Navier-Stokes, que por sua complexidade não têm solução analítica conhecida, havendo a necessidade de recorrer aos métodos numéricos para solução. Outro complicador é o fato do escoamento apresentar três regiões distintas, uma região subsônica incompressível/compressível, uma região compressível transônica e outra compressível supersônica; cada uma delas com características físicas distintas, e com as equações matemáticas apresentando naturezas distintas de acordo com o regime de velocidade do escoamento.

Um dos objetivos do grupo de CFD da UFPR (www.cfd.ufpr.br) é o desenvolvimento de um código computacional, baseado em linguagem Fortran, que resolva numericamente tal escoamento. Em sua fase atual o código resolve problemas de simetria axial ou plana, a qualquer velocidade (subsônica, transônica ou supersônica), para escoamento invíscido, laminar ou turbulento (modelo de Baldwin-Lomax), com propriedades variáveis, sem ou com reações químicas (escoamento congelado, em equilíbrio ou desequilíbrio químico).

2 Modelo matemático

A modelagem matemática representa um escoamento de ar, em regime permanente, invíscido, em um bocal C-D. O ar foi considerado um gás termicamente perfeito, e caloricamente imperfeito. Partindo-se das equações de Navier-Stokes, com simplificações para fluido invíscido e considerando simetria axial, as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear, e da energia são dadas por

$$C^\phi \left[\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{1}{y} \frac{\partial(\rho y v \phi)}{\partial y} \right] = P^\phi \quad (1)$$

sendo “x” a coordenada axial, “y” a coordenada radial, “u” a componente da velocidade em “x”, e “v” a componente da velocidade em “y”. As variáveis “ ϕ ”, “ P^ϕ ” e “ C^ϕ ” são apresentadas na Tab. (1).

Tabela 1. Componentes da Eq.(1)

Princípio de conservação	ϕ	C^ϕ	P^ϕ
Massa	1	1	0
Quantidade de movimento linear em x	u	1	$-\frac{\partial p}{\partial x}$
Quantidade de movimento linear em y	v	1	$-\frac{\partial p}{\partial y}$
Energia	T	c_p	$u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y}$

A relação para fechamento do modelo matemático é dada pela equação de estado dos gases perfeitos, válida para gases termicamente perfeitos. Considerando “ ρ ” a massa específica do fluido, “p” a pressão, “R” a constante do gás e “T” a temperatura,

$$p = \rho RT \quad (2)$$

O modelo para definição do calor específico à pressão constante, considerando gás caloricamente imperfeito, foi extraído de NACA 1135 (1953). Sendo “ γ ” a razão de calores específicos, “ θ ” uma temperatura de referência e o subíndice “perf” indicando os valores para gás caloricamente perfeito,

$$c_p = (c_p)_{perf} \left\{ 1 + \frac{\gamma_{perf} - 1}{\gamma_{perf}} \left[\left(\frac{\theta}{T} \right)^2 \frac{e^{\theta/T}}{\left(e^{\theta/T} - 1 \right)^2} \right] \right\} \quad (3)$$

Os calores específicos à pressão e volume constantes para gás diatômico e caloricamente perfeito são,

$$(c_p)_{perf} = \frac{7}{2} \quad (c_v)_{perf} = \frac{5}{2} \quad (4)$$

O valor da temperatura de referência (θ) é de 5500°R. Com este valor o erro previsto para a razão de calores específicos é de até 3% para faixas de temperatura desde acima da liquefação até 5000°R, e pressões até 25 atm.

3 Modelo numérico

A discretização do domínio de cálculo foi feita dividindo-se o bocal em quatro segmentos em “x”, sendo cada um destes dividido em certo número de volumes de controle, uniformes por segmento. A divisão do número de volumes em cada segmento foi feita de forma a tornar a malha praticamente uniforme em “x”, como pode ser visto na Fig.(1).

Na direção radial, a malha é uniforme em cada linha vertical. Esta forma de discretização não prejudica a solução numérica uma vez que o escoamento é invíscido, desconsiderando-se, portanto, a existência da camada

limite. A malha base da maioria das malhas é de 72 x 82 volumes de controle. Os resultados foram obtidos em várias malhas, com razão de refino de malha (r) igual a 2, o que significa duplicar o número de volumes em “x” e “y” a cada refino, até a malha 1152 x 1352 volumes.

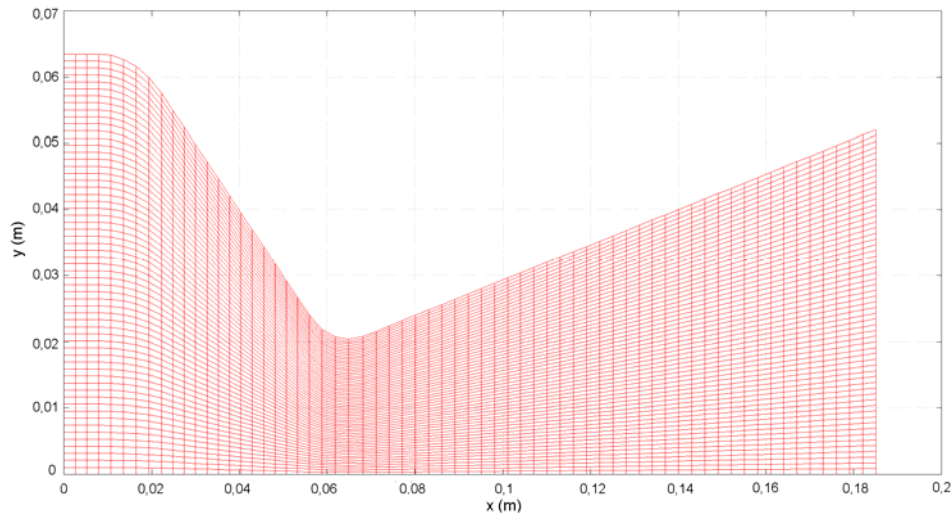


Figura 1. Malha com 64 x 60 volumes de controle da tubeira cônica de 45°-15°

Como a malha é estruturada não-ortogonal, a Eq.(1) e as relações dadas na Tab. (1) foram transformadas para o espaço generalizado (Maliska, 2004). Após isto, foram discretizadas utilizando o método dos volumes finitos. O escoamento avaliado é permanente, mas para facilitar a convergência foi utilizada a técnica do transiente distorcido, sendo a discretização temporal totalmente implícita.

Os termos advectivos foram aproximados com esquema upwind (UDS). Os termos de pressão foram aproximados com o esquema CDS. O arranjo é colocalizado, ou seja, as variáveis são avaliadas nos centros dos volumes, cuja posição é centrada em relação às faces.

Para resolver o acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o método SIMPLEC aplicado a qualquer regime de velocidades (Maliska, 2004; Marchi e Araki, 2009). As fronteiras são tratadas com volumes fictícios e as condições de contorno são dadas na Fig.(2). Para “u” e “v” na parede da tubeira as condições de contorno são idênticas à da pressão. A parede é considerada adiabática.

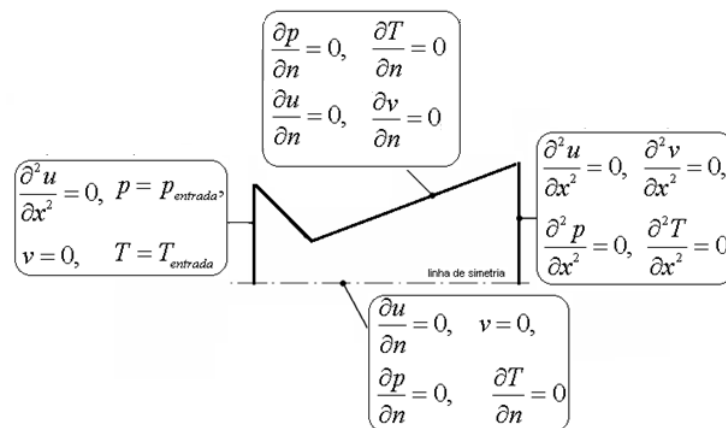


Figura 2. Condições de contorno

Após obtidas as soluções numéricas com o código Mach2D (Marchi e Araki, 2009) em várias malhas, os resultados foram analisados com o código computacional Richardson 4.0, que faz a estimativa de erro numérico utilizando o GCI (*Grid Convergence Index*) de Roache (1994), através de

$$U_{GCI}(\phi_f) = F_s \frac{|\phi_f - \phi_g|}{(r^{P_L} - 1)} \quad (5)$$

sendo U_{GCI} a incerteza numérica, F_S um fator de segurança considerado igual a 3, ϕ_f e ϕ_g as soluções numéricas da propriedade ϕ nas malhas fina e grossa respectivamente, “r” é a razão de refino (razão entre o número de volumes de controle da malha fina e da malha grossa em cada direção), e P_L é a ordem assintótica (de acurácia) das aproximações numéricas. A representação da solução numérica (ϕ_{num}) é dada por (Marchi, 2001)

$$\phi_{num} = \phi_f \pm U_{GCI}(\phi_f) \quad (6)$$

4 Validação

Para validação da solução numérica as propriedades de estagnação usadas foram as do experimento de Back *et al.* (1965), sendo a pressão de 1.725 MPa e a temperatura de 833,3 K.

Segundo a ASME (2009), a validação é o processo que define qual o grau de acurácia de um modelo teórico em representar um fenômeno real; trata da comparação entre os resultados numéricos e os resultados experimentais. Para realizar a validação foi usado o experimento de Back *et al.* (1965), que consiste no escoamento de ar em um bocal C-D, com meio ângulo de convergente de 45°, meio ângulo de divergente de 15°, razão de expansão 6,63, cuja geometria é mostrada na Fig.(1). A parede não é resfriada. A pressão estática foi medida em 19 pontos ao longo da parede da tubeira.

As incertezas dos resultados experimentais foram consideradas como uma composição das incertezas de medição e incertezas de leituras dos dados do gráfico no trabalho de Back *et al.* (1965). A malha base foi de 64x60 sendo refinada com razão de refino 2, chegando à malha mais fina de 1024x960.

Os resultados são apresentados na Fig.(3). A pressão estática local é adimensionalizada pela pressão de estagnação. Pode-se notar uma boa concordância entre a solução numérica e os resultados experimentais. Os pontos de maior diferença entre o experimento e solução numérica estão na região transônica, onde a diferença chega a 9%. Na região subsônica e supersônica a concordância com os dados experimentais é ótima, com diferença máxima de 3%. As incertezas apresentadas no gráfico como limites inferior e superior são da ordem de 10^{-3} a 10^{-5} , dependendo do ponto avaliado. Os limites superiores e inferiores na Fig.(3) indicam as incertezas experimentais e numéricas.

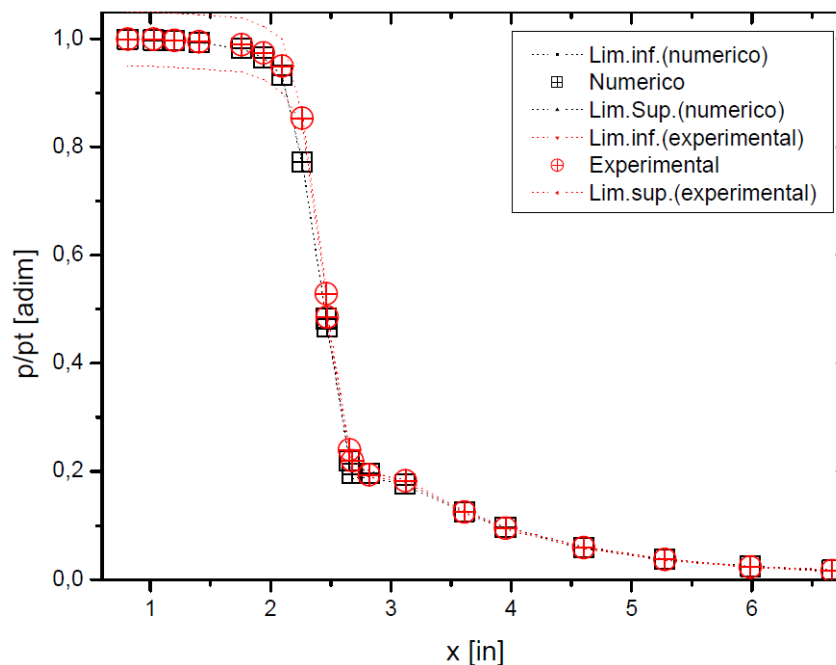


Figura 3. Resultados numéricos e experimentais da pressão estática na parede

O experimento disponibiliza dados do empuxo dinâmico e do coeficiente de descarga adimensionalizados pelo resultado da solução quase-1D. Para estes dois casos as diferenças da solução numérica para o experimento foram de 0,11% e 0,075% respectivamente, sendo sua incerteza da ordem de 10^{-3} .

5 Geometrias testadas

Foram avaliadas variações de convergente tendo por base as tubeiras 45-15 mostrada na Fig.(1) e a tubeira 30-15 mostrada na Fig.(4), ambas do trabalho de Back *et al.* (1965). Isto foi feito para verificar o efeito da geometria do convergente tanto em tubeira com pequenas razões de raios (raio de curvatura / raio da garganta) quanto para tubeira com elevada razão de raios. A tubeira 45-15 refere-se ao primeiro caso e tem razão de raios 0,625, e a 30-15 ao segundo caso, com razão de raios 2,0.

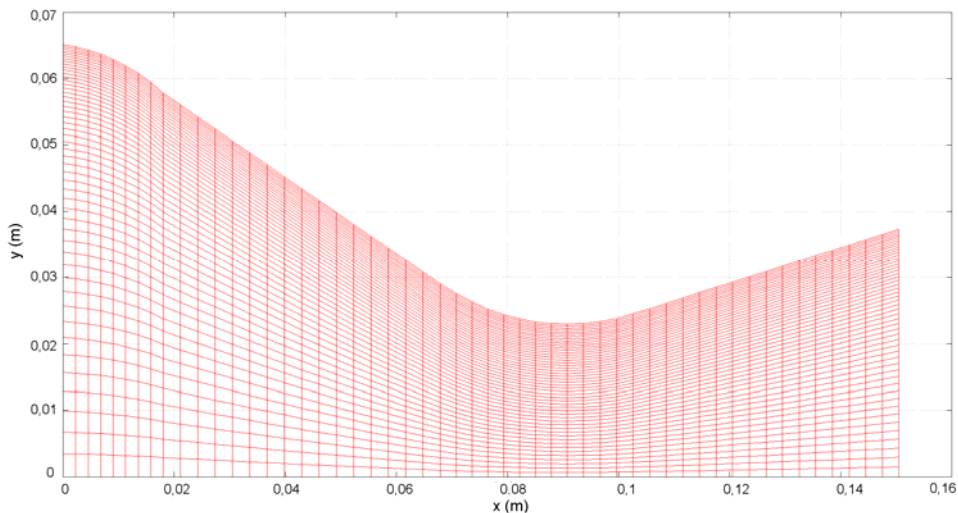


Figura 4. Malha com 52 x 50 volumes de controle da tubeira cônica de 30°-15°

Para a tubeira 30-15 foram avaliadas 2 geometrias alternativas. Não foram obtidas mais variações pois o alto valor do raio de curvatura, principalmente em relação ao raio do *plenum* (câmara de combustão), limitou a geração de muitos perfis de convergente.

Para a tubeira 45-15 foram avaliados 10 perfis diferentes de geometrias para o convergente. Serão apresentados somente os dois perfis que apresentaram o melhor e o pior resultados.

Foram mantidas fixas em todas as tubeiras o raio do *plenum* na entrada (câmara de combustão), o raio da garganta, o raio de curvatura da garganta (divergente), o meio ângulo do divergente, o comprimento do divergente e conseqüentemente as razões de área da entrada e saída da tubeira.

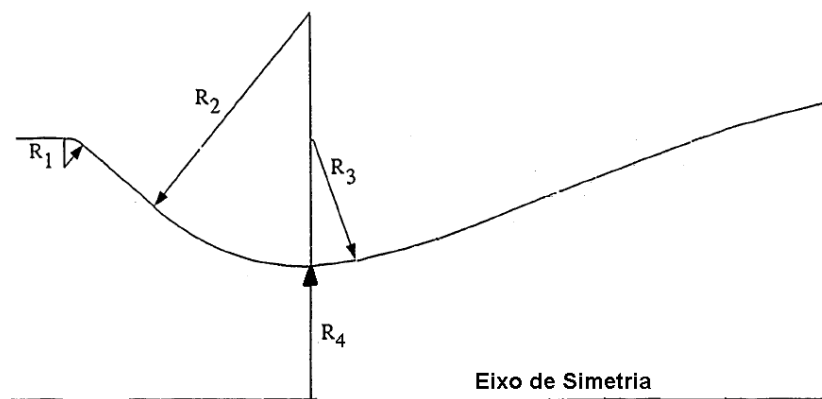


Figura 5. Esquema de tubeira cônica genérica

É de conhecimento na área de propulsão de foguetes que algumas características da tubeira tem influência significativa na performance do motor, são elas o raio de garganta (R_4), o raio de curvatura da garganta (R_3) e a geometria do divergente, todos indicados na Fig.(5). No caso específico do raio de curvatura da garganta podem ocorrer dois casos, o de existir um raio de curvatura na região do convergente (R_2) e um raio diferente na região do divergente (R_3), ou ambos serem iguais. Para este estudo o raio de curvatura do divergente foi mantido o mesmo da tubeira de referência para todos os casos, já o do convergente teve variação em somente uma tubeira, nas outras também ficou constante. Foi verificado ainda a influência do raio (R_1) entre o *plenum* e o convergente.

6 Resultados

A seguir são apresentados os resultados das avaliações de alguns aspectos geométricos da tubeira cônica, a saber, efeitos do meio ângulo do convergente, da forma da transição do *plenum* (câmara de combustão) e do convergente e do raio de curvatura da garganta na região do convergente.

6.1 Efeito da geometria do convergente em tubeias com elevada razão de raios

Para este caso foi utilizada como tubeira de referência a 30-15 do trabalho de Back *et al.* (1965), com razão de raios 2,0. As configurações testadas, e mostradas nas Fig.(6) e Fig.(7), foram chamadas Proto 13 e Proto 14 respectivamente.

Na Proto 13 o convergente foi feito o mais inclinado possível. O raio de curvatura da garganta (R_2) e o raio de curvatura da transição *plenum*/convergente (R_1) formam dois arcos tangentes entre si. O meio ângulo avaliado no ponto de tangência é de 83° . O contorno em azul é o contorno da tubeira de referência.

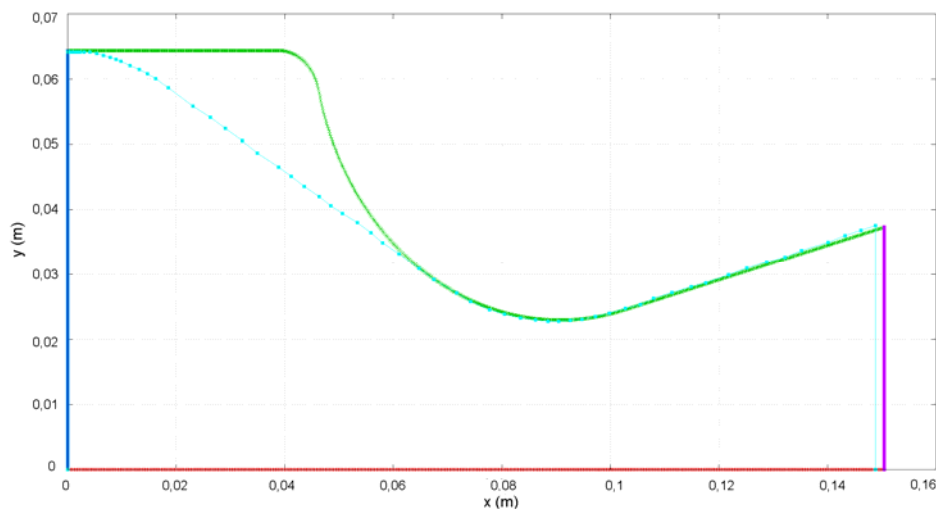


Figura 6. Proto 13 – Tubeira de referência 30-15 com convergente de inclinação elevada

Na configuração Proto 14 a tentativa foi fazê-la com o menor meio ângulo de convergente possível dentro de um limite razoável, que não tornasse a tubeira infinitamente longa, uma vez que foi mantida a razão de contração da entrada. Adotou-se para isto o meio ângulo de 10° . Pode-se ver na Fig.(7) que o volume desta tubeira é maior que a da anterior, chegando a ser quase 50% maior. As linhas em azul são o contorno da tubeira de referência.

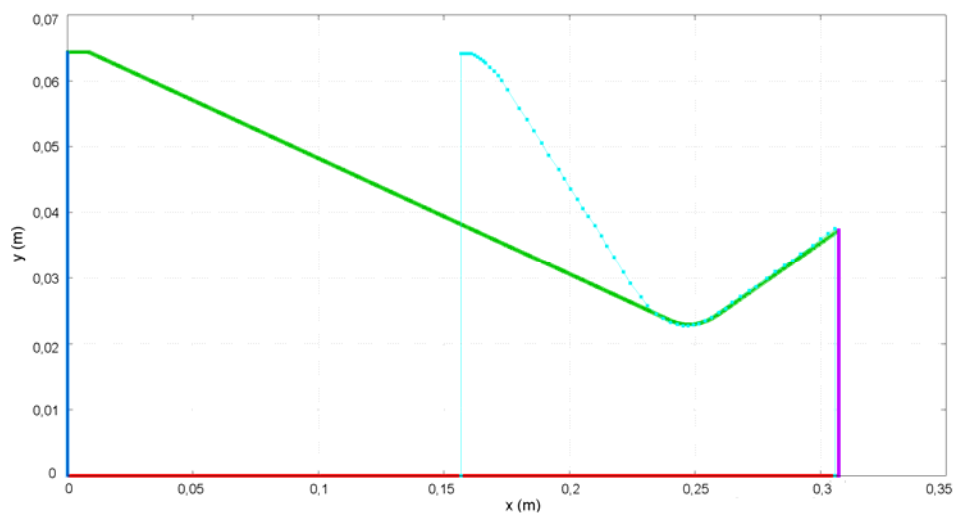


Figura 7. Proto 14 – Tubeira de referência 30-15 com meio ângulo de convergente de 10°

A Tab.(2) mostra os resultados dos parâmetros de interesse. A tubeira Proto 14 apresentou parâmetros de performance melhores que a de referência: seu coeficiente de empuxo no vácuo e de descarga foram 0,13% e 0,12% maiores respectivamente.

A tubeira Proto 13 teve resultados piores que a tubeira de referência, tendo os coeficientes de empuxo e descarga reduzidos em 0,014% e 0,013% respectivamente.

Tabela 2. Comparação entre as tubeiras Proto 13, Proto 14 e a de referência (30-15)

	Coefficiente de Empuxo (%)	Coefficiente de descarga (%)	Impulso específico (%)
Referência 30-15	9.80399533772309E-01	9.87905001594630E-01	9.92402642146555E-01
Proto 13	9.80258200107830E-01 -0.014%	9.87772837398829E-01 -0.013%	9.92392342645513E-01 -0.0010%
Proto 14	9.81636592061496E-01 0.13%	9.89135717323050E-01 0.12%	9.92418507258185E-01 0.0016%

Uma redução no meio ângulo de 30° para 10° trouxe melhoras na faixa de 0,1% para os parâmetros avaliados, com a desvantagem de ter uma tubeira 138% maior em volume. Ao mesmo tempo, uma elevação no meio ângulo reduziu estes mesmos parâmetros na ordem de 0,01%. O impulso específico é pouco afetado pelas variações de convergente.

Os resultados mostram que em tubeira com elevada razão de raios, a forma do convergente não tem impacto significativo nos parâmetros de performance avaliados, confirmando as conclusões de Back *et al.* (1965).

6.2 Efeito do convergente em tubeiras com baixa razão de raios

Nesse caso, a tubeira de referência é a 45-15 do trabalho de Back *et al.* (1965), com razão de raios de 0,625. As tubeiras de melhor performance foram as Proto 9, da Fig.(9), e Proto 15, da Fig.(10), e a de pior resultado foi a Proto 4, da Fig.(8). Nas figuras a seguir, a linha azul clara indica a geometria da tubeira de referência.

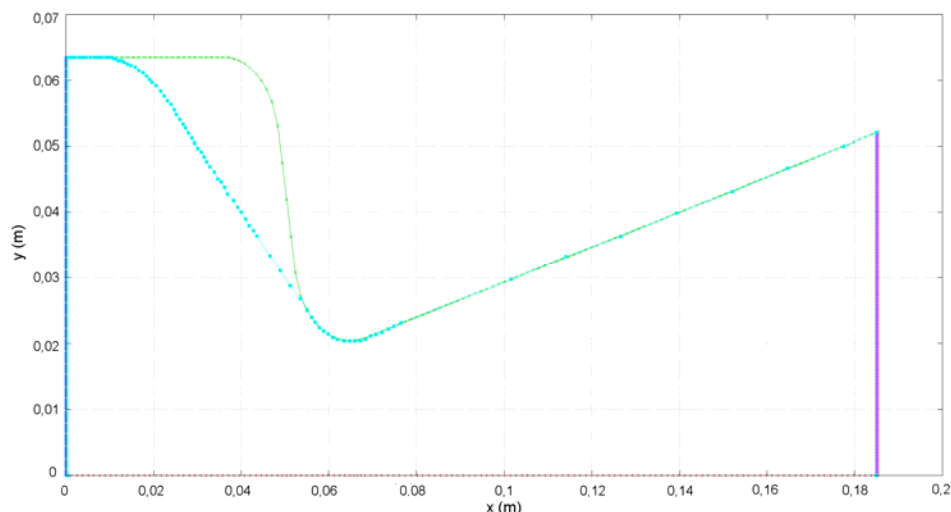


Figura 8. Proto 4 – Tubeira de referência 45-15 com meio ângulo de convergente de 80°

A tubeira Proto 4 foi feita com elevado meio ângulo de convergente. Composta por uma reta de inclinação 80° que tangencia os arcos de circunferência da garganta e da transição *plenum*/convergente. Tem volume 17,5% maior que a referência.

A tubeira Proto 9 tem uma diferença em relação as outras tubeiras testadas. O convergente é feito de um arco de circunferência cujo centro não está sobre a mesma coordenada “x” do centro do arco da garganta, ou seja, está deslocado em relação à garganta. A curva do convergente tem as seguintes características. O arco de circunferência da garganta, de raio R_2 , tangencia o convergente internamente enquanto o arco de circunferência da transição *plenum*/convergente, de raio R_1 , o tangencia externamente. Considerando o ponto de tangência entre o convergente e a curvatura da garganta o meio ângulo deste convergente é de 13°. Tem volume 7,8% menor que a referência.

A tubeira Proto 15 foi desenvolvida para ter o menor meio ângulo de convergente possível, sem que a tubeira ficasse muito extensa, uma vez que o raio de entrada foi mantido o mesmo da tubeira de referência. É composta por uma reta de inclinação 10° que tangencia os arcos de circunferência da garganta e da transição *plenum*/convergente. Tem como desvantagem sua elevada extensão em comprimento, tendo volume 86% maior que a referência.

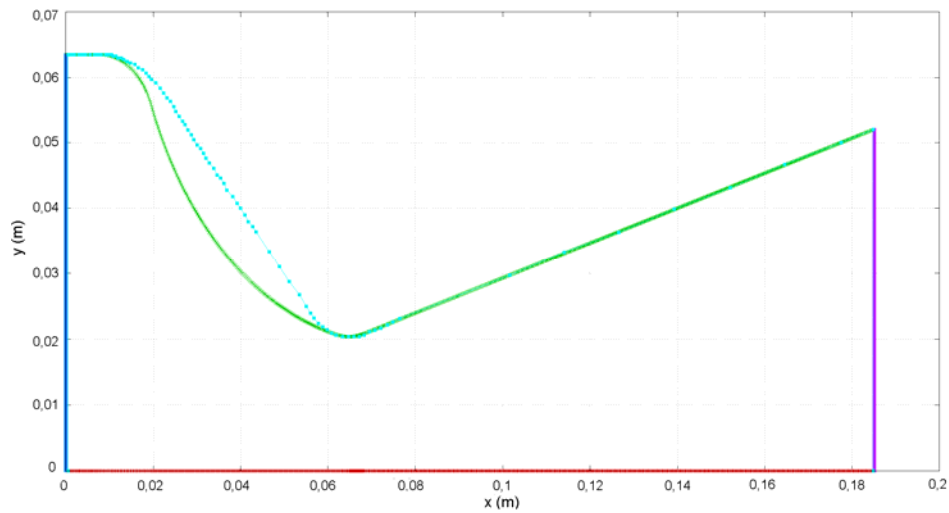


Figura 9. Proto 9 – Tubeira de referência (45-15) com meio ângulo de convergente de 13°

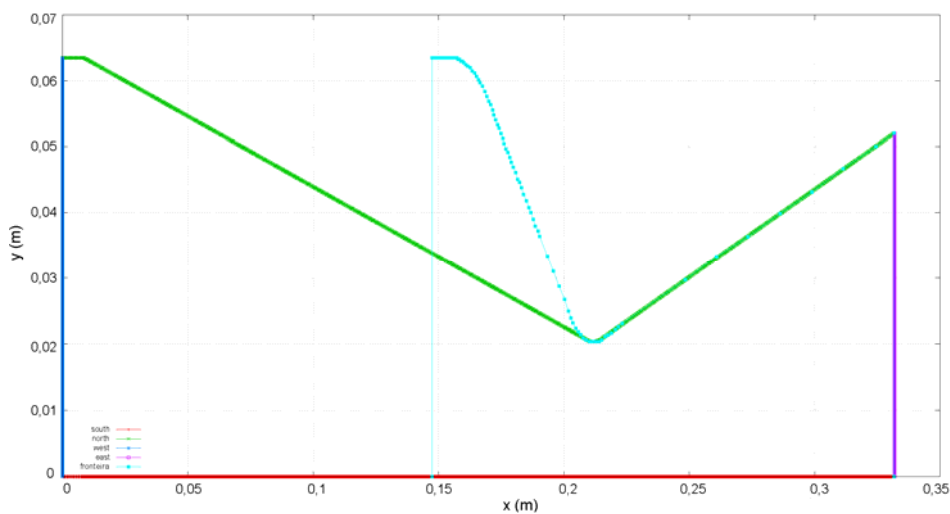


Figura 10. Proto 15 – Meio ângulo de convergente de 10° para tubeira de referência 45-15

A Tab.(3) apresenta os resultados comparativos entre as tubeiras. A Proto 15 tem melhores resultados tanto em termos de coeficiente de empuxo, quanto em termos de coeficiente de descarga. Sua grande desvantagem é sua extensão. Em uma tubeira com esta extensão os efeitos viscosos e a transferência de calor na parede podem reduzir os parâmetro de performance.

Tabela 3. Comparação entre as tubeiras Proto 4, Proto 9, Proto 15 e a referência (45-15)

	Coefficiente de Empuxo	(%)	Coefficiente de descarga	(%)	Impulso específico	(%)
Referência 45-15	9.72200114151030E-01		9.76671861329318E-01		9.95421443623652E-01	
Proto 4	9.67721965467596E-01	-0.46%	9.71681958946339E-01	-0.51%	9.95924599152754E-01	0.051%
Proto 9	9.77146162271436E-01	0.51%	9.80992736787388E-01	0.44%	9.96078896028783E-01	0.066%
Proto 15	9.79083816252459E-01	0.71%	9.82865906637520E-01	0.63%	9.96151977233598E-01	0.073%

A tubeira Proto 9 conjuga melhores parâmetros de performance que a de referência e menor volume que esta. Porém, este menor volume não reflete menor comprimento nem menor área, não trazendo muita vantagem neste parâmetro. Seu coeficiente de empuxo é 0,51% melhor que a de referência e coeficiente de descarga, 0,44% melhor.

E finalmente a tubeira Proto 4 que teve os piores resultados de performance. Seus coeficientes de empuxo e descarga são menores que a referência. Já o impulso específico melhorou em relação a esta. A explicação para

isto é que o empuxo reduziu menos que a vazão mássica. Como o impulso específico é a razão entre estes dois parâmetros o resultado foi um acréscimo de seu valor.

Estes resultados discordam das conclusões do trabalho de Back et al. (1965). Segundo eles, o formato do convergente não influencia a performance da tubeira. Para o caso de tubeiras com baixas razões de raios, esta afirmação não se verifica.

6.3 Efeito do arredondamento da intersecção câmara/convergente em tubeiras de baixas razões de raio

Outras características geométricas podem afetar o desempenho da tubeira como o raio de curvatura entre a câmara de combustão e o convergente. A Fig.(11) mostra a tubeira Proto 8 (contorno verde) e a tubeira de referência (em azul). A Proto 8 tem exatamente o mesmo perfil da referência exceto pelo fato de não ser arredondada na intersecção entre o *plenum* e o convergente.

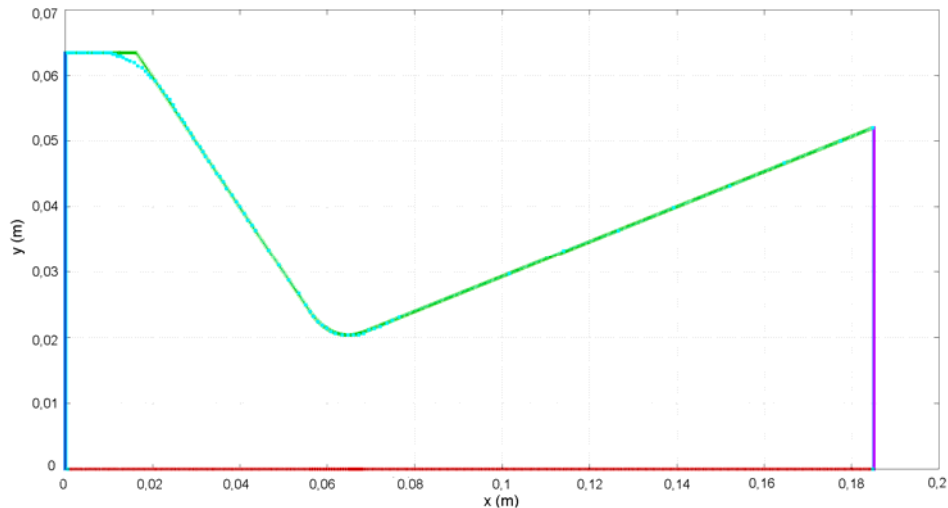


Figura 11. Proto 8 – Tubeira de referência 45-15 sem arredondamento (R_1) entre *plenum* e convergente

A Tab.(4) mostra um comparativo entre a tubeira de referência e a Proto 8. Pode-se ver que os parâmetros são afetados negativamente pela ausência do arredondamento na transição entre *plenum* e convergente. Os coeficientes de empuxo e descarga reduzem 0,20% e 0,28% respectivamente. O aumento do impulso específico já foi explicado anteriormente.

Tabela 4. Comparação entre as tubeiras de referência e Proto 8

	Coefficiente de Empuxo (%)	Coefficiente de descarga (%)	Impulso específico (%)
Referência 45-15	9.72200114151030E-01	9.76671861329318E-01	9.95421443623652E-01
Proto 8	9.70291696917618E-01 -0.20%	9.73948115552541E-01 -0.28%	9.96245776775440E-01 0.083%

As tubeiras Proto 3, da Fig.(12) e Proto 3C, da Fig.(13) tem meio ângulo de convergente de 33°. A diferença entre as duas é que a Proto 3 tem arredondamento na região de intersecção do *plenum* com o convergente, enquanto a Proto 3C não possui esta característica. A Tab.(5) mostra os resultados para estas tubeiras, e o impacto da ausência do arredondamento (R_1) é praticamente nulo para qualquer dos parâmetros avaliados.

Tabela 5. Comparação entre as tubeiras de referência e Proto 8

	Coefficiente de Empuxo (%)	Coefficiente de descarga (%)	Impulso específico (%)
Proto 3	9.73334142645408E-01	9.77176952910665E-01	9.96067436656369E-01
Proto 3C	9.73335663431667E-01 0.00016%	9.77178348031164E-01 0.00014%	9.96067570871541E-01 0.000013%

A tubeira Proto 4B mostrada na Fig.(14) tem o mesmo perfil a Proto 4 mas sem o arredondamento na transição do *plenum* e o convergente. A Tab.(6) mostra os resultados entre estas duas tubeiras. Pode-se verificar o mesmo que ocorreu com as tubeiras Proto 3 e Proto 3C, ou seja, não há impacto da forma desta região para tubeiras com elevado meio ângulo de convergente.

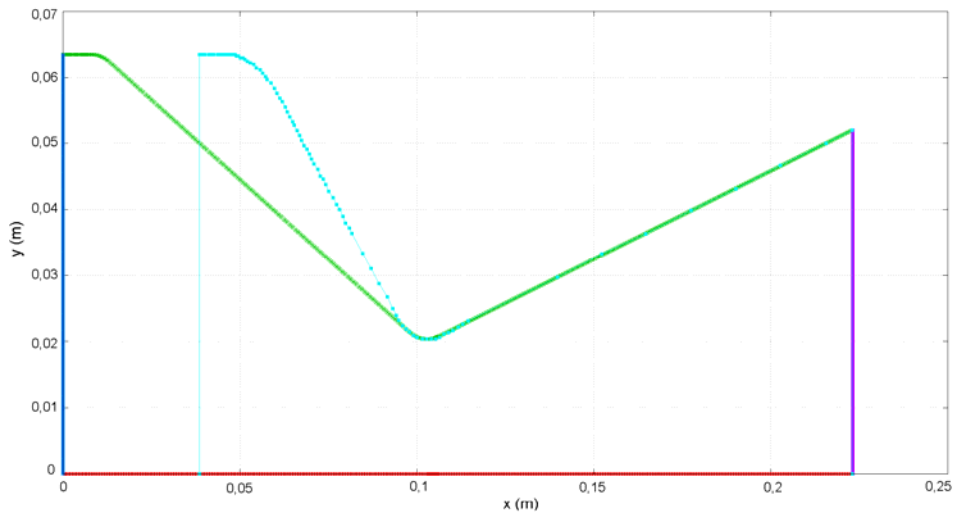


Figura 12. Proto 3 – Tubeira de referência 45-15 com meio ângulo de convergente de 33° com R_1

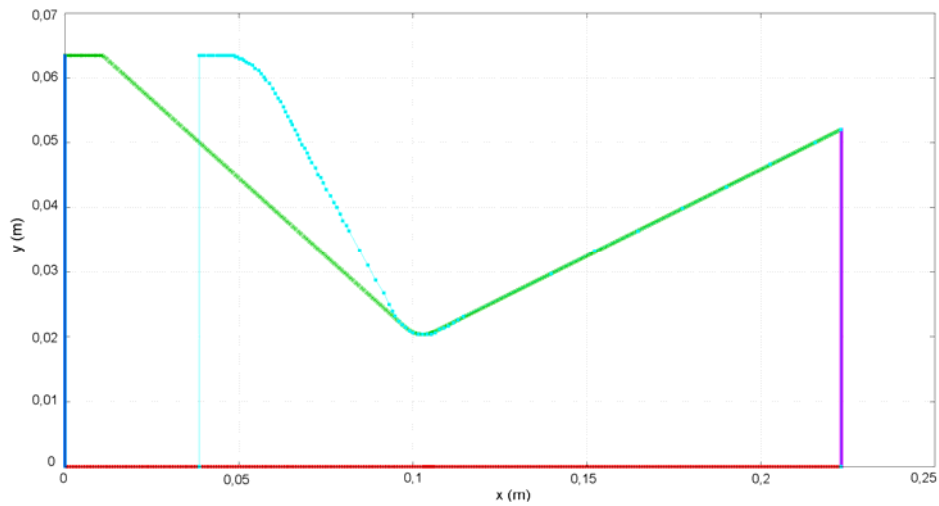


Figura 13. Proto 3C – Tubeira de referência 45-15 com meio ângulo de convergente de 33° sem R_1

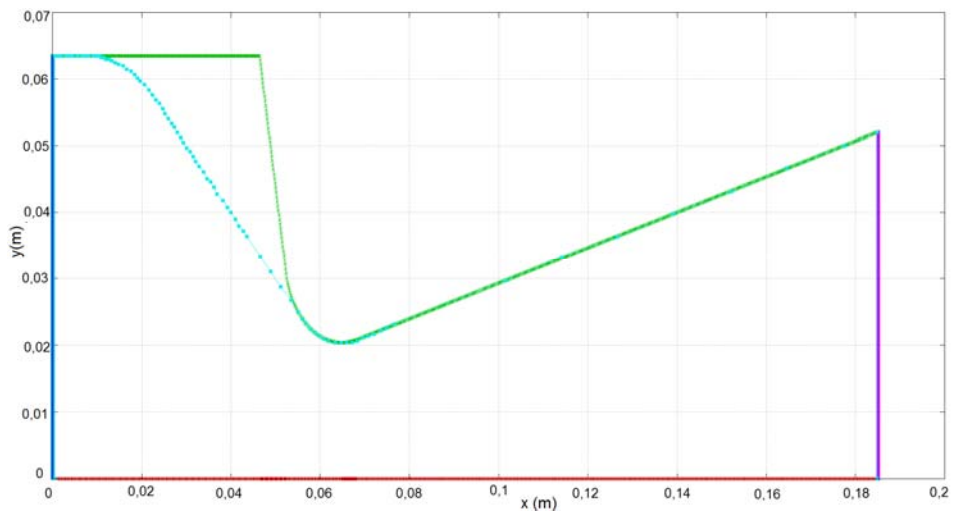


Figura 14. Proto 4B – Tubeira de referência 45-15 com meio ângulo de convergente de 80° sem R_1

Tabela 6. Comparação entre as tubeiras Proto 4 e Proto 4B

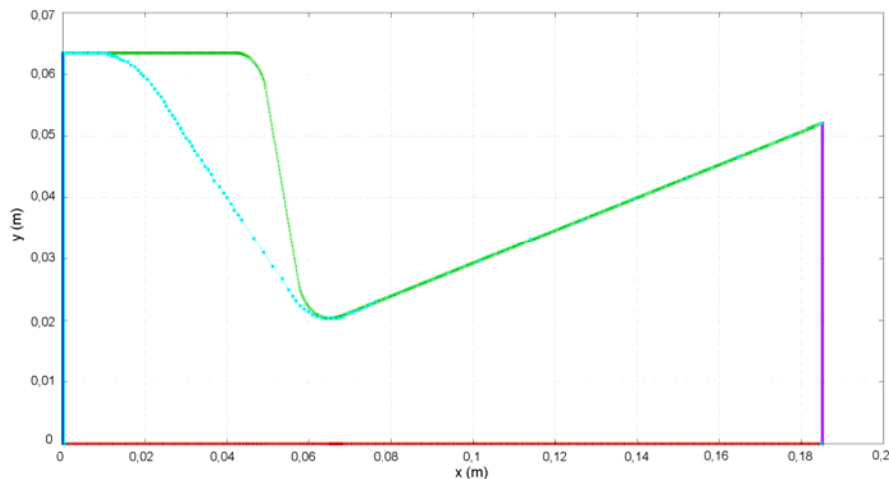
	Coefficiente de Empuxo (%)	Coefficiente de descarga (%)	Impulso específico (%)
Proto 4	9.67721965467596E-01	9.71681958946339E-01	9.95924599152754E-01
Proto 4B	9.67686922969156E-01 -0.0036%	9.71650414160986E-01 -0.0032%	9.95920867079285E-01 -0.00037%

Os três estudos mostram que existe uma tubeira, com meio ângulo de 45° onde esta região é importante. Já para meio ângulo menores e maiores torna-se pouco impactante. O atual estudo não identificou em que faixa de meio ângulos esta geometria é relevante. O que parece é que existe um meio ângulo ótimo onde alguns cuidados são requeridos.

6.4 Efeito do raio de curvatura da garganta na região do convergente

Conforme relatado anteriormente, o raio de curvatura na garganta pode assumir dois valores, um no convergente e outro no divergente, conforme mostra a Fig.(5). Os resultados a seguir apresentam o impacto deste raio na região convergente sobre o empuxo.

A tubeira de referência aqui é a 45-15 de Back *et al.* (1965). Nesta etapa, foi mantido o raio de curvatura da garganta na região divergente (R_3) da tubeira de referência e foi gerado um novo perfil variando o raio de curvatura da região convergente (R_2). A tubeira gerada foi chamada Proto 10, mostrada na Fig.(15), que tem meio ângulo de convergente de 76° e raio de curvatura da garganta na região convergente de 7,6 mm, ao invés dos 12,7 mm da tubeira de referência.

**Figura 15. Proto 10 – Tubeira de referência 45-15 com meio ângulo de convergente de 76° e R_2 de 7,6 mm**

Para esta avaliação foram comparadas as tubeiras Proto 10 e Proto 4 com a tubeira de referência. Estas duas tubeiras foram usadas para comparação pois tem meio ângulo de convergente elevado, a primeira de 76° e a segunda com 80°. A maior diferença entre as duas é o raio de curvatura da garganta (R_2) que tem valor menor na tubeira Proto 10.

A Tab.(7) mostra os resultados dos parâmetros avaliados. Tanto a Proto 4 quanto a Proto 10 tem redução em seus parâmetros em relação à tubeira de referência. Isto já foi verificado anteriormente e é efeito da geometria (inclinação) do convergente. Porém a tubeira Proto 10 tem redução maior que da Proto 4. Este efeito é devido à redução do raio de curvatura R_2 , sendo então um parâmetro importante no projeto da tubeira.

Se forem comparadas as tubeiras Proto 4 e Proto 10, os coeficientes de descarga e empuxo da Proto 10 são 1,55% e 1,56% menores, respectivamente, que a Proto 4. Considerando que seu meio ângulo é aproximadamente o mesmo, esta redução deve estar concentrada na redução do raio de curvatura.

Tabela 7. Comparação entre as tubeiras de referência, a Proto 4 e Proto 10

	Coefficiente de Empuxo (%)	Coefficiente de descarga (%)	Impulso específico (%)
Referência 45-15	9.72200114151030E-01	9.76671861329318E-01	9.95421443623652E-01
Proto 4	9.67721965467596E-01 -0.46%	9.71681958946339E-01 -0.51%	9.95924599152754E-01 0.051%
Proto 10	9.52688988615093E-01 -2.01%	9.56503786466489E-01 -2.06%	9.96011727391598E-01 0.059%

7 Conclusão

O estudo apresentado teve como objetivo principal avaliar alguns aspectos geométricos da porção convergente da tubeira cônica e seus impactos sobre parâmetros de performance destes dispositivos.

Pelo que foi visto anteriormente, tubeiras com razão de raios (raio de curvatura/raio de garganta) elevados, sofrem pouca influência da forma do convergente. Já tubeiras com pequenas razões de raio tem alguns aspectos que devem ser avaliados no projeto da tubeira, conforme mostrado a seguir.

Em relação ao meio ângulo do convergente, transições mais suaves entre o escoamento na câmara de combustão/*plenum* para a garganta resultam em melhores valores de empuxo, ou seja, pequenos meio ângulos de convergente são mais adequados. A grande desvantagem destes é que resultam em tubeiras muito longas, impactando no peso e comprimento do veículo espacial. Para contornar este problema, foi sugerido uma tubeira de formato convexo do convergente, com menor volume, que resultou em maior empuxo que tubeiras muito inclinadas. No caso do coeficiente de empuxo, a tubeira foi 0,51% melhor que a tubeira de referência.

Já no caso da forma como é feita a transição entre câmara de combustão e convergente, os resultados mostram que para tubeiras com pequenos ou elevados meio ângulo de convergente este efeito é desprezível, podendo ser a geometria qualquer. Para tubeiras com meio ângulos de convergente de 45°, este fator é mais significativo, tendo a forma arredondada atingido resultados do coeficiente de empuxo no vácuo aproximadamente 0,2% melhor que tubeira sem o arredondamento.

O raio de curvatura da garganta na região convergente tem impacto também significativo, e quanto menor o raio, pior é o resultado. Os coeficientes de empuxo e de descarga tiveram piora de aproximadamente 1,5% em relação ao valor anterior com raio maior.

Considerando que trabalhos de referência no projeto de tubeiras, como é o caso de Rao (1958), geram melhorias de 2,3% no empuxo para bocais cônicos de elevadas razões de área e de 0,5% para bocais de menores razões de área, os resultados obtidos neste trabalho, cuja tubeira é considerada de baixa razão de áreas, tornam-se significativos. Além disso, lembra-se que o método de Rao se refere apenas à parte divergente da tubeira, enquanto que o presente trabalho aborda a parte convergente.

E finalmente, levando em conta que os atuais métodos de otimização do empuxo geram perfis de divergente cuja fabricação é bastante cara, a possibilidade de trabalhar com uma região de dimensões significativamente menores que o divergente, como é o caso do convergente, pode levar a vantagens financeiras interessantes nos projetos de motores-foguete do ponto de vista de custo. Fabricar uma geometria de convergente complexa pode ser muito mais atrativo que fabricar uma geometria de divergente complexa.

8 Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro do CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), AEB (Agência Espacial Brasileira) através do Programa Uniespaço, e CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior). O segundo autor é bolsista do CNPq.

9 Referências

- ASME, Standard for verification and validation in computational fluid dynamics and heat transfer, ASME, 2009.
- Back, L.H., Massier, P.F., Gier, H.L., Comparison of measured and predicted flows through conical supersonic nozzles with emphasis on transonic region, AIAA Journal, Vol. 3, pp. 1606–1614, 1965.
- Maliska, C.R., Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, 2ª ed., LTC, Rio de Janeiro, 2004.
- Marchi, C.H., Verificação de Soluções Numéricas Unidimensionais em Dinâmica dos Fluidos, Tese de Doutorado, UFSC, Florianópolis, 2001.
- Marchi, C.H., Araki, L.K., Relatório técnico do projeto CFD-10/UFPR: códigos Mach2D 6.1 e RHG2D 1.0, UFPR, Curitiba, 2009.
- NACA, Equations, Table and Charts for Compressible Flow, National Advisory Committee for Aeronautics, Report 1135, Moffet Field, California, 1953.
- Rao, G.V., Exhaust nozzle contour for maximum thrust, Jet Propulsion, Vol. 28, pp. 377-382, 1958.
- Roache, P.J., Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 405-413, 1994.