

Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica



Produção Assistida por Computador

Conceção E Fabrico De Uma Pequena Bomba De Água

Docentes: Carla Machado

Miguel Machado

Henrique Silva n.º 50425

Rodrigo Valente n.º 49897

Rui Gonçalves n.º 50393

Volume 1/2



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

dezembro, 2020

[Esta página foi intencionalmente deixada em branco]

Agradecimentos

A concretização deste trabalho não teria sido possível sem a ajuda imprescindível de professores e estudantes, os quais gostaríamos de agradecer.

À Professora Doutora Carla Machado pelo apoio incondicional, motivação, disponibilidade, conselhos e amizade ao longo de todo o semestre. Temos a certeza de que sem esses elementos os nossos objetivos não teriam sido cumpridos.

Ao Professor Doutor Miguel Machado pelas sugestões e críticas construtivas, apoio incansável no uso do centro de maquinação, e pela apresentação de soluções quando as mesmas resistiam em não aparecer.

Ao Sr. Campos e Sr. Paulo, que deram apoio técnico no Laboratório de Tecnologias e mostraram sempre o caminho mais fácil para atingir o fim.

Ao Professor Doutor Bruno Soares que facultou uma das suas impressoras 3D para a impressão de algumas peças e deu apoio na interpretação de desenhos técnicos como também no processo de manufatura aditiva.

Por último, ao Valdemar Duarte e Tiago Rodrigues pela ajuda na manipulação de algumas ferramentas e pelas suas opiniões que ajudaram a solucionar os problemas de outra forma.

Resumo

O principal objetivo do presente projeto foi o de planear e fabricar uma bomba de água de dimensões reduzidas.

Numa primeira fase selecionou-se o tipo de bomba de água mais adequado, optando-se pela dinâmica centrífuga de fluxo radial. Dimensionaram-se todos os seus componentes de forma rigorosa para garantir o correto funcionamento.

Posteriormente, procedeu-se à modelação dos diversos componentes e à sua correta montagem funcional usando o *software SolidWorks*. Realizou-se um estudo da capacidade e performance da bomba, através da simulação do comportamento do fluido, através do módulo *SolidWorks Flow Simulation*.

Foram utilizados dois processos de fabrico para a produção dos diferentes componentes: manufatura aditiva (impressão 3D) e maquinação. Toda a informação relativa a esta matéria foi descrita nos planos de processo.

Prepararam-se os componentes para a produção e foi realizado o *G-Code* a implementar na CNC com auxílio do programa *AutoCAD*. Foi ainda realizada uma estimativa dos custos das diversas operações e do material adquirido.

Após todas as peças terem sido fabricadas de acordo com os planos de processo e os componentes normalizados comprados, procedeu-se à sua montagem. A verificação de que efetivamente a bomba hidráulica funcionava e cumpria os requisitos foi realizada experimentalmente.

Os ensaios finais foram realizados no Laboratório de Tecnologias tendo a bomba cumprido o requisito estabelecido de 20L/min a 1 m de altura manométrica.

Este projeto permitiu a aprendizagem intensa de características cruciais na Engenharia tais como o *Design for Manufacturing*, persistência, capacidade critica e questionar diferentes soluções para um mesmo problema.

Keywords: Bomba de Água, Produção Assistida por Computador, CNC, Impressão 3D, Projeto e Engenharia Mecânica

Índice

Índice	v
Índice de Figuras	vii
Índice de Tabelas	viii
1. Introdução	1
2. Dimensionamentos.....	2
2.1.Escolha do Tipo de Bomba	2
2.2.Rotor	4
2.2.1.Dimensões do Rotor	5
2.2.2.Cavitação	7
2.3.Voluta	8
2.3.1.Dimensões da Voluta	9
2.3.2.Método de Fabrico	10
2.4.Veio	10
2.5.Tampa	11
2.6.Simulação	11
2.6.1.Análise a 1000 RPM	12
2.6.2.Análise a 3000 RPM	14
2.7.Fabrico CNC da Tampa	14
2.9.Análise de Custos	17
3. Montagem Funcional	20
4. Ensaio Experimental	22
5. Perspetivas Futuras	24
6. Conclusão	25

7. Bibliografia	26
8. Anexos.....	1
8.1. Anexo A	1
8.2. Anexo B	2
8.3. Anexo C	3
8.4. Anexo D	4
8.5. Anexo E.....	5
8.6. Anexo F	6
8.7. Anexo G	7

Índice de Figuras

Figura 2.1- Principais tipos de Bombas Hidráulicas..	2
Figura 2.2 - Elementos principais de uma bomba.	3
Figura 2.3 - Principais tipos de rotor para bombas centrífugas: (a) Aberto (b) Semiaberto e (c) Fechado	4
Figura 2.4 - Tipos de pás do rotor de acordo com a velocidade específica. Fonte: Hydraulic Institute	6
Figura 2.5 - Distribuição de velocidade ao longo da voluta. [8]	8
Figura 2.6 – a) Primeira secção da voluta e b) última secção da voluta.	9
Figura 2.7 - Perfil de a) pressão e b) velocidade para uma velocidade de 1000 RPM.	12
Figura 2.8 - Perfil de a) pressão e b) velocidade para uma rotação de 3000 RPM	13
Figura 2.9 -Gráfico do caudal e pressão em função da velocidade de rotação	16
Figura 3.1 – Montagem funcional da bomba de água.	19
Figura 4.1 – <i>Setup</i> experimental	21
Figura 8.1 - Classificação dos principais tipos de bomba.	A
Figura 8.2 – Características do rolamento externo do veio [18].	B
Figura 8.4 - Características dos anéis de retenção do veio [20]	D
Figura 8.5 - Características parafusos M4 [21].	E
Figura 8.6 - Características das porcas M4 [22].	F
Figura 8.7 - Características das anilhas M4 [23]	G

Índice de Tabelas

Tabela 2.1– Diversas características a ter em conta em conta no projeto de um rotor.....	6
Tabela 2.2 – Erro relativo do valor de caudal para dois ensaios	15
Tabela 2.3 – Custos associados ao projeto da bomba de água	17

1. Introdução

Este projeto tem como principais objetivos o planeamento e fabrico de uma pequena bomba de água capaz de debitar 20 litros de água por minuto, a uma altura de 1 metro.

Desde as suas primeiras origens (2000 anos A.C.)[1] as bombas de água têm tido um papel fundamental no dia-a-dia. Mesmo hoje, movimentam cerca de 50 mil milhões euros a nível mundial. [2]

A ideia principal do projeto é conceção de uma bomba água que satisfaça os requisitos necessários para a qual foi definida, ao menor custo possível, com recurso a diferentes tecnologias e esteticamente apelativa. Para que fosse seja possível recorreu-se um centro de maquinaria CNC, programação e ainda sistemas CAD/CAM.

Pretende-se com este objeto mostrar a multidisciplinaridade dos processos utilizados e obter um produto funcional, seguro, confiável, competitivo e manufaturável.

Tendo em vista o desafio proposto procedeu-se a uma divisão das várias etapas a percorrer para uma melhor identificação do trabalho a realizar. Este planeamento passa por reconhecimento das diversas especificações por parte do cliente, geração de ideias, identificação da melhor solução, conceção do objeto, geração de toda a documentação necessária para o seu fabrico e posterior teste.

A equipa do projeto é composto por três elementos dotados de todas as capacidades necessárias para a concretização do projeto, tendo em vista a satisfação total do nosso cliente. A equipa de projeto é constituída por três alunos finalistas do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica pela Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa.

2. Dimensionamentos

2.1. Escolha do Tipo de Bomba

A tecnologia Hidráulica possui uma aplicação bastante diversa no mundo industrial estando já bastante desenvolvida e estudada. Existem diversos tipos de bombas como pode ser visualizado no Anexo A. Para o projeto em causa, será dado um maior ênfase às bombas hidráulicas com maior aplicação nesta área, apresentadas na Figura 2.1.

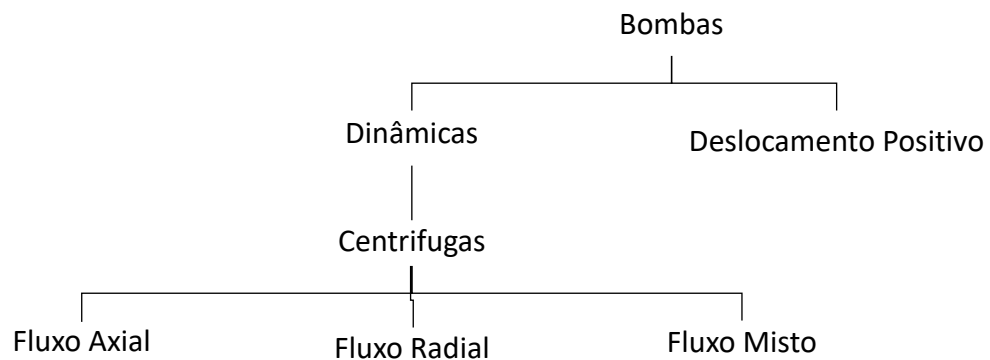


Figura 2.1- Principais tipos de Bombas Hidráulicas. Fonte: Hydraulic Institute.

As bombas de deslocamento positivo fornecem em cada ciclo um volume exato de fluido dependendo da sua geometria e velocidade de rotação, conseguindo criar pressões muito elevadas. As bombas dinâmicas mantêm um fluxo constante de fluido e operam impondo velocidades elevadas ao mesmo. [3]

A diferença principal reside na habilidade das bombas de deslocamento positivo moverem o fluido sempre à mesma velocidade, independentemente da pressão do fluido à entrada, ao contrário das de dinâmica.

Com vista a atingir os objetivos em causa, decidiu-se projetar uma bomba dinâmica centrífuga de fluxo radial. Este tipo de bomba é capaz de providenciar um leque variado de fluxos tendo em conta diversas pressões de entrada e rotação, característica que as coloca como escolha primordial na indústria Hidráulica. A simplicidade da sua forma permite que seja fabricada com recurso a diferentes processos. Apresenta um aumento considerável na sua performance quando o líquido no seu interior é água. É uma solução compacta e que permite uma manutenção fácil.

Princípio básico de funcionamento de uma bomba centrífuga

A função principal de uma bomba hidráulica é adicionar energia a um fluido (aumentando-lhe a pressão) com o objetivo de transportar o mesmo de um ponto para o outro através de um sistema de tubos [4]. Esta pressão é criada a partir da conversão de energia cinética do fluido em energia de pressão.

Uma bomba hidráulica é composta normalmente por quatro componentes principais: voluta, rotor, veio e um bocal de sucção. O rotor liga-se ao veio o qual será acionado por uma força motora, neste caso um berbequim. Por sua vez, estes serão encaixados no interior da voluta e fechados por um bocal de sucção.

O fluido entra através da zona de sucção, em direção ao olho do rotor e fica preso nas suas lâminas que irão rodar e dar velocidade ao fluido (componente axial permanece inalterada), movimentando-o para as extremidades das pás. Estas mudanças de velocidades criam uma zona de baixa pressão no olho do rotor, o que permite a água entrar para o seu interior. No entanto, à medida que o fluido percorre a voluta a sua velocidade diminui e a pressão aumenta, de acordo o princípio de Bernoulli. Este fenómeno é resultado do aumento da secção transversal da voluta sendo que realiza ainda a exaustão do fluido, pelo bocal de descarga, como representado na Figura 2.2 [4].

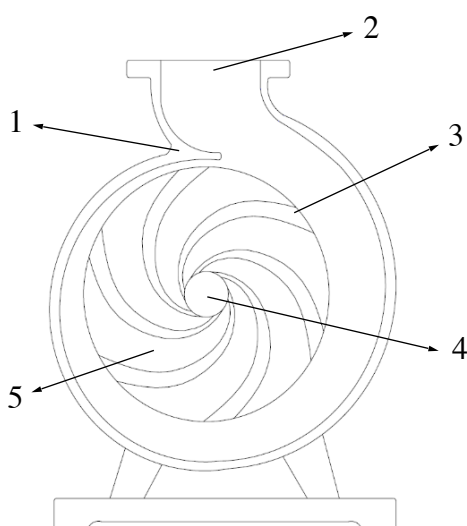


Figura 2.2 - Elementos principais de uma bomba. Fonte: Lowara
Nomenclatura: voluta (1), bocal de descarga (2), pás do rotor (3), olho de sucção (4), rotor (5).

2.2. Rotor

A escolha e respectivo dimensionamento do rotor é considerado o ponto nuclear e com maior importância quando considerado o projeto de uma bomba de água. Será este elemento que permite a conversão da energia mecânica em energia de pressão (energia contida em cada unidade do fluido) [5], determinando diretamente a capacidade de transporte e performance da bomba centrífuga. O correto projeto deste componente determina o sucesso e a eficiência de toda a operação.[6]

Os materiais mais comuns no fabrico de rotor normalmente são: aços inoxidáveis, titânio, ferro ou bronze fundido. No entanto, optou-se pelo uso de um polímero com recurso à Manufatura Aditiva. Esta escolha justifica-se pela complexidade da peça, a facilidade de acesso ao equipamento necessário, rapidez do processo e o seu custo reduzido. O filamento mais utilizado para impressão é o PLA (Poliácido Láctico), no entanto, o PETG (Polietileno Tereftalato Glicol) foi a matéria prima eleita. Dada as condições de funcionamento do rotor seria necessário um material com maior resistência mecânica, temperaturas de trabalho maior e impermeabilidade à água [7].

Existem três tipos principais de rotores: aberto, semiaberto e fechado como representado na Figura 2.3.

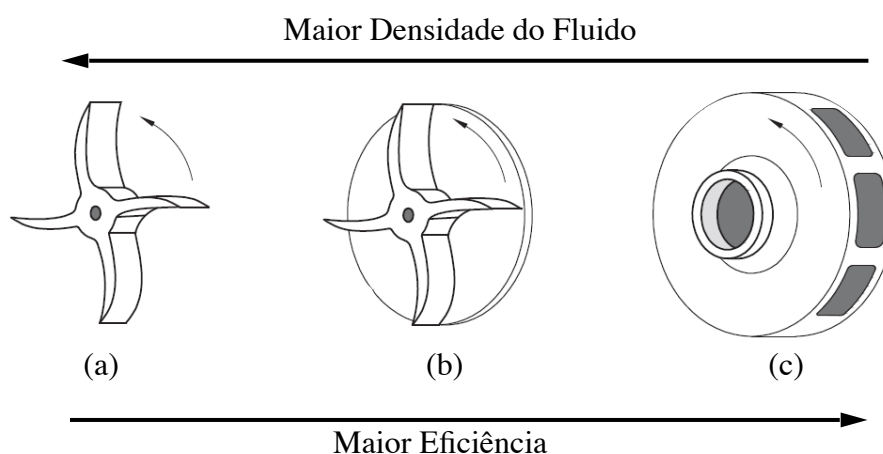


Figura 2.3 - Principais tipos de rotor para bombas centrífugas: (a) Aberto (b) Semiaberto e (c) Fechado. Fonte: Surface Production Operations, 2019, p.158

Os rotores abertos são constituídos apenas pelas pás, que estão ligadas ao cubo do rotor. Normalmente são usados em bombas de pequena dimensão, de custo reduzido

e na qual o fluido que transporta é abrasivo ou possui sólidos suspensos. A sua grande desvantagem é a sua fraca resistência estrutural.

Os rotores semiabertos possuem uma parede do lado da força motora que tem como principal objetivo fortalecer as pás, permitindo adicionar resistência mecânica às mesmas. São usadas principalmente para diâmetros de bombas médias que transportam fluidos com baixa percentagem de sólidos em suspensão.

Os rotores fechados possuem uma parede de cada lado das pás, tal como uma *sandwich*, redirecionando os fluidos diretamente do olho do rotor para a periferia do rotor (eficiência elevada). São o tipo de rotor mais comum em bombas centrífugas na indústria, e adequadas para transportar líquidos isentos de elementos em suspensão.

No projeto irá recorrer-se a um rotor fechado devido à sua elevada eficiência quando aplicada em líquidos como a água e de simples sucção. Também são recomendadas para projetos com baixos *Total Dynamic Head* (TDH) com velocidades de rotação não superiores a 5000 rotações por minuto. A existência das duas paredes permitem reduzir a espessura das pás aumentando a área de fluxo.

2.2.1. Dimensões do Rotor

O diâmetro do rotor D [in] pode ser estimado pela Equação (2.1), onde TDH' [ft] são as perdas de carga na melhor eficiência e N [RPM] o número de rotações da bomba [8].

$$D = \frac{1839\sqrt{TDH'}}{N} \quad (2.1)$$

$$\Leftrightarrow D = \frac{1839\sqrt{4,9}}{1000} \quad \Leftrightarrow D = \frac{1839\sqrt{4,9}}{3000}$$

$$\Leftrightarrow D = 1,36 \text{ in} = 34,47 \text{ mm} \quad \Leftrightarrow D = 4,07 \text{ in} = 103,4 \text{ mm}$$

Devido às perdas de carga e às perdas por atrito que não foram consideradas,, escolheu-se um diâmetro do rotor de 110 mm.

O perfil das pás do rotor deverá ser considerado tendo em conta o conceito de velocidade específica (valor adimensional). A velocidade específica relaciona a quantidade de fluxo que o rotor produz e com as perdas de carga geradas. Permite seleccionar o perfil da pá do rotor é dada pela Equação (2.2), onde N [RPM] é a velocidade de rotação da bomba, Q [GPM] é capacidade da bomba e THD' [ft] são as perdas de carga na melhor eficiência.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(TDH')^{0,75}} \quad (2.2)$$

$$\Leftrightarrow N_s = \frac{3000\sqrt{5,28}}{(4,9)^{0,75}} = 2093,1$$

Tendo em conta a velocidade específica calculada anteriormente recorre-se à Figura 2.4 para seleccionar o tipo de rotor mais recomendado.

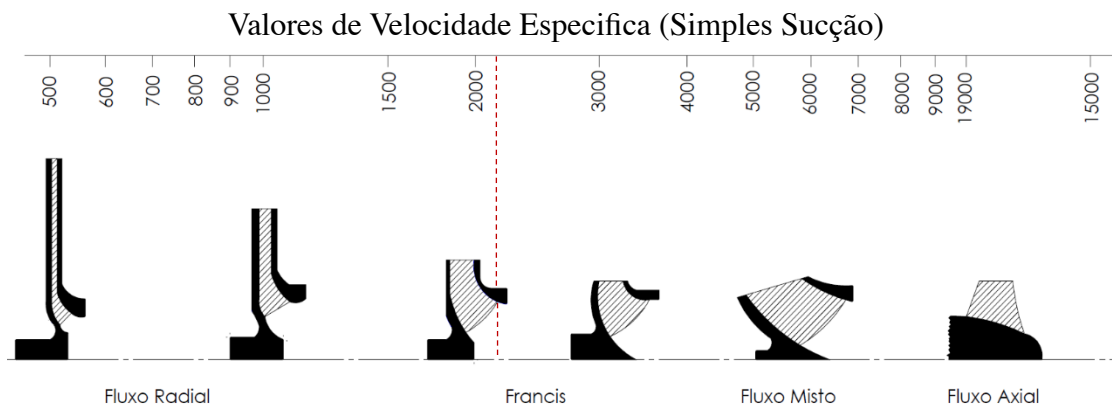


Figura 2.4 - Tipos de pás do rotor de acordo com a velocidade específica. Fonte: Hydraulic Institute

Tendo-se seleccionado o perfil de pás a utilizar (Francis), existem outras características que influenciam a performance das mesmas. Assim, resumiu-se na Tabela 2.1 o tipo de características, a sua influência e valor adotado para as mesmas.

Tabela 2.1– Características a ter em conta em conta no projeto de um rotor

Característica	Influência	Valor/Modificação
Cubo e Olho de Sucção	Determina a velocidade de entrada	-
Reforços	Afeta a eficiência geral.	Extremidades boleadas.
Ângulo de entrada das pás	Afeta a presença de efeitos de recirculação e capacidade da bomba funcionar em condições fora de projeto.	126°
Curvatura das pás	Afeta capacidade e eficiência.	Raio Interior 48 mm Raio Exterior 49 mm
Espessura das pás do rotor	Afeta a capacidade dependendo da secção transversal.	6,5 mm
Número de pás	Afeta eficiência, perdas de carga e capacidade.	6
Ângulo de saída das pás	Determina perdas de carga, eficiência e influência a turbulência. Influencia o desgaste das extremidades e a falha prematura das lâminas	24°

Os valores adotados para as características apresentadas permitem ainda obter uma redução significativa dos vórtices (que influenciam a turbulência do fluido), uma distribuição uniforme da pressão estática, da velocidade relativa do fluido e linhas de fluxo mais suaves.

2.2.2.Cavitação

A cavitação pode ser definida como a geração, crescimento e colapso de cavidades resultantes de densidades de energia muito elevadas. É um fenómeno onde a rápida mudança de pressão num líquido leva à formação de pequenas bolhas de ar (vaporização) em locais onde a pressão é relativamente baixa. Quando estas bolhas implodem perto de

zonas de material sólido pode levar à erosão do material devido às ondas de choque por elas geradas. Assim, esta é uma situação de grande preocupação, indesejada, visto que os danos causados são irreversíveis e levam ao mau funcionamento pouco eficiente dos componentes.[9]

Este fenómeno não será estudado com afinco no presente trabalho. É possível que na fase de prototipagem a bomba hidráulica aqui desenvolvida apresente esta situação indesejada apesar do dimensionamento feito para que tal não acontecesse.

Isto irá viabilizar a contraposição da necessidade de recursos à disponibilidade de orçamento existente, impondo uma tomada de decisão entre a prioridade das operações e a procura de novas fontes de rendimento, quando a necessidade superar a disponibilidade.

2.3.Voluta

No funcionamento de uma bomba hidráulica o invólucro tem a responsabilidade de conduzir o fluido saído do rotor para o bocal de descarga, este é reconhecido como voluta.

A voluta tem capacidade para aumentar o rendimento mecânico da bomba. Através do aumento de volume caracterizado pelo crescimento gradual da área de escape, é possível desacelerar o fluido aumentando a pressão, segundo Bernoulli.

Consequentemente, para o bom funcionamento, esta precisa de manter a pressão contante ao longo do seu perfil, como é possível verificar na Figura 2.5.

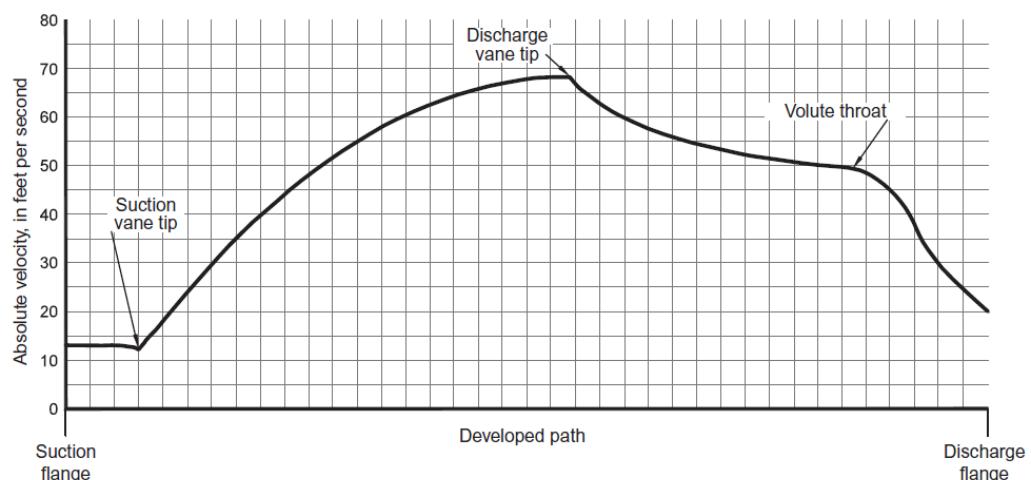


Figura 2.5 - Distribuição de velocidade ao longo da voluta. [8] Fonte: Worthington

Existem várias configurações para uma voluta como difusores ou divisores, mas devido as complexidades de manufatura destas variações e a característica da bomba desejada, estas adaptações iriam apenas aumentar os custos de produção sem realmente melhorar a sua eficiência.

2.3.1. Dimensões da Voluta

Atendendo à tipologia de bomba selecionada, é fundamental projetar a voluta com um perfil de escoamento periférico com aumento de secção transversal constante.

Com o objetivo de aumentar a área foi elaborado um plano de expansão da secção. Na primeira metade da voluta, Figura 2.1 a), mantém-se a dimensão $D=1$ mm e diminui-se linearmente o raio R até atingir 13 mm).

Na segunda metade da voluta, Figura 2.1 b), mantém-se o R constante e existe um aumento da distância D entre o valor prévio e 10 mm.

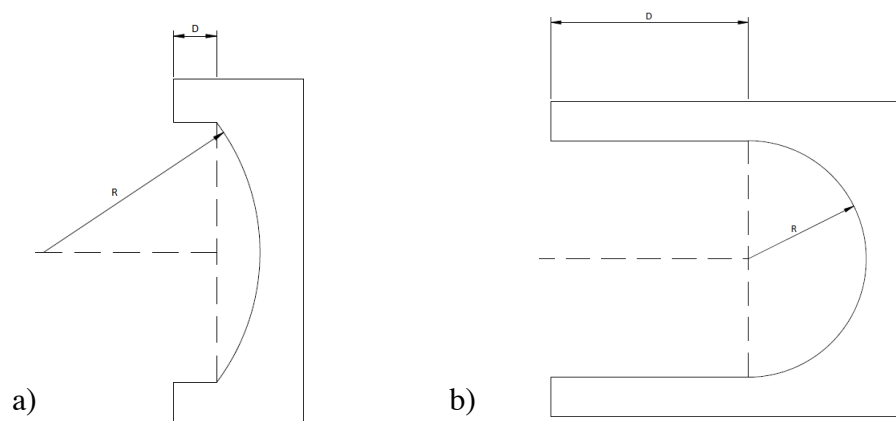


Figura 2.6 – a) Primeira secção da voluta e b) última secção da voluta

Nota-se que as superfícies exteriores apresentam uma forma regular a fim de facilitar o fabrico e a união com a tampa.

Com o objetivo de aumentar a pressão decidiu-se levar outra abordagem no bocal de saída. A contracurva presente diminui a velocidade do escoamento levando as consequências desejadas.

2.3.2.Método de Fabrico

A voluta, juntamente com o rotor costumam ser produzidos em ferro fundido, no entanto será produzida em PETG com recurso a manufatura aditiva a fim de realizar a prototipagem. Como não está disponível o material pretendido as peças serão impressas em PLA.

A manufatura aditiva é reconhecida pela sua facilidade de produção para pequenas séries, o que é ideal para o propósito deste projeto. No entanto, este método de fabrico apresenta algumas limitações pelas formas como o material é depositado.

É importante ter em conta que o ângulo limite para imprimir peças em 3D, sem o uso de suportes, é de 60°. Nestas condições é fundamental colocar material removível (portanto, desperdiçado) denominado de suporte exterior e/ou interior. Para diminuir a quantidade de suporte é necessário inclinar a peça para não superar o limite de inclinação.

2.4.Veio

O veio é o elemento funcional que permite a transmissão de potência entre o motor e o rotor. É um componente sólido, com tolerâncias geométricas e funcionais bem definidas a fim de não haver perdas de momento de torção, bem como folgas que possam inviabilizar o bom funcionamento da bomba de água. Posto isto, é fundamental que este elemento seja criteriosamente projetado e fabricado.

O dimensionamento do veio é realizado após a escolha de determinados componentes, como por exemplo, os rolamentos que serão colocados na voluta e no rotor. Deste modo, um deles será colocado na interface veio-voluta, enquanto o outro ficará na interface rotor-voluta. Para o primeiro caso, o rolamento tem um diâmetro de 6 mm e 19 mm, respetivamente interno e externo, cuja ficha técnica se encontra no Anexo B. O rolamento da interface rotor-voluta tem diâmetros interno e externo, respetivamente 10 mm e 19 mm, detalhado no Anexo C.

Deste modo, o veio terá 6 mm de diâmetro e um comprimento tal que permita a ligação entre o rotor e o elemento motor. A fim de garantir que não há escorregamento

entre a superfície do veio e o rotor, o veio terá uma face plana, facejada com um furo perpendicular a esta, no qual será inserido um pino de fixação.

As operações de torneamento e fresagem, são operações relativamente simples, cujos cálculos foram dispensados em virtude da experiência dos colaboradores do Laboratório de Tecnologias Mecânicas, no qual foram maquinados os nossos elementos.

2.5. Tampa

Este componente é o último a ser colocado durante o processo de montagem. É um elemento funcional que tem de ser dimensionado após o projeto da bomba e do rotor estarem concluídos. A tampa terá uma geometria periférica semelhante à da voluta, e a parte interior da mesma terá de ser projetada cuidadosamente de forma a evitar o contacto entre os componentes adjacentes, inviabilizando o correto funcionamento da bomba de água. Serão utilizados parafusos métricos M4 com cabeça sextavada interior, devidamente representados no Anexo E. A tampa tem ainda a função de admitir a água ao elemento rotativo no interior da bomba. Para esse efeito será colocado um bocal de injeção previamente impresso com $\frac{1}{2}$ " de diâmetro externo, no qual será colocado a mangueira de admissão.

A tampa será produzida a partir de um painel de acrílico, que será maquinado no centro de maquinação Super Mini Mill 2 [HASS], do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial. O código de programação deste componente encontra-se devidamente anexado no plano de processo.

2.6. Simulação

O processo de projetar tem as suas ambivalências, provocadas por aproximações de fórmulas e simplificações dimensionais. Deste modo, é possível questionar a verosimilidade dos elementos funcionais como um conjunto íntegro capaz de cumprir os requisitos funcionais.

A simulação é uma ferramenta que nos permite fazer uma análise computacional do sistema, e obter uma confirmação da autenticidade dos cálculos aritméticos. É necessário ter em conta que a simulação tem também as suas aproximações. A análise realizada não teve em conta a rugosidade das superfícies nem a existência de vórtices. Um

outro grande detalhe, consiste no facto de que a simulação foi efetuada com um protótipo cujas dimensões foram adaptadas aos processos de fabrico.

A simulação foi realizada no programa *SolidWorks*, com o *add-in Flow Simulation*. Este programa impõe alguns requisitos de funcionamento, que não serão alvo de análise neste relatório.

No que diz respeito às condições de funcionamento, foi imposto na região de rotação uma velocidade angular ω [*RPM*] de 1000 *RPM* e de 3000 *RPM*. As condições de fronteira foram implementadas nas secções de admissão e exaustão, sendo que ambas foram consideradas à pressão atmosférica. Não menos importante, o efeito da gravidade também foi tido em consideração na análise. Para todos os efeitos, os resultados da simulação serão uma aproximação dos testes reais. Assim, os resultados de maior interesse são os do caudal volúmico. É também intrigante ver o perfil de velocidades e pressões, de seguida representado.

Os estudos teóricos, fundamentalmente a Lei de Bernoulli, indicam que quanto maior a velocidade de escoamento menor a pressão. Portanto, atendendo que os testes de simulação são feitos com velocidades de rotação diferentes, consequentemente com escoamento distintos, será possível também observar um perfil de pressões diferente.

2.6.1. Análise a 1000 RPM

A simulação computacional permite obter os valores em qualquer ponto do domínio geométrico. Para esta análise o domínio consiste na entrada da água no centro do rotor, situado no centro da Figura 2.7 e saída pelo outlet. A rotação é provocada pelo rotor que está a girar a uma velocidade angular de 1000 *RPM*.

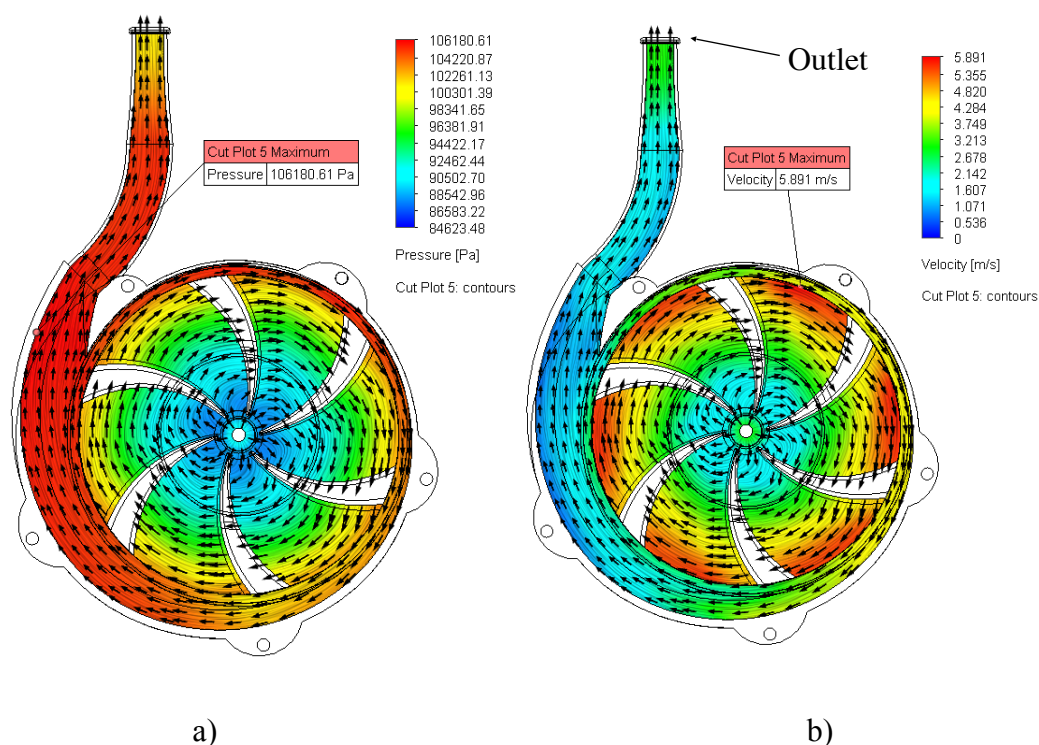


Figura 2.7 - Perfil de a) pressão e b) velocidade para uma velocidade de 1000 RPM

Para a presente configuração em análise foi obtido um caudal volúmico de 13 L/min . É importante referir que as cores se encontram na mesma escala que os resultados, por isso é coerente estabelecer comparação entre a pressão e a velocidade somente através da análise das cores. Assim, é importante destacar o facto de que na zona do perfil de saída na voluta, a pressão aumenta com a diminuição da velocidade. Nas condições de funcionamento, facilmente se observa que a velocidade se desenvolve de forma crescente desde o centro do rotor até à extremidade, sendo que o valor máximo ocorre na região periférica do elemento rotativo.

No que diz respeito à circulação de água, esta acontece unicamente devido à existência de pressões inferiores à pressão atmosférica no centro do rotor. Portanto se a bomba se encontrar devidamente ferrada haverá sucção pelo bocal de entrada, iniciando-se assim o escoamento.

2.6.2. Análise a 3000 RPM

Na Figura 2.8 observa-se o desenvolvimento de pressões e de velocidade no escoamento hídrico para uma velocidade angular de 3000 *RPM*. O caudal volumétrico observado nesta simulação foi de 34 *L/min*, naturalmente superior ao valor da análise anterior.

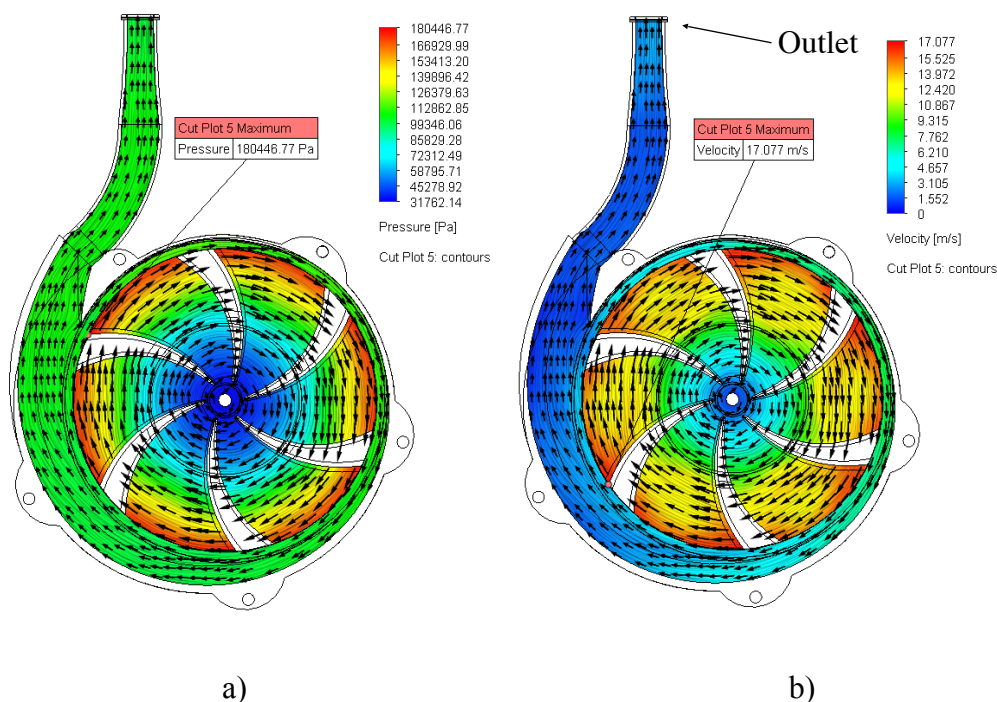


Figura 2.8 - Perfil de a) pressão e b) velocidade para uma rotação de 3000 RPM

Realizando uma comparação com a análise a 1000 RPM observa-se que o escoamento é diferente. Isto justifica-se devido ao facto de que para um maior valor de rotação do rotor, é expectável um menor valor de pressão. Assim, a pressão máxima ocorre na periferia do rotor, tal como a velocidade.

É importante também observar que a pressão no centro do rotor, é inferior ao valor mínimo de pressão na análise anterior, em função da necessidade de uma maior força de sucção para um maior caudal de saída. O desenvolvimento de pressão é também regular desde o centro até à periferia do rotor.

2.7. Fabrico CNC da Tampa

O processo de maquinar peças na CNC é deveras complexo, uma vez que as variáveis que influenciam o resultado final são variadas. Posto isto, a seleção das peças a

produzir tem de ser realizada com conhecimento prévio da capacidade de maquinabilidade do equipamento. A peça produzida por este método foi a tampa da bomba de água.

O resultado da produção é uma consequência direta da preparação do trabalho. É possível constatar que cerca de 70% do tempo foi dedicado à realização do *G-Code* e à preparação do *setup* na máquina. Numa primeira fase foram analisadas as etapas de corte e quais as ferramentas a utilizar e de seguida elaborado o *G-Code* com auxílio ao *Autodesk-Autocad*.

A peça a produzir será maquinada em acrílico, trazendo consigo alguns inconvenientes. As velocidades de corte têm de ser baixa e a utilização de líquido refrigerante é fundamental. À produção da peça a partir de um bloco sólido, está associado uma fixação à mesa da máquina. Foram utilizadas uma prensa hidráulica e uma bucha de quatro pontos de um torno mecânico. Devido às forças de aperto, a peça ficou arqueada o que resultou em superfícies com um raio de curvatura, ainda que quase impercetível à inspeção visual. Não obstante, esta particularidade, não influencia a montagem funcional.

Foram realizados dois protótipos, sendo que o primeiro foi projetado de tal forma que o corte total da peça não era possível derivado a restrições de fixações para a execução do segundo *setup*.

2.8. Análise de Resultados

Como é possível verificar, a distribuição de pressão ao longo da voluta está ligeiramente irregular que, apesar de esperado, não é ideal. Esta deve-se ao facto de que a taxa de crescimento utilizada segue um perfil linear em vez de um perfil não linear, matematicamente ideal para manter a pressão constante.

Este padrão de crescimento não linear refere-se ao método de C.Pleiderer ou o de A.J.Stepanoff [10] que descrevem matematicamente uma função que relacione a pressão com a área da secção. No entanto as melhorias de rendimento que se iriam relevar para este nível de pressões não justificariam a complexidade aritmética envolvida.

Uma vez que o *SolidWorks Flow Simulation* [11] funciona por iterações, faz sentido analisar a discrepância de resultados entre cálculos, de modo a que seja possível obter uma estimativa do erro associado a este programa. Na análise desenvolvida no

Flow Simulation, foi realizado um estudo paramétrico. Foi definido um intervalo de rotações, compreendido entre 1000 e 3000 *RPM*. Posteriormente, o tratamento de dados extrapolados do programa, permitiu traçar o gráfico apresentado na. Assim na Tabela 2.2 estão indicados os resultados obtidos na simulação e o respetivo erro relativo entre análises.

Tabela 2.2 – Erro relativo do valor de caudal para dois ensaios

Rotação [RPM]	1º ensaio [L/min]	2º ensaio [L/min]	Erro relativo (%)
1000	11,85	11,83	0,216
1222	15,85	15,81	0,233
1444	19,33	19,33	0,011
1667	22,66	22,70	0,152
1889	25,50	25,58	0,310
2111	29,14	29,14	0,001
2333	31,42	31,44	0,056
2556	35,83	35,79	0,122
2778	38,75	38,74	0,025
3000	41,13	41,17	0,112

A mesma análise, permitiu ainda traçar o gráfico da Figura 2.9.

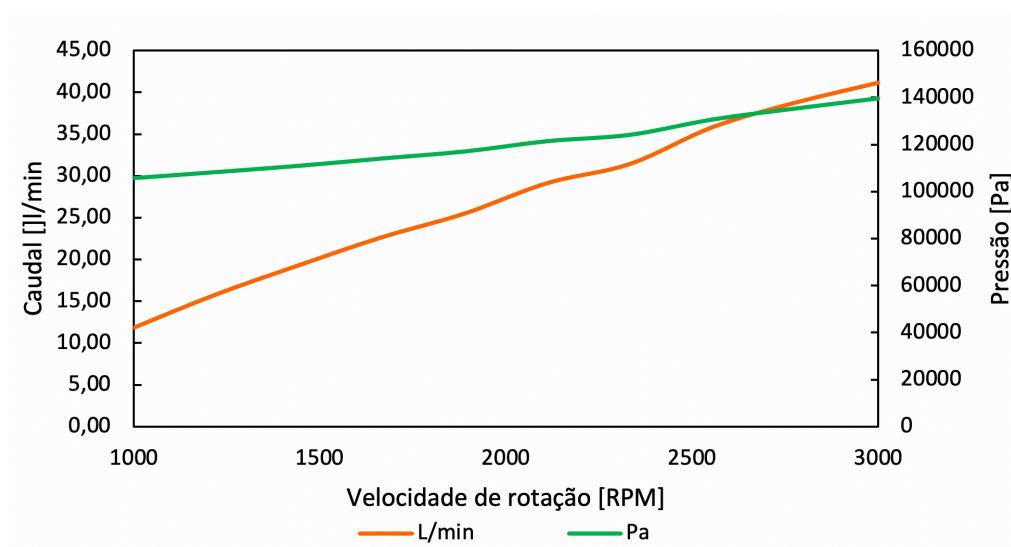


Figura 2.9 -Gráfico do caudal e pressão em função da velocidade de rotação

Através da análise do gráfico, é possível constatar que a velocidade ideal de rotação seria cerca de 1500 RPM. No entanto devido a restrições de funcionamento do elemento motor, este valor de rotação não será atingível.

2.9. Análise de Custos

A estimativa de custo num projeto é algo de extrema importância. Além de estimar o custo total de cada atividade/operação e componentes, faz uma previsão (nada pode ser afirmado em sentido absoluto) da necessidade de recursos financeiros para o cumprimento dos objetivos estabelecidos.

Os custos associados aos materiais dizem respeito à quantidade de material utilizado. O custo do PLA foi estimado pela própria impressora tendo em conta todas as características e comprimento utilizado do filamento. Já os custos de fabricação foram estimados tendo em conta as médias de consumo de eletricidade para Portugal. No portal da Energias de Portugal (EDP)[12] é possível visualizar que o custo da eletricidade para utilizadores industriais é de 0,1371€ por KWh. O torno mecânico OPTIMUM D460X1500[13] tem um potência de 5,5 KW. No site da impressora 3D Prusa i3 [14] nota-se que o consumo médio de energia ronda os 0,11 KWh. Relativamente aos custos dos recursos humanos, procedeu-se a uma pesquisa na Base de Dados Portugal Contemporâneo - PORDATA [15] para ter registo dos salários médios de algumas profissões no país. Em média, um Torneiro Mecânico recebe 913€ por mês, um programador CNC 3200€ e um Operador de Manufatura Aditiva 1100€. É necessário ter atenção que estes valores não refletem os salários do corpo docente do Núcleo de Tecnologia Industrial (NTI), nem dos elementos da equipa de projeto. Estes custos em particular foram estimados para que se fosse necessário voltar a fabricar a bomba de água na indústria por pessoal qualificado este seria o custo aproximado. Na Tabela 2.3 é possível visualizar todos os custos do projeto da bomba de água.

Tabela 2.3 – Custos associados ao projeto da bomba de água

Custos Materiais				
Nome do Artigo	Descrição do Artigo	Quantidade	€ / Unidade	Total
Veio	Diâmetro 6 mm	1 uni.	€ 1,69	€ 1,69
Parafusos	M4	5 uni.	€ 0,57	€ 0,57
Porcas	M4	5 uni.	€ 0,07	€ 0,35
Anilhas	M5	5 uni.	€ 0,05	€ 0,25
Anel Retenção	5/6 mm	1 uni.	€ 0,09	€ 0,09
Vedante	Silicone	1 uni.	€ 0,05	€ 0,05
Rolamento	Diâmetro interno 6 mm	1 uni.	€ 2,39	€ 2,39
Rolamento	Diâmetro interno 10 mm	1 uni.	€ 2,91	€ 2,91
Filamento 3D	PLA	0,321 Kg	€ 6,43	€ 5,10
Tampa	Acrílico	1 uni. quadrada 180X180X12 mm	€ 5,00	€ 5,00
Total Parcial				€ 20,68
Custos Fabricação				
Processo	Descrição do Processo	Máquina	Horas	Total
Maquinação	Maquinação do Veio	OPTIMUM D460X500	0,17	€ 0,13
Maquinação	Maquinação da Tampa	Super Mini Mill 2	2,50	€ 3,84
Manufatura Aditiva	Impressão 3D Rotor	Prusa i3	10,50	€ 0,16
Manufatura Aditiva	Impressão 3D Voluta	Prusa i3	24	€ 0,36
Manufatura Aditiva	Impressão 3D Bocal da Voluta	Prusa i3	0,57	€ 0,01
Total Parcial				€ 4,49
Custos Recursos Humanos				
Processo	Recurso Humano	Horas	€ / Hora	Total

Maquinação	Torneiro	0,17	€ 5,71	€ 0,95
Maquinação	Programador CNC	2,00	€ 20,00	€ 40,00
Manufatura Aditiva	Operador Manufatura Aditiva	0,33	€ 6,25	€ 2,08
			Total Parcial	€ 43,03
			Total	€ 68,21

Assim, é possível concluir que o projeto da bomba de água teria um custo aproximado de 68,21€. Note-se que 63% dos custos do projeto estão associados aos recursos humanos qualificados.

A elaboração do protótipo nos laboratórios da FCT NOVA teve um custo muito mais reduzido pois, vários componentes não tiveram que ser adquiridos nem os operadores da CNC, torno e impressora 3D tiveram que ser pagos para tal.

É de salientar que este valor é apresentado apenas para a produção de uma unidade. Se fosse necessária produzir mais que uma unidade, ter-se-ia que avaliar novamente outros processos de fabrico que reduzissem o custo de fabrico como, por exemplo, injeção de plásticos. Outros não foram contabilizados tais como: fluidos de corte, manutenção de máquinas, transportes das peças, desgastes das ferramentas de corte, mas que poderão ser considerados numa análise mais profunda, no futuro.

3. Montagem Funcional

A montagem funcional é um momento crucial do projeto de sistemas mecânicos. É a fase em que todos os componentes produzidos, são montados de forma a criar um sistema mecânico funcional. Previamente à montagem, é fundamental efetuar uma análise das tolerâncias das peças, com o objetivo de verificar se as condições de funcionamento foram cumpridas.

Na Figura 3.1 estão representados os elementos singulares, que de forma sequenciada, irão formar a bomba de água.

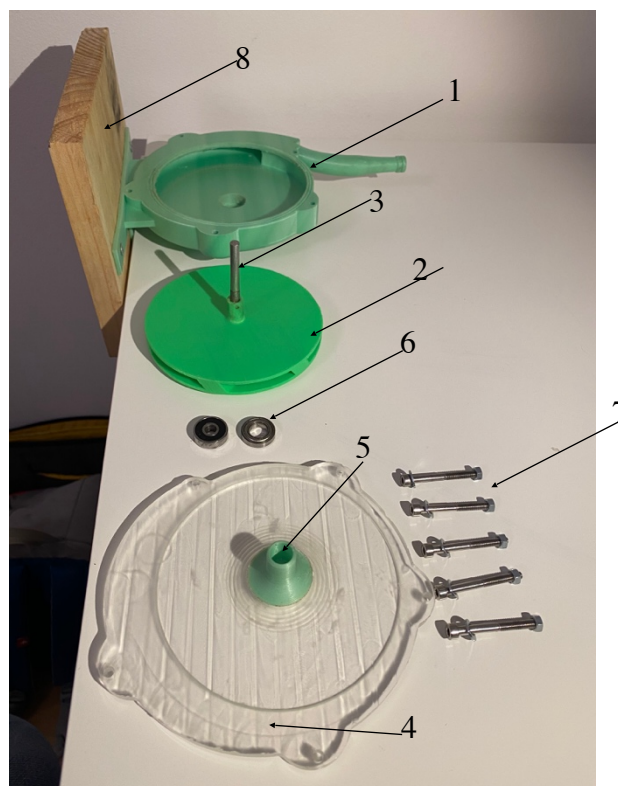


Figura 3.1 – Montagem funcional da bomba de água. Legenda: (1) Voluta, (2) Rotor, (3) Veio, (4) Tampa, (5) Bocal de Admissão, (6) Rolamentos, (7) Parafusos, porcas e anilhas (8) Base de Suporte

A montagem da bomba de água inicia-se através da colocação dos rolamentos nos respectivos locais. Os rolamentos têm de estar colocados com aperto, ou seja, a folga mínima e máximas são negativas, uma vez que a estanqueidade da bomba está dependente das correspondentes interfaces entre componentes. O rolamento de diâmetro interior 6 mm é colocado pela retaguarda da bomba. De seguida o rolamento de diâmetro interior 10 mm é inserido no rotor e só depois adicionado o veio. O facto de se montar

primeiro o rolamento e só depois o veio é crucial. Atendendo que a impressão 3D cria camada que facilmente se separam com forças de corte, surge a necessidade de transpor este problema. Assim, ao introduzir-se primeiro o rolamento, estão a ser geradas forças radiais compressivas que posteriormente serão contrapostas ao adicionar o veio. Assim, o PLA fica à compressão aumentando a resistência da região.

De seguida, coloca-se o rotor com o veio e o rolamento, na voluta. Este conjunto é fixo com o freio no veio. Durante a montagem foi adicionado silicone entre as peças, garantindo o isolamento.

Por fim, é colocada a tampa na voluta com 5 parafusos M4 e colado o bocal de admissão. Uma vez realizada a montagem, é fundamental fixar o sistema funcional a uma base de apoio, de modo a facilitar a fixação da bomba de água à bancada de ensaio.

4. Ensaio Experimental

O ensaio experimental é o culminar de todo o projeto, sendo que nesta fase é suposto a bomba de água debitar 20L/min a uma altura manométrica de 1 m.

Com objetivo de testar a bomba, foi necessário recorrer a uma prensa e grampos, para fixar respetivamente o berbequim a placa de fixação à bancada. A montagem experimental está apresentada na Figura 4.1, onde é possível observar a disposição dos componentes.



Figura 4.1 – *Setup* experimental

O berbequim será colocado na extremidade livre do veio e terá de ter a velocidade de rotação de 3000 RPM. Este terá de ser preso paralelamente ao veio durante o seu funcionamento como é demonstrado anteriormente pela Figura 4.1.

Na figura anterior é também possível observar, que a altura entre a zona de aspiração e de saída, têm uma diferença de cota de mais de 1m.

Após concluída a montagem, a bomba foi ferrada e de seguida acionado o berbequim e contabilizado o tempo. A amostragem foi realizada apenas para 5L, sendo que é suposto

um tempo de 15 segundos a fim de cumprir o requisito funcional. Devido a restrições inerentes ao berbequim, não foi possível inverter a rotação do mesmo, sendo necessário utilizar um berbequim que não disponha da rotação necessária de 3000 RPM. Posto isto, a bomba de água foi testada apenas a 1500 RPM, sendo que os 5 L foram atingidos em 18s. Assim, à rotação máxima de projeto, seria de esperar que os 20 L/min fossem atingidos.

5. Perspetivas Futuras

O projeto da bomba de água foi concluído com sucesso. Contudo, a arte de projetar não tem um termino temporal definido. Em projeto, há sempre espaço para melhorar o design facilitando o processo de fabrico e aumentando o rendimento do sistema funcional. O *design for manufacturing* foi talvez o maior défice do presente trabalho. Assim apontam-se alguns dos pontos que podiam ser alvo de *redesign*:

- A disposição dos furos na bomba podia estar circunscrita numa circunferência com um crescimento constante, ou espaçados com o mesmo ângulo;
- A caixa dos rolamentos devia ter um ângulo tal que facilitasse a montagem e desmontagem dos mesmos;
- O *outlet* tem um ligeiro perfil de compressão que durante os testes revelou um comportamento inesperado;
- A orientação utilizada durante o processo de manufatura aditiva por *Fused Deposition Modeling* (FDM), do rotor não foi a melhor, sendo que devia ser utilizado o processo de *Stereolithographic* (SLA). Este processo alternativo não cria camadas aumentando consideravelmente a resistência do produto final;
- Deviam ter sido utilizados, para além do rolamento com aperto na voluta, retentores que iriam garantir a estanqueidade da bomba de água.

6. Conclusão

Após a conclusão do projeto é possível afirmar que todos os objetivos foram atingidos. A bomba de água foi capaz de debitar 20 litros de água por minuto a uma altura de elevação de 1 metro.

Ainda que o projeto tenha sido concluído, foram várias as dificuldades encontradas durante o fabrico, em certa parte, devido à falta de prática na realização de protótipos funcionais. Foi possível constatar a relevância do *design for manufacturing* por todos os elementos do grupo.

Relativamente ao custo final da bomba este é aproximadamente igual ao que se encontra no mercado [16], [17] para produtos que não requerem uma qualidade muito exigente. Este valor poderá ser reduzido no futuro fazendo um estudo mais aprofundado das diferentes despesas.

Além da conceção deste produto foi possível perceber que uma transição suave e gradual dos estudantes da universidade para a indústria é cada vez mais requerida. O choque por vezes sentido quando se está perante um problema real, e não escrito em papel, pode ser minimizado com a realização de mais projetos como este no curso de Engenharia Mecânica.

Um engenheiro deve ser capaz de se questionar sobre os diversos problemas de um projeto e propor ideias criativas e funcionais. Esta é a arte de projetar.

7. Bibliografia

- [1] “History of pumps 1593,” no. November 2009, p. 31, 2000.
- [2] “Global Water Pump Market.” 2019, [Online]. Available: <https://www.zionmarketresearch.com/report/water-pump-market>.
- [3] D. P. Nolan, “Chapter 6 - Pump types and applications,” D. P. B. T.-F. F. P. S. at I. F. (Second E. Nolan, Ed. Oxford: William Andrew Publishing, 2011, pp. 37–53.
- [4] H. Khaing, Y. M. Lwin, and Y. Lwin, “Design and Calculation of Centrifugal Pump (Impeller) For Water Pumping,” vol. 8, no. 7, pp. 321–324, 2019.
- [5] I. Karassik, *Centrifugal Pump Clinic, Second Edition, Revised and Expanded*. Boca Raton \ London \ New York: CRC Taylor & Francis, 2017.
- [6] “Centrifugal Pump Design: Tuzson, John: 9780471361008: Amazon.com: Books.” <https://www.amazon.com/Centrifugal-Pump-Design-John-Tuzson/dp/0471361003> (accessed Oct. 11, 2020).
- [7] “Everything you need to know about PETG 3D printing | MakerBot.” <https://www.makerbot.com/stories/engineering/everything-you-need-to-know-about-petg-3d-printing/> (accessed Oct. 11, 2020).
- [8] J. L’Espoir, *Centrifugal pumps*, vol. 55, no. 14. 2001.
- [9] J. Carlton, *Marine Propellers and Propulsion*. Elsevier Ltd, 2012.
- [10] A. Knapp, M. Böhle, and H. Roclawski, “Investigation of different design methods of volutes with circular cross sections for a single-stage centrifugal pump,” *Open Arch. 17th Int. Symp. Transp. Phenom. Dyn. Rotating Mach. IS-ROMAC 2017*, 2017.
- [11] S. F. Simulation, “SolidWorks Flow Simulation,” vol. 185. 2019.
- [12] “Gás Natural, Eletricidade e Serviços Energéticos | EDP.” <https://www.edp.pt/particulares/> (accessed Nov. 23, 2020).
- [13] “Optimum Lathes conventional.” <https://www.stuermer-machines.com/brands/optimum/category/optimum-lathes-conventional/> (accessed Dec. 11, 2020).

- [14] “Prusa3D - Open-Source 3D printers by Josef Prusa.” <https://www.prusa3d.com/> (accessed Nov. 23, 2020).
- [15] “PORDATA - Estatísticas, gráficos e indicadores de Municípios, Portugal e Europa.” <https://www.pordata.pt/Home> (accessed Nov. 23, 2020).
- [16] “Amazon.com: Hzeal Water Pump 300GPH (1200L/H, 21W) Submersible Pump, 48 Hours Dry Burning Fountain Submersible Water Pump for Aquarium Fish Tank Pond Statuary Hydroponics with 5.9ft Power Cord, 3 Nozzle: Home Improvement.” <https://www.amazon.com/Hzeal-Submersible-Fountain-Aquarium-Hydroponics/dp/B07G5XV6W1> (accessed Nov. 23, 2020).
- [17] “LNSTUDIO 1200L/H Submersible Water Pump For Pond, Aquarium, Fish Tank Fountain Water Pump Hydroponics with 3.28ft (1m) Power Cord (1200L/H): Amazon.co.uk: Pet Supplies.” <https://www.amazon.co.uk/LNSTUDIO-Submersible-Aquarium-Fountain-Hydroponics/dp/B073W77LSB> (accessed Nov. 23, 2020).
- [18] “626-2RS | Rodamiento de bolas RS PRO, Miniatura | RS Components.” <https://pt.rs-online.com/web/p/rodamientos-de-bola/6189913/> (accessed Dec. 13, 2020).
- [19] “W 63800 | SKF.” https://www.skf.com/pt/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W_63800?fbclid=IwAR1fTF7tCl-BPslwkmnIoF5QF1rjl4Jv1ffkjVt50DmorLIWE_2MVxwaOrCE (accessed Dec. 13, 2020).
- [20] “Anéis de retenção para eixos DIN 471 | norelem.” <https://www.norelem.com/pt/pt/Produtos/Visão-geral-de-produtos/Sistema-flexível-de-peças-normalizadas/07000-Elementos-de-união-Posicionadores-esféricos-e-placas-de-suporte-Pinos-roscados-e-sapatas-de-pressão-Parafusos-de-torque-e-encaixes-roscados-Parafusos-olhais-Olhais-de-suspensão-Pinos-para-suporte-de-carga/Elementos-de-Fixação-e-Vedação/07330-Anéis-de-retenção-para-eixos-DIN-471.html> (accessed Dec. 13, 2020).
- [21] “Tornillo Allen, Acero Inoxidable, Cabezal con Casquillo Hexagonal, M4 x 40mm 0.7mm | RS Components.” <https://pt.rs-online.com/web/p/tornillos-allen/>

0293347/?fbclid=IwAR3wzuaIP8v7-g5pAGbqSpwVJnk5HqDBwKm-Ct57N5y7SgDXt6pEPmfudnuk (accessed Dec. 13, 2020).

- [22] “RS PRO Tuerca hexagonal 7mm Plano Acero Inoxidable Completo, M4, A4 316 | RS Components.” <https://pt.rs-online.com/web/p/tuercas-hexagonales/0189579/> (accessed Dec. 13, 2020).
- [23] “Arandela plana, Plano Acero Inoxidable, 0.8mm de grosor, M4 (Form A), A4 316 | RS Components.” <https://pt.rs-online.com/web/p/arandelas-planas/0189636/> (accessed Dec. 13, 2020).

8. Anexos

8.1. Anexo A

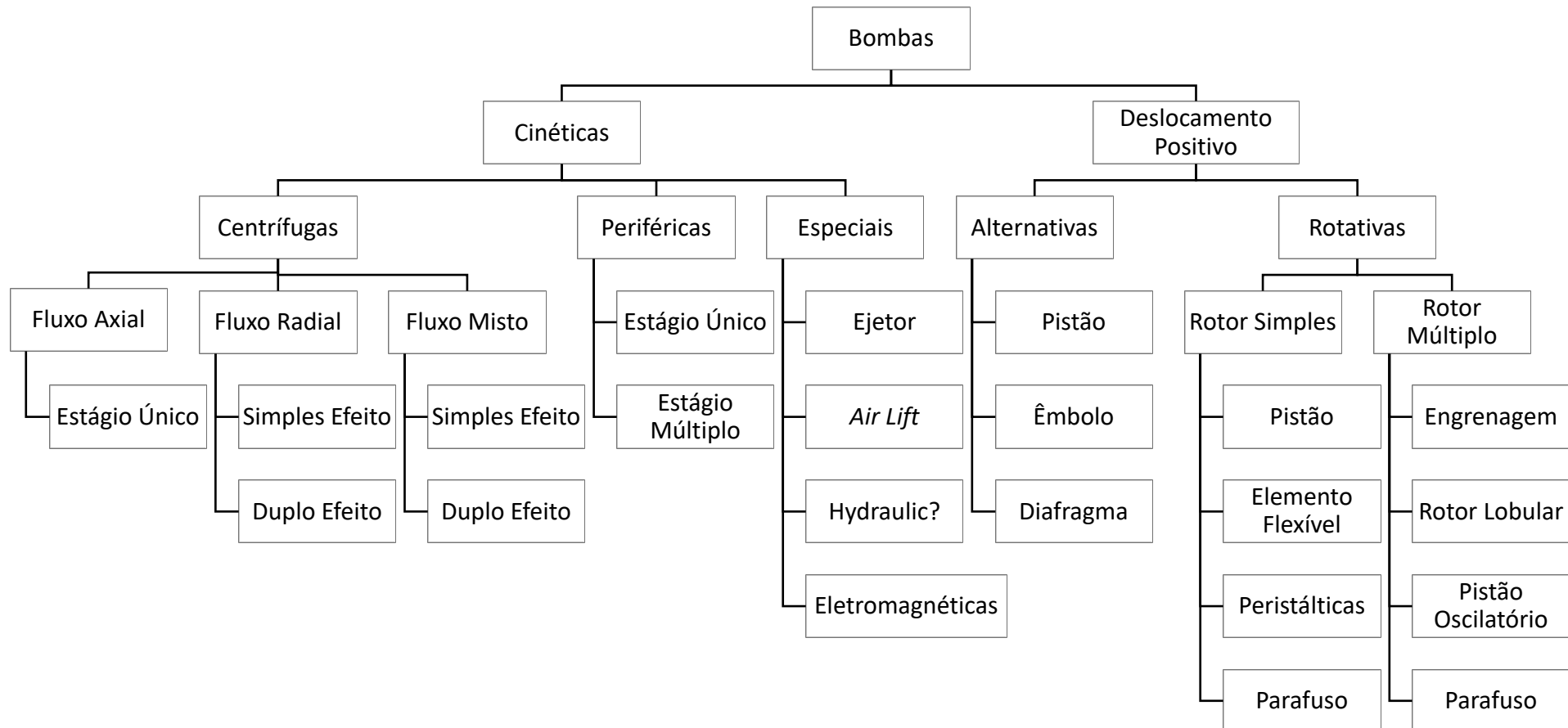


Figura 7.1 - Classificação dos principais tipos de bomba. Fonte: Hydraulic Institute

8.2.Anexo B




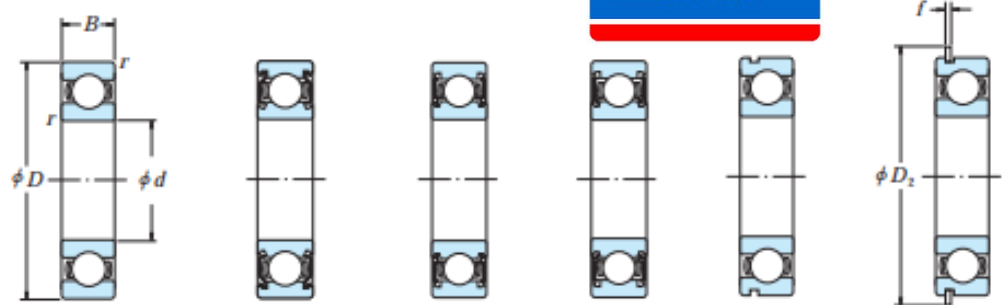
RS No.	ID (mm)	OD (mm)	Width (mm)	Load		Max. Speed Rating		Mass (kg)
				Dynamic (KN)	Static (KN)	Grease (rpm)	Oil (rpm)	
618-9856	3	10	4	0.403	0.141	45000	52200	0.0016
618-9862	4	13	5	0.825	0.309	37800	44100	0.0032
618-9878	5	16	5	1.109	0.428	33300	39600	0.0048
618-9913	6	19	6	1.474	0.558	30600	36000	0.0010
618-9929	7	19	6	1.411	0.573	30600	36000	0.0080
618-9935	7	22	7	2.111	0.882	28800	33300	0.0130
618-9957	8	22	7	2.111	0.882	28800	33300	0.0120
618-9941	9	24	7	2.142	0.914	27900	32400	0.0140
618-9963	9	26	8	2.867	1.235	27000	31500	0.0200
618-9979	10	19	5	1.153	0.583	28800	34200	0.0050
618-9991	10	26	8	4.095	1.764	26100	30600	0.0190
618-9985	10	30	9	4.590	2.151	22500	27000	0.0320
619-0008	10	35	11	7.380	3.150	20700	24300	0.0530
619-0109	12	21	5	1.210	0.655	26100	31500	0.0060
619-0121	12	28	8	4.590	2.151	23400	27000	0.0210
619-0143	12	32	10	5.490	2.475	19800	23400	0.0370
619-0165	12	37	12	8.730	3.780	18000	21600	0.0600
619-0159	15	24	5	1.310	0.794	23400	27900	0.0070
619-0171	15	32	9	5.040	2.556	19800	23400	0.0300
619-0187	15	35	11	6.975	3.240	17100	20700	0.0450
619-0200	15	42	13	10.260	4.905	15300	18900	0.0820

Figura 8.2 – Características do rolamento externo do veio [18]

8.3.Anexo C

SINGLE-ROW DEEP GROOVE BALL BEARINGS

Bore Diameter $+^{\circ} \square -- \mu \mu$

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (N)				Factor	Limiting Speeds (min ⁻¹)			Bearing Numbers		
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Grease Open Z - ZZ V - VV	Oil DU DDU	Oil Open Z	Open	Shielded	Sealed
*	19	5	0.3	1 720	840	175	86	14.8	34 000	24 000	40 000	\pm^{***}	ZZ	$\Delta\Delta\Delta$
	22	6	0.3	2 700	1 270	275	129	14.0	32 000	22 000	38 000	\pm^{***}	ZZ	$\Delta\Delta\Delta$
	26	8	0.3	4 550	1 970	465	201	12.4	30 000	22 000	36 000	\pm^{***}	ZZ	$\Delta\Delta\Delta\theta$
	30	9	0.6	5 100	2 390	520	244	13.2	24 000	18 000	30 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	35	11	0.6	8 100	3 450	825	350	11.2	22 000	17 000	26 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
$+^{-}$	21	5	0.3	1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta$
	24	6	0.3	2 890	1 460	295	149	14.5	30 000	20 000	36 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta$
	28	7	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	—	32 000	\pm^{**+}	—	—
	28	8	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	32	10	0.6	6 800	3 050	695	310	12.3	22 000	17 000	28 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
$+^{=}$	24	5	0.3	2 070	1 260	212	128	15.8	28 000	17 000	34 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta$
	28	7	0.3	4 350	2 260	440	230	14.3	26 000	17 000	30 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta$
	32	8	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	—	28 000	\pm^{**}	—	—
	32	9	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	15 000	28 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	35	11	0.6	7 650	3 750	780	380	13.2	20 000	14 000	24 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12.3	17 000	13 000	20 000	\pm^{**}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
$+^{\#}$	26	5	0.3	2 630	1 570	268	160	15.7	26 000	15 000	30 000	\pm^{**x}	ZZ	$\Delta\Delta$
	30	7	0.3	4 600	2 550	470	260	14.7	24 000	15 000	28 000	\pm^{**x}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	35	8	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	—	26 000	\pm^{**x}	—	—
	35	10	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	13 000	26 000	\pm^{**x}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	40	12	0.6	9 550	4 800	975	490	13.2	17 000	12 000	20 000	\pm^{**x}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12.4	15 000	11 000	18 000	\pm^{**x}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
$-^{*}$	32	7	0.3	4 000	2 470	410	252	15.5	22 000	13 000	26 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta$
	37	9	0.3	6 400	3 700	650	375	14.7	19 000	12 000	22 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	42	8	0.3	7 900	4 450	810	455	14.5	18 000	—	20 000	\pm^{**+}	—	—
	42	12	0.6	9 400	5 000	955	510	13.8	18 000	11 000	20 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13.1	15 000	11 000	18 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	52	15	1.1	15 900	7 900	1 620	805	12.4	14 000	10 000	17 000	\pm^{**+}	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
$--$	44	12	0.6	9 400	5 050	960	515	14.0	17 000	11 000	20 000	$\pm^{*} \Delta --$	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13.5	14 000	9 500	16 000	$\pm^{*} \Delta --$	ZZ	$\Delta\Delta\theta$
	56	16	1.1	18 400	9 250	1 870	940	12.4	13 000	9 500	16 000	$\pm^{*} \Delta --$	ZZ	$\Delta\Delta\theta$

- Notes (1) For tolerances for the snap ring grooves and snap ring dimensions, refer to Pages A50 to A53.
 (2) When heavy axial loads are applied, increase d_a and decrease D_a from the above values.
 (3) Ring types N and NR applicable only to open-type bearings. Please consult NSK about the snap ring groove dimensions of sealed or shielded bearings.
 B ° (4) Snap ring groove dimensions and snap ring dimensions are not conformed to ISO15.

Figura 8.3 – Características do rolamento interno do veio [19]

8.4.Anexo D

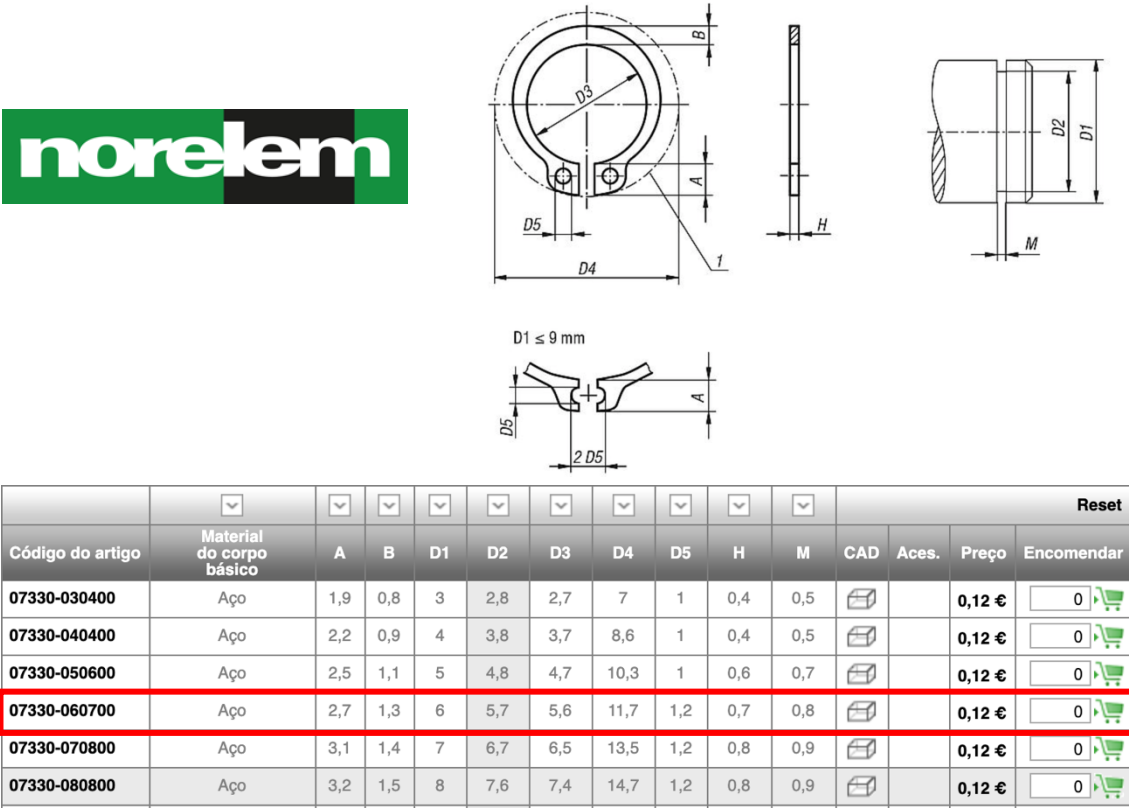
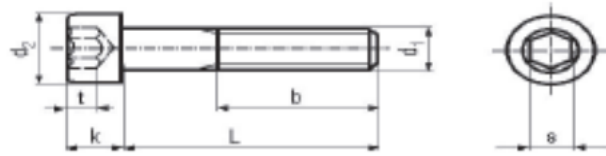


Figura 8.4 - Características dos anéis de retenção do veio [20]

8.5.Anexo E



Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	8 mm	281029
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	10 mm	7976260
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	12 mm	281035
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	16 mm	281041
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	20 mm	290102
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	25 mm	281057
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	30 mm	290118
Hex Socket Cap	Stainless Steel	M4	40 mm	293347

Figura 8.5 - Características parafusos M4 [21]

8.6. Anexo F



RS Part No.	Thread Size	Width
189563	M3	5.5mm
189579	M4	7mm
189585	M5	8mm
189591	M6	10mm
189608	M8	13mm
189614	M10	17mm

Figura 8.6 - Características das porcas M4 [22]

8.7. Anexo G



RS Part No.	Thread Size	Inside Diameter	Outside Diameter
189620	M3	5.5mm	7mm
189636	M4	4.3mm	9mm
189642	M5	5.3mm	10mm
189658	M6	6.4mm	12.5mm
527369	M3	3.2mm	7mm
527381	M4	4.3mm	9mm
527397	M5	5.3mm	10mm
527404	M6	6.4mm	12.5mm

Figura 8.7 - Características das anilhas M4 [23]