

A meus pais  
Ao meu irmão  
Á minha família  
Á Patrícia

## **AGRADECIMENTOS**

A Realização deste trabalho teve o apoio e a colaboração de várias pessoas e instituições a quem desejo expressar os meus agradecimentos.

A maior dívida de gratidão é para com o meu orientador, o Prof. Doutor Valdemar Raul Ramos Garcia da Escola Superior de Tecnologia e Gestão, pela orientação científica desta tese, pela ideia original, pelo apoio e disponibilidade sempre concebidos e pelos muitos ensinamentos transmitidos. O que mais me impressionou é a forma de encarar a ciência, tornando simples o que á partida parece complicado. Muito obrigado.

Ao Abílio de Jesus Oliveira Marcelo da Escola Superior de Tecnologia e de Gestão de Bragança, agradeço o apoio prestado na execução das peças, nas máquinas das Oficinas de Mecânica. É de salientar a sua disponibilidade nas explicações para operar, nas máquinas com a devida segurança e rigor de trabalho.

Ao João Augusto Pires da Escola Superior de Tecnologia e de Gestão de Bragança o meu muito obrigado, pela preciosa ajuda na montagem da instalação experimental e na realização de todas as experiências. A sua colaboração foi imprescindível e quero testemunhar o grau de profissionalismo existente em todas as tarefas e a disponibilidade prestada.

Ao meu colega Simão Geraldês do laboratório de Construções Mecânicas, agradeço a construção de várias peças de equipamento e a disponibilidade manifestada para além do seu horário normal de trabalho.

Aos Concelhos Directivo e Científico da Escola Superior de Tecnologia e de Gestão e a direcção do Instituto Politécnico de Bragança, quero agradecer a prestação de serviços disponíveis e apoios concedidos.

A terminar uma palavra à minha família pelo incentivo, aos meus pais e irmão por todo o apoio manifestado.

## RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um estudo sobre um dispositivo de bombagem o aríete hidráulico, também conhecido vulgarmente por carneiro hidráulico, sendo a parte experimental constituída por três fases, concepção, construção e montagem de um carneiro hidráulico.

Tendo como base a construção de uma unidade didáctica do carneiro hidráulico, este foi desenvolvido em acrílico. A escolha deste material foi efectuada de modo a permitir a total visualização do funcionamento do equipamento.

No laboratório realizou-se a construção do mesmo, na qual se produziu um corpo principal adaptável a variáveis tais como, dimensão da câmara de ar, diâmetro das tubagens, comprimento das tubagens, aplicação de outro tipo de material Aço Inox, e a variação do ângulo (ângulo efectuado entre a tubagem de alimentação e a horizontal).

Posteriormente realizaram-se um conjunto de experiências, para a cota de elevação com 4.7 m. As experiências tinham como objectivo analisar a influência de variáveis como, o curso da válvula de desperdício que alternou de 2.5 a 11 mm, as cotas de alimentação ( $h$ ) de 2, 2.5 e de 3 m, os caudais de alimentação ( $Q_h$ ), entrega ( $Q_H$ ) e desperdício ( $Q_D$ ), com ângulos de 40° e 60° e tubagem de 25 e 30 mm.

Os resultados obtidos tinham como finalidade explorar o desempenho e o rendimento desta máquina para diferentes operações.

Palavras-Chave: Golpe de aríete, aríete hidráulico, unidade didáctica laboratorial

## **ABSTRACT**

On this paper work it'll be done an experimental study about the hydraulic ram pump, on which the experimental part is constituted on three phases, conception, construction and assembly of the teaching unity of experimental demonstration.

Based on the construction of a teaching unit of the ram, this was done in acrylic. The choice of this material was made to allow a full view of the operation of equipment.

On the laboratory there was the construction of itself, on which it was produced a main body adaptable to variables such as, air chamber dimension, diameter of the pipe, length of pipe, use of another type of material (Inox Steel, PVC), angle of feeding and several gaps.

Afterwards, it took place rehearsals to analyze the possible influences of each alteration performed on the ram. These rehearsals were made with a quota of feeding of 2 m, 2.5 m and 3 m, in other words, between each rehearsal there is a difference of 0.5m of high. After it the results were analyzed and discussed.

Therefore we analyzed that the hydraulic ram can be employed by rural producers, in regions where the access conventional energy network is limited

**Word Key:** Blow of ram, hydraulic ram, teaching laboratory unity

# ÍNDICE

<b>1-INTRODUÇÃO</b>	1
<b>1.1-ENQUADRAMENTO DO TEMA</b>	1
<b>1.2-OBJECTIVOS</b>	2
<b>1.3-ESTRUTURA DO TRABALHO</b>	3
<b>2-CHOQUE HIDRÁULICO</b>	4
<b>2.1-VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO DA ONDA DE PRESSÃO</b>	8
<b>2.2-SOBREPRESSÃO</b>	9
<b>3-CARNEIRO HIDRÁULICO</b>	12
<b>3.1-EVOLUÇÃO HISTÓRICA</b>	12
<b>3.2- CONSTITUIÇÃO</b>	13
<b>3.3- FUNCIONAMENTO</b>	15
<b>3.4-MATERIAL</b>	16
<b>3.5- ANÁLISE DE ALGUNS PARÂMETROS</b>	17
<b>3.6-RENDIMENTO DO CARNEIRO</b>	19
<b>3.7- CARNEIRO COMERCIAL</b>	21
<b>4-CONCEPÇÃO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DA UNIDADE DIDÁCTICA “CARNEIRO HIDRÁULICO”</b>	25
<b>4.1-CONCEPÇÃO</b>	25
<b>4.2-CONSTRUÇÃO E MONTAGEM</b>	26
<b>4.2.1-INTRODUÇÃO</b>	26
<b>4.2.1.1-Corpo principal</b>	26
<b>4.2.1.2-Conexões</b>	28
<b>4.2.1.3-Válvulas</b>	32
<b>4.2.1.4-Câmara de ar</b>	34
<b>4.2.1.5-Depósito de alimentação</b>	35
<b>4.2.1.6-Apoios do depósito de alimentação</b>	37
<b>5-EXPERIÊNCIAS</b>	38
<b>5.1-INTRODUÇÃO</b>	38
<b>5.2-TESTES PRELIMINARES</b>	38
<b>6-ENSAIOS EFECTUADOS</b>	51
<b>6.1- INTRODUÇÃO</b>	51

<b>6.1.1- MODO DE OPERAÇÃO</b>	52
<b>6.2-RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b>	55
<b>6.2.1-CAUDAL DE ENTREGA EM FUNÇÃO DA COTA DE ALIMENTAÇÃO</b>	56
<b>6.2.1.1-Conclusão dos resultados obtidos</b>	58
<b>6.2.2- CAUDAL DE ENTREGA EM FUNÇÃO DA DIFERENÇA MÁXIMA E MÍNIMA DA COTA DA CÂMARA DE AR</b>	59
<b>6.2.2.1-Conclusão dos resultados obtidos</b>	60
<b>6.2.3- NÚMERO DE CICLOS POR MINUTO EM FUNÇÃO DA COTA DE ALIMENTAÇÃO <math>h</math></b>	60
<b>6.2.3.1-Conclusão dos resultados obtidos</b>	62
<b>6.2.4- CAUDAL DE ENTREGA <math>Q_H</math> EM FUNÇÃO DO MATERIAL E DO TUBO DE ALIMENTAÇÃO <math>h</math></b>	62
<b>6.2.4.1-Conclusão dos resultados obtidos</b>	63
<b>6.3.1- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 25 MM, DE ACRÍLICO E AÇO INOX, INCLINAÇÃO DE 40°</b>	64
<b>6.3.2- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 30 MM, DE ACRÍLICO E AÇO INOX, INCLINAÇÃO DE 40°</b>	65
<b>6.3 - RENDIMENTO DO CARNEIRO HIDRAULICO</b>	65
<b>6.3.3- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 25 E 30 MM, ACRÍLICO, INCLINAÇÃO DE 60°</b>	66
<b>6.3.3.1-Conclusão dos resultados obtidos</b>	66
<b>7-CONCLUSÕES GERAIS</b>	68
<b>ANEXOS</b>	70
<b>NOMENCULATURA</b>	103
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	104

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	- Representação esquemática do fecho da válvula (adaptável de Quintela 2005)	6
Figura 3.1	- Representação esquemática Carneiro original dos irmãos Montgolfier (adaptado de Cat, 1988)	13
Figura 3.2	- Esquema funcional de um carneiro hidráulico (adaptado de Daker, 1970)	14
Figura 3.3	- Representação de uma utilização possível do carneiro hidráulico (Meribah Ram Pump, 2008)	21
Figura 3.4	- Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Meribah)	23
Figura 3.5	- Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Kenya)	23
Figura 3.6	- Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Green & Carter)	24
Figura 4.1	- Representação esquemática da base do corpo do carneiro hidráulico	26
Figura 4.2	- Representação esquemática do corpo principal do carneiro hidráulico	27
Figura 4.3	- Representação esquemática em 2D e 3D da peça de conexão 60° com 30 mm	29
Figura 4.4	- Representação esquemática da peça em Nylon com 30°, diâmetro 25 mm, uma das 4 peças que garante o diâmetro da tubagem de alimentação com o carneiro	30
Figura 4.5	- Fotografia do procedimento para a execução da encurvadura de 40° para o tubo de diâmetro de 25 mm.	31
Figura 4.6	- Fotografia do anel de conexão entre tubagens para o diâmetro interior de 25 mm.	31
Figura 4.7	- Representação esquemática do conjunto da $V_E$ , a) varão roscado, b) Guia em Nylon do varão roscado, c) válvula em forma de pistão, d) tubo de desperdício.	31
Figura 4.8	- Representação esquemática da $V_D$ , a) varão roscado, b) Guia em Nylon do varão roscado, c) tubo de desperdício d), válvula em forma de pistão.	33
Figura 4.9	- Visualização da Câmara de ar 1.	34
Figura 4.10	- Representação esquemática depósito de alimentação.	35
Figura 4.11	- Depósito de alimentação em vista de corte.	36
Figura 4.12	- Representação esquemática do apoio lateral do depósito em perspectiva isométrica.	37
Figura 5.1	- Representação esquemática das válvulas de desperdício na posição inferior em a), e superior em b).	39
Figura 5.2	- Representação esquemática da coroa circular ou anilha a), coroa reduzida ou linha em b).	40
Figura 5.3	- Representação esquemática da válvula inicial em pistão a) e válvula final em esfera b).	40
Figura 5.4	- Visualização das zonas a intervir no carneiro hidráulico no teste 1 e 2.	41

Figura 5.5	- Representação esquemática da válvula de entrega 2 $V_H$ em corte, tampa superior a), peça de Nylon, b), esfera de borracha c), tubo de entrega d).	42
Figura 5.6	- Visualização da Válvula de entrega / câmara de ar número 3 com o pormenor do sistema para a libertação do ar existente.	43
Figura 5.7	- Visualização da Câmara de ar número 4.	45
Figura 5.8	- Representação esquemática da tubagem inclinada em teste, depósito de alimentação a), disposição inclinada b), tubagem de alimentação c), carneiro d).	46
Figura 5.9	- Representação esquemática da tubagem em teste, depósito de alimentação a), disposição vertical b), tubagem de alimentação c), carneiro d).	47
Figura 5.10	- Representação esquemática de todo o conjunto de bombagem de água por carneiro hidráulico.	48
Figura 5.11	- Representação esquemática do carneiro hidráulico.	49
Figura 5.12	- Representação esquemática do carneiro hidráulico em corte.	50
Figura 6.1	- Representação esquemática da câmara de ar com a cota mínima e máxima de serviço.	53
Figura 6.2	- Representação esquemática do curso da válvula de desperdício $V_D$ .	54
Figura 6.3	- Caudal de entrega $Q_H$ em função da cota de alimentação $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de 40°, no tubo de Acrílico.	56
Figura 6.4	- Caudal de entrega $Q_H$ em função da cota de alimentação $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de 40°, no tubo de Aço Inox.	57
Figura 6.5	- Caudal de entrega $Q_H$ em função da cota de alimentação $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de 60°, no tubo de Acrílico.	57
Figura 6.6	- Representação da cota máxima e mínima criada pelo nível da água na câmara de ar.	59
Figura 6.7	- Confrontação entre os valores do caudal $Q_H$ e a diferença de cotas na câmara de ar.	60
Figura 6.8	- Confrontação entre o número de ciclos por minuto e a cota $h$ com o ângulo de 40°.	61
Figura 6.9	- Confrontação entre o número de ciclos por minuto e a cota $h$ com o ângulo de 60°.	61
Figura 6.10	- Confrontação entre o caudal de entrega $Q_H$ e a cota de alimentação $h$ para os diferentes materiais de 25 mm.	62
Figura 6.11	- Confrontação entre o caudal de entrega $Q_H$ e a cota de alimentação $h$ para os diferentes materiais de 30 mm.	63
Figura 6.12	- Representação dos valores do rendimento, para os diferentes materiais, com ângulo de 40°, e tubagem de 25 mm.	65

Figura 6.13	- Valores do Rendimento, para os diferentes materiais, com ângulo de 40°, e tubagem de 30 mm.	65
Figura 6.14	- Valores do Rendimento, para o acrílico, com ângulo de 60°, e tubagem de 25 e 30 mm.	66

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1	- Módulo de Elasticidade Volumétrico e Massa Específica (Fluidos).	16
Tabela 3.2	- Módulo de Elasticidade E (Materiais).	17
Tabela 3.3	- Capacidades das bombas Walton.	22
Tabela 6.1	- Valores do caudal de elevação para o curso de 5.5 mm da válvula $V_D$ e para $H$ de 4,7 metros.	55

# **1-INTRODUÇÃO**

Este trabalho foi realizado nos Laboratórios de Oficinas Mecânicas (LOM) e de Mecânica dos Fluidos e Hidráulica (LMFH) da Escola Superior de Tecnologia e de Gestão (ESTIG) do Instituto Politécnico de Bragança (IPB).

Este trabalho constitui o relatório do projecto de mestrado em Engenharia Industrial, ramo Eng. Mecânica, leccionado na ESTIG.

Efectuou-se, numa primeira fase, uma pesquisa bibliográfica de artigos científicos, de divulgações e de fabricantes de carneiros hidráulicos. Numa segunda fase concebeu-se e construiu-se um carneiro hidráulico que se instalou no LMFH.

O carneiro hidráulico é de fácil construção, sendo o estudo e dimensionamento de natureza complexa, pois, a sua execução engloba conhecimentos fundamentais em hidráulica e de técnicas de informação nem sempre disponíveis.

## **1.1-ENQUADRAMENTO DO TEMA**

As sucessivas crises da energia convencional (i.e. energia eléctrica, combustíveis fósseis) e a degradação ambiental resultante da sua produção e consumo, têm originado uma procura crescente de fontes alternativas de energia, renováveis e não poluentes.

É, neste contexto, que se enquadra uma máquina simples e de baixo custo (este decorre praticamente da sua aquisição ou construção), que permite bombear água 24 horas por dia sem emissão de qualquer poluente e sem recurso a qualquer fonte de energia externa.

O carneiro hidráulico tem factores de índole ambiental importantes, pois, usa tecnologias “limpas” e amigas do ambiente, visto que, é uma bomba que utiliza a energia da própria água que se pretende elevar.

## 1.2-OBJECTIVOS

Neste trabalho abordar-se-á o estudo e a construção de um aríete hidráulico (comummente conhecido por carneiro hidráulico) que tenha um bom funcionamento permitindo por um lado, a compreensão do fenómeno do golpe de aríete, e por outro, disponibilizando um aparelho para bombear água, tecnologicamente acessível, ecológico e muito didáctica.

O carneiro hidráulico e um conjunto de acessórios, tais como, tanques, tubos de vários diâmetros, comprimentos e materiais, entre outros, constituem uma unidade didáctica de demonstração do fenómeno do golpe de aríete. Esta unidade com carácter permanente, deve permitir o funcionamento do mesmo em diferentes condições de operação.

Através do conjunto de experiências e ensaios, avaliar-se-á a influência de algumas variáveis, como, o curso da válvula de desperdício, as cotas de alimentação ( $h$ ) e entrega ( $H$ ), os caudais de alimentação ( $Q_h$ ), entrega ( $Q_H$ ) e desperdício ( $Q_D$ ), a inclinação do tubo de alimentação, com a finalidade de explorar o rendimento desta máquina.

Com efeito, este trabalho procura explorar, uma tecnologia há muito conhecida, e as suas potencialidades, que pode permitir o fornecimento de água a sectores, como o doméstico, o industrial e agrícola. Tem especial importância para a sua utilização em zonas remotas, onde o acesso á rede convencional de energia é limitado.

Desta forma, o objectivo central deste trabalho é a divulgação perante a comunidade, de uma tecnologia “limpa” e económica de bombagem de água, incorporada na unidade didáctica construída.

### 1.3-ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho está estruturado em 7 capítulos.

No capítulo 2 efectuou-se uma revisão de conceitos do choque hidráulico e definições básicas da hidráulica com o objectivo de ajudar a compreender o funcionamento do carneiro.

No capítulo 3 faz-se uma revisão do percurso histórico do carneiro hidráulico, da sua constituição, funcionamento, materiais comumente utilizados e ainda se destaca alguns fabricantes de carneiros comerciais.

No capítulo 4 faz-se uma descrição dos princípios construtivos do carneiro. Esta descrição é um apanhado da concepção, construção e montagem do mesmo, efectuadas com o apoio de ferramentas, computacionais (SolidWorks, AutoCad e MasterCam) e mecânicas (Torno Mecânico, Fresadora e CNC, máquina que opera segundo um comando numérico computadorizado, que tem por função controlar os movimentos das máquinas ferramentas como tornos e fresadoras)

No capítulo 5 realizam-se vários testes preliminares de aprovação de funcionamento do carneiro, pois o primeiro objectivo era que este realizasse os ciclos sem qualquer intervenção humana, excepto na iniciação. Após este objectivo, apresentam-se outros a nível de aperfeiçoamento, no que diz respeito a eliminação de fugas, tamanho da câmara de ar, e optimização do curso da válvula de desperdício  $V_D$ .

No capítulo 6 efectuam-se 90 ensaios, fazendo variar o desnível, o ângulo de entrada do tubo no carneiro, diâmetros e comprimento da tubagem, por forma, a comparar valores de caudal de entrega ( $Q_H$ ), de desperdício ( $Q_D$ ) e de alimentação ( $Q_h$ ) e os seus rendimentos, com vista a encontrar a solução óptima. Além disso, apresentam-se e discutem-se e comparam-se os resultados obtidos, procurado o fundamento e explicação para cada valor obtido.

No capítulo 7 evidenciam-se as conclusões gerais deste projecto e as perspectivas de desenvolvimento futuro.

## 2-CHOQUE HIDRÁULICO

Qualquer alteração na velocidade em qualquer ponto dum fluido dá origem a uma variação local de pressão. Esta variação costuma ser designada pelos termos sugestivos de golpe de aríete ou choque hidráulico.

Uma experiência corrente é o fecho abrupto de uma torneira de água em nossas casas, se ouve um som de pancada forte e toda a tubagem estremece. Este fenómeno resulta da elevação súbita de pressão, provocada pela rápida desaceleração da água no tubo, que acompanha o fecho da torneira. Pode dar-se um fenómeno semelhante numa estação de bombagem, devido ao fecho súbito das válvulas de não retorno, quando um grupo de bombagem é desligado.

Não é invulgar, os aumentos de pressão, provocados pelo golpe de aríete, serem suficientes para facturar os tubos ou a própria instalação do conjunto hidráulico.

Para compreender porque razão é necessário entrar em contra com a elasticidade do fluido, convêm começar por considerar o caso simples de escoamento num tubo, inicialmente a velocidade constante em que o fluido é obrigado a parar por fecho de uma válvula na extremidade de jusante do tubo.

Se o fluido fosse totalmente incompressível e as paredes do tubo fossem perfeitamente rígidas, todas as partículas do fluido teriam que desacelerar em simultâneo. De acordo com a segunda lei de Newton, quanto maior a desaceleração maior é a força a ela associada e, para fecho instantâneo da válvula todo o fluido pararia instantaneamente, sendo portanto infinita a força necessária.

Contudo, qualquer líquido é de certo modo compressível e, como tal, as partículas que o constituem não desacelera uniformemente. O fecho instantâneo da válvula não vai assim obrigar a paragem completa e instantânea de todos os elementos da coluna do fluido, ou seja, só as partículas do fluido em contacto com a válvula são obrigadas a parar de forma praticamente instantânea, indo as restantes parar com algum atraso.

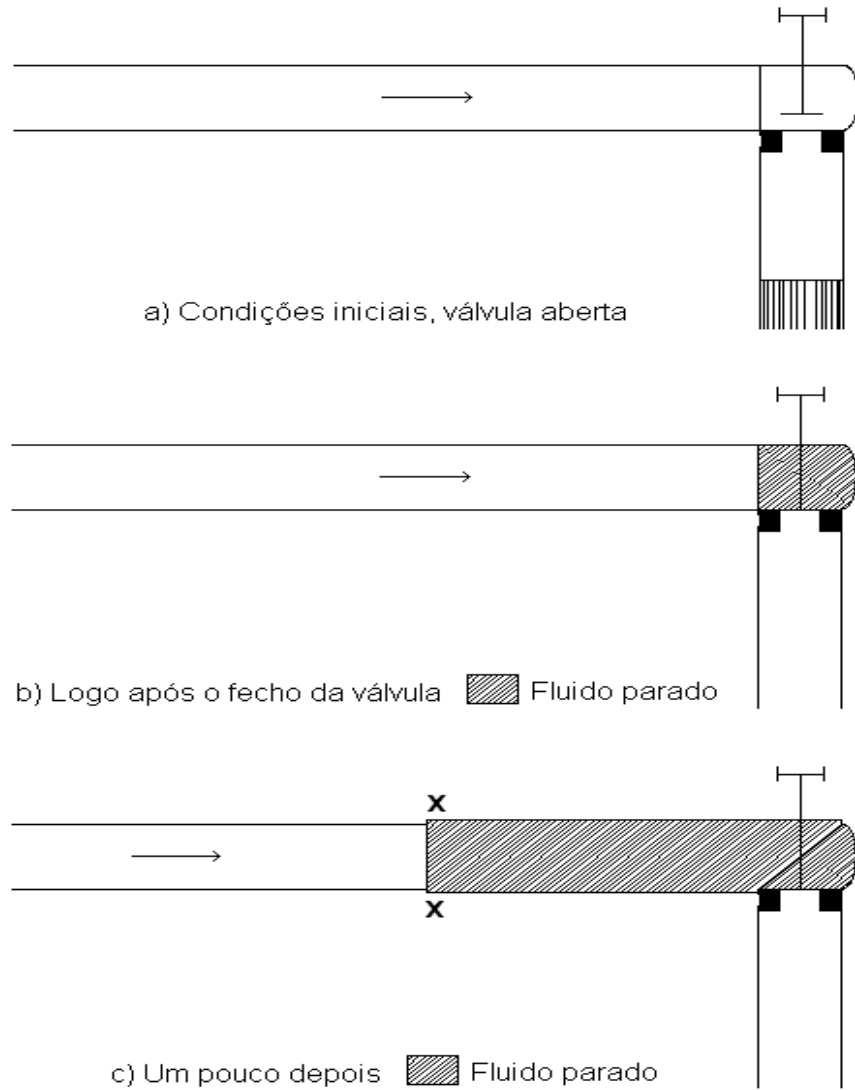
Embora o fecho instantâneo de uma válvula não seja possível na prática, consegue-se contudo que o fecho seja extremamente rápido, e o conceito de fecho instantâneo é útil como introdução ao estudo do que acontece na realidade.

Quando uma torneira de nossas casas é subitamente fechada, a pancada sonora produzida pode ser ouvida não só na torneira mas também, e por vezes com igual intensidade, em vários pontos da casa. Este facto demonstra que a perturbação resultante do fecho súbito da torneira se desloque ao longo da tubagem, para outras partes do sistema.

Para se compreender como é que a perturbação é transmitida ao longo da tubagem, interessa considerar o fecho instantâneo de uma válvula, a torneira da água, por exemplo, na extremidade dum tubo conforme se ilustra na Figura 2.1. Imediatamente antes do fecho, o tubo está cheio de líquido que se desloca a uma certa velocidade, Figura 2.1a. Se a válvula é fechada subitamente, o fluido em contacto imediato com a válvula pára, Figura 2.1b. Contudo, no mesmo instante, o fluido situado mais a montante continua a deslocar-se como se nada tivesse acontecido.

Em consequência, o fluido na vizinhança da válvula é comprimido, a sua pressão aumenta e o tubo (que se deixa de considerar como perfeitamente rígido) expande ligeiramente, em resposta ao aumento de pressão interna. O elemento de fluido seguinte vai encontrar uma pressão acrescida à sua frente, portanto, também ele vai progredir para o repouso, sendo comprimido e obrigado a uma ligeira expansão adicional do tubo. Cada elemento da “veia” vai assim parar o elemento que o antecede, até que todo o fluido na tubagem chega a repouso.

Em qualquer instante posterior ao fecho da válvula, mas anterior à paragem completa do fluido, há uma descontinuidade de condições na tubagem, representada pela linha XX na Figura 2.1c.



**Figura 2.1** – Representação esquemática do fecho da válvula (adaptável de Quintela 2005).

Do lado da válvula e até a posição XX do tubo Figura 2.1c, o fluido já parou e foi comprimido. Também a tubagem, a não ser que seja totalmente rígida, terá expandido ligeiramente.

Do lado oposto de XX, contudo, o fluido ainda está em movimento com a sua velocidade original, sendo os valores da pressão e do diâmetro do tubo também os originais. À medida que os sucessivos elementos de fluido vão sendo parados, a descontinuidade XX vai-se afastando da válvula. Como consequência a variação da velocidade é transmitida ao longo do tubo, o fecho da válvula pára directamente apenas o fluido que entra em contacto com ela, o restante vai sendo parado “pela mensagem” transmitida ao longo da tubagem de cada partícula de fluido para a anterior, em que cada uma, “diz à vizinhança que ela tem que parar”. A descontinuidade que se desloca é conhecida como onda de pressão transitório e representa de facto a “mensagem”.

Este fenómeno pode entender-se associando-o ao do movimento de um comboio. Quando um fluido é subitamente parado o seu comportamento assemelha-se a de um comboio, com uns vagões ligados entre si com alguma folga. Se a locomotiva parar subitamente, o vagão ligado a ela vai comprimir os pára-choques entre ele e a locomotiva. A força do pára-choques aumenta gradualmente até parar o vagão. O segundo vagão comporta-se a seguir de forma análoga, até ser parado pela força de compressão nas molas entre ele e o primeiro vagão.

O processo dá-se em cadeia ao longo de todo o comprimento do comboio. A compressão das molas do pára-choques é assim semelhante à compressão do fluido na conduta. Quando por fim um vagão pára a força nas molas dos pára-choques, à frente, é igual à força nas molas na parte detrás. De igual modo, uma onda de pressão num fluido altera subitamente a pressão, à medida que se passa por um dado ponto, mas após esse período transitória, a pressão local mantêm-se no novo valor.

O estudo do golpe de aríete é feito por meio de um modelo matemático em que intervêm a compressibilidade do líquido e deformabilidade (elasticidade) da conduta, é o chamado modelo elástico. Por contraponto, o modelo matemático usado para descrever outro escoamento variável sob pressão em que se considera o líquido incompressível e a conduta indeformável, é designado de modelo rígido.

Como não é objectivo deste trabalho apresentar com detalhe a modelação matemática dos escoamentos variáveis sob pressão e portanto, do golpe de ariete, a mesma pode, a título de interesse, ser consultada em Manzanare (1980), Wylie e Streeter (1978), Almeida (1971), entre outras obras e artigos.

No entanto, apresentam-se as equações no subcapítulo 2.1 que permitem avaliar parâmetros como a sobrepressão  $\Delta P$ , originada pelo golpe ariete e a velocidade de propagação na tubagem da onda de pressão,  $c$  assim gerada de modo a ajudar na compreensão dos capítulos seguintes.

## 2.1-VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO DA ONDA DE PRESSÃO

A variação da velocidade introduz uma perturbação no escoamento chamada onda de pressão, que se propaga através do fluido a elevada velocidade, denominada de celeridade (velocidade de propagação do som no fluido).

Essa perturbação percorre a tubagem tanto num sentido como no outro até o amortecimento total provocado pelo atrito do fluido com o tubo, pela compressibilidade do fluido e pela elasticidade dos tubos.

A celeridade depende das características elásticas do líquido e da conduta. Uma expressão geral para o seu cálculo é

$$c = \frac{\sqrt{\frac{\epsilon}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon}{E}\Psi}} \quad (1)$$

em que

$c$ - celeridade, m/s;

$\rho$ - massa volúmica do fluido  $\text{kg/m}^3$ ;

$\epsilon$ - módulo de elasticidade volumétrica do líquido;

$E$ - módulo de elasticidade do material da conduta  $\text{N/m}^2$ ;

$\Psi$ - coeficiente adimensional dependente das características de deformação da conduta e do meio envolvente;

Caso o líquido seja a água, a equação (1) que permite calcular a celeridade da onda de pressão ao longo da tubagem pode simplificar-se, sendo conhecida pela equação de Allievi.

$$c = \frac{9900}{\sqrt{(48,3+k\frac{D}{e})}} \quad (2)$$

em que

$c$ - celeridade, m/s;

$D$ - diâmetro interno do tubo, m;

$e$ - espessura do tubo, m;

$k$ - constante que depende da natureza do tubo; ( $k=0.5$  para o aço,  $k=1.0$  para o ferro fundido,  $k=4.4$  para cimento amianto,  $k=5.0$  para betão e chumbo,  $k=18,0$  para o plástico,  $k=10,0$  para a madeira).

O valor de  $c$  para a água e tubos de utilização corrente é da ordem dos 1000 m/s. A título de exemplo para um tubo de aço de diâmetro 25 mm e espessura 1 mm (utilizado na experiência 31 conforme capítulo 6 o valor de  $c$  é de 1270 m/s.

Pela análise da equação (2) concluiu-se que, com o aumento do diâmetro a celeridade diminui, o mesmo acontecendo com o aumento de  $k$ . Já para o aumento da espessura a celeridade aumenta.

## 2.2-SOBREPRESSÃO

Considere-se um sistema reservatório-conduta-obturador, do tipo apresentado na Figura 2.1, tendo a conduta de comprimento  $L$  com características uniformes, não necessariamente horizontal e admita-se que são desprezáveis a altura cinética no interior da conduta e as perdas de carga. Para o caso de uma manobra rápida  $t(fecho) = \frac{2L}{c}$ , ( $t$ , tempo de fecho da válvula), a sobrepressão máxima é calculada pela equação

$$\Delta P = \frac{c v}{g} \quad (3)$$

$\Delta P$  - sobrepressão gerada, mca (metros por coluna de água);

$v$ - velocidade média da água, m/s;

$c$ - celeridade, m/s;

$g$ - gravidade m/s;

Constata-se que, a sobrepressão gerada aumenta com o aumento da celeridade, da mesma forma que aumenta com o aumento da velocidade.

No caso de uma manobra lenta,  $t$  (*Fecho*)  $> 2L/c$  tem-se

$$\Delta P = \frac{2Lv}{gt} \quad (4)$$

- Se a manobra de interrupção do caudal (fecho da válvula) for rápida, a equação é como já referido anteriormente

$$\Delta P = \frac{cv}{g} \quad (5)$$

Para o caso de altura de alimentação  $h=2.5\text{m}$ , tubo em aço inox, diâmetro  $d$  de 25mm e  $\alpha=40^\circ$  com o curso de 5.5mm o caudal de alimentação  $Q$  (alimentação) é de 18136 l/dia , ou seja,  $2.1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Então a velocidade média é:

$$v = \frac{Q}{A} = 0,4278 \text{ m/s} \quad (6)$$

logo:

$$\Delta P = \frac{9800 \cdot 1270 \cdot 0.4278v}{9,8} = 543316 \text{ N/m}^2 = 5,36 \text{ atm} \quad (7)$$

Portanto se a manobra de fecho da válvula for rápida a sobrepressão gerada pelo golpe de aríete é cerca de 5 vezes a pressão atmosférica.

- Se a manobra de interrupção do caudal (fecho da válvula) for lenta.

$$\Delta P = \frac{2Lv}{gt} \quad (8)$$

A título de exemplo, para o fecho  $t=0,58$  segundos (correspondente a um dos ensaios efectuados), um comprimento do tubo de alimentação  $L=3,7$  m tem-se

$$\Delta P = \frac{2Lv}{gt} = 5310,6 \text{ N/m}^2 = 0,053 \text{ atm} \quad (9)$$

No caso de uma manobra de fecho lenta a sobrepressão de fecho gerada pelo golpe de aríete é aproximadamente de 0,053 atmosferas. Os cálculos efectuados servem para evidenciar entre que valores, trabalha este carneiro hidráulico.

No exemplo apresentado a manobra de fecho da válvula é do tipo lento dado que  $t(\text{fecho})=0,58$  segundos e  $2L/c=0,0056$ , sendo portanto  $t(\text{fecho}) > (2L/c)$ . Deste modo será  $\Delta P=50310,6 \text{ N/m}^2$  (0,053atm).

## **3-CARNEIRO HIDRÁULICO**

### **3.1-EVOLUÇÃO HISTÓRICA**

A invenção do carneiro hidráulico surge em 1772, sendo da autoria do inglês Jonh Whitehurst. Seguidamente, em 1797, os irmãos franceses Montgolfier introduziram o principal aperfeiçoamento do aparelho, que, desde então, pouco mudou na sua essência. Os franceses tornaram-no completamente automático, já que no modelo inglês era necessário um manobrador a tempo inteiro para abrir e fechar a torneira.

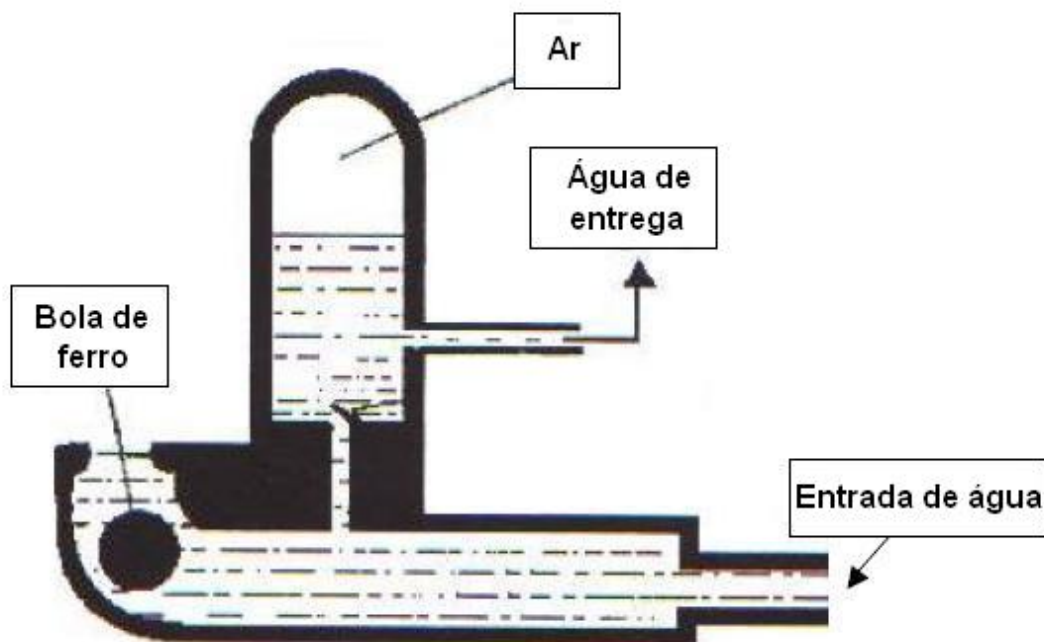
Contudo, a origem do nome do equipamento não é bem conhecida, tanto em inglês como em francês, é chamado de carneiro. É possível que, tenha sido assim baptizado porque o animal, em disputas por território, tem o hábito de bater os cornos contra os seus rivais, o que talvez tenha sido associado ao batimento constante do êmbolo do equipamento hidráulico. Além disso, na língua inglesa, a mesma palavra usada para designar o macho da ovelha (ram) é ainda sinónimo de bater, golpear.

O aparelho também é conhecido como aríete hidráulico, por causa do fenómeno físico que provoca o seu funcionamento (Golpe de aríete), o que leva a outra ligação interessante: aríete é o nome de uma arma de guerra utilizada na Idade Média para derrubar portões e muralhas de castelos, constituída por um grande pedaço de madeira geralmente com uma ponta de metal em forma de cabeça de carneiro.

Embora antigo, o carneiro hidráulico não se tornou peça de museu. Em muitas propriedades pelo interior do Brasil, ainda é possível encontrar em plena actividade aparelhos feitos de ferro fundido, com seu tradicional desenho arredondado.

No entanto, a procura pelo equipamento tem vindo a cair sensivelmente, ao longo dos anos, o que tem levado muitos fabricantes a deixar de produzi-lo.

No desenho original dos irmãos Montgolfier, Figura 3.1, apresentado por Cat (1998), o caudal de água faz rolar a bola de ferro ao longo da tubagem e sobe a curva até bloquear a saída da água, ocasionando um incremento da pressão da água detrás da bola, o qual empurra a água através da válvula de um só sentido. Logo a pressão desce e a bola de ferro volta atrás, para o ponto de início do ciclo.



**Figura 3.1-** Representação esquemática Carneiro original dos irmãos Montgolfier (adaptado de Cat, 1988).

O carneiro hidráulico é ainda fabricado em mais de dez países. Tem sido substituído por bombas hidráulicas que funcionam a partir de electricidade e combustíveis fósseis nos países ricos, enquanto, nos países em desenvolvimento o seu uso está concentrado na China, Nepal e Colômbia (Thomas, 1994).

### 3.2- CONSTITUIÇÃO

Conforme representado na Figura 3.2, um sistema de bombagem por carneiro hidráulico é, basicamente, constituído por, uma válvula de desperdício ( $V_D$ , válvula que rejeite a água, após o aproveitamento da energia da própria água), válvula de entrega ( $V_H$ , válvula anti-retorno que eleva uma certa quantidade de água). Ambas as válvulas são abastecidas por uma tubagem de alimentação  $AB$  (rígida).

É complementada, também, por uma câmara de ar  $G$ , cujo objectivo é armazenar água na pressão de entrega entre golpes e absorver o choque da bombagem. É onde se encontra acoplada a válvula de entrega.

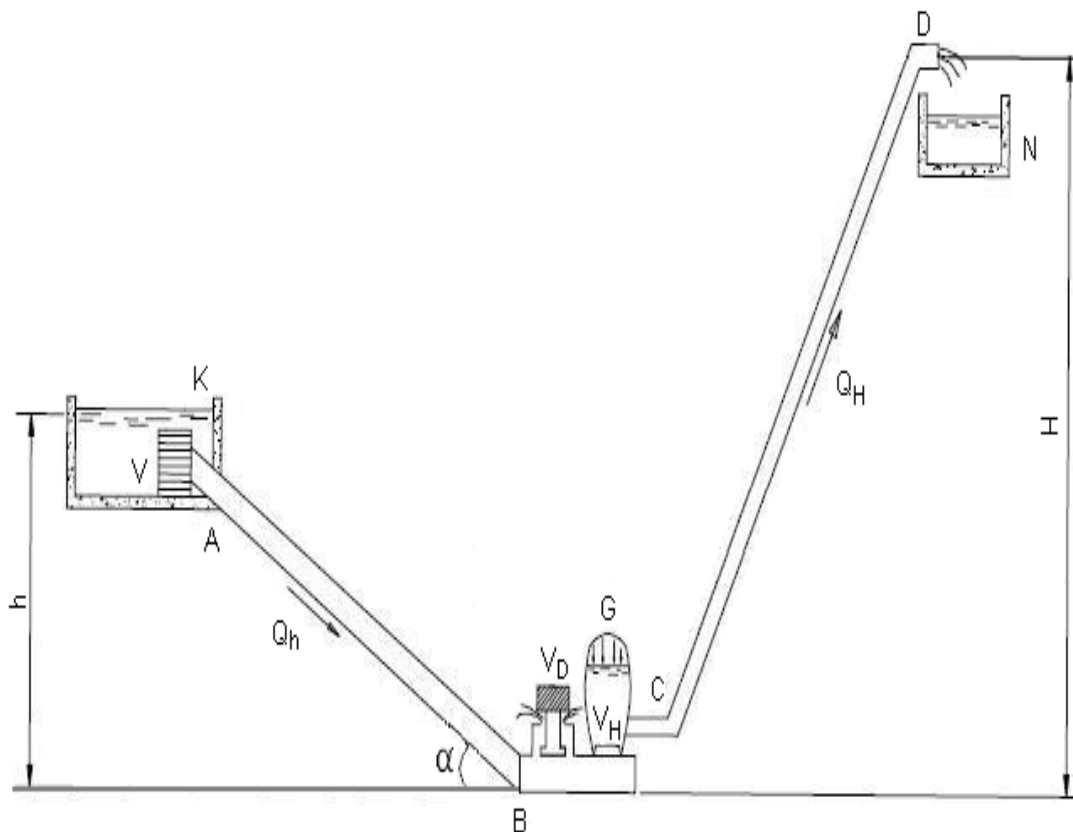
O carneiro possui uma tubagem de entrega  $CD$  que pode ser flexível, que eleva a água à cota superior  $H$ . Deve ser a mais direita possível para diminuir as perdas de carga.

A Figura 3.2 mostra, como exemplo, uma das possíveis instalações de um carneiro hidráulico. É representado um depósito de alimentação  $K$ , um filtro  $V$  no mesmo e ainda um depósito de entrega  $N$ .

Numa situação real, o depósito de alimentação  $K$ , pode ser substituído por qualquer fonte de água com um nível constante e adaptado, como por exemplo, rios, lagos, barragens, ribeiras, entre outros. Quanto ao filtro  $V$ , só será aplicado no caso de existência de partículas (lixo) na água. A tubagem  $CD$  pode ser de qualquer tipo, ou seja, rígida ou flexível.

Todas as peças que constituem um carneiro hidráulico constam no Anexo A.4.

A Figura 3.2 apresenta ainda um esquema funcional de um carneiro hidráulico de acordo com os princípios de Daker (1970).



**Figura 3.2** - Esquema funcional de um carneiro hidráulico (adaptado de Daker, 1970).

### 3.3- FUNCIONAMENTO

Tendo por base a Figura 3.2, o funcionamento do carneiro inicia-se, estando aberta a válvula  $V_D$ , sendo a água conduzida de um ponto mais alto pelo tubo de alimentação  $AB$ , escapa por ela até que a pressão, em virtude da velocidade crescente da água, se torna capaz de ergue-la, fechando-a bruscamente.

A coluna de água desce pelo tubo  $AB$  com velocidade progressiva, ficando num dado instante sem saída, produzindo o choque denominado “golpe de aríete”, no qual abre a válvula de entrega  $V_H$ , permitindo a entrada de água na câmara de ar  $G$ .

Como consequencia, o ar existente na parte superior da câmara de ar é comprimido e oferece uma resistência crescente à entrada da água, chegando ao ponto de faze-la interromper. Neste preciso instante, a válvula fecha-se. O que conduz a produção de uma onda de pressão negativa em virtude do efeito da compressibilidade da água e da elasticidade da tubagem que actua na válvula de desperdício  $V_D$ , pressionando-a a abrir novamente. Estando esta válvula aberta, ocorre um novo ciclo e, com ciclos sucessivos, a água que vai penetrando na câmara de ar  $G$ , vai adquirir pressão para subir no tubo de entrega  $CD$ , fazendo com que flua para o reservatório superior quando a pressão da câmara de ar corresponde à cota de entrega  $H$ .

Como já referido anteriormente, o carneiro hidráulico, é uma máquina de bombear água que para o seu próprio funcionamento utiliza apenas uma porção da água que se pretende elevar. Para que uma fracção de água que desce pela tubagem de alimentação seja elevada a uma cota superior à do reservatório de alimentação, é necessário que esta fracção aumente o seu estado de energia (Deniculi, 1992). A energia adicional desta fracção é cedida pela água que sai pela válvula  $V_D$ , e que por sua vez, diminui o seu estado de energia. Essa diminuição de energia ocorre por transformação desta, durante o ciclo do carneiro hidráulico da seguinte forma: energia potencial é transformada em energia cinética (quando a válvula de  $V_D$  abre), a energia cinética é transformada em energia de pressão (quando a válvula de  $V_D$  se fecha) e a energia de pressão é transformada em energia potencial (quando o ar empurra a água e esta se eleva no tubo de alimentação).

### 3.4-MATERIAL

A tubagem de alimentação deve ser de um material não flexível (evitando-se deste modo a dissipação de energia) para uma máxima eficiência e ter no mínimo um valor de diâmetro maior que a tubagem de entrega, além disso, o material também deve ter um índice baixo de rugosidade de forma a poder reduzir a perda de pressão, provocada pelo atrito.

De acordo com Kitani & Willardson (1984), o material de que é feito a tubagem de alimentação é um dos parâmetros que afecta o rendimento do carneiro hidráulico. O módulo de elasticidade da tubagem causa significativas mudanças na elevação da pressão originada pelo golpe de aríete como referido no capítulo 2. Na tabela 3.1 apresentam-se valores do módulo de elasticidade volumétrica e da massa específica para a água e água do mar. E na tabela 3.2 evidenciam-se os valores do módulo de elasticidade volumétrica de vários materiais. Estas propriedades são importantes no cálculo de parâmetros como  $c$  e  $\Delta P$ .

Sendo o carneiro hidráulico operado pelo golpe de aríete, a espessura da parede da tubagem de alimentação assim como a do corpo principal onde se gera todo o fenómeno, deve ser suficiente para prevenir possíveis fissuras, ou o oposto a flexibilidade excessiva para que não haja dissipação de energia.

Usualmente, é utilizado aço galvanizado apesar de existirem outros materiais possíveis de utilizar, como exemplo, o ferro fundido e o PVC.

**Tabela 3.1-** Módulo de Elasticidade Volumétrico e Massa Específica (Fluidos)

<b>Substância</b>	<b>E (N/m)</b>	<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Fonte</b>
<b>Água</b>	<b>20.58</b>	<b>1000</b>	<b>(a)</b>
<b>Água do mar</b>	<b>23.32</b>	<b>1004,6</b>	<b>(b)</b>

**Tabela 3.2-** Módulo de Elasticidade E (Materiais)

<b>Material do tubo</b>	<b>E (<math>\times 10^9 \text{N/m}^2</math>)</b>	<b>Fonte</b>
<b>Aço</b>	<b>210,00</b>	<b>(a)</b>
<b>Ferro fundido cinzento</b>	<b>120,00</b>	<b>(a)</b>
<b>Poliéster</b>	<b>18,00</b>	<b>(a)</b>
<b>PVC rígido</b>	<b>3,00</b>	<b>(b)</b>

### **3.5- ANÁLISE DE ALGUNS PARÂMETROS**

O carneiro hidráulico é de fácil construção, podendo ser construído comercial ou localmente por quem o pretender.

Contudo, o fenómeno hidráulico no qual se baseio o carneiro (choque hidráulico) é complexo de analisar.

A tarefa de conceber e construir de modo a ter um desempenho óptimo é que pode ter alguma complexidade, pois são inúmeros os factores que influenciam o seu funcionamento e, portanto o seu desempenho enquanto dispositivo de elevação de água.

Desta forma, apresenta-se no capítulo seguinte algumas considerações pela parte de quem dimensionou e construiu um carneiro hidráulico.

O desempenho do carneiro hidráulico, nomeadamente, o caudal de entrega  $Q_H$ , que é possível elevar e a cota de entrega  $H$  a que essa elevação pode ser feita depende de vários factores como, tamanho e geometria do carneiro, das alturas, do caudal disponível, dos diâmetros, do comprimento das tubagens e ainda do numero de ciclos.

O número de ciclos por minuto difere entre carneiros hidráulicos. Jennings (1996) descreve que o ciclo se repete entre 20 e 100 vezes por minuto, dependendo da razão entre o caudal de alimentação  $Q_h$  e o caudal de entrega  $Q_H$ .

De acordo com Kitani & Willardson (1984), o ciclo repete com uma frequência de 30 a 100 vezes por minuto, dependendo da construção do carneiro e dos ajustes.

Os ciclos são dependentes das características operacionais do carneiro hidráulico, cota de entrega  $H$ , desnível entre o reservatório de alimentação e o carneiro hidráulico, comprimento e diâmetro das tubagens, material constituinte da tubagem de

alimentação, caudal de água obtido e caudal de água desperdiçada, batidas por minuto e rendimento.

A cota de entrega  $H$  da água depende do carneiro hidráulico utilizado e das condições de instalação do mesmo. Corvalán & Gálvez (2000) encontraram 300 m de cota  $H$  para o carneiro hidráulico que tem 510 mm de diâmetro da tubagem e eleva cerca de  $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$ .

O valor estacionário do caudal de entrega  $Q_H$  que Jennings (1996) encontrou para uma cota  $H$  de 120 m, foi de  $3.15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ .

De acordo com Das (1989), em experiências efectuadas com 5 inclinações da tubagem de alimentação  $4.90^\circ$ ,  $6.02^\circ$ ,  $7.03^\circ$ ,  $7.75^\circ$  e  $10.64^\circ$ , o carneiro fornece a máxima descarga e eficiência com a tubagem de alimentação tendo uma inclinação de  $7.25^\circ$ . Em relação ao factor ( $H/h$ ), com o acréscimo do mesmo, o caudal de desperdício diminui.

Segundo Daker (1987) e Deniculi (1992), a cota de alimentação  $h$  deve estar compreendida entre 1 e 9 m. Um  $h < 1$  m, ocasiona baixo rendimento e para  $h > 9$  m ocorre um desgaste excessivo da válvula de desperdício  $V_D$ . O comprimento do tubo de alimentação deve variar entre 8 a 15 m e deve ser o mais recto possível.

Há um limite tolerável de desnível geométrico entre o reservatório de alimentação e o carneiro hidráulico. Em geral se se pretende apresentar um valor mínimo para este desnível, o valor de referência é de 1 m ( $h \geq 1$  m).

Segundo Calvert, citado por Young (1995), a relação entre o comprimento da tubagem de alimentação e o diâmetro para um desempenho satisfatório, deve estar compreendida entre  $150 < ((AB)/D) < 1000$ . De facto o limite menor na tubagem não depende na totalidade do tamanho hidráulico, desde que  $AB$  não seja menor que 5 m, para evitar a possibilidade de que a primeira onda de pressão retorne á válvula de  $V_D$  antes de estar totalmente fechada.

De acordo com Azevedo Netto & Alvarez (1988), o comprimento da tubagem de alimentação ( $AB$ ), como referido na Figura 3.2, deve satisfazer as seguintes relações:  $AB \geq 1.0 H$  a  $1.2 H$ ;  $10 h > AB > 5h$  e  $8m < AB < 75 m$ .

Corvalán & Gálvez (2000) mencionam que o diâmetro da tubagem de alimentação varia entre 50 e 500 mm, enquanto Horne & Newman (2000) afirmam que

o diâmetro da tubagem de alimentação varia de 25 a 100 mm, e o da tubagem de entrega varia entre 0.04 e 0.05 m, com 1 ou 2 m de desnível e, recomendam que a tubagem de alimentação tenha no mínimo uma unidade de diâmetro maior que o da tubulação de entrega.

### 3.6-RENDIMENTO DO CARNEIRO

De acordo com (Kitani & Willardson, 1984), para carneiros hidráulicos, a eficiência esperada será no máximo de 60%. A eficiência torna-se um factor de extrema importância quando o carneiro é instalado em lugares onde existe escassez de água. O carneiro pode ser operado num ponto, onde a eficiência é menor. Porém o caudal de entrega  $Q_H$  é maior ou, existe uma pressão de entrega alta.

Conforme Deniculi (1992), o rendimento do carneiro hidráulico depende da citada relação, da perfeição com que o aparelho é fabricado e do número de golpes por minuto que a válvula de desperdício  $V_D$  produz. Maior número de golpes implica maior rendimento, porém o caudal  $Q_H$  é menor. Para menor número de golpes, os rendimentos são menores e o caudal elevado, maior.

Conforme Young (1995), uma forma tradicional de medir o desempenho é dado pela eficiência de Rankine:

$$\eta = \frac{Q_H(H-h)}{(Q_D \cdot h)} \times 100 \quad (10)$$

em que

- $\eta$  Eficiência de Rankine (%);
- $Q_H$  Caudal de entrega, l/dia;
- $h$  Cota de alimentação, m;
- $H$  Cota de entrega, m;
- $Q_D$  Caudal de desperdício, l/dia;

A eficiência Rankine adquire relevância se, a capacidade da fonte de água é limitada, mas na maioria das situações o aríete não será recomendado caso, a fonte não satisfaça os requisitos mínimos.

Para o cálculo da eficiência do carneiro hidráulico, Kitani & Willardson (1984) apresentam a fórmula, de Aubisson onde

$$\eta = \frac{Q_H.H}{(Q_h+Q_H)h} X 100 \quad (11)$$

sendo que

- $\eta$  Eficiência (%);
- $Q_H$  Caudal de entrega, l/dia;
- $h$  Cota de alimentação, m;
- $H$  Cota de entrega, m;
- $Q_h$  Caudal de alimentação, l/dia;

Outra fórmula para calcular a eficiência do carneiro, é pelo rendimento volumétrico, calculado pela razão do caudal de entrega e o caudal de alimentação, ou seja,

$$\eta \% = \frac{Q_H}{(Q_h+Q_H)} X 100 \quad (12)$$

sendo que

- $\eta$  Eficiência;
- $Q_H$  Caudal de entrega, l/dia;
- $Q_h$  Caudal de alimentação, l/dia;

Conforme Young (1996), sob certas circunstâncias, ditadas pela amplitude da cota de alimentação, a água na tubagem de alimentação pode recuar, ou fluir em direcção ao tanque de alimentação. Este efeito, pode acontecer no final da fase de bombagem e representa perda de energia no sistema. Talvez, por esta razão, o desempenho óptimo aconteça para valores de zero no recuo ou de um mínimo recuo.

### 3.7- CARNEIRO COMERCIAL

O carneiro hidráulico é uma máquina que, dadas as suas potencialidades acabou por ser produzido por fabricantes no Brasil, França, China, Nepal, Colômbia entre outros. Na actualidade, e após uma extensa pesquisa na internet encontrou-se apenas alguns fabricantes, sendo bastante escassa toda a informação referente as empresas, bem como a produção do carneiro hidráulico. Existe no entanto muita informação, mas a nível de montagem caseira, como representado na Figura 3.3. Não foi encontrado qualquer fabricante em Portugal. Existem contudo relatos do uso de carneiro hidráulico no século passado nas antigas colónias Portuguesas nomeadamente Angola e Moçambique entre outros.



**Figura 3.3** – Representação de uma utilização possível do carneiro hidráulico (Meribah Ram Pump, 2008).

Através da leitura das tabelas fornecidas pelos fabricantes retirámos a informação que nos permite fazer algumas comparações e comentários em relação aos dados do carneiro hidráulico do presente trabalho.

Os dados e parâmetros de cada fabricante variam, o que implica alguma dificuldade em obter termos de comparação directa.

Da pesquisa efectuada, refere-se a título de exemplo, 4 fabricantes que nos fornecem uma informação mais completa e credível.

O fabricante “Williamson Ram Pumps” da Nova Zelândia, apresenta-nos 7 modelos de Ram Pump (carneiro hidráulico), bem como o diâmetro da respectiva tubagem, a quantidade de água bombada para as diferentes alturas. Este é o único fabricante a apresentar o número de ciclos por minuto do carneiro, com um valor entre 24 e 70 ciclos por minuto, consoante o modelo escolhido e o caudal.

“Walton”, fabricante francês de carneiros hidráulicos e outro tipo de equipamentos hidráulicos, (inventada por Montgolfier em 1796), este construiu 7 modelos de diversos tamanhos para atender a todas as exigências de caudais de abastecimento de água. Apresenta preços actuais que podem variar entre 800 e 3300€, variando segundo as capacidades de cada carneiro. O caudal de alimentação e entrega, assim como, as alturas de alimentação e entrega podem-se analisar na tabela 3.3.

A relação 1/5, 1/10 e 1/15 é a relação entre a altura de alimentação  $h$  e o comprimento da tubagem  $L$ .

**Tabela 3.3-** Capacidades das bombas Walton

Bomba	Altura de queda		Altura de elevação		Caudal de alimentação		Caudal de entrega (l/dia)					
	1/5	1/10	1/15	1/5	1/10	1/15	1/5		1/10		1/15	
Nº	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
1	0,6	5	3	35	2	4	210	880	120	440	60	240
2	1	6	4	40	3	9	680	2100	340	1050	150	500
3	1,5	6	5	50	7	16	1100	3600	550	1800	270	900
4	1,5	7	5	60	15	30	2300	7000	1150	3500	570	1750
5	2	8	6	65	30	50	4600	11000	2300	5500	1000	2750
6	2	9	7	70	45	100	8800	22000	4400	11000	2100	5500
7	2	10	7	80	90	180	18000	42000	9000	21000	4600	10000

“Meribah Ram Pump” é outro fabricante de referir. Este fabricante de origem alemã, produz o equipamento (Figura 3.4) na Tailândia. São 5 os modelos de carneiros apresentados por este fabricante, variando conforme as necessidades pretendidas.



**Figura 3.4** – Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Meribah)

Por último, temos o fabricante brasileiro “Cataventos Kenya”. Para além da produção de cataventos, este fabricante também produz carneiros hidráulicos (Figura 3.5) resumindo a sua produção a 3 tipos de carneiros que variam consoante o caudal da fonte e o caudal pretendido. Apresenta uma lista de preenchimento de vários campos, de modo, a poder efectuar a escolha do carneiro mais indicado para cada situação.



**Figura 3.5**– Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Kenya)

É de referir também que, os vários modelos apresentados por estes fabricantes são todos similares ou mesmo iguais no que toca ao princípio de funcionamento base, variando, depois, a dimensão da geometria com os caudais pretendidos e o estudo de pormenor de cada situação a proceder na instalação. O funcionamento dos carneiros apresentados pelos fabricantes é igual ao já mencionado no capítulo 3.3.

Os carneiros produzidos são capazes de abastecer durante décadas, sem necessidade de manutenção ou qualquer tipo intervenção externa. Todos os dados fornecidos podem variar em função das condições de instalação.

Dados os pormenores de construção, apresenta-se também na Figura 3.6 uma fotografia de um carneiro comercial fabricado pela empresa Green & Carter.



**Figura 3.6** – Fotografia de um carneiro comercial (fabricante Green & Carter).

# **4-CONCEPÇÃO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DA UNIDADE DIDÁCTICA “CARNEIRO HIDRÁULICO”**

## **4.1-CONCEPÇÃO**

O material escolhido para a construção do carneiro foi o acrílico pois, como o trabalho tem fins didácticos, este material permite uma melhor visualização do fenómeno do golpe de aríete, do próprio funcionamento do carneiro e por ser um material possível de operar nas máquinas disponíveis em laboratório. O acrílico evidencia várias vantagens, como a sua transparência e o facto de ser fácil de maquinar, isto para uma montagem definitiva. No nosso trabalho, o carneiro podia estar sujeito a sucessivas montagens e desmontagens. Por esta razão, aplicou-se um reforço em alumínio e aço ao corpo principal, de forma a evitar o desgaste das roscas feitas no acrílico.

A geometria a adoptar, visa duas questões, a boa visibilidade do fenómeno como um fim didáctico e a destreza na construção facilitando a montagem, o acoplamento das válvulas e do tubo de alimentação. Assim a opção adoptada para o corpo principal do carneiro foi uma geometria paralelepípedica.

Para permitir o funcionamento da unidade do carneiro hidráulico em diferentes condições de operação, pensou-se na utilização de tubos de alimentação com dois diâmetros e com inclinações diferentes. Os diâmetros interiores do tubo e as inclinações em relação a horizontal foram, respectivamente de 25 e 30mm, 40 e 60°. Para além do acrílico pensou-se em utilizar outro material como tubagem de alimentação. A escolha recaiu num tubo de aço inox dado que se dispunha de tubos com o mesmo diâmetro interior da tubagem de acrílico ( $d=25\text{mm}$ ) e por ser um material rígido e não oxidável.

Toda a geometria foi simulada com o apoio de ferramentas computacionais, tais como, AutoCad, SolidWorks e Mater Cam.

Todas as peças foram previamente pensadas e planeadas para o bom funcionamento do carneiro hidráulico, de modo a elevar água o mais alto possível, dentro das limitações físicas do laboratório. Deste modo, teve-se em especial atenção os recursos disponíveis em laboratório e a possibilidade da execução, ou não, de várias peças e ensaios no mesmo.

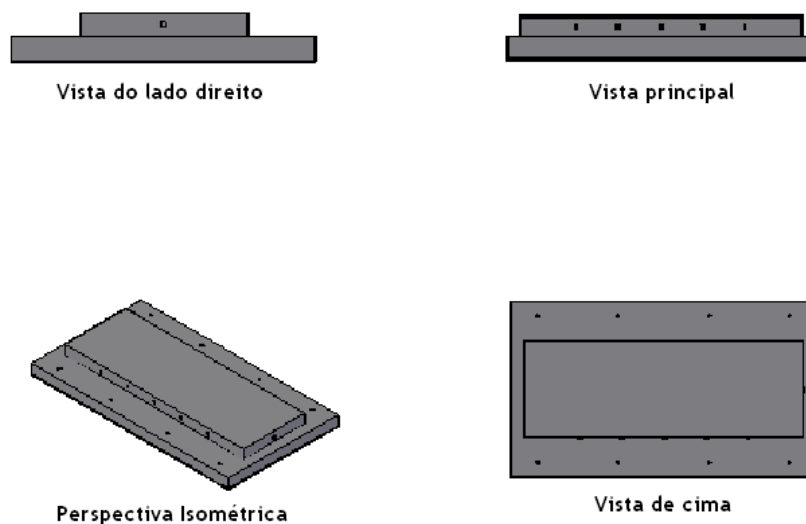
## 4.2-CONSTRUÇÃO E MONTAGEM

### 4.2.1-INTRODUÇÃO

Neste subcapítulo descreve-se a construção e a montagem das partes que constituem o carneiro. Tais como, corpo principal constituído por base principal, laterais e topos, as diferentes conexões, válvula de desperdício, válvula de entrega/câmara de ar, depósito de alimentação e suportes do mesmo.

#### 4.2.1.1-Corpo principal

A base principal foi dimensionada de modo a suportar as paredes do carneiro hidráulico pela forma de parafuso roscado. Foram feitos oito furos, por forma de fixar o corpo a mesa de apoio. Na Figura 4.1 podem visualizar-se as vistas e as perspectivas da base.



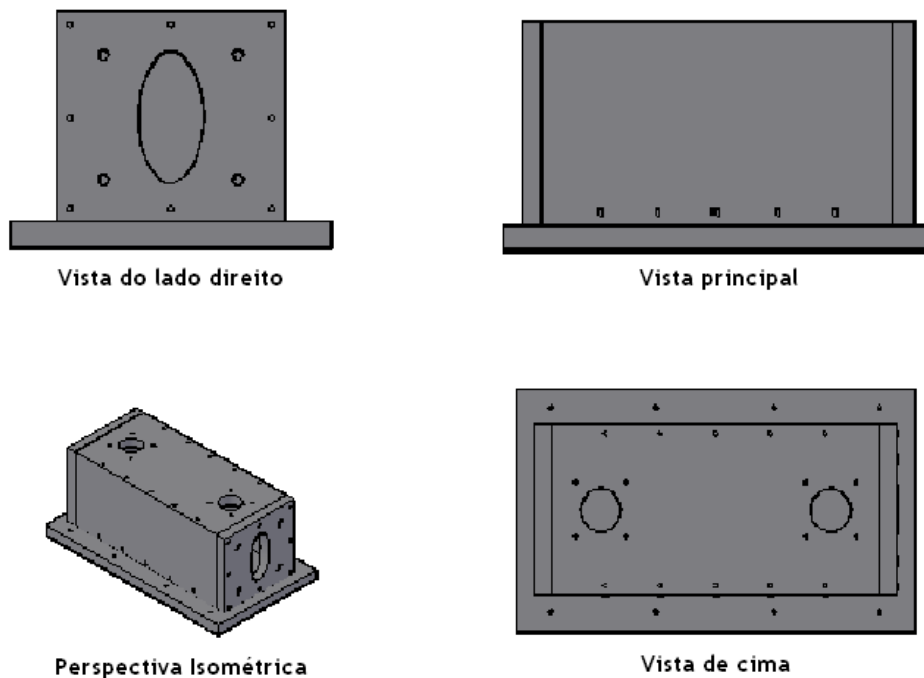
**Figura 4.1** – Representação esquemática da base do corpo do carneiro hidráulico.

A peça representada na Figura 4.1 foi realizada na máquina CNC (computer numerical control) e o seu processamento iniciou-se a partir da ferramenta de desenho computacional SolidWorks.

De seguida, exportou-se o desenho para o MasterCam programa que faz a comunicação humana com a máquina de forma a realizar o pretendido. A peça possui 190x340x15 mm na base maior e 105x310x15 mm na menor. Os furos foram realizados com uma broca de 4.34 mm, para se realizar a rosca M5x30 através do porta machos. Os parafusos usados no acoplamento são M5x35.

O corpo principal possui duas laterais e dois topos na qual um possui um furo ao centro em forma de elipse, onde é feita a ligação com o tubo de alimentação. Este ainda possui uma placa de topo, para incorporar, mais tarde, as válvulas e a câmara de ar. Entre a base e as paredes laterais, entre a base e os topos e entre estes e a placa de topo foram colocados vedantes de borracha para eliminar possíveis fugas de água. O mesmo foi aplicado entre a placa de topo e as válvulas/câmara de ar.

Todas as peças referidas têm de espessura 15 mm pois, estas têm que garantir a resistência ao choque hidráulico. Deste modo ganhou a forma, que se apresenta na Figura 4.2.



**Figura 4.2** – Representação esquemática do corpo principal do carneiro hidráulico.

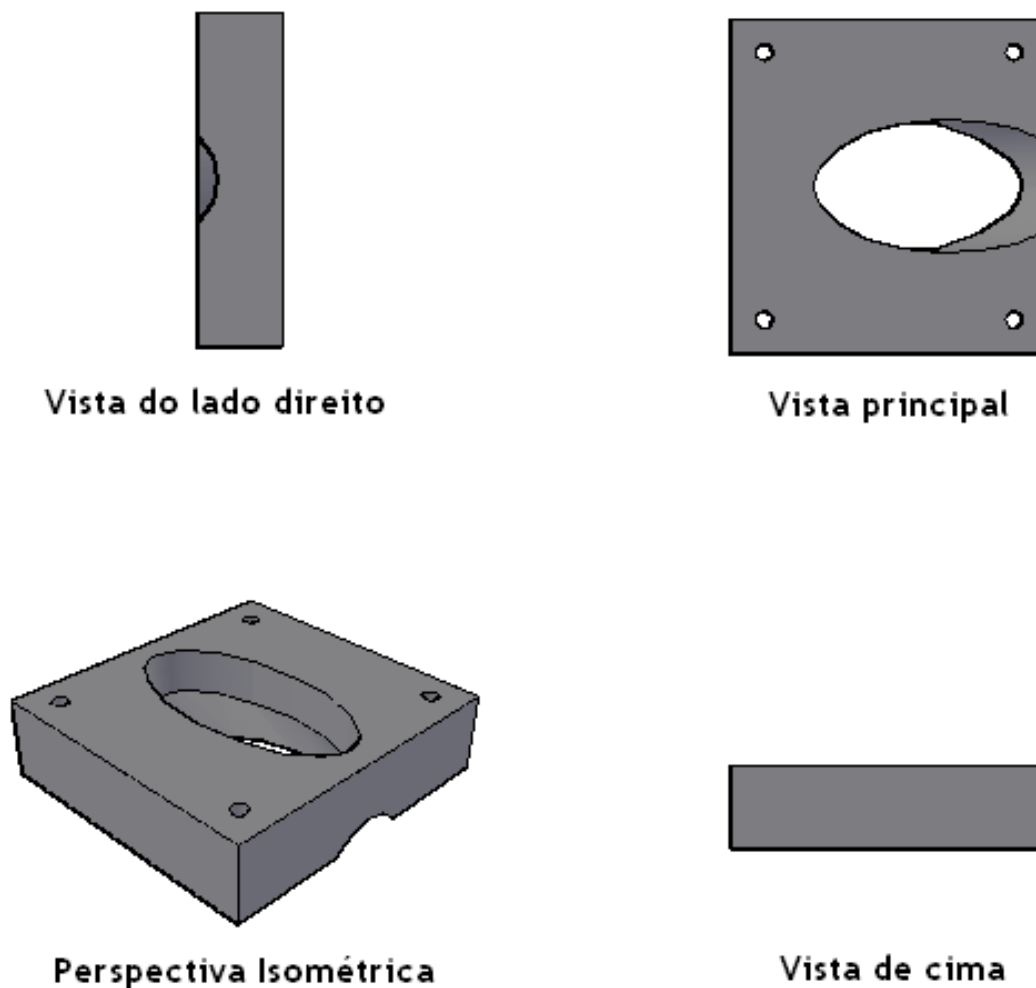
A lateral que contém o furo em forma de elipse foi feita na máquina CNC. Esta foi a peça mais exigente em termos de desenho técnico. Os furos na placa de topo têm 32 mm de diâmetro e também foram realizados na CNC. Os restantes furos foram realizados com uma broca de 4.34 mm para se realizar também a rosca M5x30 que visa o acoplamento.

#### **4.2.1.2-Conexões**

##### **a) Tubagem de alimentação com o carneiro**

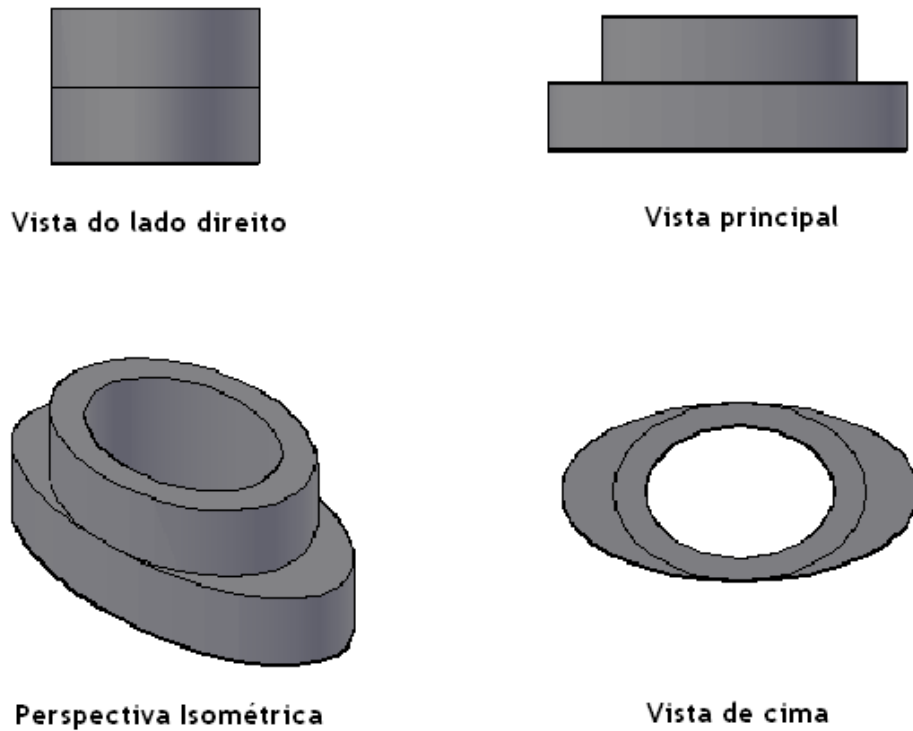
O tubo de alimentação é conectado ao carneiro hidráulico através de uma peça, também em acrílico, concebida de forma a garantir ângulos de 40 e 60° em relação a horizontal e diâmetros interiores de 25 e 30 mm, previamente seleccionados. Deste modo construíram-se 4 peças para o efeito, 40° com 25 mm de diâmetro, 40° com 30 mm, 60° com 25 mm e 60° com 30 mm. A peça acopla-se ao carneiro através de um veio roscado, na lateral em “elipse”. A estanquicidade do conjunto foi garantida com uma anilha de borracha.

A peça apresentada na Figura 4.3, representa uma das 4 feitas, sendo a de 60° com um diâmetro interior de 30 mm. Para a execução da mesma utilizou-se a máquina CNC com uma fresa de 5 mm. Os furos são furos passantes e foram realizados com uma broca de 4.34 mm.



**Figura 4.3** – Representação esquemática em 2D e 3D da peça de conexão 60° com 30 mm.

Para além da peça de conexão, foi necessário construir uma outra em Nylon para garantir o diâmetro da tubagem de alimentação na conexão com o carneiro. Para esse efeito dimensionaram-se 4 peças (40° para 25 mm, 40° para 30 mm, 60° graus para 25 mm e 60° graus para 30 mm de diâmetro interior), para acoplar a peça da Figura 4.2, a lateral em “elipse” representada na vista do lado direito, à peça da Figura 4.3 do carneiro hidráulico.



**Figura 4.4** – Representação esquemática da peça em Nylon com 30°, diâmetro 25 mm, uma das 4 peças que garante o diâmetro da tubagem de alimentação com o carneiro.

As quatro peças em Nylon foram projectadas através do AutoCad (ferramenta computacional de desenho), em seguida, fez-se a exportação do desenho para o MasterCam de forma a maquinar as peças na CNC.

#### **b) Tubagem de alimentação com o depósito de alimentação**

O depósito é conectado à tubagem de alimentação através de uma curva feita num tubo de acrílico com o mesmo diâmetro. O procedimento para obter o encurvamento do tubo mostra-se na Figura 4.5.

Para se obter o encurvamento colocou-se areia fina da praia dentro da tubagem a curvar com as respectivas tampas nos topos, de forma a evitar a saída da areia, quando era sujeita a um gradual aquecimento por meio de um fogão eléctrico. A função da areia é evitar a deformação do tubo, de modo a manter-se o diâmetro interior do tubo.

Após a verificação de uma ligeira encurvadura e amolecimento do tubo, exerceu-se uma força de forma a obter o ângulo de  $40^\circ$  para o tubo de 25 e 30 mm de diâmetro interior, procedendo-se de igual forma para o ângulo de  $60^\circ$ . A medição do ângulo foi efectuada com ajuda de um angulómetro.



**Figura 4.5** – Fotografia do procedimento para a execução da encurvadura de  $40^\circ$  para o tubo de diâmetro de 25 mm.

### c) Entre tubos

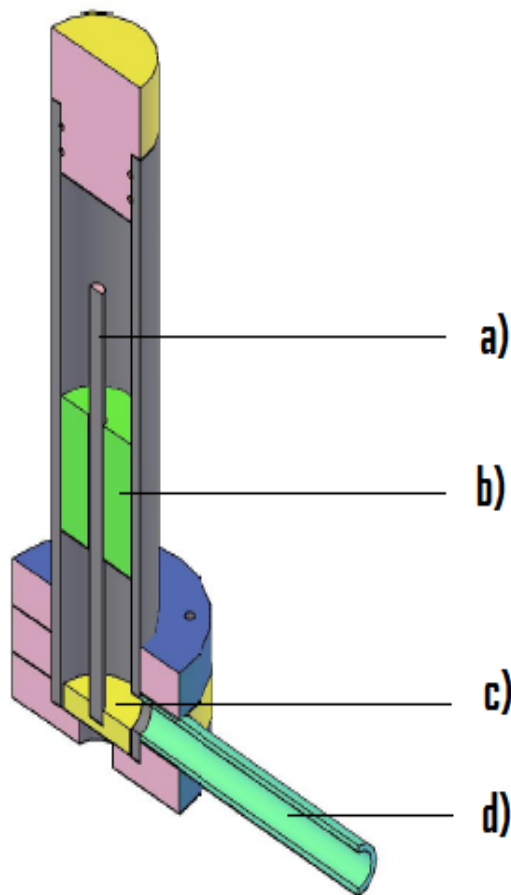
Para a conexão de um tubo com outro, do depósito com o tubo encurvado, da tubagem de alimentação com o carneiro, foram realizados dois tipos de anéis de conexão para um tubo de 25 mm diâmetro interior e 30 mm diâmetro exterior, e outro com 30 mm interior e 40 mm de diâmetro exterior, conforme se mostra na Figura 4.6. Um oring colocado nas conexões garantia a estanquicidade das ligações.



**Figura 4.6** – Fotografia do anel de conexão entre tubagens para o diâmetro interior de 25 mm.

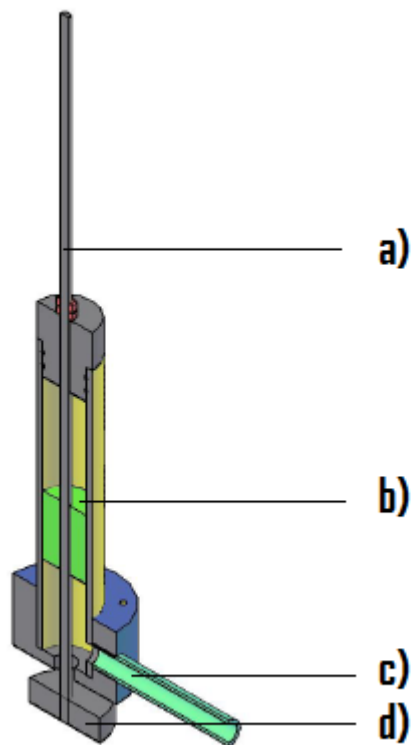
### 4.2.1.3-Válvulas

A válvula de desperdício  $V_D$  e a de entrega  $V_H$ , foram dimensionadas pelo sistema pistão/êmbolo, pois pelos conhecimentos de Transmissões Hidrostáticas adquiridos, esta parecia uma boa solução em termos de engenharia, conforme se representa, em corte na Figura 4.7, para a válvula de entrega  $V_H$ , e na Figura 4.8 a válvula de desperdício  $V_D$ .



**Figura 4.7** – Representação esquemática do conjunto da  $V_E$ , a) varão roscado, b) Guia em Nylon do varão roscado, c) válvula em forma de pistão, d) tubo de desperdício.

A peça b) foi executada em nylon, visto que, é um material mais macio e menos duro que o acrílico. Tendo esta de entrar a pressão, para que não varia-se a sua posição com os sucessivos ciclos, este material reunia então, as condições para se acoplar ao conjunto das válvulas.



**Figura 4.8** – Representação esquemática da  $V_D$ , a) varão roscado, b) Guia em Nylon do varão roscado, c) tubo de desperdício d), válvula em forma de pistão.

Ambas as válvulas possuíam uma área de contacto com a tampa superior do corpo do carneiro que poderia trazer atrito indesejado ao bom funcionamento, conclusão que só se poderia comprovar depois de alguns ensaios preliminares.

As válvulas foram dimensionadas com 32 mm de diâmetro interior e com 40 mm de altura, tendo as duas como saída de água um tubo com 12 mm de diâmetro interior e 16 mm de diâmetro exterior. Na construção destas peças usaram-se as máquinas de fresar, tornear, furar e de serrar.

#### 4.2.1.4-Câmara de ar

A câmara de ar ou reservatório de pressão, pode ter várias geometrias, podendo ser, por exemplo, um tubo cilíndrico oco ou uma esfera oca. Optou-se por um tubo cilíndrico que permitia um manuseamento e uma ligação ao corpo do carneiro mais fácil. A câmara de ar consistia então num tubo de acrílico com 32 mm de diâmetro interior e com 40 mm de altura, sendo colocada na placa superior do carneiro hidráulico.

A câmara de ar localiza-se no mesmo corpo da válvula de entrega. Esta câmara de ar tinha que garantir a estanquicidade. Para isso, colocou-se uma tampa com 3 orings a fim de evitar possíveis fugas de ar da câmara de ar, tendo-se efectuado o chamado “teste do sabão”. Na Figura 4.9 pode visualizar-se o tipo de câmara de ar/válvula de entrega ou reservatório de pressão construído.

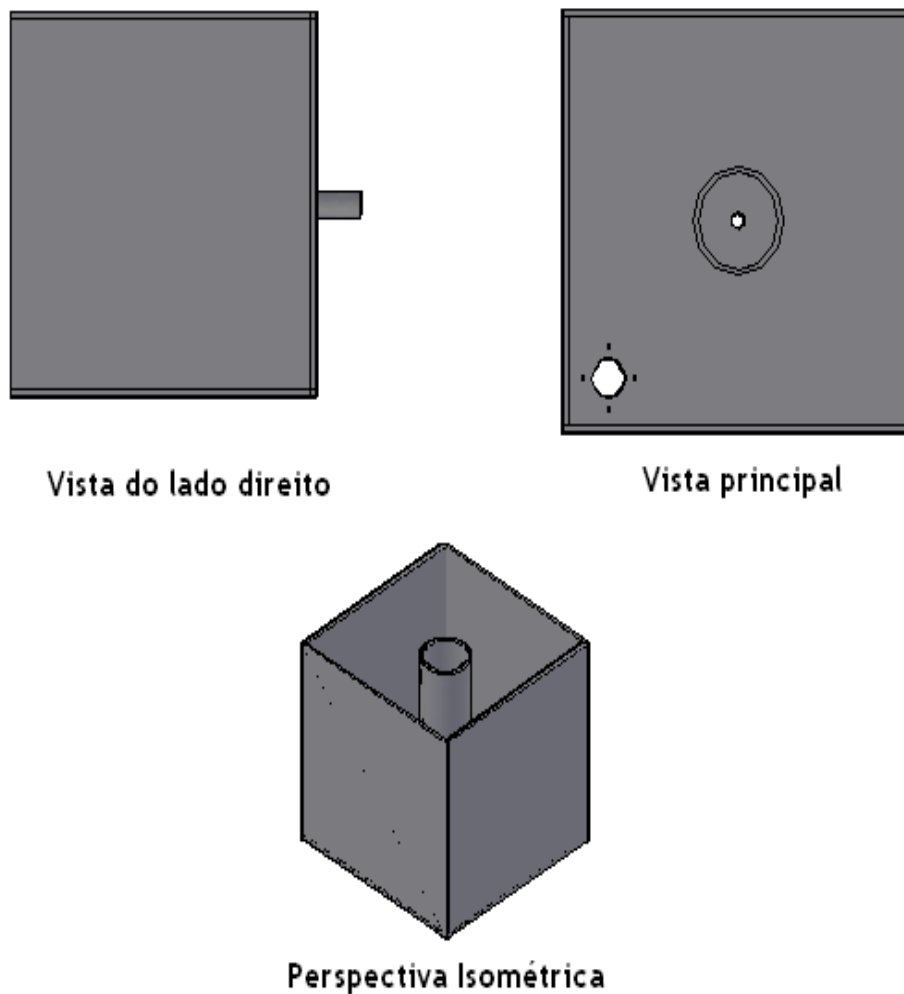


**Figura 4.9** – Visualização da Câmara de ar 1.

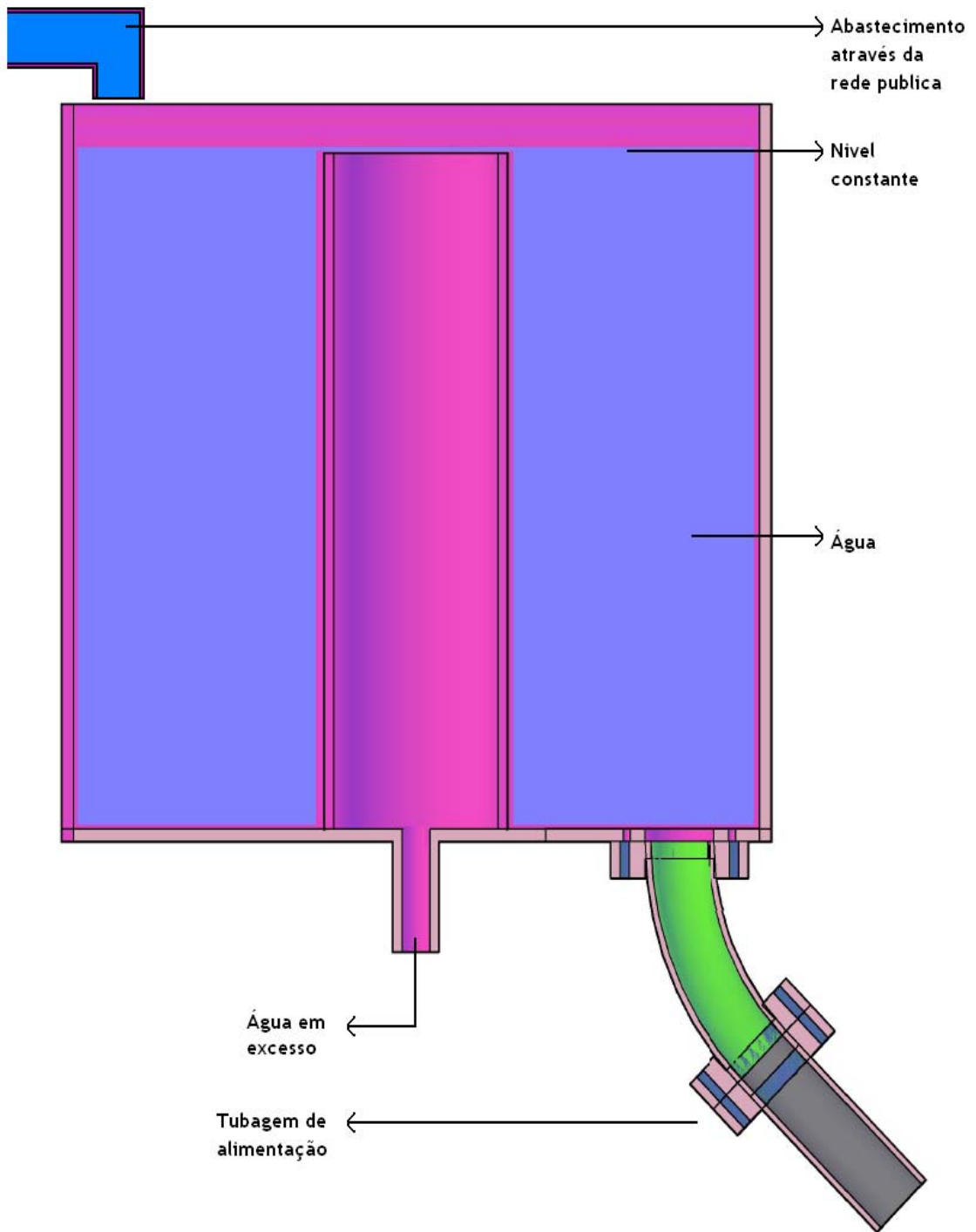
De modo a melhorar o funcionamento e desempenho do carneiro hidráulico a câmara de ar sofreu varias alterações, que são descritas na parte experimental, capítulo 5, deste trabalho. Na construção da câmara de ar utilizou-se o torno manual, o serrote e a fresadora manual.

#### 4.2.1.5-Depósito de alimentação

O depósito de alimentação foi também construído em acrílico e projectado de modo a, permitir um nível constante de água e evitar a entrada de ar para as tubagens. Na Figura 4.10 apresentam-se as vistas e a perspectiva isométrica do depósito de alimentação. Na Figura 4.11 evidencia-se o depósito de alimentação em corte de forma a entender o seu funcionamento.



**Figura 4.10** – Representação esquemática depósito de alimentação.

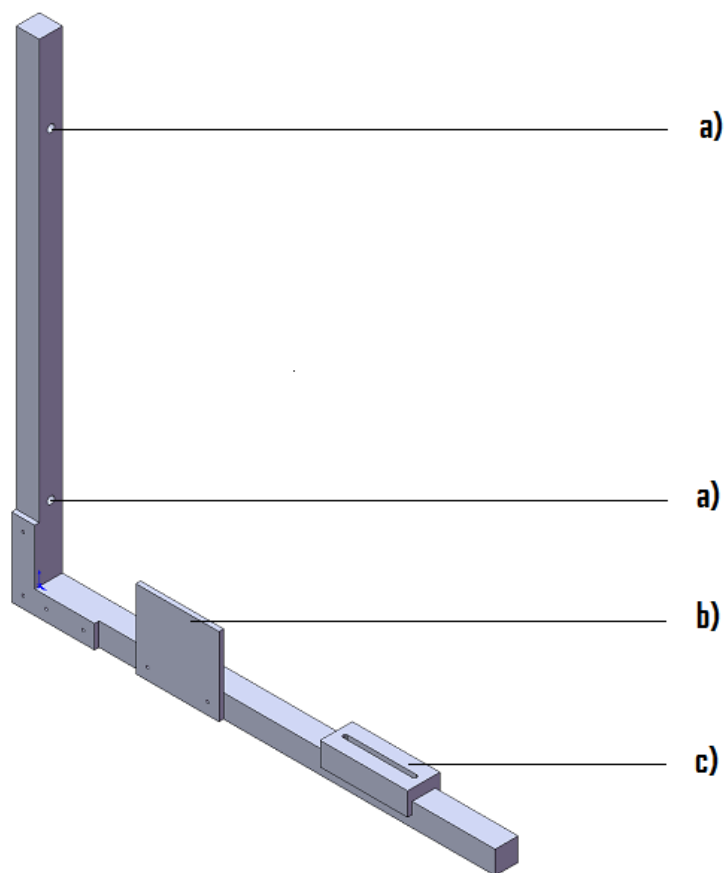


**Figura 4.11** – Depósito de alimentação em vista de corte.

#### 4.2.1.6-Apoios do depósito de alimentação

Para suporte do depósito construíram-se dois apoios em aço de secção 25x25 mm com um encosto lateral b), também em aço e um frontal em alumínio c), para que o depósito tivesse alguma mobilidade para com todo o resto do sistema mas ao mesmo tempo um constrangimento.

Para suportar o depósito nas condições pretendidas, os apoios executados adquiriram a forma representada na Figura 4.12.



**Figura 4.12** – Representação esquemática do apoio lateral do depósito em perspectiva isométrica.

Este suporte foi dimensionado para ser “fixo” por parafuso/bucha, a), tendo o parafuso 8x50 mm e a bucha 10x50 mm pois, ele tem três níveis de aplicação sendo, 2, 2.5 e 3 m.

Os restantes furos para a conexão dos vários elementos do suporte realizados têm diâmetro de 4.34 mm de diâmetro e os parafusos usados são M3x50. A sua execução envolveu o serrote mecânico, a fresadora e a furadora.

## **5-EXPERIÊNCIAS**

### **5.1-INTRODUÇÃO**

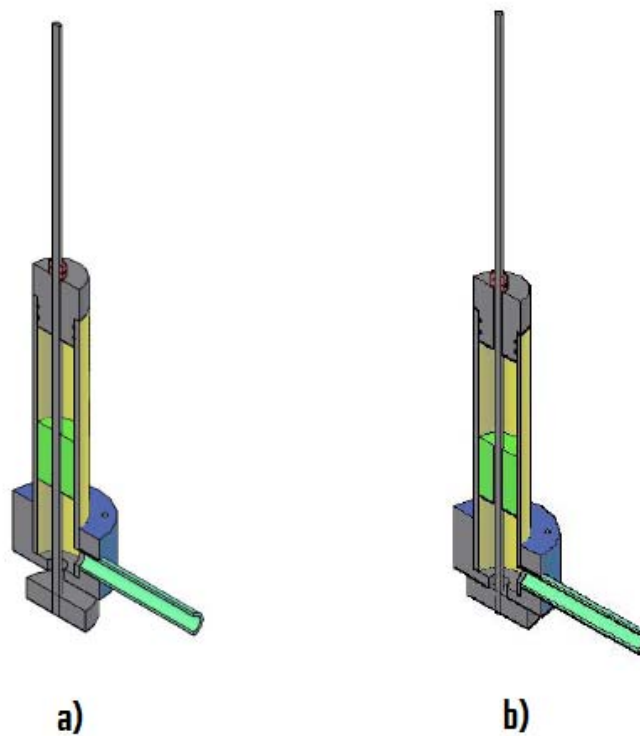
Neste como muitos outros trabalhos, nem sempre é possível conceber e construir uma instalação experimental que permita obter bons resultados/desempenho, logo na primeira abordagem a esses trabalhos. Normalmente, após obter os primeiros resultados é necessário fazer ajustes na instalação, sendo então necessário um conjunto de testes preliminares até que se obtenha uma instalação e resultados experimentais “definitivos”. Deste modo, neste capítulo dá-se conta de testes preliminares efectuados até se obter um sistema de bombagem de água por carneiro hidráulico funcional e com um desempenho adequado. Embora seja discutível a descrição no presente relatório dos problemas surgidos e dos testes preliminares efectuados, pensamos que, dada a natureza do trabalho, o seu relato pode ajudar quem pretender construir uma unidade de carneiro hidráulico.

### **5.2-TESTES PRELIMINARES**

Neste subcapítulo fizeram-se vários testes para determinar as eventuais falhas de concepção e construção assim como, a optimização do bom funcionamento do carneiro hidráulico. Consideram-se, em seguida separadamente, os problemas e soluções dos vários testes.

### a) Teste 1

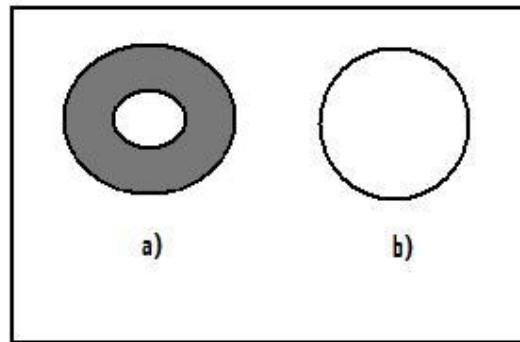
O primeiro teste efectuado com o carneiro hidráulico, foi realizado com a cota de alimentação  $h$  de 1.7 metros. Não se conseguiu tirar qualquer conclusão quanto ao nível de elevação  $H$ , porque o carneiro não conseguia realizar uma sequência de ciclos correcta, pois ambas as válvulas apresentavam elevada dificuldade em fazer o movimento, ascendente e descendente, pelo facto da área de contacto ser elevada, existindo deste modo um elevado atrito. A válvula de desperdício  $V_D$  era a que encravava mais vezes ficando presa na posição superior. Na Figura 5.1 é evidenciada a posição superior e a inferior.



**Figura 5.1-** Representação esquemática das válvulas de desperdício na posição inferior em a), e superior em b).

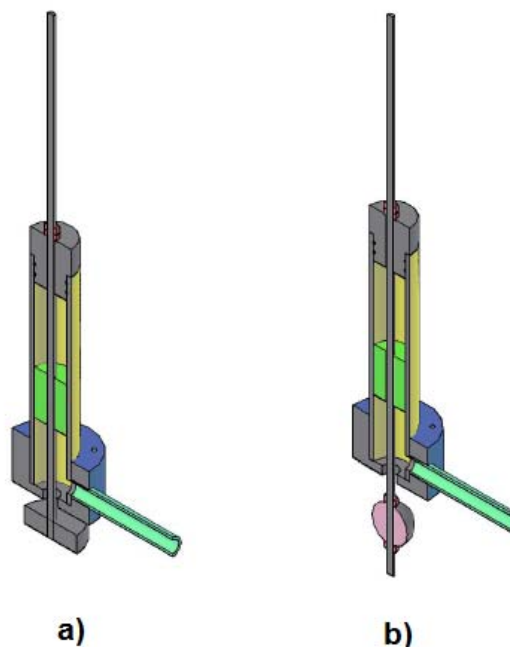
Constatou-se também que, existiam fugas nas juntas, do corpo principal do carneiro.

Para solucionar o problema, optou-se por alterar o sistema pistão/êmbolo da válvula de desperdício  $V_D$ , para um sistema com uma esfera de borracha em vez do pistão, procurando reduzir assim a área de contacto de uma “anilha” para uma “linha”. Na Figura 5.2 evidencia-se as alterações.



**Figura 5.2-** Representação esquemática da coroa circular ou anilha a), coroa reduzida ou linha em b).

Na Figura 5.3 representa-se a vista 3D em AutoCad da válvula inicial “pistão” e a válvula final “esfera”.



**Figura 5.3-** Representação esquemática da válvula inicial em pistão a) e válvula final em esfera b).

Na Figura 5.2 é evidenciado com clareza que a área de contacto reduziu significativamente. Para eliminar as fugas optou-se por aplicar massa de juntas em ambos os topos “massa de juntas”.

## b) Teste 2

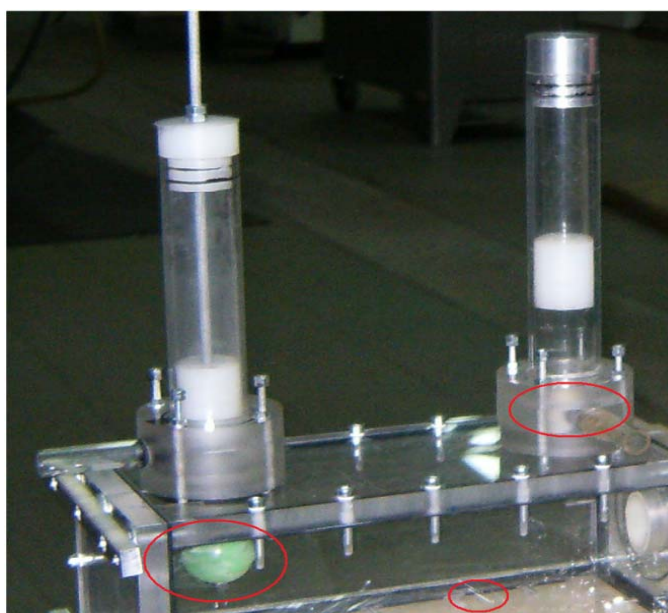
Com as alterações efectuadas, foi realizado um novo teste, mantendo-se novamente a mesma altura de alimentação  $h$  de 1.7 metros. Constatou-se mais uma vez que, o carneiro não conseguia realizar uma sequência de ciclos correcta pois, a válvula de entrega 1,  $V_H$ , não apresentava linearidade no movimento, ascendente e descendente, pelo facto da área de contacto, criar demasiado atrito, impedindo o bom funcionamento da mesma.

Como melhoria, fizeram-se alterações na válvula. O sistema pistão/êmbolo da válvula de entrega  $V_H$ , foi alterado para um sistema com uma esfera em vez do pistão, procurando reduzir assim a área de contacto de uma “anilha” para uma “linha” obtendo-se deste modo uma válvula de entrega 2  $V_H$ , tal como se procedeu na válvula de desperdiço  $V_D$ .

Constatou-se também uma fuga/entrada de ar num parafuso do corpo principal.

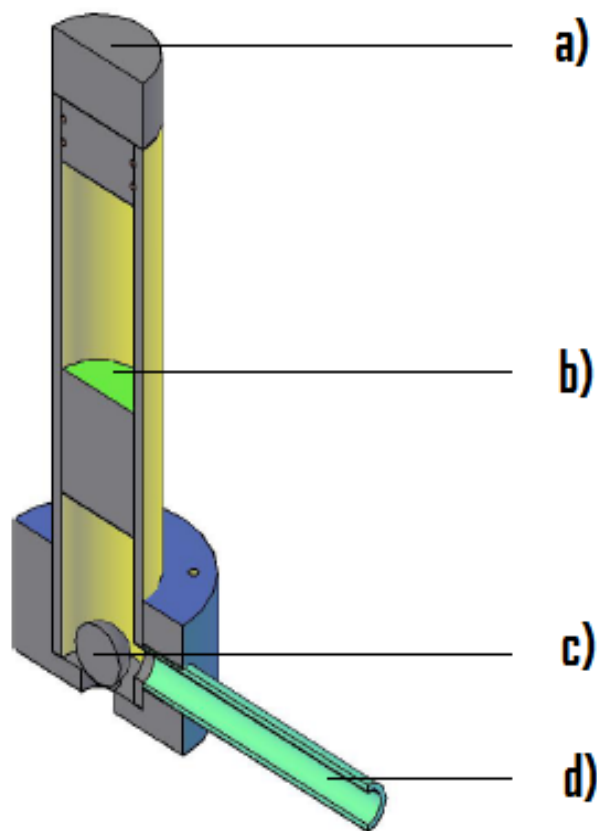
Para eliminar a fuga aplicou-se uma anilha de borracha.

Na Figura 5.1 é possível analisar ambas as modificações, nas zonas referenciadas a cor vermelha.



**Figura 5.4** – Visualização das zonas a intervir no carneiro hidráulico no teste 1 e 2.

Na figura 5.4 pode-se ver a localização das alterações. A peça de Nylon na válvula  $V_H$  (a direita) é apenas para limitar o movimento da esfera no sentido ascendente, pois caso não existisse esta limitação de curso a esfera deslocava-se para o topo da válvula, onde posteriormente a válvula de desperdício permaneceria aberta, sem efectuar qualquer tipo de acção com o correr da água. Para uma melhor análise da mesma na Figura 5.5 evidencia-se a válvula de entrega 2,  $V_H$ , com as respectivas alterações.



**Figura 5.5** – Representação esquemática da válvula de entrega 2  $V_H$  em corte, tampa superior a), peça de Nylon, b), esfera de borracha c), tubo de entrega d).

### c) Teste 3

O terceiro teste realizou-se para uma altura de alimentação  $h$  de 1.7 metros, e de entrega  $H$  de 2.7 metros.

O carneiro já conseguia realizar uma sequência de ciclos correcta pois, ambas as válvulas já funcionavam sincronizadamente.

Optou-se assim, por aumentar o tamanho da válvula de entrega/câmara de ar, e por criar um sistema que permitisse diminuir o ar existente dentro da mesma, por forma a obter informações sobre a sua influência no desempenho do carneiro, tal como se pode ver na Figura 5.6.



**Figura 5.6** – Visualização da Válvula de entrega / câmara de ar número 3 com o pormenor do sistema para a libertação do ar existente.

#### **d) Teste 4**

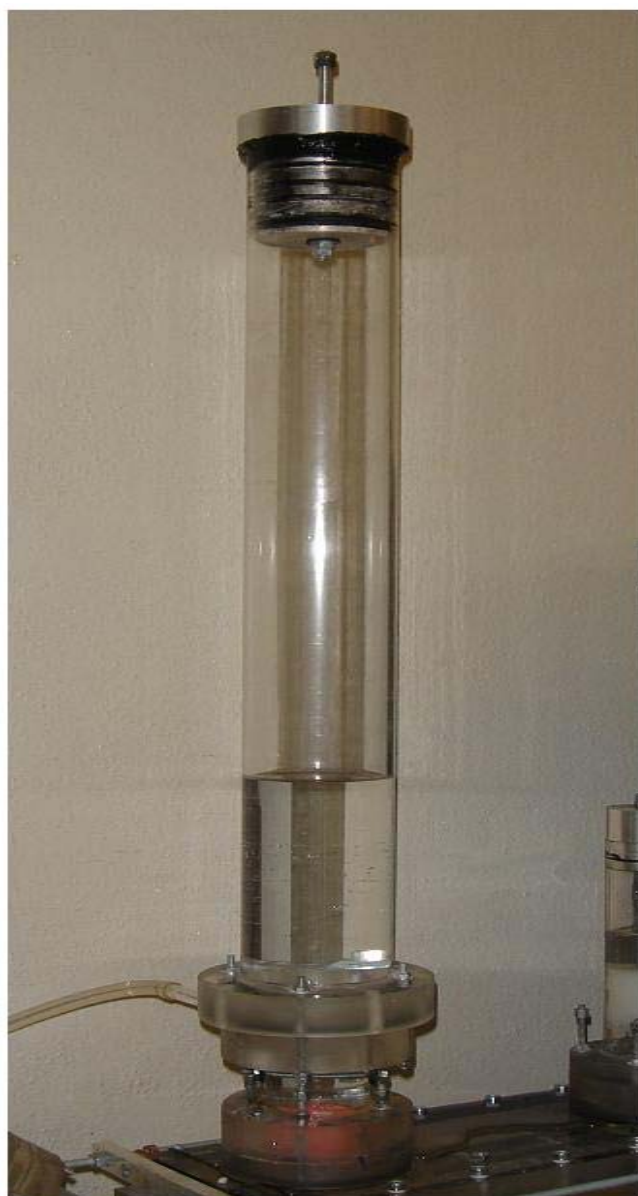
Após a execução da nova câmara de ar/válvula de entrega com um volume de  $532 \text{ mm}^3$ , (as versões 1 e 2 das válvulas tinham um volume de  $177 \text{ mm}^3$ ) realizou-se o quarto teste. Este foi realizado com uma cota  $h$  de 1.7 metros, atingindo-se a cota  $H$  de 3.8 metros com caudal constante. Sendo no entanto possível elevar a água para cotas superiores mas com caudal intermitente.

O carneiro não apresentou fugas, as válvulas estavam agora a realizar ciclos perfeitos, sem que tivesse que haver uma nova intervenção da força humana depois da sua iniciação.

A aplicação na câmara de ar, do sistema de diminuição da quantidade de ar existente na mesma, levou-nos a concluir que quanto menor a quantidade de ar existente maior o número de ciclos, no entanto, a cota  $H$  máxima diminuiu, “embora o rendimento aumente” (Denículi).

#### **e) Teste 5**

Após verificar que as alterações no valor de  $h$  conduziam a alterações significativas nos valores de  $H$  e de  $Q_H$ , optou-se por fazer mais uma câmara de ar em que a base fosse igual á anterior mas com o corpo principal maior, (agora com um volume de  $756 \text{ mm}^3$ ). Esta nova câmara de ar/válvula de entrega, pois o corpo é o mesmo, denominada de numero de 4, pode visualizar-se na Figura 5.7.



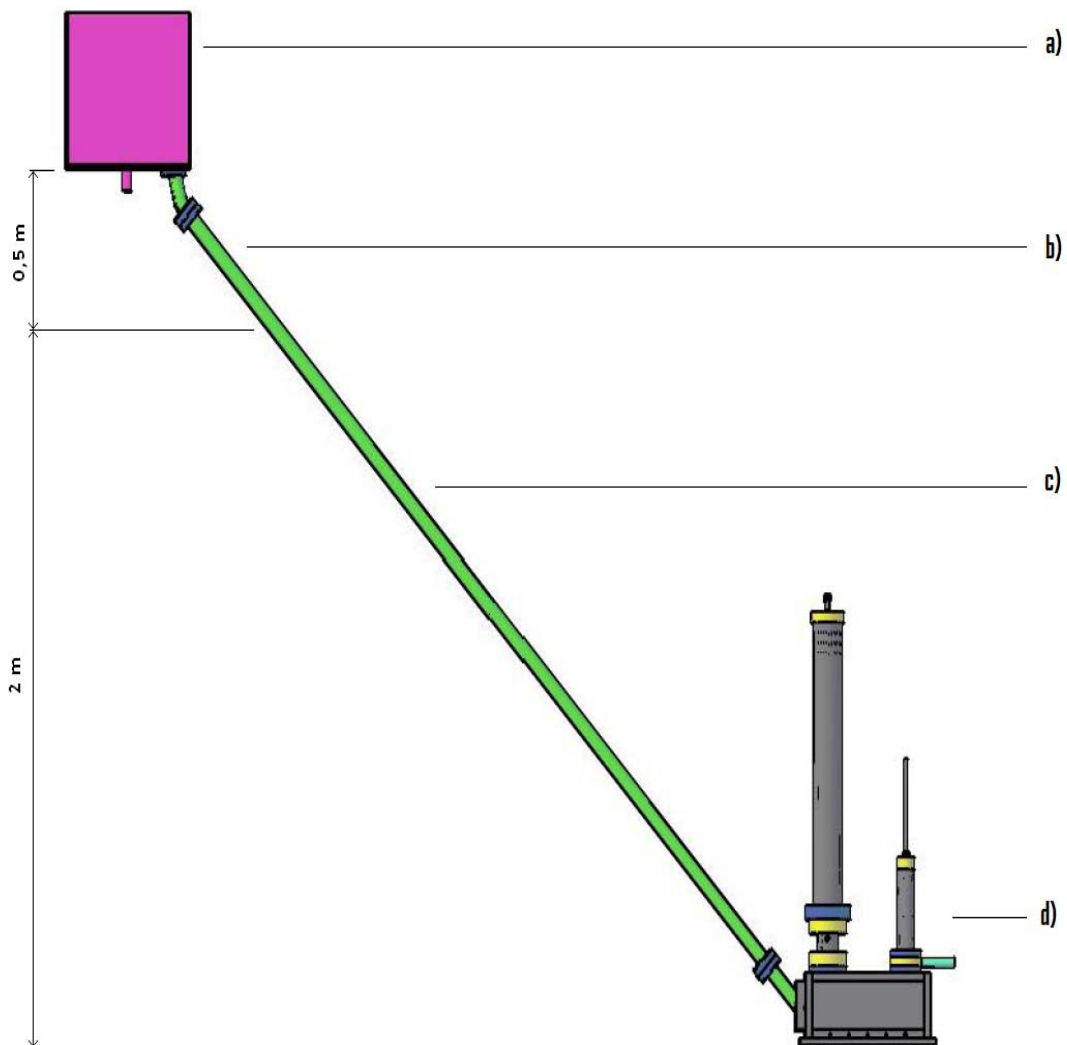
**Figura 5.7** – Visualização da Câmara de ar número 4.

Após a execução e ensaio da câmara de ar verificou-se que a cota de entrega  $H$  conseguida com a câmara de ar 3 foi de 4.70 m e com a da câmara de ar 4, de 4.70 m. Obtiveram-se caudais constantes de 393 l/dia com a câmara de ar 3 e de 983 l/dia com a câmara de ar 4.

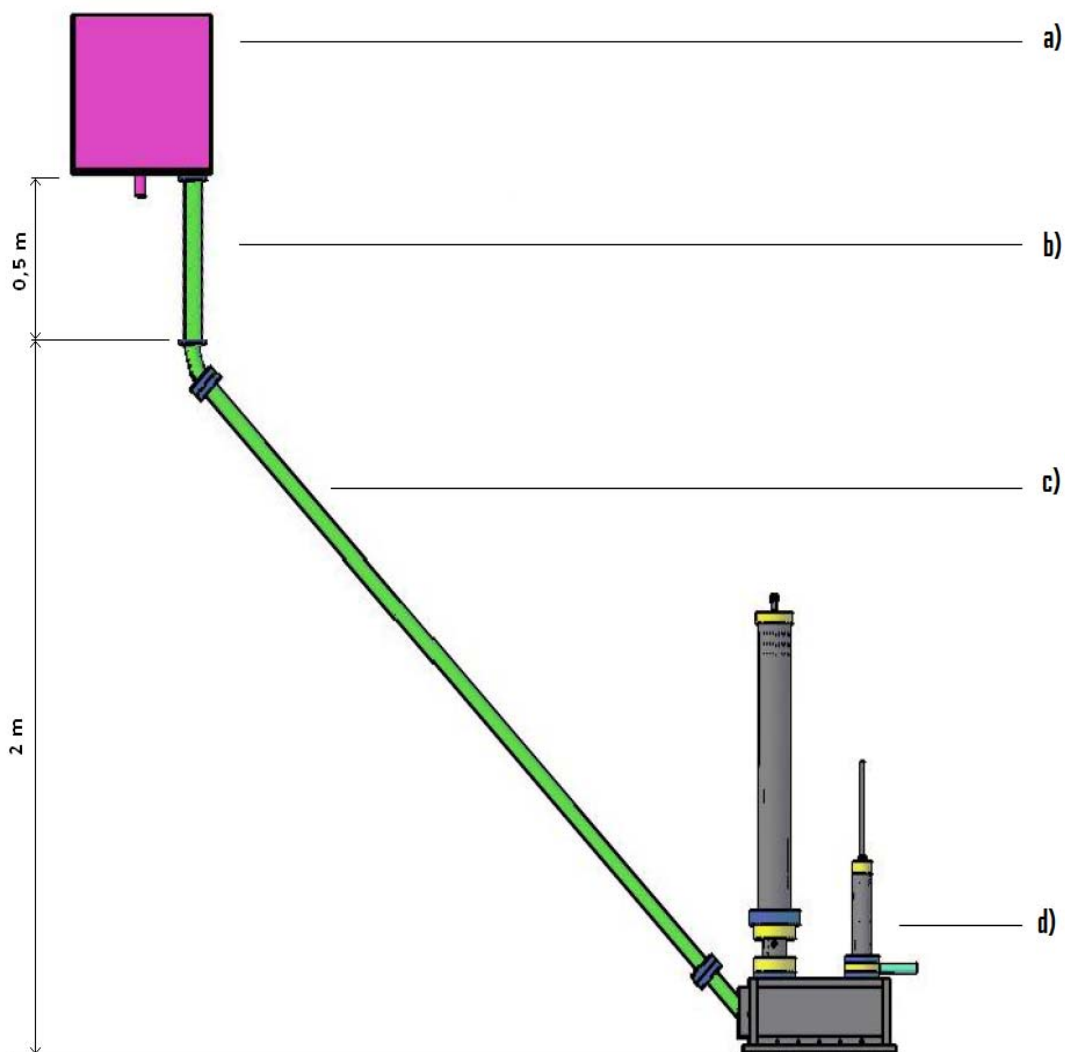
Desta forma deram-se por concluídas as alterações na câmara de ar, pois o pé direito do laboratório foi atingido, com a cota de entrega de água. O carneiro não apresentava qualquer fuga e as válvulas estavam agora a realizar ciclos perfeitos.

## f) Teste 6

Realizou-se um teste à tubagem de alimentação, pois para colocar a cota de 2.5 m e 3 m seria necessário adicionar tubagem a já existente, Figura 5.8, com 2 m. Para tal, a possibilidade passou pela forma já existente para os 2 metros (inclinada), Figura 5.8, ou então na forma (vertical) Figura 5.9. A geometria adoptar na nova aplicação seria a que desse um caudal mais elevado, para a mesma altura de elevação.



**Figura 5.8** – Representação esquemática da tubagem inclinada em teste, depósito de alimentação a), disposição inclinada b), tubagem de alimentação c), carneiro d).



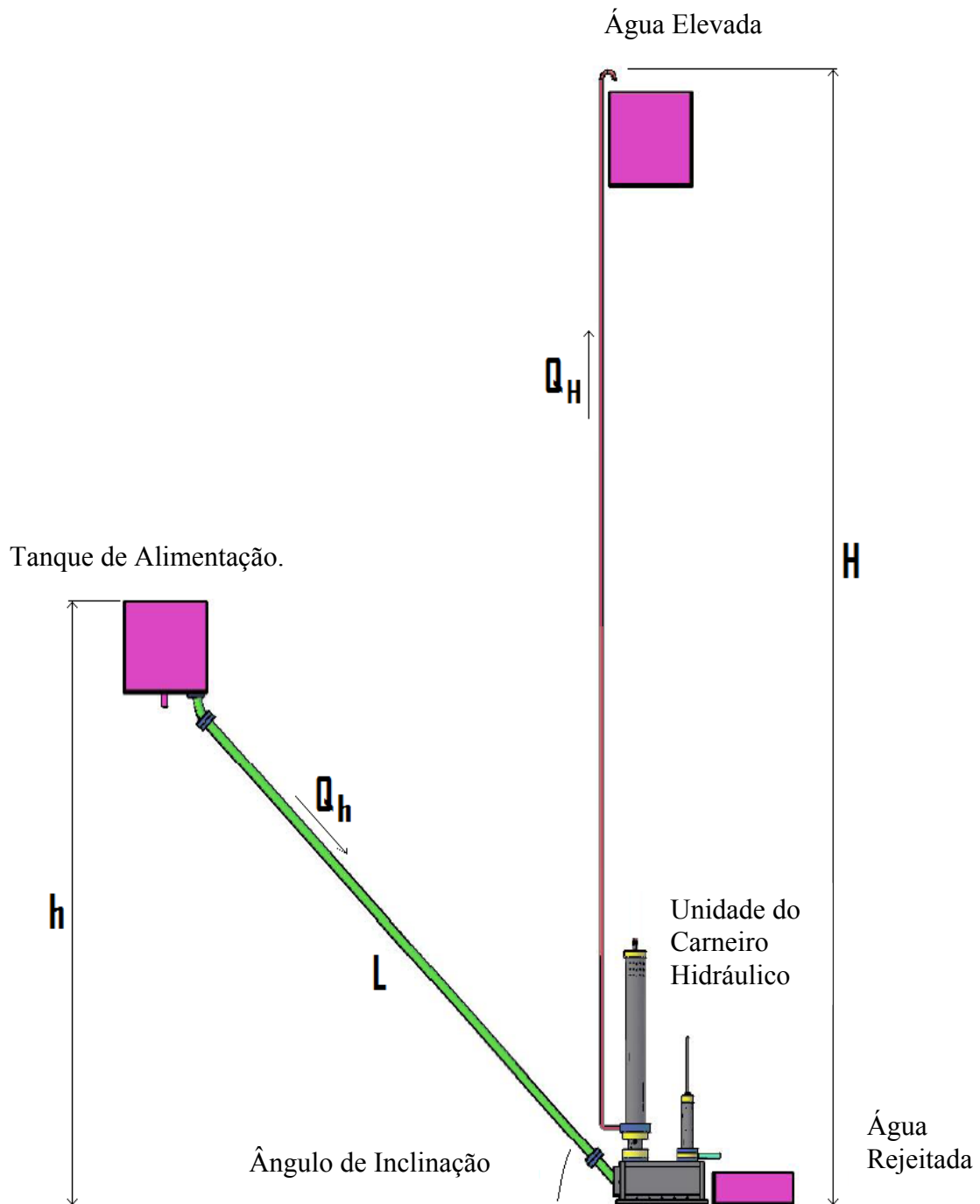
**Figura 5.9** – Representação esquemática da tubagem em teste, depósito de alimentação a), disposição vertical b), tubagem de alimentação c), carneiro d).

O que se sabe da prática é que o tubo de alimentação deve ser o mais recto possível sendo por isso de prever que a configuração inclinada, Figura 5.8, dará melhores resultados.

Desta forma, optou-se por ensaiar ambas as situações e retirar os caudais obtidos. Para a cota de alimentação de 2,5 metros obteve-se com a configuração vertical do primeiro troço do tubo de alimentação um  $Q_H$  de 1479 l/dia e com a configuração inclinada de 1616 l/dia. Sendo significativa a diferença entre os valores do caudal de entrega,  $Q_H$ , obtidos optou-se por, realizar todos os ensaios com o tubo de alimentação

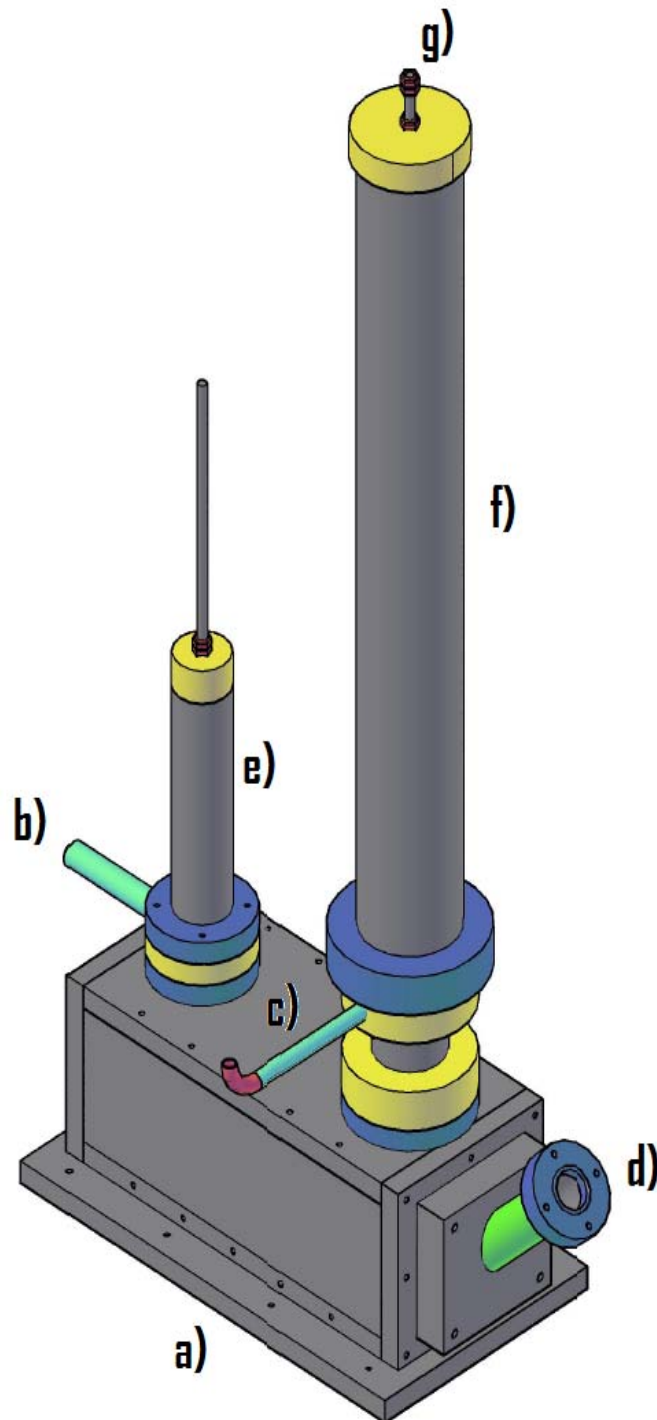
mais recto, mantendo-se o primeiro troço do tubo com a mesma inclinação (configuração inclinada) como se mostra na Figura 5.8.

Por fim, na Figura 5.10 tem-se a representação esquemática de toda a instalação do carneiro hidráulico e na Figura 5.11 apresenta-se a perspectiva isométrica do carneiro.



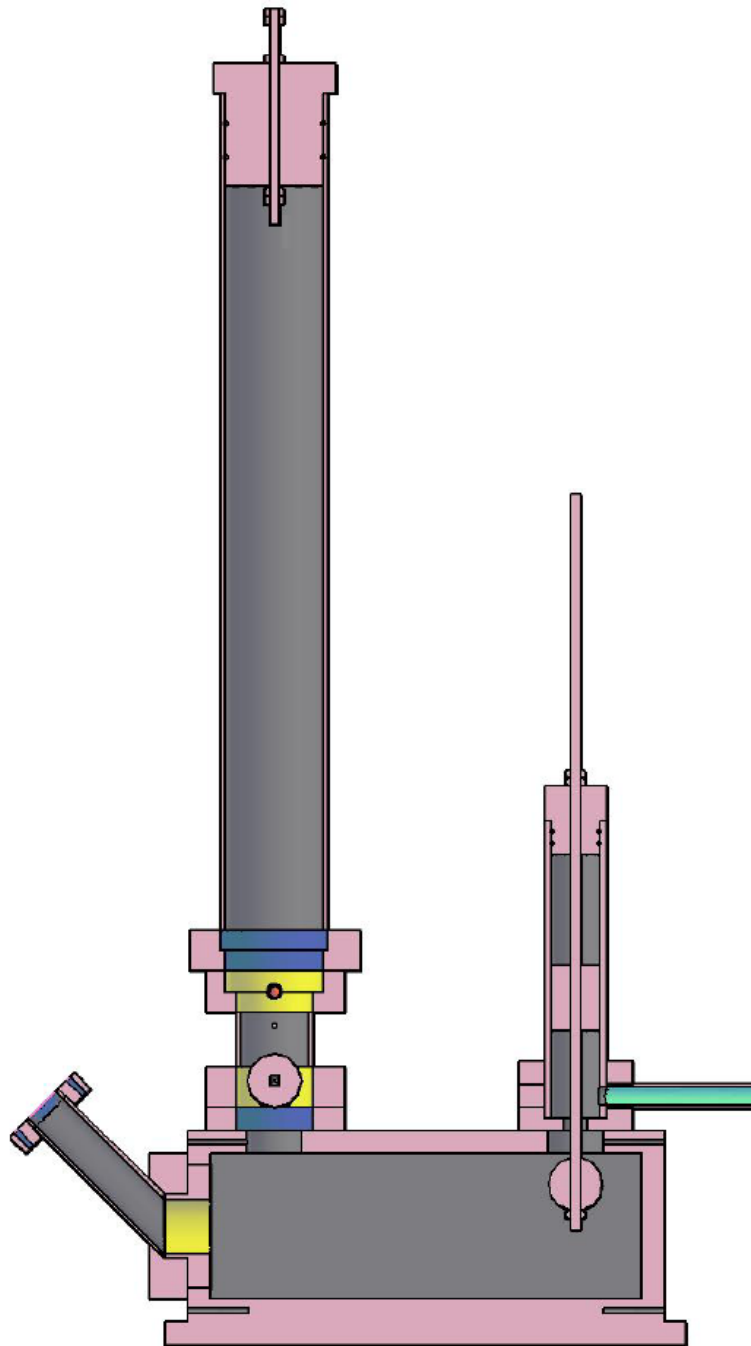
**Figura 5.10** – Representação esquemática de todo o conjunto de bombagem de água por carneiro hidráulico.

Na Figura 5.11 apresenta-se a representação esquemática do Carneiro Hidráulico com o corpo principal a), ligação com a tubagem da água de rejeite b), ligação com a tubagem de entrega c), conexão com o tubo de alimentação d), câmara de rejeite e), câmara de entrega/câmara de ar f), sistema de remoção do ar existente na câmara de ar g).



**Figura 5.11** – Representação esquemática do carneiro hidráulico.

Na Figura 5.12 apresenta-se a representação esquemática do Carneiro Hidráulico em corte para uma melhor percepção da dimensão e geometria de todas as peças que o constituem.



**Figura 5.12** – Representação esquemática do carneiro hidráulico em corte.

## 6-ENSAIOS EFECTUADOS

### 6.1- INTRODUÇÃO

Após os testes realizados e com as alterações implementadas no capítulo 5, conclui-se, que o carneiro apresentava um bom funcionamento estando assim reunidas todas as condições necessárias para a realização de um conjunto de experiencias que permitissem avaliar a influência de alguns parâmetros variáveis no seu desempenho.

No estudo da influência de um determinado parâmetro (ou variável) o valor deste era alterado mantendo-se inalterados os valores de todos os outros. Os principais parâmetros testados no Carneiro Hidráulico construído foram:

- a altura (cota) de alimentação  $h$ . Os ensaios foram realizados para as cotas de:  $H=2\text{m}$ ,  $H=2,5\text{m}$  e  $H=3\text{m}$ .
- o diâmetro interior do tubo de alimentação. Foram testados dois valores:  $D=25\text{ mm}$  e  $D=30\text{ mm}$ .
- o ângulo de inclinação do tubo de alimentação com a horizontal. Foram testados:  $\alpha=40^\circ$  e  $\alpha=60^\circ$ .
- o material de que é feito o tubo de alimentação: Para além do acrílico foi usado o aço inox.
- O numero de ciclos de funcionamento do carneiro hidráulico resultante da manipulação da válvula de rejeite, tendo-se alterado o curso desta válvula de: 2,6; 3; 5,5; 6,5; 8; 10 e 11mm.

Refira-se que em todas as experiencias, efectuadas e apresentadas neste capítulo, o valor da altura (cota) de elevação de água, foi mantida constante sendo  $H= 4.7\text{ m}$ . A escolha deste valor deveu-se a limitações do espaço físico onde o carneiro foi instalado (Laboratório de Mecânica de Fluidos e Hidráulica, do Instituto Politécnico de Bragança).

O tubo de elevação da água era de mangueira flexível com um diâmetro de 8 mm.

### 6.1.1- MODO DE OPERAÇÃO

As experiências iniciaram-se com a abertura de uma torneira, que conduzia a água da rede através de uma mangueira flexível até ao reservatório de alimentação. A água percorra o tubo de alimentação até ao carneiro hidráulico, que se vai enchendo. Assim que ficava cheio, a água começava a sair pela válvula de desperdício  $V_D$ . Esta válvula era então fechada manualmente (deslocando-a para a sua posição superior), pelo que a água começava a preencher o tubo de alimentação e depois o depósito até a cota de alimentação pretendida. O nível do depósito era mantido constante através de um tubo central que descarrega a água em excesso.

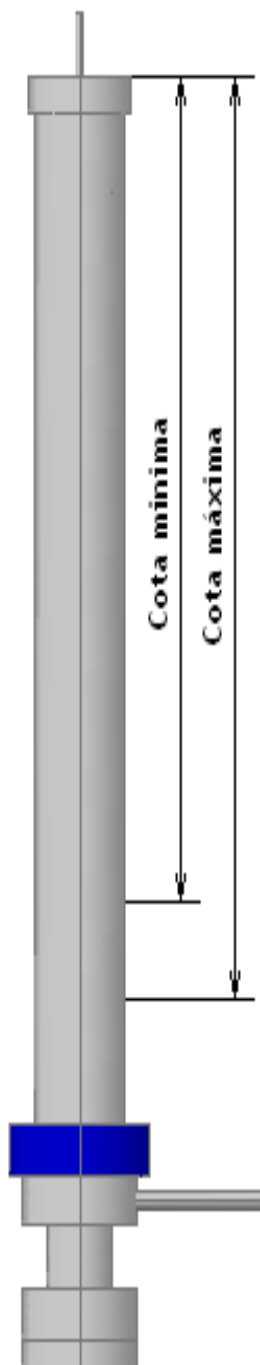
O início do funcionamento ou arranque do carneiro era feito com a abertura manual da válvula  $V_D$  (deslocamento para a sua posição inferior).

Após estabilização do funcionamento do carneiro, com a obtenção de um caudal constante à cota de elevação pretendida, procedia-se à medição de vários parâmetros, como o caudal de entrega,  $Q_H$ , o caudal de desperdício  $Q_D$ , o número de ciclos (batidas por minuto), a cota máxima e mínima de ar na câmara de ar criada pelo nível da água na câmara e o curso da válvula  $V_D$ .

As cotas de alimentação e de entrega eram previamente estabelecidas. O caudal de alimentação  $Q_H$ , era determinado a partir dos valores de  $Q_h$  e  $Q_D$ , pois  $Q_H=Q_h+Q_D$ .

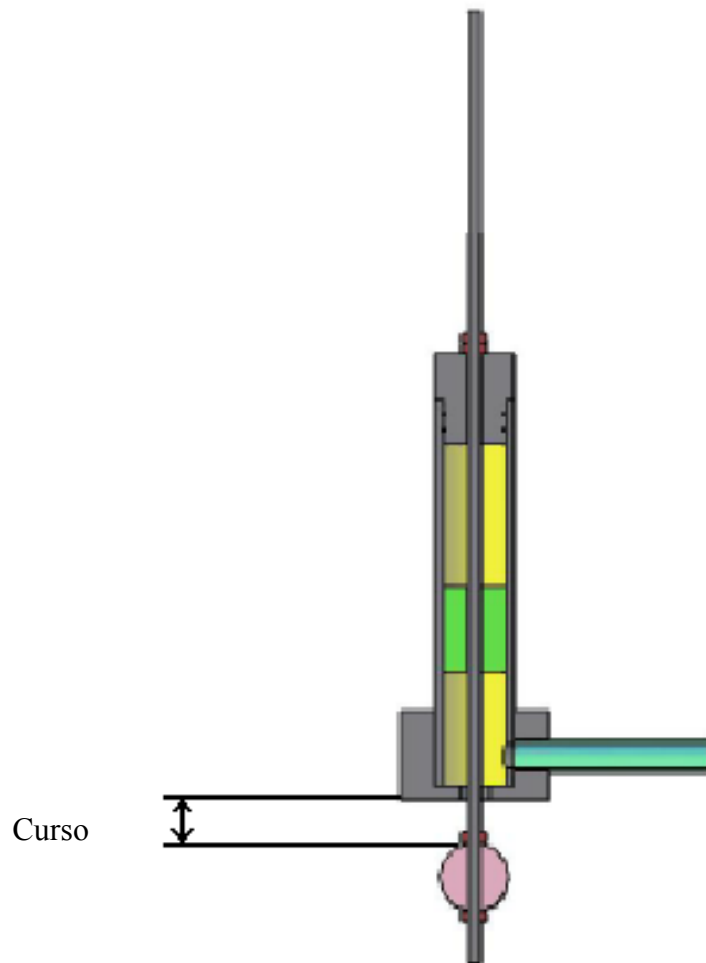
Relativamente ao número de ciclos, este foi medido na válvula de  $V_D$ . Cada vez que a válvula retomava a sua posição inferior era quantificado um ciclo. Deste modo, fez-se a quantificação através da contagem do número de ciclos num determinado intervalo de tempo.

As cotas mínima e máxima da câmara de ar foram medidas com o auxílio de uma fita métrica. Na sua medição utilizou-se um intervalo de tempo de 60 segundos pois, a sua variação não era constante no preciso momento, mas sim num período de tempo.



**Figura 6.1-** Representação esquemática da câmara de ar com a cota mínima e máxima de serviço.

Quanto ao curso da válvula  $V_D$ , optou-se por realizar uma selecção, após diversos ensaios, de forma a demonstrar as potencialidades de cada ensaio para cada curso. Os cursos seleccionados para tal, foram de 2.6, 3, 5.5, 6.5, 8, 10 e por fim 11 mm. Para uma melhor percepção é representado o curso na Figura 6.2.



**Figura 6.2-** Representação esquemática do curso da válvula de desperdício  $V_D$ .

Os caudais  $Q_D$  e  $Q_H$  foram medidos pelo método volumétrico, com ajuda de uma proveta, com capacidade de 2 litros e de um cronómetro.

## 6.2-RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Como teste às capacidades do carneiro hidráulico, foram realizados 90 ensaios. Neste capítulo apresentam-se os mais relevantes para análise e compreensão dos resultados. Como já referido efectuaram-se testes para as cotas de alimentação  $h$ , de 2, 2.5 e 3 metros, sendo fixa a cota de entrega  $H$  de 4,7 metros. Os resultados da totalidade dos ensaios são apresentados em Anexo. Os resultados apresentados na seguinte tabela, foram obtidos para o curso de 5.5 mm da válvula de desperdício  $V_D$ , visto ser para esse valor que, em geral, se obtiveram os maiores valores do caudal de entrega  $Q_H$  e da cota  $H$ .

**Tabela 6.1** – Valores do caudal de elevação para o curso de 5.5 mm da válvula  $V_D$  e para  $H$  de 4,7 metros.

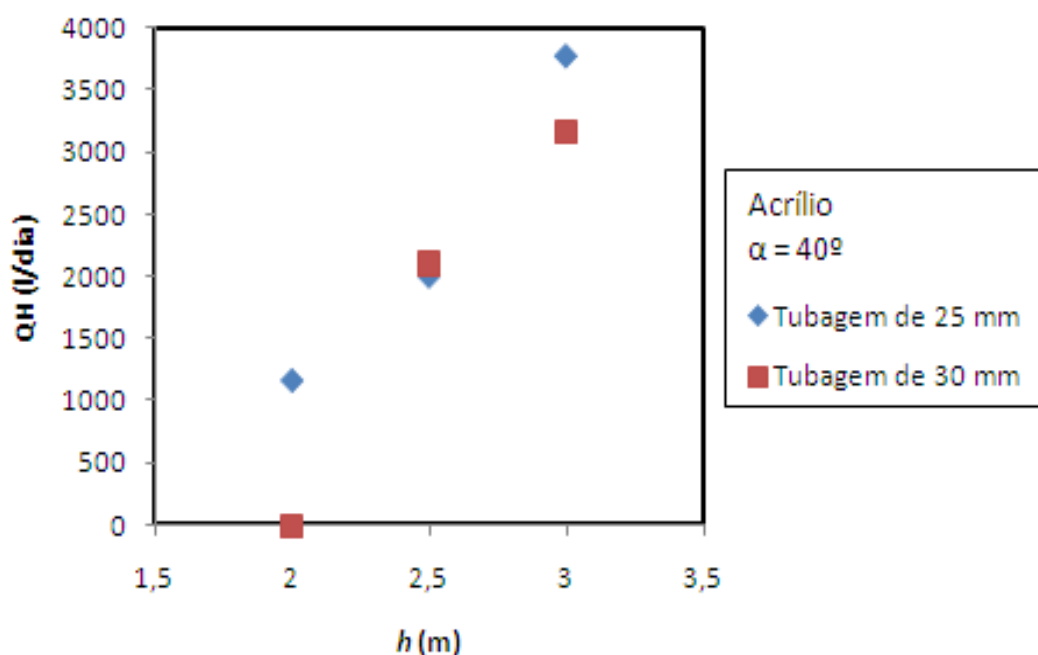
Graus	Diamêtro	Material	Cota de alimentação (m)		
			2	2,5	3
			Caudal entrega (l/dia)		
40º	25	Acrílico	1159	1998	3771
		Aço Inox	1035	2009	3598
	30	Acrílico	0	2110	3167
		Aço Inox	0	2177	2891
60º	25	Acrílico	445	1199	2816
	30	Acrílico	0	1391	2415

A análise da tabela 6.1 mostra que, o caudal de  $Q_H$  aumenta com o aumento de  $h$  como era de esperar. Relativamente ao ângulo do tubo de alimentação com a horizontal verificou-se que com o aumento do mesmo fixando o  $h$ , houve uma diminuição do caudal. Ainda na tabela 6.1, os valores nulos do caudal  $Q_H$ , significam que nas condições de operação efectuadas o carneiro não conseguia elevar a água à cota pretendida de 4,7 metros.

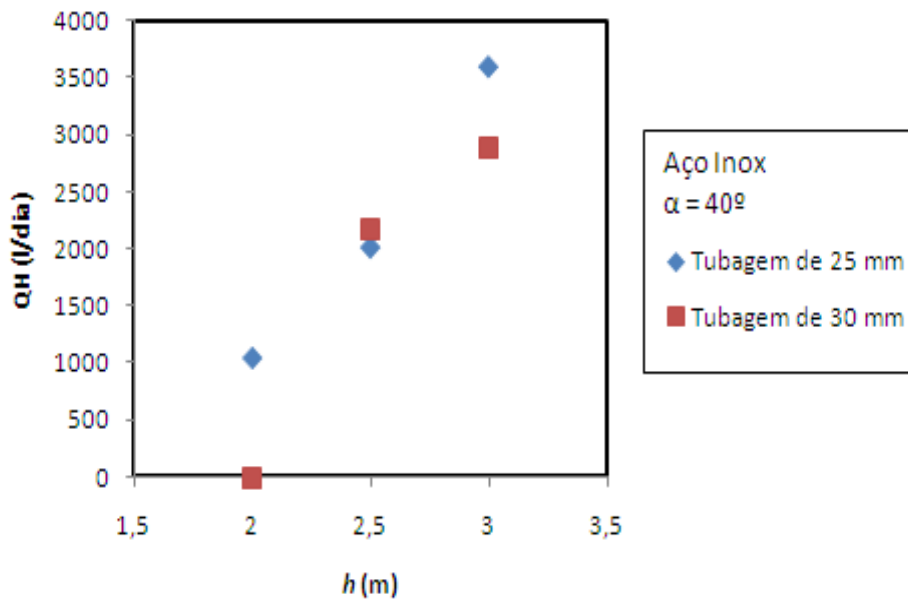
### 6.2.1-CAUDAL DE ENTREGA EM FUNÇÃO DA COTA DE ALIMENTAÇÃO

Na Figura 6.3 apresenta-se os valores obtidos para o caudal de entrega  $Q_H$ , em função da cota de alimentação  $h$ , para dois valores do diâmetro do tubo de alimentação, quando os tubos eram de acrílico e a sua inclinação com a horizontal de  $40^\circ$ .

Na Figura 6.4 apresenta-se os valores obtidos para as mesmas variáveis sendo agora o tubo de aço inox e na Figura 6.5 os dados foram obtidos para o tubo de acrílico com uma inclinação  $\alpha$  de  $60^\circ$ .

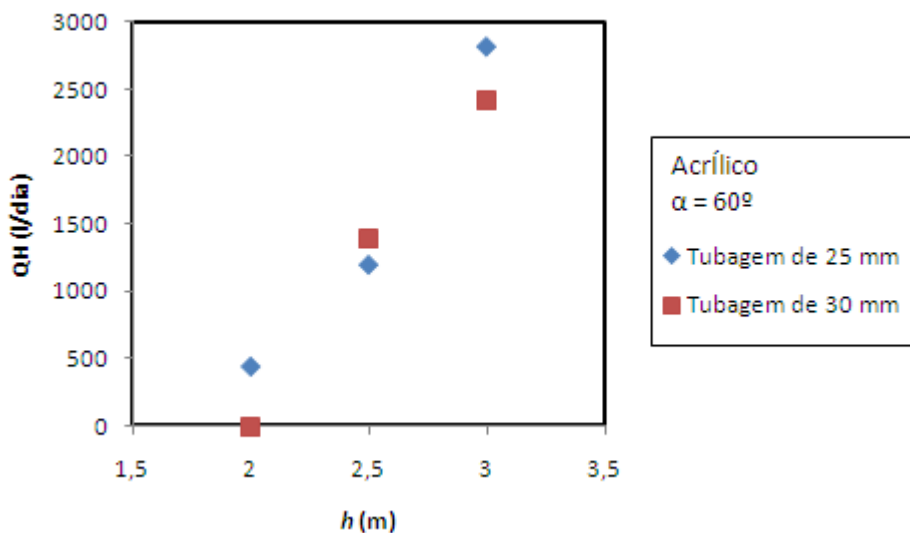


**Figura 6.3** – Caudal de entrega  $Q_H$  em função da cota de alimentação  $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de  $40^\circ$ , no tubo de Acrílico.



**Figura 6.4** – Caudal de entrega  $Q_H$  em função da cota de alimentação  $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de  $40^\circ$ , no tubo de Aço Inox.

Como se pode constatar da Figura 6.1 e 6.2, utilizando o Acrílico e o aço inox especificamente para os diâmetros de 25 e 30 mm, existe uma diferença significativa nos valores do caudal de entrega  $Q_H$  obtidos para as cotas  $h$  de 2 e 3 metros. O mesmo não acontece para a cota  $h$  de 2.5 metros.



**Figura 6.5** – Caudal de entrega  $Q_H$  em função da cota de alimentação  $h$ , para os diâmetros de 25 mm e 30 mm, ângulo de  $60^\circ$ , no tubo de Acrílico.

Da Figura 6.5, podemos verificar que utilizando o Acrílico para os diâmetros de 25 e 30 mm, mas para o ângulo de 60° existe, novamente, uma diferença significativa entre caudais  $Q_H$  e a cota  $h$  de 2 e 3 metros. Por outro lado, pode confirmar-se através da mesma figura, que é pouco significativa a diferença para a cota  $h$  de 2.5 metros.

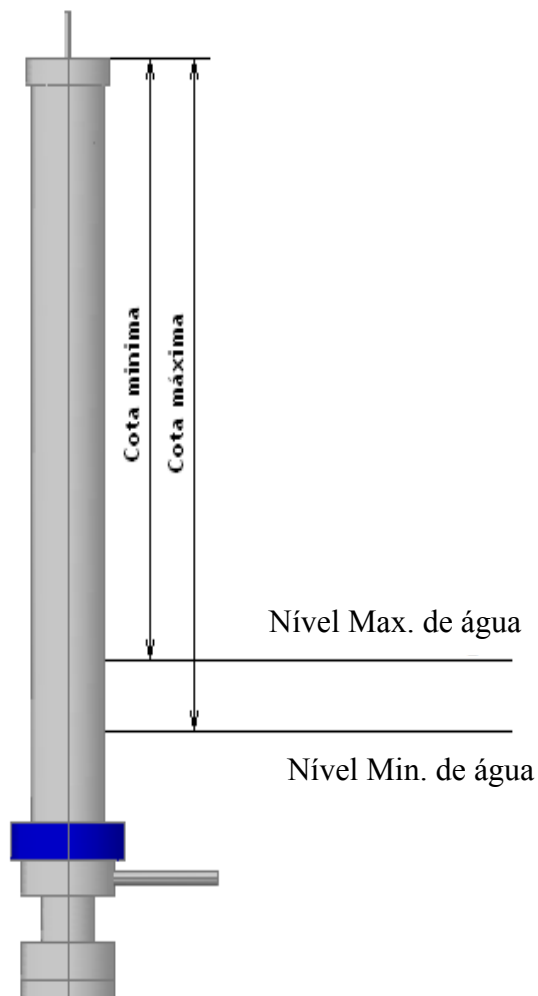
Da Figura 6.3 observa-se diferenças entre os valores obtidos do caudal  $Q_H$  para os dois diâmetros que variaram entre um mínimo de 112 l/dia para  $h=2.5$  m e um máximo de 1159 l/dia para um  $h$  de 2 m. Para as condições representadas, na Figura 6.4 as diferenças entre os valores obtidos do caudal  $Q_H$  para os dois diâmetros variaram entre um mínimo de 168 l/dia para  $h=2.5$  m e um máximo de 1035 l/dia para um  $h$  de 2 m. Já na Figura 6.5 as diferenças entre os valores obtidos do caudal  $Q_H$  para os dois diâmetros variaram entre um mínimo de 191 l/dia para  $h$  igual a 2.5 m e um máximo de 445 l/dia para um  $h$  de 2 m. Isto permite concluir que, nas condições experimentais testadas neste trabalho o diâmetro é um factor importante no desempenho do carneiro hidráulico, seja qual for o ângulo.

#### **6.2.1.1-Conclusão dos resultados obtidos**

Neste capítulo fez-se o estudo experimental de dois diâmetros, 25 e 30 mm, no que diz respeito à tubagem de alimentação. Para todos os casos estudados verificou-se que o valor do caudal de entrega  $Q_H$ , obtido para o diâmetro de 25 mm tem um valor significativamente superior ao obtido com o tubo de 30 mm, isto para a cota  $h$  de 2 e 3 m. Em contrapartida, observou-se que é pouco significativa a diferença para a cota  $h$  de 2.5 metros, quer seja para o ângulo de 40° ou 60° ou mesmo para o tipo de material.

## 6.2.2- CAUDAL DE ENTREGA EM FUNÇÃO DA DIFERENÇA MÁXIMA E MÍNIMA DA COTA DA CÂMARA DE AR

Em relação à câmara de ar, devido às variações do nível da água no seu interior, constatou-se que a compressão de ar existente sofria uma variação num determinado período de tempo, de acordo com os sucessivos ciclos. Esta variação está representada na Figura 6.4 (os seus valores constam no Anexo A.2).



**Figura 6.6** – Representação da cota máxima e mínima criada pelo nível da água na câmara de ar.

Para além da representação tem interesse ver a variação da diferença entre a cota máxima e mínima veiculada na Figura 6.7, para todos os ensaios correspondentes ao curso de 5.5 mm.

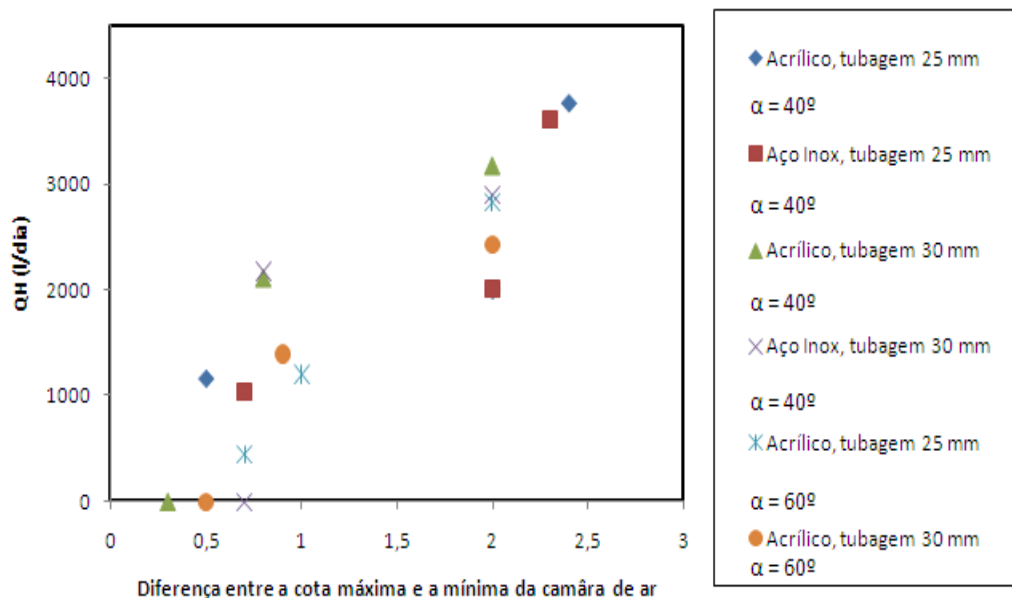


Figura 6.7 – Confrontação entre os valores do caudal  $Q_H$  e a diferença de cotas na câmara de ar.

Constata-se da Figura 6.7, que consoante aumenta do caudal de entrega  $Q_H$  também existe um ligeiro aumento entre a diferença da cota máxima e mínima da câmara de ar.

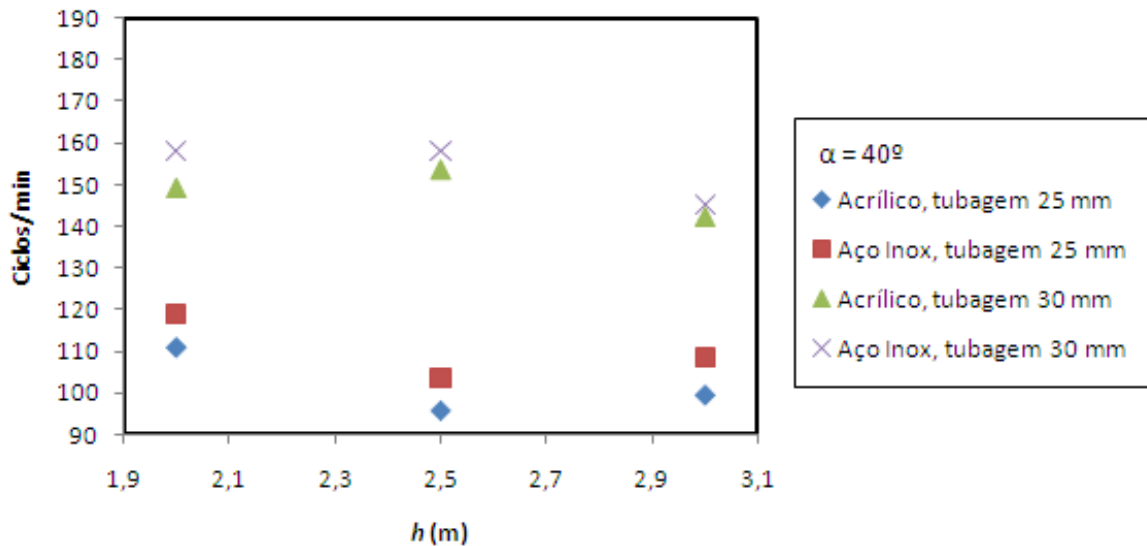
### 6.2.2.1-Conclusão dos resultados obtidos

De acordo com Young (1995), a função da câmara de ar é armazenar a água na pressão de entrega entre golpes e absorver o choque de bombeamento. Desta forma, através das Figura 6.7, constatou-se a veracidade da mesma.

### 6.2.3- NÚMERO DE CICLOS POR MINUTO EM FUNÇÃO DA COTA DE ALIMENTAÇÃO $h$

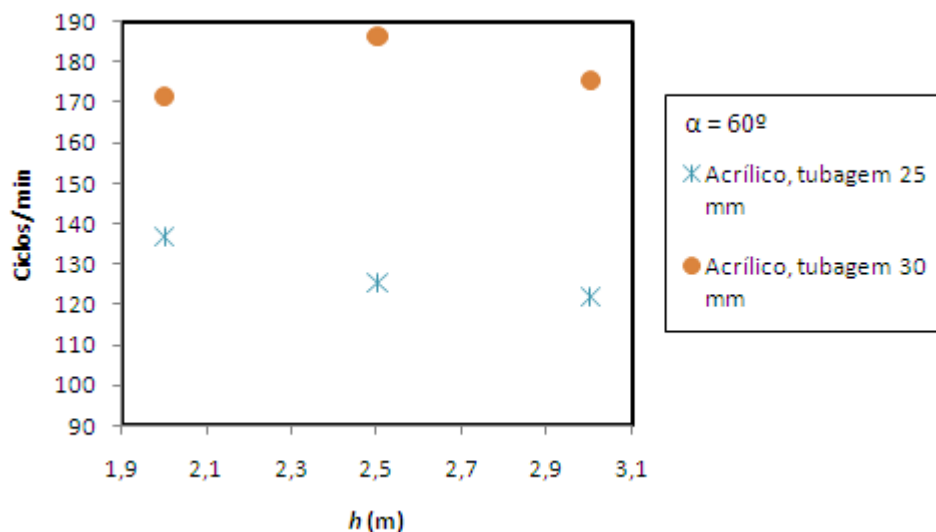
Outra análise a salientar, é a variação do número de ciclos por minuto para os diferentes diâmetros. Como se pode verificar na Figura 6.8 utilizando o diâmetro de 25 mm, constatou-se que o número de ciclos variava entre 96 a 119. No que diz respeito,

ao diâmetro de 30 mm, já a ocorrência de números de ciclos variou de um mínimo de 142 para um máximo de 158. Considera-se então que, o número de ciclos aumenta com o aumento do diâmetro. Para uma melhor complementação das Figuras, consulte o anexo A.1.



**Figura 6.8** – Confrontação entre o número de ciclos por minuto e a cota  $h$  com o ângulo de  $40^\circ$ .

Verifica-se na Figura 6.9, que utilizando o diâmetro de 25 mm, o número de ciclos variava entre 122 a 137. No que diz respeito ao diâmetro de 30 mm, já a ocorrência de números de ciclos variou de um mínimo de 171 para um máximo de 186. Considera-se mais uma vez que, o número de ciclos aumenta com o aumento do diâmetro.



**Figura 6.9** – Confrontação entre o número de ciclos por minuto e a cota  $h$  com o ângulo de  $60^\circ$ .

### 6.2.3.1-Conclusão dos resultados obtidos

Após a análise das Figura 6.8 e 6.9, chegou-se à conclusão que o número de ciclos por minuto aumenta com o aumento do diâmetro, quer para o ângulo de 40° quer para o de 60°, tendo o mesmo comportamento no acrílico e no aço inox, obteve-se, um valor mínimo de 96 e um valor máximo de 186 ciclos por minuto.

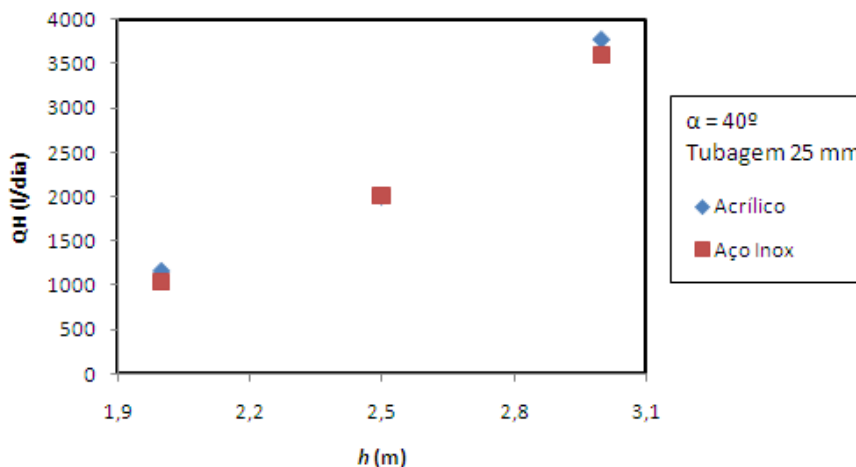
A título de exemplo autores como, Kitani & Willardson (1984), referem que o número de ciclos se repete com uma frequência de 30 a 100 vezes por minuto, dependendo da construção do carneiro e dos ajustes. Jennings (1996), refere no seu trabalho 20 a 100 ciclos por minuto.

É de referir que estes valores apenas dizem respeito ao curso de 5.5 mm, pois para os diferentes cursos obteve-se um valor mínimo de 55 para um máximo de 250 ciclos por minuto.

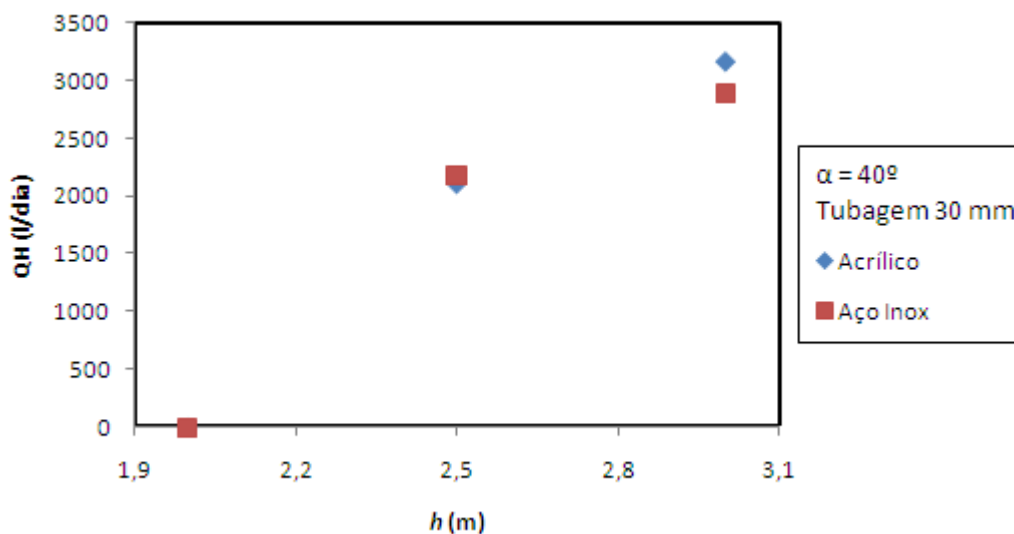
### 6.2.4- CAUDAL DE ENTREGA $Q_H$ EM FUNÇÃO DO MATERIAL E DO TUBO DE ALIMENTAÇÃO $h$

Sendo vários os parâmetros que fazem variar o caudal de entrega  $Q_H$ , vamos agora avaliar a influência do tipo de material aplicado na tubagem e da cota de alimentação  $h$ , da unidade de bombagem por carneiro hidráulico construída.

Nas Figuras 6.10 e 6.11, estão representados graficamente os valores obtidos para o caudal de entrega  $Q_H$  em função da cota de alimentação para o tubo de acrílico e de aço inox, inclinado 40° em relação à horizontal, para os diâmetros de 25 e 30 mm, respectivamente.



**Figura 6.10** – Confrontação entre o caudal de entrega  $Q_H$  e a cota de alimentação  $h$  para os diferentes materiais de 25 mm.



**Figura 6.11** – Confrontação entre o caudal de entrega  $Q_H$  e a cota de alimentação  $h$  para os diferentes materiais de 30 mm.

Da leitura efectuada das Figuras 6.10 e 6.11 constata-se que, nas condições ensaiadas, os caudais de entrega são aproximadamente iguais quer se use tubo em acrílico ou em aço inox, notando-se contudo que o acrílico permite obter valores ligeiramente superiores do caudal de entrega, sendo isto mais evidente para a cota de alimentação de 3 metros.

#### 6.2.4.1-Conclusão dos resultados obtidos

No capítulo 2.1 referido anteriormente, foi abordado que, o módulo de elasticidade do material é um factor determinante no cálculo do choque hidráulico. Sendo o módulo de elasticidade do aço inox e acrílico de valores diferentes, os valores de caudal de entrega obtidos são bastante próximos, devido à diferente espessura de cada um destes materiais. Pode assim justificar-se a proximidade de valores obtidos no caudal com diferentes módulos de elasticidade dos materiais. A espessura do tubo de alimentação em acrílico de 25 mm de diâmetro é de 2.5 mm enquanto, o aço inox apresenta para o mesmo diâmetro, 1 mm de espessura.

Para além deste factor, poderá também ter influência no fenómeno da rugosidade do material, pois quanto mais rugosidade tiver a tubagem menor será o rendimento.

### 6.3 - RENDIMENTO DO CARNEIRO HIDRAULICO

Como já fora mencionado no capítulo 3, o rendimento é um parâmetro fundamental de medição da eficiência de todo o conjunto.

Conforme Young (1995), uma forma tradicional de medir o desempenho é dado pela eficiência de Rankine, que se volta a escrever

$$\eta = \frac{Q_H(H-h)}{(Q_D \cdot h)} \times 100 \quad (13)$$

A eficiência de Rankine adquire relevância se, a capacidade da fonte de água é limitada, mas na maioria das situações o aríete não será recomendado caso, a fonte não satisfaça os requisitos mínimos.

Para o cálculo da eficiência do carneiro hidráulico Kitani & Willardson (1984) apresentam a fórmula, a de Aubisson, que se re-escreve

$$\eta = \frac{Q_H \cdot H}{(Q_h + Q_H)h} \times 100 \quad (14)$$

Outra fórmula para calcular a eficiência do carneiro, já apresentado no capítulo 3, é pelo rendimento volumétrico, calculado pela razão do caudal de entrega e o caudal de alimentação, ou seja,

$$\eta \% = \frac{Q_H}{(Q_h + Q_H)} \times 100 \quad (15)$$

### 6.3.1- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 25 MM, DE ACRÍLICO E AÇO INOX, INCLINAÇÃO DE 40°

O cálculo foi efectuado pela fórmula de Aubisson, normalmente considerada a mais adequada (Abate, 2000; Filipan, 2003). Na Figura 6.12 o rendimento é apresentado em função da cota de alimentação.

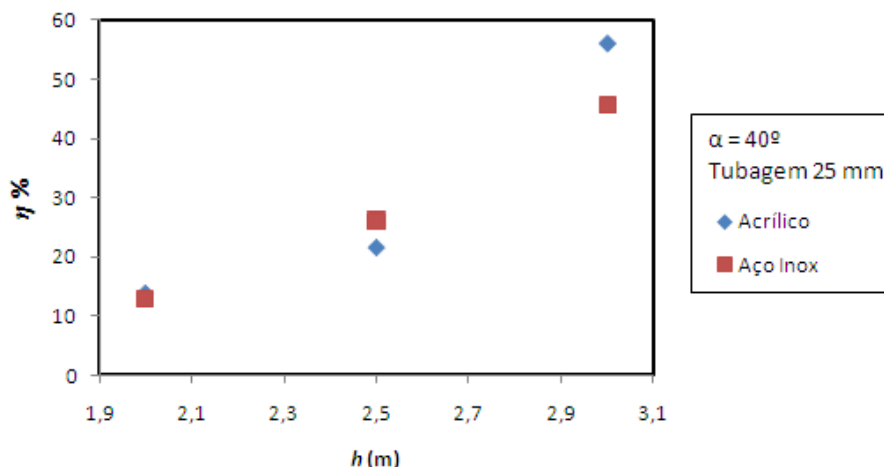


Figura 6.12 – Representação dos valores do rendimento, para os diferentes materiais, com ângulo de 40°, e tubagem de 25 mm.

Constata-se da Figura 6.12, o óbvio aumento de rendimento com o aumento da cota de alimentação.

### 6.3.2- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 30 MM, DE ACRÍLICO E AÇO INOX, INCLINAÇÃO DE 40°

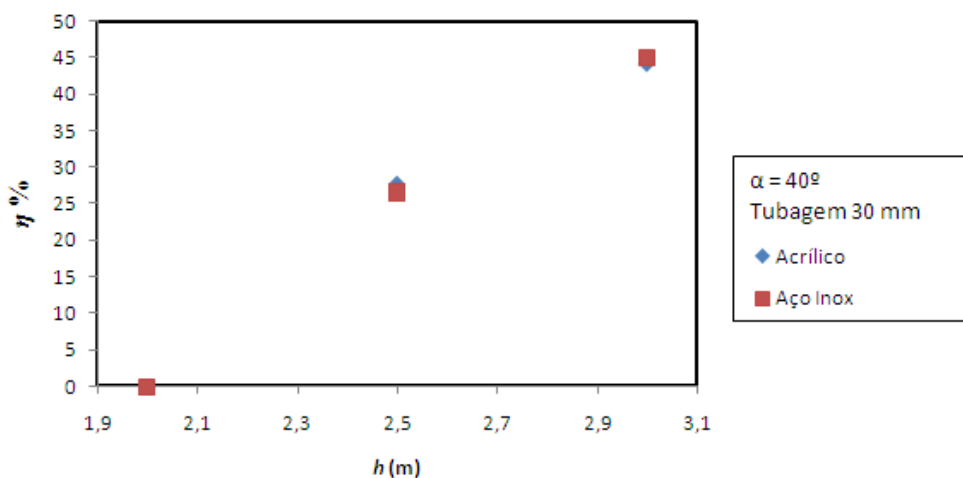


Figura 6.13 – Valores do Rendimento, para os diferentes materiais, com ângulo de 40°, e tubagem de 30 mm.

Constata-se da Figura 6.13, que o aumento do rendimento com a cota de alimentação é muito próximo quer o tubo seja, de acrílico ou de aço inox.

### 6.3.3- RENDIMENTO PARA O TUBO DE 25 E 30 MM, ACRÍLICO, INCLINAÇÃO DE 60°

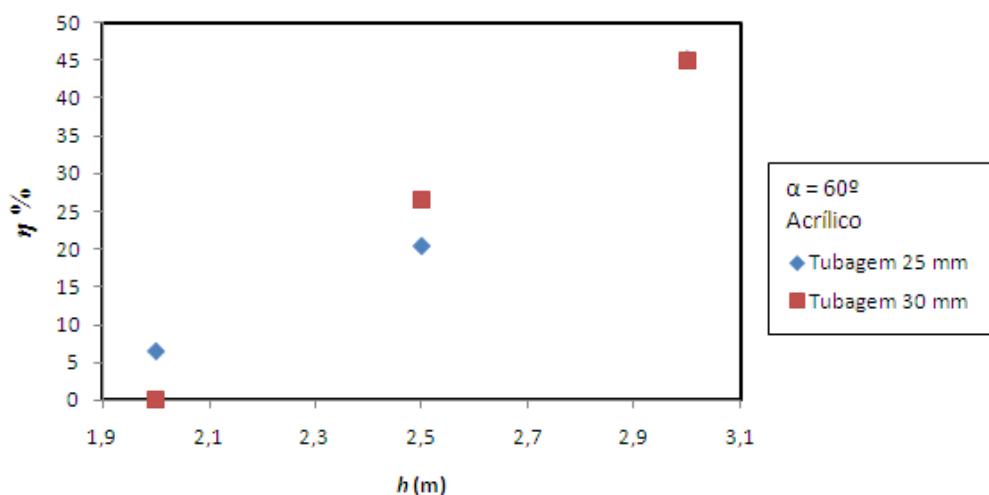


Figura 6.14 – Valores do Rendimento, para o acrílico, com ângulo de 60°, e tubagem de 25 e 30 mm.

#### 6.3.3.1-Conclusão dos resultados obtidos

Após a análise da Figura 6.12, para o diâmetro de 25 mm chegou-se a conclusão que, existe uma diferença significativa do rendimento para a cota de 2.5 e 3 m. Já para a cota de 2 m essa diferença é praticamente imperceptível. Já da análise das Figura 6.13, para o diâmetro de 30 mm podemos concluir que, existe uma concordância entre os pontos experimentais para ambos os materiais, do rendimento para a cota de alimentação  $h$ , de 2, 2.5 e 3 m.

O aumento geral do rendimento com a cota de alimentação  $h$ , fixados os valores do diâmetro  $d$ , material do tubo e inclinação, pode entender-se pela criação de maiores sobrepressões, o que conduz a maiores valores do caudal de entrega.

O máximo rendimento obtido foi de 56%, para o tubo de acrílico com 25 mm de diâmetro, ângulo de 40° e uma cota  $h$  de 3 metros. O valor mínimo do rendimento foi de 6%, obtido com o tubo de acrílico, diâmetro de 25 mm, amplitude 60° e cota  $h$  de 2 m.

A título de exemplo no que diz respeito ao rendimento do carneiro hidráulico e segundo Rojas (2002), o mesmo depende principalmente da relação da altura de queda do reservatório de alimentação  $h$ , até ao carneiro hidráulico e a altura de entrega  $H$ . Azevedo Netto & Alvarez (1988), afirmam que o rendimento varia entre 20 e 70%. De acordo com Cerpch (2002), o rendimento do carneiro hidráulico fabricado com garrafa de PET esta compreendida entre 30 e 60%.

## 7-CONCLUSÕES GERAIS

O objectivo principal deste trabalho foi, a construção de um aríete hidráulico (carneiro hidráulico), que tenha um bom funcionamento permitindo por um lado a compreensão do fenómeno conhecido como golpe de aríete ou de choque hidráulico, e por outro, disponibilizar um aparelho para bombear água, tecnologicamente acessível, eficiente, ecológico e muito didáctico. Deste modo, neste trabalho concebeu-se, construiu-se e montou-se uma unidade didáctica do carneiro hidráulico.

Para a concepção foi idealizado o material, a geometria e os meios a usar para a sua construção.

Atendendo a que se tratava de uma unidade didáctica que devia permitir uma boa visualização do seu funcionamento, assim como a explicação do seu fenómeno, choque hidráulico, não só aos estudantes do curso de engenharia, mas também a toda a comunidade que visitar o laboratório LMFH (laboratório de mecânica dos fluidos e hidráulica) da ESTIG, construiu-se o carneiro em “vidro acrílico”, visto ser um material transparente.

A geometria a adoptar visou responder a duas questões, uma já referenciada anteriormente que é a boa visibilidade do fenómeno com fins didácticos, e a destreza na construção facilitando a montagem, o acoplamento das válvulas e do tubo de alimentação. Assim a opção para o corpo principal do carneiro foi uma geometria paralelepipedica.

Por fim, toda a sua concepção teve os fundamentos teórico-práticos até aqui adquiridos por mim durante o meu percurso universitário e atendendo, claro, às capacidades dos meios laboratórios disponíveis.

A unidade didáctica, construída, constituída pelo carneiro hidráulico e seus acessórios, permitiu realizar um conjunto de experiencias, tendo em vista avaliar a influência de várias variáveis no rendimento do carneiro. Para tal foram testados tubos de alimentação em acrílico e aço inox, alturas de alimentação  $h$  de 2, 2.5 e 3 m, diâmetros do tubo de alimentação com 25 e 30 mm e a inclinação de 40 e 60° do tubo alimentação com a horizontal.

Os resultados obtidos a partir de 90 ensaios efectuados, mostram que, nas condições experimentais testadas o rendimento do carneiro hidráulico, aumenta com a cota de alimentação, fixadas as outras variáveis, aumenta com o diâmetro do tubo, é maior no acrílico que no aço inox, sendo também maior para o ângulo de inclinação de 40°.

O máximo rendimento obtido foi de 56%, para o tubo de acrílico com 25 mm de diâmetro, ângulo de 40° e uma cota  $h$  de 3 metros. O valor mínimo do rendimento foi de 6%, obtido com o tubo de acrílico, diâmetro de 25 mm, amplitude 60° e cota  $h$  de 2 m. O rendimento máximo obtido, esta dentro dos valores apresentados pelos fabricantes de carneiros comerciais.

A unidade didáctica já construída, instalada e com um bom funcionamento tem já permitindo a divulgação de uma tecnologia “limpa” e económica de bombagem de água, perante a comunidade.

Para trabalhos futuros, sugere-se a construção de um modelo pondo de parte a demonstração didáctica do fenómeno golpe de aríete, de forma a construir algo “menos” frágil que o actual, possibilitando assim inúmeras montagens e desmontagens como também a aplicação de inúmeros acessórios.

Caso se pretenda um sistema que tenha maior eficiência, a aplicação de válvulas comerciais tecnologicamente viáveis, seria uma alteração com resultados interessantes.

Ainda na análise da eficiência será também interessante testar geometrias alternativas do corpo principal, cilíndrica ou até mesmo a da própria tubagem do conjunto.

Seria um projecto de estudo de todo interessante um programa computacional que permitisse a simulação do rendimento através de dados como, diâmetros, ângulos, cotas entre outros.

# ANEXOS

## ANEXO A- RESULTADO OBTIDOS NOS 90 ENSAIOS

Apresentam-se aqui todos os resultados obtidos nos ensaios realizados, do Caudal  $Q_H$  e  $Q_D$  foram obtidos por  $Q = \frac{Volume}{Tempo}$ , sendo, o volume a quantidade de água captada pela proveta a dividir pelo tempo de captação. O caudal de alimentação  $Q_h$  foi calculado pela soma de  $Q_H$  e  $Q_D$ , ou seja,  $Q_h = Q_H + Q_D$ .

**Tabela A.1** – Valores do caudal  $Q_H$ ,  $Q_D$  e  $Q_h$  de todos os ensaios realizados (90).

Graus	Diâmetro (mm)	Material	Curso (mm)	Cota de alimentação (m)			Cota de alimentação (m)			Cota de alimentação (m)		
				2	2,5	3	2	2,5	3	2	2,5	3
				Caudal entrega (l/dia)			Caudal de desperdício (l/dia)			Caudal de alimentação (l/dia)		
40º	25	Acrílico	2,6	0	0	1624	4250	3761	4011	4250	3761	5635
			3	0	1199	2428	7244	6174	5485	7244	7373	7913
			5,5	1159	1998	3771	18355	19633	12057	19514	21631	15828
			6,5	0	1782	3644	0	24458	20404	0	26240	24048
			8	0	0	3252	0	0	27771	0	0	31024
			10	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		Aço Inox	2,6	0	0	2114	4138	3670	5099	4138	3670	7213
			3	0	1000	2557	6198	5782	5341	6198	6782	7899
			5,5	1035	2009	3598	17868	16128	14982	18903	18137	18581
			6,5	0	1600	3506	0	23090	18576	0	24690	22082
			8	0	0	3069	0	0	29575	0	0	32644
	10		0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	30	Acrílico	2,6	0	0	1437	4937	3889	4189	4937	3889	5627
			3	0	0	1956	6227	5834	5641	6227	5834	7597
			5,5	0	2110	3167	15773	15823	13669	15773	17932	16837
			6,5	0	1635	3038	0	20029	18000	0	21664	21038
			8	0	0	2760	0	0	29088	0	0	31848
			10	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		Aço Inox	2,6	0	0	0	4344	3817	2643	4344	3817	2643
			3	0	0	1565	6093	5052	4142	6093	5052	5707
			5,5	0	2177	2891	17173	17049	12200	17173	19226	15091
			6,5	0	1769	2828	0	22746	17798	0	24515	20627
			8	0	0	2507	0	0	23400	0	0	25907
10			0	0	2346	0	0	31002	0	0	33348	
60º	25	Acrílico	5,5	445	1199	2816	15753	12612	11837	16198	13811	14653
	445			1199	2816	15753	12612	11837	16198	13811	14653	

Da análise da tabela depreende-se que o caudal de alimentação teve um máximo de 33348 l/dia, para o caso do ângulo de 40°, tubagem de diâmetro 30 mm, aço inox com um curso de 10 mm e um mínimo de 2643 l/dia, para o ângulo de 40°, diâmetro 30 mm, aço inox com um curso de 10 mm.

O caudal de entrega possui um máximo de 3771 l/dia, para o caso de 40°, diâmetro 25 mm, aço inox com um curso de 5.5 mm com a cota  $h$  de 3 m e dois mínimos de 445 l/dia, um para 60°, diâmetro 25 mm, acrílico, curso 5.5 com cota  $h$  2 m e o outro para 60°, diâmetro 25 mm, acrílico, curso 5.5mm com cota  $h$  2.5 m.

Para o caudal de desperdício  $Q_D$ , possui um máximo de 31002 l/dia, para 40°, tubagem de 25 mm, aço inox, curso de 10 mm com 3 m de cota  $h$ . Obteve-se um caudal mínimo de 3670 l/dia, para 40°, tubagem de 25 mm, aço inox, curso 2.6 mm com a cota  $h$  de 2.5 m.

#### A1- Evidência de todos os ciclos.

Os ciclos foram analisados, em todos os ensaios realizados da forma referida no capítulo 6.

**Tabela A1.1** – Valores dos ciclos de todos os ensaios realizados (90).

Graus	Diâmetro (mm)	Material	Curso (mm)	Ciclos			Ensaio Nº		
				Batidas/min					
				h=2m	h=2,5m	h=3m			
40°	25	Acrílico	2,6	170	182	153	1	8	15
			3	150	155	138	2	9	16
			5,5	111	96	99	3	10	17
			6,5	0	73	88	4	11	18
			8	0	0	61	5	12	19
			10	0	0	0	6	13	20
		11	0	0	0	7	14	21	
		2,6	184	188	171	22	29	36	
		3	170	176	161	23	30	37	
		5,5	119	103	108	24	31	38	
		6,5	0	78	96	25	32	39	
		8	0	0	72	26	33	40	
	10	0	0	0	27	34	41		
	11	0	0	0	28	35	42		
	2,6	231	240	222	43	50	57		
	3	214	214	196	44	51	58		
	5,5	149	154	142	45	52	59		
	6,5	0	125	122	46	53	60		
	8	0	0	100	47	54	61		
	10	0	0	0	48	55	62		
	11	0	0	0	49	56	63		
	2,6	240	250	250	64	71	78		
	3	222	222	240	65	72	79		
	5,5	158	158	145	66	73	80		
6,5	0	132	130	67	74	81			
8	0	0	108	68	75	82			
10	0	0	55	69	76	83			
11	0	0	0	70	77	84			
60°	25	Acrílico	5,5	137	126	122	85	86	87
	30			171	186	186	88	89	90

Da tabela constata-se dois valores máximos de 250 ciclos. Um ocorre para o caso do ângulo de 40°, diâmetro 30 mm, aço inox com um curso de 2.6 mm para a cota de 2.5 e o outro é para a cota de 3 m, um mínimo de 2643 l/dia, para o ângulo de 40°, diâmetro 30 mm, aço inox com um curso de 10 mm.

## A2- Resultados obtidos na câmara de ar

Na câmara de ar foi medido a coluna de ar existente, esta sofria um variação com o numero de ciclos, os seus valores foram retirados num intervalo de tempo de 60 segundos.

As medições efectuadas foram realizadas apenas para o curso de maior eficiência, de 5.5 mm.

**Tabela A2.1** – Valores máximos e mínimos obtidos na câmara de ar.

Graus	Diamêtro	Material	Cota h (m)	Câmara de ar (cm)			Ensaio Nº
				Min	Máx	Máx-Min	
40º	25 mm	Acrílico	2	34,5	35	0,5	3
			2,5	33,5	35,5	2	10
			3	32	34,4	2,4	17
		Aço Inox	2	34,8	35,5	0,7	24
			2,5	33,5	35,5	2	31
			3	32	34,3	2,3	38
	30 mm	Acrílico	2	36	36,3	0,3	45
			2,5	34,2	35	0,8	52
			3	33	35	2	59
		Aço Inox	2	36,3	37	0,7	66
			2,5	34	34,8	0,8	73
			3	33	35	2	80
60º	25 mm	Acrílico	2	35,3	36	0,7	85
			2,5	34,5	35,5	1	86
			3	33,5	35,5	2	87
	30 mm	Acrílico	2	41,5	42	0,5	88
			2,5	36,3	37,2	0,9	89
			3	33,5	35,5	2	90

Nota-se que na Tabela A2.1, que consoante aumenta a cota  $h$  também existe um ligeiro aumento entre a diferença da cota máxima e mínima da câmara de ar, ou seja, a pressão do ar aumenta com a cota de  $h$ .

### A3- Resultados do rendimento

O rendimento foi cálculo de 3 formas, Young, Aubisson e Rankine, como referido no capítulo 2.3, na tabela A3.1 evidencia-se os resultados para todos os ensaios.

**Tabela A3.1** – Valores do rendimento para os 90 ensaios.

Graus	Diâmetro (mm)	Material	Curso (mm)	Rendimento (YOUNG)			Rendimento (AUBISSON)			Rendimento (RANKINE)			Ensaio		
				2	2,5	3	2	2,5	3	2	2,5	3	Nº		
40º	25	Acrílico	2,6	0,0	0,0	35,6	0,0	0,0	67,7	0,0	0,0	28,8	1	8	15
			3	0,0	17,1	39,0	0,0	38,2	72,1	0,0	16,3	30,7	2	9	16
			5,5	8,5	9,0	27,5	14,0	21,7	56,0	5,9	9,2	23,8	3	10	17
			6,5	0,0	6,4	15,7	0,0	16,0	35,6	0,0	0,0	15,2	4	11	18
			8	0,0	0,0	10,3	0,0	0,0	24,6	0,0	0,0	10,5	5	12	19
			10	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6	13	20
		11	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	7	14	21	
		Aço Inox	2,6	0,0	0,0	36,5	0,0	0,0	68,9	0,0	0,0	29,3	22	29	36
			3	0,0	15,2	42,1	0,0	34,6	76,1	0,0	14,7	32,4	23	30	37
			5,5	7,8	11,0	21,1	12,9	26,0	45,5	5,5	11,1	19,4	24	31	38
			6,5	0,0	6,1	16,6	0,0	15,2	37,3	0,0	6,5	15,9	25	32	39
			8	0,0	0,0	9,1	0,0	0,0	22,1	0,0	0,0	9,4	26	33	40
	10		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	27	34	41	
	30	Acrílico	2,6	0,0	0,0	30,2	0,0	0,0	60,0	0,0	0,0	25,5	43	50	57
			3	0,0	0,0	30,5	0,0	0,0	60,5	0,0	0,0	25,7	44	51	58
			5,5	0,0	11,7	20,4	0,0	27,6	44,2	0,0	11,8	18,8	45	52	59
			6,5	0,0	7,2	14,9	0,0	17,7	33,9	0,0	7,5	14,4	46	53	60
			8	0,0	0,0	8,4	0,0	0,0	20,4	0,0	0,0	8,7	47	54	61
			10	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	48	55	62
		Aço Inox	11	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	49	56	63
			2,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	64	71	78
3			0,0	0,0	33,2	0,0	0,0	64,4	0,0	0,0	27,4	65	72	79	
5,5			0,0	11,2	20,9	0,0	26,6	45,0	0,0	11,3	19,2	66	73	80	
6,5			0,0	6,8	14,0	0,0	17,0	32,2	0,0	7,2	13,7	67	74	81	
8			0,0	0,0	9,4	0,0	0,0	22,7	0,0	0,0	9,7	68	75	82	
60º	25	Acrílico	5,5	3,8	8,4	20,9	6,5	20,4	45,2	2,7	8,7	19,2	85	86	87
	30			0,0	7,8	17,0	0,0	19,1	38,1	0,0	8,1	16,2	88	89	90

Da análise da tabela é de salientar que os melhores resultados verificam-se, para o rendimento de Aubisson. Como valor máximo tem-se 72,1%, para Aubisson, 39% para Young e 30,7% para Rankine, como mínimo tem-se 6,5% para Aubisson, 3,8% para Young e por fim 2,7% para Rankine.

Os valores máximos pertencem aos ensaios com 40°, diâmetro de 25 mm, curso 3 mm e uma cota  $h$  3 m, já os mínimos são para 60°, diâmetro 25 mm, curso 2,5 mm e uma cota de 2 m. Ambos os casos referem-se ao Acrílico.

#### A4- Tabela de peças

Na construção da unidade demonstrativa do carneiro hidráulico usou-se um conjunto de peças, descritas na tabela A4.1.

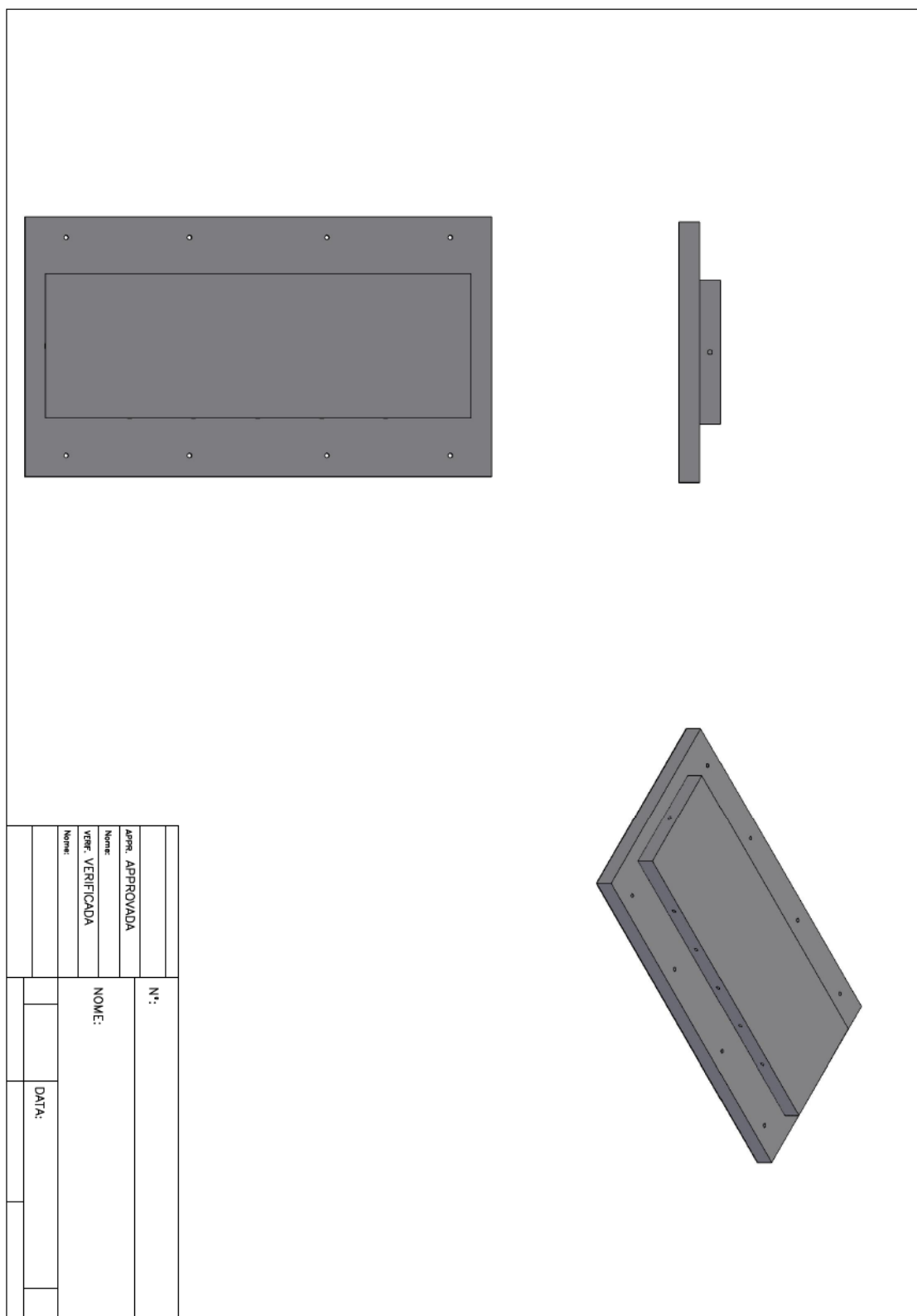
**Tabela A4.1** – Valores do rendimento para os 90 ensaios.

Nº da peça	Nome	Quantidade
1	Base do Corpo Principal	1
2	Lateral	2
3	Tampa superior	1
4	Topo	1
5	Topo com elipse	1
6	Peça de conexão	4
7	Peça que garante o diâmetro na peça de conexão	4
8	Válvula de escape	1
9	Válvula de entrega/Câmara de ar 1	1
10	Válvula de entrega/Câmara de ar 2	1
11	Válvula de entrega/Câmara de ar 3	1
12	Válvula de entrega/Câmara de ar 4	1
13	Depósito de alimentação	1
14	Curvas de conexão	4
15	Anel de conexão de 25 mm, 30 mm	20
16	Tubo de Acrílico diâmetro 30 mm	202 cm 156,5 cm 78,5 cm 58 cm 5,5 cm
17	Tubo de Acrílico diâmetro 25 mm	202 cm 156,5 cm 78,5 cm 58 cm 49,5 cm 5,5 cm

18	Tubo de Aço Inox diâmetro 30 mm	202 cm 156,5 cm 78,5 cm
19	Tubo de Aço Inox diâmetro 30 mm	202 cm 156,5 cm 78,5 cm
20	Varão Roscado M3	2
21	Varão Roscado M4	2
22	Varão Roscado M5	2
23	Varão Roscado M6	2
24	Porca M3	20
25	Porca M4	15
26	Porca M5	20
27	Porca M6	2
28	Parafuso M5x30	20
29	Anilhas	20
30	Bola	2

A seguir, em anexo, apresenta-se os desenhos técnicos das peças mais relevantes e de todo o conjunto da unidade didáctica do carneiro hidráulico.

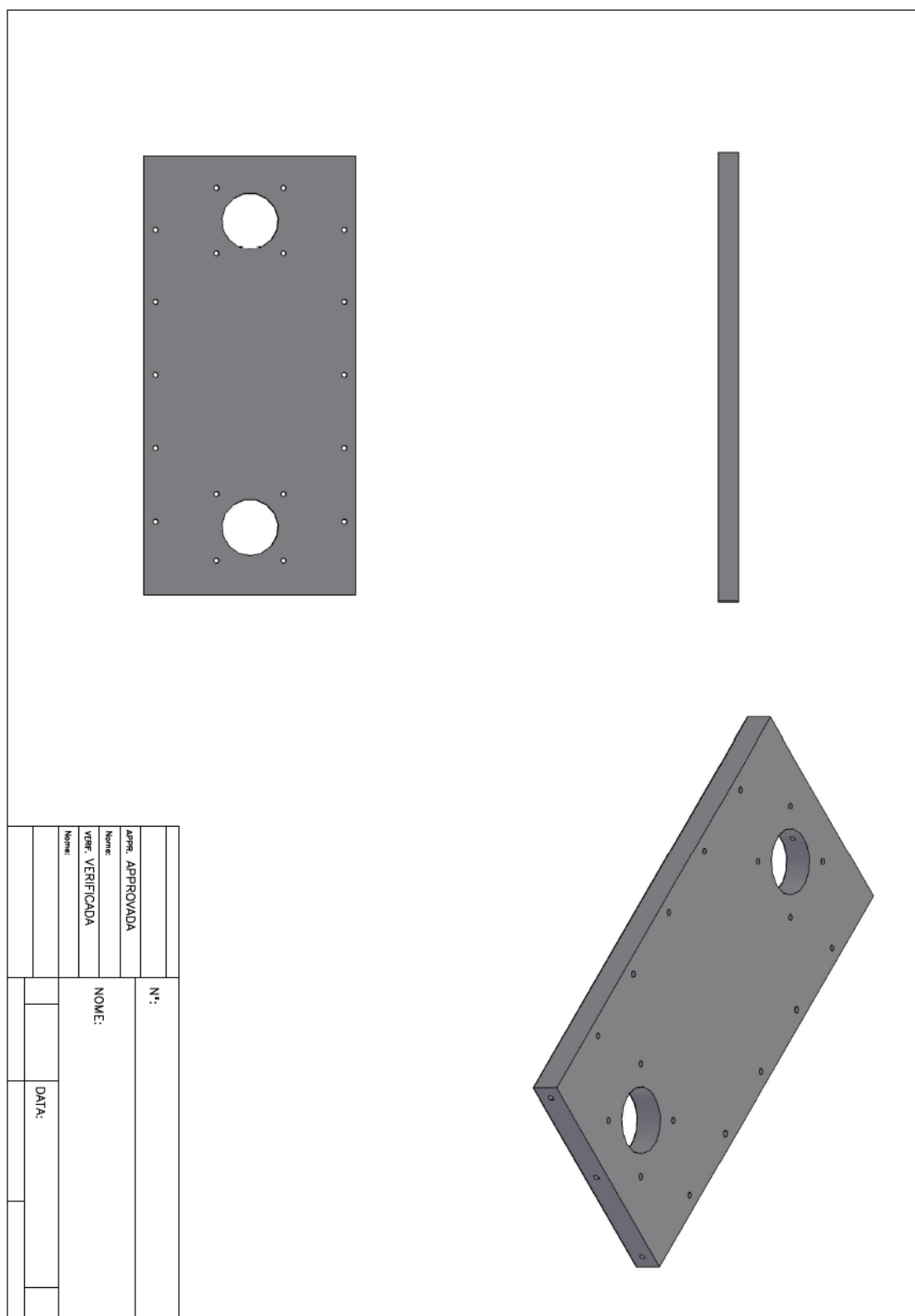
## B1- Base do corpo principal



**Figura B.1** – Representação esquemática da base principal peça 1.

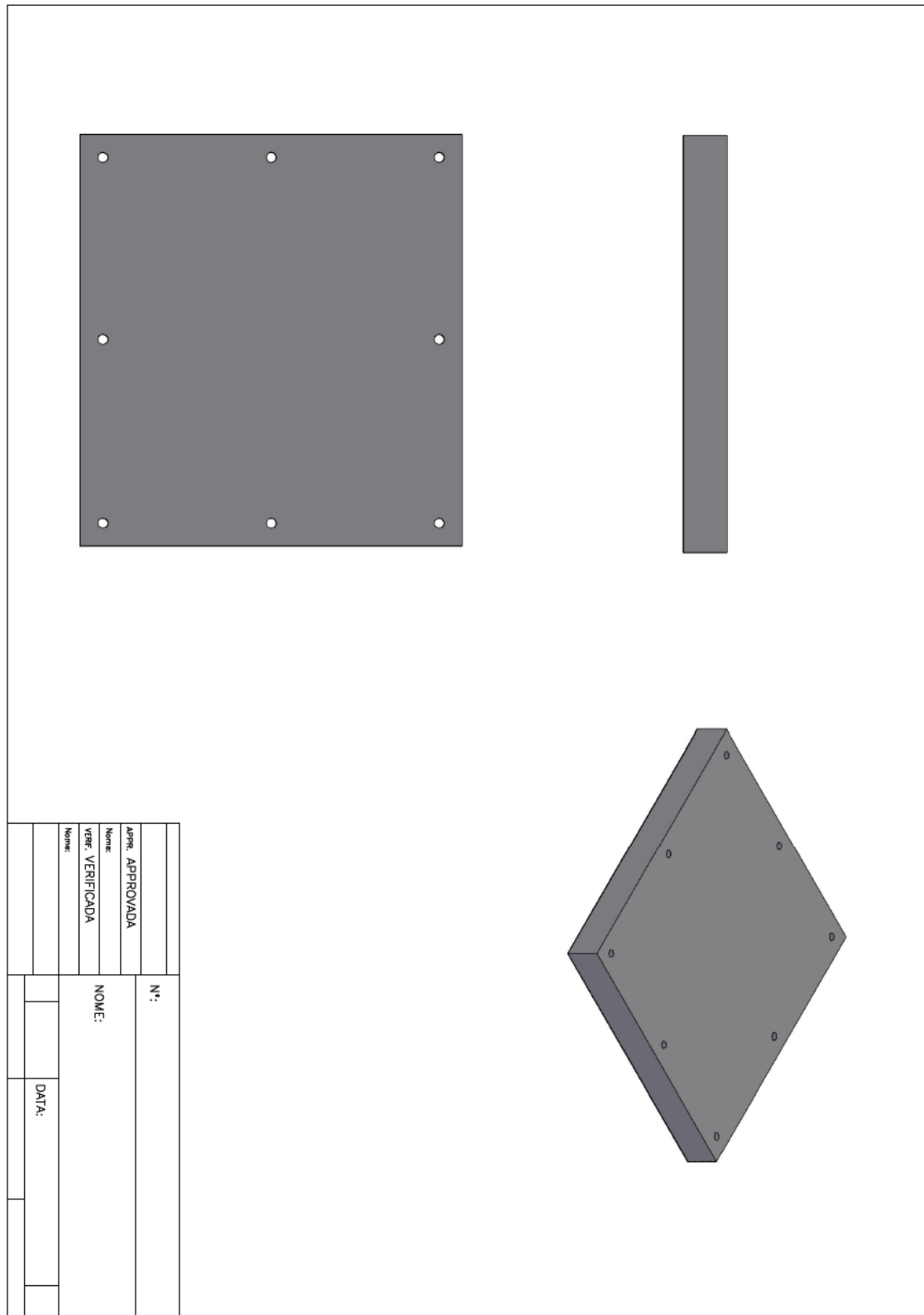


### B3- Tampa superior



**Figura B.3** – Representação esquemática da tampa superior, peça 3.

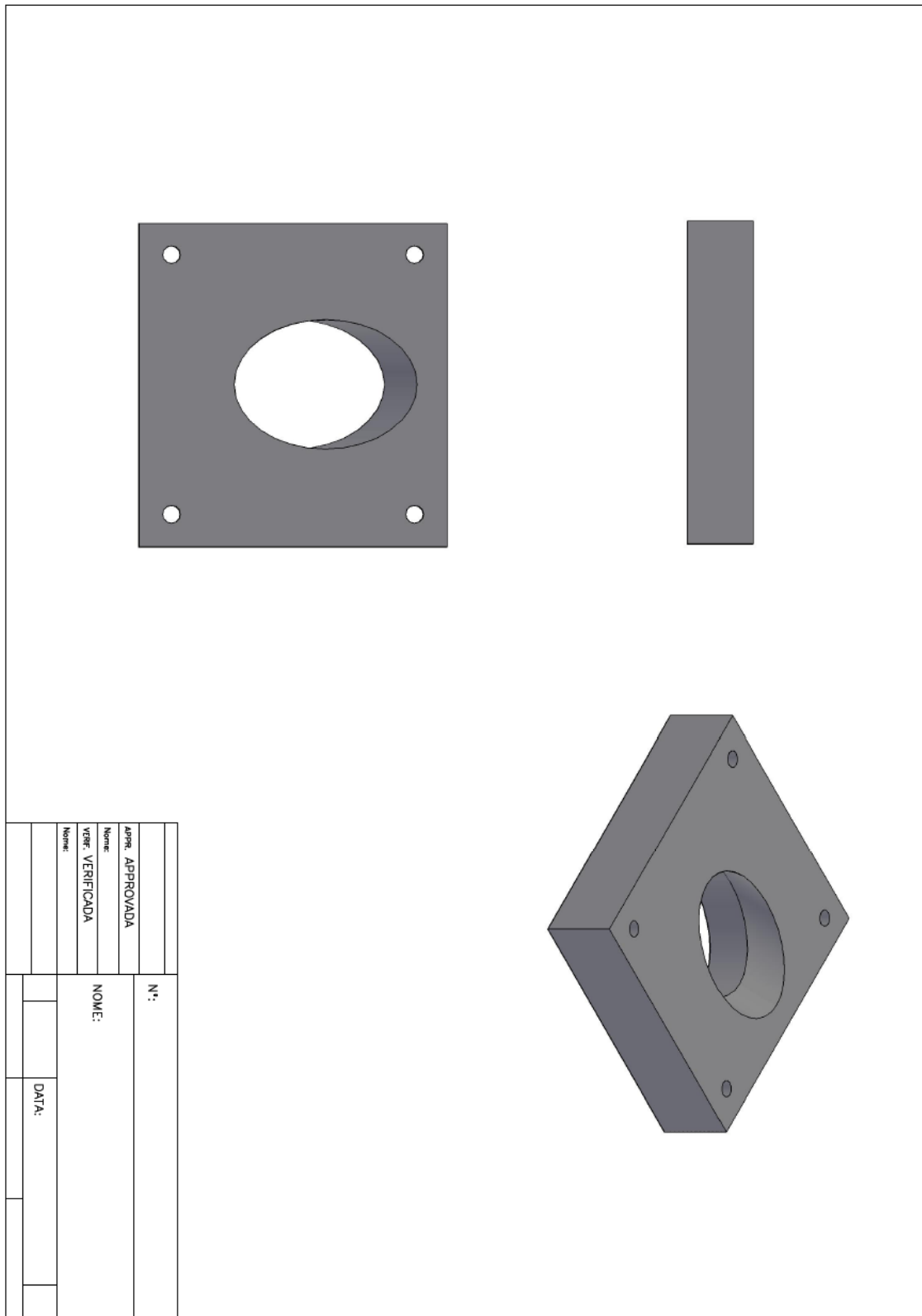
## B4- Peça de topo



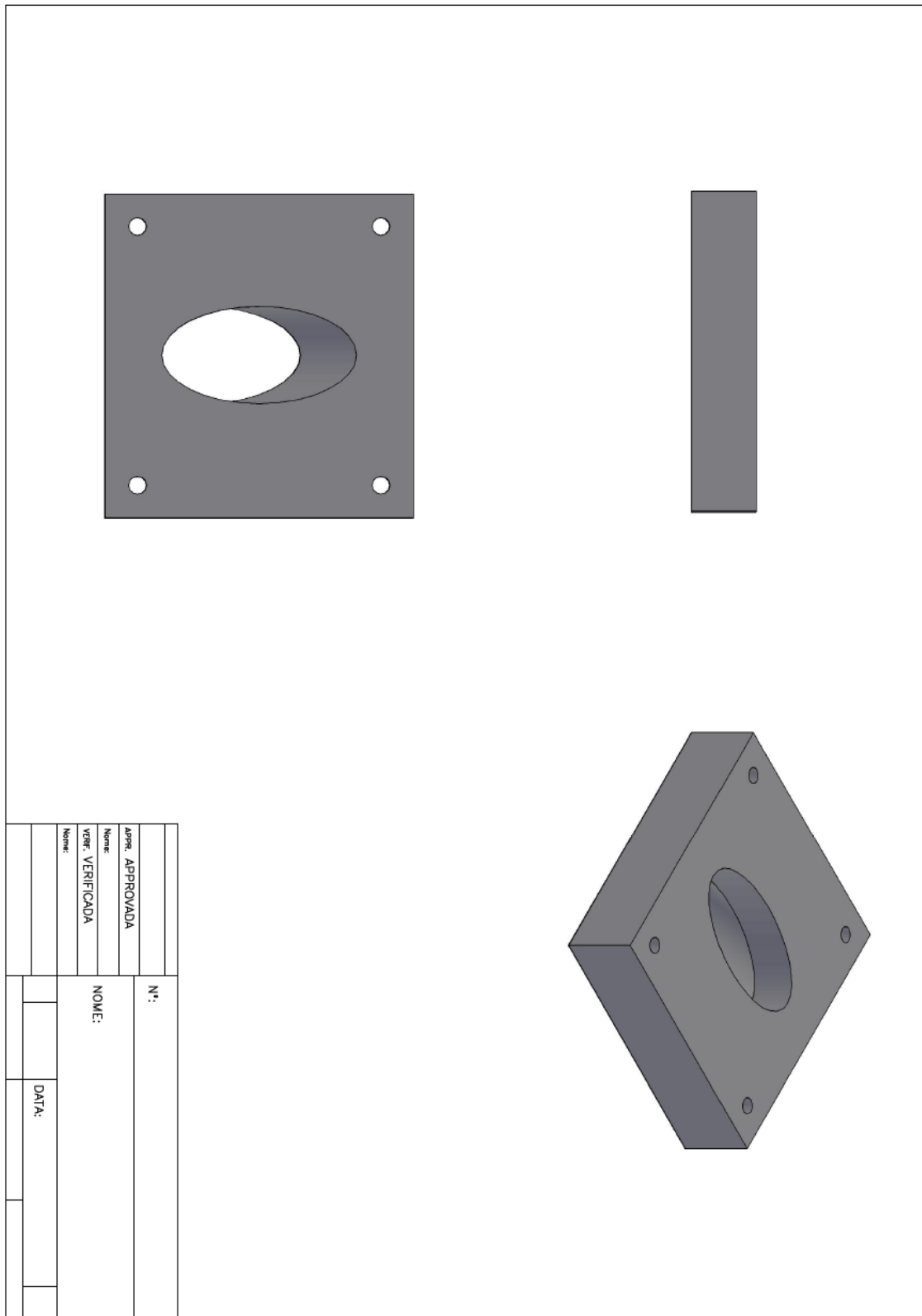
**Figura B.4** – Representação esquemática do topo, peça 4.



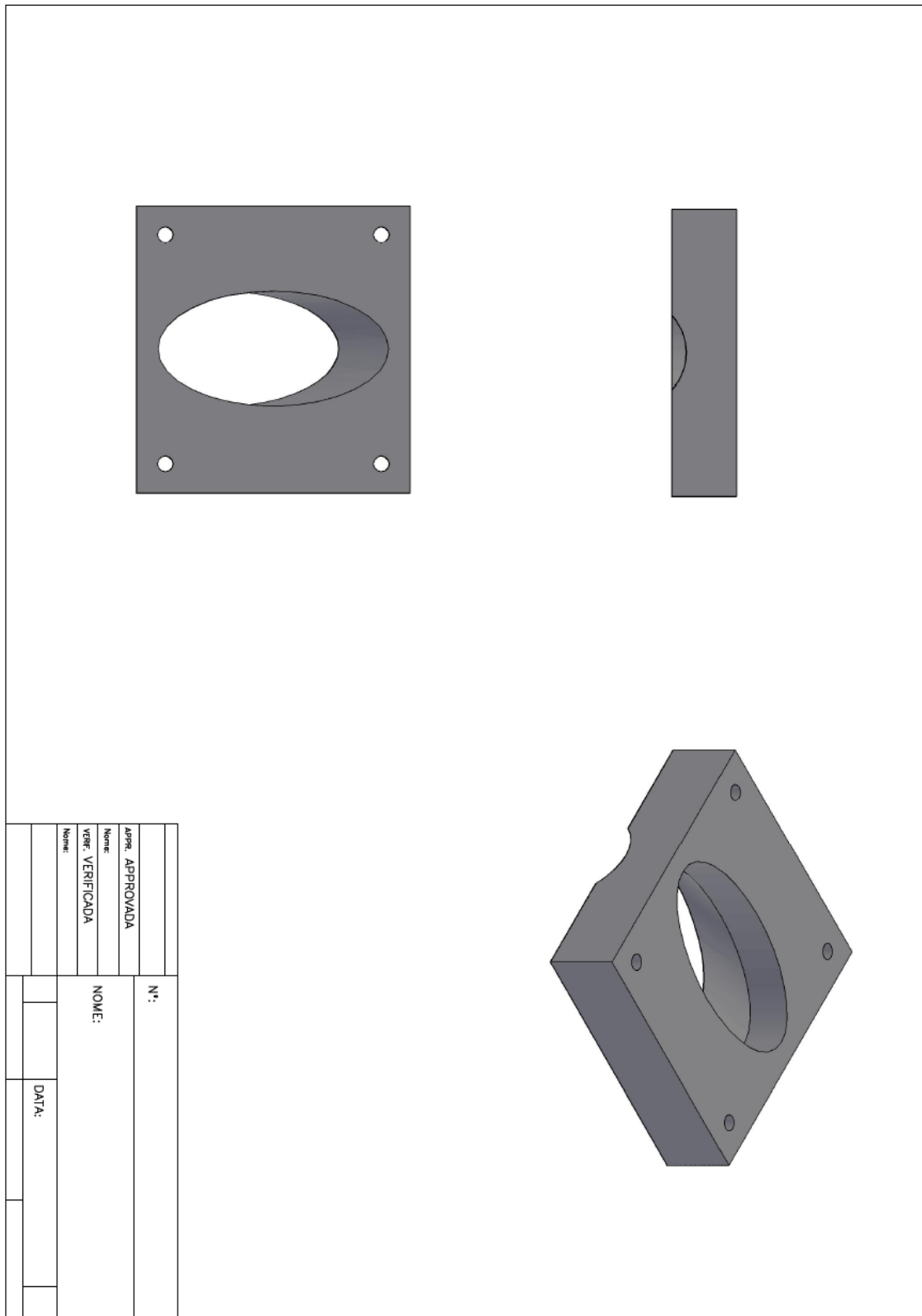




**Figura B6.2** – Representação esquemática da peça de conexão para 40° diâmetro 30 mm, peça 6.

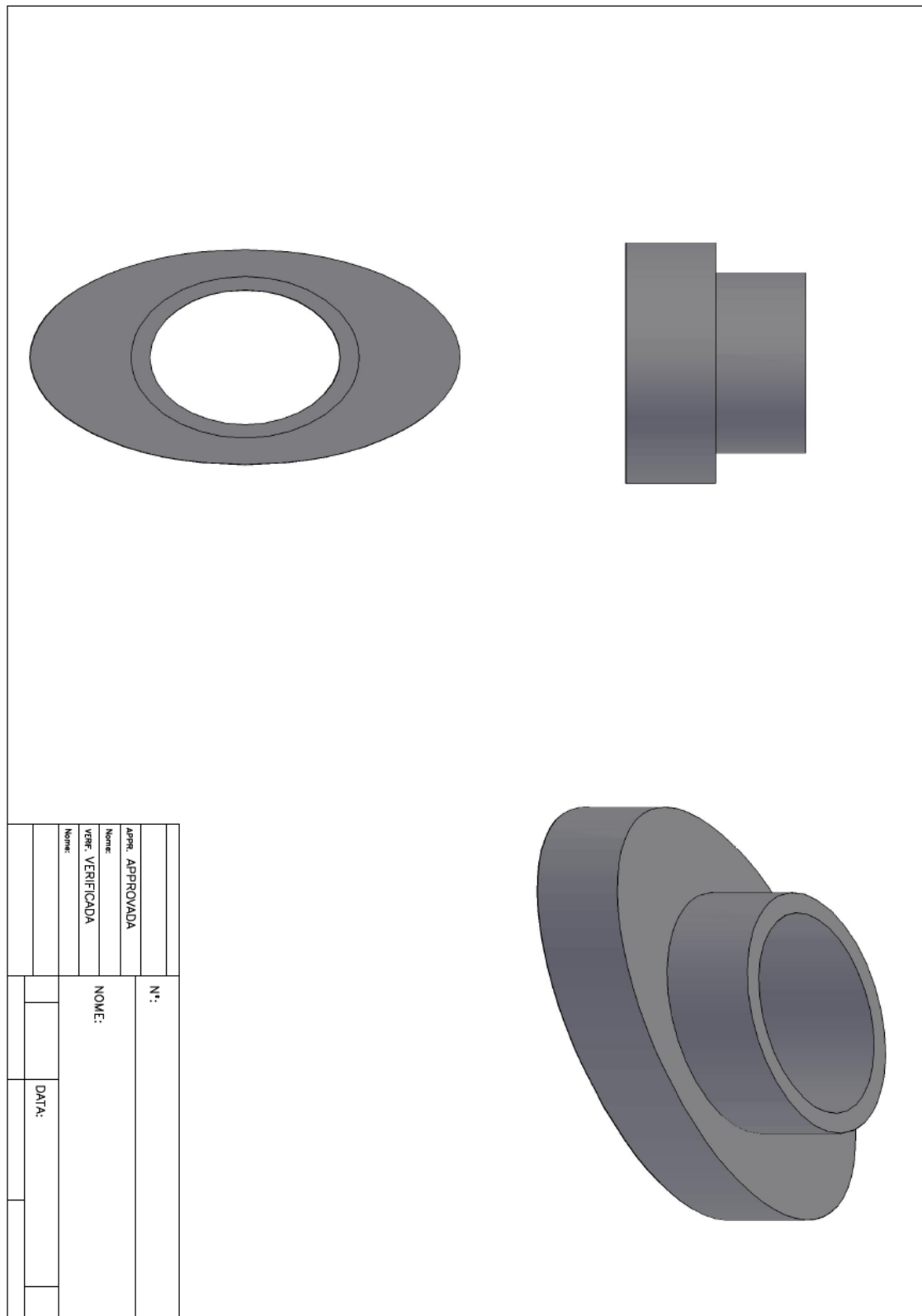


**Figura B6.3** – Representação esquemática da peça de conexão para 60° diâmetro 25 mm, peça 6.

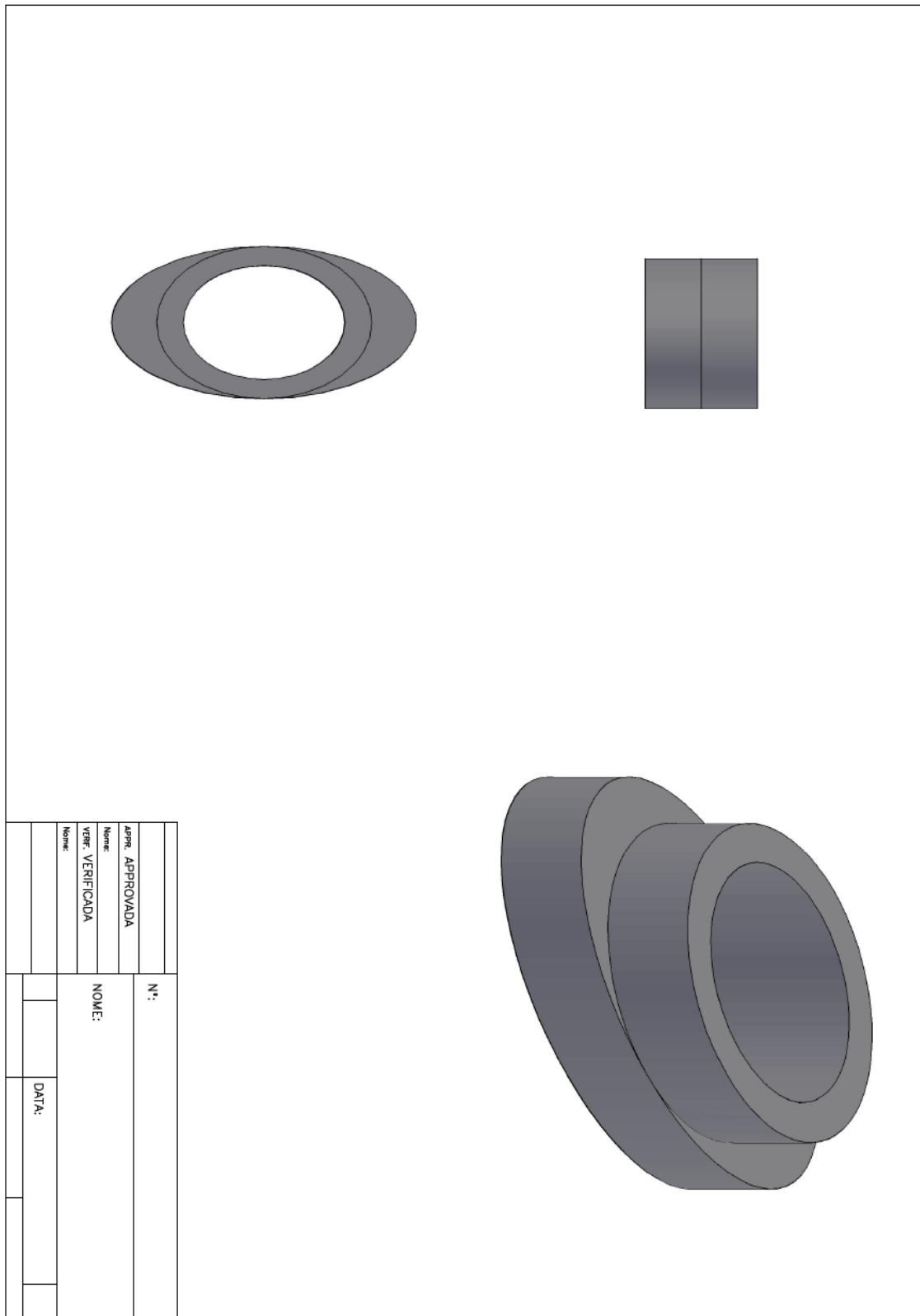


**Figura B6.4** – Representação esquemática da peça de conexão para 60° diâmetro 30 mm, peça 6.

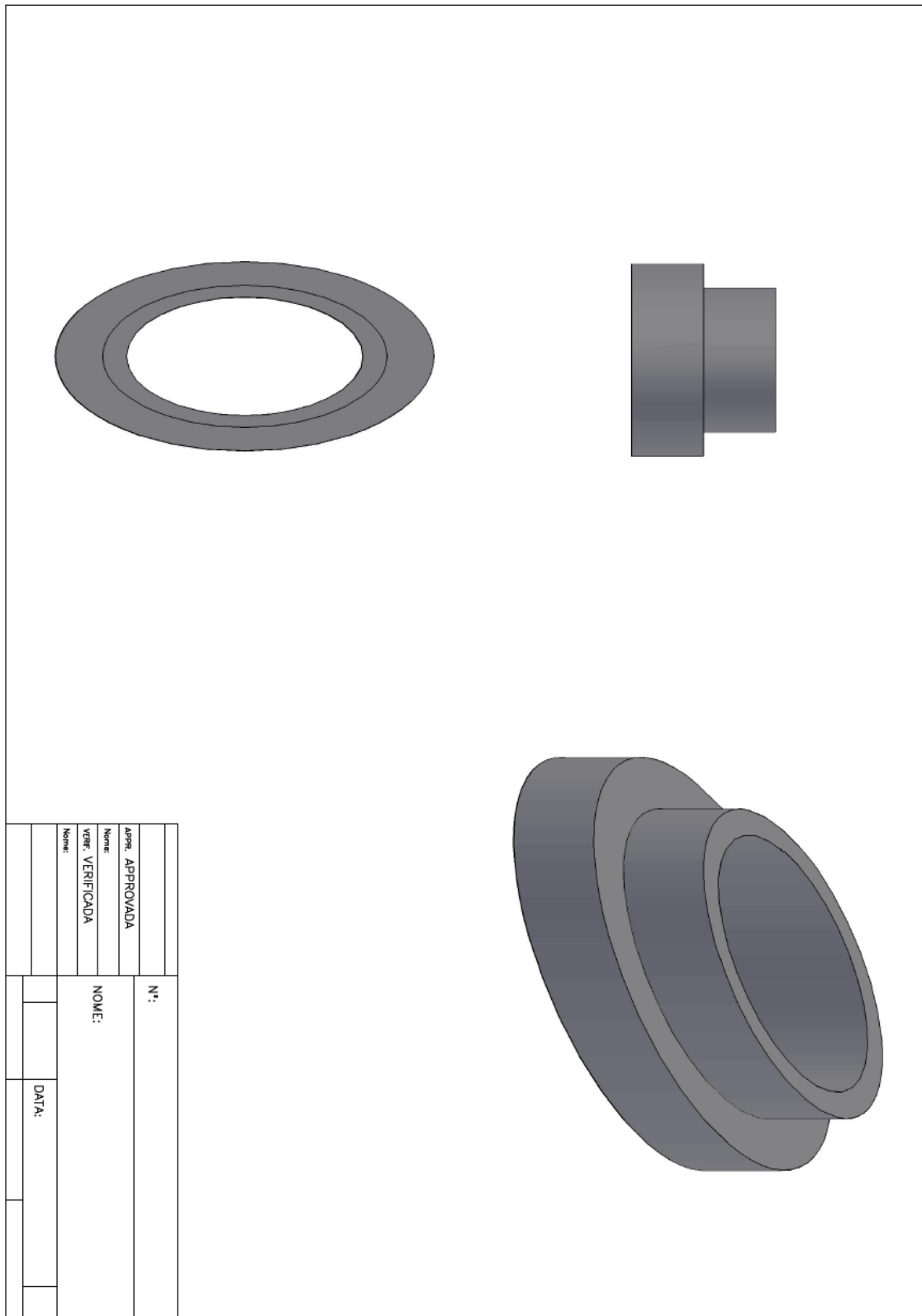
## B7- Peça que garante o diâmetro na peça de conexão



**Figura B7.1** – Representação esquemática da peça que garante o diâmetro na peça de conexão 40° diâmetro 25 mm, peça 7.



**Figura B7.2** – Representação esquemática da peça que garante o diâmetro na peça de conexão 40° diâmetro 30 mm, peça 7.

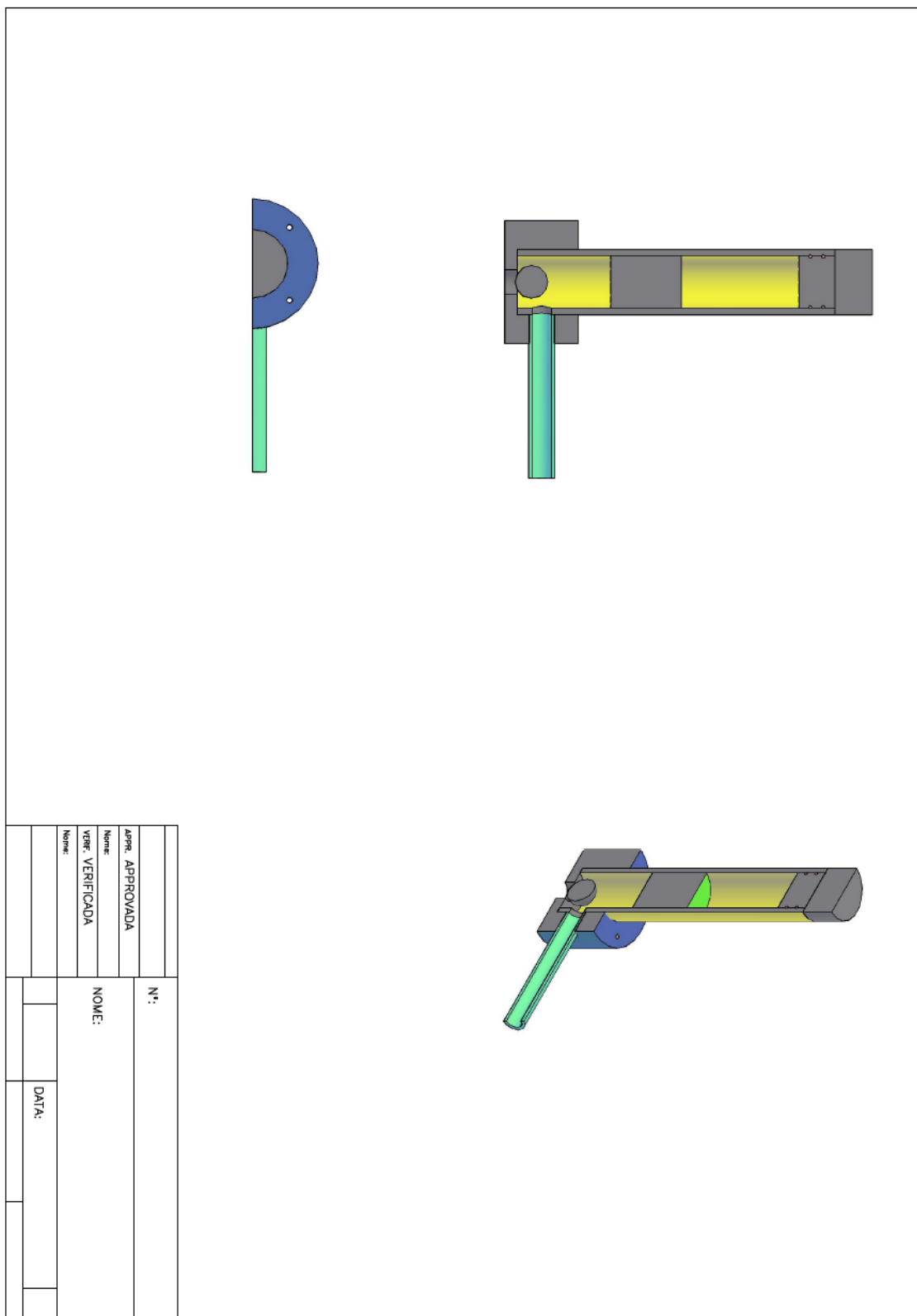


**Figura B7.3** – Representação esquemática da peça que garante o diâmetro na peça de conexão 60° diâmetro 25 mm, peça 7.

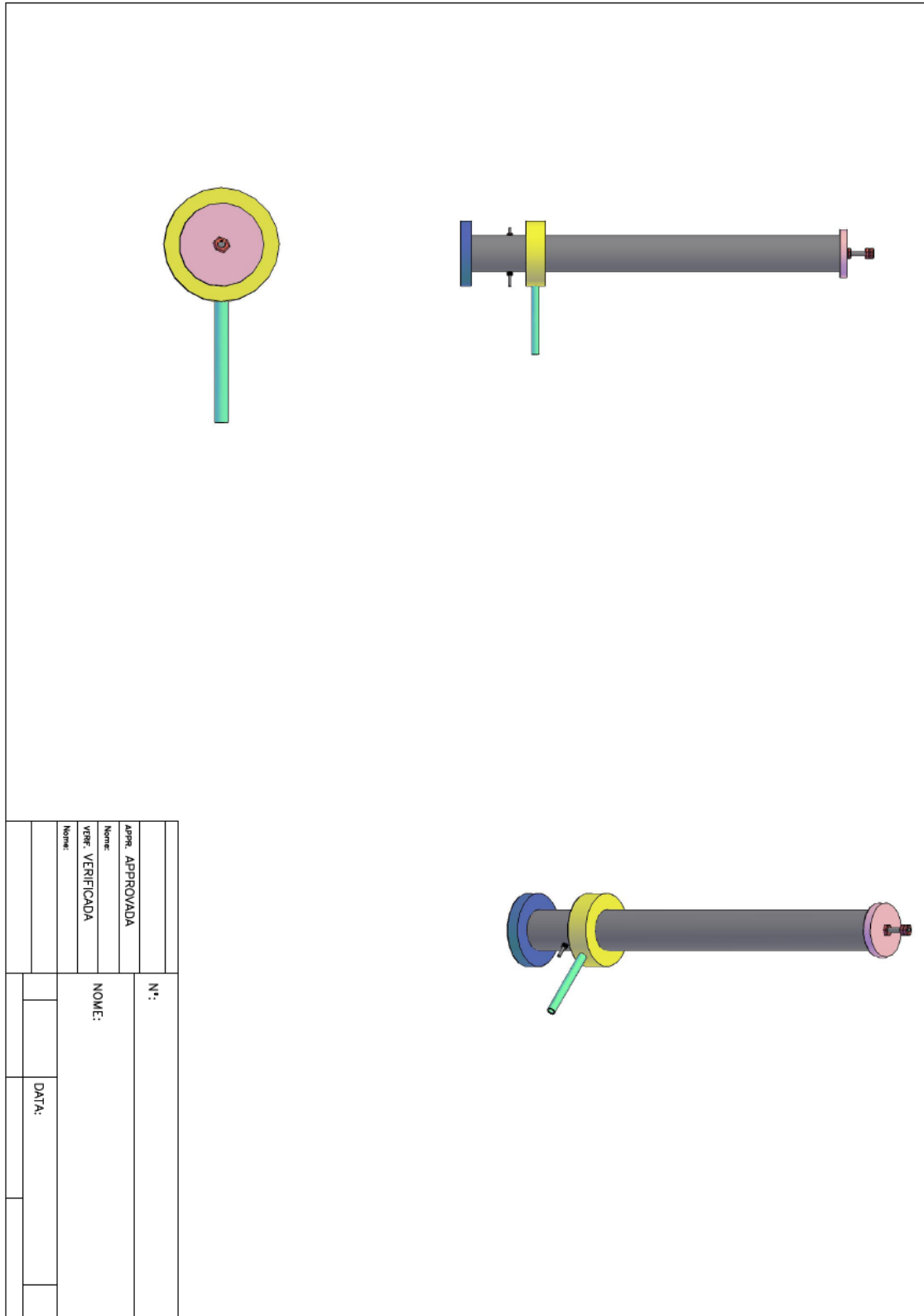




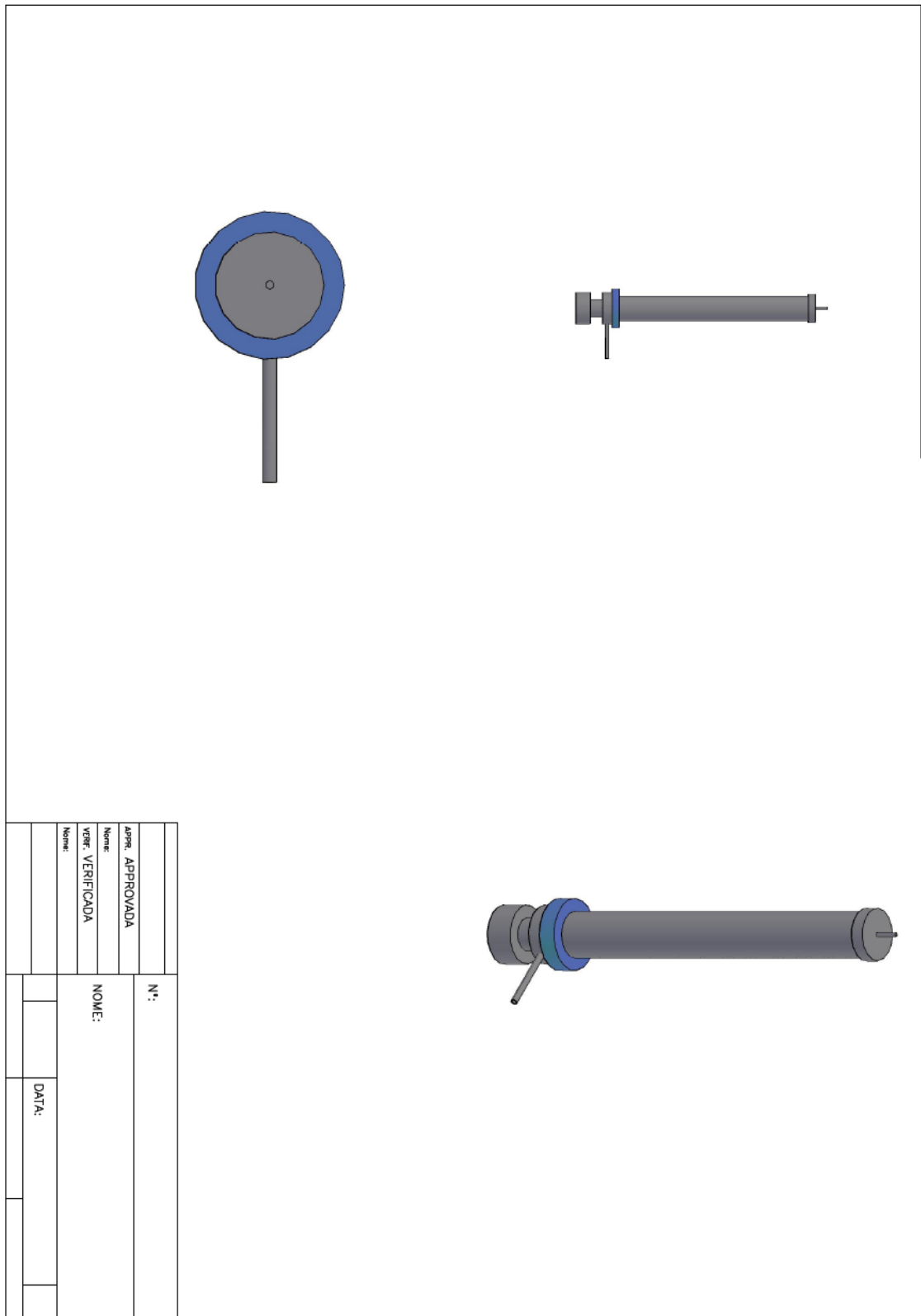




**Figura B9.2** – Representação esquemática da câmara de ar 2, peça 12.

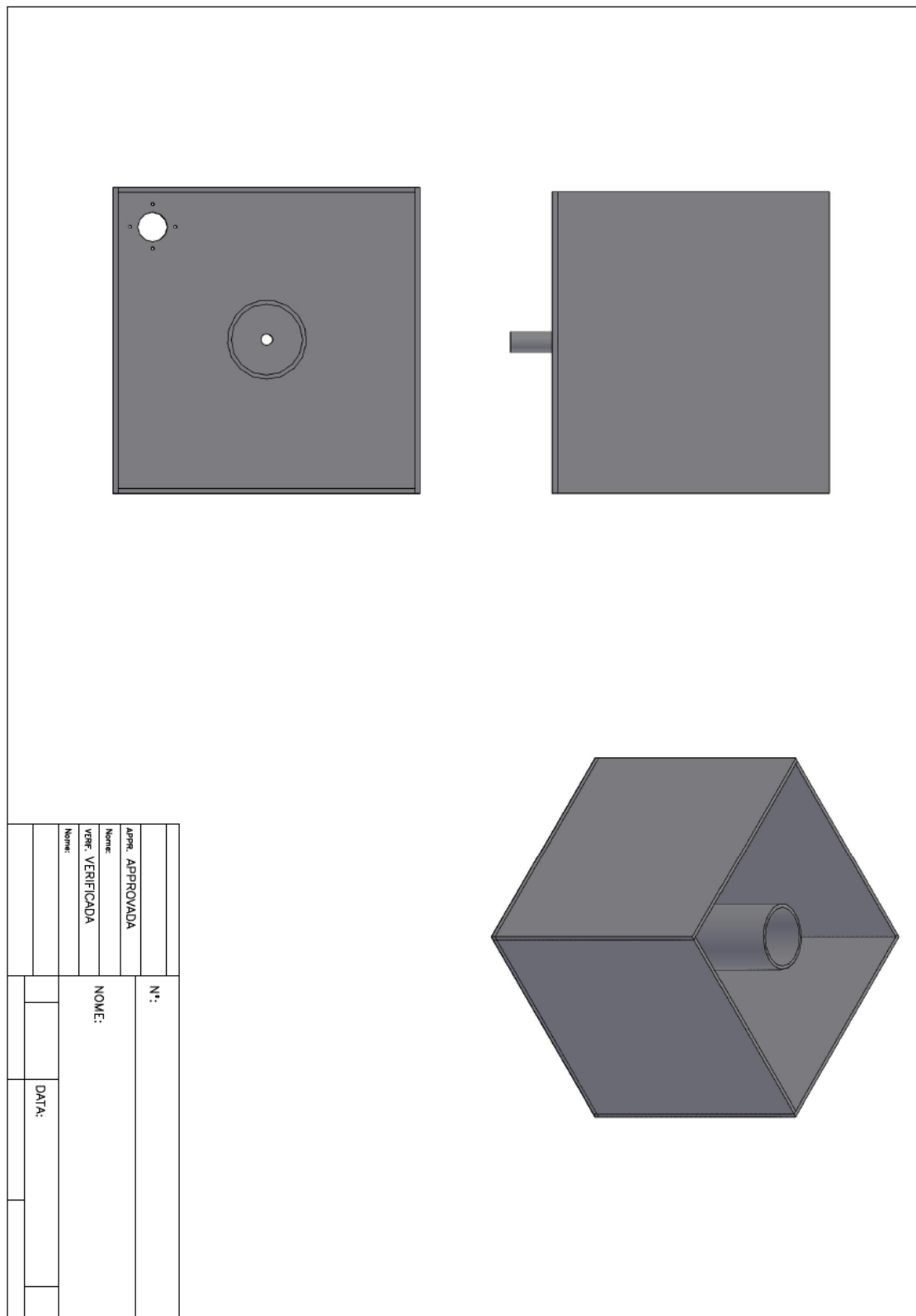


**Figura B9.3** – Representação esquemática da câmara de ar 3, peça 12.



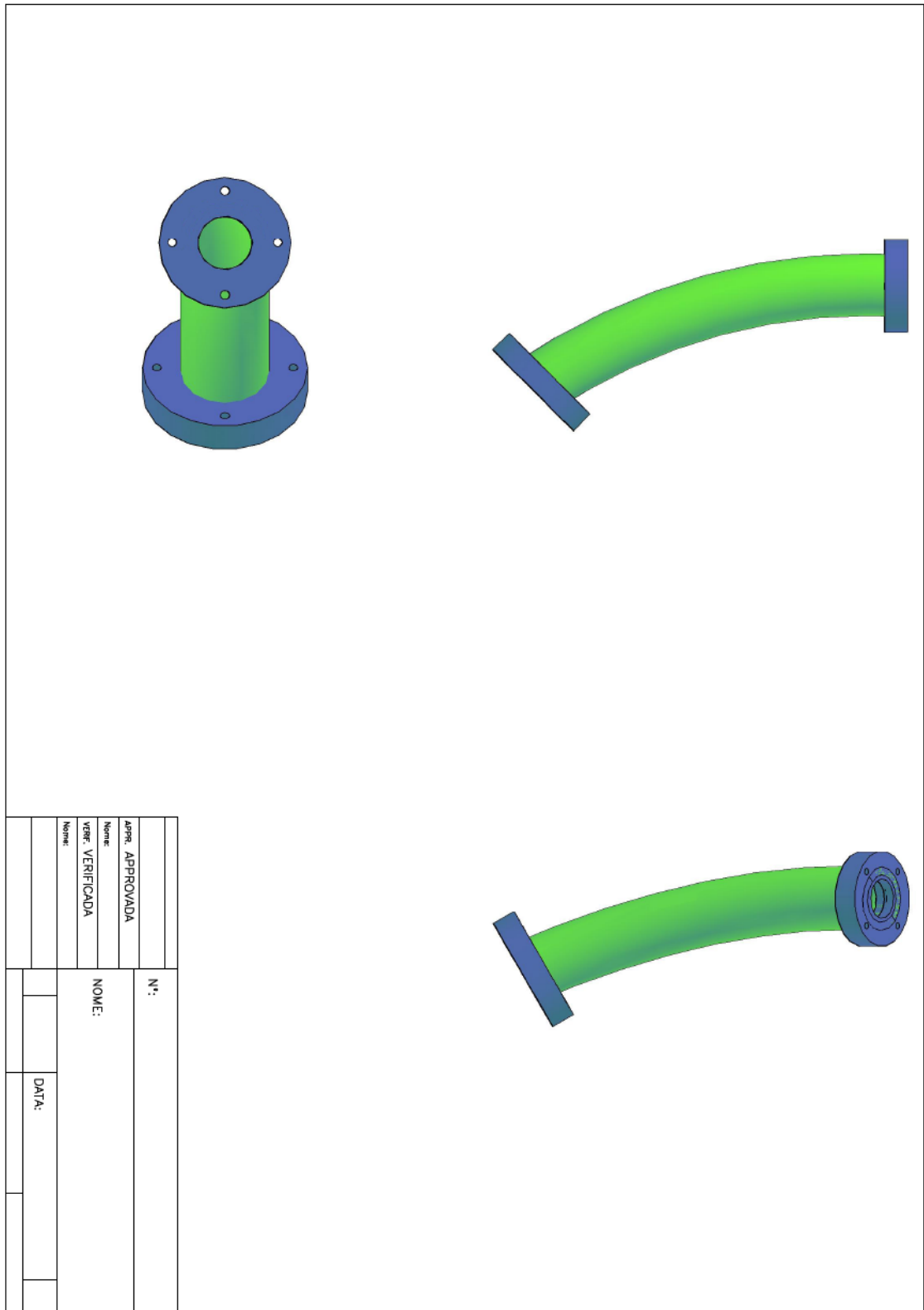
**Figura B9.4** – Representação esquemática da câmara de ar 4, peça 12.

## B10- Depósito de alimentação

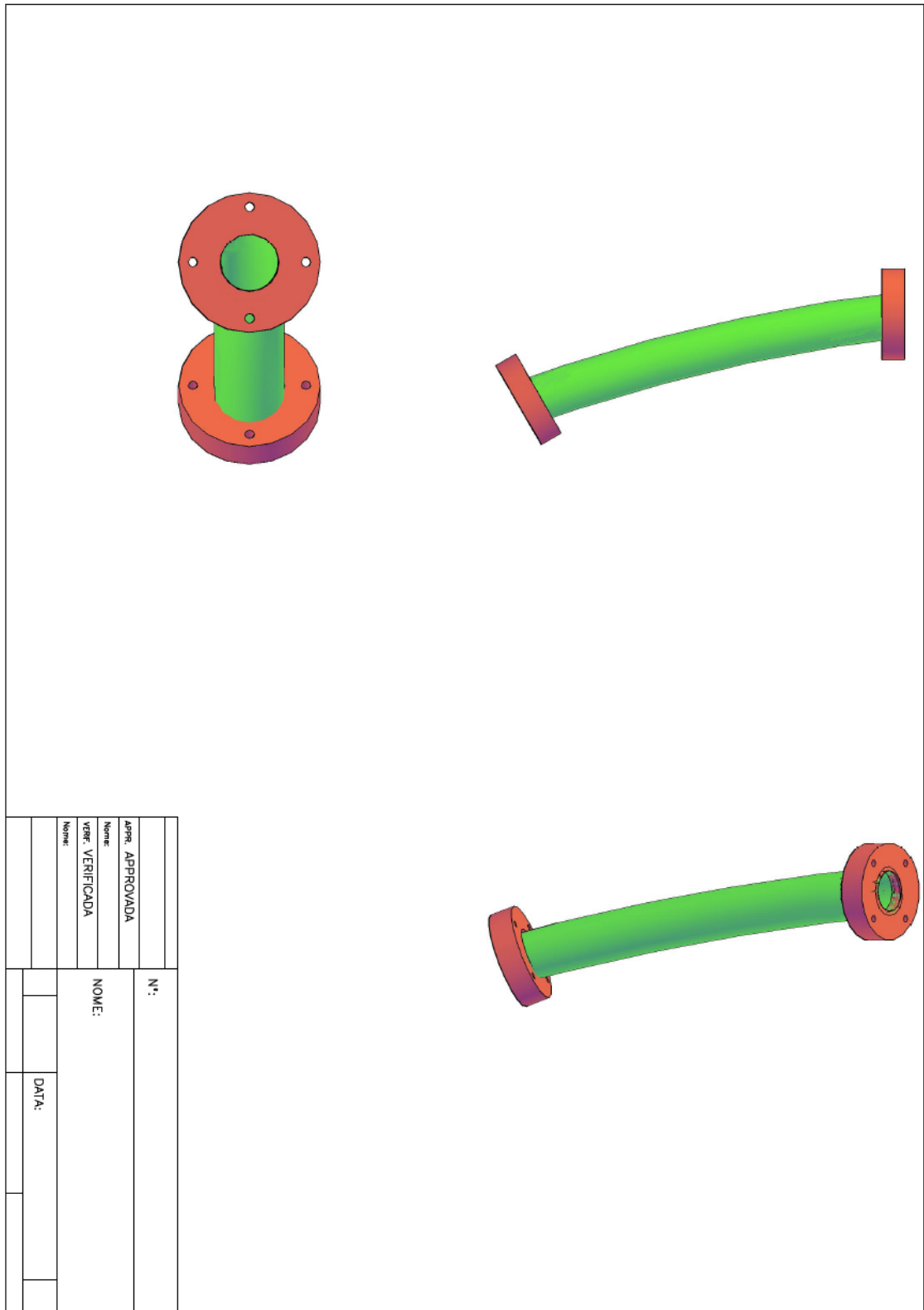


**Figura B.10** – Representação esquemática do depósito de alimentação, peça 13.

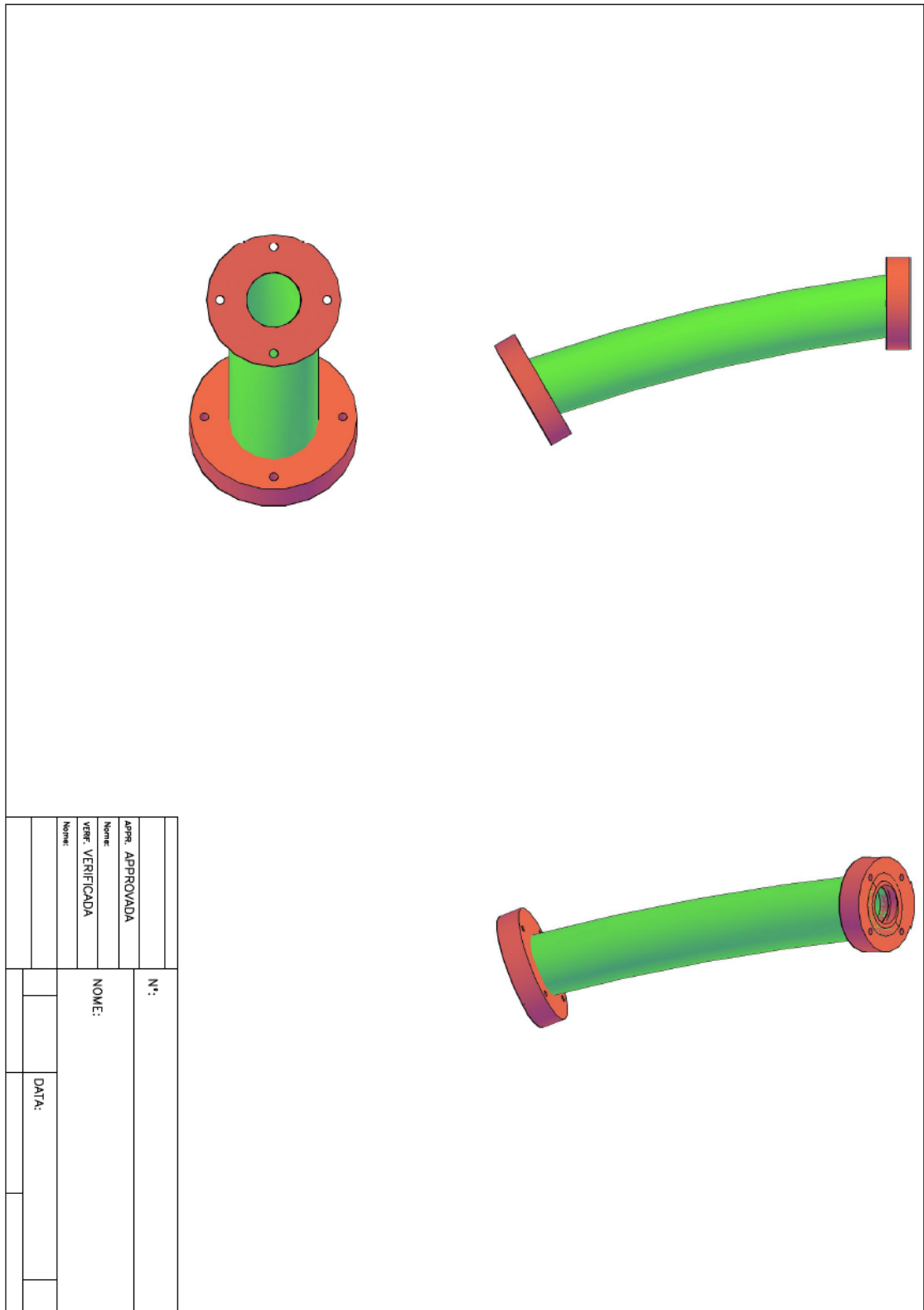




**Figura B11.2** – Representação esquemática da curva de conexão de 40°, diâmetro 30 mm, peça 14.

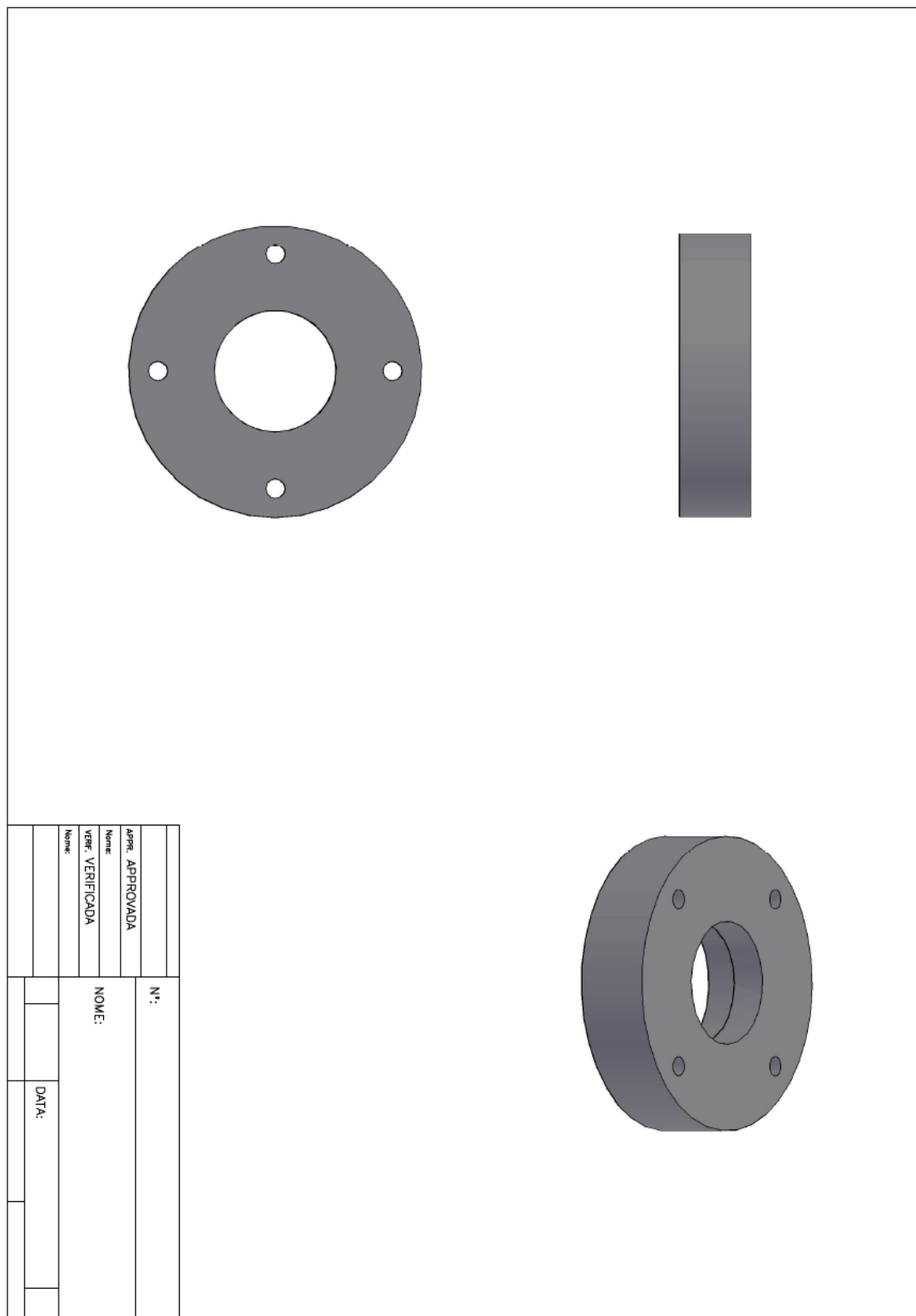


**Figura B11.3** – Representação esquemática da curva de conexão de 60°, diâmetro 25 mm, peça 14.

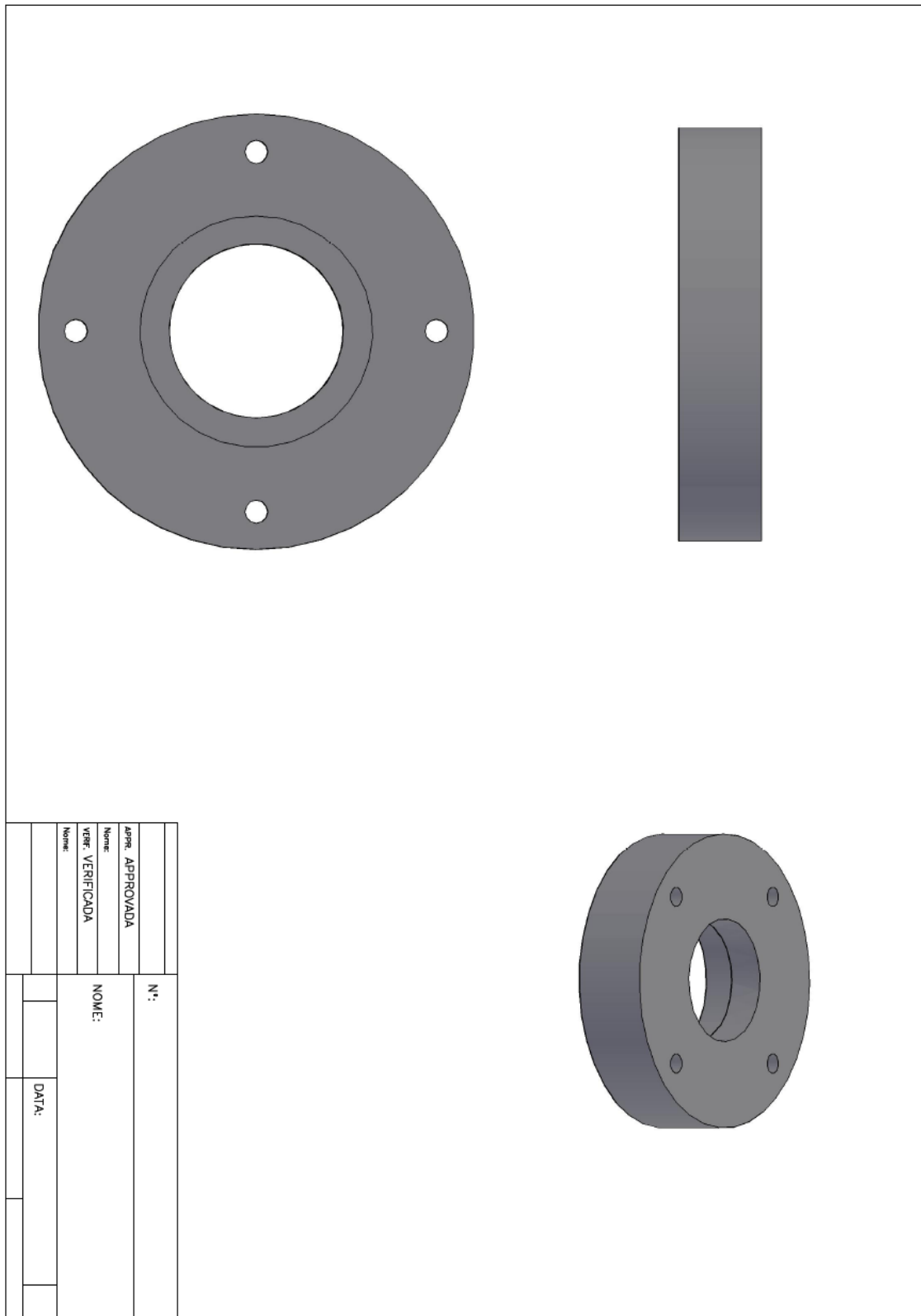


**Figura B11.4** – Representação esquemática da curva de conexão de 60°, diâmetro 30 mm, peça 14.

## B12- Anel de conexão



**Figura B12.1** – Representação esquemática do anel de conexão de 25 mm, peça 15.



**Figura B12.2** – Representação esquemática do anel de conexão de 30 mm, peça 15.

### B13- Carneiro hidráulico

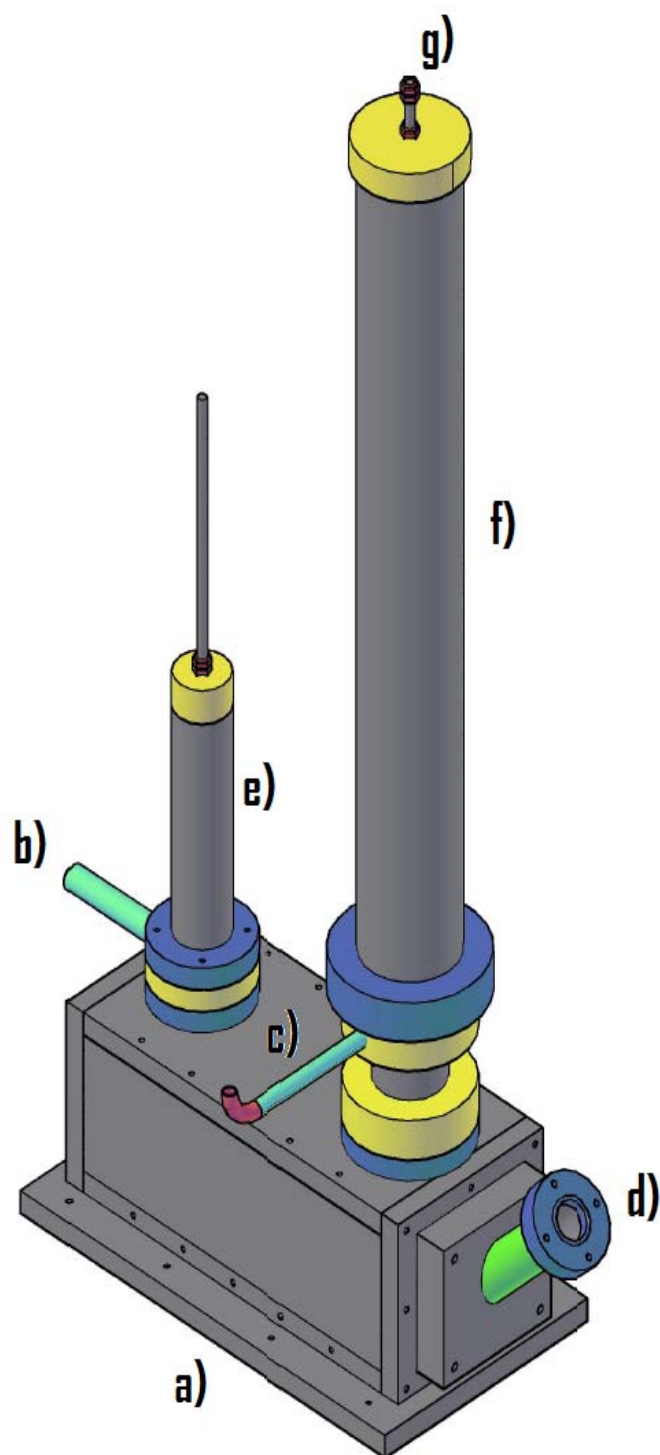
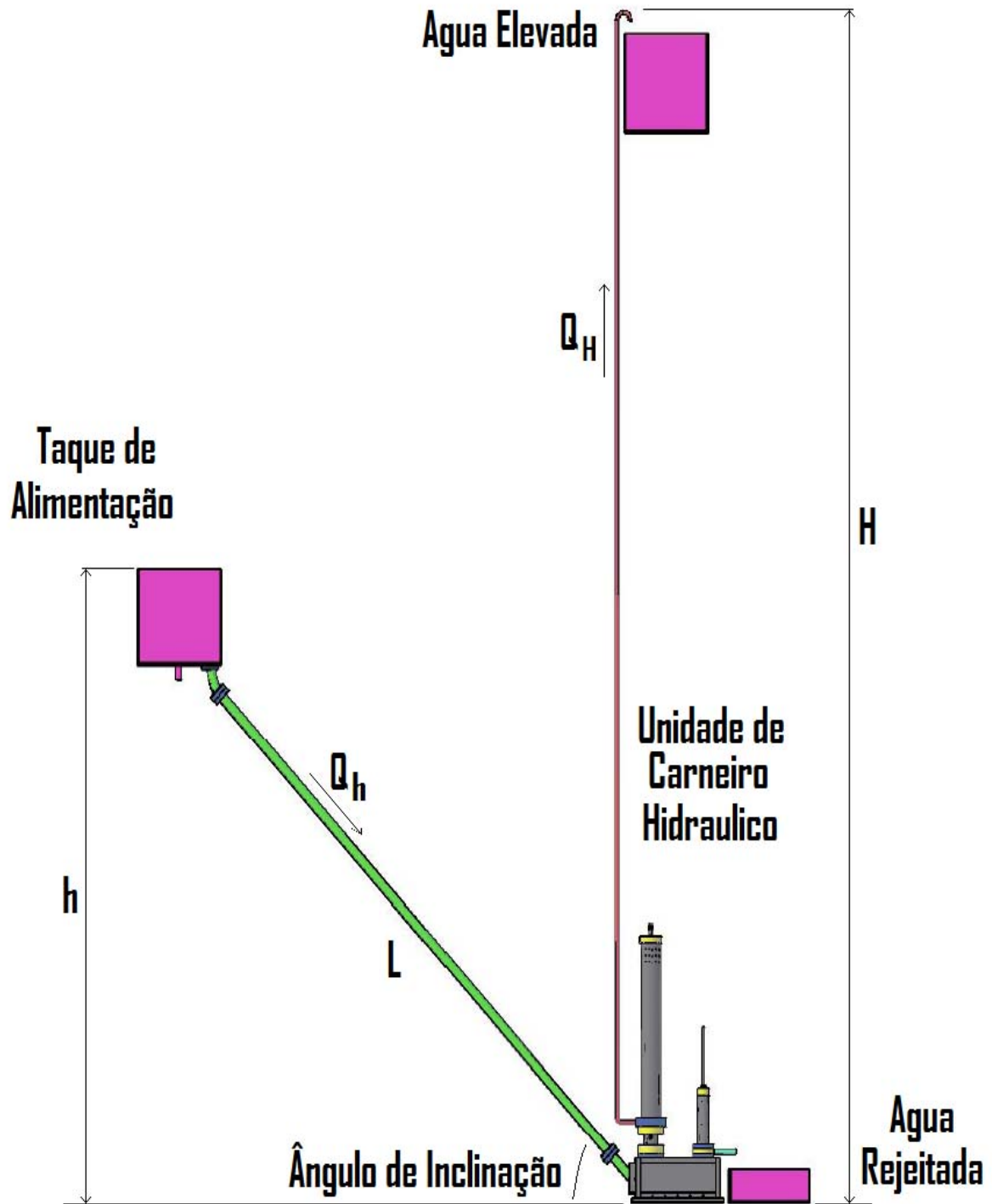


Figura B13 – Representação esquemática do carneiro hidráulico.

**B14- Unidade didáctica Carneiro hidráulico**



**Figura B14** – Representação esquemática de todo o conjunto de bombagem de água por carneiro hidráulico.

## NOMENCULATURA

$AB$	- tubagem de alimentação.
$c$	- celeridade, m/s.
$CD$	- tubagem de entrega.
$D$	- diâmetro interno do tubo, m.
$E$	- módulo de elasticidade do material da conduta $N/m^2$ .
$E$	- espessura do tubo, m.
$E$	- módulo de elasticidade volumétrica do líquido.
$G$	- câmara de ar.
$G$	- gravidade m/s.
$h$	- cota de alimentação.
$H$	- cota de entrega.
$K$	- depósito de alimentação.
$K$	- constante que depende da natureza do tubo.
$L$	- comprimento da conduta.
$N$	- depósito de entrega.
$Q_D$	- caudal de desperdício.
$Q_H$	- caudal de entrega.
$Q_h$	- caudal de alimentação.
$V$	- filtro.
$V_H$	- válvula de entrega.
$V_D$	- válvula de desperdício.

## SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	- ângulo.
$\Delta P$	- sobrepressão gerada.
$v$	- velocidade média da água.
$\rho$	- massa volúmica do fluido $Kg/m^3$ .
$\Psi$	- coeficiente adimensional dependente das características de deformação da conduta e do meio envolvente.
$\eta$	- Eficiência.

## **BIBLIOGRAFIA**

Abate, C. e Brotel, T.A., 2002. Carneiro hidráulico com tubulação de alimentação em aço galvanizado e em PVC. *Scientia Agrícola*, v59, n1, pp 197-203.

Almeida, A. Betânio, 1981. O golpe de aríete em condutas elevatórias: Síntese dos conhecimentos actuais, Memoria nº 550, pp 1-11. Laboratório Nacional de Engenharia Civil. Ministério da Habitação e Obras Públicas, Lisboa.

Ângelo, Hugo., Carrolo, João., Beira, Ricardo, 2002. Introdução ao SolidWorks. Instituto Superior Técnico.

Ângelo, Hugo., Carrolo, João., Beira, Ricardo, 2002. Introdução ao AutoCad. Instituto Superior Técnico.

Camargo, Luiz A., 1991. O golpe de aríete em condutas: Análise pelo método das características. Trabalho apresentado no XVI encontro de Engenheiros de Assistência Técnica.

Castillo, U.M., 1987. "Teoría del Golpe de Aríete y sus Aplicaciones en Ingeniería Hidráulica" – Limusa, México.

Filipan, Veljko., Virag, Zdravko., Bergant, Anton, 2003. Mathematical Modelling of a Hydraulic Ram Pump System. *Journal of Mechanical Engineering*, v49 (3), pp 137-149.

Carlos A.G de Moura Branco, *Mecânica dos materiais*, Fundação Calouste Gulbenkian.

Filho, G. e Viana, A., 1996. Carneiro hidráulico, o que é e como construí-lo. Escola federal de Engenharia de Itajubá, LHPGH.

Massey, B.S., 2002. *Mecânica do Fluidos*. F.C.Gulbenkian. Lisboa.

Quintela, A. C., 2005. *Hidráulica*. Cap. 10. F. C. Gulbenkian, 9ª edição, Lisboa.

Streeter, V.L. e Wylie, E.B. - "Fluid Transients" - Feb Press, Ann Arbor, 1985.

Zanini, J. R e Beduschi, L. C., 1991. Elevação de água por aríete hidráulico e bomba de pistão accionada por roda de água. Editora Funesp.