

A IMPORTÂNCIA DOS MODELOS DE PERDAS NA MELHORIA DO DESEMPENHO DE UMA TURBINA EM SEU PROJETO PRELIMINAR

Ana Adalgiza Garcia Maia ¹

¹Centro Universitário Amparense-UNIFIA, Amparo, SP, Brasil

Resumo

O presente artigo busca discutir as principais perdas existentes em uma turbina que são responsáveis pela perda de desempenho em uma turbina a gás. Por isso, o trabalho discute o modelo de perdas de Kacker e Okapuu (1982) aplicado na análise de eficiência do projeto preliminar de uma turbina. A análise é então realizada utilizando uma turbina de um estágio apresentado por Saravanamutto (2001) em que um programa desenvolvido em Fortran realiza os cálculos do projeto preliminar e de suas perdas. Com esses resultados é discutida ações necessárias para melhorar o projeto preliminar. Por fim, o artigo consegue realizar uma discussão detalhada de como são calculadas as perdas e a eficiência em uma turbina.

Palavras-chave: Turbinas à gás, turbina axial, modelo de perdas, projeto preliminar.

Abstract

The present paper has the objective of discuss the main losses in a turbine which is responsible to the loss in performance of a gas turbine. Then, the work discusses the loss model of Kacker and Okapuu (1982) applied for the efficiency analyses in the turbine preliminary design. For that, is realized a one stage turbine of the Saravanamutto (2001) and is applied an in-house program developed in Fortran to calculate the preliminary design of turbine and their losses. Finally, the paper shows a detailed discuss of the losses calculated and a performance analysis of the turbine.

Introdução

Turbinas a gás possuem diversas aplicações industriais como: usinas termoeletricas, navios, aviões, entre outros. Como as turbinas a gás possuem componentes complexos devemos tomar um cuidado especial para ter um componente mais eficiente e com isso a melhora do desempenho da turbina.

Basicamente as turbinas a gás, como apresentado na Figura 1, possuem como componentes: compressor, câmara de combustão, turbina, exaustor. O escoamento entra no motor e é direcionado ao compressor onde receberá trabalho que aumentará a pressão e temperatura do gás, ao sair do compressor o ar entra na câmara de combustão em que se adicionará combustível e uma faísca que fará a combustão do gás aumentando a temperatura do gás, saindo da câmara de combustão o ar é redirecionado para a turbina em que será expandido ganhando velocidade que irá girar o eixo criando um torque que vai ser transferido para um motor.

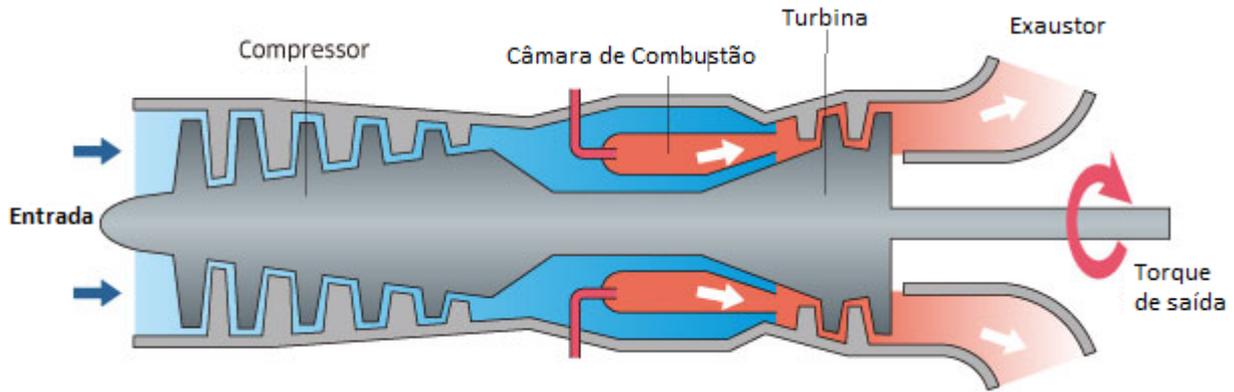


Figura 1-Esquema de uma turbina a gás [1].

Ao longo dos últimos anos, foi feito investimentos em pesquisas buscando a melhoria da eficiência dos componentes [2] entre eles dos compressores e turbinas. Com o surgimento de novos motores aeronáuticos em que buscamos alta eficiência com baixo peso, foram criadas teorias matemáticas e meios de melhorar os projetos dos componentes em um esforço industrial e institutos de pesquisa [2].

Como as turbinas aeronáuticas são submetidas a níveis extremos de temperatura e pressão, pesquisas envolvendo ligas especiais, melhoria da eficiência dos componentes e modelos de predição de perdas foram desenvolvidos nos últimos anos, para melhoria dos projetos [2].

Para obter uma melhoria contínua de projetos, normalmente as equipes são subdivididas entre compressores, câmara de combustão e turbinas, buscando uma melhoria de componente a componente e com isso o aumento da eficiência do motor globalmente [2]. O presente artigo discute a melhoria de eficiência da turbina aplicada a uma turbina à gás aeronáutica.

Um dos primeiros autores a realizar a análise de perdas em uma turbina foi o Ainley e Mathieson[3] que estudaram as principais perdas apresentadas nas turbinas e criaram uma metodologia para prever essas perdas utilizando os seus dados geométricos. Para isso, ele utilizou dados experimentais de diversas turbinas. O modelo definiu as principais perdas como: perdas de perfil, secundárias, de bordo de fuga e de folga de topo. Esse modelo de perdas possui uma precisão de aproximadamente 2% da eficiência calculada e tinha algumas limitações com relação ao número de Mach da saída da turbina.

Dunham e Came [4] buscando uma melhoria da precisão das perdas realizou novos testes em turbinas mais recentes, e fez algumas modificações no modelo de Ainley e Mathieson[3]. Esse novo modelo incluiu turbinas que têm números de Mach maiores no escoamento e com baixa razão de aspecto (h/c).

Kacker e Okapuu[5] criou novas modificações ao modelo de Dunham e Came[4] baseado em novos dados experimentais de 33 turbinas. Esse novo modelo inclui os efeitos de compressibilidade e as perdas geradas pelas ondas de choque. Através desse novo modelo a precisão de eficiência é de 1,5%.

Nos últimos anos, outros autores modificaram esses modelos de perda buscando melhorar a sua previsibilidade conforme novas tecnologias foram implementadas nas turbinas []. Mais recentemente, um modelo foi apresentado por Liu et al [6] sugerindo algumas modificações no modelo de Ainley e Mathieson para as perdas de perfil e secundárias. Apesar de novos modelos de perdas o modelo de Kacker and Okappu [5] é muito aplicado no cálculo preliminar de turbinas, pois se mostrou eficiente quando aplicado em turbinas de um estágio.

Por fim, o artigo busca analisar as principais perdas nos projetos preliminares de uma turbina e discute as principais fontes de perdas e meios para minimizá-las buscando aumentar a eficiência da turbina. Para isso, foi aplicado o modelo de perdas de Kacker e Okapuu[5] que possui uma boa precisão para turbinas de um estágio sem resfriamento, esse modelo foi programado em Fortran® e realiza o cálculo da geometria preliminar e das perdas.

Metodologia

O projeto preliminar de uma turbina foi feito através de um programa desenvolvido em Fortran, e para isso utilizamos a equação de equilíbrio radial e o procedimento de cálculo se encontra na referência [2]. A tabela 1 apresenta os dados preliminares da turbina aplicada para o estudo esses dados foram retirados da referência [2].

Tabela 1-Dados da turbina. [2]

Vazão Mássica	22.,90 kg/s
Pressão estática na entrada	3 bar
Temperatura estática na entrada	1110 K
Queda de Temperatura no Estágio	110 K
Relação de Pressão do estágio	1,9
Rotação	200 rev/s
Razão de aspecto (h/c)	2,0

Velocidade da pá (U)	350 m/s
Eficiência	0,9
Potência	2,64 MW
Ângulo da entrada do estator	0 °
Ângulo da saída do rotor	10 °

Em que, h é a altura da pá, c é a sua corda e U é a velocidade tangencial da pá da turbina. A Figura 2 apresenta um esquema da turbina axial que foi projetada seguindo a referência [1].

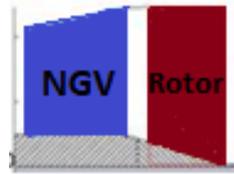


Figura 2-Esquema da turbina projetada com o programa. [Do Autor]

Kacker and Okapuu[1] define as perdas totais em uma turbina com a seguinte equação,

$$Y = \chi_{Re} Y_P + Y_S + Y_{Tl} + Y_{Te} \tag{1}$$

Em que: Y_P é a perda de perfil, Y_S é a perda secundária, Y_{tl} é a perda devido a folga de topo, Y_{Te} é a perda no bordo de fuga das pás e χ_{Re} é o coeficiente de Reynolds definido como,

$$\chi_{Re} = \begin{cases} \left(\frac{Re}{2 \times 10^5}\right)^{-0,4} & \text{para } Re \leq 2 \times 10^5 \\ 1,0 & \text{para } 2 \times 10^5 < Re < 10^6 \\ \left(\frac{Re}{10^6}\right)^{-0,2} & \text{para } Re > 10^6 \end{cases}$$

A perda de perfil é definida como,

$$Y_P = 0,914 \left(\frac{2}{3} K_P Y_{P(i=0)} + Y_{shock}\right) \tag{2}$$

Em que:

$$Y_{P(i=0)} = \left\{ Y_{P(\alpha_{in}=0)} + \left| \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right| \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right) [Y_{P(\alpha_1=\alpha_2)} - Y_{P(\alpha_1=0)}] \right\} \left(\frac{t'_{max}/c}{0,2} \right)^{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (3)$$

A equação 3 é dependente dos ângulos de entrada (α_1) e de saída (α_2) da grade, da espessura da pá ($t_{m\acute{a}x}$) e da corda (c), como também dos valores das perdas $Y_{p(\alpha_1=0)}$ (pás do tipo estator) e $Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)}$ (pás do tipo impulso) que são encontradas aplicando as figuras 3 e 4 que foram definidas por [].

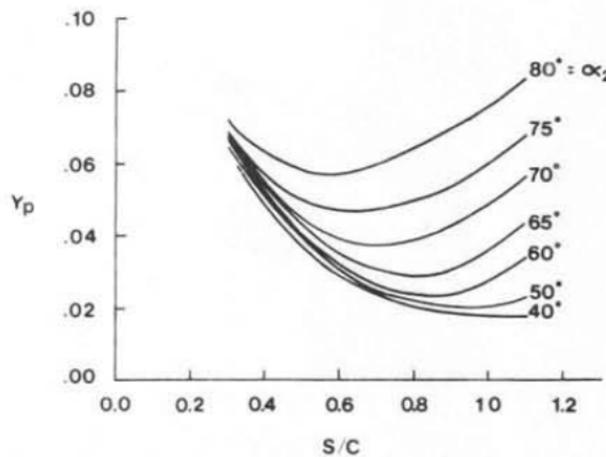


Fig. 3-Coeficiente de perda de perfil para $\alpha_1=0$ [5].

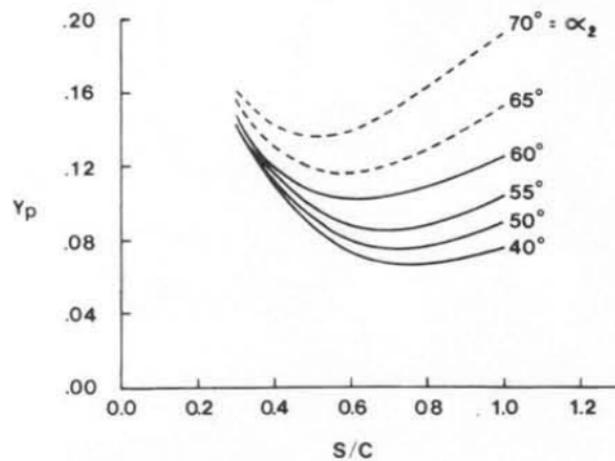
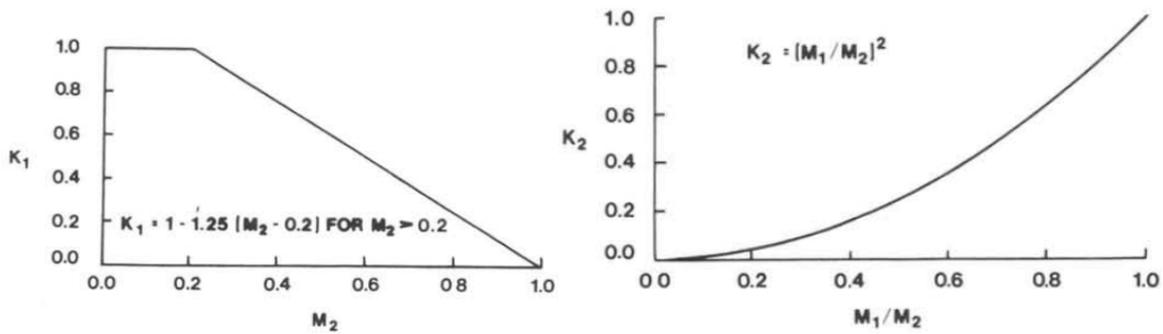


Fig. 4-Coeficiente de perda de perfil para $\beta_1=\alpha_2$ [5].

K_p é a constante de perfil calculada usando a seguinte expressão,

$$K_p = 1 - K_2(1 - K_1) \quad (4)$$

As constantes K_1 e K_2 são encontradas usando os gráficos das Figura 5(a) e 5(b) e utilizando os valores do Mach na entrada da grade (M_1) e o Mach na saída (M_2).



(a) Cálculo da constante K_1 .

(b) Cálculo da constante K_2 .

Figura 5-Gráficos utilizados para encontrar as constantes K_1 e K_2 [5].

Y_{shock} é a perda causada pela onda de choque gerada na saída da pá que é são calculadas utilizando a equação 5.

$$Y_{shock} = 0,75(M_{1,h} - 0,4)^{1,75} \left(\frac{r_h}{r_t}\right) \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \frac{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\gamma/\gamma-1}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\gamma/\gamma-1}} \quad (5)$$

Em que, $M_{1,h}$ número de Mach na entrada na raiz da grade, r_h é o raio da raiz da pá, r_t é o raio do topo da pá, p_1 é a pressões de entrada (p_1) e p_2 é a pressão da saída.

As perdas secundárias são calculadas utilizando a equação 6.

$$Y_S = 1,2Y_{S,AMDC}K_S \quad (6)$$

$Y_{S,AMDC}$ é calculado utilizando a equação 7 abaixo,

$$Y_{S,AMDC} = 0,0334f_{ar} \left(\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}\right) \left(\frac{C_L}{s/c}\right)^2 \frac{\cos^2\alpha_2}{\cos^3\alpha_m} \quad (7)$$

Onde:

$$\frac{C_L}{s/c} = 2(\tan\alpha_1 + \tan\alpha_2) \cos\alpha_m \quad (8)$$

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[\frac{1}{2}(\tan\alpha_1 - \tan\alpha_2) \right] \quad (9)$$

$$f_{ar} \left\{ \begin{array}{l} = \frac{1-0,25\sqrt{2-h/c}}{h/c} \quad \text{para } h/c \leq 2 \quad (a) \\ = \frac{1}{h/c} \quad \text{para } h/c > 2 \quad (b) \end{array} \right. \quad (10)$$

K_2 é o fator de correção do número de Mach subsônico para as perdas secundárias que pode ser calculado utilizando a seguinte expressão,

$$K_s = 1 - K_3(1 - K_p) \quad (11)$$

A constante K_3 é encontrada usando a figura 6, e são utilizados a corda axial (bx) e a altura (h) das pás.

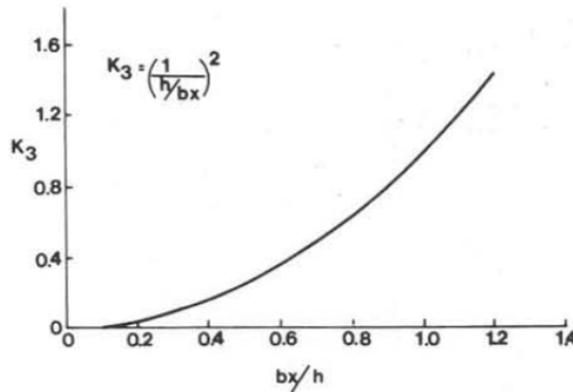


Fig. 6- Fator de correção do número de Mach, K_3 [5].

As perdas no bordo de fuga são calculadas através da equação 12.

$$Y_{TET} = \frac{\left[1 - \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \left(\frac{1}{1 - \Delta\phi_{TET}^2} - 1 \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1} - 1}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (12)$$

Em que, $\Delta\phi_{TET}^2$ é definido como,

$$\Delta\phi_{TET}^2 = \Delta\phi_{TET(\alpha_1=0)}^2 + \left| \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right| \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right) \left[\Delta\phi_{TET(\alpha_1=\alpha_2)}^2 - \Delta\phi_{TET(\alpha_1=0)}^2 \right] \quad (13)$$

Os coeficientes $\Delta\phi_{TET(\alpha_1=\alpha_2)}^2$ (pás de impulso) e $\Delta\phi_{TET(\alpha_1=0)}^2$ (pás na direção de entrada axial) é encontrado através do gráfico da Figura 7 e é função da espessura do bordo de fuga (t) e da abertura na garganta (o).

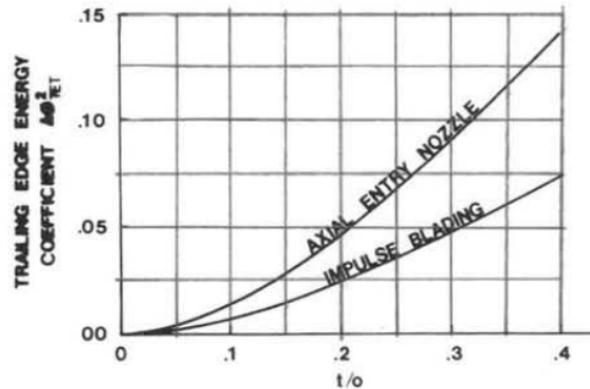


Fig. 7- Coeficiente de perdas no bordo de fuga [5].

O coeficiente de perda de folga de topo para pás sem *shroud* é feito de maneira iterativa calculando a eficiência do rotor com a pá sem folga de topo e depois aumentando a folga iterativamente através da equação 14.

$$\frac{\frac{\Delta\eta}{\eta_0}}{\frac{\Delta k}{h \cos\alpha_2} \times \frac{r_t}{r_m}} = 0,93 \quad (14)$$

Onde, η_0 é a eficiência da turbina sem folga de topo, Δk é a folga de topo, h é altura da pá, α_2 é o ângulo de saída da pá, r_t é o raio do topo da pá, r_m é o raio médio e $\Delta\eta$ é a diferença de eficiência devido a folga de topo que é encontrada através do processo iterativo. Para realizar o cálculo da perda no estator utilizamos os ângulos de entrada e saída da pá (α_1 e α_2) e no caso do rotor utilizamos os ângulos relativos de entrada e saída da pá (β_1 e β_2).

O *shroud* é uma barreira colocada no topo da pá que tem basicamente a função de tentar diminuir a perda do escoamento no topo das pás do rotor. Para pás com *shroud* o cálculo é realizado utilizando a equação 15.

$$Y_{TC} = 0,37 \frac{c}{h} \left(\frac{kl}{c}\right)^{0,78} \left(\frac{C_L}{s/c}\right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_{out}}{\cos^3 \alpha_m} \quad (15)$$

Em que, k' dependente do número de selos labirintos aplicados. O valor de k' que é encontrado através da equação 16.

$$k' = \frac{k}{(n)^{0,42}} \quad (16)$$

Onde n é o número de selos labirinto utilizado.

Resultados e Discussão

Através do programa desenvolvido em Fortran® encontramos a geometria preliminar da turbina descrita na Tabela 2. Os subíndices 1, 2 e 3 indicam a entrada da NGV, entrada do rotor e saída do rotor respectivamente.

Tabela 2-Geometria preliminar calculada através do programa Fortran®.

Geometria	Resultados
α_1	0^0
α_2	$52,19^0$
α_3	0^0
β_1	0^0
β_2	$2,21^0$
β_3	$51,34^0$
h_1 (m)	0,05
h_2 (m)	0,07
h_3 (m)	0,09
r_m (m)	0,28
c_N (m)	0,030
c_R (m)	0,039

As perdas calculadas utilizando o modelo de Kacker e Okapuu [5] encontram-se na Tabela 3.

Tabela 3- Resultados das perdas calculada utilizando o programa Fortran®.

PARÂMETRO	ESTATOR	ROTOR
Perda de Perfil (Y_p)	0,01049	0,00985
Perda secundária (Y_s)	0,03508	0,03709
Perda no bordo de fuga (Y_{tet})	$11,87 \cdot 10^{-4}$	$26,29 \cdot 10^{-4}$
Perda devido a folga de topo (Y_{tc})	-	0,03067
Perda total	0,04676	0,08024

Potência	2,64 MW
Eficiência	0,919

A Figura 8 apresenta um gráfico de pizza das perdas calculadas no estator e no rotor da turbina para uma melhor análise.

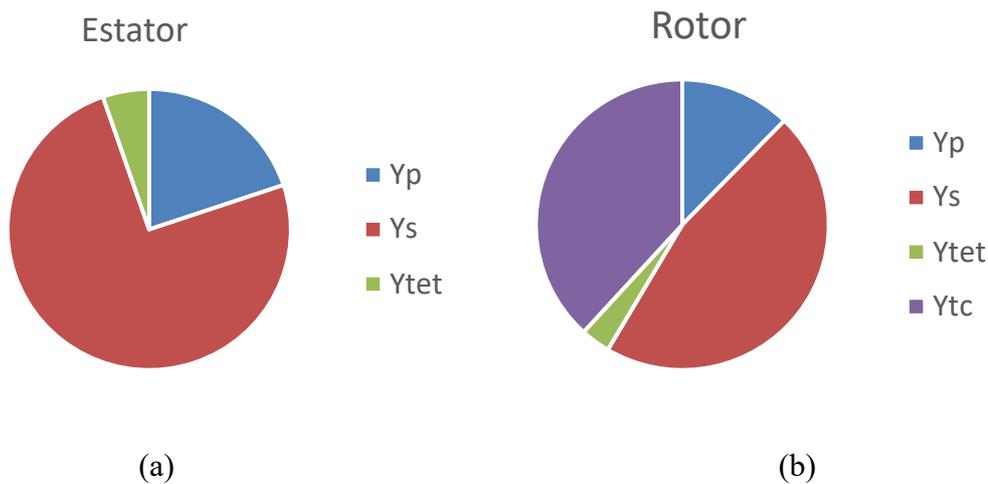


Figura 8-Gráfico das perdas no estator e no rotor da turbina.

Analisando a Fig. 8 (a) e a Tab. 3 vemos que no estator a maior porcentagem de perdas são as perdas secundárias, elas ocorrem devido a fuga do escoamento na pá quando o escoamento passa pelo canal. Essa fuga do escoamento acontece por causa das diferenças de pressão entre os lados de sucção e pressão da pá e por existirem locais com pontos de estagnação. Isso faz com que o escoamento siga do local de maior pressão no escoamento para a menor o que aumenta as perdas secundária e diminui a eficiência da turbina. Para diminuir essa perda é necessário fazer um ajuste no ângulo de saída do estator para diminuir a rotação da pá ao longo de sua altura o que irá minimizar a velocidade de saída e os pontos de estagnação.

No caso do rotor da turbina as principais perdas são a perda secundária e a perda devido a folga de topo entre a pá e a parede (ver Figura 8 (b)). Para diminuirmos a perda secundária deveremos diminuir a diferença entre o ângulo de entrada relativo no rotor e o ângulo de saída dele. Com isso, diminuiremos a fuga do escoamento entre os lados de pressão e sucção da pá. No caso da perda causada pela folga de topo o escoamento ao invés de passar no canal entre as pás passa por cima da pá do rotor o que irá fazer

com que a eficiência da turbina caia. Para diminuirmos as perdas na folga de topo precisamos diminuir ao máximo a distância entre o topo da á e a parede da turbina a gás. Essa diminuição do espaço possui limitações, por isso o ideal é implementar uma pá com *shroud* para conseguir uma solução mais efetiva.

Na Tabela 3 podemos ver que a maior parte das perdas se encontra no rotor devido a sua rotação o que aumenta significativamente a velocidade do escoamento e as diferenças de pressão. Isso ocorre também por causa da perda devido a folga de topo no escoamento que mesmo colocando o *shroud* nas pás continuará existindo. A eficiência calculada utilizando o modelo de perdas foi de 91,9% ficando próxima em 2,1% do valor de referência da geometria. Esse dado de eficiência demonstrou que o modelo em Fortran® foi bem implementado e que os cálculos ficaram dentro do esperado. A potência da turbina calculada é de 2,64 MW que a potência de projeto desejada demonstrando que a geometria preliminar conseguirá fornecer a potência de eixo requerida.

Ao aplicarmos o *shroud* nas pás do rotor buscando diminuir a perda devido a folga de topo encontraremos os resultados apresentados na Tabela 4.

Tabela 4- Resultados das perdas calculada utilizando o programa Fortran® com pás com *shroud* no rotor.

PARÂMETRO	ESTATOR	ROTOR
Perda de Perfil (Y_p)	0,01049	0,00985
Perda secundária (Y_s)	0,03508	0,03709
Perda no bordo de fuga (Y_{tet})	$11,87 \cdot 10^{-4}$	$26,29 \cdot 10^{-4}$
Perda devido a folga de topo (Y_{tc})	-	0,02243
Perda total	0,04676	0,0720
Potência	2,65 MW	
Eficiência	0,92	

Analisando os resultados obtidos na Tabela 4 vemos que ao utilizarmos pás com *shroud* no rotor conseguimos reduzir a perda devido à folga de topo em 26,9 % o que gerou um aumento na eficiência da turbina e em sua potência melhorando com isso a sua performance. Apesar das pás com *shroud* serem mais caras do que as pás sem ele, a melhoria de eficiência apresentada justifica a aplicação dessas pás devido ao aumento de eficiência da turbina a gás como um todo.

Por fim, os resultados demonstraram as principais fontes de perda em uma turbina e uma boa acurácia quando comparado com os resultados esperados de eficiência e potência da turbina calculados.

A análise das perdas mostrou que o enfoque na geometria do rotor irá aumentar a eficiência da turbina diminuindo essas perdas que são a maior fonte de perdas.

O presente artigo realizou uma discussão buscando estudar as fontes de perda e demonstrou algumas soluções para diminuí-las. Em trabalhos futuros, devem ser aplicados outros modelos para buscar uma melhor predição e uma melhor geometria preliminar de projeto.

Conclusões

O artigo buscou demonstrar as principais perdas de desempenho presentes em uma turbina apresentando um modelo de perdas de Kacker e Okapuu (1982) que possui uma precisão de 2% no cálculo da eficiência. Para realizar a análise de perdas foram utilizados dados de uma turbina presente na referência [2]. Através de um programa *in-house* programado em Fortran® os cálculos preliminares da turbina e das suas perdas foram realizados, com isso foi possível fazer uma discussão das principais perdas presentes em uma turbina. Após isso, realizou-se uma modificação na pá do rotor buscando diminuir a perda devido a folga de topo que demonstrou ser eficiente. Em trabalhos futuros, uma análise mais completa de mudança de geometria deve ser feita buscando diminuir as perdas de perfil e secundárias.

Referências Bibliográficas

- [1] KAWASAKI. **Powering your Potential.** Disponível em: https://global.kawasaki.com/br/energy/equipment/gas_turbines/outline.html. Acessado: Dezembro, 2022.
- [2] SARAVANAMUTTOO, H.I.H.; ROGERS, G.F.C.; COHEN, H. **Gas Turbine Theory.** Pearson Education Limited, 5ª ed., 2001.
- [3] AINLEY, D.G.; MATHIESON, G.C.R. A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines. British Aeronautical Research Council, **R&M2974**, 1951.
- [4] DUNHAM, J.; CAME, P.M. Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction. **ASME Journal of Engineering for Power**, p.252-256, 1970.
- [5] KACKER, S.C.; OKAPUU, U. A mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. **ASME Journal of Engineering for Power**, v.104, p.111-119, 1982.
- [6] LIU, Y.; HENDRICK, P.; ZOU, Z.; BUYSSCHAERT, F. A Reliable Update of the Ainley and Mathieson Profile and Secondary Correlations. *Int. J. Turbomach. Propuls. Power* **2022**, 7, 14. <https://doi.org/10.3390/ijtp7020014>.