

ROTOR AXIAL

**Gustavo Augusto
Lucas Servilha
Pedro Duarte.**

INTRODUÇÃO:

O trabalho consiste em projetar e dimensionar um rotor utilizando o livro de Maquinas de Fluido- Henn

DADOS DO PROJETO:

Para iniciar o projeto, tivemos por base os seguintes dados:

Vazão: 200 [m³/h]

Altura: 47 [m]

Rotação: 3500 [rpm]

DEFINIÇÃO DO ROTOR:

Com os valores obtidos pelos dados do projeto, utilizamos a formula de velocidade de rotação especifica:

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

Assim obteve-se o resultado de 138,18, portanto a partir deste dado utilizamos as equações de bombas para seguir com o projeto.

ESTIMATIVA DE RENDIMENTOS:

Rendimento hidráulico " η_h ": Para bombas os valores deste rendimento variam normalmente desde 0,70 para bombas pequenas, sem grandes cuidados de fabricação até 0,96;

Rendimento volumétrico " η_v " Para bombas comuns o rendimento volumétrico varia de 0,83 até 0,98, devendo-se adotar os valores mais baixos para bombas de alta pressão e os mais altos para as de baixa pressão;

ESTIMATIVA DE RENDIMENTOS:

Rendimento de atrito fluido " η_a " Para bombas este rendimento aumenta rapidamente com o crescimento da velocidade de rotação específica;

Rendimento mecânico " η_m " Nas bombas centrífugas se alcançam rendimentos mecânicos da ordem de 0,96 a 0,99;

Rendimento total " η " Testes com uma grande quantidade de bombas mostram que o rendimento total para uma dada velocidade de rotação específica cresce com o aumento da vazão;

ESTIMATIVA DE RENDIMENTOS:

Dados utilizados:

$$\eta_h = 0,9 ;$$

$$\eta_v = 0,9 ;$$

$$\eta_a = 0,98 ;$$

$$\eta_m = 0,99 ;$$

$$\eta = 0,9 .$$

CÁLCULOS:

Potência no eixo: 28404,18 W

$$P_e = \frac{\rho Q Y}{\eta}$$

Diâmetro do eixo: 28,13 cm

$$d_e = K_e \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}}$$

Fixação do diâmetro do cubo: 15 cm

Cálculo da velocidade na boca de sucção: 0,171 $c_a = K_{ca} \sqrt{2Y}$ $K_{ca} = 6,84 \cdot 10^{-3} (n_{qA})^{2/3}$

Determinação do diâmetro da boca de sucção: 0,123 m $D_a = \sqrt{\frac{4Q}{\eta_v \pi c_a} + d_c^2}$

ALTURA DE SUCÇÃO MÁXIMA

$$H_{sm\acute{a}x} = -1,033997006 \text{ m}$$

$$h_{s\ max} = (h_{sg} + h_{ps})_{max} = \frac{P_b}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma_{min} H - \frac{c_a^2}{2g}$$

Coeficiente de Cavitação

$$\sigma = 0,2071755599.$$

$$\sigma_{min} = 2,9 \cdot 10^{-4} (n_{qA})^{4/3}$$

CÁLCULOS NA SAÍDA:

Fixação do ângulo de saída: $\beta_5 = 25^\circ$

Cálculo provisório do diâmetro de saída:

$\Psi = 0,9213068053$; $u_5 = 31,63707259$ m/s; $D_5 = 0,1727228713$ rps

$$\Psi = 1 - 6,085 \cdot 10^{-4} n_{qA}$$

$$u_5 = \sqrt{\frac{2Y}{\Psi}}$$

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi n}$$

CÁLCULOS NA ENTRADA:

Cálculo do diâmetro de entrada: $D_4=0,08933676491$ m

$$D_4 = \frac{D_4}{D_5} D_5 \quad \frac{D_4}{D_5} = 0,044 (n_{qA})^{1/2}$$

Cálculo da largura na entrada: $b_4= 0,04032430826$ m

$$b_4 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_4 c_{m3}}$$

$C_{m3}= 5,4542$ m/s

$$c_{m3} = 1,0 \text{ a } 1,05 c_a$$

Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada: $\beta_4=20,32^\circ$ $\operatorname{tg} \beta_4 = \frac{c_4}{u_4}$ ou $\beta_4 = \operatorname{arctg} \frac{c_4}{u_4}$

Velocidade absoluta do fluido à entrada do rotor: $c_4 = 6,060318592$ m/s $c_4 = c_{m4} = \frac{c_{m3}}{f_{e4}}$

$u_4 = 16,36351744$ m/s $u_4 = \pi D_4 n$

CÁLCULO DO NÚMERO DE PÁS:

Dados:

$K_N = 6,5$ para coeficiente de correção para rotores fundidos.

O valor de N assim calculado deverá ser arredondado para o número inteiro mais próximo.

Assim:

$$N = K_N \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} \text{sen} \frac{\beta_5 + \beta_4}{2}$$

Como o valor calculado deu "3,24" logo arredondamos o n° de pás para 3.

FIXAÇÃO DA VELOCIDADE MERIDIANA DE SAÍDA:

Para bombas : $c_{m5} = 5,020624669 \text{ m/s}$

$$c_{m5} = 0,0135 u_5 (n_{qA})^{1/2}$$

CÁLCULO PROVISÓRIO DA LARGURA DE SAÍDA:

Pela equação da continuidade e considerando $\eta_v = 1$ provisoriamente: $b_5 = 0,01380154597 \text{ m}$

$$b_5 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_5 c_{m5} f_{e5}}$$

FIXAÇÃO DA ESPESSURA DAS PÁS:

Utilizando critérios de resistência dos materiais, rigidez estrutural e processos de fabricação e baseado no TEDESCHI, foram realizado os cálculos:

$$e = 0,002496354183 \text{ mm} \quad e \cong 0,3(D_5 b_5)^{1/3}$$

CORREÇÃO DO ÂNGULO BETA 4(ENTRADA):

Fazendo a comprovação do valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor

$$f_{e4} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4} \quad t_4 = \frac{\pi D_4}{N} \quad e_{t4} = \frac{e}{\text{sen } \beta_4}$$

Onde:

t4=passo na entrada do rotor;

et4=espessura tangencial das pás na entrada do rotor.

CÁLCULO DO SALTO ENERGÉTICO IDEAL

Calculou-se o trabalho específico fornecido pelo rotor

$$Y_{pa} = \frac{Y}{\eta_h}$$

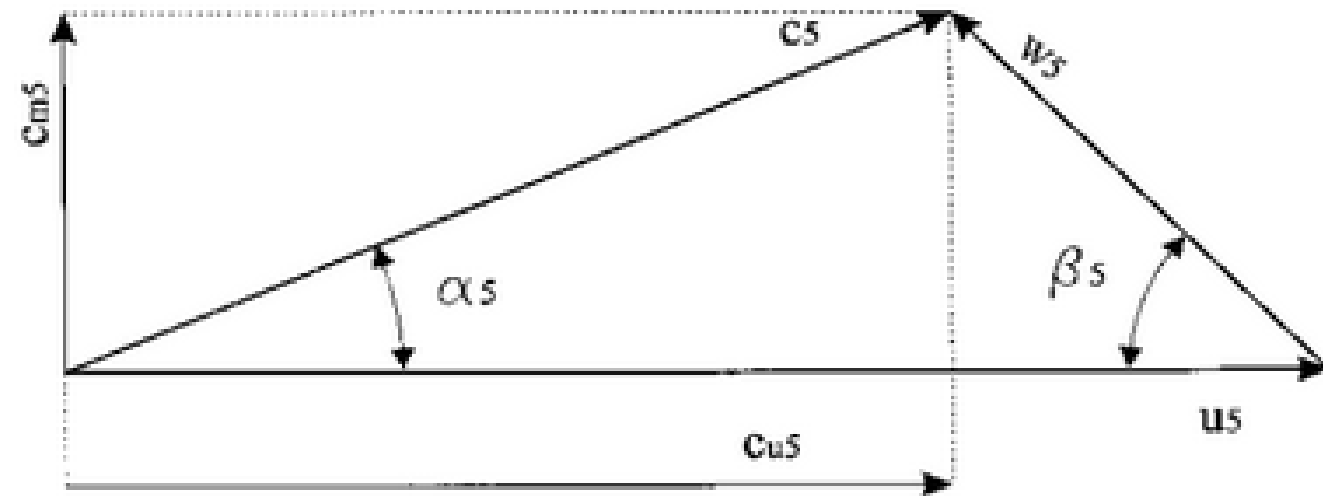
Onde o valor de $Y_{pa} = 141,9354686$. A partir deste valor foi calculado o salto energético ideal, sendo este $Y_{pa\infty} = 270,0419966$.

$$Y_{pa\infty} = \frac{Y_{pa}}{\mu}$$

CORREÇÃO DA VELOCIDADE TANGENCIAL NA SAÍDA DO ROTOR

Da equação fundamental têm-se: $Y_{\text{paxo}} = u_5 c_{u5}$

A partir do triângulo de velocidades é possível observar que: $c_{u5} = u_5 - \frac{c_{m5}}{\operatorname{tg} \beta_5}$



Assim obtém-se a equação que determina a velocidade tangencial na saída do rotor:

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 \operatorname{tg} \beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2 \operatorname{tg} \beta_5} \right)^2 + Y_{\text{paxo}}}$$

Portanto $u_5 = 31,63707259 \text{ m/s}$

CÁLCULO DEFINITIVO DO DIÂMETRO DE SAÍDA:

Utilizando os valores corrigidos aplicamos esses valores nas formulas para obter os valores reais, assim:

$$D_5 = 0,1726353081 \text{ m} \quad D_5 = \frac{u_5}{\pi n}$$

CÁLCULO DEFINITIVO DA LARGURA DE SAÍDA:

$$b_5 = 20,20^\circ \quad b_5 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_5 c_{m5} f_{e5}}$$

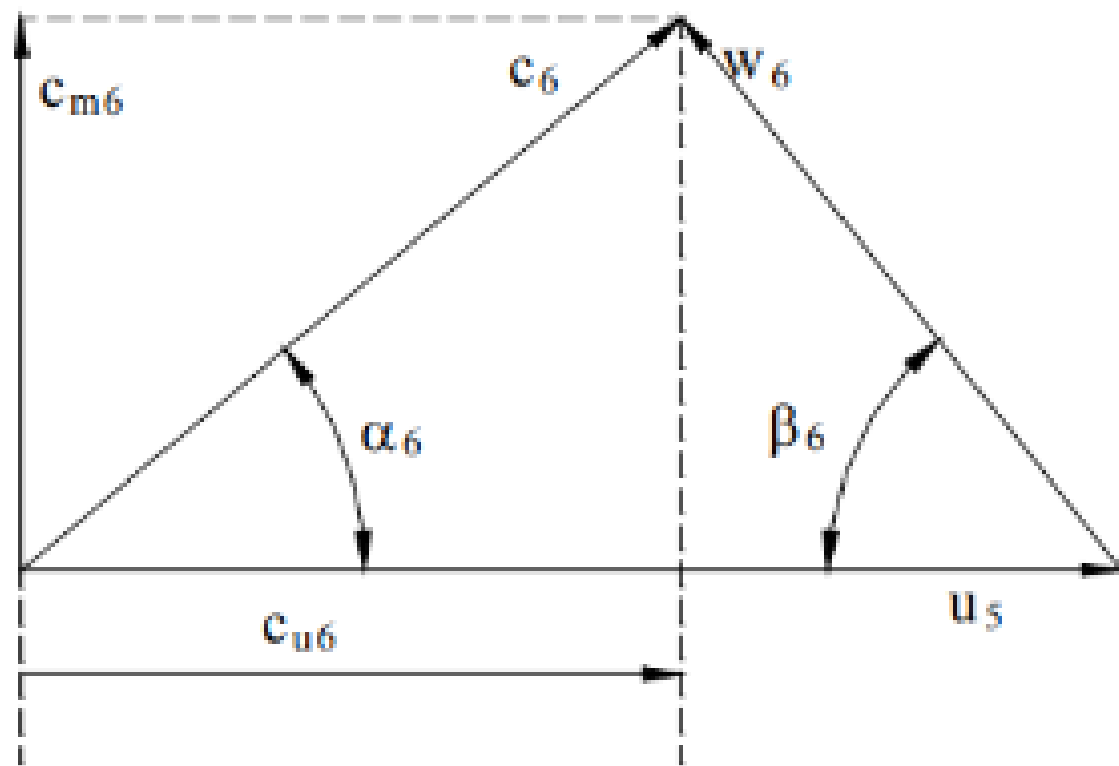
Assim temos condições de calcular o valor real do fator de estrangulamento:

$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5} \quad \text{onde } t_5 = \text{passo na saída do rotor;} \\ \text{et5=espessura tangencial das pás na saída do rotor.}$$

$$f_{e5} = 0,943231372$$

TRIÂNGULO DE VELOCIDADES NA SAÍDA

O ângulo α_6 obtido neste triângulo está intimamente vinculado com o ângulo de inclinação das pás do difusor.



$$c_{u6} = 36,3914881 \text{ m/s}; \quad c_{u6} = \mu c_{u5}$$

$$c_{m6} = 5,020624669 \text{ m/s};$$

$$c_{m6} = c_{m5} f_{e5}$$

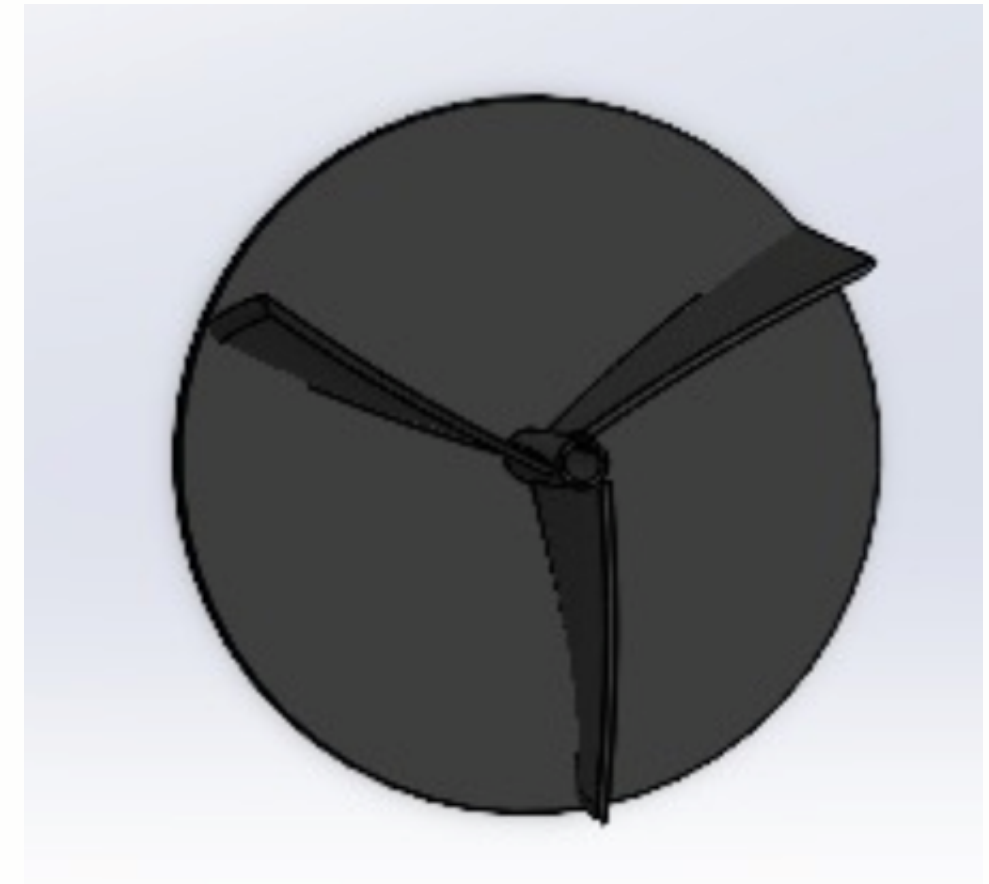
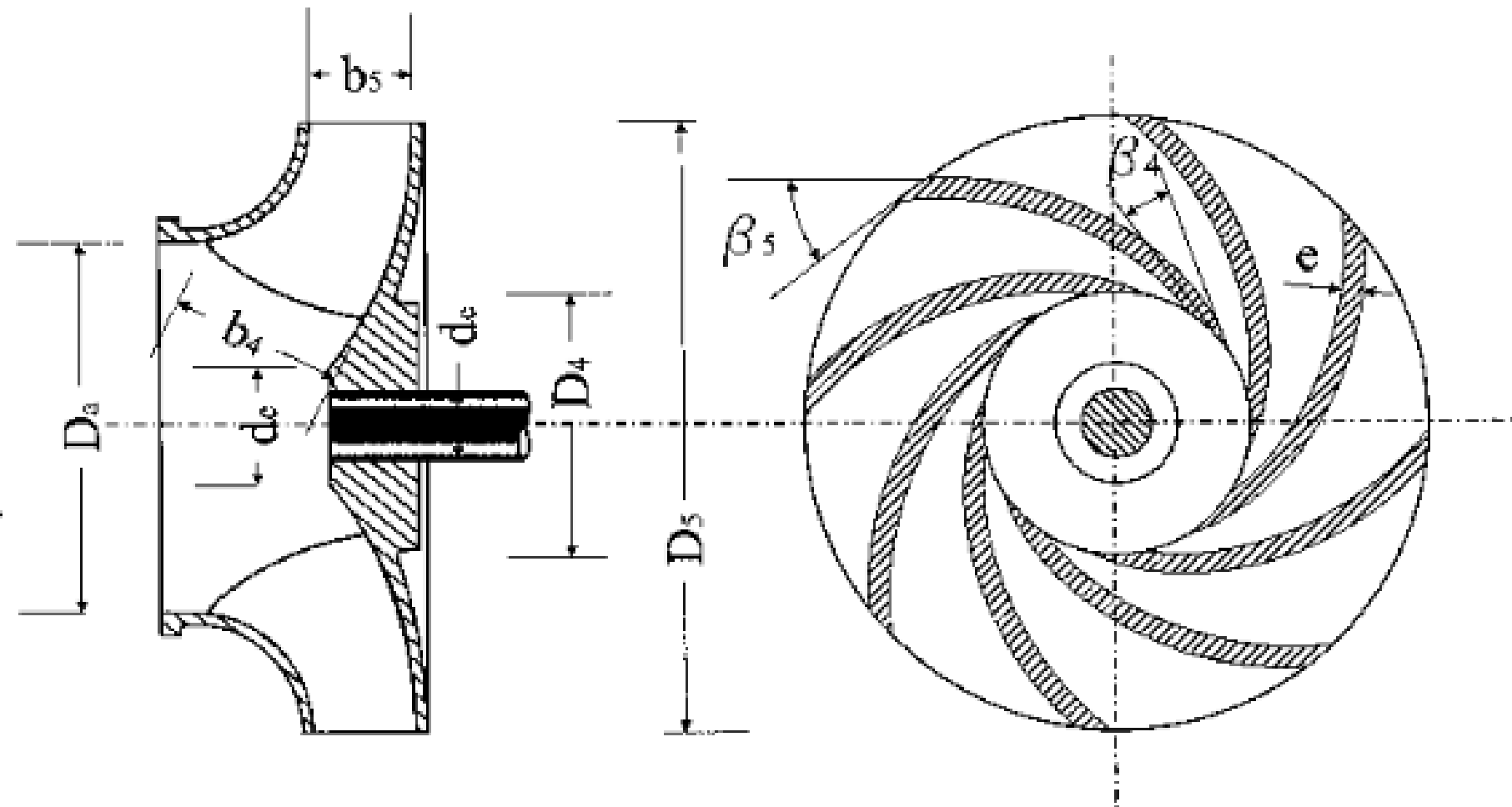
Onde:

$\alpha_6 = 5^\circ$ a 12° , para difusor de pás;

$\alpha_6 = 12^\circ$ a 25° , para difusor em caixa espiral ou anular liso.

$$\mu = \frac{Y_{pa}}{Y_{pa\infty}} = \frac{u_5 c_{u6}}{u_5 c_{u5}} = \frac{c_{u6}}{c_{u5}}$$

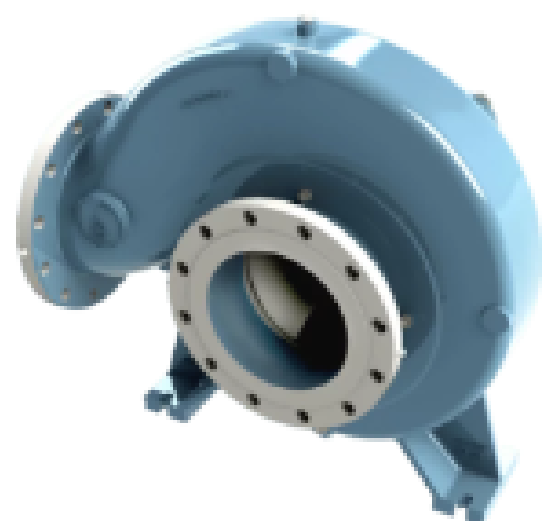
CONSTRUÇÃO DO ROTOR



ROTOR E BOMBAS DE COMPARAÇÃO:

O ângulo α_6 obtido neste triângulo está intimamente vinculado com o ângulo de inclinação das pás do difusor.

Tipo Y: Possibilita vazões e pressões maiores, usado para bombeamento de outras misturas sólido/líquido com características mais homogêneas; Apresentam ótimo rendimento hidráulico com baixo consumo de potência



BCM HE

Rotores: Aberto de 2,3,4 ou 5 paletas
Vazões: até 4000 m³/h
Altura Manométrica: até 65 m
Temperatura: até 120°C
Rotação: até 1780 rpm
Frequência: 50 ou 60 Hz
Pressão: Até 6,5 Kgf/cm² (g)



BCM

Rotores: Aberto de 2,3,4 ou 5 paletas
Vazões: até 4000 m³/h
Altura Manométrica: até 65 m
Temperatura: até 120°C
Rotação: até 1780 rpm
Frequência: 50 ou 60 Hz
Pressão: Até 6,5 Kgf/cm² (g)



BCM HD

Rotores: Aberto de 2,3,4 ou 5 paletas
Vazões: até 4000 m³/h
Altura Manométrica: até 65 m
Temperatura: até 120°C
Rotação: até 1780 rpm
Frequência: 50 ou 60 Hz
Pressão: Até 6,5 Kgf/cm² (g)

