

Análise do comportamento hidráulico de bomba carneiro não industrial utilizando resultados obtidos por simulação CFD

Analysis of the hydraulic behavior of a non-industrial ram pump using results obtained from CFD simulation

- **Data de entrada:** 22/05/2024
- **Data de aprovação:** 03/07/2024

Bruna Logatti^{1*} | Erich Kellner¹

DOI: <https://doi.org/10.36659/dae.2024.070>

ORCID ID

Logatti B  <https://orcid.org/0000-0002-6141-9353>

Kellner E  <https://orcid.org/0000-0002-7592-5580>

Resumo

Os carneiros hidráulicos são dispositivos capazes de transportar água através de diferenças de nível ou distância por meio do fenômeno do golpe de aríete. Uma de suas vantagens é a ausência de energia elétrica para operação, sendo possível vê-los como uma alternativa sustentável. O objetivo deste estudo foi, com os resultados obtidos pela aplicação de técnicas de *Computational Fluid Dynamics* (CFD) na modelagem do fluxo interno de uma bomba carneiro, construir as curvas de vazão, altura de elevação e eficiência dessa bomba. Além disso, visamos simular a variação de pressão na câmara de pressurização ao longo do tempo e modelar fisicamente o *grid* da bomba carneiro. Para a construção do modelo 3D da bomba, foi utilizado o software Blender. O carneiro teve como base o estudo de Oliveira Junior *et al* (2021). As simulações utilizaram o software Ansys Discovery 2023, e foram criados quatro cenários, variando o volume da câmara de ar, cada um deles contendo sete simulações, variando a carga de pressão. Os resultados das simulações revelaram princípios fundamentais do funcionamento do carneiro hidráulico, como a influência da carga de pressão na entrada da bomba na vazão de entrada, a relação entre a carga de pressão na saída e na entrada e a importância do tamanho da câmara de ar no deslocamento de água.

Palavras-chave: Carneiro Hidráulico. CFD. Ansys Discovery 2023. Modelagem Computacional.

Abstract

*Hydraulic rams configure devices that can transport water by differences in level or distance using the water hammer phenomenon. their advantages include the absence of electrical energy for their operation, making them a sustainable alternative. This study aimed to use the results obtained from applying computational fluid dynamics (CFD) to model the internal flow of a hydraulic ram pump to construct the curves for its flow rate, head height, and efficiency. Additionally, this study aimed to simulate the pressure variation in the pressurization chamber over time and physically model the grid of the hydraulic ram pump. The 3D model of the hydraulic ram pump was created on Blender, following Oliveira Junior *et al.* (2021). The simulations were performed using Ansys Discovery 2023 and involved four scenarios with varying air chamber volumes, each containing seven simulations with different pressure loads. The simulation results showed fundamental principles of the operation of the hydraulic ram, such as the influence of the inlet pressure load on inlet flow rate, the relation between the outlet and inlet pressure loads, and the importance of air chamber size in water displacement.*

Keywords: Hydraulic ram. CFD. Ansys Discovery 2023. Computational Modeling.

¹ Universidade Federal de São Carlos – São Carlos – São Paulo – Brasil.

* **Autor correspondente:** bru.logatti@gmail.com

1 INTRODUÇÃO

O carneiro hidráulico é um dispositivo que funciona por meio de um golpe de aríete, podendo ser construído com tubos de PVC, garrafas plásticas (PET) e conexões metálicas ou de PVC (Brasil, 2015).

Classificado como uma bomba especial, ele opera por meio do fechamento de uma válvula que interrompe o fluxo de água de uma fonte superior. Esses equipamentos precisam de uma relação adequada entre a vazão de alimentação e de recalque, devendo ser instalados abaixo da fonte de suprimento (Brasil, 2015).

Suas vantagens incluem funcionamento contínuo, ausência de consumo de energia elétrica ou combustíveis fósseis, tecnologia limpa, vida útil longa, baixo desgaste, construção e manutenção de baixo custo e operação simples. A principal desvantagem é a baixa eficiência e rendimento variável (Brasil, 2015; Costa; Galindo, 2018).

Apesar das qualidades desse dispositivo, Logatti e Kellner (2021) destacaram a falta de obras de referência e a necessidade de mais estudos sobre modelagem, novas tecnologias e melhorias de performance. Este artigo justifica-se pela necessidade de entender melhor o funcionamento e de otimizar o uso do carneiro hidráulico para populações não atendidas.

2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste estudo é, com os resultados obtidos da aplicação de técnicas de *Computational Fluid Dynamics* (CFD) – dinâmica dos fluidos computacional – na modelagem de fluxo interno de uma bomba carneiro, construir as curvas de vazão, altura de elevação e eficiência de uma bomba carneiro; simular a variação de pressão da câmara de pressurização ao longo do tempo; e modelar fisicamente o *grid* da bomba.

3 METODOLOGIA

Para a modelagem 3D do carneiro hidráulico, o software Blender foi utilizado, com base no estudo

de Oliveira Junior *et al.* (2021). Os componentes do equipamento incluíam um registro de esfera, dois tês, um joelho/cotovelo de 90°, uma válvula de retenção, uma válvula de pé e crivo, dois *nipples* e um adaptador de mangueira, com um diâmetro de 1” e uma câmara de ar de 0,050 litros. Para as simulações, o software ANSYS Discovery 2023 foi empregado, dividindo o dispositivo em elementos como *chamber*, *mesh*, *footvalve*, *sphere* e *wall*. Foram criadas quatro malhas diferentes para lidar com variações na abertura e no fechamento das válvulas. Os resultados foram obtidos por meio da análise dos dados de saída das simulações do modelo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Da aplicação do modelo gerado

Após a construção do modelo da bomba carneiro, simulou-se seu funcionamento, fixando a carga de pressão na entrada (h) e o volume da câmara (V_c). Avaliaram-se os parâmetros característicos decorrentes do volume da câmara e da carga de pressão na entrada.

A aplicação da técnica CFD resultou nos valores da velocidade média de escoamento na entrada, volumes de ar e água na câmara e variação do volume de água armazenado, tanto na condição inicial quanto após o transitório. A Figura 1 ilustra o modelo computacional construído e sua resolução por CFD.

A vazão foi expressa externamente ao modelo, aplicando-se a equação da continuidade, Equação (1).

$$Q_e = v \cdot A_e \quad (1)$$

Sendo: Q_e a vazão de entrada (m^3/s); v a velocidade média do escoamento (m/s); A_e a área da seção transversal da tubulação de entrada da bomba carneiro (m^2).

Os resultados das simulações estão apresentados na Tabela 1.

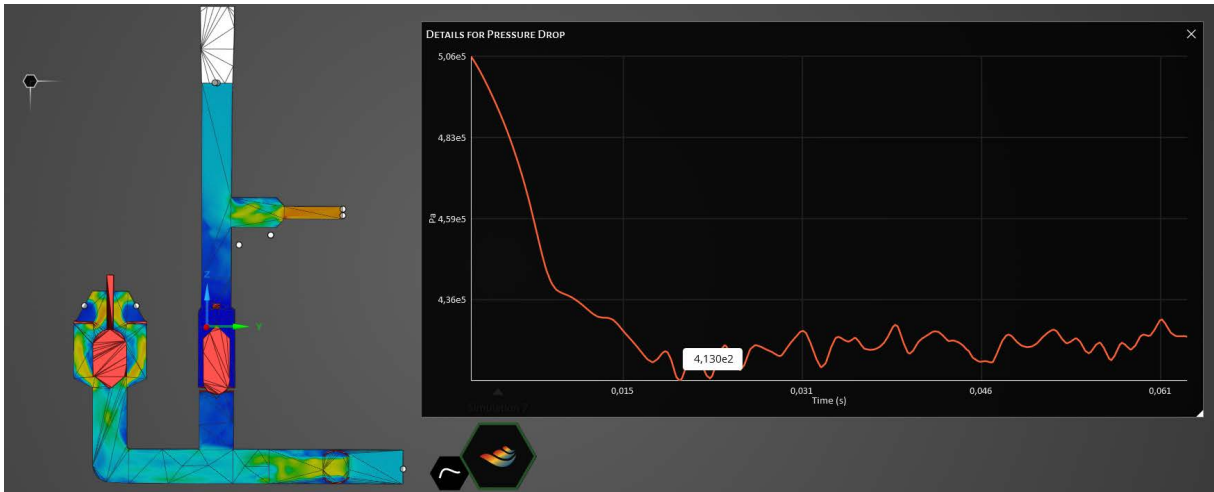


Figura 1 – Modelo do carneiro hidráulico construído e dados obtidos por meio das simulações executadas (CFD).

Tabela 1 – Parâmetros de saída obtido após a simulação por CFD da bomba carneiro, em função dos parâmetros pressão de entrada (h) e do volume da Câmara ($V_{\text{câmara}}$).

Parâmetros de Entrada		Parâmetros de Saída							
V_C (l)	h (mca)	v (m/s)	Q_{e^*} (l/s)	Condição Inicial		Condição após transiente			
				Vol. Ar (l)	Vol. Água (l)	Vol. Ar (l)	Vol. Água (l)	H (mca)	$\Delta V_{\text{água}}^{**}$ (l)
0,200	1	1,52	0,38	0,19974	0,00026	0,02053	0,17947	19,8	0,1792
	2	2,22	0,56	0,19974	0,00026	0,02726	0,17274	29,6	0,1725
	5	3,74	0,95	0,19974	0,00026	0,03674	0,16326	51,6	0,1630
	10	5,07	1,28	0,19974	0,00026	0,04757	0,15243	73,2	0,1522
	15	6,14	1,55	0,19974	0,00026	0,05439	0,14561	91,6	0,1454
	20	7,11	1,80	0,19974	0,00026	0,05922	0,14078	108,7	0,1405
	40	10,3	2,51	0,19974	0,00026	0,07125	0,12875	168,6	0,1285
0,267	1	1,52	0,38	0,26665	0,00035	0,02740	0,23960	19,8	0,2393
	2	2,22	0,56	0,26665	0,00035	0,03640	0,23060	29,6	0,2303
	5	3,74	0,95	0,26665	0,00035	0,04905	0,21795	51,6	0,2176
	10	5,07	1,28	0,26665	0,00035	0,06350	0,20350	73,2	0,2032
	15	6,14	1,55	0,26665	0,00035	0,07260	0,19440	91,6	0,1941
	20	7,11	1,80	0,26665	0,00035	0,07906	0,18794	108,7	0,1876
	40	10,3	2,51	0,26665	0,00035	0,09512	0,17188	168,6	0,1715
0,300	1	1,52	0,38	0,29961	0,00039	0,03079	0,26921	19,8	0,2688
	2	2,22	0,56	0,29961	0,00039	0,04089	0,25911	29,6	0,2587
	5	3,74	0,95	0,29961	0,00039	0,05511	0,24489	51,6	0,2445
	10	5,07	1,28	0,29961	0,00039	0,07135	0,22865	73,2	0,2283
	15	6,14	1,55	0,29961	0,00039	0,08158	0,21842	91,6	0,2180
	20	7,11	1,80	0,29961	0,00039	0,08883	0,21117	108,7	0,2108
	40	10,3	2,51	0,29961	0,00039	0,10688	0,19312	168,6	0,1927
0,500	1	1,52	0,38	0,49935	0,00065	0,05132	0,44868	19,8	0,4480
	2	2,22	0,56	0,49935	0,00065	0,06816	0,43184	29,6	0,4312
	5	3,74	0,95	0,49935	0,00065	0,09185	0,40815	51,6	0,4075
	10	5,07	1,28	0,49935	0,00065	0,11891	0,38109	73,2	0,3804
	15	6,14	1,55	0,49935	0,00065	0,13596	0,36404	91,6	0,3634
	20	7,11	1,80	0,49935	0,00065	0,14805	0,35195	108,7	0,3513
	40	10,3	2,51	0,49935	0,00065	0,17813	0,32187	168,6	0,3212

Notas: * A vazão de entrada foi calculada a partir da equação da continuidade.

** A variação do volume de água na Câmara foi calculada pela diferença dos volumes obtidos após e antes do transiente hidráulico.

4.1.1 Avaliação da vazão de entrada (Q_e)

Os resultados da Tabela 1 revelam variações nas velocidades de escoamento no corpo da bomba, de acordo com as cargas de pressão na entrada, que foram as condições de contorno nas simulações. Com base nessas velocidades, as vazões de entrada foram calculadas utilizando a equação de continuidade. A Figura 2 ilustra como a vazão varia com as cargas de pressão fixadas no ponto de entrada da bomba. Ao analisar essa variação, observou-se um ajuste potencial da curva, que se assemelha à lei geral dos orifícios, expressa pela Equação (2).

$$Q_e = C_d \cdot A_e \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \cong 0,000397 \cdot h^{0,5061} \quad (2)$$

Sendo: C_d o coeficiente de descarga (adim.); A_e a área da seção transversal da tubulação de entrada (m^2); g a aceleração devido a gravidade (m/s^2).

Considerando que a área da seção transversal da tubulação com diâmetro de 17,95 mm é de 0,000253 m^2 , resultou coeficiente de descarga (C_d) de 0,354.

4.1.2 Verificação da carga de pressão na saída (P)

As cargas de pressão obtidas para a saída da bomba (H) foram oriundas da sobrepressão resultante do transiente hidráulico. Dessa maneira, analisou-se os valores obtidos com aqueles estimados pelas equações de Joukowski e Jouguet.

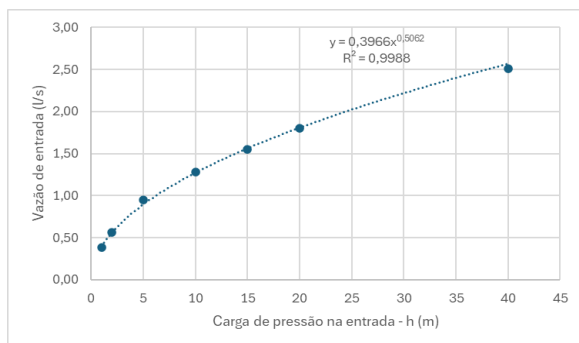


Figura 2 – Variação da vazão de entrada em função da carga de pressão na entrada da bomba.

Segundo Rosich (1987), a equação de Joukowski (Equação (3)) é empregada quando ocorre a rápida interrupção do fluxo; já a equação de Jouguet (Equação (4)) é empregada quando se tem a interrupção lenta do fluxo.

$$\text{Joukowski: } \Delta H = \frac{a \cdot v}{g} \quad (3)$$

$$\text{Jouguet: } \Delta H = \frac{a \cdot v}{2 \cdot g} \quad (4)$$

Sendo: ΔH o valor da sobrepressão (mca); a é a celeridade de propagação da onda ao longo da tubulação de recalque (m/s); v é a velocidade média de escoamento (m/s).

Antes da análise propriamente dita dos valores das sobrepressões obtidas, deve-se atentar para os conceitos de período da tubulação (T) e de celeridade da propagação das ondas de choque ao longo da tubulação (a). Segundo Azevedo Netto e Fernández (1998), a fase ou período da tubulação (T) refere-se ao tempo que a onda de sobrepressão leva para ir e voltar de uma extremidade à outra da canalização, conforme Equação (5).

$$T = \frac{2 \cdot L}{a} \quad (5)$$

Sendo: T o período da tubulação (s); L o comprimento da tubulação de recalque (m).

Assim, quando a interrupção do fluxo provocado, por exemplo, pelo fechamento de uma válvula, ocorre em tempo menor que o período (T), tem-se um fechamento rápido, quando se aplica a equação de Joukowski; já quando o tempo para o fechamento da válvula é superior ao período (T), tem-se o fechamento lento, quando se aplica a equação de Jouguet.

A pressão resultante devido ao transiente hidráulico é, portanto, estimada pela Equação (6):

$$P = p + \Delta H \quad (6)$$

Sendo: P a pressão resultante do transiente hidráulico (mca); p é a pressão em um determinado ponto instante antes da ocorrência do transiente hidráulico (mca); ΔH é a sobrepressão ocasionada pelo transiente hidráulico (mca).

Já a velocidade de propagação das ondas de pressão, denominada celeridade (a) pode ser estimada pela fórmula de Allievi, conforme mencionado por Azevedo Netto e Fernández (1998) e expressa pela Equação (7):

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + K \cdot \frac{D}{e}}} \quad (7)$$

Sendo: D o diâmetro interno da tubulação (mm); a espessura das paredes do tubo (mm); K coeficiente que leva em consideração o módulo de elasticidade do material que compõe a tubulação (adim.).

Nas simulações, utilizou-se a tubulação PEAD PE80 SDR11 com DE20, na qual a espessura da

parede é $e = 2,3$ mm, $D_i = 15,4$ mm. O coeficiente K para essa tubulação, conforme ABPE (2013), foi estimado em 130, resultando em uma celeridade estimada de 326 m/s. Calcularam-se as sobrepressões para cada velocidade de entrada usando as Equações de Joukowski e Jouguet. Os resultados foram somados às pressões de entrada e comparados com os obtidos na simulação por CFD, conforme Tabela 2 e Figura 2. A análise dos dados (Tabela 2 e Figura 3) demonstra uma proximidade entre os resultados da simulação em CFD e os estimados pela equação de Jouguet, sugerindo um fechamento lento da válvula de escape na bomba carneiro simulada.

Tabela 2 – Valores da pressão máxima da saída obtidos pela simulação CFD e pelas Equações de Joukowski e Jouguet.

Dados de Entrada		Sobrepressão Estimada- ΔH		Pressão Máxima Resultante		Dados de saída
Pressão (mca)	Velocidade (m/s)	Joukowski (mca)	Jouguet (mca)	Joukowski (mca)	Jouguet (mca)	Pressão obtida pela Simulação – H (mca)
1,0	1,52	50,5	25,3	51,5	26,3	26,1
2,0	2,22	73,8	36,9	75,8	38,9	38,8
5,0	3,74	124,3	62,1	129,3	67,1	67,1
10,0	5,07	168,5	84,2	178,5	94,2	94,3
15,0	6,14	204,0	102,0	219,0	117,0	117,1
20,0	7,11	236,3	118,1	256,3	138,1	138,3
40,0	10,3	342,3	171,1	382,3	211,1	211,5

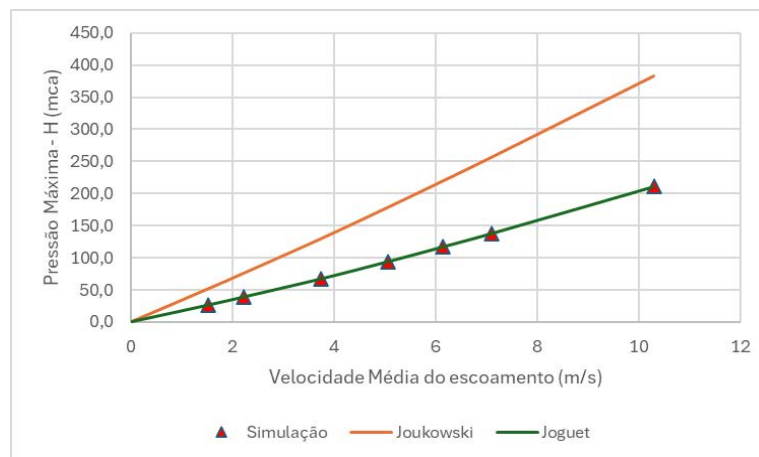


Figura 3 – Relação entre as pressões máximas obtidas pela simulação em CFD e pelas equações de Joukowski e Jouguet.

4.1.3 Verificação do volume de água deslocado (V_p)

Para analisar o volume de água deslocado pela linha de recalque, foi realizada uma análise do volume acumulado na câmara de ar durante o transitório hidráulico. A Figura 4 mostra o esquema da bomba carneiro utilizada na simulação em CFD, com algumas grandezas características indicadas: Q_e para a vazão de entrada (L/s); Q_D para a vazão deslocada no recalque (L/s); Q_p para a vazão perdida (L/s); $V_{Câmara}$ para o volume da câmara (m^3); $V_{água}$ para o volume da câmara ocupado por água (m^3); V_{ar} para o volume da câmara ocupado por ar (m^3); P_{ar} para a pressão exercida pelo ar no interior da câmara (mca); $P_{água}$ para a pressão exercida pela água no interior da câmara (mca); e y para o desnível entre o eixo da tubulação de entrada da

bomba até o eixo da tubulação de saída, representando o início da câmara (m).

Nesse momento, a Pressão do ar (P_{ar}) se iguala à Pressão da água ($P_{água}$) no interior da câmara, mantendo em equilíbrio a interface ar-água e resultando em volumes iniciais ocupados tanto pelo ar quanto pela água no interior da câmara, conforme Equação (8) e Equação (9).

$$V_{ar} = V_{água} \cdot \frac{\rho_{água}}{\rho_{ar}} \tag{8}$$

$$V_{água} = \frac{V_{câmara}}{\left(1 + \frac{\rho_{água}}{\rho_{ar}}\right)} \tag{9}$$

Sendo: $\rho_{água}$ a massa específica da água (kg/m^3); ρ_{ar} a massa específica do ar (kg/m^3).

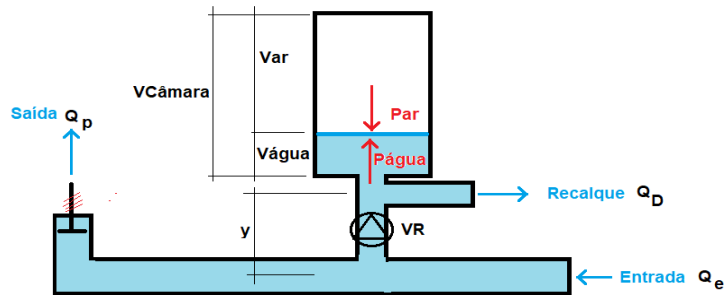


Figura 4 – Desenho esquemático da bomba carneiro empregada na simulação.

Conhecido o $V_{Câmara}$ e as densidades da água e do ar, é possível determinar o $V_{água}$ e, posteriormente, o V_{ar} . Assim, para a situação inicial, em que $P_{ar-1} = h - y$, tem-se V_{ar-1} e $V_{água-1}$

O segundo momento ocorre com o movimento transitório, quando a pressão na interface ar-água na câmara de ar é acrescida da sobrepressão proposta por Jouguet, Equação (4).

Assim, a pressão da água ($P_{água}$) na interface ar-água na câmara de ar pode ser aproximada, conforme Equação (10):

$$P_{água-2} = h - y + \Delta H = h - y + \frac{v \cdot a}{2 \cdot g} \tag{10}$$

Como o ar não é um gás ideal, aplica-se a Lei dos gases politrónicos, conforme Equação (11):

$$P \cdot V^n = cte \tag{11}$$

Sendo: P a pressão (kgf/m^2); V é o volume (m^3), n é a constante politrónica (adim), que para o ar varia de 1,2 a 1,4.

Wylie, Streeter e Suo (1993) recomendam que, para sistemas hidráulicos pequenos, nos quais a resposta é rápida, se adote o processo adiabático, ou seja, $n = 1,4$. Em sistemas maiores, com um

grande volume de água e pequena massa de ar, o comportamento do gás será isotérmico ($n = 1,0$). Magalhães, Arens e Porto (2003), em trabalho experimental, mostraram que o valor de n pode ser alterado em muitas aplicações de pequenas dimensões para $n = 1,34$. Assim, na ocorrência da sobrepressão, o volume de ar na câmara de ar pode ser estimado pela Equação (12):

$$V_{ar-2} = \left[\frac{V_{câmara} \cdot \rho_{água}}{\left(1 + \frac{\rho_{água}}{\rho_{ar}}\right) \cdot \rho_{ar}} \right] \cdot \left(\frac{h-y}{h-y+\Delta H} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (12)$$

Já o volume de água no interior da câmara, na ocorrência do transitório, pode ser determinada pela Equação (13):

$$V_{água-2} = V_{câmara} \cdot \left[1 - \frac{\rho_{água}}{(\rho_{ar} + \rho_{água})} \cdot \left(\frac{h-y}{h-y+\Delta H} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \quad (13)$$

Após o movimento transitório, ocorre a expansão do volume da água na câmara de ar ($V_{água-2}$), retornando, na sequência, para a condição de equilíbrio inicial com o volume ($V_{água-1}$).

Com isso, é possível determinar o volume deslocado (V_D) entre o período (T) da tubulação, que é estimado diretamente pela Equação (14):

$$V_D = V_{câmara} \cdot \left[1 - \frac{\rho_{água}}{(\rho_{ar} + \rho_{água})} \cdot \left(\frac{h}{h+\Delta H} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{\rho_{ar}}{(\rho_{ar} + \rho_{água})} \right] \quad (14)$$

Sendo: V_D o volume de água deslocado durante o período (T) da tubulação (m^3); $V_{câmara}$ o volume da câmara (m^3); V_{ar-2} o volume de câmara ocupado pelo ar na situação do transitório (m^3); $\rho_{água}$ a massa específica da água (kg/m^3); ρ_{ar} a massa específica do ar (kg/m^3); h a carga de pressão na entrada da bomba (mca); ΔH a sobrepressão produzida pelo transitório hidráulico (mca).

No entanto, deve-se lembrar que a sobrepressão ΔH é função da celeridade, o volume de ar na câmara, que afeta o volume deslocado é função do coeficiente politrópico (n).

Dessa maneira, simulou-se um conjunto de cenários de maneira a determinar o volume de água deslocado, variando o volume da câmara ($V_{câmara}$), a celeridade (a), o coeficiente politrópico (n) e a

relação entre as cargas de pressão de saída e de entrada (R), estando os resultados apresentados nas Tabela 3, Tabela 4, Tabela 5 e Tabela 6, assim como nas Figura 5 e Figura 6.

Ao observar os resultados dos volumes deslocados apresentados nas Tabela 3 e 6, percebeu-se que quanto maior o volume da câmara ($V_{câmara}$), maior é o volume deslocado. Além disso, há um aumento do volume deslocado com o aumento da relação (R) entre a carga de pressão de saída e de entrada, embora o volume deslocado tenda a uma assíntota quando a relação R é maior que 25. A celeridade (a) também influencia, pois quanto maior a celeridade, maior é a carga de pressão na saída e, conseqüentemente, maior é a relação R . Finalmente, quanto menor o coeficiente politrópico (n), maior é o volume de água deslocado.

A partir dessas observações iniciais e com os dados simulados constantes das Tabela 3, Tabela 4, Tabela 5 e Tabela 6, procedeu-se ao tratamento estatístico dos mesmos e encontrou-se a Equação (15), que representa o Volume Deslocado de água (V_D) em função das variáveis Volume da Câmara ($V_{câmara}$), celeridade (a), Relação entre a carga de pressão na saída e na entrada (R) e coeficiente politrópico (n).

$$V_D = \alpha \cdot V_{câmara} \cdot R^{\beta \cdot \gamma} \quad (15)$$

Sendo: $\alpha = (1,0761 - 0,3825 \cdot n) \cdot (0,82762 + 0,0005497 \cdot a)$
 $\beta = (-142,82 \cdot n^2 + 297,73 \cdot n - 122,52)$

$$\gamma = \cdot \Omega^{(1,1 \cdot n^2 - 2,095 \cdot n + 0,0006)}$$

V_D o volume deslocado de água (l);

$V_{câmara}$ o volume da Câmara (l).

Assim, considerando-se $V_{câmara} = 0,267$ L, coeficiente politrópico $n = 1,4$ e celeridade $a = 326,6$ m/s, tem-se:

$$\alpha = (1,0761 - 0,3825 \cdot 1,4) \cdot (0,82762 + 0,0005497 \cdot 326,6) = 0,544$$

$$\beta = (-142,82 \cdot 1,4^2 + 297,73 \cdot 1,4 - 122,52) = 14,37$$

$$\gamma = 326,6^{(1,1 \cdot 1,4^2 - 2,095 \cdot 1,4 + 0,0006)} = 0,0115$$

$$V_D = 0,544 \cdot 0,267 \cdot R^{14,37 \cdot 0,0115} = 0,145 \cdot R^{0,1653}$$

Tabela 3 – Valores dos volumes deslocados (V_D) obtidos por simulação, para câmara de 0,200L, variando a celeridade, o coeficiente politrópico e a relação entre a pressão de saída e a de entrada.

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coeficiente politrópico (n)	$R = \frac{h - y + \Delta H}{h - y}$	VD (l)
0,200	326,6	1,4	26	0,18290
			19	0,17729
			13	0,16931
			9	0,16005
			8	0,15412
			7	0,14988
		5	0,13913	
		1,2	26	0,18859
			19	0,18414
			13	0,17750
			9	0,16942
			8	0,16407
			7	0,16017
		1,0	5	0,15006
			26	0,19348
			19	0,19038
			13	0,18540
			9	0,17894
	8		0,17447	
	369,5	1,4	7	0,17112
			5	0,16213
			29	0,18428
			22	0,17910
			15	0,17171
			11	0,16308
		1,2	9	0,15753
			8	0,15353
			6	0,14336
			29	0,18965
			22	0,18560
			15	0,17953
		1,0	11	0,17210
			9	0,16716
			8	0,16353
			6	0,15408
			29	0,19418
22			0,19142	
1,0	15	0,18696		
	11	0,18113		
	9	0,17707		
	8	0,17401		
	6	0,16575		

Tabela 3 – Continuação...

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)	$R = \frac{h-y+\Delta H}{h-y}$	VD (l)
0,200	761,9	1,4	60	0,19042
			44	0,18724
			30	0,18262
			21	0,17710
			17	0,17346
			15	0,17080
		1,2	11	0,16384
			60	0,19415
			44	0,19187
			30	0,18837
			21	0,18399
			17	0,18100
		1	15	0,17877
			11	0,17277
			60	0,19701
			44	0,19562
			30	0,19333
			21	0,19026
			17	0,18806
			15	0,18638
			11	0,18167

Tabela 4 – Valores dos volumes deslocados (V_D) obtidos por simulação, para câmara de 0,267L, variando a celeridade, o coeficiente politrópico e a relação entre a pressão de saída e a de entrada.

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)	$R = \frac{h-y+\Delta H}{h-y}$	VD (l)
0,267	326,6	1,4	26	0,24417
			19	0,23668
			13	0,22603
			9	0,21366
			8	0,20575
			7	0,20008
		1,2	5	0,18575
			26	0,25176
			19	0,24583
			13	0,23696
			9	0,22617
			8	0,21904
		1,0	7	0,21383
			5	0,20033
			26	0,25829
			19	0,25415
			13	0,24751
			9	0,23889
			8	0,23292
			7	0,22844
			5	0,21644

Tabela 4 – Continuação...

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)		VD (l)
0,267	369,5	1,4	29	0,24601
			22	0,23910
			15	0,22923
			11	0,21771
			9	0,21030
			8	0,20496
		1,2	6	0,19139
			29	0,25318
			22	0,24778
			15	0,23968
			11	0,22976
			9	0,22316
		1,0	8	0,21832
			6	0,20570
			29	0,25924
			22	0,25554
			15	0,24959
			11	0,24181
	761,9	1,4	9	0,23639
			8	0,23230
			6	0,22128
			60	0,25422
			44	0,24997
			30	0,24380
			21	0,23642
			17	0,23157
			15	0,22802
		1,2	11	0,21873
			60	0,25919
			44	0,25614
			30	0,25148
			21	0,24562
			17	0,24163
			15	0,23865
			11	0,23065
			1	60
44	0,26115			
30	0,25810			
21	0,25400			
17	0,25107			
15	0,24881			
11	0,24253			

Tabela 5 – Valores dos volumes deslocados (V_D) obtidos por simulação, para câmara de 0,300L, variando a celeridade, o coeficiente politrópico e a relação entre a pressão de saída e a de entrada.

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)	$R = \frac{h - y + \Delta H}{h - y}$	VD (l)
0,300	326,6	1,4	26	0,27435
			19	0,26594
			13	0,25396
			9	0,24007
			8	0,23118
			7	0,22481
			5	0,20870

Tabela 5 – Continuação...

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)	$R = \frac{h-y+\Delta H}{h-y}$	VD (l)
0,300	326,6	1,2	26	0,28288
			19	0,27622
			13	0,26625
			9	0,25413
			8	0,24611
			7	0,24026
			5	0,22509
		1,0	26	0,29022
			19	0,28556
			13	0,27810
			9	0,26841
			8	0,26171
			7	0,25667
			5	0,24319
	369,5	1,4	29	0,27642
			22	0,26866
			15	0,25756
			11	0,24462
			9	0,23629
			8	0,23030
			6	0,21505
		1,2	29	0,28447
			22	0,27841
			15	0,26930
			11	0,25815
			9	0,25074
			8	0,24530
			6	0,23112
	1,0	29	0,29128	
		22	0,28713	
		15	0,28044	
		11	0,27170	
		9	0,26561	
		8	0,26102	
		6	0,24863	
	761,9	1,4	60	0,28564
			44	0,28086
			30	0,27393
			21	0,26564
			17	0,26019
			15	0,25620
			11	0,24577
		1,2	60	0,29123
			44	0,28780
			30	0,28256
			21	0,27598
			17	0,27150
			15	0,26815
11			0,25916	
1	60	0,29551		
	44	0,29342		
	30	0,29000		
	21	0,28539		
	17	0,28210		
	15	0,27956		
	11	0,27251		

Tabela 6 – Valores dos volumes deslocados (VD) obtidos por simulação, para câmara de 0,500L, variando a celeridade, o coeficiente politrópico e a relação entre a pressão de saída e a de entrada.

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coeficiente politrópico (n)	$R = \frac{h - y + \Delta H}{h - y}$	VD (l)
0,500	326,6	1,4	26	0,45724
			19	0,44323
			13	0,42327
			9	0,40012
			8	0,38531
			7	0,37469
		5	0,34784	
		1,2	26	0,47147
			19	0,46036
			13	0,44375
			9	0,42355
			8	0,41019
			7	0,40043
		1,0	5	0,37515
			26	0,48369
			19	0,47594
			13	0,46351
			9	0,44736
	8		0,43618	
	369,5	1,4	7	0,42779
			5	0,40532
			29	0,46070
			22	0,44776
			15	0,42927
			11	0,40769
			9	0,39382
			8	0,38383
			6	0,35841
		1,2	29	0,47412
			22	0,46401
			15	0,44883
			11	0,43025
			9	0,41790
			8	0,40884
		1,0	6	0,38520
			29	0,48546
22			0,47854	
15	0,46740			
11	0,45283			
9	0,44268			
8	0,43503			
6	0,41438			

Tabela 6 – Continuação...

$V_{câmara}$ (l)	Celeridade (α) (m/s)	Coefficiente politrópico (n)	$R = \frac{h-y+\Delta H}{h-y}$	VD (l)
0,500	761,9	1,4	60	0,47606
			44	0,46810
			30	0,45655
			21	0,44274
			17	0,43365
			15	0,42700
		1,2	60	0,48538
			44	0,47966
			30	0,47093
			21	0,45997
			17	0,45249
			15	0,44691
		1	60	0,49252
			44	0,48904
			30	0,48333
			21	0,47565
			17	0,47016
			15	0,46594
			11	0,45418

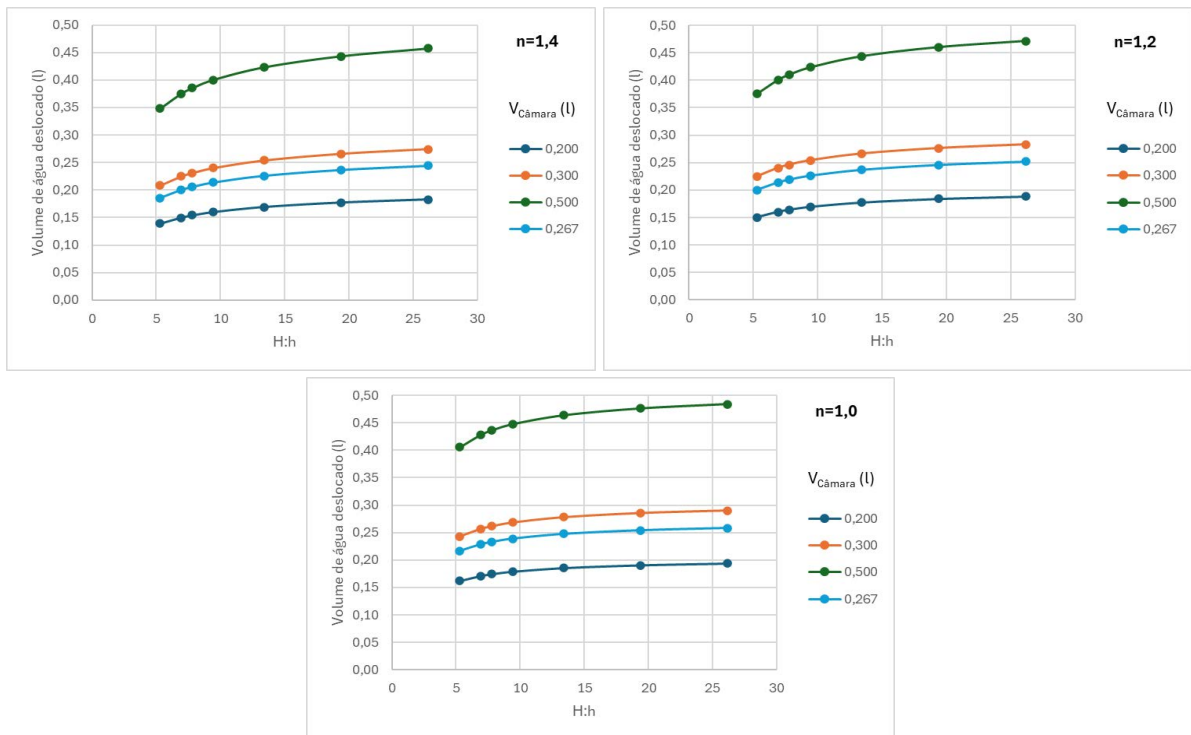


Figura 5 – Variação do Volume Deslocado (V_D) em função da relação entre as cargas de pressão na saída e na entrada, para $n = 1,4$, $n = 1,2$ e $n = 1,0$.

A Figura 6 apresenta o gráfico da variação do volume deslocado em função das relações R de carga de pressão da saída e entrada previstos pela Equação (15), nas condições impostas, e os valores obtidos pela simulação do modelo em CFD.

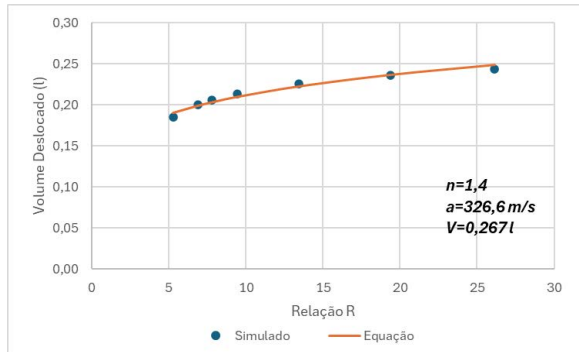


Figura 6 – Ajuste da curva de predição do volume deslocado em relação aos valores obtidos por simulação CFD.

4.1.4 Verificação da vazão média descarregada (Q_D)

Em cada período da tubulação, o volume deslocado (V_D) é transportado para fora da linha de recalque. Então, a frequência de ocorrência do período da tubulação (F) representa o número de vezes que o volume deslocado ocorre por unidade de tempo, em 1/s, podendo ser estimado pela Equação (16):

$$F = \frac{1}{T} = \frac{a}{2 \cdot L} \tag{16}$$

A Figura 7 apresenta a relação entre a celeridade (a) e o comprimento da linha de recalque (L).

Com isso, a vazão média de descarga pode ser estimada pela Equação (17):

$$Q_D = F \cdot V_D \tag{17}$$

Sendo: Q_D a vazão média de descarga (m^3/s); F a frequência com que ocorrer o período da tubulação (1/s); V_D o volume de água deslocado (m^3).

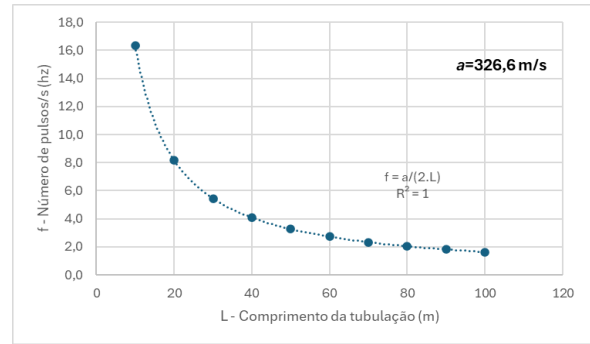


Figura 7 – Relação da frequência de pulsos com a celeridade (a) e o comprimento da linha de recalque (L).

4.1.5 Verificação da condição de não esvaziamento da câmara – comprimento mínimo da linha de recalque

Para que não ocorra o esvaziamento completo da câmara, a vazão de descarga (Q_D) não pode ser superior a vazão de entrada (Q_e). Portanto a linha de recalque deve ter um comprimento mínimo estabelecido pela Equação (18):

$$L_{\min} \geq \frac{a \cdot V_D}{2 \cdot Q_e} \tag{18}$$

Sendo: L_{\min} o comprimento da linha de recalque (m); a a celeridade (m/s); V_D o volume de água deslocado (l); Q_e a vazão de entrada (l/s).

Assim, caso o comprimento da linha de recalque seja muito pequeno, o período da tubulação tende a ser pequeno, gerando sobrepressão maior, compatível com a equação de Joukowski, maior volume deslocado e, com isso, vazão de saída maior que a vazão de entrada, esvaziando a câmara de ar e desestabilizando o sistema.

Dessa maneira, considerando que o volume de água deslocado é função da relação (R) entre a carga de pressão na saída e a carga de pressão na entrada do carneiro hidráulico, e da celeridade (a), para cada par de valores (a , R) há um comprimento mínimo (L_{\min}) para a linha de recalque.

4.1.6 Verificação da eficiência da bomba carneiro

Conforme mencionado anteriormente, a vazão deslocada deve ser menor que a vazão de entrada. Dessa maneira, a vazão não bombeada é dada pelo balanço volumétrico expresso pela Equação (19):

$$Q_p = Q_e - Q_D \quad (19)$$

Sendo: Q_p a vazão não bombeada (m^3/s); Q_e a vazão de entrada (m^3/s); e Q_D a vazão média recalçada (m^3/s).

A eficiência da bomba (ε) é estimada pela Equação (20):

$$\varepsilon = \frac{Q_D}{Q_e} \quad (20)$$

Sendo: ε a eficiência da bomba (dec.); Q_e a vazão de entrada (m^3/s); e Q_D a vazão média recalçada (m^3/s).

5 CONCLUSÕES

A vazão de entrada no carneiro hidráulico é proporcional à raiz quadrada da carga de pressão na entrada da bomba. A vazão de recalque, no entanto, é sempre menor que a vazão de entrada, ocorrendo de forma intermitente e com deslocamentos positivos.

Quanto maior o volume da câmara de ar, maior o volume de água deslocado. O volume de água deslocado aumenta com a relação (R) entre a carga de pressão na saída e na entrada, mas se estabiliza quando R supera 25.

Cada combinação de celeridade e relação de pressão (a, R) requer um comprimento mínimo (L_{min}) da linha de recalque.

Trabalhos experimentais são necessários para validar o estudo teórico apresentado.

6 CONTRIBUIÇÃO DOS AUTORES

Conceitualização: Logatti B e Kellner E; **Investigação:** Logatti B e Kellner E; **Redação - 1ª versão:** Logatti B e Kellner E; **Redação - revisão & edição:** Logatti B e Kellner E; **Supervisão:** Logatti B e Kellner E.

7 REFERÊNCIAS

- ABPE. Associação Brasileira de Tubos Poliolefinicos e Sistemas. **Manual de boas práticas**. São Paulo: ABPE, 2013.. Disponível em: <http://www.abpebrasil.com.br/cartilha/completo.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2024.
- AZEVEDO NETTO, J. M.; FERNÁNDEZ, M. F. **Manual de hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1998.
- BRASIL. Ministério da Saúde. Fundação Nacional de Saúde. **Manual de Saneamento**. Ministério da Saúde, Fundação Nacional de Saúde. 4. ed. Brasília, DF: Funasa, 2015.
- COSTA, D. J. L.; GALINDO, V. Análise preliminar do desempenho de um Carneiro Hidráulico para uso em bombeamento de água. *In: Jornada de Gestão e Análise Ambiental da UFSCar*, São Carlos, 02-04 de outubro de 2018. São Carlos: UFSCar, 2018. p. 490-502.
- LOGATTI, B.; KELLNER, E. Hydraulic Rams: A Bibliometric Analysis and Comprehensive Review (1966-2019). *In: CEES 2020, Book of abstracts*. Coimbra: Universidade de Coimbra, 2021. p. 87.
- MAGALHÃES, C. A. C.; ARENS, H. G.; PORTO, R. M. Determinação Experimental do Expoente Politrópico em Sistemas Hidráulicos – Escala Piloto. **Revista Brasileira de Recursos Hídricos**, [S.l.], v. 8, n. 3, p. 41-46, 2003.
- OLIVEIRA JUNIOR, M. V. R.; SILVA, R. T. L.; MOREIRA, W. K. O.; SOUZA, J. L.; SARMENTO, C. S.; RODRIGUES, J. L. S. Performance of hydraulic ram built with different volumes of air chamber. **Revista Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v. 29, p. 17-27, 2021. <https://doi.org/10.13083/reveng.v29i1.10900>
- ROSICH, E. M. **El golpe de ariete em impulsiones**. 2. ed. Madrid: Bellisco Libreria Editorial, 1987.
- WYLIE, E. B.; STREETER, V. L.; SUO, L. **Fluid transients in systems**. New Jersey: Prentice-Hall, 1993.