

## **Agradecimentos**

Aos meus pais, pela educação que me proporcionaram, pelos valores que me transmitiram, pela paciência que sempre demonstraram comigo, e por todo o apoio e amor que deram ao longo da vida.

À Cristina, minha querida irmã, pelo amor que me deu, por todo o apoio, especialmente nos momentos mais difíceis da minha vida e pelos conselhos que eu não quis ouvir. Pela sorte que tive, por seres minha irmã.

Aos meus grandes amigos Rui Pamplona e Luís Olaio, pela amizade, pelos momentos partilhados de boa disposição, pela vida nocturna que tivemos em conjunto, pelas partidas, pela entreajuda, e pelo resto que fica entre nós.

À Joana, minha companheira durante muitos anos, pelo amor, carinho e amizade que me deu, pela estabilidade emocional que me proporcionou, pela ajuda que recebi, pelo imenso tempo que esperou em vão por mim, e pelos conselhos que também não quis ouvir. Até ser tarde!

Ao Prof. Luís Gato, meu orientador, pelas dúvidas que me tirou, pela disponibilidade que sempre demonstrou, pela paciência que teve comigo, pelo tempo, e pela ajuda que me deu não apenas na elaboração deste trabalho.

Ao Prof. António Falcão, pelo tempo que me deu, pelas dúvidas que me tirou e pela disponibilidade que demonstrou.

Peço desculpa a todos os meus amigos e colegas que não mencionei, mas que não foram esquecidos.



## Resumo

Os dispositivos para aproveitamento da energia das ondas do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO ou OWC no acrónimo inglês), são considerados, de entre os diversos sistemas estudados e/ou em investigação e desenvolvimento, o mais estudado e aquele onde foi depositado o maior esforço de investigação, ao longo de já três décadas. Não obstante, neste tipo de sistemas, a turbina de ar sempre se mostrou como o elemento mais crítico na cadeia de conversão de energia. Turbinas para aplicações deste tipo, são sujeitas a condições de funcionamento muito exigentes, mais exigentes do que o verificado para outras aplicações, como por exemplo a eólica.

Em sistemas CAO, a turbina está sujeita a escoamentos que invertem o sentido duas vezes por ciclo de onda, aleatórios, e altamente variável ao longo de várias escalas de tempo. Em virtude das suas características inerentemente auto-rectificadoras, a turbina Wells tem sido a mais utilizada na cadeia de conversão de energia de sistemas CAO.

Contudo, nos últimos anos, tendo sido reconhecido o grande potencial de desenvolvimento no que se refere ao desempenho aerodinâmico, a turbina auto-rectificadora de Acção tem vindo progressivamente a ser considerada mais promissora para equipar futuros sistemas CAO. A roda desta turbina é basicamente idêntica à roda de um andar de acção de uma turbina de vapor. O mérito relativo ainda não foi totalmente esclarecido, pretendendo este trabalho contribuir neste sentido.

Palavras-chave: Energia das Ondas; Coluna de Água Oscilante; Turbina Wells; Turbina de Acção; Optimização; Dimensionamento; Controlo.



## **Abstract**

Wave energy converters of Oscillating Water Column (OWC) type, are considered among the various systems studied and / or in activities of research and development, the most studied and the one where it was deposited great research effort over the past three decades. Despite the effort devoted to OWC systems, the air turbine has always appeared as the most critical element in the energy conversion chain. Turbines for such applications are subject to very demanding operating conditions, more demanding than that observed for other applications, such as wind power.

In OWC systems, the turbine is subject to air flows that reverse it's direction twice per wave cycle, random, and highly variable over various time scales. Due to its inherently self-rectifying characteristics, the Wells turbine has been the most used in OWC conversion systems.

However, in recent years, having been recognized the great potential of development with regard to aerodynamics; the self-rectifying impulse turbine has progressively been considered most promising to equip future OWC systems. The wheel of this turbine is basically identical to the wheel of a steam impulse turbine stage. The relative merits have not yet been totally clarified. This work intends to give a further contribution in this direction.

**Keywords:** Wave energy; Oscillating Water Column; Wells turbine, Impulse turbine; Optimization; Control.



# Índice

1-Introdução .....	1
1.1 Aspectos gerais.....	1
1.2- Objectivos e estrutura da tese .....	3
2-Clima de ondas.....	5
3-Hidrodinâmica.....	9
4-Turbinas .....	13
4.1-Coefficientes adimensionais.....	13
4.2- Curvas características da Turbina Wells.....	14
4.3- Curvas características da Turbina de Acção .....	17
4.4-Comparação de rendimentos aerodinâmicos .....	20
5-Modelos físico-matemáticos .....	22
5.1-Modelo físico-matemático do sistema .....	22
5.2-Modelo matemático da válvula de alívio rápido.....	25
5.3-Modelo para as perdas mecânicas.....	27
6-Resultados das simulações numéricas .....	28
6.1-Potência média útil em função do estado do mar .....	30
6.2-Potência média útil em função da velocidade de rotação óptima .....	32
6.3-Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão .....	35
6.4-Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão .....	37
6.5- Valor quadrático médio do caudal em função do valor quadrático médio da pressão .	38
6.6- Rendimentos mecânicos.....	39
6.7-Rendimentos aerodinâmicos .....	40
6.8-Produção anual de energia .....	42
6.9 Largura de captura e coeficiente de amortecimento.....	46
6.10- Influência das condições de simulação computacional nos resultados.....	49

7-Controlo da velocidade de rotação.....	51
7.1-Turbina Wells.....	63
7.2-Turbina Wells com válvula de alívio .....	66
7.3-Turbina de Acção .....	68
7.4-Evolução no tempo de parâmetros que caracterizam o estado de funcionamento da central .....	71
7.4.1-Turbina Wells com velocidade de rotação limitada.....	71
7.4.2-Turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido .....	73
7.4.3-Turbina de Acção .....	74
8-Conclusões .....	76
9-Referências.....	80
10-Bibliografia .....	80
A. Anexos.....	i



## Lista de figuras

Figura 1.1 – Central de energia das ondas da ilha do Pico.....	4
Figura 1.2 – Central Limpet na ilha de Islay, Escócia.....	4
Figura 2.1 – Potência incidente efectiva e frequência de ocorrência em função do estado do mar.....	7
Figura 2.2 – Distribuição da energia incidente efectiva anual em função do estado do mar.....	7
Figura 3.1 – Coeficientes hidrodinâmicos de radiação em função da frequência, $B(\omega)$ , $C(\omega)$ .....	10
Figura 3.2 – Coeficientes hidrodinâmicos de difracção para diferentes rumos de incidência das ondas.....	10
Figura 3.3 – Abordagem inicial geral esquemática da câmara hidro-pneumática para a Foz do Douro (corte transversal).....	12
Figura 3.4 – Visão do molhe da Foz do Douro.....	12
Figura 4.1 – Coeficiente de potência em função do coeficiente de caudal para a turbina Wells.....	15
Figura 4.2 – Coeficiente de caudal em função do coeficiente de caudal, para a turbina Wells.....	15
Figura 4.3 – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal.....	17
Figura 4.4 – Coeficiente de potência em função do coeficiente de caudal para a turbina de acção .....	19
Figura 4.5 – Coeficiente de pressão em função do coeficiente de caudal para a turbina de acção.....	19
Figura 4.6 – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal.....	19
Figura 4.7 – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal para a turbina Wells e turbina de acção.....	20
Figura 4.8 – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal normalizado para a turbina Wells e turbina de acção.....	20
Figura 4.9 – Turbina Wells da central do Pico.....	21

Figura 4.10 – Turbina de acção.....	21
Figura 4.11 – Representação de um grupo turbo-gerador equipado com turbina do tipo Wells .....	21
Figura 4.12 – Representação de um grupo turbo-gerador equipado com turbina de acção.....	21
Figura 5.1 – Função memória.....	25
Figura 5.2 – Espectro de energia.....	25
Figura 6.1 – Potência média útil anual para as turbinas Wells com restrições de velocidade de rotação em função do estado do mar.....	31
Figura 6.2 – Potência média útil anual para as turbinas Wells com restrições de velocidade de rotação e válvula de alívio rápido, em função do estado do mar.....	31
Figura 6.3 – Potência média útil anual para as turbinas de acção, em função do estado do mar.....	31
Figura 6.4 – Potência média útil anual para a turbina de Acção e turbina Wells, e Wells em paralelo com válvula de alívio, em função do estado do mar.....	31
Figura 6.5 – Potência média útil em função da velocidade de rotação óptima para turbina Wells.....	32
Figura 6.6 – Potência média útil em função da velocidade de rotação limitada para turbina Wells.....	33
Figura 6.7 – Potência média útil em função da velocidade de rotação limitada para turbina Wells, com actuação da válvula de alívio.....	35
Figura 6.8 – Potência média útil em função da velocidade de rotação, para a turbina de acção.....	35
Figura 6.9 – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells, ignorando restrições de velocidade de rotação.....	36
Figura 6.10 – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para turbina Wells considerando restrições de velocidade de rotação.....	36
Figura 6.11 – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para turbina Wells considerando restrições de velocidade de rotação, e válvula de alívio.....	36
Figura 6.12 – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para a turbina de acção.....	36

Figura 6.13 – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells ignorando limites de velocidade.....	37
Figura 6.14 – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells com restrições de velocidade.....	37
Figura 6.15 – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells com restrições de velocidade e válvula de alívio.....	37
Figura 6.16 – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina de acção.....	37
Figura 6.17 – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells ignorando restrições de velocidade.....	38
Figura 6.18 – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells tendo em atenção limites de velocidade e o funcionamento da válvula de alívio.....	38
Figura 6.19 – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina de acção.....	39
Figura 6.20 – Perdas mecânicas em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells sem restrições de velocidade.....	39
Figura 6.21 – Rendimento mecânico em do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells sem restrições de velocidade.....	39
Figura 6.22 – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells, ignorando restrições da velocidade de rotação.....	40
Figura 6.23 – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells com a velocidade de rotação limitada.....	40
Figura 6.24 – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells com a velocidade de rotação limitada, e considerando o funcionamento da válvula de alívio rápido.....	41
Figura 6.25 – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina de acção.....	41
Figura 6.26 – Potência útil média anual em função do diâmetro das turbinas.....	44
Figura 6.27 – Largura de captura média anual da câmara pneumática em função do diâmetro das turbinas.....	47

Figura 6.28 – Largura de captura média da câmara pneumática em função do diâmetro das turbinas, para os 4 rumos de ondulação, para a turbina Wells com restrições da velocidade de rotação.....	47
Figura 6.29 – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina Wells.....	48
Figura 6.31 – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina Wells com válvula de alívio.....	48
Figura 6.30 – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina de acção.....	48
Figura 7.1 – Potência média útil em função da velocidade de rotação e lei de controlo da potência eléctrica para $dN=60$ , turbina Wells $D=2$ m.....	57
Figura 7.2 – Potência média útil em função da velocidade de rotação e lei de controlo da potência eléctrica para $dN=20$ , turbina Wells $D=2$ m.....	57
Figura 7.3 – Gerador de indução e conversor electrónico EFACEC: rendimento electromecânico em função da potência eléctrica instantânea e da velocidade de rotação.....	60
Figura 7.4 – Potência média útil com limite de velocidade, potência média útil com controlo de velocidade, em função da velocidade de rotação. Turbina Wells.....	62
Figura 7.5 – Potência média útil com limite de velocidade, potência média útil com controlo de velocidade, em função dos estados do mar. Turbina Wells.....	62
Figura 7.6 – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação óptima fixa para cada estado do mar. Turbina Wells, $D=2$ m.....	64
Figura 7.7 – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade rotação. Turbina Wells, $D=2$ m.....	64
Figura 7.8 – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em cada estado do mar. $D=2$ m, Gerador de 250 kW.....	64
Figura 7.9 – Máxima variação temporal da potência eléctrica, $\frac{dP_{e\ max}}{dt}$ . Gerador de 250 kW.....	64
Figura 7.10 – Rendimento aerodinâmico e rendimento eléctrico em função da potência útil média com controlo da velocidade de rotação.....	65
Figura 7.11 – Desvio padrão da potência eléctrica em função da potência eléctrica.....	65

Figura 7.12 – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação óptima fixa para cada estado do mar. Turbina Wells com válvula de alívio, D=2m.....	66
Figura 7.13 – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade rotação. Turbina Wells, com válvula de alívio, D=2m.....	66
Figura 7.14 – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em cada estado do mar. D=2 m, Gerador de 300 kW.....	67
Figura 7.15 – Máxima variação temporal da potência eléctrica, $\frac{dP_e \max}{dt}$ . D=2 m, Gerador de 300 kW.....	67
Figura 7.16 – Rendimento aerodinâmico e rendimento eléctrico em função da potência útil média com controlo da velocidade de rotação para a turbina Wells com válvula.....	67
Figura 7.17 – Desvio padrão da potência eléctrica em função da potência eléctrica. Turbina Wells com válvula.....	67
Figura 7.18 – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação fixa para cada estado do mar. Turbina de acção, D=1,7 m.....	68
Figura 7.19 – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade rotação. Turbina de acção, D=1,7 m.....	68
Figura 7.20 – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em cada estado do mar. D=1,7 m, Gerador de 300 kW.....	69
Figura 7.21 – Máxima variação temporal da potência eléctrica, $\frac{dP_e \max}{dt}$ . D=1,7 m, Gerador de 300 kW.....	69
Figura 7.22 – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	71
Figura 7.23 – Potência útil (azul) e potência eléctrica (vermelho), em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	71
Figura 7.24 – Binário eléctrico e binário útil da turbina em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	72
Figura 7.25 – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	72
Figura 7.26 – Rendimento eléctrico e rendimento aerodinâmico em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	72

Figura 7.27 – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	72
Figura 7.28 – Queda de pressão na turbina e caudal volúmico em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).....	72
Figura 7.29 – Potência pneumática capturada em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.30 – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.31 – Potência útil (azul) e potência eléctrica, em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.32 – Binário eléctrico e binário útil da turbina em função do tempo, para a a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.33 – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.34 – Rendimento eléctrico e rendimento aerodinâmico em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	73
Figura 7.35 – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	74
Figura 7.36 – Caudal volúmico que atravessa a válvula de alívio rápido em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	74
Figura 7.37 – Queda de pressão na turbina e caudal volúmico em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).....	74
Figura 7.38 – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).....	74
Figura 7.39 – Potência útil e potência eléctrica (, em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).....	74
Figura 7.40 – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina acção (D=1,7m).....	75
Figura 7.41 – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).....	75
Figura 7.42 – Rendimento eléctrico e rendimento aerodinâmico em função do tempo, para a turbina acção (D=1,7m).....	75

Figura 7.43 – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina de acção ( $D=1,7m$ ).....75

Figura 7.44 – Queda de pressão na turbina e caudal volúmico em função do tempo, para a turbina acção ( $D=1,7m$ ).....75





## Lista de tabelas

Tabela 1 – Clima de ondas.....	8
Tabela 6.1 – Potências médias anuais e largura de captura anual para clima de ondas de 46 estados do mar.....	42
Tabela 6.2 – Potências pneumáticas; Potências pneumáticas capturadas; Potências dissipadas pela válvula; larguras de captura e larguras de captura efectivas, em função dos diâmetros das turbinas e clima de ondas considerado.....	43
Tabela 6.3 – Potências médias anuais e largura de captura anual para clima de ondas de 20 estados do mar.....	45
Tabela 6.4 – Potência útil média anual máxima para cada turbina em função dos diâmetros óptimos das turbinas.....	46
Tabela 6.5 – Potência útil média para a turbina de acção, e para o estado do mar $N_e=11$ , para diferentes incrementos de tempos e numero de pontos.....	49
Tabela 7.1 – Potências médias anuais e largura de captura anual para clima de ondas de 20 estados do mar.....	63



## Lista de anexos

Tabela A.1 – Turbina Wells, diâmetro D=1,5m, sem válvula de alívio rápido, e sem restrições de velocidade.....	i
Tabela A.2 – Turbina Wells, diâmetro D=2m, sem válvula de alívio rápido, e sem restrições de velocidade.....	ii
Tabela A.3 – Turbina Wells, diâmetro D=2,5m, sem válvula de alívio rápido e sem restrições de velocidade.....	iii
Tabela A.4 – Turbina Wells, diâmetro D=3m, sem válvula de alívio rápido e sem restrições de velocidade.....	iv
Tabela A.5 – Turbina Wells, diâmetro D=1,5m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.....	v
Tabela A.6 – Turbina Wells, diâmetro D=2m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.....	vi
Tabela A.7 – Turbina Wells, diâmetro D=2,5m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.....	vii
Tabela A.8 – Turbina Wells, diâmetro D=3m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.....	viii
Tabela A.9 – Turbina Wells, diâmetro D=1,5m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.....	ix
Tabela A.10 – Turbina Wells, diâmetro D=2m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.....	x
Tabela A.11 – Turbina Wells, diâmetro D=2,5m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.....	xi
Tabela A.12 – Turbina Wells, diâmetro D=3m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.....	xii
Tabela A.13 – Turbina de acção, diâmetro D=1,2m.....	xiii
Tabela A.14 – Turbina de acção, diâmetro D=1,7m.....	xiv
Tabela A.15 – Turbina de acção, diâmetro D=2,2m.....	xv
Tabela A.16 – Turbina de acção, diâmetro D=2,7m.....	xvi

Tabela A.17 – Turbina Wells com diâmetro $D=2,0\text{m}$ , com controlo da velocidade de rotação. Cada grupo com 250 kW.....	xvii
Tabela A.18 – Turbina Wells com diâmetro $D=2,0\text{m}$ , com controlo da velocidade de rotação. Cada grupo com 250 kW.....	xvii
Tabela A.19 – Turbina Wells com válvula de alívio, $D=2,0\text{m}$ , e controlo da velocidade de rotação. 300kW .....	xviii
Tabela A.20 – Turbina Wells com válvula de alívio, $D=2,0\text{m}$ , e com controlo da velocidade de rotação. 300kW.....	xviii
Tabela A.21 – Turbina de acção, $D=1,7\text{m}$ , e com controlo da velocidade de rotação. Cada grupo com 300kW.....	xix
Tabela A.22 – Turbina de acção, $D=1,7\text{m}$ , com controlo da velocidade de rotação. 300kW.....	xix
A.23– Programa numérico para as turbinas Wells com válvula de alívio.....	xx

# Capítulo 1

## 1-Introdução

### 1.1 Aspectos gerais

Embora a ideia de converter a energia das ondas do mar em outras formas de energia, nomeadamente eléctrica, não ser recente (a primeira técnica patenteada data de 1799, Girard&filho, França), as primeiras aplicações industriais surgem em meados do século XX no Japão, com as bóias de sinalização marítima do Comandante da marinha japonesa Yoshio Masuda. Com os choques petrolíferos da década de setenta, os países industrializados, com economias fortemente baseadas no consumo de petróleo e derivados, são alertados para a necessidade de diversificação das matrizes energéticas, tendo em consideração constrangimentos de natureza económica, política e geoestratégica.

Como consequência desta conjuntura, são impulsionadas actividades de investigação e desenvolvimento no âmbito das energias renováveis, entre as quais a das ondas. Contudo, esta conhece um desenvolvimento mais lento devido a vários factores, salientando-se a maior complexidade e a agressividade do meio. No seguimento desta conjuntura, diferentes países europeus em condições de explorar este recurso, começam a considerar a energia das ondas como recurso energético passível de aproveitamento, e implementam importantes medidas com o objectivo de apoiar e estimular o desenvolvimento de dispositivos de absorção da energia das ondas. De acordo com esta política seguida por vários países europeus, entre os quais Portugal, a própria Comissão Europeia torna-se numa entidade central neste processo, e desenvolve também programas de ajuda financeira, assim como apoia uma série de conferências internacionais que contribuíram significativamente para a um maior estímulo e coordenação das actividades realizadas na Europa pelas universidades, centros de pesquisa e indústria.

Nos últimos 30 anos a energia das ondas tem passado por processos cíclicos com fases de grande entusiasmo, desapontamento e reconsideração, sendo que, nos tempos mais recentes, as questões ambientais têm também contribuído fortemente para estimular o desenvolvimento da energia das ondas. Apesar do grande desafio que representa ao nível da engenharia, o persistente esforço de investigação e desenvolvimento, a experiência acumulada durante estes

anos, tem contribuído para o aumento do desempenho das tecnologias de absorção de energia, o que tem levado gradualmente estas tecnologias para um patamar de maior maturidade, e de proximidade de exploração comercial. A longo prazo, é esperado que a energia das ondas venha a ter um papel relevante na matriz energética dos países com acesso directo aos oceanos, nomeadamente aqueles cuja situação geográfica se encontra aproximadamente, entre os 30° e os 60° de latitude em ambos hemisférios.

Desde o início, e não obstante o aparecimento de várias e diferentes propostas para absorção da energia das ondas, um dispositivo sempre mereceu muita atenção por parte das equipas de investigação: Coluna de Água Oscilante (CAO, OWC), sendo que precisamente por este facto, este tipo de dispositivo consagrou-se como o mais estudado, e por conseguinte, aquele que possivelmente desfrute de um maior nível de maturidade, até à data. Contudo, na cadeia de conversão de energia, a turbina sempre se mostrou como o elemento mais sensível, necessitando de melhorias significativas ao nível do rendimento aerodinâmico, e para gamas de caudal mais alargadas. Algumas centrais do tipo CAO foram construídas no Japão, Portugal (Ilha do Pico), Escócia, Noruega, Índia e China, quase todas equipadas com turbinas auto-rectificadoras do tipo Wells.

Portugal tem condições extremamente favoráveis para o aproveitamento do recurso, dos quais se destacam uma costa com acesso a um recurso energético médio-alto (fluxo médio de energia, ao largo, entre 30 a 40 MW/km), com águas de profundidade razoável relativamente próximas da costa (na costa noroeste a batimétrica dos 50 metros encontra-se a uma distância da ordem dos 6 a 8 km da costa, sendo que a sudoeste a mesma batimétrica encontra-se de 2 a 4 km de distância), uma grande concentração populacional ao longo da faixa costeira, o que permite o fácil acesso aos pontos de ligação à rede eléctrica nacional, a existência de portos e estaleiros de construção e reparação naval ao longo da costa, o relevante conhecimento técnico-científico existente no país, e as condições de venda da energia produzida (tarifa atractiva, €0,238/kWh, com obrigatoriedade de compra).

Admitindo um fluxo médio de energia de 30 MW/km, e uma extensão de 250 km da costa continental portuguesa passível de aproveitamento energético, e considerando que 15% da energia incidente pode ser convertida em energia eléctrica, o potencial de produção de energia eléctrica associado a esta extensão de costa é de cerca de 10 TWh/ano, o que representa cerca de 20% do consumo de energia eléctrica estimado pela ERSE para 2010. Este valor é

representativo do impacto que a energia das ondas poderá ter na matriz energética portuguesa, não desprezando o importante impacto socio-económico resultante.

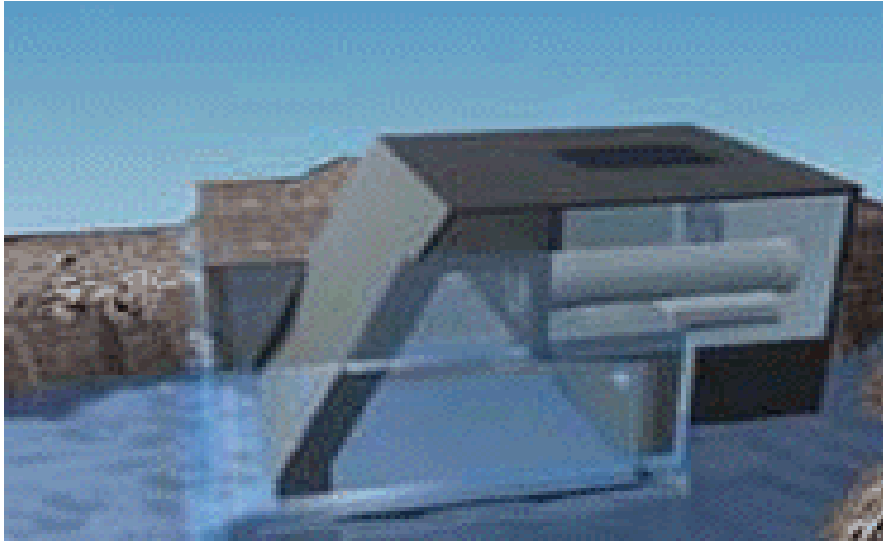
## **1.2- Objectivos e estrutura da tese**

O presente trabalho tem como objectivo a optimização, análise e comparação do desempenho de uma central de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante fixa (CAO, ou OWC no acrónimo inglês), ora equipada com dois grupos turbo-eléctricos com turbinas do tipo Wells (em paralelo), ora com dois grupos com turbinas de acção. Para tal, fez-se uso de muita da informação reunida no âmbito do projecto CEODOURO (projecto para a construção de uma central do tipo CAO no novo molhe da foz do rio Douro, no Porto), nomeadamente a informação relativa à hidrodinâmica de uma das câmaras hidro-pneumáticas (Câmara 3 virada a Noroeste), bem como as curvas do desempenho aerodinâmico das turbinas Wells que seriam instaladas nesta central, e o clima de ondas do local.

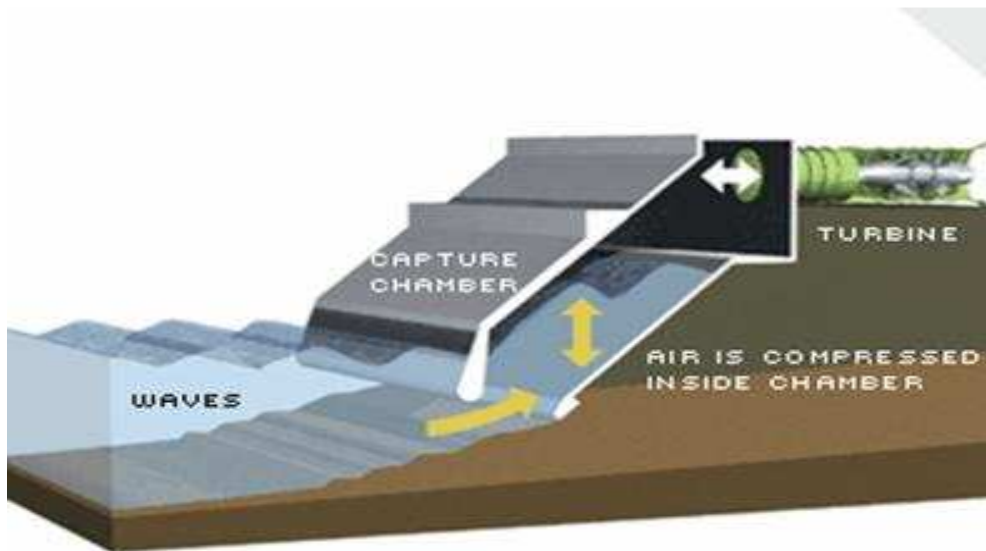
A análise é efectuada por meio de simulações computacionais no domínio do tempo, através de vários programas desenvolvidos para o efeito, em linguagem MATHEMATICA 5.0. O facto de as turbinas influenciarem toda a cadeia de conversão de energia, obriga à modelação completa da central, do que resulta um modelo numérico completo da cadeia de energia (Wave-to-Wire). Existiu também o cuidado de integrar as perdas mais importantes que ocorrem na cadeia de energia, bem como de desenvolver e integrar uma estratégia de controlo da velocidade de rotação das turbinas no modelo.

A necessidade de modelar a cadeia de conversão de energia no domínio do tempo deve-se, por um lado, ao facto da turbina de acção exibir uma relação não linear entre o coeficiente de caudal e o coeficiente de pressão, o que faz com que a modelação da cadeia de conversão de energia deixe de ser linear. Por outro lado, a necessidade de integrar no modelo uma estratégia para o controlo da velocidade de rotação das turbinas, bem como estudar a influência que os dois tipos de turbinas têm no que respeita à qualidade de energia eléctrica.

É comparada a influência que os dois tipos de turbinas têm, sobre diversos aspectos considerados fundamentais do ponto de vista da optimização, dimensionamento e funcionamento global da central.



**Figura 1.1** – Central de energia das ondas da ilha do Pico.



**Figura 1.2** – Central Limpet na ilha de Islay, Escócia.



# Capítulo 2

## 2-Clima de ondas

No presente trabalho, o clima de ondas utilizado resulta do agrupamento dos estados do mar constituintes do clima de ondas calculado pela Consulmar para a batimétrica dos 100 m [1]. Este era originalmente representado por 150 estados do mar, caracterizados pela altura significativa das ondas, período de energia e frequência de ocorrência, estando os estados do mar distribuídos por quatro rumos de ondulação. Devido ao elevado número de estados do mar, que tornariam as simulações numéricas demasiadamente demoradas, optou-se por agregar os estados do mar em grupos de quatro (alguns, poucos, em grupos de três ou de cinco estados do mar), sendo que a agregação obedece ao critério da adjacência em termos de altura significativa e período de energia, respeitando naturalmente os rumos. Assim, foi possível obter-se um clima de ondas constituído somente por 46 estados do mar (admite-se que um número desta ordem, é suficiente para caracterizar um clima de ondas de forma estatisticamente representativa). A altura significativa das ondas, período de energia e frequência de ocorrência dos estados do mar resultantes da agregação, são calculados da seguinte forma, respectivamente:

$$H_s = \frac{\sum_i H_{sci} f_{ci}}{\sum f_{ci}} ; \quad (2.1)$$

$$T_e = \frac{\sum_i T_{eci} f_{ci}}{\sum f_{ci}} ; \quad (2.2)$$

$$f_i = \sum_i f_{ci} ; \quad (2.3)$$

Em que  $H_{sci}$ ,  $T_{eci}$  e  $f_{ci}$ , referem-se respectivamente, à altura significativa, período de energia e frequência de ocorrência para os estados do mar da Consulmar. Importa salientar que alguns autores optam por fazer agregações, quando necessário, tendo como pressuposto a manutenção do nível de potência em ambos climas de ondas. Contudo, esta opção leva geralmente a que a altura significativa para um dado estado do mar resultante da agregação seja significativamente superior às alturas significativas dos estados do mar que lhe deram

origem. Assim, de acordo com a opção tomada de não manter o nível de potência em ambos climas de ondas, importava aferir a diferença entre os níveis de potência. Com base na equação (3.7) (ver Capítulo 3, pag. 11), e recorrendo à seguinte expressão:

$$\sum_{j=1}^{46} \dot{E}(H_{sj}, T_{ej}) f_i, \quad (2.4)$$

calcula-se um nível de potência médio anual de 14,81 kW/m para o clima de ondas da Consulmar (150 estados do mar) e de 14,42 kW/m para o clima de ondas agregado (46 estados do mar), para a batimétrica dos 100 m. A diferença é de 2,6%. Note-se que a própria Consulmar calcula um nível de potência médio anual de 15,4 kW/m, sendo que o INETI obtém para o mesmo local 14,5 kW/m [2]. Não são conhecidos os métodos e critérios de cálculo utilizados por ambos.

Na aproximação das ondas à costa, com a diminuição da profundidade, assiste-se a uma perda de potência das ondas por efeitos de atrito com o fundo e fenómenos de reflexão das ondas. Considera-se que esta perda de potência se reflecte na diminuição da altura significativa das ondas  $H_s$ . Assim, no cálculo da potência incidente para a batimétrica dos 10 m (profundidade do local de implantação da câmara hidro-pneumática), a altura significativa das ondas é corrigida pela equação [3]:

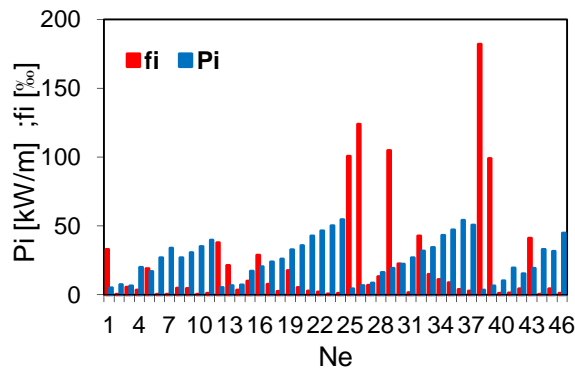
$$H_{s_{loc}} = \begin{cases} H_s & \text{se } H_s < 1 \text{ m} \\ -0,0375 + 1,075H_s - 0,0375H_s^2 & \text{se } H_s \geq 1 \text{ m} \end{cases} \quad (2.5)$$

sendo  $H_{s_{loc}}$  a altura significativa no local de implantação da câmara hidro-pneumática (batimétrica dos 10 m).

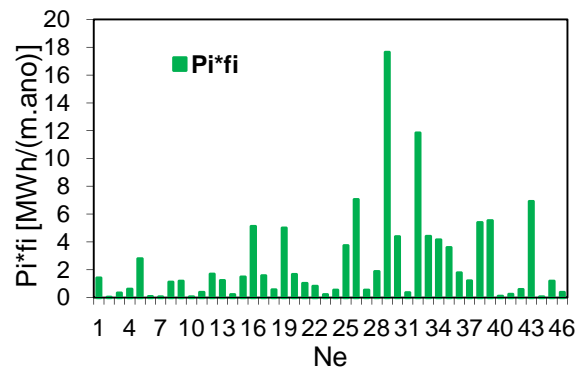
No modelo de cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos e o modelo subjacente ao cálculo do comportamento hidrodinâmico do dispositivo, assume-se que o sistema comporta-se linearmente. Por conseguinte, as perdas não lineares por efeito de fluido real e pelo facto da amplitude das ondas incidentes ser finita, não foram tomadas em consideração no cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos e comportamento hidrodinâmico. Admitindo que estas perdas correspondem a uma diminuição da energia das ondas incidentes, em função da geometria da câmara hidro-pneumática e do clima de ondas, que se reflecte como na diminuição de  $H_{s_{loc}}$ , calcula-se a potência incidente efectiva,  $H_{s_{efec}}$ , com base na equação (2.6), adaptada de [3]:

$$H_{sefec} = 1,14 \begin{cases} H_{sloc} & se H_{sloc} < 1,34 m \\ -3,14317 + 4,17393H_{sloc}^{0,24319} & se 1,34 m \leq H_{sloc} \leq 4,13034m \\ 2,75 & se H_{sloc} > 4,13034 m \end{cases} \quad (2.6)$$

Considerando as funções anteriores, estima-se um nível de potência média anual efectiva de 12,7 kW/m, para o clima de ondas agregado no local de implantação da câmara hidro-pneumática. A figura 2.1 mostra a distribuição da potência incidente efectiva e distribuição de frequências de ocorrência para cada estado do mar do clima de ondas. A figura 2.2 mostra a distribuição da energia incidente efectiva por cada estado do mar. Para o clima de ondas considerado, a energia incidente efectiva anual será de 111,3 MWh/m.ano.



**Figura 2.1** – Potência incidente efectiva e frequência de ocorrência em função do estado do mar.



**Figura 2.2** – Distribuição da energia incidente efectiva anual em função do estado do mar.

A tabela seguinte mostra os estados do mar do clima de ondas utilizado no presente trabalho. A direcção da ondulação constante na primeira coluna é referente ao ângulo entre a direcção da ondulação incidente e a normal à parede frontal da câmara hidro-pneumática. Na quinta coluna, a “potência efectiva”, refere-se à potência incidente efectiva no local para cada estado do mar, ou seja, é calculada com base em  $H_s$  corrigido pelas funções (2.5) e (2.6). A sexta coluna refere-se à contribuição da potência incidente efectiva de cada estado do mar, no nível de potência médio anual. Ne é referente ao número do estado do mar. Os ângulos constantes na tabela 1, são definidos em relação à normal da parede frontal da câmara hidro-pneumática.

Direcção de ondulação	Ne	Hs (m)	Hs efectivo (m)	Te (s)	fi*1000	potência efectiva (kW/m)	potencia efectiva * fi (W/(m.ano))
60°	1	1,0	1,1	6,8	32,8	4,9	160,3
	2	1,0	1,1	16,0	0,2	7,2	1,4
	3	1,0	1,1	10,1	5,5	6,3	34,5
	4	2,0	2,0	10,3	3,3	19,9	66,6
	5	2,0	2,0	7,6	19,0	16,8	317,8
	6	2,3	2,2	15,3	0,3	26,8	7,8
	7	2,8	2,5	16,0	0,1	33,8	3,3
	8	2,9	2,5	8,0	4,7	26,7	126,3
	9	2,9	2,5	10,2	4,4	30,5	133,2
	10	3,8	2,9	8,0	0,1	35,0	4,6
	11	3,8	2,9	10,0	1,0	39,7	40,2
50°	12	1,0	1,1	7,1	37,6	5,1	190,4
	13	1,0	1,1	10,9	21,2	6,5	137,4
	14	1,0	1,1	14,3	3,2	7,1	22,6
	15	2,0	2,0	7,8	9,8	17,1	167,0
	16	2,0	2,0	10,9	28,6	20,4	582,9
	17	2,1	2,1	14,5	7,5	23,7	178,6
	18	2,8	2,5	8,0	2,4	25,8	61,4
	19	3,0	2,6	11,0	17,4	32,7	569,5
	20	3,0	2,6	14,5	5,3	35,6	187,5
	21	3,9	2,9	11,2	2,7	42,6	114,0
	22	3,9	2,9	14,9	2,0	46,4	91,8
	23	4,8	3,1	11,5	0,4	50,0	21,7
	24	4,9	3,1	15,5	1,1	54,4	60,0
	40°	25	0,9	1,0	7,4	100,5	4,2
26		1,0	1,1	10,9	123,8	6,5	802,3
27		1,1	1,2	14,1	6,8	8,5	58,2
28		1,9	1,9	7,9	13,1	16,1	210,5
29		1,9	1,9	11,1	104,6	19,2	2012,9
30		2,0	2,0	14,2	22,4	22,2	498,4
31		2,9	2,5	8,0	1,4	26,8	38,4
32		2,9	2,5	11,2	42,5	31,8	1349,6
33		2,9	2,5	14,2	14,7	34,2	501,7
34		3,9	2,9	11,6	10,9	43,2	470,9
35		4,0	2,9	14,3	8,7	47,0	408,2
36		4,9	3,1	15,0	3,7	54,0	202,2
37		5,0	3,1	11,9	2,7	50,6	136,3
30°		38	0,8	0,9	7,5	181,9	3,4
	39	1,0	1,1	10,4	98,9	6,4	628,8
	40	1,2	1,3	14,0	0,9	10,1	9,1
	41	1,8	1,9	14,0	1,3	19,3	25,3
	42	1,8	1,9	8,0	4,2	15,1	63,5
	43	1,9	1,9	11,0	41,0	19,2	786,7
	44	2,8	2,5	14,0	0,1	32,8	4,0
	45	2,9	2,5	11,0	4,2	31,5	132,5
	46	4,0	2,9	12,0	0,9	44,7	42,0
	Soma:					1000,0	Soma:

**Tabela 1** – Clima de ondas.

# Capítulo 3

## 3-Hidrodinâmica

A utilização da teoria linear das ondas permite-nos decompor o caudal escoado alternadamente pela superfície da água no interior da câmara hidro-pneumática, como a soma do caudal difractado e caudal radiado [4]:

$$q(t) = q_i(t) + q_r(t) . \quad (3.1)$$

No presente trabalho, os caudais difractado e radiado são calculados a partir do conhecimento dos coeficientes hidrodinâmicos de difracção, para diferentes direcções da ondulação incidente, (dado a câmara pneumática ter uma forma geométrica não axi-simétrica), e do coeficiente hidrodinâmico de radiação.

Os coeficientes hidrodinâmicos da câmara pneumática (cedidos pelo INETI), foram calculados utilizando o software WAMIT. Este software utiliza o método dos painéis para o cálculo de diversos coeficientes característicos do comportamento hidrodinâmicos de corpos sujeito à acção de um campo de ondas. Para dispositivos do tipo CAO, é necessário calcular a função de transferência que relaciona o caudal difractado, com a amplitude da onda incidente, bem como a função que relaciona o caudal radiado com a amplitude da pressão no interior da câmara. Assim, admitindo que  $\Gamma(\omega)$  é o coeficiente de caudal a difractado, temos:

$$\Gamma(\omega) = \frac{|Q_i(\omega)|}{A} . \quad (3.2)$$

Note-se que o coeficiente de difracção é também dependente do ângulo entre a direcção de propagação das ondas e a normal à parede frontal da câmara. Para o caudal radiado, temos,

$$B(\omega) + iC(\omega) = -\frac{Q_r(\omega)}{P(\omega)} . \quad (3.3)$$

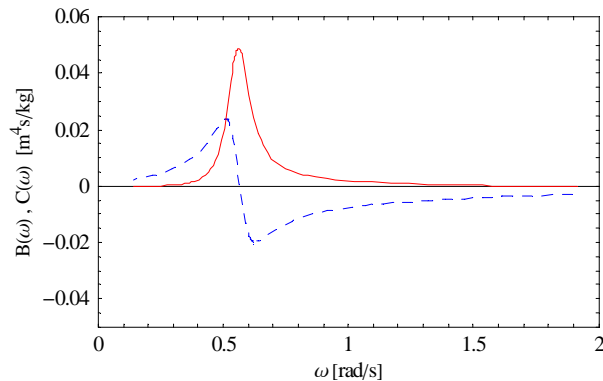
Sendo  $Q_r(\omega)$  e  $P(\omega)$  amplitudes complexas do caudal radiado e pressão, respectivamente.  $B(\omega)$  e  $C(\omega)$  são designados como condutância e susceptância de radiação, respectivamente.

Admitindo que todo o sistema é linear, a relação entre estas variáveis no domínio da frequência e as suas homólogas no domínio do tempo para ondas irregulares é [5]:

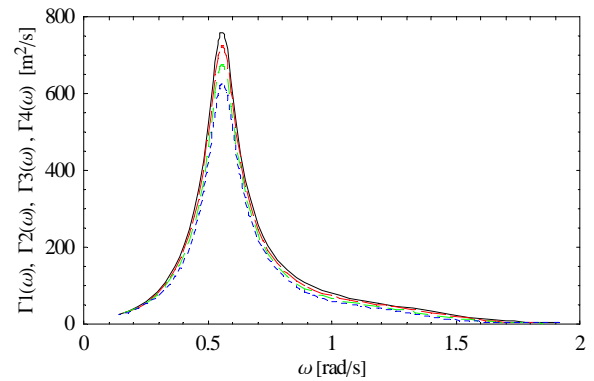
$$\{p(t), q_i(t), q_r(t)\} = \int_0^{\infty} \{P(\omega), Q_i(\omega), Q_r(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega . \quad (3.4)$$

Os coeficientes hidrodinâmicos, foram calculados para frequências situadas entre os 0,14 e 1,91 rad/s, para a cota +2 m em relação ao zero hidrográfico, e para ângulos de incidência da ondulação que vão desde os 0 aos 80° em relação à normal da parede frontal da câmara, em intervalos de 20°. De acordo com os dados relativos ao clima de ondas, verifica-se que a ondulação incidente provém do quadrante Noroeste, com rumos médios de propagação a variar entre os 30 e os 60° relativamente à normal da parede frontal da câmara pneumática. Nas simulações realizadas no presente trabalho, optou-se pela discretização dos rumos em intervalos de 10°, pelo que os coeficientes hidrodinâmicos para 30 e 50°, foram obtidos através de interpolação linear a partir dos coeficientes hidrodinâmicos de 20, 40 e 60°.

As figuras seguintes, mostram os valores dos coeficientes de radiação  $B(\omega)$  e  $C(\omega)$ , e do coeficiente de difracção para os quatro rumos. Note-se que estes foram obtidos considerando a câmara pneumática isolada.



**Figura 3.1** – Coeficientes hidrodinâmicos de radiação em função da frequência, ( $B(\omega)$  linha contínua, vermelho,  $C(\omega)$  linha tracejada, azul).



**Figura 3.2** – Coeficientes hidrodinâmicos de difracção para diferentes rumos de incidência das ondas, ( $\Gamma_1(\omega)$  a traço pequeno azul, para 60°,  $\Gamma_2(\omega)$  a traço médio verde, 50°,  $\Gamma_3(\omega)$  a traço grande vermelho, 40°,  $\Gamma_4(\omega)$  a traço contínuo preto, 30°).

A cadeia de conversão de energia de um dispositivo do tipo CAO, é constituída por três etapas consecutivas. A primeira etapa, ocorre na câmara pneumática, onde a energia contida nas ondas é absorvida e convertida em energia pneumática, que será, por sua vez, disponibilizada à turbina. É evidente, que a eficiência com que a câmara pneumática é capaz

de absorver e converter energia é um parâmetro importante que interessa quantificar. Define-se a largura de captura como:

$$L_c = \frac{\overline{\dot{E}_{pneu}}}{\dot{E}} . \quad (3.5)$$

Onde  $\dot{E}_{pneu}$ , é a potência pneumática (kW), e  $\dot{E}$ , é a potência incidente do recurso por unidade de comprimento de crista de onda (kW/m). Atendendo ao espectro de Pierson-Moskowitz, e a velocidade de grupo, a potência incidente  $\dot{E}$  é dada pela seguinte equação, adaptada de [6]:

$$\begin{aligned} \dot{E} = \rho g^2 \int_0^{\infty} 131.5 H_s^2 T_e^{-4} \omega^{-5} \exp(-1054 T_e^{-4} \omega^{-4}) \frac{1}{\omega} & \left( \tanh(kh) \right. \\ & \left. + \frac{kh}{\cosh^2(kh)} \right) d\omega . \end{aligned} \quad (3.6)$$

Atendendo à relação de dispersão, e à definição de velocidade de fase, obtemos a seguinte relação entre  $C$  e  $\omega$ :

$$C \frac{\omega}{g} = \tanh\left(\frac{\omega h}{C}\right) .$$

Fixando a profundidade  $h$ , esta equação pode ser resolvida fazendo variar  $\omega$ , obtendo-se  $C = C(\omega)$ , (não confundir velocidade de fase com o coeficiente hidrodinâmico de radiação, ambos dados por  $C(\omega)$ ). Atendendo que  $k = \omega/C$ , podemos substituir  $k$ , na equação (3.6), obtendo-se:

$$\begin{aligned} \dot{E} = \rho g^2 \int_0^{\infty} 131.5 H_s^2 T_e^{-4} \omega^{-5} \exp(-1054 T_e^{-4} \omega^{-4}) \frac{1}{\omega} & \left( \tanh\left(\frac{\omega}{C} h\right) \right. \\ & \left. + \frac{\frac{\omega}{C} h}{\cosh^2\left(\frac{\omega}{C} h\right)} \right) d\omega . \end{aligned} \quad (3.7)$$

Esta equação poderá ser resolvida para cada estado do mar, caracterizado pela altura significativa das ondas  $H_s$  e período de energia  $T_e$ , para a profundidade  $h$ . Admite-se para o local de implantação da câmara pneumática, uma profundidade média de 10 m.

A potência pneumática instantânea no interior da câmara será dada por:

$$\dot{E}_{pneu}(t) = q(t)p(t) . \quad (3.8)$$

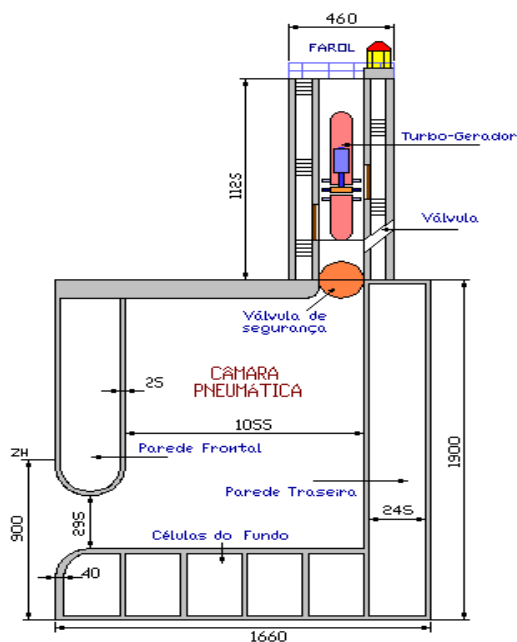
Para cada estado do mar, a potência pneumática média para um período de tempo  $T$  considerado estatisticamente representativo é:

$$\overline{\dot{E}_{pneu}} = \frac{1}{T} \int_0^T q(t)p(t) dt . \quad (3.9)$$

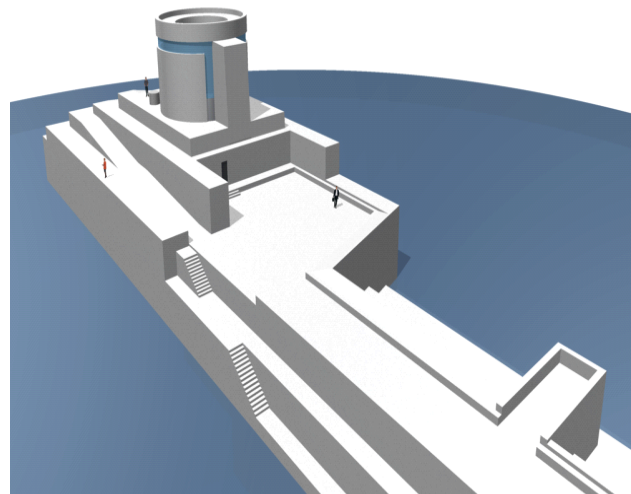
A largura de captura média anual, ou seja, para um dado clima de ondas, será dada pela seguinte expressão:

$$\overline{L_c} = \frac{\sum_i^{Ne} f_i \overline{\dot{E}_{pneu_i}}}{\sum_i^{Ne} f_i \dot{E}_i} ; \quad (3.10)$$

com  $f_i$ , sendo a frequência de ocorrência de cada estado do mar.



**Figura 3.3** – Abordagem inicial geral esquemática da câmara hidro-pneumática para a Foz do Douro (corte transversal).



**Figura 3.4** – Visão do molhe da Foz do Douro.



# Capítulo 4

## 4-Turbinas

Neste capítulo são apresentada sucintamente as curvas características das turbinas que foram utilizadas nas simulações numéricas.

### 4.1-Coefficientes adimensionais

No estudo das turbomáquinas é vantajosa a utilização de coeficientes adimensionais para a caracterização destas. A vantagem resulta do facto de que, através da combinação adequada de variáveis físicas importantes no funcionamento da turbomáquina, poder comparar máquinas geometricamente semelhantes independentemente das suas dimensões e velocidade de rotação. Se tivermos em consideração que uma parte importante do trabalho de investigação e desenvolvimento no campo das turbomáquinas é trabalho laboratorial, então a importância da utilização de coeficientes adimensionais torna-se evidente.

Um dos objectivos do presente trabalho, para além da análise do funcionamento global da central, seria encontrar os diâmetros dos dois tipos de turbinas que maximizam a energia produzida anualmente, assim como encontrar os diâmetros económicos destas. A utilização de coeficientes adimensionais simplifica este objectivo pelo facto do diâmetro das turbinas ser assim uma variável independente.

Ignorando efeitos do número de Reynolds e número de Mach, as curvas características das turbinas podem ser escritas de forma adimensional da seguinte forma:

$$\Phi = f_w(\Psi), \quad \Pi = f_p(\Psi).$$

São três os coeficientes adimensionais utilizados no presente trabalho que resultam do teorema de Buckingham, aos quais podemos ainda adicionar um quarto. A queda de pressão adimensional na turbina, ou coeficiente de pressão, é dado por:

$$\Psi = \frac{p}{\rho_a N^2 D^2}. \quad (4.1)$$

O coeficiente de caudal será:

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho_a N D^3}, \quad (4.2)$$

e o coeficiente de potência, ou de binário:

$$\Pi = \frac{P}{\rho_a N^3 D^5} = \frac{B}{\rho_a N^2 D^5} \quad (4.3)$$

Podemos ainda adicionar um quarto coeficiente, o rendimento aerodinâmico, que resulta dos 3 anteriores:

$$\eta = \frac{\Pi}{\Psi \Phi}. \quad (4.4)$$

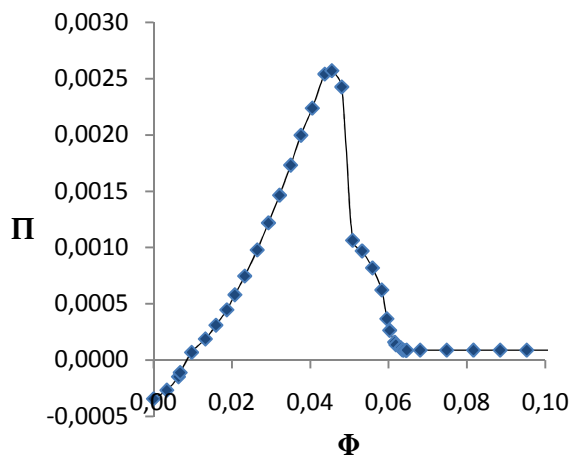
Onde  $p$  representa a queda de pressão na turbina (Pa),  $\dot{m}$  o caudal que a atravessa (kg/s),  $\rho_a$  a massa específica de referência do ar (kg/m<sup>3</sup>),  $N$  a velocidade de rotação (rad/s),  $D$  o diâmetro (m),  $P$  a potência (W) e  $B$  o binário (Nm). No presente trabalho  $p$  será a diferença entre a pressão total no interior da câmara pneumática e a pressão atmosférica, ou seja, a oscilação de pressão em torno da pressão atmosférica  $p_a$ . Note-se que os coeficientes apresentados pressupõem que o escoamento possa ser considerado incompressível. A massa específica do ar  $\rho_a$ , toma o valor de estagnação à entrada da turbina, considerado igual ao valor de referência estático ao nível do mar (1,25 kg/m<sup>3</sup>).

## 4.2- Curvas características da Turbina Wells

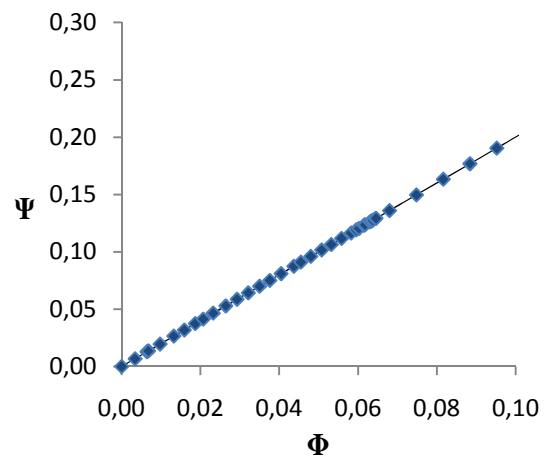
A turbina Wells tem sido a mais utilizada para equipar dispositivos de energia das ondas do tipo CAO, tendo sido desenvolvida especificamente para este propósito. A versão base da turbina Wells, consiste num conjunto de pás (geralmente 8) com perfil alar simétrico (geralmente perfis das series NACA, podendo variar ao longo da envergadura) com a corda normal ao eixo de rotação. Esta disposição permite que o desempenho da turbina seja independente da direcção do escoamento, ou seja, auto-rectificadora. Dado o escoamento ser alternado, a direcção das forças aerodinâmicas de sustentação (perpendicular à direcção do escoamento relativo), e de resistência, (paralelo à direcção do escoamento relativo), que actuam em cada pá, também é alternado. Projectando estas forças no plano da turbina, obtém-se a força resultante de sustentação, responsável pela criação de binário.

Num plano normal ao plano da roda da turbina, obtém-se uma força axial de grande magnitude cujo sentido varia de acordo com a direcção do escoamento, e que terá de ser descarregada nos apoios do veio da turbina. Não é difícil concluir que devido à magnitude desta força alternada, o projecto dos apoios tenha de ser alvo de algum cuidado.

As simulações numéricas realizadas no presente trabalho para a turbina Wells, basearam-se nas curvas características adimensionais obtidas experimentalmente no Instituto Superior Técnico [1]. O rotor da turbina Wells é constituído por 8 pás de corda constante, com uma relação corda/passo junto ao cubo de 0,85, e uma relação de diâmetro interior/diâmetro exterior de 0,6. O perfil das pás é de espessura relativa variável.



**Figura 4.1** - Coeficiente de potência em função do coeficiente de caudal para a turbina Wells.



**Figura 4.2** – Coeficiente de pressão em função do coeficiente de caudal, para a turbina Wells.

Na figura 4.1, representa o coeficiente de potência em função do coeficiente de caudal. Observa-se uma queda acentuada do coeficiente de potência para valores do coeficiente de caudal superiores a sensivelmente 0,045. Esta é de resto uma das características típicas das turbinas do tipo Wells, que ocorre devido à separação da camada limite no extradorso das pás do rotor, para caudais, em função da velocidade de rotação, demasiado elevados.

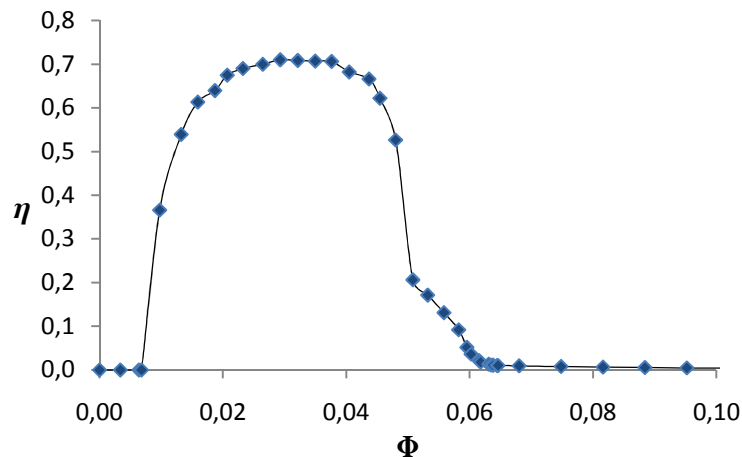
Com o objectivo de evitar o aparecimento de efeitos transónicos do escoamento na extremidade das pás e limitar os esforços mecânicos resultantes da força centrífuga, existe a necessidade de limitar a velocidade de rotação máxima da turbina. Para caudais elevados, a limitação da velocidade de rotação conduz a que o ângulo de incidência do escoamento nas pás seja demasiado elevado, tendo como consequência a separação da camada limite, e a

inevitável queda da potência debitada. Pelo facto da velocidade de rotação da turbina Wells estar limitada superiormente, o impedimento da entrada em perda desta, e consequente queda da potência debitada, é conseguido através da limitação do caudal, por instalação de uma ou mais válvulas, que poderão funcionar em paralelo ou em série com a turbina. As válvulas actuam quando o coeficiente de caudal atinge valores ligeiramente inferiores ao correspondente à queda abrupta do coeficiente de potência. Para a turbina simulada no presente trabalho, o valor do coeficiente de caudal crítico será,  $\Phi_{crit} \cong 0,045$ , ao qual corresponde um coeficiente de pressão crítico de  $\Psi_{crit} \cong 0,091$ .

Para valores do coeficiente de caudal inferiores a sensivelmente 0,008, o coeficiente de potência toma valores negativos, o que implica a dissipação de energia sob a forma de calor. Esta particularidade deve-se ao facto do ângulo de incidência do escoamento ser demasiado pequeno nestas circunstâncias, o que faz com que a projecção da força aerodinâmica de sustentação no plano da roda da turbina seja menor que a projecção da força de resistência no mesmo plano, cuja resultante é uma força que tende a desacelerar a turbina. Para cada ciclo de onda, o coeficiente de potência da turbina transita duas vezes por valores negativos, pelo que é importante que, por um lado, a gama de valores do coeficiente de pressão onde o coeficiente de potência é negativo não seja longo, e por outro, que os valores do coeficiente de potência não sejam demasiado baixos. Note-se que ao contrário de outros tipos de turbinas, nestas condições de funcionamento a turbina Wells não funciona como compressor.

A figura 4.2, apresenta a relação entre o coeficiente de caudal e o coeficiente de pressão. Pode-se observar que a relação existente é do tipo linear  $\Phi = K\Psi$ , com  $K = 0,5$ , para esta turbina. A existência de uma relação linear, é também uma das características típicas, e única, das turbinas Wells.

A figura 4.3, apresenta o rendimento aerodinâmico da turbina Wells em questão. Observa-se que o rendimento aerodinâmico é nulo para valores do coeficiente de caudal até sensivelmente 0,008, a partir do qual aumenta acentuadamente, atingindo um patamar de valores superior a 60% relativamente estável e longo, típico nas turbinas Wells. Este patamar verifica-se para um intervalo do coeficiente de caudal entre 0,015 e 0,045, sendo que a partir deste último valor do coeficiente de caudal, o rendimento diminui drasticamente por efeito da separação da camada limite e posterior entrada em perda aerodinâmica.



**Figura 4.3** – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente, turbina Wells.

O rendimento máximo atingido por esta turbina é de 71%, para um coeficiente de caudal de aproximadamente 0,029. Contudo, devido à já mencionada reciprocidade do escoamento, para cada ciclo de onda, a turbina percorre duas vezes a sua curva de rendimento, o que para condições de funcionamento óptimas, ou próximas do óptimo, permite que o rendimento médio da turbina seja cerca de 50%.

### 4.3- Curvas características da Turbina de Acção

Até ao momento, a turbina Wells foi a primeira escolha para equipar centrais do tipo CAO. No entanto, esta apresenta algumas desvantagens importantes, tais como, uma gama de caudais com rendimento elevado relativamente estreita, entrada em perda aerodinâmica severa, efeitos de compressibilidade importantes, solicitações mecânicas alternadas de grande magnitude nas pás e chumaceiras, velocidade de rotação elevada, elevados níveis de ruído devido à elevada velocidade de rotação, e características de auto-arranque modestas. Com o objectivo de superar estas desvantagens, foi depositado na última década um importante esforço no estudo e desenvolvimento de turbinas de acção para equipar centrais do tipo CAO.

Como resultado deste esforço, surgiram alguns protótipos relativamente diferentes, tanto no rotor como no estator. Assim, no que toca ao rotor, poder-se-á mencionar dois tipos diferentes: radial e axial, dependendo da disposição das pás. No presente trabalho, são efectuadas simulações numéricas para a turbina de acção axial, e por este facto iremos focarmo-nos neste tipo de turbina de acção.

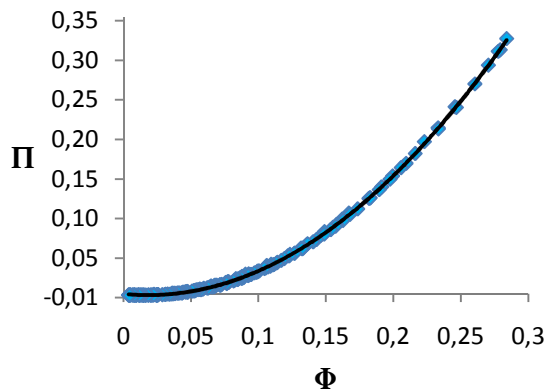
A turbina de acção utilizada nas simulações numéricas, é constituída por 23 pás directrizes móveis perfiladas em cada estator, com a corda a variar entre os 100 e os 112 mm. O rotor tem 31 pás equiangulares (tipo acção) com 150,7 mm de corda, e uma relação de diâmetro interior/diâmetro exterior de 0,675.

As figuras 4.4; 4.5 e 4.6 apresentam as curvas características adimensionais da turbina de acção [1]. Estas estão representadas de acordo com os coeficientes adimensionais apresentados anteriormente em (4.1), (4.2), (4.3) e (4.4), de forma a estar em conformidade com as curvas apresentadas para a turbina Wells, possibilitando assim uma comparação directa dos seus desempenhos aerodinâmicos. Para a relação entre o coeficiente de potência e o coeficiente de caudal, para esta turbina, observa-se em primeira instância que esta não sofre da abrupta queda potência que ocorre na turbina Wells para determinados valores do coeficiente de caudal, típica das turbinas do tipo Wells. Antes pelo contrário, o coeficiente de potência aumenta indefinidamente com o aumento do coeficiente de caudal. A inexistência de uma região de queda abrupta de potência deve-se à geometria intrínseca deste tipo de máquina, ou seja, o escoamento ao atravessar a coroa de pás do rotor é guiado pela própria cascata de pás, o que dificulta a separação deste, ou em caso de separação, a perda de potência não é tão grave, como no caso da turbina Wells. Contudo, este tipo de turbina apresenta perdas aerodinâmicas importantes para ângulos de incidência do escoamento excessivos à entrada do estator a jusante. Esta questão pode ser contornada com a utilização de pás de pré guiamento móveis, ligadas mecanicamente de modo a que o momento aerodinâmico que actua e faz rodar uma pá a montante do rotor, possa também fazer rodar a pá homóloga a jusante do rotor.

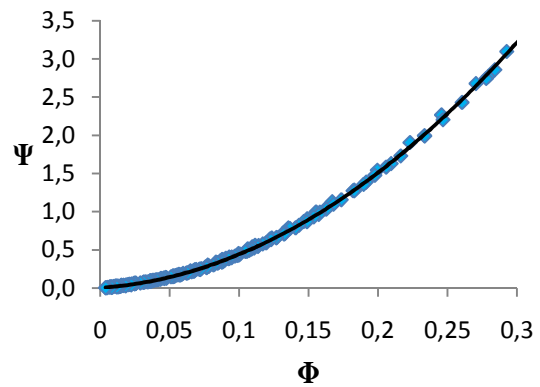
A relação entre o coeficiente de pressão e o coeficiente de caudal, como se pode observar, poderá ser dado por uma função do segundo grau, com elevada precisão. Para esta turbina, verifica-se ser necessário maiores diferenciais de pressão entre a câmara pneumática e o meio exterior, de modo a promover caudais semelhantes aos verificados para a turbina Wells. Note-se que no presente trabalho, para a turbina de acção assim como para a turbina Wells, o diferencial de pressão entre a câmara pneumática e o meio exterior é igual ao valor da queda de pressão na turbina. Perdas de pressão na conduta são desprezadas.

O rendimento aerodinâmico, não atinge valores tão elevados como o observável para a turbina Wells, no entanto, tem a vantagem de não apresentar a queda abrupta de potência tão

característica nas turbinas Wells. Na figura 4.6, observa-se que para valores do coeficiente de caudal até 0,035, o rendimento aerodinâmico é negativo, sendo que a partir deste valor começa a crescer acentuadamente, ou seja, aumenta de forma muito sensível a variações do coeficiente de caudal. O pico do rendimento é de 66% para um coeficiente de caudal de 0,085, (coeficiente de caudal ótimo). A partir deste valor, o rendimento começa a decrescer de forma relativamente suave.

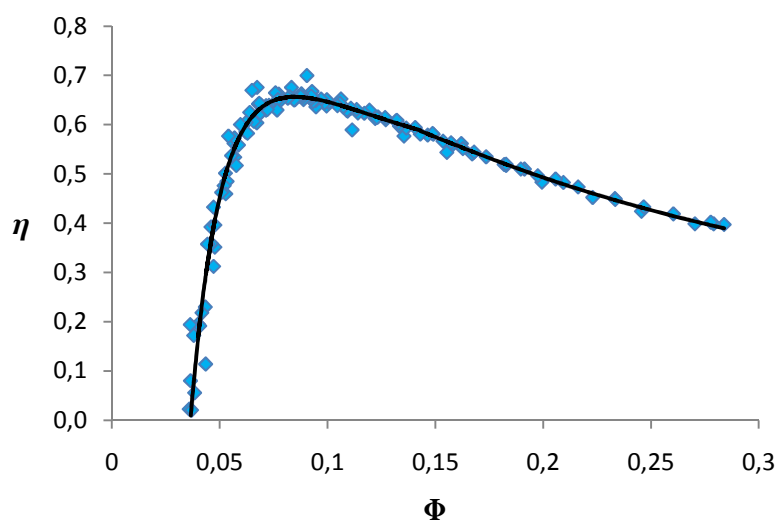


**Figura 4.4** - Coeficiente de potência em função do coeficiente de caudal para a turbina de acção.



**Figura 4.5** - Coeficiente de pressão em função do coeficiente de caudal para a turbina de acção.

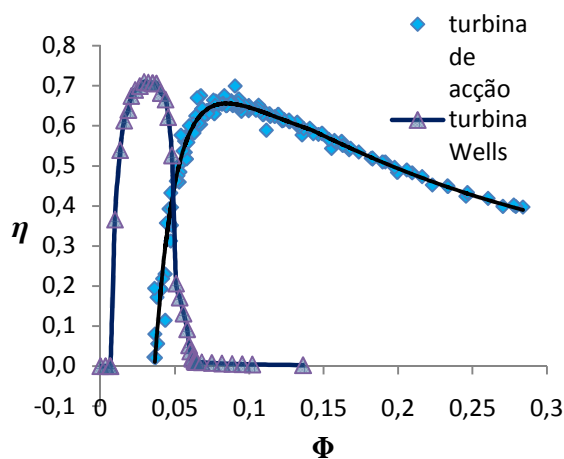
A redução do rendimento aerodinâmico para pequenos valores do coeficiente de caudal deve-se ao facto de que, neste caso, o módulo do ângulo de incidência do escoamento relativo ser demasiado grande, fazendo com que o escoamento atinja as pás do rotor no extradorso. Nestas circunstâncias, o binário produzido pela turbina atinge mesmo valores negativos.



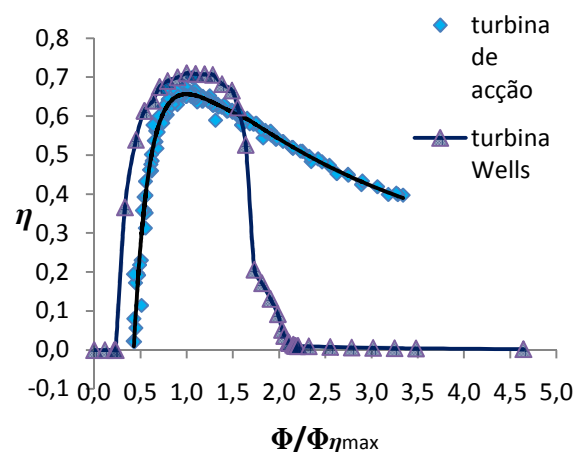
**Figura 4.6** – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal.

#### 4.4-Comparação de rendimentos aerodinâmicos

Nas figuras 4.7 e 4.8 são apresentadas as curvas do rendimento aerodinâmico da turbina Wells e da turbina de acção, de modo a facilitar a comparação entre ambas. Estas figuras evidenciam que, apesar da turbina Wells apresentar um pico de rendimento ligeiramente superior, a gama onde tal é verificável é bastante mais estreita. Note-se, contudo que o produto  $ND^3$  é maior para a turbina Wells, pelo que será natural a gama de coeficientes de caudal ser menor para esta turbina. Por seu lado, a turbina de acção consegue manter o rendimento aerodinâmico em patamares elevados para uma gama de coeficientes de caudal mais alargada, sendo que a diminuição do rendimento com o aumento do coeficiente de caudal é muito suave. Note-se ainda, que o pico de rendimento para a turbina de acção é atingido para um coeficiente de caudal maior, donde se conclui, que o produto  $ND^3$  terá de ser menor para esta turbina, ou seja, velocidade de rotação menor ou diâmetro menor, ou ambos. Podemos adiantar que o que é efectivamente verificado é uma menor velocidade de rotação e um diâmetro também menor.



**Figura 4.7** – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal para a turbina Wells e turbina de acção.



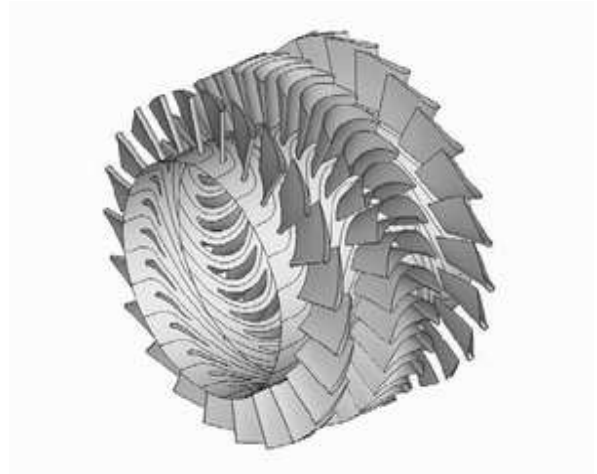
**Figura 4.8** – Rendimento aerodinâmico em função do coeficiente de caudal normalizado para a turbina Wells e turbina de acção.

A figura 4.8 mostra as curvas de rendimento aerodinâmico para a turbina Wells e turbina de acção, em função do coeficiente de caudal normalizado pelo coeficiente de caudal para o qual se verifica o rendimento máximo de cada turbina. Compare-se as figuras 4.7 e 4.8. É possível observar-se que a gama de coeficientes de caudal (normalizada) para a turbina Wells, não é tão estreita como a figura 4.7 sugere, apesar de ainda assim ser efectivamente mais estreita. Esta figura permite uma melhor interpretação.

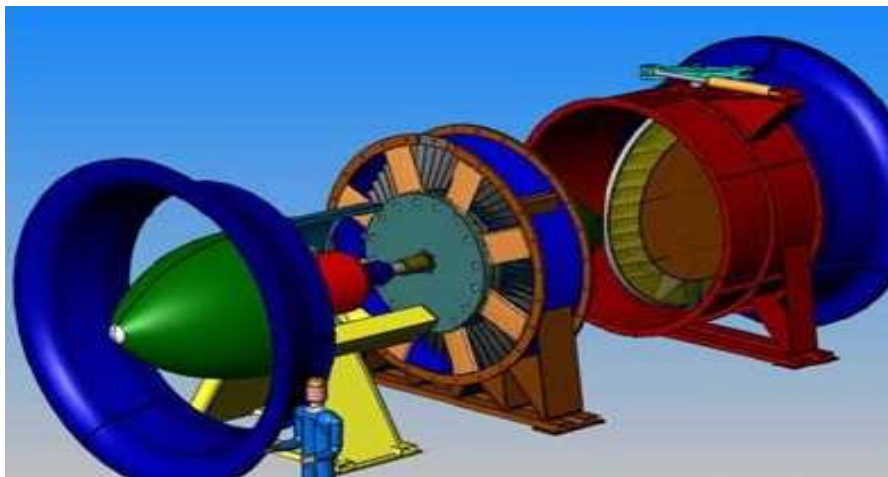




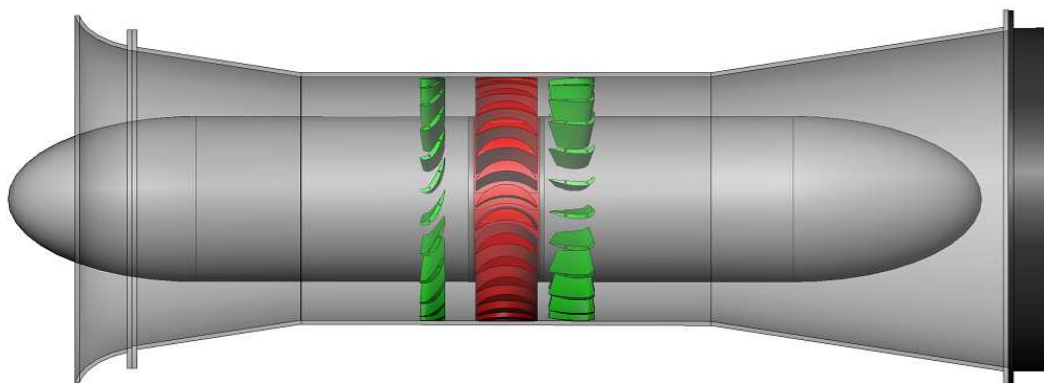
**Figura 4.9** – Turbina Wells da central do Pico.



**Figura 4.10** – Turbina de acção



**Figura 4.11** – Representação de um grupo turbo-gerador equipado com turbina do tipo Wells (Kymner).



**Figura 4.12** – Representação de um grupo turbo-gerador equipado com turbina de acção.

## 5-Modelos físico-matemáticos

### 5.1-Modelo físico-matemático do sistema

Os programas desenvolvidos no domínio do tempo para o presente trabalho são baseados nas equações e pressupostos aqui apresentados. É assumido que as ondas são de pequena amplitude, o que permite a utilização de equações lineares que possam descrever as ondas marítimas gravíticas, isto é, teoria linear das ondas. É também assumido que o comportamento do estado termodinâmico do ar possa ser descrito por uma relação linear isentrópica.

Considere-se uma central do tipo CAO fixa em relação ao fundo marítimo, equipada com uma turbina de ar. Admita-se que a pressão do ar no interior da câmara pneumática é dada por  $p_a + p$ , sendo  $p_a$  a pressão atmosférica. O caudal volúmico de ar deslocado pelo movimento da superfície da água no interior da câmara é  $q(t)$ , positivo quando deslocado para o exterior, sendo a massa de ar contido no interior da mesma dado por  $m(t) = \rho(t)V(t)$ , com  $\rho(t)$  a massa volúmica do ar, e  $V(t)$ , o volume ocupado pelo ar. O caudal mássico de ar que atravessa a turbina será dado por  $\dot{m} = -dm/dt$ . Por conseguinte, tendo em atenção o efeito do tipo mola do ar ao ser comprimido, temos [7]:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_a \frac{dV}{dt} + V_0 \frac{d\rho}{dt}, \quad (5.1)$$

sendo  $\rho_a$  e  $V_0$  a massa volúmica do ar e o volume ocupado pelo ar em condição de não perturbação, respectivamente. Admitindo que a relação entre a massa volúmica e a pressão pode ser considerada isentrópica, isto é,  $\frac{p}{\rho^\gamma} = \text{const}$ , e considerando a equação dos gases perfeitos,  $\rho = \frac{p}{RT}$ , depois de manipulação algébrica obtém-se  $d\rho = \frac{1}{C_a^2} dp$ , sendo  $C_a$  a velocidade do som. Esta equação torna-se menos precisa se os picos de pressão no interior da câmara não forem pequenos quando comparados com a pressão atmosférica. Nestes casos, a precisão do modelo isentrópico linear do ar é menos boa. Atendendo ao facto de  $q(t) = -\frac{dV}{dt}$ , podemos escrever a equação (5.1) como:

$$\dot{m} = \rho_a q - \frac{V_0}{C_a^2} \frac{dp}{dt}. \quad (5.2)$$

Atendendo à definição da velocidade do som para gases perfeitos,  $C_a = \sqrt{\gamma RT_a}$ , e à equação dos gases perfeitos, a equação anterior pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_a \gamma}{V_0} \left( q - \frac{\dot{m}}{\rho_a} \right).$$

Assumindo ondas de pequena amplitude, de forma a aplicar a teoria linear das ondas, o caudal volúmico do deslocamento oscilatório da coluna de água, pode ser decomposto em  $q(t) = q_r(t) + q_d(t)$ , com  $q_r(t)$  o caudal radiado, e  $q_d(t)$  o caudal difractado. Esta decomposição é largamente aceite.

O caudal radiado é dado pelo seguinte integral de convulsão:

$$q_r = \int_{-\infty}^t g_r(t - \tau) p(\tau) d\tau, \quad (5.3)$$

Sendo  $g_r$  a função memória, dependente da geometria do sistema, e dada por:

$$g_r = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} B(\omega) \cos(\omega t) d\omega, \quad (5.4)$$

sendo  $B(\omega)$  (ver hidrodinâmica) o coeficiente hidrodinâmico de radiação, habitualmente designado por condutância de radiação.

No presente trabalho, o caudal difractado é calculado numericamente utilizando o coeficiente hidrodinâmico de difracção  $\Gamma(\omega)$ , e o espectro de potência de Pierson-Moskowitz,  $S_\eta(\omega) = 131.5 H_s^2 T_e^{-4} \omega^{-5} \exp(-1054 T_e^{-4} \omega^{-4})$ , do seguinte modo:

$$q_d(t) = \sum_{n=1}^{225} \sqrt{S_\eta(0,24 + 0,01n) \cdot 0,04} \cdot \Gamma(0,24 + 0,01n) \cdot \cos((0,24 + 0,01n)t + 2\pi \cdot RN(n)), \quad (5.5)$$

com  $n = 225$ , para que o intervalo entre valores consecutivos de  $S_\eta$ , e  $\Gamma$  seja suficientemente pequeno, isto é, 0,01 rad/s, e desta forma considerar frequências no intervalo [0,25; 2,5] rad/s. Os valores  $S_\eta$ , e/ou  $\Gamma$  para frequências à direita e esquerda do intervalo são assumidos nulos.  $RN(n)$  representa números reais pseudo-aleatórios compreendidos no intervalo [0; 1], de forma a assegurar que as fases de cada componente de onda sejam diferentes e “aleatórias”.

Por conseguinte, a equação integro-diferencial que representa a dinâmica do sistema, a ser implementada do código, e a ser resolvida numericamente, é dada por:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_a \gamma}{V_0} \left[ \int_{-\infty}^t g_r(t - \tau) p(\tau) d\tau + q_d(t) - \frac{\dot{m}(t)}{\rho_a} \right], \quad (5.6)$$

com  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ . Dada a existência de duas turbinas em paralelo, na equação (5.6), o caudal mássico que atravessa a turbina  $\dot{m}(t)$ , é substituído por  $2\dot{m}(t)$ . O caudal mássico que atravessa cada turbina está acoplado à pressão através da seguinte curva característica da turbina, em geral dada por:

$$\dot{m} = \rho_a N D^3 f_w \left( \frac{p}{\rho_a N^2 D^2} \right). \quad (5.7)$$

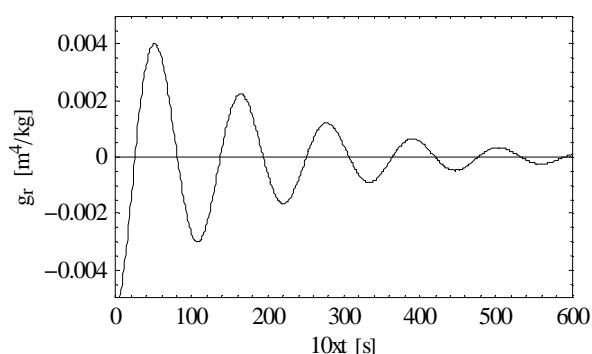
Para as turbinas Wells consideradas neste trabalho, assume-se que a relação entre o coeficiente de caudal e o coeficiente de pressão é linear, isto é:

$$\dot{m} = K \frac{pD}{N}, \quad (5.8)$$

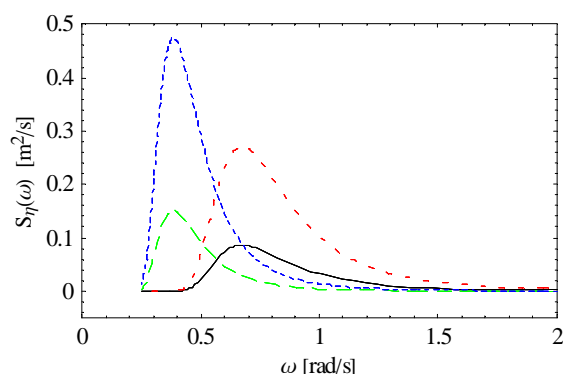
com  $K = 0,5$ , e  $D$  e  $N$ , representando o diâmetro e velocidade de rotação da turbina, respectivamente. Note-se que para fins de controlo da velocidade de rotação da turbina, a velocidade é função do tempo, ou seja,  $N = N(t)$ . Para as turbinas de acção, a relação entre o coeficiente de caudal e o coeficiente de queda de pressão não é linear, pelo que tendo por base dados de ensaios laboratoriais, foi encontrado um polinómio do segundo grau como ajuste,  $\Psi = 31,6800\Phi^2 + 1,2032\Phi + 0,0045$ .

As figuras seguintes representam a função memória  $g_r$ , e o espectro de energia. Nos cálculos computacionais, apenas são tidos em consideração os 30 segundos iniciais da função

memória, de modo a diminuir o tempo de cálculo. Geralmente é aceite que os primeiros 30 segundos são um valor razoável.



**Figura 5.1** – Função memória.



**Figura 5.2** – Espectro de energia: traço contínuo preto para  $H_s=1$ ;  $T_e=8$ , traço vermelho para  $H_s=2$ ;  $T_e=8$ , traço verde para  $H_s=1$ ;  $T_e=14$ , traço azul para  $H_s=2$ ;  $T_e=14$ .

## 5.2-Modelo matemático da válvula de alívio rápido

Foram realizadas simulações numéricas para a central sem válvulas de alívio rápido, e equipada com válvulas de alívio. No caso da central equipada com válvulas de alívio rápido, o caudal mássico que atravessa as turbinas, representado na equação (5.6) por  $\dot{m}$ , passa a ser considerado a soma do caudal que atravessa as mesmas, agora com a designação de  $2\dot{m}_t$ , com o caudal que é emitido para (ou do) exterior pelas válvulas de alívio rápido,  $\dot{m}_v$ , isto é:

$$\dot{m} = 2\dot{m}_t + \dot{m}_v. \quad (5.9)$$

A utilização da equação anterior pressupõe a existência de um modelo que caracterize o escoamento na válvula. Note-se que as válvulas de alívio rápido são aqui modeladas como uma única válvula cujo funcionamento é ideal, isto é, com perdas nulas, com atrasos na abertura e fecho inexistentes, com consumo de energia nulo, e cujo modo de funcionamento, isto é, a forma como é controlada, é ideal. Admite-se também que o caudal de ar escoado pela válvula possa ser ilimitado.

Para a central equipada com válvulas de alívio, foram realizadas alterações à equação (5.6) de modo a poder prever o funcionamento aquando da abertura e fecho da válvula, sem necessidade de caracterizar o escoamento na válvula. A abertura é comandada pelo valor crítico do coeficiente de pressão  $\Psi_{cri}$ , isto é, a válvula abre com a área do escoamento

controlada de forma a manter o valor do coeficiente de pressão crítico inalterado sempre que o coeficiente de pressão atinge ou supera o valor crítico, e fecha quando o coeficiente de pressão desce abaixo do valor crítico. Deste modo impede-se a turbina de entrar em perda aerodinâmica. Para as turbinas Wells em consideração, o valor crítico do coeficiente de pressão é de  $\Psi_{cri} = 0,09096$ . Para este valor do coeficiente de pressão, o coeficiente de potência atinge o valor máximo, levando a que a potência média útil debitada pela turbina seja máxima, para cada estado do mar. Como iremos ter oportunidade de verificar, este valor não conduz à maximização do rendimento aerodinâmico da turbina.

No programa, em cada passo no tempo, o valor do coeficiente de pressão é calculado e comparado com o valor crítico. A dinâmica do sistema quando a válvula abre, é modelada através do seguinte modo:

$$\Psi(t) = \frac{p(t)}{\rho_a N^2(t) D^2} ; \quad (5.10)$$

$$\text{Se } |\Psi(t)| \geq |\Psi_{cri}| \text{ então } p(t) = p_v(t) ; \quad (5.11)$$

$$p_v(t) = \text{Sig}(p(t)) \Psi_{cri} \rho_a N^2(t) D^2 ; \quad (5.12)$$

$$\frac{dp_v}{dt} = \frac{p_v(t+1) - p_v(t)}{\Delta t} ; \quad (5.13)$$

$$q_v(t) = -\frac{2DK}{\rho_a N(t)} p_v(t) + q_a(t) + q_r(t) - \frac{V_0}{\gamma p_a} \frac{dp_v}{dt} . \quad (5.14)$$

O conjunto de equações anteriores, substitui a equação (5.6) nos momentos em que a válvula está aberta.  $p_v(t)$  significa o valor da pressão quando a válvula está aberta, e  $q_v(t)$  o caudal volúmico que atravessa a válvula. Este procedimento parte do princípio que o caudal que pode escoar na válvula é ilimitado e que o escoamento não sofre perturbações relacionadas com a própria presença da válvula (válvula ideal), e por conseguinte é possível manter a pressão na câmara pneumática no valor limite da entrada em perda da turbina. Note-se que nas equações anteriores,  $\frac{dp_v}{dt}$  não é em geral nulo, dado ser considerado a variação da velocidade de rotação das turbinas.

### 5.3-Modelo para as perdas mecânicas

As perdas de potência devido à fricção nas chumaceiras das turbinas são consideradas, sendo adoptado um modelo empírico para o efeito [8]. As cargas nas chumaceiras são derivadas do peso próprio das partes rotativas (carga radial) e da força axial aerodinâmica que é gerada no rotor da turbina. Ao contrário do que estava previsto para o projecto CEODOURO, no presente trabalho considera-se que o eixo de rotação é horizontal. A razão para este procedimento foi separar as cargas axiais das cargas radiais.

A contribuição do binário resistente devido à carga radial,  $T_r$ , pode ser calculada através do registo de decaimento da velocidade de rotação da turbina, na ausência de binário imposto pelo gerador eléctrico, e para velocidades de rotação suficientemente reduzidas, de modo a que resistência aerodinâmica seja desprezável (geralmente abaixo das 100 RPM). Assume-se que o valor do binário resistente derivado da carga radial, é função do diâmetro da turbina,  $T_r = 12,8 \left(\frac{D}{2,3}\right)^3$  Nm. A carga axial aerodinâmica,  $F_a$ , como é sabido, depende do caudal que atravessa a turbina. Em geral, verifica-se que esta carga é difícil de medir. Contudo, pode ser calculada de forma aproximada, através do conhecimento teórico do escoamento na turbina. A força axial  $F_a$  é calculada do seguinte modo [8]:

$$\frac{|F_a|}{\rho_a N^2 D^4} = \frac{\pi}{4} |\Psi| - \frac{1}{2 \left(1 - \left(\frac{D_i}{D}\right)^2\right)^2} \Phi^2 [1 + 4H(|\Psi| - \Psi_{cri}) \cot^2 \alpha_1], \quad (5.15)$$

onde  $D_i$ , é referente ao diâmetro do cubo do rotor. É assumido que  $\frac{D_i}{D} = 0,591$ .  $H(x) = 0$  se  $x < 0$ ,  $H(x) = 1$  se  $x \geq 0$ , e  $\alpha_1$  o ângulo de deflexão do escoamento na entrada do rotor. Assume-se que  $\alpha_1 = 62,5^\circ$ , para efeitos de cálculo. Por conseguinte, o binário resistente devido à carga axial é calculado com base na equação (5.16a), Com  $M_r = 2850 \left(\frac{D}{2,3}\right)^3$ , a massa das partes rotativas em função do diâmetro da turbina. Assim, a perda de potência por efeitos de atrito nas chumaceiras,  $L$ , é dada pela equação (5.16 b).

$$\frac{T_a}{|F_a|} = \frac{T_r}{M_r g}; \quad L = N(T_a + T_r). \quad (5.16a, b)$$

# Capítulo 6

## 6-Resultados das simulações numéricas

Para os casos de estudo no presente trabalho (turbina Wells, turbina Wells com válvula de alívio rápido e turbina de acção), foram realizadas simulações para cada estado do mar, e para cada diâmetro de rotor com o objectivo de otimizar a velocidade de rotação das turbinas. A optimização da velocidade de rotação para cada estado do mar, e para cada diâmetro do rotor, é realizada fazendo variar a velocidade de rotação das turbinas em incrementos de 5 rad/s, e calculando a potência útil ao veio. Admite-se que a velocidade não varia por efeito do ciclo de onda ou por efeitos de grupos de ondas, ou que existindo variação da velocidade de rotação, esta é suficientemente reduzida de modo a que a sua influência no cálculo de outros parâmetros seja reduzido. Isto significa, em termos físicos, admitir que o momento de inércia das partes rotativas é suficientemente grande, de modo que impede variações apreciáveis da velocidade de rotação para dado estado do mar. A extensão de tempo para efeitos de cálculo é de 20 minutos de funcionamento da central em cada estado do mar, com incrementos de tempo na resolução da equação (5.6) de  $\Delta t = 0,1$  segundos. É aceite que os 20 minutos, é uma janela temporal suficientemente longa para que os resultados tenham significado estatístico. É também verificado que com incrementos de tempo de uma décima de segundo, são obtidos resultados suficientemente precisos, com uma apreciável redução do tempo de cálculo computacional

Os diâmetros considerados foram, para as turbinas Wells, e Wells com válvula de alívio rápido, de 1,5; 2,0; 2,5; 3,0 m. Para as turbinas de acção, os diâmetros foram de 1,2; 1,7; 2,2; 2,7 m.

A potência média bruta, para um dado estado do mar e turbina, é calculada através da seguinte equação:

$$\bar{P}_b(N, H_s, T_e, D) = \frac{1}{n_{\text{pontos}}-100} \sum_{nt=100}^{n_{\text{pontos}}} \rho_a N^3 D^5 \Pi \left( \frac{|p(nt\Delta t)|}{\rho_a N^2 D^2} \right). \quad (6.1)$$

A potência média útil ao veio, para um dado estado do mar e turbina, é calculada subtraindo à equação anterior a potência das perdas mecânicas, isto é:



$$\bar{P}_u(N, H_s, T_e, D) = \frac{1}{n_{pontos}-100} \sum_{nt=100}^{n_{pontos}} \rho_a N^3 D^5 \Pi \left( \frac{|p(nt\Delta t)|}{\rho_a N^2 D^2} \right) - L(nt\Delta t), \quad (6.2)$$

onde  $n_t$  cada ponto de cálculo, com a distância temporal entre pontos consecutivos de  $\Delta t = 0,1$  s, e  $n_{pontos} = 12000$ , correspondendo aos cerca 20 minutos de funcionamento da central. Os 100 primeiros pontos ( $nt = 100$ ), são ignorados de modo a que a influência de valores iniciais necessários para o arranque dos programas, não se faça sentir.

A potência média útil é calculada para cada valor de entrada da velocidade de rotação. São obtidos pares ordenados de valores  $(N, \bar{P}_u)$ , utilizados para interpolar a velocidade de rotação óptima, isto é, a velocidade de rotação que maximiza a potência útil das turbinas. Verifica-se que as interpolações são geralmente precisas, com um grau de precisão a rondar os 1 rad/s.

Obtidos os pares de valores de velocidade de rotação óptima e potência ao veio para cada estado do mar, e cada turbina, estes são introduzidos em outro programa semelhante, de modo a serem calculados outros parâmetros que caracterizam o estado de funcionamento da central.

A potência pneumática média fornecida às turbinas para cada estado do mar e turbina, à velocidade de rotação óptima, é dada pela seguinte expressão:

$$\bar{P}_{pneu}(N, H_s, T_e, D) = \frac{1}{n_{pontos}-100} \sum_{nt=100}^{n_{pontos}} \frac{\dot{m}(nt\Delta t)}{\rho_a} p(nt\Delta t). \quad (6.3)$$

Para o caso das turbinas Wells, considerando ou não a existência de válvula de alívio rápido, a expressão anterior pode ser simplificada em termos de cálculo computacional, fazendo uso da relação entre pressão e caudal das turbinas:

$$\bar{P}_{pneu}(N, H_s, T_e, D) = \frac{1}{n_{pontos}-100} \sum_{nt=100}^{n_{pontos}} \frac{KD}{N\rho_a} p^2(nt\Delta t). \quad (6.4)$$

Note-se que a potência pneumática média calculada através das expressões anteriores, ignora a energia interna transferida ciclicamente para o volume de ar contido na câmara pneumática. Contudo é esperado que o valor da energia interna seja relativamente pequeno, dado o valor da potência pneumática. Por outro lado, o valor médio da energia interna é nulo. Pelo facto da

central estar equipada com duas turbinas em paralelo, a potência pneumática calculada pelas expressões anteriores, refere-se à potência disponibilizada a cada turbina, isto é, metade da potência pneumática da câmara.

Como teremos oportunidade de demonstrar, o valor quadrático médio da pressão é um parâmetro que caracteriza muito bem o estado de funcionamento da central. Este é dado pela seguinte expressão:

$$p_{rms}(N, H_s, T_e, D) = \sqrt{\frac{\sum_{nt=100}^{n_{pontos}} p^2(nt\Delta t)}{n_{pontos}-100}}. \quad (6.5)$$

Na equação anterior, é assumido que a pressão média no interior da câmara pneumática é nula, isto é, pressão atmosférica em valor absoluto. Foi verificado, que embora a pressão não seja nula, o seu valor é muito próximo de zero. Os efeitos histeréticos nas turbinas são ignorados.

O rendimento aerodinâmico médio para cada estado do mar e turbina é dado pela razão entre a potência média bruta, e a potência pneumática média, isto é:

$$\bar{\eta}_{aer} = \frac{\bar{P}_b}{\bar{P}_{pneu}}. \quad (6.6)$$

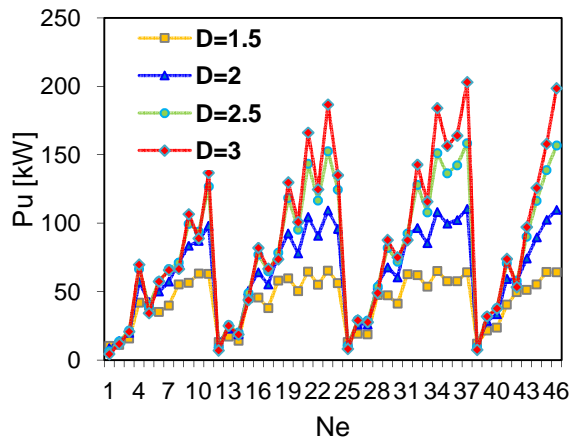
O rendimento mecânico médio para cada estado do mar e turbina, é por sua vez dado pela razão entre a potência média útil, e a potência média bruta. O rendimento eléctrico é dado pela razão entre a potência média eléctrica, e a potência média útil:

$$\bar{\eta}_m = \frac{\bar{P}_u}{\bar{P}_b}; \quad \bar{\eta}_e = \frac{\bar{P}_e}{\bar{P}_u}. \quad (6.7a, b)$$

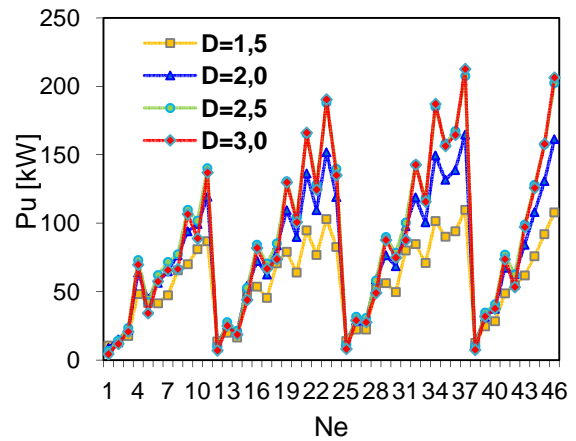
## 6.1-Potência média útil em função do estado do mar

As figuras seguintes mostram a evolução da potência útil média anual em função dos estados do mar, para as turbinas Wells com limite de velocidade, turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido considerando os limites de velocidade, e turbina de acção. Os limites de velocidade de rotação para as turbinas Wells, são impostos pela própria máquina com vista a evitar efeitos transónicos. Assim a velocidade na periferia das pás é limitada a 160 m/s.

Note-se que a turbina de Acção não impõe limites de funcionamento associados à própria turbina. Por conseguinte, importa salientar que, no caso de serem considerados os limites de velocidade de rotação do gerador eléctrico, assiste-se a uma quebra importante na potência debitada pelas turbinas de Acção (este facto não é observável nas figuras).

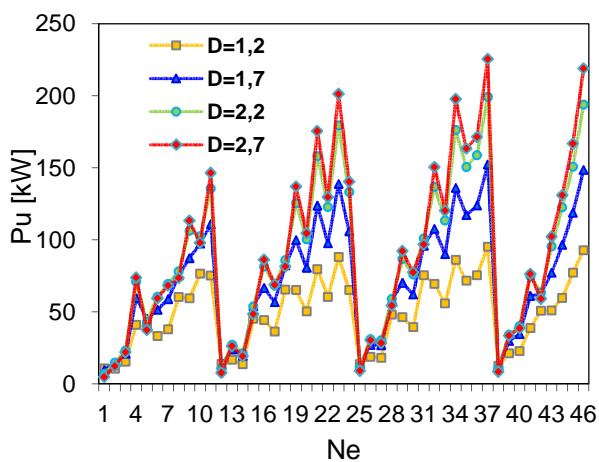


**Figura 6.1** – Potência média útil anual para a turbina Wells com restrições de velocidade de rotação em função do estado do mar, para os quatro diâmetros considerados.

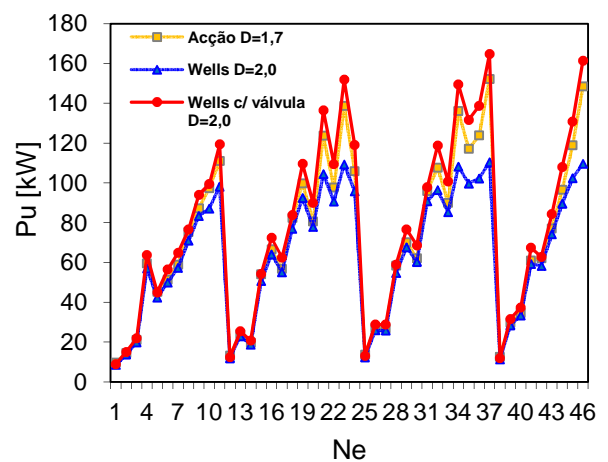


**Figura 6.2** – Potência média útil anual para a turbina Wells com restrições de velocidade de rotação e válvula de alívio rápido, em função do estado do mar, para os quatro diâmetros considerados.

Observa-se na figura 6.2, que no caso de a central estar equipada com válvula de alívio rápido, para diâmetros do rotor acima dos 2,5 m, o aumento da potência útil debitada pelas turbinas não é significativo.



**Figura 6.3** – Potência média útil anual para a turbina de Acção, em função do estado do mar, para os quatro diâmetros considerados.



**Figura 6.4** – Potência média útil anual para a turbina de Acção e turbina Wells, e Wells em paralelo com válvula de alívio, em função do estado do mar.

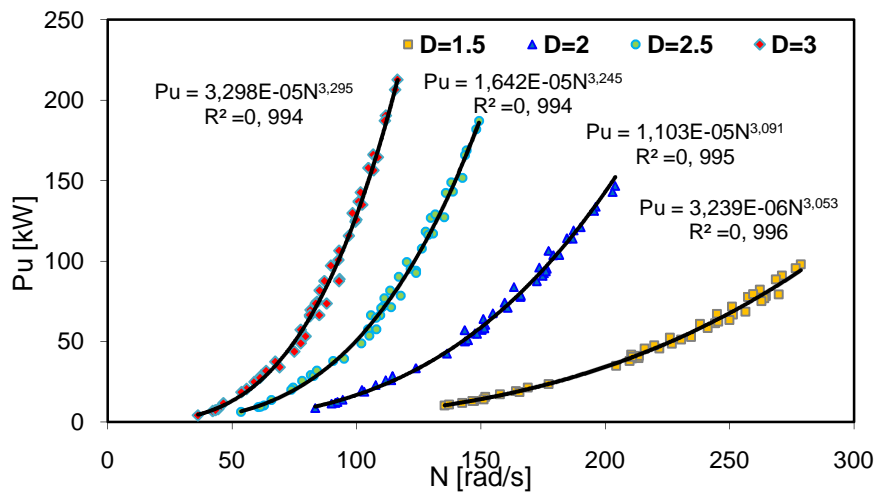
Calcula-se a potência útil média anual produzida por cada turbina da central, da seguinte forma:

$$\bar{P}_{u_{ma}} = \sum_{i=1}^{46} \bar{P}_{u_i} f_i. \quad (6.8)$$

## 6.2-Potência média útil em função da velocidade de rotação óptima

Foram realizadas diversas simulações numéricas com o objectivo de poder otimizar o funcionamento da central, e poder relacionar diversos parâmetros associados ao funcionamento da mesma. Nas próximas páginas são apresentadas figuras que mostram as relações encontradas para vários parâmetros do funcionamento da central.

A figura seguinte representa a evolução da potência média útil em função da velocidade de rotação óptima, para os quatro diâmetros da turbina Wells considerados, sem restrições da velocidade de rotação das turbinas, e na ausência de válvula de alívio rápido.



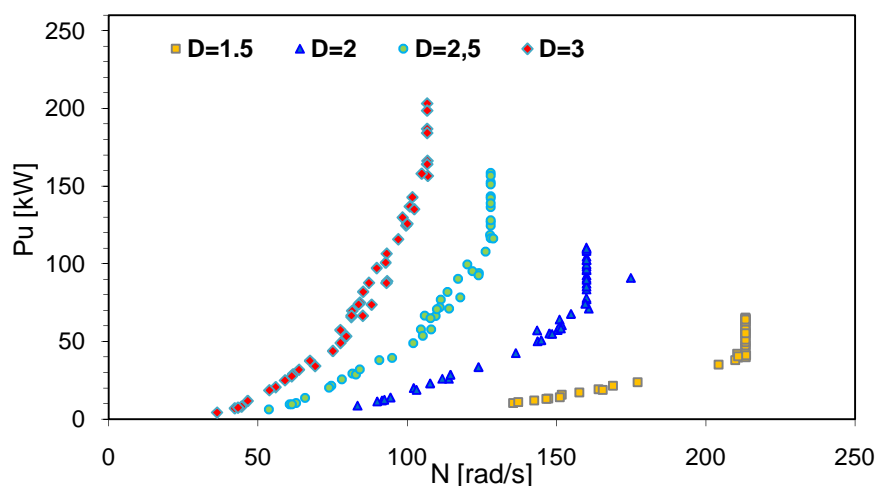
**Figura 6.5** – Potência média útil em função da velocidade de rotação óptima para turbina Wells.

Verifica-se que os pontos resultantes das simulações numéricas, alinham-se de forma quase perfeita de acordo com uma equação do tipo  $aN^b$ , com  $b$  ligeiramente superior a 3. Note-se que  $b$  aumenta, afastando-se de 3, com o aumento do diâmetro da turbina. Como esperado, a velocidade de rotação óptima diminui com o aumento do diâmetro das turbinas. Tal deve-se ao facto de a velocidade do escoamento na conduta da turbina diminuir com o aumento do diâmetro desta, o que obriga a que a velocidade de rotação diminua de forma a manter o ângulo de incidência do escoamento nas pás, próximo do óptimo.

É apropriado desde já, discutir sucintamente a forma como esta curva pode ser utilizada como lei de controlo da velocidade de rotação das turbinas. No presente trabalho, utilizou-se um conjunto de 46 estados do mar para representação do clima de ondas. É esperado que, utilizando um conjunto superior de estados do mar, de menor duração, os pontos deverão alinhar-se de acordo com as mesmas curvas, ou curvas muito semelhantes, (possivelmente, os pontos estarão ligeiramente mais espalhados). Assim, de forma a poder-se manter a relação óptima entre a velocidade de rotação e a potência média útil das turbinas, a potência extraída ao veio pelo gerador eléctrico deverá seguir uma evolução idêntica se o momento de inércia das partes rotativas for suficientemente grande, isto é,  $P_e(N) \cong \bar{P}_u(N)$ .

De modo a evitar-se a ocorrência de ondas de choque no escoamento, existe a necessidade de limitar a velocidade de rotação destas. No presente trabalho, é imposto um limite para a velocidade tangencial na ponta das pás de  $ND/2 \leq 160$  m/s, assumindo-se que a velocidade de rotação máxima, imposta por efeitos mecânicos, não é determinante. Por outro lado, são (de momento) ignorados os limites de velocidade impostos pelos geradores eléctricos.

Por conseguinte, foram realizadas novas simulações para os estados do mar em que a velocidade de rotação óptima ultrapassava o valor acima mencionado. A figura seguinte mostra os resultados das novas simulações. Note-se que até ao limite de velocidade, as correlações mostradas na Fig. 6.5 mantêm-se válidas.



**Figura 6.6** – Potência média útil em função da velocidade de rotação limitada para turbina Wells.

É observado que as turbinas de menor diâmetro são mais sensíveis ao limite de velocidade, ou seja, para um número considerável de estados do mar, e como consequência tempo de

funcionamento, as turbinas encontram-se sujeitas ao limite de velocidade. Este facto resulta num agravamento do rendimento aerodinâmico.

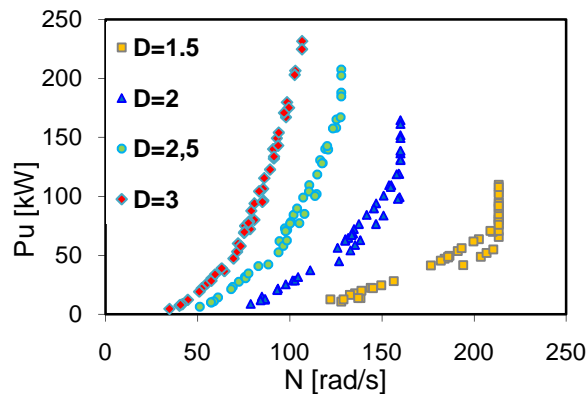
Observa-se uma diminuição da potência útil média de cerca de 5,5% para a turbina com 1,5 m de diâmetro, 2,8% para a turbina de 2 m, 0,9% para a turbina de 2,5 m, e apenas uma diminuição de 0,15% para a turbina de 3 m.

A figura 6.7 mostra a relação óptima entre a potência média útil e a velocidade de rotação para o caso da central equipada com válvula de alívio rápido. Note-se que no modelo para a actuação da válvula de alívio rápido, é considerado que esta abre ou fecha sempre que o valor do coeficiente de pressão  $\Psi$ , iguala o valor do coeficiente de pressão crítica  $\Psi_{cri}$ . Por conseguinte, a válvula actua em todos os estados do mar, e não apenas nos estados do mar de maior potência. Naturalmente que a actuação da válvula traz maiores benefícios em estados do mar mais energéticos.

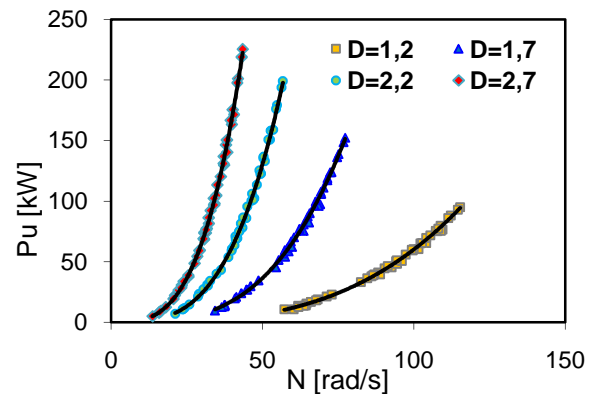
Verifica-se um acréscimo considerável da potência debitada por cada turbina, em relação ao observado mesmo no caso da velocidade de rotação das turbinas não estar limitada. Observa-se também, que a velocidade óptima para cada estado do mar é inferior. O acréscimo de potência debitada é de cerca de 14,6% em relação ao caso em que é ignorado restrições da velocidade, para a turbina com 1,5 m de diâmetro, 12,1% para a turbina de 2 m, 9,4% para a turbina de 2,5 m, e 6,9% para a turbina com um diâmetro de 3 m. Este acréscimo de potência deve-se essencialmente a duas razões: Por um lado, o impedimento da entrada em perda da turbina, sendo que a entrada em perda para as turbinas Wells são caracterizadas por quebras muito significativas da potência debitada. Por outro lado, dado que a entrada em perda é impedida pela válvula, a velocidade óptima para cada estado do mar é inferior, o que leva a que o rendimento aerodinâmico seja superior ao longo de cada ciclo de onda.

Observa-se na figura 6.7 que nas curvas referentes às turbinas com 1,5 m e 2 m de diâmetro, os pontos alinham-se de forma menos perfeita do que o verificado nos casos em que a válvula de alívio não é tida em consideração. Não se encontra nenhuma explicação para este facto, contudo foi possível identificar, que esta ocorrência dá-se nos estados do mar de menor período de energia. Note-se porém, que os pontos não têm necessariamente de estar alinhados segundo uma qualquer função.

A figura 6.8 representa a potência média útil em função da velocidade de rotação para o caso em que a central encontra-se equipada com duas turbinas de acção. Não sendo verificado grandes diferenças na potência, já no que toca à velocidade de rotação, a diferença é bastante apreciável. Este facto, coloca problemas do ponto de vista do acoplamento do gerador, do controlo da velocidade de rotação, e da qualidade da energia produzida. Teremos oportunidade de aprofundar estas questões mais à frente.



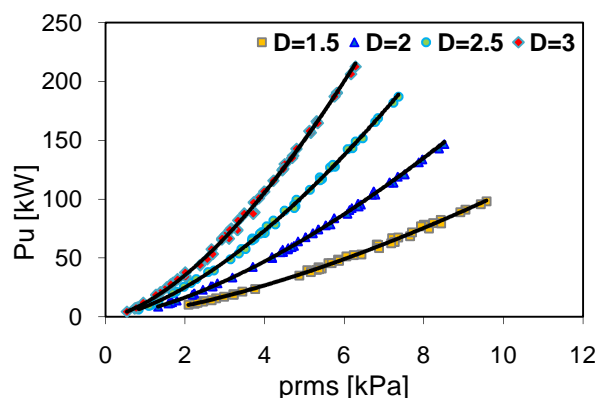
**Figura 6.7** – Potência média útil em função da velocidade de rotação limitada para turbina Wells, com actuação da válvula de alívio.



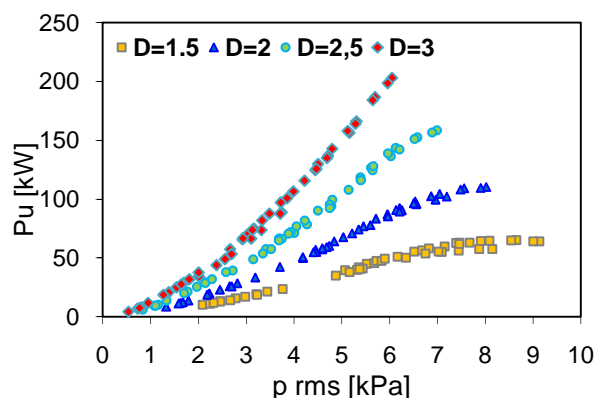
**Figura 6.8** – Potência média útil em função da velocidade de rotação, para a turbina de acção.

### 6.3-Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão

Era esperado a existência de uma relação entre a potência média útil e o valor quadrático médio da pressão. As figuras seguintes, mostram as relações encontradas. Observa-se a existência de uma correlação também do tipo  $\bar{P}_u = a p_{rms}^b$ . Note-se que esta correlação apresenta um  $R^2$  bastante próximo da unidade. As turbinas de menor diâmetro, devido à superior velocidade de rotação, impõem naturalmente uma maior resistência ao escoamento. Por conseguinte, para um dado estado do mar, o valor quadrático médio da pressão é superior para turbinas de menor diâmetro. Na figura 6.10 observa-se que para as turbinas de menor diâmetro, que a potência tende a estabilizar para um dado valor quadrático médio da pressão, o que sugere em primeira análise, uma certa independência da potência em relação ao estado do mar, o que não é verdade. A rapidez com que a pressão varia influencia a potência debitada pela turbina.

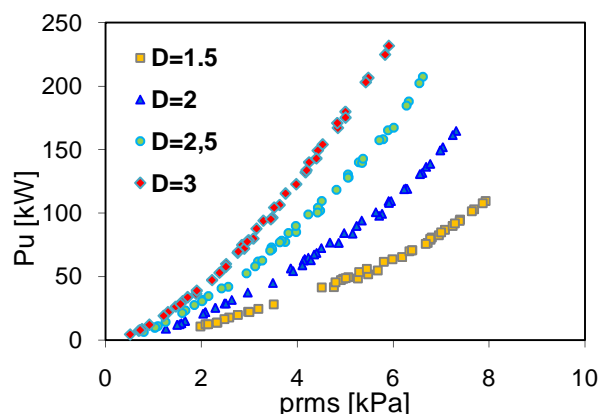


**Figura 6.9** – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells, ignorando restrições de velocidade de rotação ( $D=3$ ;  $P_u=11,913prms^{1,575}$ ); ( $D=2,5$ ;  $P_u=8,546prms^{1,551}$ ); ( $D=2,0$ ;  $P_u=5,744prms^{1,518}$ ); ( $D=1,5$ ;  $P_u=3,343prms^{1,499}$ ).

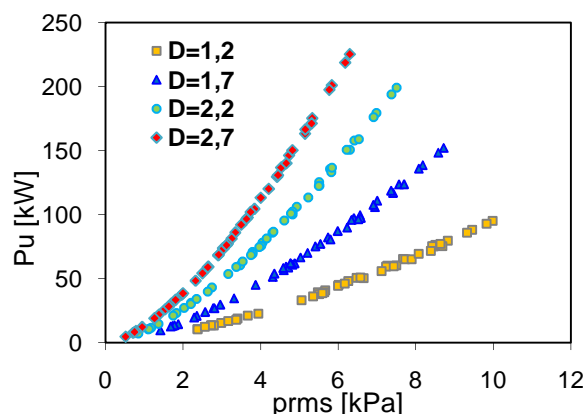


**Figura 6.10** – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para turbina Wells considerando restrições de velocidade de rotação

Tal como esperado, o facto da velocidade de rotação das turbinas estar limitada, provoca uma diminuição da resistência ao escoamento. Este facto, faz com que, para estados do mar mais energéticos, o valor quadrático médio da pressão diminua. A comparação das figuras 6.9 e 6.10, assim o demonstra.



**Figura 6.11** – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para turbina Wells considerando restrições de velocidade de rotação, e válvula de alívio.



**Figura 6.12** – Potência média útil em função do valor quadrático médio da pressão, para a turbina de acção

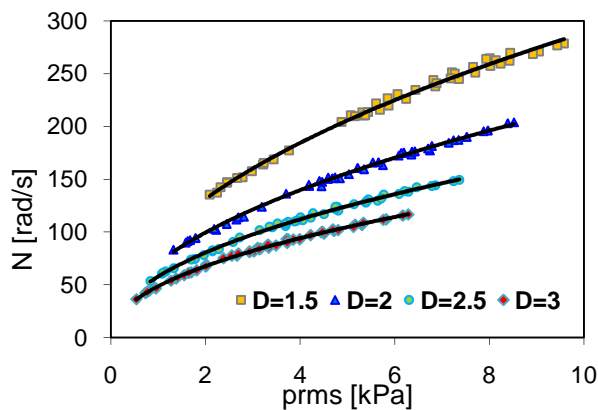
A válvula de alívio rápido, provoca, como já vimos, um aumento significativo da potência média útil da turbina Wells, sendo que este aumento de potência, é acompanhado por uma diminuição do valor quadrático médio da pressão, como é possível observar-se na comparação das figuras 6.10 e 6.11.



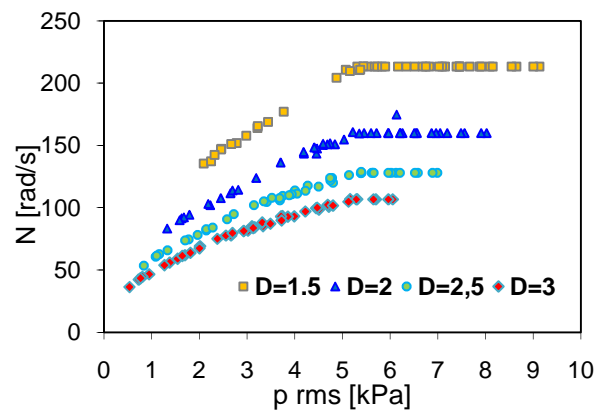
## 6.4-Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão

Tem interesse relacionar a velocidade óptima de rotação das turbinas com o valor quadrático médio da pressão. Este tipo de correlação será particularmente útil, como veremos, para efeitos do controlo da velocidade de rotação das turbinas.

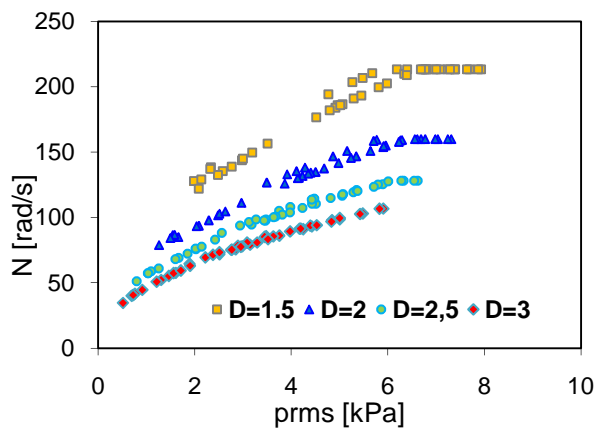
As figuras seguintes mostram a evolução da velocidade de rotação óptima em função do valor quadrático médio da pressão, para os quatro casos considerados.



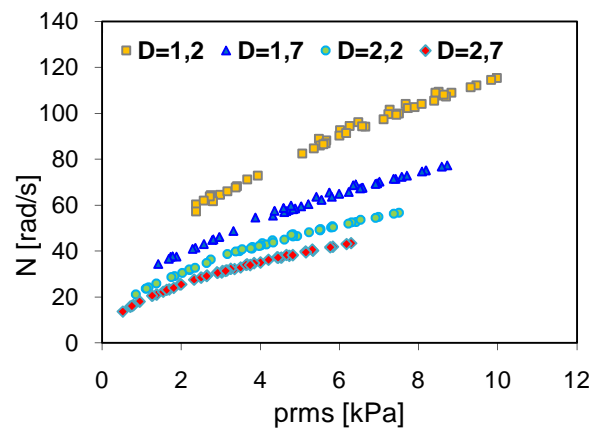
**Figura 6.13** – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells ignorando limites de velocidade. ( $D=3,0$ ;  $N=48,666prms^{0,476}$ ); ( $D=2,5$ ;  $N=57,900prms^{0,476}$ ); ( $D=2,0$ ;  $N=70,860prms^{0,489}$ ); ( $D=1,5$ ;  $N=93,558prms^{0,490}$ ).



**Figura 6.14** – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells com restrições de velocidade.



**Figura 6.15** – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina Wells com restrições de velocidade e válvula de alívio



**Figura 6.16** – Velocidade de rotação em função do valor quadrático médio da pressão para turbina de acção

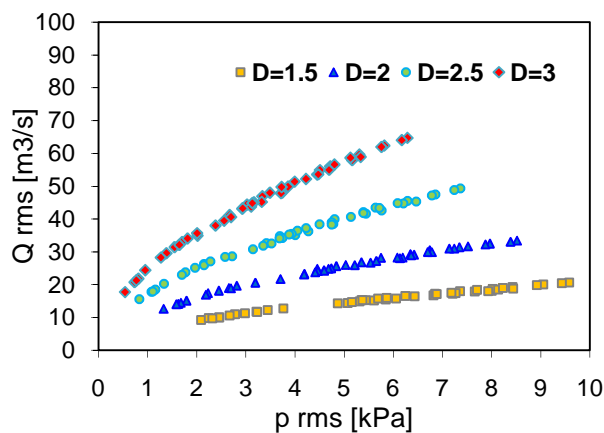
## 6.5- Valor quadrático médio do caudal em função do valor quadrático médio da pressão

As figuras 6.17 e 6.18 mostram o valor quadrático médio do caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão. Para o caso das turbinas Wells sem limite de velocidade, o valor quadrático médio foi calculado a partir da seguinte expressão:

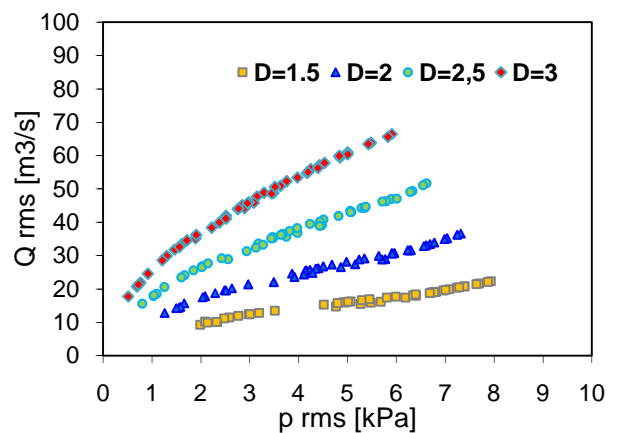
$$Q_{rms}(N, H_s, T_e, D) = \frac{KD}{N} p_{rms} \cdot \quad (6.9)$$

Nos restantes casos, o valor quadrático médio do caudal foi calculado através de modo convencional, isto é:

$$Q_{rms}(N, H_s, T_e, D) = \sqrt{\frac{\sum_{nt=100}^{n_{pontos}} Q^2(n\Delta t)}{n_{pontos}-100}} \cdot \quad (6.10)$$



**Figura 6.17** – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells ignorando restrições de velocidade.



**Figura 6.18** – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells tendo em atenção limites de velocidade e o funcionamento da válvula de alívio.

Nas figuras 6.17, 6.18 e 6.19 Observa-se que para as turbinas de menor diâmetro, o valor quadrático médio do caudal é proporcional ao valor quadrático médio da pressão. Para as turbinas de maior diâmetro (2,5 m; 3 m), um ajustamento linear é menos preciso. A relação entre o valor quadrático médio do caudal, e o valor quadrático médio da pressão é de expoente a rondar  $\frac{1}{2}$ .

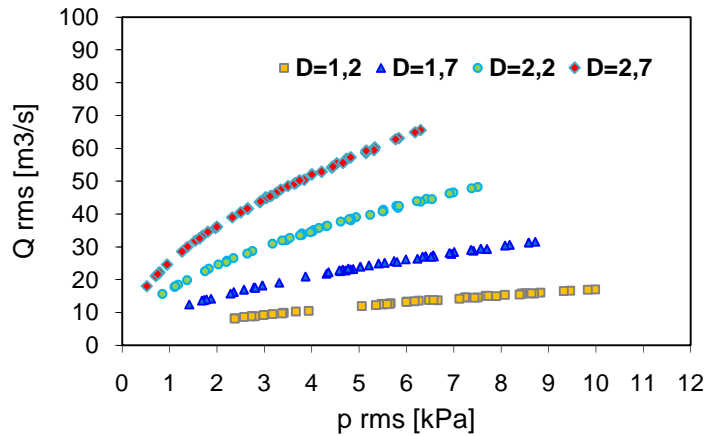


Figura 6.19 – Caudal volúmico em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina de acção.

### 6.6- Rendimentos mecânicos

Procurou-se investigar a evolução das perdas mecânicas para os casos em que a central é equipada com turbinas Wells em função do valor quadrático médio da pressão e da potência pneumática. Para o caso da turbina de acção, não foi implementado nenhum modelo para as perdas mecânicas. Neste caso, assume-se que o rendimento mecânico é de 97%. Este valor é pessimista.

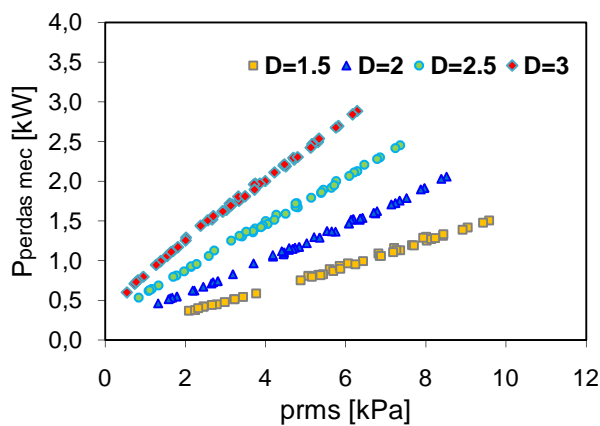


Figura 6.20 – Perdas mecânicas em função do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells sem restrições de velocidade.

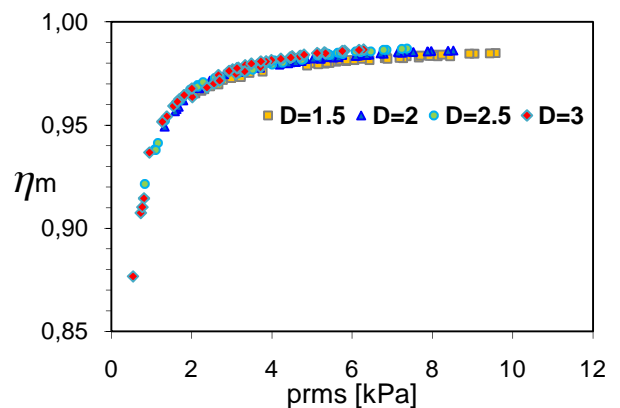


Figura 6.21 – Rendimento mecânico em do valor quadrático médio da pressão para a turbina Wells sem restrições de velocidade.

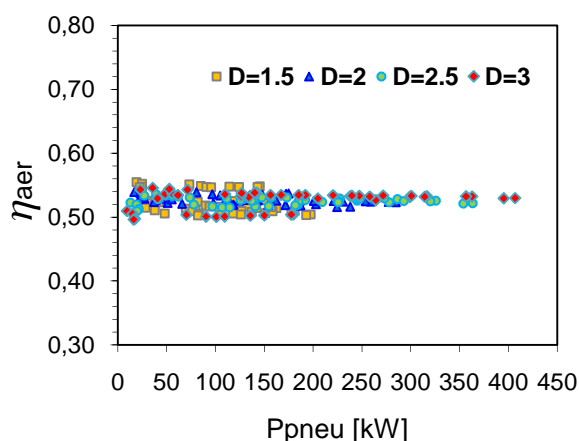
Observa-se que as perdas mecânicas aumentam de forma quase linear em função do valor quadrático médio da pressão, e que aumentam com o diâmetro da turbina. O aumento das perdas mecânicas com o diâmetro deve-se ao facto de ter-se considerado que a massa do rotor da turbina aumenta com o aumento do diâmetro da mesma,  $M_r = 2850 \left(\frac{D}{2,3}\right)^3$ . Por outro lado,

o aumento da queda de pressão na turbina, e consequentemente o aumento do valor quadrático médio da pressão, levam a um aumento das perdas axiais. A figura 6.21 mostra o rendimento mecânico em função do valor quadrático médio da pressão é ajustado por uma única curva, independentemente do diâmetro das turbinas.

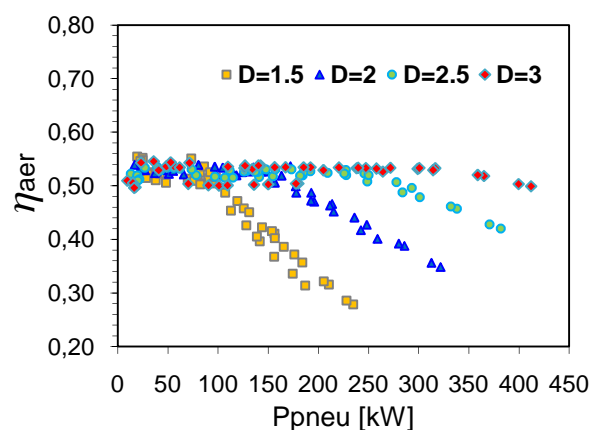
Não foram observadas diferenças significativas para as curvas do rendimento mecânico para os casos da turbina Wells com limite de velocidade, bem como para a turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido. Como era de esperar, o rendimento mecânico apresenta valores elevados a tender para os 99% em estados do mar mais energéticos.

## 6.7-Rendimentos aerodinâmicos

É importante perceber de que forma as restrições da velocidade de rotação das turbinas, e a operação da válvula de alívio, influenciam o rendimento aerodinâmico médio das turbinas. Observa-se, para a turbina Wells não sujeita a constrangimentos da velocidade de rotação, que o rendimento aerodinâmico oscila entre os 50% e os 56%. O mesmo não se passa quando a turbina é sujeita a restrições da velocidade máxima. Neste caso, verifica-se uma queda importante no rendimento aerodinâmico, nomeadamente para as turbinas de menor diâmetro. Na figura 6.23 é possível observar que o rendimento cai para cerca de 28% para as turbinas com 1,5 m de diâmetro, e cerca de 36% para as turbinas com 2 m de diâmetro. Este facto está associado, a ângulos de incidência do escoamento nas pás menos apropriados, ou se quisermos, a um aumento do coeficiente de caudal acima dos 0,05.

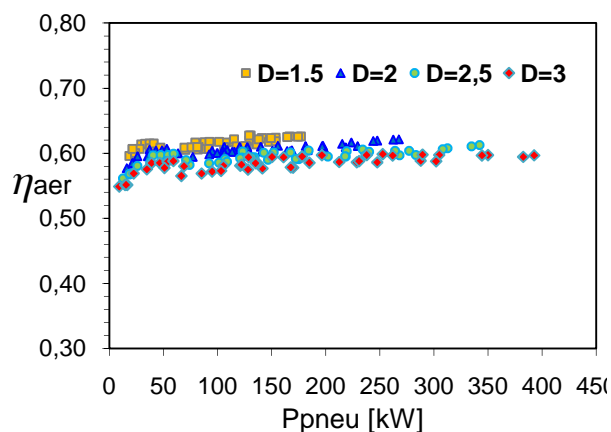


**Figura 6.22** – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells, ignorando restrições da velocidade de rotação.

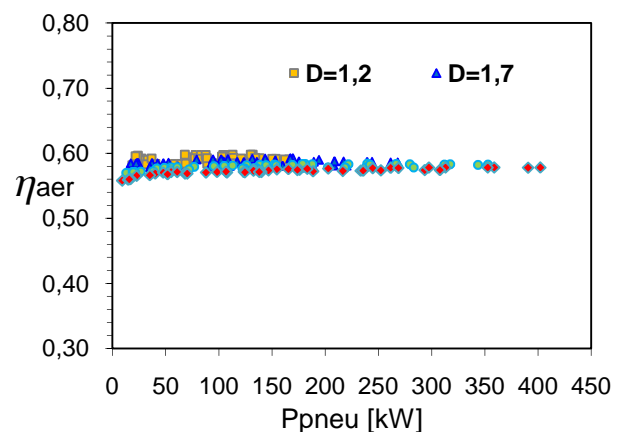


**Figura 6.23** – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells com a velocidade de rotação limitada.

Como era esperado, a válvula de alívio rápido tem um impacto muito benéfico no rendimento aerodinâmico, elevando o rendimento para valores superiores aos verificados mesmo no caso da turbina Wells não estar sujeita a restrições de velocidade. Verifica-se que a operacionalidade de uma válvula de alívio rápido eleva o rendimento aerodinâmico a valores entre 54% e os 62%. Observa-se ainda que o benefício é mais notado para as turbinas de menor diâmetro. Contudo, note-se que o modelo implementado para a válvula de alívio, é ideal, pelo que em situações reais, é esperado que o benefício seja mais pequeno. Em situações reais, é necessário ter-se em conta por um lado, os atrasos na abertura e fecho da válvula, dificuldades no controlo da mesma, e o consumo de energia necessário, para que o funcionamento seja o mais próximo possível do modelo implementado no presente trabalho. Salienta-se ainda, que em situações reais, uma única válvula não só dificilmente consegue atingir os níveis de eficácia aqui demonstrados, como o seu controlo apresentaria alguma dificuldade, dado a necessidade de controlar de forma contínua a área de passagem do escoamento. Em termos práticos, o mais óbvio seria a implementação de um conjunto de válvulas de alívio rápido, com áreas de passagem do escoamento diferentes, a funcionar em conjunto, de modo a obter-se a melhor aproximação discreta possível ao caudal instantâneo necessário escoar, e cujo accionamento seria simplesmente do tipo fechado ou aberto.



**Figura 6.24** – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina Wells com a velocidade de rotação limitada, e considerando o funcionamento da válvula de alívio rápido.



**Figura 6.25** – Rendimento aerodinâmico em função da potência pneumática para a turbina de acção.

Para a turbina de acção, verifica-se que o rendimento aerodinâmico é mais estável, variando entre 56% e 60%. A turbina Wells só consegue rendimentos médios idênticos a estes com o funcionamento de uma válvula de alívio rápido.

## 6.8-Produção anual de energia

		Pot. Útil (kW)	Pot. Tur (kW)	Pot. Pneu (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_{aer}.\eta_m$	Larg. Captu (m)	$\eta_{aer}.\eta_m.LC$ (m)
Turbina Wells s/ restrições de velocidade	D=1,5	61,5	62,8	120,1	0,52	0,98	0,51	-	-
	D=2,0	81,3	83,1	157,9	0,53	0,98	0,52	-	-
	D=2,5	93,4	95,6	181,4	0,53	0,98	0,52	-	-
	D=3,0	96,7	99,3	187,2	0,53	0,97	0,52	-	-
Turbina Wells c/ velocidade limitada	D=1,5	58,2	59,5	125,0	0,48	0,98	0,47	9,84	4,59
	D=2,0	79,1	80,8	161,0	0,50	0,98	0,49	12,67	6,23
	D=2,5	92,6	94,8	182,3	0,52	0,98	0,51	14,35	7,29
	D=3,0	96,6	99,2	187,3	0,53	0,97	0,52	14,75	7,60
Turbina Wells c/ limite de velocidade e c/ válvula	D=1,5	70,5	71,6	116,5	0,61	0,98	0,60	<b>13,76</b>	<b>8,32</b>
	D=2,0	91,2	92,7	153,0	0,61	0,98	0,60	<b>14,96</b>	<b>8,91</b>
	D=2,5	102,2	104,2	174,6	0,60	0,98	0,59	<b>15,47</b>	<b>9,06</b>
	D=3,0	103,4	105,8	179,7	0,59	0,98	0,58	<b>15,18</b>	<b>8,74</b>
Turbina de acção	D=1,2	60,4	62,3	105,3	0,59	0,97	0,57	8,29	4,76
	D=1,7	85,3	87,9	150,1	0,59	0,97	0,57	11,82	6,71
	D=2,2	99,8	102,9	177,5	0,58	0,97	0,56	13,98	7,86
	D=2,7	102,5	105,7	184,2	0,57	0,97	0,56	14,51	8,07

**Tabela 6.1** – Potência útil média anual da central; potência bruta média anual; potência pneumática média anual; rendimento mecânico médio anual; rendimento aerodinâmico médio anual; largura de captura efectiva anual em função dos diâmetros das turbinas, considerando os 46 estados do mar do clima de ondas.

A tabela 6.1 sintetiza os resultados da potência útil média anual produzida pela central, potência bruta das turbinas e potência pneumática disponibilizada aos grupos, bem como os rendimentos aerodinâmicos e mecânicos médios anuais e largura de captura média anual, para cada um dos quatro casos em análise, em função dos diâmetros das turbinas e para o clima de ondas considerado (46 estados do mar), assumindo a velocidade de rotação óptima das turbinas para cada estado do mar.

Para o caso das turbinas Wells em paralelo com a válvula de alívio rápido, o valor da largura de captura é o valor da largura de captura efectiva da câmara hidro-pneumática, ou seja, é baseada na soma da potência pneumática disponibilizada às turbinas e potência dissipada para o exterior pela válvula de alívio rápido. Neste caso, verifica-se que embora a potência capturada às ondas pela câmara hidro-pneumática seja superior, a potência pneumática disponibilizada às turbinas é menor. Este facto pode ser verificado na tabela 6.2. O aumento da potência útil é conseguido através do forte aumento do rendimento aerodinâmico das turbinas.

46 estados do mar					
	Pot. Pneu (kW)	Pot. Pneu cap (kW)	Pot. Válv (kW)	Larg. Cap (m)	Larg. Cap. efec (m)
D=1,5	116,5	174,8	58,3	9,17	<b>13,76</b>
D=2,0	153,0	189,9	36,9	12,05	<b>14,96</b>
D=2,5	174,6	196,5	22,0	13,74	<b>15,47</b>
D=3,0	179,7	192,8	13,2	14,14	<b>15,18</b>
20 estados do mar					
	Pot. Pneu (kW)	Pot. Pneu cap (kW)	Pot. Válv (kW)	Larg. Cap (m)	Larg. Cap. efec (m)
D=1,5	104,0	153,2	49,2	8,19	<b>13,91</b>
D=2,0	135,8	167,3	31,5	10,69	<b>15,19</b>
D=2,5	154,4	173,3	18,9	12,15	<b>15,73</b>
D=3,0	158,5	169,9	11,5	12,48	<b>15,43</b>

**Tabela 6.2** – Potências pneumáticas; Potências pneumáticas capturadas; Potências dissipadas pela válvula; larguras de captura e larguras de captura efectivas, em função dos diâmetros das turbinas e clima de ondas considerado.

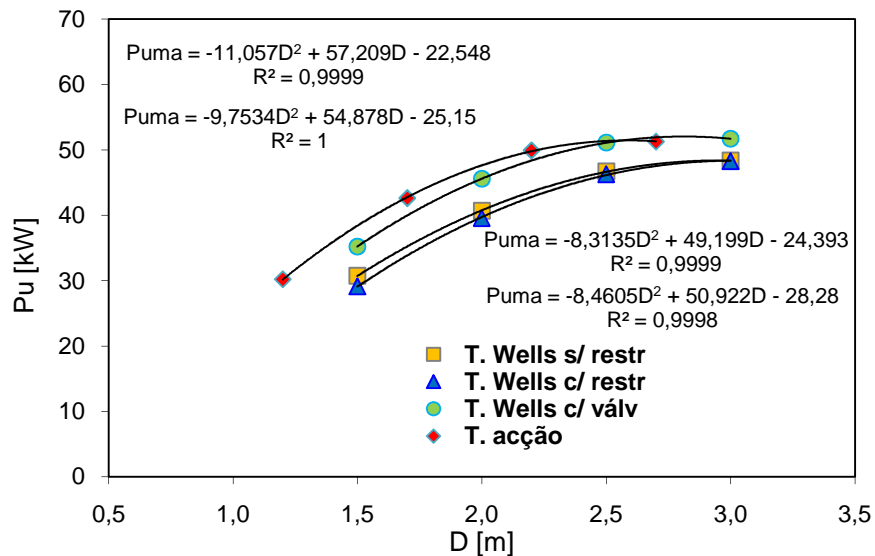
Importa referir que, para o caso das turbinas de acção, o rendimento mecânico médio não foi calculado por falta de modelo teórico para o efeito. Assim, admite-se que para as turbinas de acção, o rendimento mecânico médio para cada estado do mar é de 97%, sendo o rendimento médio anual de igual valor. Note-se ainda que não foi calculada a largura efectiva de captura para o caso da turbina Wells sem restrições de velocidade de rotação. Neste caso admite-se que o resultado seria muito idêntico ao obtido para o caso da turbina Wells com restrição da velocidade de rotação máxima.

É verificado, por um lado, que limitar superiormente a velocidade de rotação para as turbinas Wells não afecta de forma significativa a potência produzida pela central anualmente, especialmente para turbinas de diâmetros maiores. Por outro lado, o funcionamento de uma válvula de alívio rápido favorece de forma significativa a produção da central.

No caso da turbina de acção, observa-se um desempenho apreciável quando comparado com os outros três casos referentes às turbinas Wells, pese embora a comparação não possa ser directa por tratar-se de diâmetros das rodas das turbinas mais pequenos.

A figura 6.26 representa graficamente os resultados constantes na tabela 6.1, da potência útil média anual para cada turbina. Observa-se que polinómios do segundo grau ajustam-se

relativamente bem. Importa referir que o facto de o ajuste ser calculado com apenas 4 pontos faz com que o erro quadrático seja sempre pequeno. Contudo é esperado que com maior número de pontos o erro apesar de maior, os ajustamentos continuam válidos.



**Figura 6.26** – Potência útil média anual em função do diâmetro das turbinas, para os quatro casos.

Nas simulações computacionais considerando uma estratégia de controlo da velocidade de rotação das turbinas, são utilizados para o efeito os 20 estados do mar com maiores frequências de ocorrência. Neste sentido, seria importante comparar os resultados até aqui obtidos, isto é, para 46 estados e com velocidade de rotação fixa para cada estado do mar, com os resultados obtidos para os 20 estados do mar considerados nas simulações com controlo de velocidade de rotação, nas mesmas condições, isto é, com velocidade de rotação das turbinas fixa para cada estado do mar. O objectivo seria separar os efeitos adjacentes ao controlo de velocidade de rotação das turbinas, com os efeitos associados à diminuição do número de estados do mar. A tabela 6.3 mostra estes resultados. Compare-se com os resultados da tabela 6.1. É verificado que a diferença dos resultados para o clima de ondas de 46 estados do mar e 20 estados do mar, não ultrapassa os 6% para a potência útil das turbinas. Não são verificadas grandes alterações ao rendimento aerodinâmico. Contudo a largura de captura altera-se pelo facto de o clima de ondas de 20 estados do mar ser menos potente (11,76 kW/m). Este facto deve-se a que grande parte dos estados do mar com frequências de ocorrência inferiores a 0,75%, são estados do mar muito potentes.



		Pot. Útil (kW)	Pot. Tur (kW)	Pot. Pneu (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_{aer} \cdot \eta_m$	Larg. Captu (m)	$\eta_{aer} \cdot \eta_m \cdot LC$ (m)
Turbina Wells c/ velocidade limitada	D=1,5	56,0	57,3	118,1	0,48	0,98	0,474	10,05	4,77
	D=2,0	75,3	77,0	151,8	0,51	0,98	0,50	12,92	6,41
	D=2,5	87,6	89,7	171,8	0,52	0,98	0,51	14,61	7,45
	D=3,0	91,0	93,5	176,3	0,53	0,97	0,52	15,00	7,74
Turbina Wells c/ limite de velocidade e c/ válvula	D=1,5	67,0	68,2	111,0	0,61	0,98	0,60	<b>13,91</b>	<b>8,40</b>
	D=2,0	86,2	87,7	144,9	0,61	0,98	0,59	<b>15,19</b>	<b>9,04</b>
	D=2,5	96,4	98,3	164,8	0,60	0,98	0,58	<b>15,73</b>	<b>9,20</b>
	D=3,0	97,2	99,6	169,1	0,59	0,98	0,57	<b>15,43</b>	<b>8,87</b>
Turbina de acção	D=1,2	57,6	59,4	100,3	0,59	0,97	0,57	8,53	4,90
	D=1,7	80,7	83,2	142,2	0,59	0,97	0,57	12,10	6,87
	D=2,2	94,2	97,1	167,5	0,58	0,97	0,56	14,25	8,01
	D=2,7	96,5	99,5	173,4	0,57	0,97	0,56	14,75	8,21

**Tabela 6.3** – Potência útil média anual da central; potência bruta média anual; potência pneumática média anual; rendimento mecânico médio anual; rendimento aerodinâmico médio anual; largura de captura efectiva anual em função dos diâmetros das turbinas, considerando 20 estados do mar.

É fácil perceber que o dimensionamento do equipamento para a produção máxima de energia, em geral não coincide com o dimensionamento económico óptimo, isto é, o que garante maior retorno económico do investimento realizado.

Se o objectivo for a máxima produção de energia, poder-se-á encontrar os diâmetros óptimos para as turbinas em cada uma dos quatro casos, recorrendo aos polinómios dados para cada ajuste:

$$\frac{d}{dD} \bar{P}_{uma}(D) = 0 . \quad (6.11)$$

A tabela 6.4 mostra os diâmetros óptimos para a produção máxima de energia, e respectiva estimativa da potência útil média anual. Verifica-se que a produção máxima de energia é conseguida com a turbina Wells em paralelo com uma válvula de alívio rápido. Contudo, a turbina de acção consegue uma produção muito próxima desta, mas com um diâmetro do rotor inferior em 22 cm.

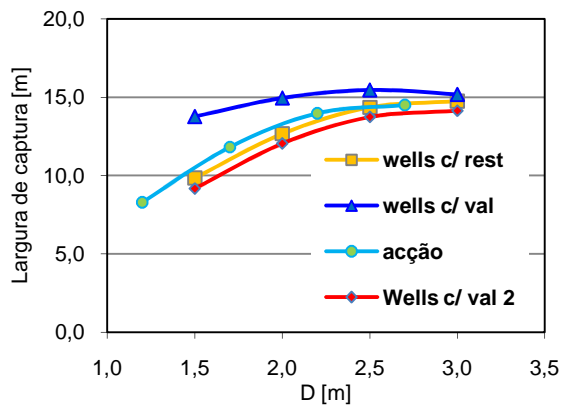
Diâmetros óptimos e Potência útil média anual para cada turbina da central [kW]		
Turbina Wells s/ restrições de velocidade	D (m)	Puma (kW)
	2,96	48,4
Turbina Wells c/ velocidade limitada	D (m)	Puma
	3,01	48,3
Turbina Wells c/ limite de velocidade e c/ válvula	D (m)	Puma
	2,81	52,0
Turbina de acção	D (m)	Puma
	2,59	51,5

**Tabela 6.4** – Potência útil média anual máxima para cada turbina em função dos diâmetros óptimos das turbinas.

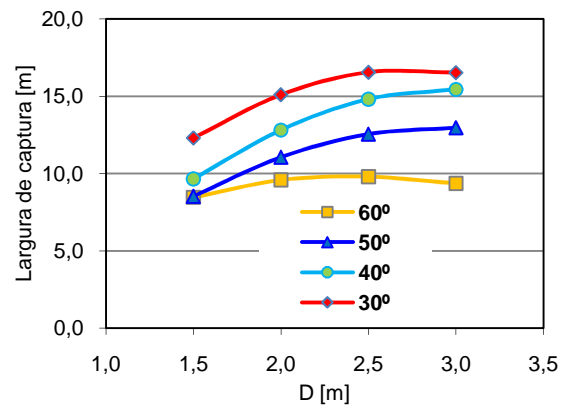
Importa desde já fazer algumas observações: No decorrer do presente trabalho, foi realizado o estudo económico com o objectivo de estimar os diâmetros económicos das turbinas. Estes resultados não são apresentados no trabalho, mas serão utilizados aquando das simulações para o controlo de velocidade. Nestas simulações são utilizados para as turbinas Wells diâmetros de 2,0 m, e 1,7 m para as turbinas de acção. Os resultados dos diâmetros económicos das turbinas obtidos através do estudo económico não foram exactamente os acima mencionados, mas devido à proximidade dos valores em causa, e por dificuldades em estabelecer com precisão alguns coeficientes e custos necessários ao estudo económico, optou-se pela utilização dos diâmetros acima mencionados, dado já existirem simulações numéricas realizadas com estes diâmetros, que poderiam ser aproveitadas.

## 6.9 Largura de captura e coeficiente de amortecimento

Com base na equação (3.10, ver hidrodinâmica) foram calculadas as larguras de captura, de modo a poder caracterizar a eficiência global da central. Importa conhecer a influência do tipo de turbina e diâmetro das mesmas na largura de captura média anual da câmara hidropneumática. As figuras 6.27 e 6.28 mostram esta influência. Na figura 6.27, estão representadas duas larguras de captura para as turbinas Wells com válvula de alívio. A azul, “Wells c/ val”, a largura de captura é calculada com base na potência pneumática efectivamente capturada pela câmara. A curva vermelha, “Wells c/ val 2”, a largura de captura é baseada na potência disponibilizada às turbinas.



**Figura 6.27** – Largura de captura média anual da câmara pneumática em função do diâmetro das turbinas.



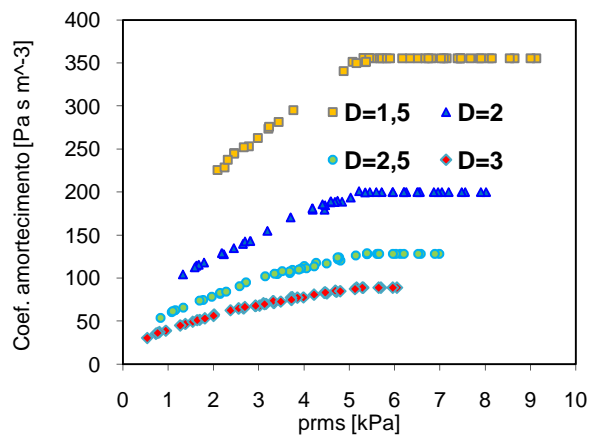
**Figura 6.28** – Largura de captura média da câmara pneumática em função do diâmetro das turbinas, para os 4 rumos de ondulação, para a turbina Wells com restrições da velocidade de rotação.

Na figura 6.27, observa-se que largura de captura é máxima para as turbinas Wells com válvula de alívio rápido, se esta for calculada tendo por base a potência efectivamente capturada pela câmara hidro-pneumática. Isto significa que a válvula de alívio rápido tem uma influência importante na hidrodinâmica da câmara. Contudo, parte desta potência é libertada pela válvula de alívio, não sendo aproveitada. Assim, e não sendo possível o aproveitamento desta potência sem que modifique de alguma forma o amortecimento imposto à coluna de água, é também calculada a largura de captura tendo por base apenas a potência disponibilizada às turbinas.

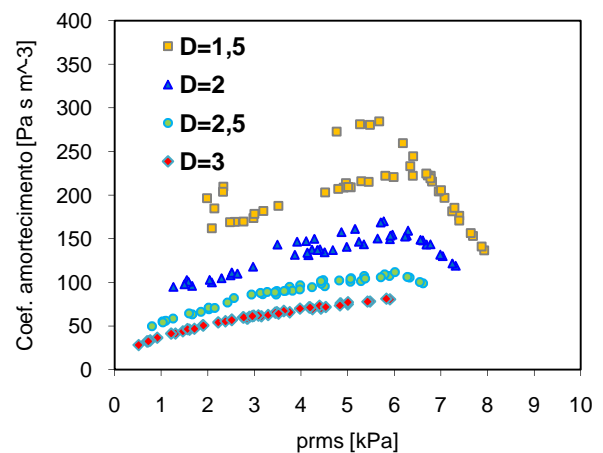
Observa-se ainda que, para diâmetros iguais das rodas, inferiores a 2,7 m, a turbina de acção beneficia a largura de captura efectiva da câmara em relação à turbina Wells.

Observa-se na figura 6.28 a influência que os rumos de ondulação provocam na largura de captura da câmara hidro-pneumática. Verifica-se que esta é bastante sensível ao ângulo existente entre a paralela à parede frontal, e a paralela às cristas das ondas. O ideal é que as cristas das ondas sejam efectivamente paralelas à parede frontal da câmara hidro-pneumática, pelo menos no rumo que proporciona maior energia incidente no local. Por razões de natureza construtiva, verifica-se que isto não foi possível para o projecto CEODOURO. Admitindo a inexistência restrições, para esta câmara hidro-pneumática, a largura de captura máxima seria atingida rodando a câmara em 40°, para que o rumo de maior energia pudesse atingir a câmara hidro-pneumática de forma frontal.

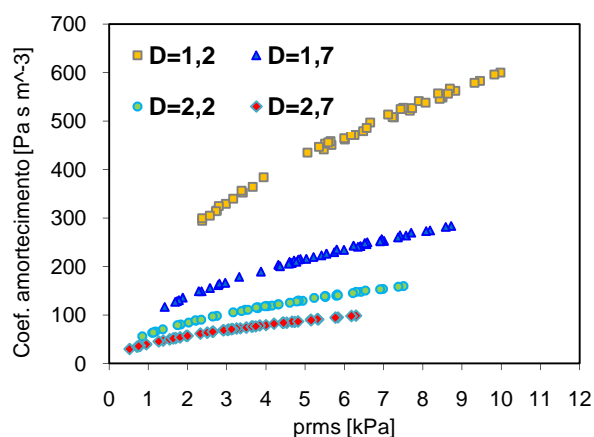
As figuras 6.29, 6.30 e 6.31 mostram a relação entre o coeficiente de amortecimento e a potência pneumática, e valor quadrático médio da pressão para condições de funcionamento da central óptimas. Note-se que o facto de poder-se relacionar o coeficiente de amortecimento com o valor quadrático médio da pressão, é conveniente para efeitos laboratoriais e correcto acoplamento entre as características da turbina e câmara hidro-pneumática. O coeficiente de amortecimento é calculado pela expressão  $\frac{\bar{p}_{rms}^2}{\bar{P}_{pneu}}$ .



**Figura 6.29** – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina Wells.



**Figura 6.31** – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina Wells com válvula de alívio.



**Figura 6.30** – Coeficiente de amortecimento em função do valor quadrático médio da pressão, para os 4 diâmetros da turbina de acção.

Observa-se nas figuras, que os coeficientes de amortecimento são menores para o caso da turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido. Verifica-se, que neste caso, a partir de dado valor do valor quadrático médio da pressão, o coeficiente de amortecimento baixa acentuadamente. Os maiores coeficientes são atingidos com a turbina de acção.

## 6.10- Influência das condições de simulação computacional nos resultados

A janela temporal de simulação do funcionamento da central, isto é o número de pontos utilizados nas simulações numéricas, bem como o passo de tempo, têm importância nos resultados obtidos, especialmente quanto menor o tempo de simulação. É admitido que com cerca de 20 minutos ( $n_{pontos} = 12000$ ) de simulação do funcionamento da central, com incrementos de tempo na resolução numérica das equações de 0,1 segundos ( $\Delta t = 0,1$ ), são obtidos resultados estatisticamente relevantes. Contudo é importante conhecer a ordem de grandeza das diferenças de resultados associados à variação do tempo de simulação, assim como da variação do incremento de tempo. Naturalmente que quanto menor o número de pontos utilizados nas simulações, e quanto maior o incremento no tempo, menor relevância estatística terá os resultados. Por este facto, foram realizadas simulações no sentido de averiguar esta questão. Para o efeito, utilizou-se a turbina de acção com um diâmetro 1,7 m, sujeita ao estado do mar  $Ne=11$ , com uma altura significativa de  $Hs=3,8$  e um período de energia,  $Te=10$ . A tabela 6.5 mostra os resultados obtidos.

$\Delta t$ (s)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,05	0,01
n_pontos	9000	12000	15000	30000	40000	24000	120000
Pu (kW)	106,9	104,3	107,1	106,0	106,5	105,2	106,5

**Tabela 6.5** – Potência útil média para a turbina de acção, e para o estado do mar  $Ne=11$ , para diferentes incrementos de tempos e numero de pontos.

Importa notar que os resultados para a potência da tabela 6.5 foram obtidos, considerando o controlo da velocidade de rotação da turbina, o que até agora tinha sido ignorado (até agora, admitia-se que a inércia das partes rotativas era suficientemente grande de forma a poder desprezar variações da velocidade de rotação para um dado estado do mar). Note-se que considerando o controlo de velocidade existe uma diferença de cerca de 6% em relação ao valor da tabela 14 em anexo, ou seja, 104,3 kW e 111,0 kW respectivamente. Esta questão será oportunamente abordada.

Verifica-se na tabela 6.5, que para o número de pontos  $n_{pontos} = 12000$ , escolhido para a generalidade das simulações, resulta a potência mais baixa (104,3 kW), o que em princípio leva a crer que os resultados das simulações numéricas poderão estar calculados ligeiramente por defeito. Para os passos de tempo mais reduzidos,  $\Delta t = 0,05$  s e  $\Delta t = 0,01$  s, com um número de pontos ( $n_{pontos} = 24000$  e  $n_{pontos} = 120000$ ), escolhido de forma a manter

inalterada a janela temporal de simulação, isto é, 20 minutos de funcionamento, verifica-se que as diferenças em relação ao resultado obtido para um número de pontos  $n_{pontos} = 12000$ , e um passo no tempo de  $\Delta t = 0,1s$ , são de apenas 0,9% e 2,1%, respectivamente. Poder-se-á concluir que o número de pontos e passo no tempo escolhido para as simulações ( $n_{pontos} = 12000$ ,  $\Delta t = 0,1s$ ), foram adequados tendo em vista a redução do tempo de cálculo computacional.

# Capítulo 7

## 7-Controlo da velocidade de rotação

Como já vimos, é requerido às turbinas que possam extrair o máximo de energia a um escoamento que varia alternadamente o seu sentido, e que oscila entre zero e um valor máximo, e cuja variação da velocidade do mesmo é grande, tanto de onda para onda, como de estado do mar para estado do mar. Nestas condições, se não for permitido que a velocidade de rotação das turbinas possa variar, a quantidade de energia que é possível extrair das ondas ao longo do ano sai fortemente prejudicada, especialmente se as turbinas forem do tipo Wells. Para velocidades de rotação invariáveis, a turbina Wells apresenta bons rendimentos aerodinâmicos numa gama de caudais, ou se se quiser, de coeficientes de caudal, reduzida.

Uma forma eficiente de melhorar a resposta da turbina para os vários estados do mar, e mesmo de onda para onda, é permitir que a velocidade de rotação da turbina possa variar. Isto tem como consequência o aumento da gama de caudais em que o rendimento aerodinâmico das turbinas é aceitável. Note-se que para dado valor do coeficiente de caudal, o caudal e a potência são proporcionais a  $N$  e  $N^3$ , respectivamente. Assim, se a velocidade de rotação  $N$  for o dobro, a potência é multiplicada por um factor de 8.

A capacidade de variar a velocidade de rotação, para além do acima mencionado, tem como efeito benéfico a possibilidade de armazenar energia sob a forma de energia cinética, ou seja, a dada altura do ciclo de onda permite que a turbina armazene alguma energia em excesso, libertando-a alguns segundos mais tarde. Isto permite suavizar as variações de potência eléctrica injectada na rede de curto período.

O rendimento aerodinâmico da turbina e a quantidade e qualidade da energia eléctrica, vão naturalmente ser fortemente dependentes da estratégia adoptada para controlo da velocidade de rotação instantânea, sendo que o controlo da velocidade de rotação é realizado actuando no binário que o gerador eléctrico impõe à turbina, ou seja, a turbina acelera ou desacelera consoante o binário instantâneo da turbina seja maior ou menor que o binário do gerador, respectivamente.

As oscilações da potência eléctrica a ser injectada na rede poderão ser divididas em três escalas de tempo: i) Oscilações de curta duração, geralmente da ordem de meio período de onda, ou seja, entre 4 a 8 s; ii) Oscilações de média duração, associadas a grupos de ondas, com escalas de tempo na ordem das poucas dezenas de segundos; iii) Oscilações de longa duração, associadas às variações de estados do mar.

Se for permitido a variação da velocidade de rotação das turbinas, é esperado que a energia cinética acumulada na turbina (partes rotativas) consiga filtrar as oscilações de potência de curta duração, e ajude a filtrar as oscilações de média duração.

Existem vários factores a ter em consideração para idealizar uma estratégia de controlo:

- Limites da velocidade de rotação das turbinas impostos, ora por questões mecânicas, aerodinâmicas, ou impostos pelo próprio gerador eléctrico, isto é  $N_{min} \leq N \leq N_{max}$ .
- A velocidade de rotação das turbinas deverá ajustar-se aos estados do mar, de forma a maximizar a potência útil das turbinas.
- Qualidade da energia a ser injectada na rede. Existem algumas imposições por parte da rede eléctrica no que diz respeito a flutuações de potência.
- A eficiência global do sistema, dado a variação da velocidade de rotação modificar a queda de pressão na turbina, o que influencia a primeira etapa da cadeia de conversão de energia, isto é, de energia das ondas para energia pneumática.
- O procedimento de controlo deverá ser realista, sendo que o algoritmo deverá ter como dados de entrada, variáveis facilmente mensuráveis e ser adequado para implementação on-line no Autómato da central.

Várias abordagens podem ser seguidas na definição da estratégia de controlo [9]. A estratégia adoptada no presente trabalho foi a de controlar o binário de gerador, tendo por base as curvas optimizadas da potência média útil em função da velocidade de rotação das turbinas, ou seja, tendo conhecimento prévio do estado do mar, o binário do gerador, deve equilibrar o binário da turbina em longos períodos de tempo, de modo a que a velocidade média de rotação seja aproximadamente a velocidade óptima de rotação para dado estado do mar. O equilíbrio de binários em longos períodos de tempo, não implica o equilíbrio de binários instantâneos,

$$\frac{1}{\Delta t} \int_{t-\Delta t}^t \frac{P_e(N(t))}{N(t)} dt = \frac{\bar{P}_u}{N}(N, H_s, T_e, D), \quad (7.1)$$



sendo naturalmente  $B_e = \frac{P_e(N(t))}{N(t)}$ . A questão que se coloca de seguida, é saber que tipo de função deverá ser  $P_e(N)$  de modo a satisfazer da melhor forma os vários factores acima mencionados. Foram consideradas e testadas várias funções para  $P_e(N)$  [9]:

$$P_e(N) = C \left[ 1 + \left( \frac{\alpha N_{max}}{N_{max} - N} \right)^\beta \right] \left[ 1 - \left( \frac{\nu N_{min}}{N - N_{min}} \right)^\theta \right] N^3, \quad (7.2)$$

Sendo  $C, \alpha, \beta, \nu, \theta$  parâmetros positivos a serem optimizados. Verificou-se que este tipo de função não parece ser a mais adequada, no caso de as turbinas terem uma grande capacidade de aceleração, mesmo considerando grande a inércia das partes rotativas. A razão, é que esta função para  $P_e$  resulta ser demasiadamente idêntica à curva  $\bar{P}_u(N)$ , e por conseguinte, a velocidade de rotação instantânea afasta-se em demasia da velocidade óptima. Desde cedo ficou claro que, para as turbinas utilizadas, era importante que a curva da potência do gerador, apenas deveria coincidir com  $\bar{P}_u(N)$ , exactamente no ponto  $(\bar{P}_u, N)$  óptimo, devendo afastar-se gradualmente quando a velocidade de rotação instantânea da turbina afasta-se da velocidade óptima.

Foi tentada uma nova função para  $P_e$ , neste caso por troços [10]:

$$\begin{cases} P_e = aN^b & \text{se } N_0 - \Delta N \leq N \leq N_0 + \Delta N \\ P_e = (P_{max}^2 - AI(N_{max}^2 - N^2))^{1/2} & \text{se } N > N_0 + \Delta N, \\ P_e = \text{Max} \left[ aN^b \left( 1 - ((N_0 - \Delta N) - N)/(e\Delta N) \right), 0 \right] & \text{se } N < N_0 - \Delta N \end{cases}, \quad (7.3)$$

onde  $a, b, P_{max}, AI, e, N_0, N_{max}, \Delta N$ , são constantes,  $I$  o momento de inércia, e  $A = -dP_e/dt$ .

A função anterior aproxima-se mais do pretendido, contudo verifica-se ser difícil optimizar cada parâmetro para os diferentes estados do mar. Esta função tem a vantagem em relação à função (7.2), de afastar o valor de  $P_e$  em relação a  $\bar{P}_u$  à medida que a velocidade de rotação instantânea da turbina se afasta da velocidade óptima, (ou de referencia  $N_0$ ). A existência de um troço da função de  $P_e$ , que para um dado intervalo de velocidade de rotação toma os mesmos valores de  $\bar{P}_u$ , parece não beneficiar a qualidade de energia injectada na rede eléctrica. Note-se que as funções anteriores implicam o conhecimento prévio do estado do mar, de modo a poder definir correctamente os valores que as diferentes constantes devem tomar.

Por conseguinte, foi desenvolvida uma nova função para  $P_e$ , que pudesse contornar os problemas apresentados pelas anteriores funções. Os pressupostos de partida seriam:

- A necessidade de  $P_e$  tomar valores razoavelmente diferentes dos valores dados por  $\bar{P}_u$  quando a velocidade de rotação instantânea se afasta da velocidade média óptima para dado estado do mar.
- A inexistência de pontos que não admitem derivada em ordem à velocidade de rotação das turbinas.
- Simplicidade de definir adequadamente a função, para cada estado do mar.

Por conseguinte, a seguinte expressão terá de ser verificada

$$\frac{dP_e}{dN} > \frac{d\bar{P}_u}{dN} \quad \text{para } N \geq N_0. \quad (7.4)$$

Foram experimentadas combinações de polinómios do segundo e terceiro grau, que pudessem satisfazer os pressupostos mencionados. Verificou-se uma função para  $P_e$  baseada em polinómios que conduziriam a um controlo instável. Contudo verificou-se que funções exponenciais do tipo seguinte, poderiam satisfazer o pretendido:

$$P_e(N) = C_1 e^{(C_2 N + C_3)}, \quad (7.5)$$

onde  $C_2$  e  $C_3$ , são constantes a otimizar para cada estado do mar. A constante  $C_1$  é igualada à unidade,  $C_1 = 1$  kW.

A dinâmica do rotor é dada pela seguinte expressão:

$$P_u(t) - P_e(t) = IN \frac{dN}{dt}. \quad (7.6)$$

Como já dissemos, a capacidade de acumular energia cinética durante alguns momentos, e libertar esta energia segundos mais tarde, é uma forma de suavizar as variações de potência eléctrica enviada para a rede. Contudo, a capacidade de acumular energia cinética terá de ser associada com uma lei de controlo que permita variações da velocidade de rotação das turbinas. Por esta razão, leis de controlo com derivadas infinitas ou demasiado grandes deverão ser evitadas. Naturalmente que o valor máximo da derivada temporal da potência

eléctrica depende do que a rede é capaz de aceitar, e da inércia das partes rotativas. Do ponto de vista da rede, o pior cenário ocorre quando a turbina entra em perda aerodinâmica severa, o que faz com que a potência útil da turbina,  $P_u(t)$  possa cair para valores negativos. Considere-se que neste caso, a potência útil da turbina cai para zero. A dinâmica do rotor é então dada por  $-P_e = INdN/dt$ , donde podemos obter,  $-\frac{dP_e}{dt} = f(N)f'(N)/(IN)$  [8]. Se considerarmos o caso limite de variação de potência aceite pela rede,  $-\frac{dP_e}{dt} = A$ , poderemos obter a seguinte equação diferencial ordinária  $f(N)f'(N) = AIN$ . De modo a evitar que a turbina exceda a velocidade máxima, a lei de controlo deverá ter a seguinte condição de fronteira,  $f(N) = P_{max}$ , para  $N \geq N_{max}$ , onde  $P_{max}$  deverá ser um valor próximo do pico de potência útil debitada pela turbina à velocidade máxima admissível. A solução da equação diferencial sujeita a esta condição de fronteira é:

$$P_e(N) = [P_{max}^2 - AI(N_{max}^2 - N^2)]^{\frac{1}{2}} . \quad (7.7)$$

Esta é a equação de uma hipérbole [8]. A lei de controlo deverá ser composta pela equação (7.5), em conjugação com a equação (7.7), tendo em atenção cada estado do mar.

As constantes  $C_2$  e  $C_3$  são definidas pela resolução do sistema de duas equações seguinte

$$\begin{cases} e^{C_2 N_0 + C_3} = P_0 \\ e^{C_2(N_0 + dN) + C_3} = 1 \end{cases} . \quad (7.8)$$

O sistema de equações (7.8) é resolvido, obtendo-se os valores das constantes  $C_2, C_3$ , para um dado estado do mar. Sendo  $N_0, P_0$ , o valor óptimo da velocidade de rotação da turbina, e a potência média útil debitada pela turbina à velocidade óptima, respectivamente.  $dN$  é o valor do intervalo de variação da velocidade de rotação, para que a potência resistente imposta pelo gerador à turbina desça para 1 kW, quando a velocidade de rotação da turbina desce  $dN$  rad/s abaixo do valor óptimo. Por conseguinte é obtido o primeiro troço da lei de controlo. Os passos seguintes consistem na articulação do primeiro troço da lei de controlo com o segundo troço. Tendo em consideração que  $f(N)f'(N) = AIN$ , e a equação (7.5), temos:

$$\frac{e^{C_2 N + C_3}}{IN} \frac{d}{dN} (e^{C_2 N + C_3}) = A . \quad (7.9)$$

A equação anterior é resolvida, obtendo o valor de  $N = N_{dermax}$ , sendo  $N_{dermax}$  a velocidade de rotação da turbina que limita cada troço da lei de controlo. A potência eléctrica que limita cada troço é dada por:

$$P_{edermax} = e^{C_2 N_{dermax} + C_3} . \quad (7.10)$$

Com base na equação seguinte, é calculado o valor de uma constante para cada estado do mar,  $N_C$ , de modo a manter-se válido  $-dP_e/dt \leq A$ , ao longo do segundo troço da lei de controlo:

$$P_{maxger}^2 - AI(N_C^2 - N_{dermax}^2) = P_{edermax}^2 , \quad (7.11)$$

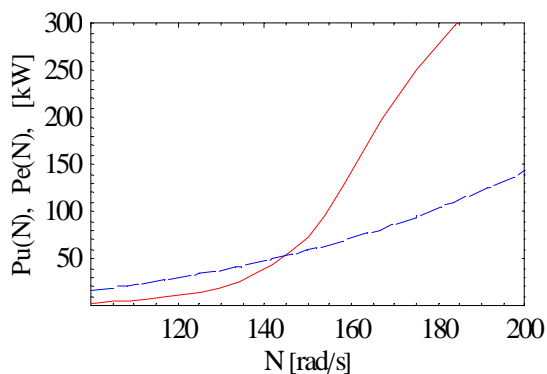
onde  $P_{maxger}$ , é a potência máxima do gerador eléctrico.

Por conseguinte, a lei de controlo desenvolvida no presente trabalho, é dada pela seguinte equação:

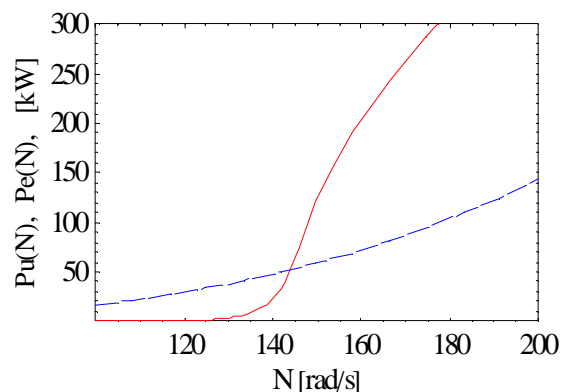
$$P_e(N) = \begin{cases} e^{C_2 N + C_3} & \text{se } N \leq N_{dermax} \\ [P_{maxger}^2 - AI(N_C^2 - N^2)]^{\frac{1}{2}} & \text{se } N > N_{dermax} \end{cases} , \quad (7.12)$$

sendo as constantes  $C_2, C_3, N_C$ , calculadas em função de cada estado do mar, e dependentes do valor de  $P_{maxger}$ , e de  $AI$ .

As figuras seguintes mostram o comportamento da lei de controlo para  $dN=20$ , e  $dN=60$ , e a curva de  $\bar{P}_u$ . O ponto de intersecção das curvas de  $\bar{P}_u$ , e  $P_e$ , representa o ponto de funcionamento óptimo da turbina Wells com um diâmetro de 2 m, com um momento de inércia,  $I = 100 \text{ kg.m}^2$ ,  $A = 84 \text{ kW.s}^{-1}$ , e uma potência máxima do gerador  $P_{maxger} = 250 \text{ kW}$ , para o estado do mar número 6. Para este estado do mar, o ponto de funcionamento óptimo, tem uma velocidade de rotação média de  $N = 143,6 \text{ rad/s}$ , com a turbina a debitar uma potência útil de  $\bar{P}_u = 50,0 \text{ kW}$ . Observa-se nas figuras que quanto maior o valor de  $dN$ , mais suave é o andamento de  $P_e$ , e por conseguinte, a variação da velocidade das turbinas será maior, ou seja, a diferença entre a velocidade máxima de mínima será maior.



**Figura 7.1** – Potência média útil em função da velocidade de rotação (azul). Lei de controlo da potência eléctrica para  $dN=60$  (vermelho). Turbina Wells  $D=2$  m.



**Figura 7.2** – Potência média útil em função da velocidade de rotação (azul). Lei de controlo da potência eléctrica para  $dN=20$  (vermelho). Turbina Wells  $D=2$  m.

A potência debitada pela turbina depende da variação de velocidade que é permitida, e conseqüentemente, existe um valor de  $dN$  óptimo. Para a turbina Wells, e turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido ( $D=2$  m), tomou-se um valor para  $dN = 20$  rad/s, com um momento de inércia de  $600 \text{ kg.m}^2$ , e uma potência máxima do gerador de  $250 \text{ kW}$  para a turbina Wells, e de  $300 \text{ kW}$  para a turbina Wells com válvula de alívio. Para a turbina de acção ( $D=1,7$  m), tomou-se um valor de  $dN = 13,2$  rad/s, um momento de inércia de  $1200 \text{ kg.m}^2$ , e um gerador eléctrico com potência máxima de  $300 \text{ kW}$ . Verificou-se ser extremamente difícil o controlo eficaz da turbina de acção com um momento de inércia mais reduzido.

Era importante que o controlo da velocidade de rotação das turbinas pudesse ser realizado, sem a necessidade do conhecimento à priori do estado do mar. O parâmetro que pareceu ser um bom candidato a resolver esta questão, foi o valor quadrático médio da pressão no interior da câmara pneumática. A utilização deste parâmetro, tem a vantagem, por um lado, de ser pouco influenciado por erros de leitura da pressão associados à turbulência, por outro lado, é relativamente fácil, admitindo erros de leitura, a medição da pressão instantânea na câmara pneumática. Com o registo da pressão para um intervalo de tempo suficientemente longo, de modo a que os erros de leitura possam ser dissipados, o valor quadrático médio da pressão pode ser utilizado como valor de entrada da lei de controlo, fazendo uso das funções de ajuste que relacionam a velocidade de rotação óptima com o valor quadrático médio da pressão, e a potência óptima em função do mesmo. Para a turbina Wells com um diâmetro de  $2\text{m}$  a velocidade de rotação média óptima é calculada através do seguinte ajuste:

$$N_0 = 70,86p_{rms}^{0,489} , \quad (7.13)$$

sendo a potência dada por:

$$P_0 = 5,744p_{rms}^{1,518} . \quad (7.14)$$

No caso da turbina Wells (D=2 m) considerando limites de velocidade de rotação, para valores de  $p_{rms} \geq 4,54$ , considerou-se que a velocidade de rotação máxima de referência seria  $N = 148,6$  rad/s. Note-se que este valor da velocidade de rotação é ainda afastado do valor limite de 157,1 rad/s. Este facto deve-se à necessidade de existência de um intervalo de segurança, para que a velocidade de rotação possa acelerar até aos 157,1 rad/s. A potência média útil de referência  $P_0$ , passa a ser ajustada por um polinómio do quarto grau:

$$P_0 = \begin{cases} -0,081p_{rms}^4 + 1,087p_{rms}^3 - 3,806p_{rms}^2 + 17,425p_{rms} + 10,340 & \text{se } p_{rms} \leq 8,05 \\ 109,6 & \text{se } p_{rms} > 8,05 \end{cases} . \quad (7.15)$$

Para a turbina Wells (D=2 m) em paralelo com uma válvula de alívio rápido, a velocidade de rotação de referência e a potência média útil de referência, passam a ser dados por:

$$N_0 = \begin{cases} -0,195p_{rms}^3 + 1,128p_{rms}^2 + 16,986p_{rms} + 56,263 & \text{se } p_{rms} \leq 5,3 \\ 148,6 & \text{se } p_{rms} > 5,3 \end{cases} , \quad (7.16)$$

$$P_0 = \begin{cases} 0,109p_{rms}^4 - 1,519p_{rms}^3 + 8,884p_{rms}^2 - 4,346p_{rms} + 3,320 & \text{se } p_{rms} \leq 7,31 \\ 148,6 & \text{se } p_{rms} > 7,31 \end{cases} . \quad (7.17)$$

Para a turbina de acção temos:

$$N_0 = \begin{cases} 37,4 & \text{se } p_{rms} \leq 1,8 \\ -0,357p_{rms}^2 + 9,434p_{rms} + 21,618 & \text{se } 1,8 < p_{rms} \leq 3,5 , \\ 50,2 & \text{se } p_{rms} > 3,5 \end{cases} , \quad (7.18)$$

$$P_0 = 5,636p_{rms}^{1,531} . \quad (7.19)$$

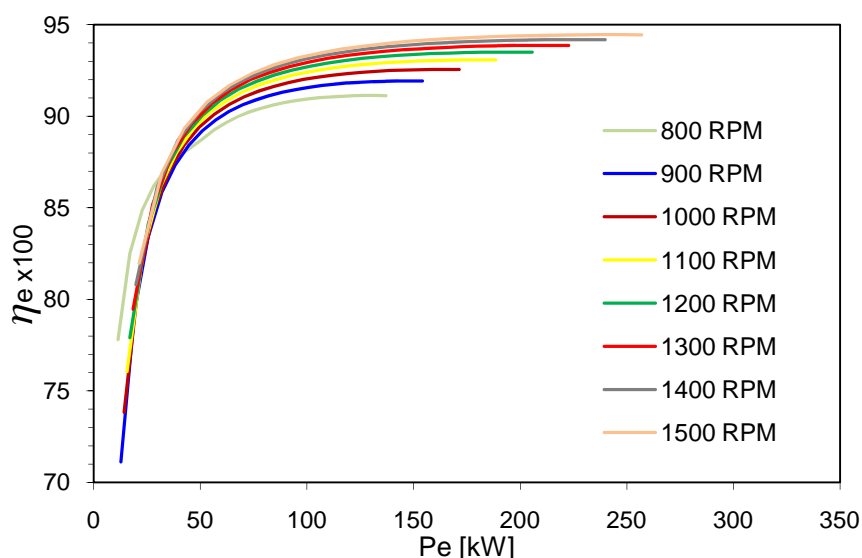
As equações acima apresentadas permitem a obtenção dos valores de referência da velocidade de rotação e da potência média útil das turbinas de modo a poder controlar a velocidade de rotação para cada um dos casos, sem a necessidade de conhecimento à priori dos estados do

mar, isto é a altura significativa,  $H_s$ , e período de energia,  $T_e$ , bastando somente o conhecimento do valor quadrático médio da pressão no interior da câmara pneumática. A questão que se coloca de seguida, é saber se a lei de controlo baseada no valor quadrático médio da pressão permite um controlo estável, dado a pressão no interior da câmara ser uma variável dependente da velocidade de rotação das turbinas. De forma a responder a esta questão, foram realizadas simulações, para um dado estado do mar, fazendo variar o valor de entrada do valor quadrático médio da pressão,  $p_{rms}$ , e observando a resposta do controlo. Foi verificado que dando valores de entrada para  $p_{rms}$  acima ou abaixo do valor correcto para aquele estado do mar, no final da simulação, o valor obtido para  $p_{rms}$  tende a aproximar-se do valor correcto com grande rapidez. Desta forma, a estabilidade do controlo é comprovada.

Foram realizadas novas simulações para as turbinas Wells (com e sem válvula de alívio) com diâmetros de 2 m, e turbina de acção com diâmetros de 1,7 m, considerando a variação da velocidade de rotação das turbinas, segundo a lei de controlo acima descrita, e considerando as perdas eléctricas no gerador, com o objectivo de simular o funcionamento da central de forma mais realista. Estas simulações foram realizadas para os estados do mar com frequências de ocorrência superiores a 0,75%, o que corresponde a 20 estados do mar, com uma frequência de ocorrência no total de 94%, e uma contribuição em termos de potência incidente de 87%.

O gerador eléctrico foi modelado tendo por base resultados fornecidos pela EFACEC, para geradores de indução controlados em frequência, do tipo daquele que equipa o grupo instalado na central do Pico. A potência eléctrica média é obtida subtraindo as perdas mecânicas e eléctricas no gerador e electrónica de potência, ao valor da potência média útil da turbina. As perdas eléctricas são função da potência nominal do gerador, da potência eléctrica instantânea e da velocidade de rotação.

A figura seguinte mostra as curvas de rendimento do gerador de indução e conversor electrónico da EFACEC, para uma potência nominal de 250 kW (125 kW gerador + 125 kW conversor).



**Figura 7.3** – Gerador de indução e conversor electrónico EFACEC: rendimento electromecânico em função da potência eléctrica instantânea e da velocidade de rotação.

Verifica-se que a gama de velocidades do gerador da figura anterior combina bem com a gama de velocidades da turbina Wells de diâmetro  $D=2$  m, com ou sem válvula de alívio rápido. Contudo, este não é o caso para a turbina de acção. Por esta razão, e atendendo à falta de informação de geradores eléctricos com potências nominais e gamas de velocidade de rotação diferentes, foi necessário adimensionalizar a curva de rendimento eléctrico do gerador, de forma a poder-se modelar o rendimento eléctrico para geradores com potências superiores e velocidades de rotação mais reduzidas. Não foi verificada a validade da opção de adimensionalizar a potência e gamas de velocidade do gerador.

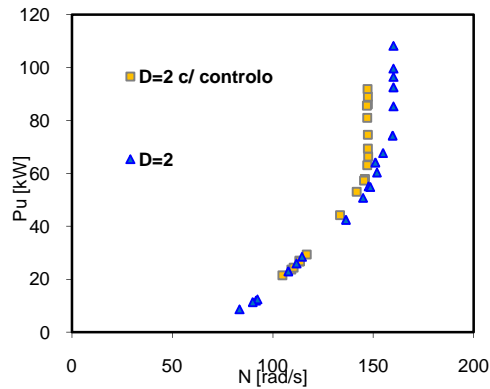
Admite-se a possibilidade de reduzir a gama de velocidade do gerador eléctrico, aumentando o número de pares de pólos. Assim, admite-se que a gama de velocidades de um gerador eléctrico semelhante ao utilizado no presente trabalho, equipado com um par de pólos, terá uma gama de velocidades compreendida entre as 3200 e as 6000 r.p.m, sendo que o gerador mais indicado para a turbina Wells com diâmetro de 2 m, teria 4 pares de pólos, e uma gama de velocidades compreendida entre as 800 e as 1500 r.p.m, (83,8 e 157,1 rad/s). Para a turbina de acção com 1,7 m de diâmetro, pelo facto das velocidades de rotação óptimas serem muito reduzidas (e não existirem limitações da velocidade impostas pela própria turbina), quando comparadas com as velocidades das turbinas Wells, o gerador mais indicado teria de ter oito, ou nove pares de pólos, ou seja, a gama de velocidades do gerador teria de estar compreendida entre as 400 e as 750 r.p.m, (41,9 e 78,5 rad/s) para o caso de oito pares de



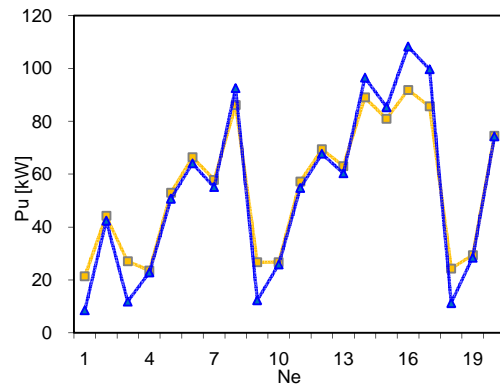
pólos, e entre as 355,6 e as 666,7 r.p.m, (37,2 e 69,8 rad/s) para o caso de nove pares de pólos. Depois de algumas simulações efectuadas no sentido de compreender a gama de velocidades do gerador mais adequada ao acoplamento directo com a turbina de acção, foi possível concluir que um gerador equipado com nove pares de pólos seria o mais indicado. Note-se, que estamos a partir do princípio que, por um lado, não existem limites ao número de pares de pólos que um gerador poderá ter. Por outro lado, o número de pares de pólos não influencia o rendimento do gerador.

Para a turbina Wells, verificou-se que um gerador com uma potência nominal de 250 kW seria suficiente. Nos casos da turbina Wells em paralelo com uma válvula de alívio rápido e turbina de acção, a potência necessária seria de 300 kW por grupo, admitindo uma sobrecarga da electrónica de potência até 10%. Para a turbina de acção a gama de velocidade de rotação teria de ser mais reduzida.

As tabelas com os resultados das simulações numéricas são mostradas em anexo. Observa-se que, para estados do mar mais moderados, o facto da velocidade de rotação das turbinas oscilar em torno da velocidade média aumenta a potência média útil. Esta ocorrência deve ser explicada com o facto de a turbina poder aumentar ou diminuir a velocidade de rotação instantânea, com o aumento ou a diminuição do caudal instantâneo, respectivamente, melhorando assim o rendimento aerodinâmico. Para estados do mar mais energéticos verifica-se o oposto, ou seja uma diminuição da potência média útil, o que pode ser explicado com o facto de, nestes estados do mar, existir a necessidade de afastar a velocidade média de rotação da velocidade máxima admissível, uma vez que é necessária a existência de um intervalo de velocidade, de modo a que a turbina possa acelerar sem que ultrapasse a velocidade de rotação máxima. Ou seja, para os estados do mar de maior potência, a velocidade média de rotação das turbinas deverá ser substancialmente menor que a velocidade óptima. As figuras seguintes são ilustrativas do acabado de mencionar.



**Figura 7.4** – Potência média útil com limite de velocidade (azul), potência média útil com controlo de velocidade (laranja), em função da velocidade de rotação. Turbina Wells.



**Figura 7.5** – Potência média útil com limite de velocidade (azul), potência média útil com controlo de velocidade (laranja), em função dos estados do mar. Turbina Wells.

Verificou-se que, nos estados do mar de menor potência (1;3;9 e 18), considerados para fins de controlo da velocidade de rotação, é preferível a central funcionar com apenas um grupo. Por um lado, impede que a velocidade de rotação dos grupos seja demasiado baixa (menor que a velocidade mínima admitida pelo gerador), por outro lado, a potência média útil global da central aumenta nesta situação. Dos 20 estados do mar considerados para fins de controlo, em quatro destes, a central deverá operar com apenas um grupo. Note-se, que nas figuras anteriores, os triângulos (D=2, azul) de são referentes à central a operar com os dois grupos. Para o caso em que a velocidade de rotação é permitida oscilar em cada estado do mar, isto é, em que existe controlo da velocidade de rotação das turbinas através da lei de controlo, (D=2 c/ lei de controlo, laranja).

Importa referir, que o aumento do intervalo de velocidade admitido para aceleração da turbina, contribui para uma diminuição da derivada da potência eléctrica em ordem ao tempo,  $\frac{dP_e}{dt}$ , o que contribui para a melhoria da qualidade de energia eléctrica injectada na rede. Na lei de controlo desenvolvida, o intervalo de velocidade previsto para a aceleração da turbina é determinado pelo valor máximo admissível para  $\frac{dP_e}{dt}$ .

A tabela 7.1 mostra os resultados globais das simulações efectuadas com controlo da velocidade de rotação das turbinas.

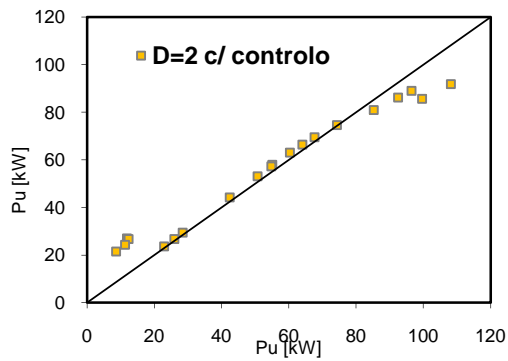
	Pot. Elec (kW)	Pot. Útil (kW)	Pot. Tur (kW)	Pot. Pneu (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_e$	$\eta_{aer}.\eta_m.\eta_e$	Larg. Captu (m)	$\eta_{aer}.\eta_m.\eta_e.L. Captu (m)$
Turbina Wells (D=2 m)	67,9	75,8	77,3	154,0	0,50	0,98	0,90	0,44	13,09	5,77
Turbina Wells com válvula de alívio (D=2 m)	78,9	88,5	89,9	146,1	0,62	0,98	0,89	0,54	15,09	8,15
Turbina de acção (D=1,7 m)	70,5	80,0	82,6	143,4	0,58	0,97	0,88	0,49	12,19	6,00

**Tabela 7.1** – Potência eléctrica média anual da central; potência útil média anual; potência bruta média anual; potência pneumática média anual disponibilizada a cada turbina; rendimento aerodinâmico médio anual; rendimento mecânico médio anual; rendimento eléctrico médio anual; largura de captura efectiva anual, para o clima de ondas constituído por 20 estados do mar.

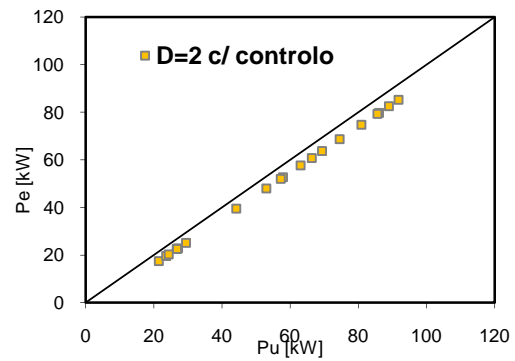
Observa-se na tabela 7.1 que é possível obter-se uma potência eléctrica bastante superior com as turbinas Wells em paralelo com válvula de alívio rápido, cerca de 16%, em comparação com as mesmas turbinas sem válvula de alívio. A diferença de potência eléctrica debitada para a rede pelas turbinas Wells sem válvula de alívio e turbinas de Acção é de apenas cerca de 3,8%. Contudo verifica-se que o controlo efectivo da velocidade de rotação deste tipo de turbinas é mais exigente. Repare-se que, embora o rendimento global dos grupos equipados com turbinas Wells sem válvula de alívio ser inferior ao verificado para os grupos equipados com turbinas de acção, estes grupos conseguem uma largura de captura superior.

### 7.1-Turbina Wells

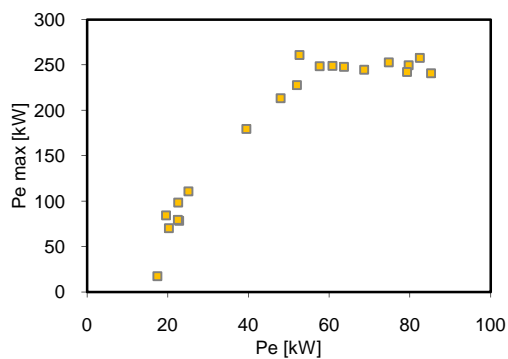
A potência média útil anual calculada com base nos 20 estados do mar com maior frequência de ocorrência, para as turbinas Wells com diâmetro de D=2 m, é de 37,9 kW por grupo, ligeiramente inferior ao valor obtido para os 46 estados do mar que caracterizam o clima de ondas, 39,6 kW por grupo, obtidos para as mesmas turbinas, mas com velocidade de rotação óptima fixa para cada estado do mar. Erro relativo de 4%.



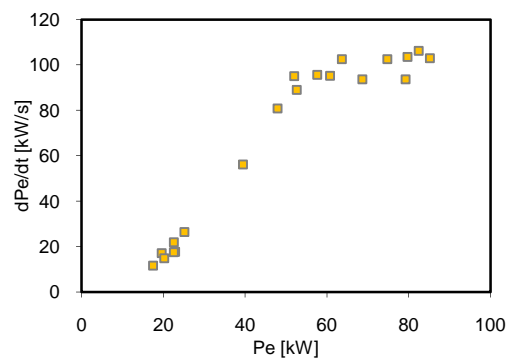
**Figura 7.6** – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação óptima fixa para cada estado do mar. Turbina Wells, D=2m.



**Figura 7.7** – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade de rotação. Turbina Wells, D=2m.



**Figura 7.8** – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em função da potência eléctrica média para cada estado do mar. D=2 m, Gerador de 250 kW.

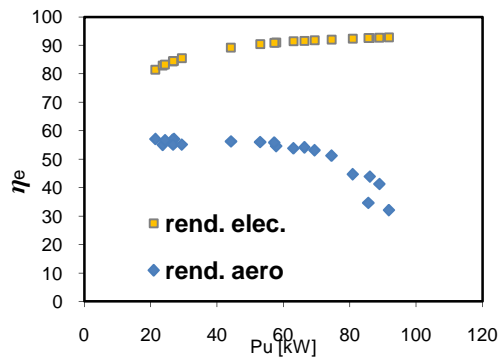


**Figura 7.9** – Máxima variação temporal da potência eléctrica,  $\frac{dP_{e\ max}}{dt}$  em função da potência eléctrica média. Gerador de 250 kW.

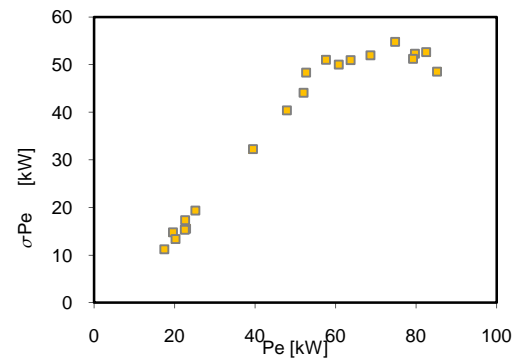
As figuras anteriores mostram que é possível obter-se um bom controlo para a turbina Wells (D=2m), com a lei de controlo anteriormente definida. A potência eléctrica máxima que é exigida ao gerador não ultrapassou os 261 kW, obtendo-se o controlo efectivo da velocidade de rotação em todos os estados do mar considerados. A derivada temporal da potência eléctrica (factor dependente da rede), aumentando com o nível de potência, não ultrapassou os 106,2 kW/s. Contudo, é esperado que estados do mar mais energéticos, mas com frequências de ocorrência abaixo dos 0,75%, e por conseguinte não considerados nesta análise, sejam mais exigentes do ponto de vista da potência máxima do gerador. Nestes estados do mar, evita-se a degradação da qualidade de energia eléctrica injectada na rede, à custa da redução da potência eléctrica. Poderão existir casos, em que o nível de potência é demasiado elevado

para poder-se garantir o controlo efectivo da velocidade de rotação das turbinas, com o gerador de 250 kW, em condições de qualidade de energia exigida pela rede, e segurança.

As figuras seguintes mostram o rendimento aerodinâmico, e o rendimento eléctrico nas condições de controlo de velocidade.



**Figura 7.10** – Rendimento aerodinâmico e rendimento eléctrico em função da potência útil média com controlo da velocidade de rotação.



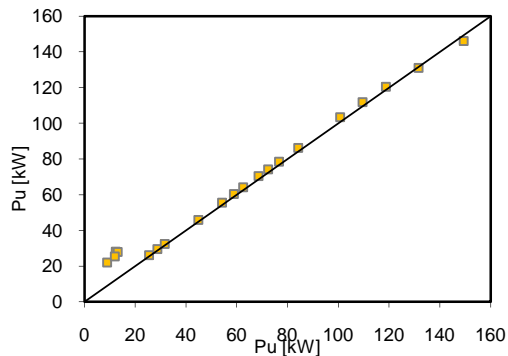
**Figura 7.11** – Desvio padrão da potência eléctrica em função da potência eléctrica média.

Observa-se que o rendimento eléctrico médio para cada estado do mar apresenta valores aceitáveis. Como era esperado, o rendimento eléctrico é bastante afectado para potências úteis mais reduzidas. Contudo, para os estados do mar considerados, o rendimento eléctrico não desce abaixo dos 80%, muito contribuindo para isto o facto, de nos estados do mar de menor potência, optar-se por operar com apenas um grupo turbo-eléctrico. Para valores acima dos 40 kW de potência útil, o rendimento eléctrico apresenta valores acima dos 90% em crescendo.

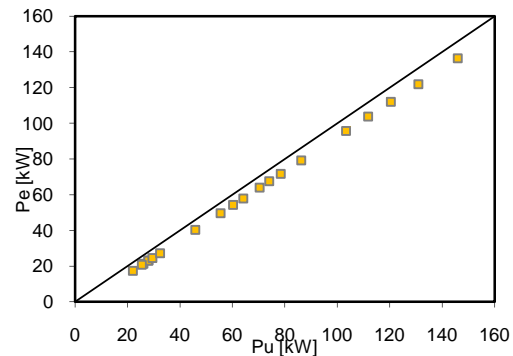
A figura 7.11 representa o desvio padrão da potência eléctrica em função da potência eléctrica. O valor máximo do desvio padrão da potência eléctrica não chega aos 55 kW. Observa-se que o desvio padrão da potência eléctrica aumenta quase linearmente com a potência eléctrica, até aos 60 kW desta, sendo que a partir deste valor da potência eléctrica, o desvio padrão tende a manter-se mais ou menos estável nos cerca de 50 kW.

## 7.2-Turbina Wells com válvula de alívio

Para o caso da central equipada com turbinas Wells e válvula de alívio rápido, os valores da velocidade de rotação objectivo, e valor quadrático médio da pressão, necessários à lei de controlo são agora dados pelas equações (7.16) e (7.17). O gerador eléctrico terá uma potência nominal de 300 kW. Os limites de velocidade impostos pelo gerador mantêm-se, tal como os restantes parâmetros que influenciam de forma directa a lei de controlo.



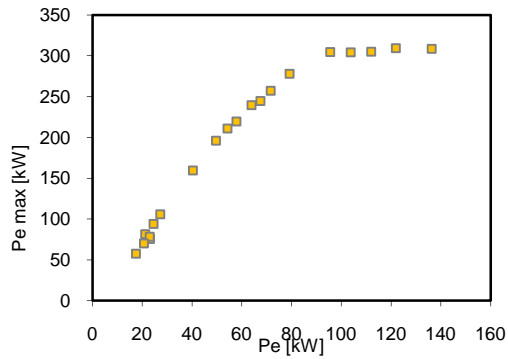
**Figura 7.12** – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação óptima fixa para cada estado do mar. Turbina Wells com válvula de alívio, D=2m.



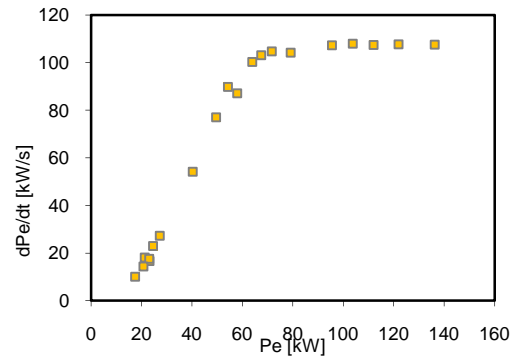
**Figura 7.13** – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade de rotação. Turbina Wells, com válvula de alívio, D=2m.

Observa-se uma vez mais que as estimativas da potência média útil, considerando a velocidade de rotação das turbinas fixa para cada estado do mar, fornecem uma boa aproximação, em relação aos valores obtidos nas simulações em que a velocidade de rotação oscila em torno do valor médio. A presença da válvula de alívio permite uma redução da velocidade de rotação para cada estado do mar, o que permite afastar a velocidade de rotação do limite máximo na maioria dos estados do mar considerados nesta análise. Por conseguinte, verifica-se na figura 7.12, e em comparação com a figura 7.6 uma melhor aproximação para o caso da válvula de alívio.

As figuras seguintes apresentam a potência eléctrica máxima registada, e a derivada temporal da potência eléctrica.

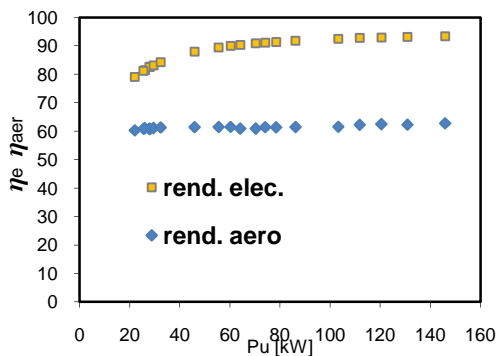


**Figura 7.14** – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em função da potência eléctrica média para cada estado do mar. D=2 m, Gerador de 300 kW.

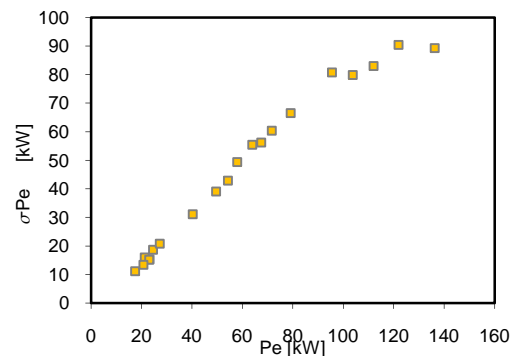


**Figura 7.15** – Máxima variação temporal da potência eléctrica,  $\frac{dP_{e\ max}}{dt}$ , em função da potência eléctrica média. D=2 m, Gerador de 300 kW

Observa-se que nos estados do mar considerados, o valor máximo da potência eléctrica não ultrapassa os 310 kW. O valor máximo da derivada temporal da potência eléctrica é de 108 kW/s.



**Figura 7.16** – Rendimento aerodinâmico e rendimento eléctrico em função da potência útil média com controlo da velocidade de rotação para a turbina Wells com válvula.

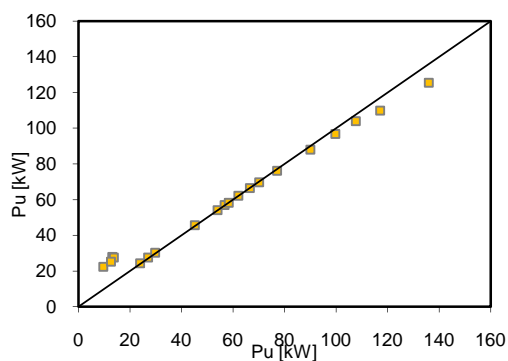


**Figura 7.17** – Desvio padrão da potência eléctrica em função da potência eléctrica média. Turbina Wells com válvula.

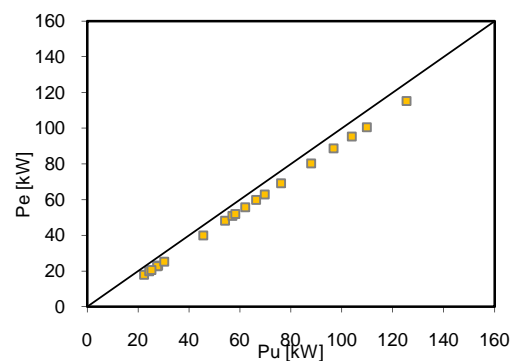
Na figura 7.17 é possível observar-se que o desvio padrão da potência eléctrica para o caso da turbina Wells com válvula de alívio, é substancialmente superior ao observado para a turbina Wells (55 kW), chegando aos cerca de 90 kW. O rendimento aerodinâmico, como já tinha sido anteriormente observado, mantém-se estável a rondar os 60%.

### 7.3-Turbina de Acção

Para a central equipada com turbinas de acção, os valores da velocidade de rotação objectivo, e valor quadrático médio da pressão, necessários à lei de controlo são agora dados pelas equações (7.18) e (7.19). O gerador eléctrico terá uma potência nominal de 300 kW. O valor de  $dN$  em (7.8) será agora de 13,2 rad/s,  $A = 50 \text{ kW s}^{-1}$ , e o momento de inércia,  $I = 1200 \text{ kg.m}^2$ . Verificou-se ser muito difícil o controlo eficaz da velocidade de rotação das turbinas de acção, com momentos de inércia mais reduzidos. Como já tínhamos visto, as velocidades de rotação das turbinas de acção, são substancialmente menores ao verificado em relação às turbinas do tipo Wells. Dado a energia cinética ser proporcional ao momento de inércia, e proporcional ao quadrado da velocidade de rotação, implica que a energia cinética possível de acumular, seja muito menor. Para ter-se a capacidade de acumular a mesma energia cinética, se a velocidade de rotação for metade, o momento de inércia terá de aumentar oito vezes. Note-se que, apesar da gama de velocidades de rotação para as turbinas de acção com diâmetros de 1,7 m ser inferior a metade do observado relativamente às turbinas Wells com diâmetros de 2 m, foi possível conseguir o controlo da velocidade de rotação das turbinas de acção de modo razoavelmente eficaz, com um momento de inércia de apenas o dobro (dos 20 estados do mar analisados, em dois assiste-se ao descontrolo da velocidade de rotação), com a qualidade da energia eléctrica semelhante ao verificado para as turbinas Wells, e Wells com válvula de alívio rápido.

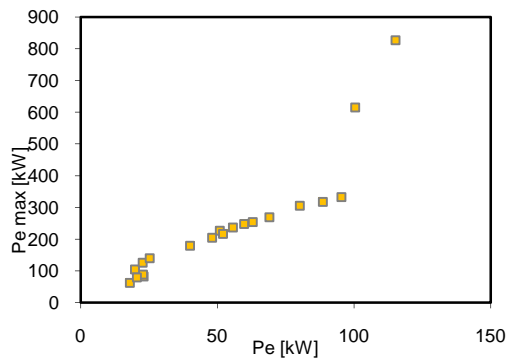


**Figura 7.18** – Potência média útil com controlo da velocidade de rotação, em função da potência média útil com velocidade de rotação fixa para cada estado do mar. Turbina de acção,  $D=1,7$  m.

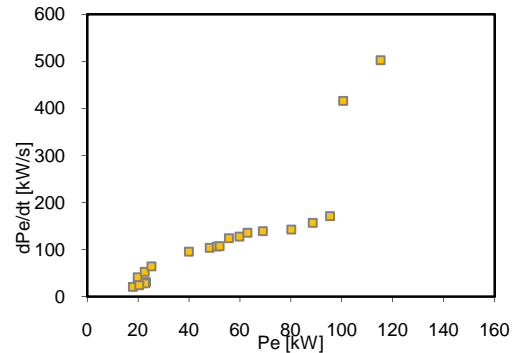


**Figura 7.19** – Potência eléctrica média em função da potência média útil com controlo da velocidade de rotação. Turbina de acção,  $D=1,7$  m





**Figura 7.20** – Potência eléctrica máxima atingida pelo gerador eléctrico em função da potência eléctrica média para cada estado do mar. D=1,7 m, Gerador de 300 kW.



**Figura 7.21** – Máxima variação temporal da potência eléctrica,  $\frac{dP_{e\ max}}{dt}$ , em função da potência eléctrica média. D=1,7 m, Gerador de 300 kW.

Nas figuras anteriores é possível observar-se que a potência eléctrica máxima, e a derivada temporal da potência eléctrica, atingem valores demasiado elevados em dois dos estados do mar (34 e 35). Por conseguinte, dada a impossibilidade de atingir tão elevados, não é possível obter-se o controlo da velocidade de rotação das turbinas, com a lei de controlo utilizada nestes estados do mar. É provável que a principal explicação para este facto, possa residir no valor do momento de inércia, que apesar de elevado,  $I = 1200\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ , parece não ser suficiente. É necessário ter-se em consideração que esta turbina de acção tem uma capacidade de aceleração notável, o que implica potências eléctricas muito elevadas para que a velocidade de rotação não ultrapasse os limites impostos pelo gerador. Existe a possibilidade de contornar este facto, fazendo a turbina operar em condições abaixo das óptimas para os estados do mar de maior potência, isto é, com potências pneumáticas por turbina acima dos 200 kW.

Mesmo ignorando os dois estados do mar em que não é possível o controlo da velocidade de rotação das turbinas, verifica-se que os valores atingidos pela derivada temporal da potência eléctrica, são substancialmente mais elevados em relação aos valores observados para as turbinas Wells.

Ignorando os dois estados do mar, em que o controlo da velocidade de rotação das turbinas não é conseguido, o desvio padrão da potência eléctrica máximo não ultrapassa os 80 kW, abaixo dos 90 kW observados para o caso das turbinas Wells com válvula de alívio.

É possível concluir-se que a grande desvantagem das turbinas de acção para exploração da energia das ondas, por um lado, prende-se com o facto das velocidades médias de rotação serem bastante inferiores às velocidades de rotação dos geradores eléctricos. Por outro lado, os binários gerados por estas turbinas tornam difícil o controlo da velocidade de rotação das mesmas (em condições de qualidade de energia eléctrica aceitáveis para a rede).

O Regulamento da Qualidade de Serviço (despacho da DGGE nº5255/2006, de 8 Março) refere-se à emissão de tremulação (flicker) em termos do número de variações de potência por minuto. Para instalações ligadas à rede em pontos interligação de média tensão, no caso do número de variações ser inferior a 10, a variação de potência não deverá exceder os 0,4% da potência de curto-circuito mínima para o ponto de interligação do local. Para o caso do número de variações de potência por minuto se situar entre as 10 e as 200, a variação de potência não deve exceder os 0,2% da potência de curto-circuito mínima. Admitiu-se no presente trabalho que as condições de ligação à rede eléctrica seriam as consideradas para o projecto CEODOURO, isto é 390 kW para o caso do número de variações de potência por minuto serem inferiores a 10, e 195 kW para o caso do número de variações de potência se situar entre as 10 e as 200. Tendo em consideração o clima de ondas, e as características auto-rectificadoras das turbinas, o binário do gerador é solicitado a variar de forma mais intensa duas vezes por período de onda, isto é, 7 a 20 tremulações por minuto.

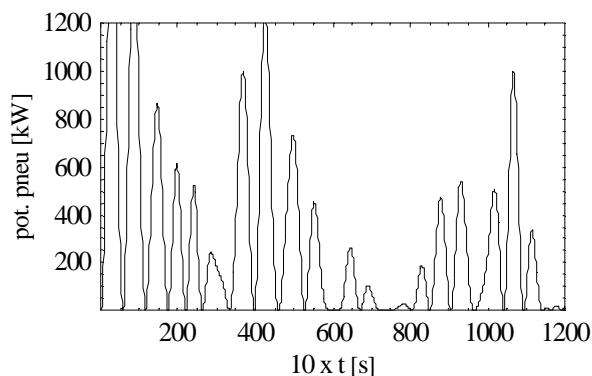
Para as turbinas de acção, verificou-se que nos estados do mar mais energéticos, um máximo de 14 variações de potência por minuto a exceder os 195 kW. Para os estados do mar em que é possível obter-se até 70 kW de potência eléctrica, o regulamento é cumprido com facilidade. Ignorando os estados do mar em que não foi possível obter-se o controlo efectivo da velocidade de rotação das turbinas, em apenas três estados do mar (19, 32 e 33), o regulamento não é cumprido.

Para o caso das turbinas Wells (sem válvula de alívio), o regulamento é cumprido com facilidade para todos os estados do mar considerados. No caso de a central estar equipada com válvula de alívio rápido, verifica-se que o regulamento não é cumprido em dois estados do mar (34 e 35). Note-se que estes dois estados do mar, são precisamente aqueles em não foi possível conseguir o controlo efectivo da velocidade de rotação das turbinas de acção.

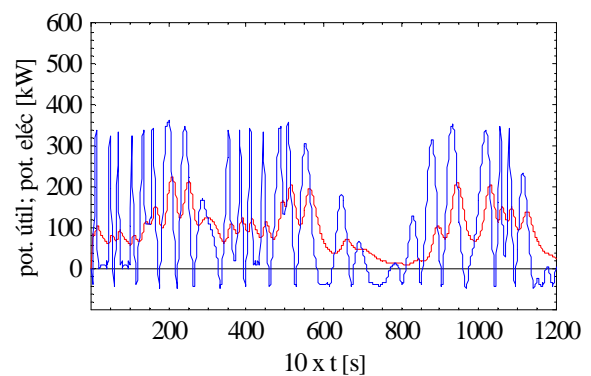
## 7.4-Evolução no tempo de parâmetros que caracterizam o estado de funcionamento da central

As figuras seguintes mostram a evolução no tempo de vários parâmetros que caracterizam o funcionamento da central para o estado do mar nº 32 ( $H_s=2,9$  m;  $T_e=11,2$  s), para as turbinas Wells com e sem válvula de alívio ( $D=2$  m), e para as turbinas de acção ( $D=1,7$  m). As figuras representam 120 segundos de operação, com as leis de controlo da velocidade de rotação das turbinas apresentadas no capítulo anterior. Note-se que para o caso das turbinas Wells a operar com válvula de alívio, a evolução da potência pneumática no tempo da figura 7.30, é a potência efectivamente disponibilizada a cada turbina. Neste caso, a potência capturada é significativamente superior (figura. 7.29), sendo que o acréscimo de potência é dissipado na válvula. Note-se ainda que 120 segundos de operação da central é um período de tempo curto para que se possa interpretar os gráficos seguintes como efectivamente representativos do funcionamento da central para o estado do mar considerado. A razão, é a impossibilidade de observar neste período de tempo, a resposta da central em relação a grupos de ondas.

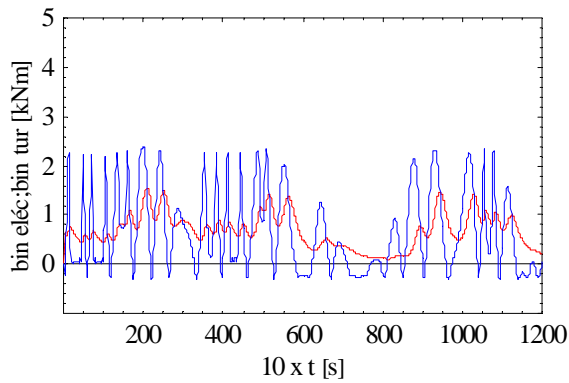
### 7.4.1-Turbina Wells com velocidade de rotação limitada



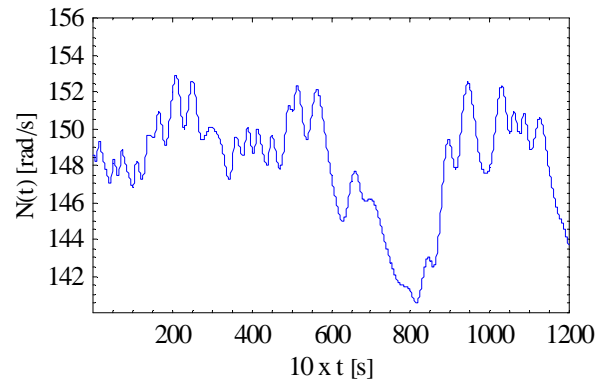
**Figura 7.22** – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2$ m, s/ válvula).



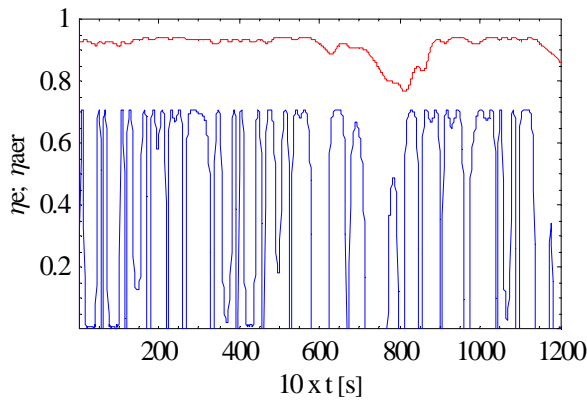
**Figura 7.23** – Potência útil (azul) e potência eléctrica (vermelha), em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2$ m, s/ válvula).



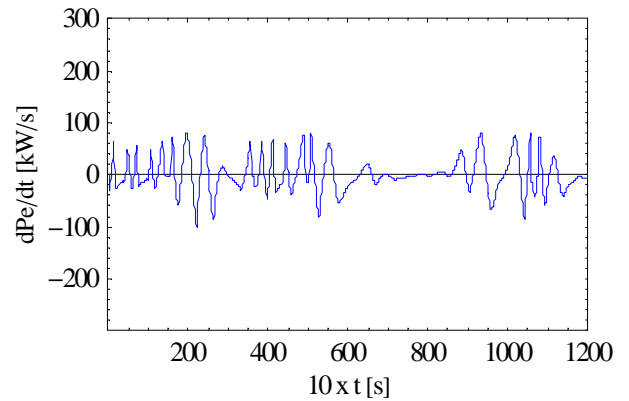
**Figura 7.24** – Binário eléctrico (vermelho) e binário útil da turbina (azul) em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).



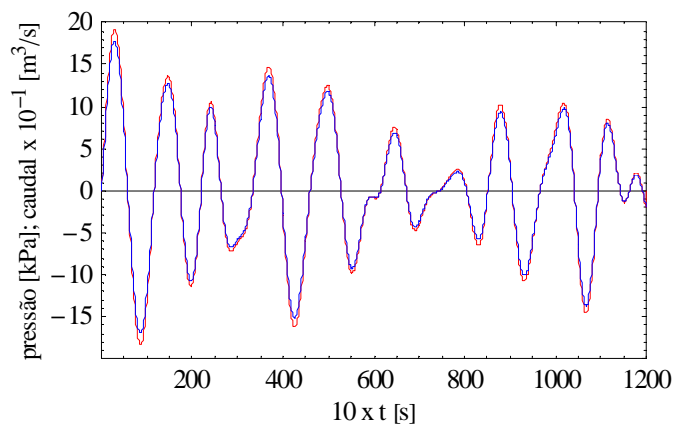
**Figura 7.25** – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).



**Figura 7.26** – Rendimento eléctrico (vermelho) e rendimento aerodinâmico (azul) em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).

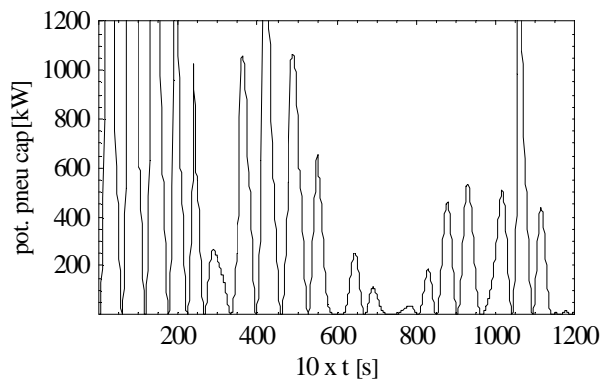


**Figura 7.27** – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).

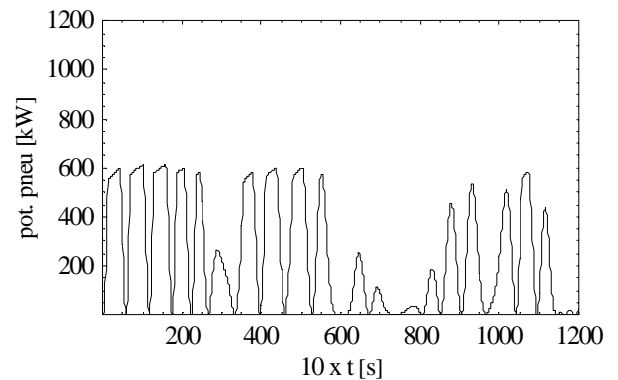


**Figura 7.28** – Queda de pressão na turbina (azul) e caudal volúmico (vermelho) em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, s/ válvula).

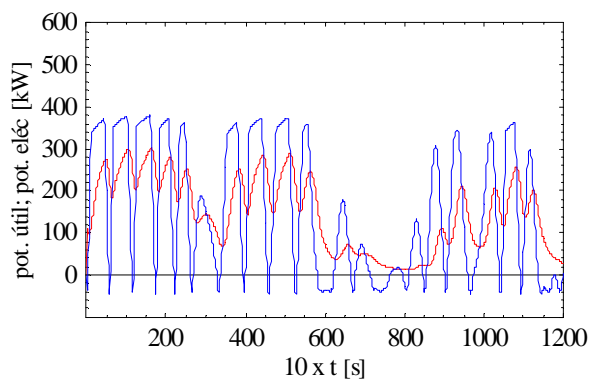
## 7.4.2-Turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido



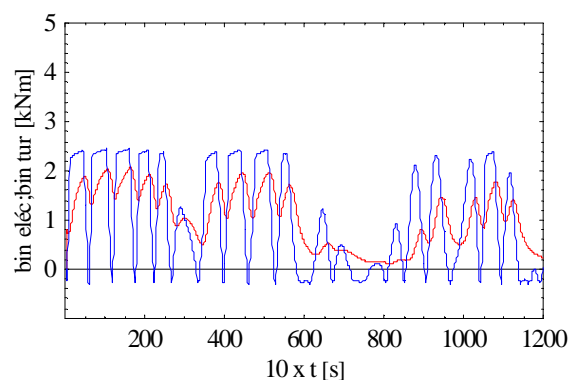
**Figura 7.29** – Potência pneumática capturada em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



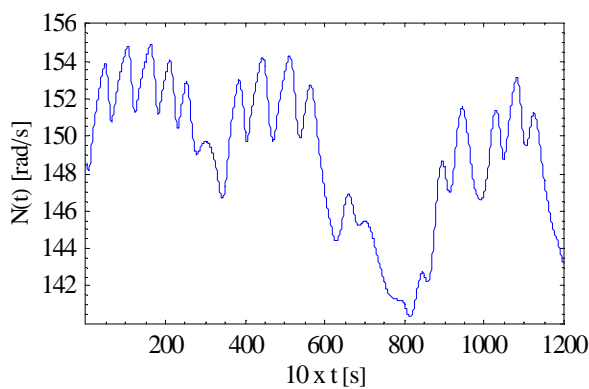
**Figura 7.30** – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



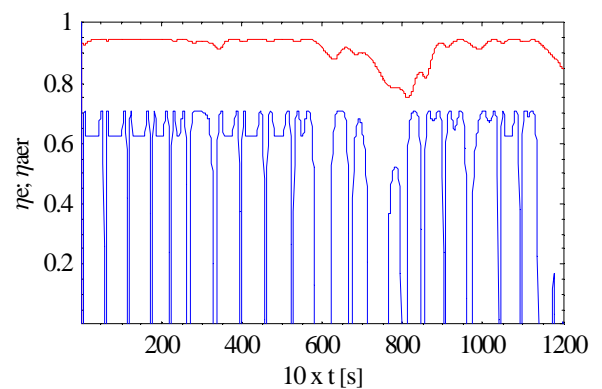
**Figura 7.31** – Potência útil (azul) e potência eléctrica (vermelho), em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



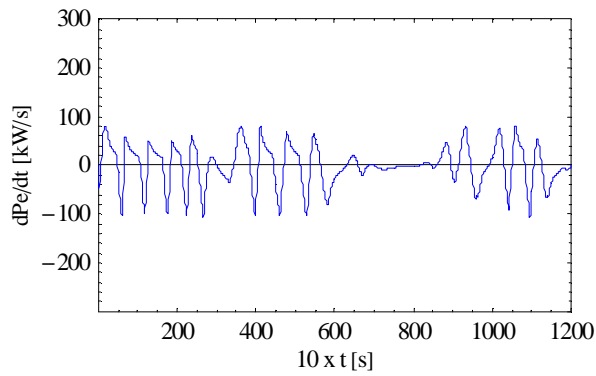
**Figura 7.32** – Binário eléctrico (vermelho) e binário útil da turbina (azul) em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



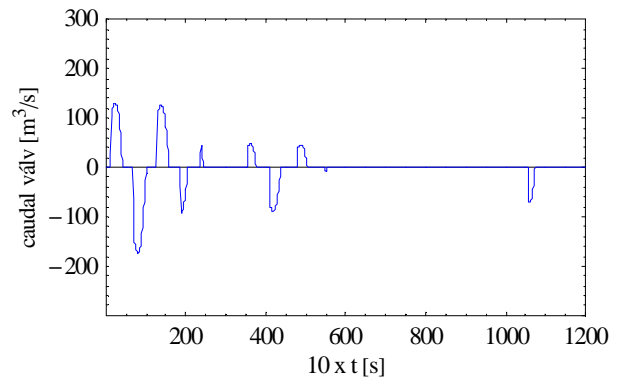
**Figura 7.33** – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



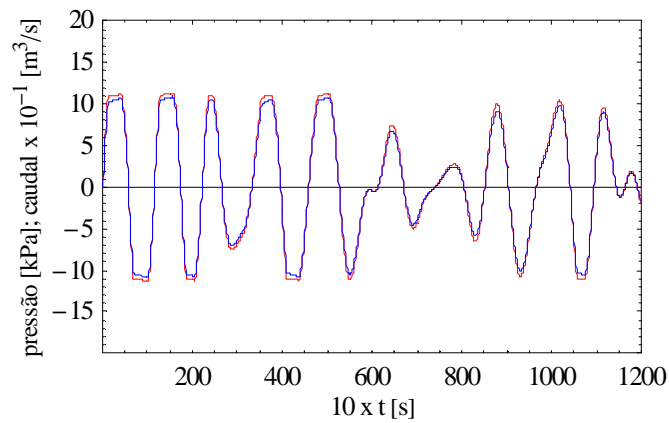
**Figura 7.34** – Rendimento eléctrico (vermelho) e rendimento aerodinâmico (azul) em função do tempo, para a turbina Wells ( $D=2\text{m}$ ,  $c/$  válvula).



**Figura 7.35** – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).

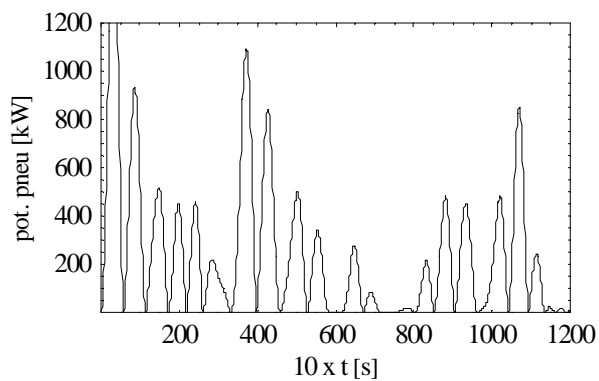


**Figura 7.36** – Caudal volúmico que atravessa a válvula de alívio rápido em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).

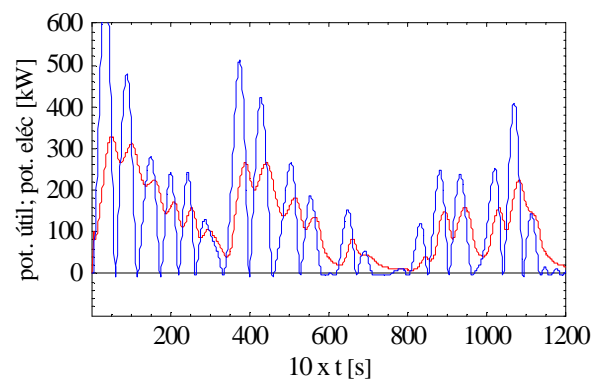


**Figura 7.37** – Queda de pressão na turbina (azul) e caudal volúmico (vermelho) em função do tempo, para a turbina Wells (D=2m, c/ válvula).

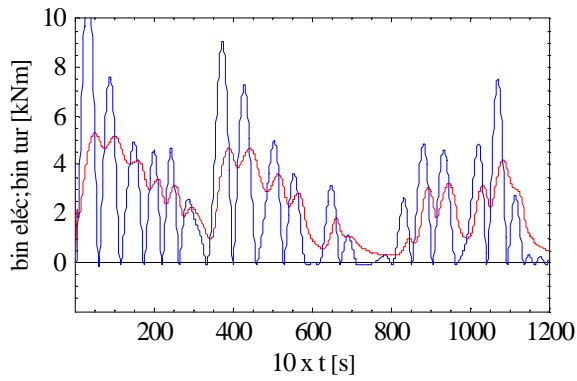
### 7.4.3-Turbina de Acção



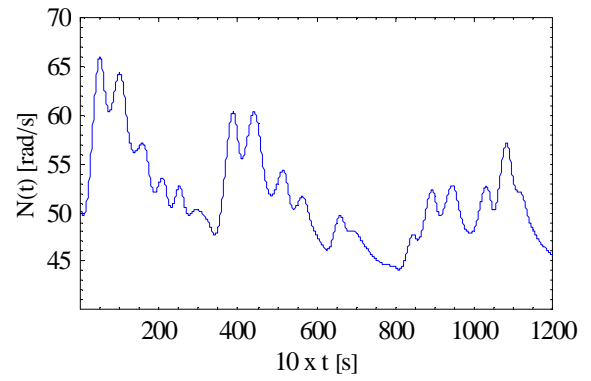
**Figura 7.38** – Potência pneumática em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).



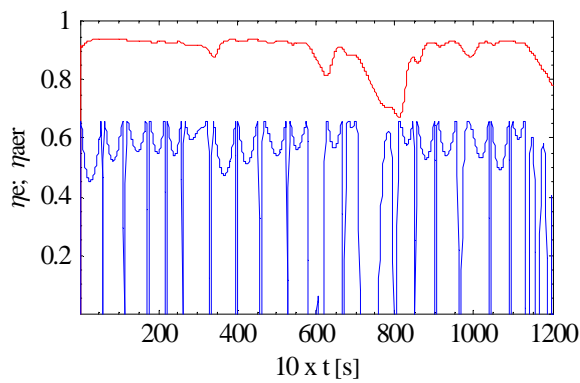
**Figura 7.39** – Potência útil (azul) e potência eléctrica (vermelho), em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).



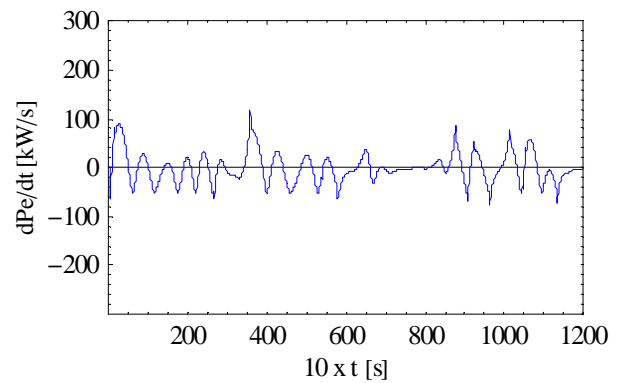
**Figura 7.40** – Binário eléctrico (vermelho) e binário útil da turbina (azul) em função do tempo para a turbina acção (D=1,7m).



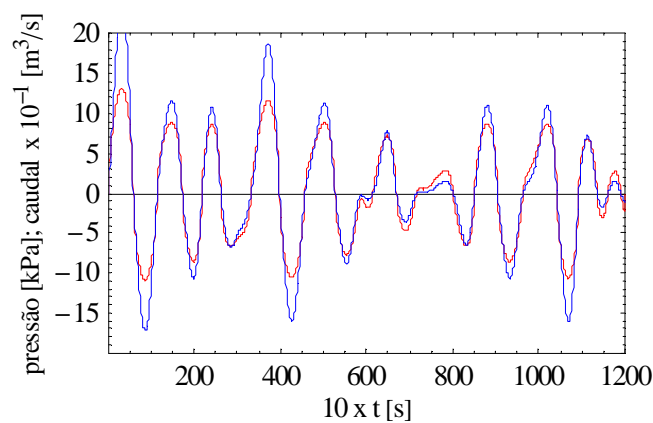
**Figura 7.41** – Velocidade de rotação em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).



**Figura 7.42** – Rendimento eléctrico (vermelho) e rendimento aerodinâmico (azul) em função do tempo, para a turbina acção (D=1,7m).



**Figura 7.43** – Derivada temporal da potência eléctrica em função do tempo, para a turbina de acção (D=1,7m).



**Figura 7.44** – Queda de pressão na turbina (azul) e caudal volúmico (vermelho) em função do tempo, para a turbina acção (D=1,7m).

# Capítulo 8

## 8-Conclusões

Foi desenvolvido um programa no domínio do tempo para modelar e comparar o funcionamento de uma central do tipo CAO equipada ora com turbinas Wells, ora com turbinas de acção, desde a energia das ondas, até à energia eléctrica (wave-to-wire). No modelo foram consideradas as perdas mais importantes que ocorrem na cadeia de conversão de energia, embora o conhecimento de algumas das perdas seja ainda incipiente e com recurso a modelos empíricos. Algumas simplificações foram também necessárias: i) emprego da teoria linear das ondas (o que exclui ondas de grande amplitude); ii) considerar que o efeito mola do ar é linear; iii) são ignorados os efeitos do número de Reynolds e de Mach, aquando da aplicação da análise dimensional ao desempenho das turbinas; iv) o efeito histerético das turbinas é ignorado; v) o rendimento electromecânico do gerador eléctrico é considerado escalável.

Apesar destas simplificações, o modelo desenvolvido deverá apresentar resultados razoavelmente de acordo com resultados experimentais (infelizmente, esta comparação não será possível, uma vez que a central da Foz do rio Douro não foi construída. Contudo o modelo poderá, mediante as alterações necessárias, ser testado na central do Pico). Nota-se que os resultados apresentados no presente trabalho para as turbinas Wells são muito semelhantes aos obtidos no projecto da central CEODOURO.

Mediante diversas simulações numéricas, foi possível otimizar o funcionamento da central para várias soluções do equipamento de extracção, nomeadamente tipo de turbinas: i) turbina Wells ignorando limites de velocidade de rotação. ii) turbina Wells admitindo limites para a velocidade de rotação. iii) turbina Wells em paralelo com válvula de alívio rápido. iv) turbina de acção. A turbina Wells apresenta como grande desvantagem a ocorrência severa de perda de potência, aquando da separação do escoamento em torno das pás. Contudo, a instalação adequada de um conjunto de válvulas de alívio rápido poderá minimizar esta questão de forma muito favorável. Foi possível observar-se que é possível produzir mais energia com a utilização de turbinas de acção, em comparação com a turbina Wells sem válvulas de alívio, mas esta apresenta ainda desvantagens importantes em termos de qualidade da energia



elétrica, e dificuldades no controlo da velocidade de rotação. O controlo da velocidade de rotação desta turbina, de acordo com os requisitos de qualidade da energia eléctrica impostos pela rede eléctrica, foi possível com momentos de inércia das partes rotativas de  $1200 \text{ kg.m}^2$  (com momentos de inércia de  $1000 \text{ kg.m}^2$ , já era conseguido um controlo razoável)

Nas simulações numéricas, considerando o controlo da velocidade de rotação, e condições de funcionamento do gerador eléctrico, foi verificado que nos estados do mar de menor potência, não seria possível ter os dois grupos em funcionamento, pelo facto da velocidade de rotação óptima das turbinas de cada grupo, estar abaixo do permitido pelo gerador eléctrico. Foi possível observar-se que nestes estados do mar, o encerramento de um dos grupos favorecia a potência debitada pela central, dado a potência debitada pelo outro grupo aumentar em mais do dobro. Naturalmente que os diâmetros óptimos são calculados para um clima de ondas inteiro. Por conseguinte, é esperado que para centrais equipadas com mais do que um grupo, a melhor solução do ponto de vista da maximização da energia produzida (não necessariamente a melhor solução económica), seja conseguido através da combinação de grupos com diâmetros de turbinas diferentes. Para uma central equipada com dois grupos, esta solução permitiria que a central pudesse operar em três modos diferentes, dependendo dos estados do mar. Obviamente, que nos estados do mar mais energéticos, os dois grupos entrariam em funcionamento, sendo que nos estados do mar menos energéticos, estaria em funcionamento apenas o grupo com menor diâmetro. Nestas condições pode ser possível que a optimização seja melhor conseguida com a subdivisão do clima de ondas.

Foi observado que é possível aumentar significativamente a energia produzida com a turbina de acção, em relação ao verificado para a turbina Wells sem válvulas, sendo que para o caso da turbina Wells a funcionar em paralelo com válvulas de alívio rápido, a energia debitada pela turbina de acção é ligeiramente inferior. Contudo o modelo utilizado nas simulações numéricas para as válvulas de alívio assume, por um lado, que as estas se comportam de modo ideal. Por outro lado, não é considerado o consumo de energia exigido para o accionamento das válvulas. Por conseguinte, é esperado que modelando o funcionamento real das válvulas de alívio, a energia produzida seja inferior ao conseguido pela turbina de acção. O impacto do funcionamento de válvulas de alívio rápido na potência produzida pela central é muito favorável, levando a um importante aumento da energia produzida. O funcionamento das válvulas aproxima-se mais do ideal, se estas forem controladas de modo activo. Porém

são esperadas dificuldades em prever com precisão a entrada em perda das turbinas de modo a definir o momento de abertura e fecho das válvulas.

Para produção idêntica de energia, a turbina Wells requer maiores diâmetros, contudo dada a geometria desta turbina, do ponto de vista económico, esta poderá revelar-se um investimento mais favorável. Acrescente-se que maiores diâmetros são particularmente vantajosos em termos do aumento do momento de inércia das partes rotativas, para fins de controlo da velocidade de rotação, e qualidade da energia produzida.

O valor quadrático médio da pressão no interior da câmara pneumática indicia ser uma variável muito adequada para a caracterização das condições de funcionamento da central. Para mais, para efeitos de controlo, esta variável tem a vantagem de contornar problemas associados à imprecisão do registo de dados da pressão. Verificou-se que sendo conhecido com alguma precisão o comportamento da central para os diversos estados do mar, é possível obter um controlo eficaz desta, desconhecendo por completo as condições do estado do mar. Esta variável permite que o controlo seja estável. Se pensarmos em controlo como área de estudo, esta variável parece comportar-se como realimentação negativa, dado ser dependente da velocidade de rotação das turbinas, precisamente o que é pretendido controlar. Efeitos resultantes de turbulência, que podem influenciar fortemente a precisão do registo da pressão, são totalmente assimilados por esta variável. Apesar de esta variável ser indicada para efeitos de controlo da velocidade de rotação das turbinas, não é possível a sua utilização para controlo da abertura e fecho das válvulas de alívio. O controlo das válvulas de alívio, terá irremediavelmente ser feito através do registo instantâneo da pressão.

A estratégia de controlo implementada parece ser bastante favorável, obtendo-se bons resultados, em termos de produção e qualidade da energia eléctrica. Não foi possível a obtenção do controlo efectivo da velocidade de rotação das turbinas em todos os estados do mar. Porém, não será de admirar que os estados do mar de maior potência tenham de ser encarados para efeitos de controlo de forma diferente da aqui abordada. Nestes casos, o objectivo de maximização da produção deverá ser secundária, dando-se primazia à segurança e sobrevivência do equipamento.

## 9-Referências

- [1] L.M.C. Gato, Comunicação interna, 2008
- [2] L.M.C. Gato, A.F. de O. Falcão, P.A.J. Justino, “CEODOURO Optimização do dimensionamento dos grupos turbina-gerador”, Nota Técnica IDMEC 2006
- [3] L.M.C. Gato, A.F. de O. Falcão, P.A.J. Justino, “CEODOURO, Estimativa da produção de energia eléctrica e especificação preliminar dos grupos turbina-gerador”, Nota Técnica IDMEC 2005
- [4] A. F de O. Falcão, P. A. P. Justino. “OWC wave energy devices with air flow control” *Ocean Engineering* 26, 1275-1295, 1999
- [5] A.J.N.A Sarmiento, L.M.C. Gato and A.F de O. Falcão, “Turbine-controlled wave energy absorption by oscillating water column devices” *Ocean Engineering* 17, 481-497, 1990
- [6] A.F. de O. Falcão, R.J.A. Rodrigues, “Stochastic modeling of OWC wave power plant performance”, *Applied Ocean Research* 24, 59-71, 2002
- [7] A.F. de O. Falcão, “Frequency domain, time domain and stochastic modeling of wave energy converters”, *Coordination Action in Ocean Energy*, Report IDMEC, 2005.
- [8] A.F de O. Falcão, “Control of an oscillating-water-column power plant for maximum energy production”, *Applied Ocean Research* 24, 73-82, 2002
- [9] P.A.P. Justino; A.F. de O. Falcão, “Rotational speed control of an OWC wave power plant, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* 121, 65-70, 1999
- [10] L.M.C. Gato, “GRUPOS CEODOURO, Condições de funcionamento dos geradores eléctricos”, Nota Técnica IDMEC, 2007

## 10-Bibliografia

A.F de O. Falcão, L.C. Vieira, P.A.P. Justino, J.M.C.S. André. “By-pass air valve control of an OWC wave power plant” *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 125, 1-6, 2003

A.F. de O. Falcão, “Stochastic modeling in wave power-equipment optimization: maximum energy production versus maximum profit”, *Ocean Engineering* 31, 1407-1421, 2004

A.E. Marjani, F.C. Ruiz, M.A. Rodriguez, M.T.P. Santos, “Numerical modelling in wave energy conversion systems, *Energy* 33, 1246-1253, 2008

A. Thakker, J. Jarvis, A. Sahed, “Quasi-steady analytical model benchmark of an impulse turbine for wave energy extraction”, *International Journal of Rotating Machinery*, Article ID 536079, 2008

A. Thakker, T.S. Dhanasekaran, “Effects of compressibility on the performance of a wave energy conversion device with an impulse turbine using a numerical simulation technique”, *International Journal of Rotating Machinery*, 9, 443-450, 2003

A. Thakker, Z. Usmani, T.S. Dhanasekaran, “Effect of turbine damping on performance of an impulse turbine for wave energy conversion under different sea conditions using numerical simulation techniques“, *Renewable Energy* 29, 2133-2151, 2004

D.V. Evans, R. Porter, “Hydrodynamic characteristics of an oscillating water column device”, *Applied Ocean Research* 17, 155-164, 1995

H. Maeda, T. Setoguchi, W. Kaneko, T.W. Kim, M. Inoue, “The effect of turbine geometry on performance of impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion”, *Proc 4<sup>th</sup> International Conference on Offshore and Polar Engineering*, 1, 378-382, 1994

J. Falnes, “Ocean waves and oscillating systems”, Cambridge University Press, 2002

J. Perdigão, A. Sarmiento, “Overall-efficiency optimization in OWC devices”, *Applied Ocean Research* 25, 157-166, 2003

L.M.C. Gato and A.F. de O. Falcão, “Aerodynamics of the Wells turbine”, *International Journal of Mechanical Sciences*. 30, 383-395, 1998

L.M.C. Gato, “GRUPOS CEODOURO, Garantia de produção”, Nota Técnica IDMEC, 2007

L. M. C. Gato and R. Curran, "The Energy Conversion Performance of Several Types of Wells Turbine Designs", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power Engineering*, 211, 133-145, 1997

M. Scuotto, “Wells and impulse turbines in an OWC wave power plant: A preliminary comparison”, *Tesi de Laurea, Università degli Studi di Padova, Facoltà di Ingegneria*, 2004

- P.A.P. Justino, "Pontryagin maximum principle and control of an OWC power plant", 25<sup>th</sup> International Conference on Offshore and Arctic Engineering, 2006.
- P.G. Hill, C.R. Peterson, "Mechanics and thermodynamics of propulsion", Addison-Wesley, Reading, Mass, USA 2<sup>nd</sup> edition, 1992
- R. Curran, T.J.T. Whittaker, T.P. Stewart, "Aerodynamic conversion of ocean power from wave to wire" Energy Conversion Management, 39, 1919-1929, 1998
- S. Anand, V. Jayashankar, S. Nagata, K. Toyota, M. Takao, T. Setoguchi, "Turbines for wave energy plants", Proceedings of 8<sup>th</sup> International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Lyon, 2007
- S. Raghunathan, "The Wells turbine for wave Energy conversion", Progress Aerospace Sciences, 335-386, 1995
- S. Raghunathan, W. C. Beattie, jnl Power and Energy: Part A. Institute of Mechanical Engineers (IMEchE), London. 210, 431, 1996
- S.Y. Cho, S.K Choi, "Experimental study of the incidence effect on rotating turbine blades", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 218, 669-676, 2004
- T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko, "A review of impulse turbines for wave energy conversion", Renewable Energy, 23, 261-292, 2001
- T.W. Kim, K. Kaneko, T. Setoguchi, M. Inoue, "Aerodynamic performance of an impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power generator". Proc 4st KSME-JSME Thermal and Fluid Engineering Conference, 2, 133-137, 1988
- V. de Brederode, "Fundamentos de aerodinâmica incompressível", ISBN 972-97402-0-8, Edição do Autor, 1997

## A. Anexos

Ne	D=1.5						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	10,3	135,4	339	19,3	2,09	0,55	0,97
2	11,0	137,2	2	22,0	2,24	0,52	0,97
3	15,6	151,8	86	30,6	2,78	0,53	0,97
4	42,0	210,5	141	81,7	5,35	0,52	0,98
5	39,5	210,8	749	73,2	5,07	0,55	0,98
6	35,0	204,3	10	69,7	4,87	0,51	0,98
7	39,8	213,4	4	79,4	5,31	0,51	0,98
8	61,4	244,1	290	114,2	6,82	0,55	0,98
9	61,1	238,0	266	118,3	6,85	0,53	0,98
10	78,4	264,6	10	145,3	8,01	0,55	0,98
11	77,7	257,3	79	150,0	8,02	0,53	0,98
12	13,2	147,2	496	24,6	2,46	0,55	0,97
13	17,2	157,7	364	33,8	2,98	0,52	0,97
14	14,1	151,2	45	28,2	2,67	0,51	0,97
15	45,7	221,8	447	84,9	5,60	0,55	0,98
16	45,7	215,8	1.306	90,0	5,69	0,52	0,98
17	38,0	209,8	286	76,1	5,16	0,51	0,98
18	66,7	251,4	159	124,0	7,21	0,55	0,98
19	67,3	244,9	1.173	132,5	7,36	0,52	0,98
20	52,9	234,5	278	105,9	6,43	0,51	0,98
21	82,3	262,1	220	162,5	8,43	0,51	0,98
22	63,5	249,9	125	126,8	7,27	0,51	0,98
23	91,0	271,0	40	181,3	9,05	0,51	0,98
24	68,5	256,3	76	137,2	7,66	0,51	0,98
25	13,1	146,6	1.316	24,7	2,46	0,55	0,97
26	19,2	164,1	2.382	37,8	3,22	0,52	0,97
27	18,8	165,5	128	37,7	3,23	0,51	0,97
28	48,6	226,8	634	90,5	5,85	0,55	0,98
29	47,7	219,7	4.986	94,0	5,87	0,52	0,98
30	41,1	213,5	923	83,1	5,44	0,51	0,98
31	77,0	263,9	111	143,1	7,93	0,55	0,98
32	71,8	250,9	3.050	141,9	7,70	0,51	0,98
33	58,5	241,1	858	117,8	6,88	0,51	0,98
34	88,7	268,6	968	177,7	8,92	0,51	0,98
35	75,1	262,8	652	150,9	8,13	0,51	0,98
36	79,3	269,7	297	158,5	8,44	0,51	0,98
37	98,1	278,6	264	197,5	9,58	0,50	0,98
38	11,9	142,5	2.171	22,6	2,32	0,55	0,97
39	21,5	168,9	2.122	42,1	3,44	0,52	0,98
40	23,7	177,2	21	48,0	3,77	0,51	0,98
41	40,5	210,8	53	82,2	5,37	0,50	0,98
42	51,2	230,5	215	95,5	6,06	0,55	0,98
43	52,4	226,0	2.152	103,4	6,24	0,52	0,98
44	62,5	245,4	8	126,1	7,18	0,50	0,98
45	79,6	259,4	335	156,7	8,23	0,52	0,98
46	95,6	276,6	90	192,9	9,43	0,50	0,98

**Tabela A.1** – turbina Wells, diâmetro D=1,5m, sem válvula de alívio rápido, e sem restrições de velocidade.

Ne	D=2						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	8,6	83,4	282	16,8	1,32	0,54	0,95
2	13,8	94,4	3	27,2	1,79	0,53	0,96
3	19,9	102,2	109	38,9	2,23	0,53	0,97
4	57,1	143,5	191	110,6	4,45	0,53	0,98
5	42,4	136,4	803	80,5	3,70	0,54	0,98
6	50,0	143,6	14	97,8	4,19	0,52	0,98
7	57,3	150,4	6	112,0	4,59	0,52	0,98
8	71,0	160,8	335	135,3	5,22	0,53	0,98
9	83,8	163,3	365	162,0	5,75	0,53	0,98
10	92,4	175,3	12	174,9	6,19	0,54	0,98
11	106,4	177,2	108	205,3	6,74	0,53	0,99
12	11,9	91,6	446	23,1	1,63	0,54	0,96
13	22,9	107,7	486	44,6	2,45	0,53	0,97
14	18,7	103,1	60	37,0	2,18	0,52	0,97
15	50,7	144,9	496	96,7	4,19	0,54	0,98
16	64,1	151,0	1.831	124,1	4,84	0,53	0,98
17	55,1	147,6	415	108,1	4,47	0,52	0,98
18	77,8	165,9	185	147,9	5,54	0,53	0,98
19	96,0	173,5	1.673	186,0	6,35	0,52	0,98
20	78,6	166,1	414	154,0	5,65	0,52	0,98
21	119,1	187,3	319	230,6	7,35	0,52	0,99
22	95,3	176,6	188	186,9	6,42	0,52	0,98
23	133,8	196,2	58	258,8	7,97	0,52	0,99
24	103,9	181,6	114	202,9	6,79	0,52	0,98
25	12,4	92,4	1.246	24,3	1,68	0,53	0,96
26	25,9	111,7	3.209	50,4	2,65	0,53	0,97
27	25,9	114,0	177	51,0	2,69	0,52	0,97
28	54,8	148,5	715	104,7	4,41	0,53	0,98
29	67,6	154,8	7.071	130,8	5,03	0,53	0,98
30	60,3	151,8	1.353	118,3	4,74	0,52	0,98
31	90,8	174,9	131	172,2	6,13	0,54	0,98
32	103,7	179,1	4.409	200,7	6,70	0,53	0,98
33	87,6	172,5	1.285	171,6	6,08	0,52	0,98
34	131,3	195,6	1.432	253,8	7,88	0,52	0,99
35	114,0	187,0	989	224,4	7,24	0,52	0,99
36	121,1	190,2	453	238,0	7,52	0,52	0,99
37	146,8	204,0	395	284,6	8,52	0,52	0,99
38	11,3	90,0	2.057	22,4	1,59	0,53	0,96
39	28,4	114,5	2.812	55,3	2,81	0,53	0,97
40	33,4	123,9	30	65,7	3,19	0,52	0,98
41	59,2	150,8	78	116,3	4,68	0,52	0,98
42	58,3	151,5	245	111,4	4,59	0,53	0,98
43	74,2	159,6	3.045	143,6	5,35	0,53	0,98
44	93,8	176,2	11	183,9	6,36	0,52	0,98
45	114,3	184,6	480	220,9	7,14	0,52	0,99
46	143,1	203,0	134	277,3	8,39	0,52	0,99

**Tabela A.2** – turbina Wells, diâmetro D=2m, sem válvula de alívio rápido, e sem restrições de velocidade.

Ne	D=2.5						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	6,3	53,6	205,76	13,0	0,84	0,52	0,92
2	13,7	65,7	3	26,9	1,33	0,53	0,95
3	21,5	74,5	118	42,2	1,77	0,53	0,96
4	66,4	105,8	222	128,5	3,69	0,53	0,98
5	39,4	95,0	747	78,0	2,72	0,52	0,97
6	57,6	104,6	17	111,5	3,41	0,53	0,98
7	66,3	109,5	6	128,0	3,74	0,53	0,98
8	71,3	114,0	336	140,7	4,00	0,52	0,98
9	99,5	120,2	434	192,0	4,80	0,53	0,98
10	94,0	123,9	12	184,2	4,78	0,52	0,98
11	126,9	129,8	129	245,1	5,64	0,53	0,99
12	9,4	60,6	353	19,3	1,08	0,52	0,94
13	25,5	78,1	541	49,5	1,97	0,53	0,97
14	20,1	73,8	64	39,0	1,70	0,54	0,96
15	48,9	102,0	478	97,0	3,14	0,52	0,98
16	76,9	111,2	2.197	147,7	4,05	0,53	0,98
17	64,9	107,8	488	125,8	3,68	0,53	0,98
18	78,5	117,8	187	154,6	4,27	0,52	0,98
19	118,3	127,8	2.062	227,2	5,39	0,53	0,98
20	95,3	121,8	502	184,9	4,75	0,52	0,98
21	148,9	138,2	399	286,3	6,29	0,53	0,99
22	117,1	130,8	231	226,5	5,44	0,53	0,98
23	168,9	144,2	73	325,7	6,85	0,53	0,99
24	127,3	135,3	140	245,6	5,76	0,53	0,98
25	10,3	62,8	1.040	21,4	1,16	0,51	0,94
26	29,2	81,7	3.615	56,4	2,15	0,53	0,97
27	28,7	82,8	196	55,6	2,14	0,53	0,97
28	53,7	105,2	701	106,7	3,35	0,52	0,98
29	81,8	113,5	8.557	157,1	4,22	0,53	0,98
30	71,9	110,9	1.613	139,5	3,93	0,53	0,98
31	92,6	123,9	133	181,6	4,74	0,52	0,98
32	129,0	131,7	5.482	247,8	5,71	0,53	0,99
33	107,8	126,3	1.582	209,2	5,14	0,52	0,98
34	165,8	143,7	1.809	320,1	6,78	0,52	0,99
35	143,1	138,7	1.242	277,8	6,21	0,52	0,99
36	151,6	142,6	567	293,0	6,46	0,53	0,99
37	187,1	149,3	504	363,2	7,36	0,52	0,99
38	9,5	61,4	1.727	19,8	1,10	0,51	0,94
39	31,9	84,1	3.156	61,9	2,28	0,53	0,97
40	38,0	90,6	34	73,5	2,58	0,53	0,97
41	70,8	109,9	93	137,2	3,88	0,53	0,98
42	57,7	108,0	242	114,6	3,52	0,52	0,98
43	90,2	117,0	3.701	173,0	4,50	0,53	0,98
44	116,3	128,8	14	225,8	5,39	0,52	0,98
45	142,4	135,9	599	272,9	6,09	0,53	0,99
46	181,9	148,1	171	353,7	7,24	0,52	0,99

**Tabela A.3** – turbina Wells, diâmetro D=2,5m, sem válvula de alívio rápido e sem restrições de velocidade.



Ne	D=3						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	4,3	36,3	140	9,5	0,54	0,51	0,88
2	11,8	46,6	2	23,2	0,95	0,54	0,94
3	20,6	55,9	113	40,9	1,38	0,53	0,95
4	69,6	81,6	233	134,2	3,02	0,53	0,98
5	34,2	69,1	647	70,4	2,01	0,50	0,96
6	57,4	77,6	17	109,9	2,67	0,54	0,97
7	65,7	81,3	6	126,3	2,92	0,53	0,98
8	66,4	85,1	314	135,8	3,10	0,50	0,97
9	106,5	93,1	464	205,0	3,99	0,53	0,98
10	88,8	93,3	12	180,0	3,74	0,50	0,98
11	137,0	100,9	139	264,2	4,71	0,53	0,98
12	7,0	42,2	262	15,2	0,73	0,51	0,91
13	25,0	59,0	530	48,6	1,55	0,54	0,96
14	18,6	53,8	60	35,8	1,27	0,55	0,95
15	43,9	75,1	429	90,4	2,38	0,50	0,97
16	81,8	85,2	2.338	156,5	3,33	0,53	0,98
17	66,6	81,3	501	126,9	2,93	0,54	0,98
18	73,6	88,1	175	150,1	3,32	0,50	0,98
19	129,8	98,4	2.262	247,4	4,50	0,53	0,98
20	100,7	92,8	530	192,2	3,85	0,53	0,98
21	166,1	106,8	445	316,5	5,31	0,53	0,99
22	124,5	99,6	246	238,0	4,45	0,53	0,98
23	190,4	111,8	83	362,8	5,81	0,53	0,99
24	135,0	102,3	149	258,0	4,69	0,53	0,98
25	8,1	44,4	810	17,7	0,81	0,50	0,91
26	28,9	61,8	3.580	56,0	1,70	0,54	0,96
27	27,6	61,3	189	52,8	1,64	0,54	0,96
28	49,0	77,6	640	101,0	2,56	0,50	0,97
29	87,7	87,2	9.175	167,4	3,49	0,53	0,98
30	74,8	84,2	1.678	142,5	3,16	0,54	0,98
31	87,6	93,0	126	177,8	3,71	0,50	0,98
32	142,7	101,7	6.067	271,8	4,80	0,53	0,98
33	115,7	97,0	1.698	220,5	4,22	0,53	0,98
34	187,2	111,4	2.042	356,6	5,75	0,53	0,99
35	156,4	106,9	1.357	298,9	5,16	0,53	0,98
36	164,5	108,6	615	314,3	5,33	0,53	0,98
37	212,7	116,5	573	406,9	6,29	0,53	0,99
38	7,4	43,3	1.347	16,4	0,77	0,50	0,91
39	31,9	63,7	3.149	61,8	1,81	0,53	0,96
40	37,6	67,4	34	71,5	2,00	0,54	0,97
41	73,7	83,7	97	140,3	3,13	0,54	0,98
42	53,3	79,6	224	109,5	2,69	0,50	0,97
43	97,2	89,8	3.989	185,3	3,72	0,53	0,98
44	125,7	100,0	15	239,7	4,47	0,53	0,98
45	157,9	104,8	664	300,7	5,13	0,53	0,98
46	206,4	115,6	194	395,2	6,17	0,53	0,99

**Tabela A.4** – turbina Wells, diâmetro D=3m, sem válvula de alívio rápido e sem restrições de velocidade.

Ne	D=1.5						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	10,3	135,4	339,2	19,3	2,09	0,55	0,97
2	11,0	137,2	2,1	22,0	2,24	0,52	0,97
3	15,6	151,8	85,8	30,6	2,78	0,53	0,97
4	42,0	210,5	140,5	81,7	5,35	0,52	0,98
5	39,5	210,8	749,1	73,2	5,07	0,55	0,98
6	35,0	204,3	10,1	69,7	4,87	0,51	0,98
7	39,8	213,4	3,8	79,4	5,31	0,51	0,98
8	55,3	213,3	261,2	119,2	6,51	0,47	0,98
9	56,5	213,3	246,4	125,4	6,68	0,46	0,98
10	63,1	213,3	8,3	156,2	7,45	0,41	0,98
11	62,9	213,3	63,8	165,5	7,67	0,39	0,98
12	13,2	147,2	495,7	24,6	2,46	0,55	0,97
13	17,2	157,7	364,4	33,8	2,98	0,52	0,97
14	14,1	151,2	45,1	28,2	2,67	0,51	0,97
15	45,2	213,3	442,1	85,9	5,53	0,54	0,98
16	45,7	213,3	1305,9	90,5	5,67	0,51	0,98
17	38,0	209,8	285,7	76,1	5,16	0,51	0,98
18	58,0	213,3	138,3	130,9	6,82	0,45	0,98
19	59,8	213,3	1041,7	143,7	7,15	0,42	0,98
20	50,4	213,3	265,1	113,0	6,34	0,45	0,98
21	64,6	213,3	172,9	184,1	8,09	0,36	0,98
22	55,0	213,3	108,8	141,4	7,09	0,40	0,98
23	65,3	213,3	28,4	210,3	8,65	0,32	0,98
24	56,3	213,3	62,0	155,8	7,44	0,37	0,98
25	13,1	146,6	1316,4	24,7	2,46	0,55	0,97
26	19,2	164,1	2382,2	37,8	3,22	0,52	0,97
27	18,8	165,5	128,2	37,7	3,23	0,51	0,97
28	47,6	213,3	620,9	92,2	5,73	0,53	0,98
29	47,4	213,3	4958,4	95,6	5,83	0,50	0,98
30	41,1	213,5	922,8	83,1	5,44	0,51	0,98
31	62,8	213,3	90,3	153,6	7,39	0,42	0,98
32	62,0	213,3	2634,5	156,5	7,46	0,40	0,98
33	53,6	213,3	787,2	128,0	6,75	0,43	0,98
34	65,0	213,3	708,7	205,4	8,54	0,32	0,98
35	57,5	213,3	499,4	174,4	7,87	0,34	0,98
36	57,6	213,3	215,4	186,7	8,15	0,31	0,98
37	64,2	213,3	172,9	234,6	9,13	0,28	0,98
38	11,9	142,5	2171,9	22,6	2,32	0,55	0,97
39	21,5	168,9	2122,2	42,1	3,44	0,52	0,98
40	23,7	177,2	21,3	48,0	3,77	0,51	0,98
41	40,5	210,8	53,1	82,2	5,37	0,50	0,98
42	49,5	213,3	207,8	97,8	5,90	0,52	0,98
43	51,2	213,3	2100,1	107,0	6,17	0,49	0,98
44	55,3	213,3	6,7	138,7	7,02	0,41	0,98
45	64,3	213,3	270,4	175,9	7,91	0,37	0,98
46	64,0	213,3	60,2	228,0	9,00	0,29	0,98

**Tabela A.5** – turbina Wells, diâmetro D=1,5m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.

Ne	D=2						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	8,6	83,4	282,4	16,8	1,32	0,54	0,95
2	13,8	94,4	2,7	27,2	1,79	0,53	0,96
3	19,9	102,2	109,2	38,9	2,23	0,53	0,97
4	57,1	143,5	190,8	110,6	4,45	0,53	0,98
5	42,4	136,4	803,6	80,5	3,70	0,54	0,98
6	50,0	143,6	14,4	97,8	4,19	0,52	0,98
7	57,3	150,4	5,5	112,0	4,59	0,52	0,98
8	71,0	160,8	335,1	135,3	5,22	0,53	0,98
9	83,4	160,0	363,7	163,3	5,72	0,52	0,98
10	87,1	160,0	11,4	177,4	5,96	0,50	0,98
11	98,1	160,0	99,6	213,7	6,54	0,47	0,99
12	11,9	91,6	446,5	23,1	1,63	0,54	0,96
13	22,9	107,7	485,9	44,6	2,45	0,53	0,97
14	18,8	103,1	60,1	37,0	2,18	0,52	0,97
15	50,7	144,9	496,2	96,7	4,19	0,54	0,98
16	64,1	151,0	1830,4	124,1	4,84	0,53	0,98
17	55,1	147,6	414,6	108,1	4,47	0,52	0,98
18	77,0	160,0	183,4	148,7	5,45	0,53	0,98
19	92,5	160,0	1612,0	192,8	6,21	0,49	0,99
20	77,9	160,0	410,2	156,7	5,60	0,51	0,98
21	104,5	160,0	279,7	248,3	7,05	0,43	0,99
22	90,7	160,0	179,3	195,8	6,26	0,47	0,99
23	109,3	160,0	47,5	285,8	7,56	0,39	0,99
24	95,8	160,0	105,6	215,3	6,56	0,45	0,99
25	12,4	92,4	1244,5	24,3	1,68	0,53	0,96
26	25,9	111,7	3208,2	50,4	2,65	0,53	0,97
27	25,9	114,0	176,9	51,0	2,69	0,52	0,97
28	54,8	148,5	715,1	104,7	4,41	0,53	0,98
29	67,7	154,8	7079,1	130,8	5,03	0,53	0,98
30	60,3	151,8	1353,0	118,3	4,74	0,52	0,98
31	90,8	174,9	130,5	172,2	6,13	0,54	0,98
32	96,5	160,0	4100,5	211,5	6,50	0,46	0,99
33	85,3	160,0	1251,4	177,9	5,97	0,49	0,98
34	108,2	160,0	1180,5	280,1	7,48	0,39	0,99
35	99,6	160,0	864,5	242,3	6,96	0,42	0,99
36	102,3	160,0	382,6	258,9	7,20	0,40	0,99
37	110,5	160,0	297,4	321,7	8,02	0,35	0,99
38	11,3	90,0	2057,2	22,4	1,59	0,53	0,96
39	28,4	114,5	2812,3	55,3	2,81	0,53	0,97
40	33,4	123,9	30,0	65,7	3,19	0,52	0,98
41	59,3	150,8	77,7	116,3	4,68	0,52	0,98
42	58,3	151,5	244,6	111,4	4,59	0,53	0,98
43	74,3	159,6	3047,7	143,6	5,35	0,53	0,98
44	89,6	160,0	10,9	192,7	6,21	0,47	0,98
45	102,4	160,0	430,6	235,9	6,87	0,44	0,99
46	109,7	160,0	103,1	312,6	7,91	0,36	0,99

**Tabela A.6** – turbina Wells, diâmetro D=2m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.

Ne	D=2.5						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	6,3	53,6	205,5	13,0	0,84	0,52	0,92
2	13,7	65,7	2,6	26,9	1,33	0,53	0,95
3	21,5	74,5	118,0	42,2	1,77	0,53	0,96
4	66,5	105,8	222,3	128,5	3,69	0,53	0,98
5	39,4	95,0	746,6	78,0	2,72	0,52	0,97
6	57,7	104,6	16,7	111,5	3,41	0,53	0,98
7	66,4	109,5	6,4	128,0	3,74	0,53	0,98
8	71,2	114,0	336,0	140,7	4,00	0,52	0,98
9	99,5	120,2	433,8	192,0	4,80	0,53	0,98
10	93,9	123,9	12,3	184,2	4,78	0,52	0,98
11	126,8	128,0	128,6	245,9	5,61	0,52	0,99
12	9,4	60,6	353,4	19,3	1,08	0,52	0,94
13	25,5	78,1	541,4	49,5	1,97	0,53	0,97
14	20,1	73,8	64,4	39,0	1,70	0,54	0,96
15	48,9	102,0	477,8	97,0	3,14	0,52	0,98
16	76,9	111,2	2197,5	147,7	4,05	0,53	0,98
17	64,9	107,8	488,3	125,8	3,68	0,53	0,98
18	78,4	117,8	186,9	154,6	4,27	0,52	0,98
19	118,4	127,8	2063,3	227,2	5,39	0,53	0,98
20	95,3	121,8	501,7	184,9	4,75	0,52	0,98
21	143,5	128,0	384,0	293,0	6,12	0,50	0,99
22	116,5	128,0	230,3	227,6	5,40	0,52	0,98
23	152,6	128,0	66,3	338,2	6,58	0,46	0,99
24	124,5	128,0	137,1	248,6	5,64	0,51	0,99
25	10,3	62,8	1040,1	21,4	1,16	0,51	0,94
26	29,2	81,7	3616,0	56,4	2,15	0,53	0,97
27	28,7	82,8	196,3	55,6	2,14	0,53	0,97
28	53,7	105,2	700,3	106,7	3,35	0,52	0,98
29	81,8	113,5	8563,3	157,1	4,22	0,53	0,98
30	71,9	110,9	1613,9	139,5	3,93	0,53	0,98
31	92,5	123,9	132,9	181,6	4,74	0,52	0,98
32	128,0	128,0	5442,2	250,0	5,66	0,52	0,99
33	107,8	126,3	1581,8	209,2	5,14	0,52	0,98
34	151,1	128,0	1648,7	332,1	6,52	0,46	0,99
35	136,4	128,0	1183,8	283,7	6,03	0,49	0,99
36	142,1	128,0	531,7	300,9	6,21	0,48	0,99
37	158,5	128,0	426,7	381,9	6,99	0,42	0,99
38	9,5	61,4	1726,4	19,8	1,10	0,51	0,94
39	31,9	84,1	3158,8	61,9	2,28	0,53	0,97
40	37,9	90,6	34,1	73,5	2,58	0,53	0,97
41	70,7	109,9	92,7	137,2	3,88	0,53	0,98
42	57,7	108,0	242,1	114,6	3,52	0,52	0,98
43	90,2	117,0	3701,1	173,0	4,50	0,53	0,98
44	116,2	128,8	14,1	225,8	5,39	0,52	0,98
45	138,8	128,0	583,7	277,8	5,96	0,51	0,99
46	156,7	128,0	147,3	370,7	6,89	0,43	0,99

**Tabela A.7** – turbina Wells, diâmetro D=2,5m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.

Ne	D=3						
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	rend aero %	rend mec %
1	4,3	36,3	139,7	9,5	0,54	0,51	0,88
2	11,8	46,6	2,3	23,2	0,95	0,54	0,94
3	20,6	55,9	113,4	40,9	1,38	0,53	0,95
4	69,7	81,6	233,0	134,2	3,02	0,53	0,98
5	34,2	69,1	647,3	70,4	2,01	0,50	0,96
6	57,3	77,6	16,6	109,9	2,67	0,54	0,97
7	65,7	81,3	6,3	126,3	2,92	0,53	0,98
8	66,5	85,1	313,7	135,8	3,10	0,50	0,97
9	106,5	93,1	464,4	205,0	3,99	0,53	0,98
10	88,8	93,3	11,6	180,0	3,74	0,50	0,98
11	136,8	100,9	138,8	264,2	4,71	0,53	0,98
12	7,0	42,2	261,6	15,2	0,73	0,51	0,91
13	25,0	59,0	529,8	48,6	1,55	0,54	0,96
14	18,6	53,8	59,6	35,8	1,27	0,55	0,95
15	43,9	75,1	429,0	90,4	2,38	0,50	0,97
16	81,9	85,2	2340,2	156,5	3,33	0,53	0,98
17	66,6	81,3	501,3	126,9	2,93	0,54	0,98
18	73,6	88,1	175,5	150,1	3,32	0,50	0,98
19	129,7	98,4	2261,1	247,4	4,50	0,53	0,98
20	100,7	92,8	530,3	192,2	3,85	0,53	0,98
21	166,1	106,8	444,7	316,5	5,31	0,53	0,99
22	124,6	99,6	246,4	238,0	4,45	0,53	0,98
23	186,7	106,7	81,1	365,2	5,70	0,52	0,99
24	135,0	102,3	148,8	258,0	4,69	0,53	0,98
25	8,0	44,4	808,2	17,7	0,81	0,50	0,91
26	28,9	61,8	3581,3	56,0	1,70	0,54	0,96
27	27,6	61,3	188,9	52,8	1,64	0,54	0,96
28	49,0	77,6	639,8	101,0	2,56	0,50	0,97
29	87,7	87,2	9173,6	167,4	3,49	0,53	0,98
30	75,0	84,2	1682,1	142,5	3,16	0,54	0,98
31	87,6	93,0	125,9	177,8	3,71	0,50	0,98
32	142,7	101,7	6067,9	271,8	4,80	0,53	0,98
33	115,7	97,0	1697,6	220,5	4,22	0,53	0,98
34	184,1	106,7	2008,5	358,8	5,65	0,52	0,99
35	156,4	106,9	1357,5	298,9	5,16	0,53	0,98
36	164,0	106,7	613,4	314,4	5,29	0,53	0,99
37	203,1	106,7	546,8	412,1	6,05	0,50	0,99
38	7,4	43,3	1347,6	16,4	0,77	0,50	0,91
39	31,8	63,7	3147,2	61,8	1,81	0,53	0,96
40	37,6	67,4	33,8	71,5	2,00	0,54	0,97
41	73,8	83,7	96,8	140,3	3,13	0,54	0,98
42	53,3	79,6	223,6	109,5	2,69	0,50	0,97
43	97,1	89,8	3986,7	185,3	3,72	0,53	0,98
44	125,7	100,0	15,2	239,7	4,47	0,53	0,98
45	157,9	104,8	663,9	300,7	5,13	0,53	0,98
46	198,5	106,7	186,6	399,6	5,96	0,50	0,99

**Tabela A.8** – turbina Wells, diâmetro D=3m, sem válvula de alívio rápido, com limite de velocidade.

Ne	D=1.5										
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppne cap (kW)	Ppneum (kW)	P valvula (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	Qrms valv (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	10,7	127,9	349,5	20,0	18,5	1,6	1,98	9,3	2,8	0,60	0,97
2	12,6	122,1	2,4	26,8	21,4	5,5	2,08	10,2	6,1	0,61	0,97
3	17,7	135,4	97,3	39,3	29,5	9,8	2,58	11,4	9,5	0,61	0,98
4	48,2	186,0	161,3	115,2	79,4	35,7	4,96	16,0	17,6	0,62	0,99
5	41,8	194,1	791,6	83,3	70,2	13,1	4,77	14,7	8,4	0,61	0,98
6	41,5	176,5	12,0	100,3	69,3	31,0	4,51	15,3	14,8	0,61	0,98
7	47,2	184,0	4,5	115,7	78,7	37,0	4,91	16,0	15,9	0,61	0,99
8	65,5	213,3	309,0	147,3	107,6	39,7	6,19	17,4	16,5	0,62	0,99
9	70,0	210,0	305,2	172,5	114,9	57,6	6,34	18,1	22,2	0,62	0,99
10	80,9	213,3	10,6	215,1	130,5	84,6	6,81	19,2	27,8	0,63	0,99
11	86,9	213,3	88,1	254,6	141,0	113,6	7,08	19,9	34,7	0,62	0,99
12	13,7	138,3	516,2	25,9	23,6	2,3	2,33	10,1	3,4	0,60	0,97
13	19,9	138,9	421,2	45,0	33,0	12,0	2,76	11,9	10,3	0,61	0,98
14	16,5	132,6	52,8	36,4	27,8	8,6	2,48	11,2	7,8	0,61	0,98
15	48,7	203,6	476,1	98,6	81,7	16,9	5,27	15,5	9,7	0,61	0,98
16	53,5	191,1	1529,0	129,8	88,0	41,9	5,29	16,6	18,9	0,62	0,99
17	45,5	181,9	342,5	111,1	75,9	35,2	4,80	15,8	15,9	0,61	0,99
18	70,7	213,3	168,5	167,6	115,3	52,3	6,40	18,0	20,0	0,62	0,99
19	79,2	213,3	1379,9	207,2	129,4	77,8	6,78	19,1	26,3	0,62	0,99
20	63,8	202,6	335,8	162,2	106,1	56,1	5,98	17,7	20,1	0,61	0,99
21	94,8	213,3	253,9	310,1	153,7	156,4	7,39	20,8	41,4	0,62	0,99
22	76,7	213,3	151,6	203,2	127,1	76,1	6,72	18,9	23,6	0,61	0,99
23	103,0	213,3	44,8	386,0	166,4	219,6	7,69	21,6	51,9	0,63	0,99
24	82,5	213,3	90,9	236,7	136,0	100,6	6,95	19,6	28,3	0,61	0,99
25	13,8	137,1	1386,0	26,5	23,6	2,9	2,32	10,2	4,0	0,60	0,97
26	22,3	143,9	2761,9	51,0	37,0	14,1	2,98	12,4	11,1	0,62	0,98
27	22,2	145,1	151,7	50,5	37,3	13,2	3,00	12,4	9,8	0,61	0,98
28	52,0	206,8	678,2	106,9	87,0	19,9	5,48	15,9	10,7	0,61	0,98
29	56,2	193,3	5878,6	138,3	92,3	46,0	5,45	16,9	19,7	0,62	0,99
30	49,5	186,6	1111,0	122,6	82,4	40,2	5,06	16,3	17,1	0,61	0,99
31	79,9	213,3	114,9	209,3	129,0	80,3	6,77	19,1	27,0	0,63	0,99
32	84,7	213,3	3602,0	238,5	138,0	100,5	7,00	19,7	30,8	0,62	0,99
33	70,8	208,8	1039,5	184,2	117,6	66,6	6,40	18,4	22,1	0,61	0,99
34	101,6	213,3	1108,2	372,7	164,2	208,4	7,64	21,5	49,8	0,62	0,99
35	90,0	213,3	781,0	289,1	147,4	141,7	7,24	20,4	36,1	0,62	0,99
36	94,0	213,3	351,5	320,0	153,6	166,4	7,39	20,8	40,1	0,62	0,99
37	109,7	213,3	295,3	459,6	176,9	282,7	7,93	22,3	61,8	0,63	0,99
38	12,6	129,1	2283,8	24,8	21,3	3,5	2,14	9,9	4,7	0,61	0,97
39	24,7	149,6	2438,5	56,0	40,9	15,2	3,19	12,8	11,6	0,62	0,98
40	28,2	156,5	25,3	65,7	47,2	18,4	3,51	13,5	11,6	0,61	0,98
41	48,7	185,9	63,9	120,0	81,1	38,9	5,01	16,2	16,8	0,61	0,99
42	54,9	210,5	230,2	113,2	91,9	21,3	5,68	16,2	11,2	0,61	0,98
43	61,7	199,7	2533,1	151,8	101,3	50,4	5,81	17,4	20,6	0,62	0,99
44	75,8	213,3	9,2	198,6	125,6	73,0	6,68	18,8	23,2	0,61	0,99
45	92,0	213,3	386,9	286,0	149,3	136,7	7,29	20,5	38,0	0,62	0,99
46	107,9	213,3	101,4	438,7	174,2	264,5	7,87	22,1	58,8	0,63	0,99

**Tabela A.9** – turbina Wells, diâmetro D=1,5m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.

Ne	D=2										
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum cap (kW)	Ppneum (kW)	P valvula (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	Qrms valv (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	8,9	78,8	291,7	16,8	16,2	0,6	1,26	12,8	1,8	0,58	0,95
2	15,0	84,9	2,9	28,8	26,1	2,7	1,66	15,7	4,3	0,60	0,97
3	22,0	93,6	120,8	43,6	37,2	6,3	2,09	17,8	8,0	0,61	0,97
4	63,8	130,2	213,3	131,8	106,2	25,6	4,16	25,5	15,4	0,61	0,99
5	44,9	126,7	851,3	85,2	77,1	8,2	3,49	22,1	7,2	0,59	0,98
6	56,4	125,9	16,3	113,7	95,0	18,7	3,87	24,6	11,5	0,60	0,98
7	64,9	131,7	6,2	130,3	108,9	21,4	4,23	25,7	12,2	0,60	0,99
8	76,6	146,7	361,5	150,3	129,1	21,2	4,87	26,5	12,4	0,60	0,99
9	94,0	146,8	409,9	199,2	155,7	43,5	5,35	29,1	20,2	0,61	0,99
10	99,4	159,5	13,0	196,0	167,1	28,9	5,77	28,9	14,2	0,60	0,99
11	119,3	159,0	121,1	255,6	197,4	58,2	6,26	31,5	23,2	0,61	0,99
12	12,4	86,5	465,8	23,3	22,2	1,2	1,55	14,3	2,6	0,58	0,96
13	25,4	97,8	538,6	50,2	43,0	7,2	2,29	18,8	8,0	0,60	0,98
14	20,7	93,2	66,3	40,4	35,7	4,7	2,04	17,5	5,7	0,60	0,97
15	54,2	132,9	530,6	104,6	92,3	12,3	3,92	23,6	9,2	0,60	0,98
16	72,4	134,8	2067,9	151,0	120,4	30,6	4,50	26,7	16,4	0,61	0,99
17	62,5	130,0	470,3	127,7	105,2	22,5	4,14	25,4	12,6	0,60	0,98
18	83,8	150,8	199,7	165,0	141,0	24,0	5,16	27,4	13,1	0,60	0,99
19	109,5	153,8	1909,0	233,5	181,4	52,2	5,91	30,7	21,2	0,61	0,99
20	89,9	145,6	473,2	187,4	150,8	36,6	5,24	28,8	16,2	0,60	0,99
21	136,4	160,0	365,1	311,9	223,6	88,3	6,69	33,4	28,9	0,62	0,99
22	109,5	155,0	216,5	229,6	183,3	46,4	5,96	30,8	18,0	0,60	0,99
23	151,9	160,0	66,0	380,6	247,6	133,0	7,04	35,2	38,0	0,62	0,99
24	119,1	159,3	131,2	249,0	199,0	50,0	6,29	31,6	18,5	0,61	0,99
25	13,1	86,6	1315,7	24,9	23,2	1,7	1,58	14,6	3,5	0,59	0,96
26	28,8	101,6	3564,0	57,2	48,7	8,5	2,49	19,6	8,7	0,60	0,98
27	28,8	102,8	196,6	56,8	49,2	7,6	2,51	19,6	7,3	0,60	0,98
28	58,9	135,4	768,6	114,7	99,7	15,0	4,11	24,3	10,4	0,60	0,98
29	76,6	137,5	8016,6	160,0	127,5	32,5	4,68	27,2	16,6	0,61	0,99
30	68,6	134,3	1538,6	140,6	115,5	25,1	4,40	26,2	13,3	0,60	0,99
31	97,8	158,6	140,6	193,2	164,4	28,9	5,71	28,8	14,3	0,60	0,99
32	118,8	157,9	5050,1	254,6	196,7	57,9	6,23	31,6	21,9	0,61	0,99
33	100,7	150,9	1477,3	212,0	168,7	43,3	5,64	29,9	17,6	0,60	0,99
34	149,5	160,0	1630,6	370,3	243,9	126,4	6,98	34,9	36,5	0,62	0,99
35	131,7	160,0	1142,5	294,9	218,5	76,5	6,61	33,1	24,6	0,61	0,99
36	138,8	160,0	519,2	319,8	229,5	90,3	6,77	33,9	27,4	0,61	0,99
37	164,7	160,0	443,6	449,7	267,5	182,2	7,31	36,6	47,0	0,62	0,99
38	12,0	84,2	2183,2	23,0	21,3	1,6	1,50	14,2	3,4	0,59	0,96
39	31,6	104,5	3124,1	63,1	53,2	9,9	2,64	20,2	9,6	0,61	0,98
40	37,4	111,1	33,6	74,8	63,5	11,3	2,97	21,4	8,9	0,60	0,98
41	67,4	133,6	88,3	138,2	113,5	24,7	4,35	26,1	13,1	0,60	0,99
42	62,8	138,2	263,5	122,5	106,3	16,3	4,28	24,8	10,8	0,60	0,98
43	84,2	141,7	3457,4	176,4	140,0	36,4	4,98	28,1	17,6	0,61	0,99
44	108,0	154,7	13,1	228,0	180,9	47,1	5,91	30,6	18,2	0,60	0,99
45	130,8	160,0	549,8	289,7	215,2	74,5	6,56	32,8	25,9	0,61	0,99
46	161,4	160,0	151,7	431,2	262,4	168,8	7,24	36,2	44,3	0,62	0,99

**Tabela A.10** – turbina Wells, diâmetro D=2m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.

Ne	D=2,5										
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum cap (kW)	Ppneum (kW)	P valvula (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	Qrms valv (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	6,5	51,1	212,9	12,8	12,5	0,3	0,80	15,6	1,6	0,56	0,93
2	14,3	61,0	2,8	26,9	25,8	1,2	1,25	20,6	2,9	0,58	0,96
3	23,3	69,0	128,2	44,0	40,3	3,7	1,67	24,2	6,4	0,60	0,97
4	73,0	97,4	244,1	139,6	123,2	16,4	3,46	35,6	12,9	0,60	0,98
5	42,1	88,3	797,9	79,8	74,1	5,6	2,56	29,0	6,9	0,58	0,98
6	62,0	94,5	17,9	116,7	107,0	9,8	3,18	33,6	8,2	0,59	0,98
7	71,5	98,6	6,9	134,3	122,6	11,7	3,48	35,3	9,0	0,59	0,98
8	77,3	105,2	364,8	148,2	133,7	14,5	3,75	35,6	11,3	0,59	0,98
9	109,7	110,5	478,1	212,5	184,0	28,5	4,51	40,8	16,9	0,60	0,99
10	101,9	114,5	13,3	195,4	175,1	20,3	4,48	39,1	13,1	0,59	0,98
11	140,1	119,2	142,1	274,9	234,2	40,7	5,28	44,3	20,2	0,61	0,99
12	9,9	57,4	370,7	19,1	18,4	0,7	1,03	17,9	2,5	0,57	0,94
13	27,6	72,3	584,2	51,7	47,5	4,3	1,85	25,6	6,5	0,60	0,97
14	21,2	68,2	68,0	39,7	37,5	2,2	1,60	23,5	3,9	0,59	0,97
15	52,6	93,9	514,8	100,4	92,0	8,4	2,94	31,3	8,6	0,58	0,98
16	84,3	102,1	2408,7	160,7	142,5	18,2	3,81	37,4	12,9	0,60	0,98
17	70,4	97,8	529,8	133,2	120,9	12,4	3,44	35,2	9,3	0,59	0,98
18	85,1	108,0	202,9	163,5	146,7	16,8	3,98	36,9	12,2	0,59	0,98
19	130,6	116,5	2275,7	253,4	219,3	34,1	5,05	43,4	17,4	0,60	0,99
20	104,2	110,4	548,7	199,2	178,0	21,2	4,43	40,2	12,1	0,59	0,99
21	165,2	125,4	442,3	323,7	276,9	46,8	5,89	47,0	20,0	0,60	0,99
22	128,3	117,9	253,6	245,8	218,4	27,3	5,07	43,0	13,6	0,59	0,99
23	187,9	128,0	81,6	379,5	312,6	66,9	6,33	49,4	24,4	0,61	0,99
24	139,6	120,9	153,9	266,9	236,9	30,0	5,35	44,3	14,3	0,60	0,99
25	11,0	58,9	1104,0	21,4	20,4	1,1	1,09	18,6	3,2	0,57	0,95
26	31,6	75,6	3908,3	59,2	54,3	4,9	2,03	26,8	6,8	0,60	0,97
27	30,6	76,1	209,1	57,2	53,5	3,7	2,02	26,5	5,1	0,59	0,97
28	58,1	96,5	757,9	111,2	101,2	10,0	3,13	32,4	9,5	0,59	0,98
29	89,8	103,9	9399,9	171,7	151,7	20,0	3,97	38,2	13,3	0,60	0,98
30	78,3	100,7	1756,9	148,9	134,0	14,9	3,67	36,5	10,2	0,59	0,98
31	100,4	113,7	144,3	192,9	172,4	20,5	4,43	38,9	13,3	0,59	0,98
32	142,8	120,3	6068,6	276,7	240,1	36,6	5,37	44,7	17,5	0,60	0,99
33	118,4	114,9	1736,9	227,1	201,8	25,3	4,81	41,9	13,1	0,59	0,99
34	184,8	128,0	2015,7	370,8	308,2	62,6	6,28	49,1	23,2	0,61	0,99
35	158,1	125,2	1372,3	307,1	268,1	39,0	5,79	46,3	16,4	0,60	0,99
36	167,2	127,6	625,3	323,2	283,1	40,1	6,01	47,1	16,5	0,60	0,99
37	207,5	128,0	558,6	443,0	342,1	100,9	6,62	51,7	31,8	0,61	0,99
38	10,1	57,3	1836,4	19,8	18,8	1,0	1,04	18,1	3,3	0,57	0,95
39	34,7	77,6	3428,9	65,3	59,4	5,9	2,15	27,7	7,8	0,60	0,98
40	40,7	83,0	36,6	76,3	70,7	5,6	2,42	29,2	6,2	0,59	0,98
41	77,0	100,2	101,0	146,4	131,9	14,6	3,63	36,3	10,1	0,59	0,98
42	62,6	98,4	262,6	120,0	108,7	11,3	3,27	33,2	10,1	0,59	0,98
43	99,1	107,2	4065,9	189,8	167,1	22,6	4,23	39,5	14,1	0,60	0,99
44	127,9	117,6	15,5	246,2	217,7	28,5	5,06	43,0	13,9	0,60	0,99
45	157,5	123,5	662,2	307,5	263,9	43,6	5,71	46,2	19,4	0,60	0,99
46	202,3	128,0	190,2	426,1	334,6	91,5	6,54	51,1	29,5	0,61	0,99

**Tabela A.11** – turbina Wells, diâmetro D=2,5m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.



Ne	D=3										
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum cap (kW)	Ppneum (kW)	P valvula (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	Qrms valv (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	4,4	34,7	145,2	9,3	9,1	0,2	0,51	17,7	1,6	0,55	0,89
2	12,1	44,7	2,3	22,9	22,5	0,4	0,92	24,6	1,6	0,57	0,94
3	21,9	52,3	120,3	41,1	39,0	2,1	1,30	29,9	5,1	0,58	0,96
4	74,9	75,7	250,4	138,6	128,6	10,0	2,85	45,2	10,4	0,59	0,98
5	36,4	64,6	690,2	70,4	66,5	3,8	1,89	35,2	6,4	0,57	0,97
6	59,9	72,0	17,3	110,2	105,5	4,7	2,52	41,9	5,8	0,58	0,98
7	68,8	75,3	6,6	126,6	121,0	5,6	2,76	43,9	6,4	0,58	0,98
8	72,1	78,5	340,2	138,4	128,1	10,3	2,89	44,3	10,6	0,57	0,98
9	115,4	86,2	503,2	214,5	196,4	18,1	3,76	52,3	14,0	0,60	0,98
10	96,4	85,7	12,6	184,4	169,9	14,6	3,48	48,8	12,5	0,58	0,98
11	149,2	93,1	151,3	279,1	252,6	26,4	4,43	57,1	17,1	0,60	0,99
12	7,3	40,1	273,8	14,9	14,4	0,4	0,69	20,8	2,4	0,55	0,92
13	26,3	55,3	557,7	48,8	46,6	2,2	1,47	31,8	4,7	0,59	0,96
14	19,0	50,9	61,0	35,5	34,7	0,9	1,21	28,6	2,4	0,58	0,96
15	47,2	69,5	461,7	91,1	85,3	5,8	2,22	38,4	8,0	0,57	0,97
16	87,7	79,2	2505,8	161,9	150,3	11,6	3,15	47,7	10,6	0,59	0,98
17	69,7	75,4	524,3	128,1	122,1	5,9	2,77	44,1	6,4	0,58	0,98
18	79,9	80,8	190,5	153,2	141,4	11,8	3,09	45,8	11,4	0,58	0,98
19	140,0	91,1	2439,3	259,7	237,7	21,9	4,25	56,0	14,5	0,60	0,99
20	106,4	85,6	560,0	195,9	184,8	11,1	3,63	50,9	8,8	0,59	0,98
21	179,8	98,6	481,2	334,5	304,8	29,7	5,00	60,9	16,4	0,60	0,99
22	132,0	91,4	261,0	243,6	228,6	15,0	4,17	54,8	10,2	0,59	0,99
23	206,5	103,1	89,7	384,7	349,9	34,9	5,48	63,8	17,3	0,60	0,99
24	143,0	93,8	157,5	263,7	247,5	16,2	4,40	56,3	10,6	0,59	0,99
25	8,5	41,8	854,0	17,4	16,7	0,7	0,76	21,9	3,1	0,55	0,92
26	30,5	57,7	3775,9	56,5	53,8	2,7	1,61	33,4	5,2	0,59	0,97
27	28,4	57,5	194,3	52,6	51,0	1,6	1,56	32,6	3,2	0,58	0,96
28	53,0	71,5	691,4	102,1	95,0	7,1	2,38	39,9	9,0	0,57	0,97
29	93,9	80,9	9825,7	173,4	161,0	12,4	3,29	48,9	10,7	0,59	0,98
30	78,6	78,0	1763,7	144,4	137,2	7,3	2,99	45,9	7,0	0,58	0,98
31	95,2	85,2	136,8	182,1	167,6	14,5	3,45	48,6	12,5	0,58	0,98
32	154,0	94,1	6548,1	285,7	261,8	23,9	4,53	57,8	14,7	0,60	0,99
33	122,7	89,4	1799,6	226,0	212,4	13,7	3,98	53,4	9,6	0,59	0,98
34	203,0	102,7	2214,6	377,7	344,3	33,4	5,43	63,4	16,7	0,60	0,99
35	167,0	98,0	1449,6	309,3	287,6	21,6	4,85	59,3	12,2	0,59	0,99
36	175,1	99,6	655,2	324,2	301,9	22,3	5,01	60,3	12,3	0,59	0,99
37	231,7	106,8	623,7	433,3	392,5	40,7	5,91	66,4	18,2	0,60	0,99
38	7,8	40,7	1426,1	16,1	15,5	0,7	0,72	21,3	3,1	0,55	0,92
39	33,7	59,5	3333,3	62,5	59,2	3,3	1,71	34,5	6,0	0,59	0,97
40	38,9	63,1	34,9	71,6	69,0	2,6	1,91	36,2	4,1	0,58	0,97
41	77,5	77,6	101,6	142,4	135,1	7,2	2,96	45,7	7,0	0,58	0,98
42	57,7	73,4	242,2	111,0	103,3	7,7	2,51	41,1	9,4	0,57	0,98
43	104,2	83,4	4278,0	192,5	178,1	14,5	3,52	50,6	11,7	0,60	0,98
44	133,7	91,5	16,2	246,8	230,8	16,1	4,19	55,0	10,5	0,59	0,99
45	170,8	96,9	718,2	317,5	289,4	28,0	4,83	59,9	16,1	0,60	0,99
46	224,7	106,7	211,2	418,2	382,4	35,8	5,83	65,6	16,7	0,59	0,99

**Tabela A.12** – turbina Wells, diâmetro D=3m, com válvula de alívio rápido e limite de velocidade.

Ne	D=1,2							
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	10,8	60,3	352,7	19,2	2,37	8,3	0,58	0,97
2	10,6	57,2	2,0	18,8	2,37	8,1	0,58	0,97
3	15,5	64,5	85,2	27,0	2,98	9,3	0,59	0,97
4	41,0	88,2	137,2	71,2	5,67	12,9	0,59	0,97
5	39,4	88,9	746,6	68,0	5,48	12,7	0,60	0,97
6	33,3	82,5	9,6	58,9	5,06	11,9	0,58	0,97
7	37,9	86,0	3,7	66,9	5,51	12,5	0,58	0,97
8	60,3	101,5	284,6	104,0	7,27	14,6	0,60	0,97
9	59,4	99,6	258,9	102,9	7,23	14,6	0,59	0,97
10	76,5	109,4	10,0	132,0	8,51	15,9	0,60	0,97
11	75,3	107,7	76,4	130,4	8,46	15,8	0,60	0,97
12	13,8	64,3	520,1	23,9	2,75	8,9	0,60	0,97
13	16,9	66,0	358,3	29,5	3,17	9,6	0,59	0,97
14	13,6	61,7	43,6	24,1	2,80	8,8	0,58	0,97
15	45,3	92,7	443,5	78,3	6,01	13,3	0,60	0,97
16	44,5	90,3	1270,7	77,4	6,00	13,2	0,59	0,97
17	36,3	84,7	273,2	64,1	5,35	12,3	0,58	0,97
18	65,5	104,1	156,1	113,0	7,67	15,1	0,60	0,97
19	65,2	102,2	1136,7	113,5	7,73	15,0	0,59	0,97
20	50,5	94,1	265,7	89,1	6,66	13,7	0,58	0,97
21	79,6	108,9	213,1	138,6	8,83	16,1	0,59	0,97
22	60,4	99,9	119,4	106,6	7,50	14,6	0,58	0,97
23	88,1	112,2	38,3	153,6	9,46	16,6	0,59	0,97
24	65,3	102,7	71,9	115,2	7,90	15,0	0,58	0,97
25	13,7	63,7	1372,5	23,6	2,72	8,9	0,60	0,97
26	18,9	68,3	2338,4	33,0	3,41	9,9	0,59	0,97
27	18,1	67,7	123,7	32,0	3,38	9,7	0,58	0,97
28	48,2	94,4	628,7	83,1	6,26	13,6	0,60	0,97
29	46,3	91,3	4847,3	80,8	6,17	13,4	0,59	0,97
30	39,4	86,9	884,0	69,5	5,65	12,6	0,58	0,97
31	75,5	108,9	108,5	130,1	8,43	15,8	0,60	0,97
32	69,6	104,1	2956,9	121,1	8,07	15,4	0,59	0,97
33	55,9	97,3	820,2	98,6	7,12	14,2	0,58	0,97
34	86,1	111,4	938,8	150,1	9,32	16,5	0,59	0,97
35	71,7	105,5	622,0	126,4	8,39	15,5	0,58	0,97
36	75,5	107,3	282,4	133,2	8,69	15,7	0,58	0,97
37	95,1	115,3	256,2	166,1	9,98	17,1	0,59	0,97
38	12,5	61,9	2272,0	21,6	2,57	8,6	0,60	0,97
39	21,2	71,2	2094,3	36,9	3,67	10,3	0,59	0,97
40	22,9	72,9	20,5	40,4	3,94	10,5	0,58	0,97
41	38,8	86,5	50,9	68,5	5,59	12,6	0,58	0,97
42	50,7	96,1	212,8	87,5	6,48	13,8	0,60	0,97
43	51,0	94,3	2095,0	88,9	6,57	13,8	0,59	0,97
44	59,8	99,3	7,3	105,4	7,44	14,5	0,58	0,97
45	77,2	108,1	324,6	134,2	8,64	15,9	0,59	0,97
46	92,9	114,5	87,3	162,2	9,83	16,9	0,59	0,97

**Tabela A.13** – turbina de ação, diâmetro D=1,2m.

Ne	D=1,7							
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	9,7	34,3	318,5	17,1	1,42	12,4	0,58	0,97
2	14,5	37,6	2,8	25,9	1,88	14,2	0,58	0,97
3	21,1	41,4	115,9	37,2	2,35	16,2	0,58	0,97
4	59,5	57,4	198,9	104,5	4,66	23,0	0,59	0,97
5	45,2	54,5	857,3	79,0	3,87	20,9	0,59	0,97
6	51,4	55,3	14,9	91,5	4,31	21,8	0,58	0,97
7	58,8	57,9	5,7	104,6	4,71	22,8	0,58	0,97
8	75,3	63,6	355,6	131,4	5,41	24,9	0,59	0,97
9	87,3	64,9	380,6	152,9	5,99	26,2	0,59	0,97
10	97,4	69,1	12,8	169,6	6,41	27,1	0,59	0,97
11	111,0	70,2	112,6	194,0	7,01	28,4	0,59	0,97
12	13,2	37,5	495,9	23,2	1,73	13,8	0,58	0,97
13	24,0	43,1	509,4	42,4	2,57	16,9	0,58	0,97
14	19,7	40,9	62,9	35,0	2,29	15,7	0,58	0,97
15	54,1	57,5	528,9	94,5	4,36	22,2	0,59	0,97
16	66,6	59,4	1903,4	117,1	5,03	23,9	0,59	0,97
17	56,7	56,9	427,0	100,9	4,60	22,5	0,58	0,97
18	82,3	65,4	196,2	143,5	5,74	25,6	0,59	0,97
19	99,8	67,6	1738,9	175,2	6,56	27,4	0,59	0,97
20	80,7	63,6	424,6	143,3	5,80	25,4	0,58	0,97
21	123,7	72,4	331,1	217,2	7,57	29,4	0,59	0,97
22	97,6	67,6	193,0	173,5	6,58	27,0	0,58	0,97
23	138,8	75,1	60,3	243,9	8,18	30,6	0,59	0,97
24	105,9	69,4	116,7	188,2	6,95	27,8	0,58	0,97
25	13,7	37,7	1382,3	24,2	1,78	14,0	0,58	0,97
26	27,1	44,7	3354,9	47,8	2,78	17,6	0,58	0,97
27	26,9	45,0	183,9	47,9	2,81	17,5	0,58	0,97
28	58,4	58,7	762,8	102,1	4,58	22,8	0,59	0,97
29	70,2	60,4	7343,8	123,5	5,21	24,3	0,59	0,97
30	62,1	58,5	1392,8	110,3	4,88	23,2	0,58	0,97
31	95,9	68,6	137,9	167,1	6,34	27,0	0,59	0,97
32	107,7	69,3	4577,0	189,2	6,91	28,1	0,59	0,97
33	90,0	65,7	1320,9	159,9	6,23	26,3	0,58	0,97
34	136,1	74,7	1484,4	239,2	8,08	30,4	0,59	0,97
35	117,1	71,4	1016,3	207,9	7,42	28,8	0,58	0,97
36	123,8	72,8	463,3	219,9	7,70	29,3	0,58	0,97
37	152,3	77,3	410,0	268,0	8,72	31,5	0,59	0,97
38	12,6	36,6	2294,3	22,3	1,68	13,6	0,58	0,97
39	29,8	46,1	2950,3	52,6	2,96	18,2	0,59	0,97
40	34,6	48,7	31,1	61,6	3,32	19,1	0,58	0,97
41	61,0	58,2	80,1	108,5	4,82	23,1	0,58	0,97
42	62,1	59,8	260,8	108,5	4,77	23,3	0,59	0,97
43	77,2	62,3	3166,4	135,6	5,54	25,1	0,59	0,97
44	96,5	67,2	11,7	171,2	6,52	26,9	0,58	0,97
45	118,8	71,5	499,6	208,6	7,37	29,0	0,59	0,97
46	148,5	76,8	139,6	261,5	8,58	31,2	0,59	0,97

Tabela A.14 – turbina de ação, diâmetro D=1,7m.

Ne	D=2,2							
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	7,1	21,2	233,9	12,9	0,85	15,6	0,57	0,97
2	14,7	25,8	2,8	26,5	1,37	19,9	0,57	0,97
3	23,3	29,0	127,9	41,6	1,83	23,4	0,58	0,97
4	71,1	41,0	237,6	126,0	3,79	34,1	0,58	0,97
5	43,1	36,3	817,5	76,8	2,75	28,7	0,58	0,97
6	60,6	39,9	17,5	108,4	3,47	32,1	0,58	0,97
7	69,4	41,7	6,7	124,2	3,80	33,6	0,58	0,97
8	78,2	43,4	369,0	138,4	4,05	35,2	0,58	0,97
9	106,2	46,5	463,2	187,9	4,93	39,1	0,58	0,97
10	102,5	47,3	13,4	181,2	4,83	38,5	0,58	0,97
11	135,7	50,3	137,7	239,6	5,79	42,5	0,58	0,97
12	10,6	23,7	397,8	19,1	1,10	17,9	0,57	0,97
13	27,3	30,5	578,2	48,7	2,03	24,7	0,58	0,97
14	21,3	28,7	68,3	38,4	1,75	22,6	0,57	0,97
15	53,7	38,7	525,2	95,4	3,17	31,0	0,58	0,97
16	81,6	42,8	2330,1	144,6	4,15	35,7	0,58	0,97
17	68,4	41,2	514,9	122,4	3,75	33,5	0,58	0,97
18	86,0	44,7	204,9	152,1	4,30	36,3	0,58	0,97
19	125,5	49,0	2186,3	221,9	5,51	41,3	0,58	0,97
20	100,3	46,4	528,2	179,2	4,83	38,1	0,58	0,97
21	158,0	52,7	423,0	279,4	6,42	44,7	0,58	0,97
22	122,8	49,5	242,9	219,2	5,52	40,8	0,58	0,97
23	179,4	54,8	78,0	317,3	6,99	46,6	0,58	0,97
24	133,2	50,8	146,7	237,6	5,82	41,9	0,58	0,97
25	11,7	24,2	1179,4	21,2	1,18	18,5	0,57	0,97
26	31,1	31,8	3852,4	55,5	2,21	25,8	0,58	0,97
27	30,3	32,0	207,4	54,5	2,20	25,5	0,57	0,97
28	59,1	39,8	771,7	105,0	3,37	32,0	0,58	0,97
29	86,7	43,6	9069,5	153,7	4,33	36,5	0,58	0,97
30	75,8	42,5	1701,6	135,5	4,01	34,7	0,58	0,97
31	101,1	47,0	145,3	178,7	4,78	38,4	0,58	0,97
32	136,7	50,3	5812,8	241,9	5,84	42,5	0,58	0,97
33	113,5	48,1	1666,0	202,6	5,23	39,8	0,58	0,97
34	176,2	54,5	1922,7	311,9	6,91	46,3	0,58	0,97
35	150,6	52,5	1307,4	268,5	6,30	43,7	0,58	0,97
36	158,9	53,6	594,3	283,3	6,53	44,5	0,58	0,97
37	199,3	56,7	536,5	352,8	7,50	48,3	0,58	0,97
38	10,8	23,6	1970,9	19,6	1,12	18,0	0,57	0,97
39	34,2	32,7	3377,3	60,9	2,35	26,6	0,58	0,97
40	40,1	34,8	36,0	71,9	2,64	28,0	0,57	0,97
41	74,6	42,2	97,9	133,3	3,97	34,5	0,58	0,97
42	63,6	40,7	266,8	112,8	3,54	32,8	0,58	0,97
43	95,5	45,0	3920,0	169,2	4,61	37,7	0,58	0,97
44	122,5	49,3	14,9	218,4	5,50	40,8	0,58	0,97
45	150,8	51,9	634,0	266,6	6,22	44,0	0,58	0,97
46	194,0	56,3	182,3	343,6	7,38	47,8	0,58	0,97

Tabela A.15 – turbina de ação, diâmetro D=2,2m.

Ne	D=2,7							
	Pu (kW)	N (rad/s)	Pu*fi	Ppneum (kW)	p rms (kPa)	Qrms (m <sup>3</sup> /s)	rend aero %	rend mec %
1	4,9	13,7	160,9	9,1	0,52	18,0	0,56	0,97
2	12,4	18,1	2,4	22,7	0,95	24,6	0,57	0,97
3	22,1	21,1	121,6	40,1	1,38	30,0	0,57	0,97
4	73,9	30,7	247,0	132,6	3,03	45,1	0,57	0,97
5	37,6	25,5	712,4	68,1	1,97	35,7	0,57	0,97
6	59,5	29,3	17,2	107,5	2,65	41,7	0,57	0,97
7	68,3	30,7	6,6	123,3	2,91	43,6	0,57	0,97
8	73,7	31,3	347,7	132,5	3,04	44,9	0,57	0,97
9	113,4	35,0	494,4	202,8	4,00	52,1	0,58	0,97
10	98,1	34,2	12,8	175,9	3,67	49,5	0,57	0,97
11	146,5	37,9	148,6	261,5	4,73	56,8	0,58	0,97
12	7,9	15,8	296,0	14,5	0,71	21,1	0,56	0,97
13	26,4	22,3	559,7	47,7	1,54	31,8	0,57	0,97
14	19,3	20,6	61,7	35,1	1,27	28,5	0,57	0,97
15	48,6	27,6	475,3	87,8	2,33	39,0	0,57	0,97
16	86,3	32,2	2464,9	154,6	3,35	47,5	0,58	0,97
17	68,9	30,5	518,5	124,5	2,92	43,8	0,57	0,97
18	81,5	32,3	194,3	146,6	3,25	46,5	0,57	0,97
19	137,0	37,2	2386,8	244,6	4,53	55,5	0,58	0,97
20	104,7	34,7	550,9	188,6	3,84	50,4	0,57	0,97
21	175,5	40,1	469,8	313,1	5,33	60,3	0,58	0,97
22	129,7	37,3	256,4	233,3	4,42	54,2	0,57	0,97
23	201,2	41,9	87,5	358,8	5,83	63,2	0,58	0,97
24	140,4	38,3	154,7	252,3	4,66	55,6	0,57	0,97
25	9,2	16,5	926,0	17,0	0,79	22,2	0,56	0,97
26	30,5	23,3	3775,7	55,1	1,70	33,4	0,57	0,97
27	28,5	23,1	194,8	51,7	1,63	32,6	0,57	0,97
28	54,4	28,5	710,7	98,3	2,50	40,5	0,57	0,97
29	92,3	32,9	9657,1	165,3	3,50	48,6	0,58	0,97
30	77,5	31,6	1739,2	139,9	3,15	45,6	0,57	0,97
31	96,8	34,0	139,2	173,8	3,64	49,2	0,57	0,97
32	150,5	38,2	6399,1	268,8	4,82	57,3	0,58	0,97
33	120,3	36,2	1765,5	216,6	4,21	52,9	0,57	0,97
34	197,8	41,7	2157,4	352,7	5,77	62,8	0,58	0,97
35	163,4	39,9	1417,9	293,5	5,14	58,6	0,57	0,97
36	171,4	40,6	641,3	307,8	5,31	59,5	0,57	0,97
37	225,5	43,4	607,3	402,3	6,30	65,6	0,58	0,97
38	8,5	16,1	1555,2	15,7	0,75	21,7	0,56	0,97
39	33,7	24,0	3328,9	60,8	1,81	34,6	0,57	0,97
40	38,7	25,5	34,8	70,2	2,00	36,1	0,57	0,97
41	76,4	31,4	100,2	137,9	3,12	45,4	0,57	0,97
42	59,2	29,2	248,4	106,7	2,64	41,7	0,57	0,97
43	102,3	33,9	4198,4	183,1	3,74	50,3	0,58	0,97
44	131,0	37,1	15,9	235,6	4,45	54,5	0,57	0,97
45	166,8	39,5	701,1	297,5	5,15	59,3	0,58	0,97
46	218,9	43,1	205,8	390,7	6,18	65,0	0,58	0,97

Tabela A.16 – turbina de ação, diâmetro D=2,7m.

Ne	Pu (kW)	Pe (kW)	Ppneu (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_e$	Q rms (m <sup>3</sup> /s)	p rms (kPa)
1	21,4	17,4	38,6	57,1	97,1	81,4	17,07	2,26
5	44,2	39,4	80,3	56,2	97,9	89,2	21,8	3,69
12	27,0	22,8	48,6	57,1	97,4	84,5	18,4	2,64
13	23,6	19,6	44,2	55,0	97,2	82,9	17,9	2,48
15	53,0	47,9	96,5	56,0	98,1	90,4	23,2	4,17
16	66,4	60,8	124,6	54,2	98,3	91,6	25,8	4,83
17	57,9	52,7	107,9	54,6	98,1	91,0	24,1	4,48
19	86,1	79,7	199,0	43,9	98,6	92,6	32,7	6,09
25	26,7	22,5	48,3	56,8	97,4	84,4	18,3	2,63
26	26,8	22,6	49,9	55,1	97,4	84,4	18,6	2,68
28	57,3	52,0	104,6	55,8	98,1	90,9	23,8	4,39
29	69,4	63,7	132,8	53,1	98,4	91,8	26,7	4,98
30	63,0	57,6	119,1	53,9	98,2	91,4	25,2	4,72
32	89,0	82,5	218,5	41,3	98,6	92,7	34,3	6,37
33	80,9	74,8	183,7	44,7	98,5	92,4	31,4	5,85
34	91,8	85,2	290,2	32,1	98,5	92,8	39,6	7,33
35	85,6	79,3	250,7	34,7	98,5	92,6	36,8	6,82
38	24,3	20,2	44,2	56,6	97,2	83,2	17,8	2,48
39	29,4	25,1	54,7	55,1	97,5	85,5	19,2	2,85
43	74,6	68,6	147,7	51,3	98,4	92,1	28,1	5,25

**Tabela A.17** – Turbina Wells com diâmetro D=2,0m, com controlo da velocidade de rotação. (as colunas a cinzento são referentes ao funcionamento da central apenas com um grupo.) Cada grupo com 250 kW.

Ne	Nmax (rad/s)	Nmed (rad/s)	Nmin (rad/s)	$\sigma_N$ (rad/s)	Pemax (kW)	Pemin (kW)	$\sigma_{Pe}$ (rad/s)	dPe/dt max (kW/s)
1	113,1	104,8	99,5	3,2	17,4	5,3	11,2	11,6
5	142,6	133,5	125,2	3,8	179,5	4,8	32,3	56,1
12	121,2	113,3	107,9	3,3	78,3	6,5	15,5	17,6
13	118,9	109,2	102,4	3,7	84,5	4,2	14,8	17,1
15	150,6	141,8	132,4	3,8	213,3	4,2	40,4	80,8
16	156,0	147,4	137,8	3,9	249,1	4,4	50,0	95,1
17	156,1	145,8	135,8	4,4	261,1	3,4	48,3	89,0
19	154,1	147,4	138,0	3,2	249,7	5,7	52,2	103,5
25	121,4	113,3	107,8	3,3	79,4	6,2	15,3	17,5
26	123,0	113,5	106,5	3,7	98,5	4,5	17,3	21,9
28	154,1	145,4	135,5	3,8	228,0	3,9	44,1	95,0
29	155,6	147,4	137,8	3,8	247,8	4,5	51,0	102,6
30	156,2	147,0	136,8	4,4	248,6	3,4	51,0	95,6
32	154,1	147,3	137,9	3,1	257,8	5,6	52,6	106,2
33	154,5	147,0	137,2	3,7	252,7	4,5	54,8	102,6
34	152,9	147,2	137,9	2,7	240,8	6,1	48,5	103,0
35	153,2	146,9	137,7	3,1	242,3	5,6	51,2	93,6
38	118,4	110,4	104,9	3,3	70,2	5,9	13,4	14,8
39	126,3	116,8	109,4	3,7	110,8	4,4	19,4	26,4
43	155,0	147,4	137,9	3,6	244,8	5,0	51,9	93,7

**Tabela A.18** – Turbina Wells com diâmetro D=2,0m, com controlo da velocidade de rotação. (as colunas a cinzento são referentes ao funcionamento da central apenas com um grupo.) Cada grupo com 250 kW.

Ne	Pu (kW)	Pe (kW)	Ppneu (kW)	Ppneu cap(kW)	Pválvula (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_e$	Q rms (m <sup>3</sup> /s)	Qrms valv (m <sup>3</sup> /s)	p rms (kPa)
1	22,0	17,4	37,6	38,7	1,1	60,3	97,3	79,1	17,2	2,3	2,18
5	45,9	40,4	76,1	85,9	9,8	61,4	98,2	87,9	22,4	8,1	3,40
12	28,0	23,1	47,2	49,2	1,9	60,7	97,7	82,6	18,7	3,0	2,52
13	26,0	21,2	43,7	48,8	5,1	61,0	97,7	81,5	18,7	6,1	2,34
15	55,5	49,6	91,8	105,1	13,3	61,5	98,4	89,4	23,9	9,5	3,85
16	74,1	67,5	122,4	143,1	20,7	61,4	98,6	91,1	26,6	12,1	4,61
17	64,1	57,9	106,9	123,0	16,1	60,9	98,5	90,3	25,3	9,6	4,22
19	111,8	103,7	181,7	239,6	57,9	62,2	98,9	92,7	31,1	22,6	5,84
25	27,9	23,0	46,9	49,3	2,4	60,9	97,7	82,5	18,8	3,4	2,50
26	29,5	24,6	49,4	55,5	6,1	61,1	97,9	83,2	19,5	6,6	2,53
28	60,3	54,2	99,6	114,9	15,3	61,5	98,4	89,9	24,5	10,3	4,06
29	78,4	71,7	129,6	151,4	21,8	61,4	98,6	91,4	27,1	12,2	4,79
30	70,3	63,9	117,2	135,3	18,1	60,9	98,6	90,9	26,1	10,2	4,49
32	120,5	112,0	194,9	273,4	78,5	62,5	98,9	92,9	32,3	27,5	6,04
33	103,3	95,6	169,9	211,0	41,1	61,5	98,8	92,5	30,1	16,6	5,64
34	146,0	136,3	234,8	406,7	171,9	62,7	99,1	93,4	35,4	47,2	6,63
35	130,9	121,9	212,3	322,5	110,2	62,3	99,0	93,1	33,7	32,8	6,31
38	25,5	20,7	42,9	45,2	2,2	60,8	97,6	81,2	18,2	3,2	2,36
39	32,4	27,3	53,9	61,3	7,4	61,3	98,0	84,3	20,1	7,4	2,68
43	86,2	79,2	142,2	166,8	24,6	61,4	98,7	91,8	27,9	13,0	5,09

**Tabela A.19** – Turbina Wells com válvula de alívio, D=2,0m, e controlo da velocidade de rotação. (colunas a cinzento referem-se ao funcionamento da central apenas com um grupo, 300kW cada.)

Ne	Nmax (rad/s)	Nmed (rad/s)	Nmin (rad/s)	$\sigma_N$ (rad/s)	Pemax (kW)	Pemin (kW)	$\sigma_{Pe}$ (rad/s)	dPe/dt max (kW/s)
1	107,5	99,8	94,6	3,1	57,4	5,2	11,1	10,1
5	127,5	119,7	111,4	3,4	159,7	4,5	31,1	54,1
12	113,6	106,2	100,9	3,2	75,4	6,4	15,3	16,7
13	106,7	98,1	91,5	3,5	81,6	4,6	16,0	18,1
15	134,9	127,1	118,0	3,5	196,0	4,1	39,1	77,0
16	144,6	136,7	127,2	3,8	244,7	4,6	56,2	103,1
17	138,8	130,7	121,5	4,1	219,4	4,3	49,4	87,1
19	155,4	147,6	137,2	3,9	304,0	4,9	79,8	107,9
25	112,9	105,3	99,5	3,1	78,4	5,8	15,2	17,6
26	110,2	101,8	94,9	3,6	94,1	4,5	18,7	22,9
28	138,1	130,3	120,8	3,5	211,0	4,0	42,8	89,8
29	147,4	139,3	129,6	3,8	256,9	4,6	60,3	104,7
30	143,1	134,8	125,3	4,2	239,3	4,2	55,5	100,2
32	155,0	147,6	137,0	3,8	305,1	4,8	83,0	107,4
33	155,8	147,2	137,2	4,3	304,4	4,6	80,8	107,3
34	154,2	147,7	136,6	3,7	308,5	4,8	89,3	107,5
35	154,7	147,4	137,8	4,1	309,1	6,3	90,4	107,7
38	109,9	102,3	96,7	3,1	70,0	5,5	13,4	14,4
39	113,0	104,6	97,4	3,5	105,8	4,6	20,8	27,3
43	151,9	143,6	133,7	3,9	278,0	4,7	66,5	104,2

**Tabela A.20** – Turbina Wells com válvula de alívio, D=2,0m, e com controlo da velocidade de rotação. (colunas a cinzento referem-se ao funcionamento da central apenas com um grupo). 300kW.

Ne	Pu (kW)	Pe (kW)	Ppneu (kW)	$\eta_{aer}$	$\eta_m$	$\eta_e$	Q rms (m <sup>3</sup> /s)	p rms (kPa)
1	22,4	18,0	38,3	60,3	96,9	80,4	16,55	2,37
5	45,6	40,0	78,9	59,6	96,9	87,7	21,1	3,84
12	28,0	23,1	47,8	60,4	96,9	82,5	17,9	2,74
13	24,4	19,8	42,3	59,4	96,9	81,3	16,9	2,58
15	54,1	48,1	94,5	59,1	97,0	88,9	22,6	4,31
16	66,4	59,8	118,4	57,8	97,0	90,0	24,4	5,00
17	57,0	50,9	101,6	57,9	96,9	89,2	22,9	4,58
19	96,8	88,6	178,5	55,9	97,0	91,5	28,3	6,51
25	27,6	22,7	47,2	60,3	96,9	82,4	17,8	2,72
26	27,5	22,7	47,7	59,4	96,9	82,5	17,6	2,79
28	58,2	52,0	102,2	58,8	97,0	89,3	23,2	4,53
29	69,8	63,0	125,0	57,6	97,0	90,3	24,8	5,18
30	62,1	55,7	111,3	57,6	97,0	89,7	23,6	4,85
32	103,9	95,4	193,1	55,5	97,0	91,8	29,1	6,85
33	87,9	80,2	162,4	55,8	97,0	91,2	27,1	6,18
34	125,4	115,2	246,2	52,5	97,0	91,9	31,8	7,99
35	109,8	100,5	212,9	53,2	97,0	91,5	30,0	7,33
38	25,2	20,5	43,2	60,3	96,9	81,3	17,3	2,56
39	30,3	25,3	52,5	59,5	96,9	83,6	18,2	2,96
43	76,2	69,1	137,5	57,1	97,0	90,6	25,7	5,50

**Tabela A.21** – Turbina de acção, D=1,7m, e com controlo da velocidade de rotação. (as colunas a amarelo referem-se a controlo inadequado. Colunas a cinzento referem-se ao funcionamento apenas com um grupo) Cada grupo com 300kW

Ne	Nmax (rad/s)	Nmed (rad/s)	Nmin (rad/s)	$\sigma_N$ (rad/s)	Pemax (kW)	Pemin (kW)	$\sigma_{Pe}$ (rad/s)	dPe/dt max (kW/s)
1	47,2	41,8	38,0	2,2	62,0	5,4	12,2	20,3
5	56,8	49,5	44,0	2,5	179,0	4,2	33,6	95,5
12	49,5	44,3	40,2	2,2	82,7	5,3	16,4	30,4
13	50,0	42,9	38,1	2,5	104,8	4,3	16,4	40,9
15	57,7	49,5	43,8	2,5	204,8	4,5	40,0	103,6
16	60,1	49,5	43,7	2,9	247,3	4,9	50,9	127,5
17	58,9	49,2	43,2	3,0	226,2	3,8	47,0	106,3
19	65,0	50,1	43,5	3,9	317,7	5,9	71,6	156,3
25	49,9	44,3	40,0	2,2	88,7	5,0	16,2	28,1
26	51,6	44,4	39,6	2,5	125,5	4,2	19,3	52,4
28	58,3	49,5	43,8	2,6	216,9	4,7	42,9	106,8
29	60,5	49,5	43,6	3,0	254,3	4,9	53,5	135,2
30	59,4	49,2	43,3	3,1	236,5	4,0	51,0	123,8
32	66,3	50,3	43,5	4,2	332,8	6,2	76,4	170,5
33	64,1	49,7	43,3	3,9	305,4	5,2	70,0	142,5
34	54,9	48,9	43,4	2,5	826,2	7,1	117,1	501,9
35	54,8	48,7	43,4	2,7	615,2	6,3	107,6	415,9
38	49,0	43,3	39,0	2,2	79,7	4,9	14,4	23,7
39	52,9	45,7	40,8	2,5	140,2	4,1	21,7	63,7
43	61,4	49,6	43,6	3,1	269,0	5,1	57,9	139,0

**Tabela A.22** – Turbina de acção, D=1,7m, com controlo da velocidade de rotação. (colunas a amarelo referem-se a controlo inadequado. Colunas a cinzento, referem-se ao funcionamento com um grupo) 300kW.



## A.23 - Programa numérico para as turbinas Wells com válvula de alívio

```

Date[]
npt=12000;
j=1;
p=Table[0,{i,1,npt}];
p1=Table[0,{i,1,npt}];
d=2;
hs=2.9;
te=14.2;
prms=5.64;
inercia=600;
ponoger=300;
parpolos=4.;
row=1025;
roa=1.25;
g=9.8;
k=0.5;
v0=1900;
pa=101300;
con=1.4*pa/v0;
(*-----*)
(* correcção de hs *)
hsloc=Which[hs<1,hs,hs≥1,-0.0375+1.075*hs-0.0375*hs^2];
(* alocação das perdas não lineares como diminuição de hs *)
hsefec11=Which[hsloc<1.34,hsloc,4.13043≥hsloc≥1.34,-3.14317+4.17393*hsloc^0.24319,hsloc>4.13043,2.75 ];
hsefec=hsefec11*1.14;
(*-----*)
(* coeficiente amortecimento de radiação---condutância *)
(* B e C coeficientes hidrodinamicos de radiação (m^2/s) *)
(* gama coeficiente hidro. de difração (m^2/s) *)
(* coeficiente de excitação volume-caudal---excitation volume-flow coefficient *)
(* Para 40° *)
gam=Interpolation[{{2.5,1.}, {2.4,1.}, {2.3,1.}, {2.2,1.}, {2.1,1.}, {2.05,1.}, {2.,1.}, {1.99,1.}, {1.98,1.}, {1.97,1.}, {1.96,
1.}, {1.95,1.}, {1.94,1.}, {1.93,1.}, {1.92,1.04}, {10.47197551/(30^0.5), 0.00636329*30*30^0.5},
{8.97597901/(30^0.5), 0.053285*30*30^0.5},
{7.853981634/(30^0.5), 0.151687*30*30^0.5},
{6.981317008/(30^0.5), 0.262785*30*30^0.5},
{6.283185307/(30^0.5), 0.334446*30*30^0.5},
{5.711986643/(30^0.5), 0.403295*30*30^0.5},
{5.235987756/(30^0.5), 0.495428*30*30^0.5},
{4.833219467/(30^0.5), 0.621267*30*30^0.5},
{4.487989505/(30^0.5), 0.794344*30*30^0.5},
{4.188790205/(30^0.5), 1.03108*30*30^0.5},
{3.926990817/(30^0.5), 1.35578*30*30^0.5},
{3.695991357/(30^0.5), 1.80915*30*30^0.5},
{3.490658504/(30^0.5), 2.4547*30*30^0.5},
{3.306939635/(30^0.5), 3.34156*30*30^0.5},
{3.141592654/(30^0.5), 4.23914*30*30^0.5},
{2.991993003/(30^0.5), 4.3576*30*30^0.5},
{2.855993321/(30^0.5), 3.66552*30*30^0.5},
{2.731819699/(30^0.5), 2.91157*30*30^0.5},
{2.617993878/(30^0.5), 2.34269*30*30^0.5},
{2.513274123/(30^0.5), 1.93444*30*30^0.5},
{2.416609734/(30^0.5), 1.63559*30*30^0.5},
{2.327105669/(30^0.5), 1.40993*30*30^0.5},
{2.243994753/(30^0.5), 1.23447*30*30^0.5},
{2.166615623/(30^0.5), 1.09457*30*30^0.5},
{2.094395102/(30^0.5), 0.980724*30*30^0.5},
{2.02683397/(30^0.5), 0.886477*30*30^0.5},
{1.963495408/(30^0.5), 0.807346*30*30^0.5},
{1.903995548/(30^0.5), 0.740104*30*30^0.5},
{1.847995679/(30^0.5), 0.682376*30*30^0.5},

```

```

{1.795195802/(30^0.5),0.632375*30*30^0.5},
{1.745329252/(30^0.5),0.588725*30*30^0.5},
{1.698158191/(30^0.5),0.550355*30*30^0.5},
{1.653469818/(30^0.5),0.516414*30*30^0.5},
{1.611073156/(30^0.5),0.486223*30*30^0.5},
{1.570796327/(30^0.5),0.459227*30*30^0.5},
{1.532484221/(30^0.5),0.434975*30*30^0.5},
{1.495996502/(30^0.5),0.413092*30*30^0.5},
{1.461205885/(30^0.5),0.393268*30*30^0.5},
{1.427996661/(30^0.5),0.37524*30*30^0.5},
{1.396263402/(30^0.5),0.358788*30*30^0.5},
{1.365909849/(30^0.5),0.343724*30*30^0.5},
{1.336847938/(30^0.5),0.329889*30*30^0.5},
{1.308996939/(30^0.5),0.317144*30*30^0.5},
{1.282282716/(30^0.5),0.305372*30*30^0.5},
{1.256637061/(30^0.5),0.294469*30*30^0.5},
{1.231997119/(30^0.5),0.284346*30*30^0.5},
{1.208304867/(30^0.5),0.274925*30*30^0.5},
{1.185506662/(30^0.5),0.266138*30*30^0.5},
{1.163552835/(30^0.5),0.257925*30*30^0.5},
{1.142397329/(30^0.5),0.250232*30*30^0.5},
{1.121997376/(30^0.5),0.243013*30*30^0.5},
{1.102313212/(30^0.5),0.236226*30*30^0.5},
{1.083307812/(30^0.5),0.229833*30*30^0.5},
{1.064946662/(30^0.5),0.223803*30*30^0.5},
{1.047197551/(30^0.5),0.218104*30*30^0.5},
{1.030030378/(30^0.5),0.212712*30*30^0.5},
{1.013416985/(30^0.5),0.2076*30*30^0.5},
{0.997331001/(30^0.5),0.202749*30*30^0.5},
{0.981747704/(30^0.5),0.198139*30*30^0.5},
{0.966643893/(30^0.5),0.193752*30*30^0.5},
{0.951997774/(30^0.5),0.189571*30*30^0.5},
{0.937788852/(30^0.5),0.185584*30*30^0.5},
{0.923997839/(30^0.5),0.181776*30*30^0.5},
{0.910606566/(30^0.5),0.178135*30*30^0.5},
{0.897597901/(30^0.5),0.17465*30*30^0.5},
{0.884955677/(30^0.5),0.171312*30*30^0.5},
{0.872664626/(30^0.5),0.168111*30*30^0.5},
{0.860710316/(30^0.5),0.165039*30*30^0.5},
{0.849079096/(30^0.5),0.162087*30*30^0.5},
{0.837758041/(30^0.5),0.159248*30*30^0.5},
{0.826734909/(30^0.5),0.156517*30*30^0.5},
{0.815998092/(30^0.5),0.153887*30*30^0.5},
{0.805536578/(30^0.5),0.151351*30*30^0.5},
{0.795339912/(30^0.5),0.148906*30*30^0.5},
{0.785398163/(30^0.5),0.146545*30*30^0.5}]];
Print["coeficiente de difracção"]

Plot[gam[x],{x,2.5,0.785398163/(30^0.5)},Frame→True,PlotRange→{{0,2.5},{0,1000}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]},FrameLabel-
>{"ω(rad/s)","T(ω)",TextStyle→{FontFamily→"Times",FontSize→12}}];

```

```

(*-----*)
(*Coeficiente de radiação "b" (m^2/s) *)
b=Interpolation[{{10.47197551/(30^0.5),1.9784985*10^-7*30^1.5},
{8.97597901/(30^0.5),6.6744055*10^-7*30^1.5},
{7.853981634/(30^0.5),2.1300212*10^-6*30^1.5},
{6.981317008/(30^0.5),4.5184662*10^-6*30^1.5},
{6.283185307/(30^0.5),7.0796755*10^-6*30^1.5},
{5.711986643/(30^0.5),9.9732480*10^-6*30^1.5},
{5.235987756/(30^0.5),1.3585253*10^-5*30^1.5},
{4.833219467/(30^0.5),1.8169867*10^-5*30^1.5},
{4.487989505/(30^0.5),2.4409283*10^-5*30^1.5},
{4.188790205/(30^0.5),3.3716708*10^-5*30^1.5},
{3.926990817/(30^0.5),4.8641296*10^-5*30^1.5},
{3.695991357/(30^0.5),7.4035130*10^-5*30^1.5},

```

```

{3.490658504/(30^0.5),1.1927912*10^-4*30^1.5},
{3.306939635/(30^0.5),1.9742375*10^-4*30^1.5},
{3.141592654/(30^0.5),2.8862326*10^-4*30^1.5},
{2.991993003/(30^0.5), 2.8090354*10^-4*30^1.5},
{2.855993321/(30^0.5), 1.8515676*10^-4*30^1.5},
{2.731819699/(30^0.5),1.0984337*10^-4*30^1.5},
{2.617993878/(30^0.5), 6.7383583*10^-5*30^1.5},
{2.513274123/(30^0.5), 4.3816130*10^-5*30^1.5},
{2.416609734/(30^0.5),3.0034368*10^-5*30^1.5},
{2.327105669/(30^0.5), 2.1497240*10^-5*30^1.5},
{2.243994753/(30^0.5),1.5934164*10^-5*30^1.5},
{2.166615623/(30^0.5),1.2152105*10^-5*30^1.5},
{2.094395102/(30^0.5),9.4894236*10^-6*30^1.5},
{2.02683397/(30^0.5),7.5591935*10^-6*30^1.5},
{1.963495408/(30^0.5),6.1250409*10^-6*30^1.5},
{1.903995548/(30^0.5), 5.0366861*10^-6*30^1.5},
{1.847995679/(30^0.5),4.1955308*10^-6*30^1.5},
{1.795195802/(30^0.5), 3.5349305*10^-6*30^1.5},
{1.745329252/(30^0.5),3.0087194*10^-6*30^1.5},
{1.698158191/(30^0.5),2.5842216*10^-6*30^1.5},
{1.653469818/(30^0.5),2.2378631*10^-6*30^1.5},
{1.611073156/(30^0.5),1.9523378*10^-6*30^1.5},
{1.570796327/(30^0.5),1.7147543*10^-6*30^1.5},
{1.532484221/(30^0.5),1.5153630*10^-6*30^1.5},
{1.495996502/(30^0.5), 1.3467101*10^-6*30^1.5},
{1.461205885/(30^0.5), 1.2030253*10^-6*30^1.5},
{1.427996661/(30^0.5), 1.0797935*10^-6*30^1.5},
{1.396263402/(30^0.5),9.7344841*10^-7*30^1.5},
{1.365909849/(30^0.5),8.8115037*10^-7*30^1.5},
{1.336847938/(30^0.5), 8.0061393*10^-7*30^1.5},
{1.308996939/(30^0.5), 7.2999076*10^-7*30^1.5},
{1.282282716/(30^0.5), 6.6777227*10^-7*30^1.5},
{1.256637061/(30^0.5), 6.1271966*10^-7*30^1.5},
{1.231997119/(30^0.5), 5.6380735*10^-7*30^1.5},
{1.208304867/(30^0.5), 5.2018416*10^-7*30^1.5},
{1.185506662/(30^0.5), 4.8113800*10^-7*30^1.5},
{1.163552835/(30^0.5), 4.4606970*10^-7*30^1.5},
{1.142397329/(30^0.5),4.1447232*10^-7*30^1.5},
{1.121997376/(30^0.5),3.8591724*10^-7*30^1.5},
{1.102313212/(30^0.5), 3.6003631*10^-7*30^1.5},
{1.083307812/(30^0.5),3.3651687*10^-7*30^1.5},
{1.064946662/(30^0.5), 3.1508751*10^-7*30^1.5},
{1.047197551/(30^0.5), 2.9551523*10^-7*30^1.5},
{1.030030378/(30^0.5), 2.7759791*10^-7*30^1.5},
{1.013416985/(30^0.5), 2.6115870*10^-7*30^1.5},
{0.997331001/(30^0.5), 2.4604505*10^-7*30^1.5},
{0.981747704/(30^0.5),2.3212198*10^-7*30^1.5},
{0.966643893/(30^0.5), 2.1927108*10^-7*30^1.5},
{0.951997774/(30^0.5),2.0738824*10^-7*30^1.5},
{0.937788852/(30^0.5),1.9638192*10^-7*30^1.5},
{0.923997839/(30^0.5),1.8617010*10^-7*30^1.5},
{0.910606566/(30^0.5), 1.7668054*10^-7*30^1.5},
{0.897597901/(30^0.5),1.6784817*10^-7*30^1.5},
{0.884955677/(30^0.5),1.5961649*10^-7*30^1.5},
{0.872664626/(30^0.5),1.5193319*10^-7*30^1.5},
{0.860710316/(30^0.5), 1.4475250*10^-7*30^1.5},
{0.849079096/(30^0.5), 1.3803282*10^-7*30^1.5},
{0.837758041/(30^0.5),1.3173646*10^-7*30^1.5},
{0.826734909/(30^0.5),1.2582998*10^-7*30^1.5},
{0.815998092/(30^0.5),1.2028295*10^-7*30^1.5},
{0.805536578/(30^0.5), 1.1506741*10^-7*30^1.5},
{0.795339912/(30^0.5), 1.1015869*10^-7*30^1.5},
{0.7853398163/(30^0.5), 1.0553372*10^-7*30^1.5}];
Print["Coeficiente de radiação"]
Plot[b[x],{x,10.47197551/(30^0.5),0.785398163/(30^0.5)},Frame->True,PlotRange->{{0,1.5},{0,0.06}},PlotStyle->{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]},FrameLabel->{"ω(rad/s)", "B(ω)"},TextStyle->{FontFamily->"Times",FontSize->12}];
(*-----*)

```

(\* função de memória \*)

gr={-0.005257820419072474,-0.005222946451883251,-0.00516508569807643,-0.005084628755410119,-  
0.0049821161384770605,-0.004858232087577546,-0.0047137967928514,-0.0045497571662821675,-  
0.004367176317712262,-0.004167220254590884,-0.00395115281197269,-0.003720306531793293,-  
0.003476093435597937,-0.0032199620242786267,-0.0029534029122761716,-0.002677930269546727,-  
0.0023950637774121193,-0.002106308424230734,-0.0018131926046398908,-0.0015171764274191058,-  
0.001219693478055254,-0.0009221329153281334,-0.0006258182905380591,-0.00033202488361312244,-  
0.000041928794265770364,0.00024334052411255477,0.000522744575461193,0.0007953055977601454,0.0010  
60152057981318,0.0013164806338255095,0.0015635675806571154,0.001800767747565016,0.0020275030814  
137225,0.0022432936428100126,0.0024476955815626064,0.0026403479216868457,0.0028209301787482303,  
0.002989209374280941,0.0031449745566862683,0.003288069394611529,0.0034183880764634862,0.00353583  
93083955767,0.003640386659186802,0.003732018990276651,0.0038107535422801393,0.00387663235469588  
9,0.003929725515543549,0.003970121549835529,0.003997908291395557,0.004013266870746899,0.00401632  
2626764435,0.0040072510283591465,0.003986305035340414,0.003953563972360489,0.003909354745840345  
5,0.0038539163300248913,0.0037875277658118503,0.0037105021670907575,0.003623139388101392,0.00352  
57979870702816,0.0034188479178585873,0.0033026909434290693,0.003177724318401872,0.0030443946456  
46452,0.002903161266254037,0.00275450907001672,0.0025989352285971253,0.0024369581160210963,0.002  
2691129980610984,0.0020959504348216475,0.0019180193342578872,0.0017359292947488215,0.0015502644  
363623813,0.0013616009476657572,0.0011705201533593525,0.000977645603435426,0.000783575250354857  
8,0.0005889196476690744,0.0003942814173456037,0.00020025982677832402,7.4308568162438205\*^-6,-  
0.0001835854454820834,-0.0003722595992976381,-0.0005579477032626545,-0.0007401687642435659,-  
0.000918379311253265,-0.0010920491318432608,-0.0012606682720477619,-0.0014237747057031197,-  
0.0015808779800285438,-0.0017315445420445622,-0.0018753687665159357,-0.0020119524000975484,-  
0.002140928862689704,-0.002261958726089755,-0.0023747308247901023,-0.0024789410328571416,-  
0.0025743949549679964,-0.0026608229786677213,-0.0027380505707578565,-0.0028059241641757893,-  
0.0028643138623855643,-0.0029131321476562463,-0.0029523450996184752,-0.002981879696633433,-  
0.003001808709668345,-0.003012091817268469,-0.003012846870659727,-0.0030041732455626134,-  
0.0029862089660909817,-0.0029591162701813095,-0.0029230873426008405,-0.002878341283946714,-  
0.00282512272747462,-0.002763700370122714,-0.002694365436550743,-0.0026174321274857544,-  
0.002533233661161627,-0.0024421106021532864,-0.002344435071250928,-0.002240854985223967,-  
0.0021309731849114277,-0.002015962229171074,-0.001895982814082835,-0.0017714645288670532,-  
0.001642865083293075,-0.0015105723036523953,-0.0013750102884223588,-0.0012366810333974607,-  
0.0010960070019172042,-0.0009534318453965308,-0.000809420903796508,-0.0006644133764554878,-  
0.0005188327644369507,-0.0003731674659326804,-0.0002278476561748041,-  
0.00008329794172313678,0.00006009126031513479,0.0000217622392026522,0.0003414390783838416,0.0004  
786550458953819,0.0006130175721652735,0.000744138871595617,0.0008716433256262639,0.000995162115  
6743392,0.0011143606183608276,0.0012289029007393204,0.001338468682880779,0.0014428019413980178,  
0.0015415487316838802,0.0016344886960065856,0.0017213850637176613,0.001802022909583337,0.0018762  
098671734624,0.0019437703149016506,0.002004572463692918,0.0020584873574580136,0.002105417538873  
9945,0.0021453222101854,0.002178087797057663,0.0022037212735489266,0.002222221282688788,0.002233  
6122690948487,0.0022384708175979743,0.00223252555921625653,0.002225671229892998,0.00220927870906  
3409,0.002186211429121483,0.0021566169678242605,0.0021206611053010745,0.002078526720644168,0.002  
030412978735007,0.001976551241818216,0.001917136616032243,0.0018524312194757846,0.0017826884965  
153884,0.001708169315304317,0.0016291564934515076,0.0015459433226318782,0.0014588211861254355,0.  
0013681182528058622,0.0012741121289612067,0.0011771409407992587,0.0010774089917655997,0.0009754  
982062528896,0.0008716205991017367,0.0007662392559381328,0.0006594165967291312,0.00055169231994  
90891,0.0004433733441711186,0.0003348081502910636,0.00022632356751786265,0.000118209172038565,0.  
000010930954565036653,-0.00009518733320439136,-0.00019994683916654425,-0.0003029614124043887,-  
0.0004039334018654216,-0.000502563471437281,-0.0005985614263241534,-0.0006916493654969725,-  
0.0007815686034289929,-0.0008680674488675129,-0.0009508961417129798,-0.0010298652996792166,-  
0.001104766588499708,-0.0011753864254303269,-0.001241573379723564,-0.0013031606720997136,-  
0.0013600155958611426,-0.0014120175390831078,-0.0014590630619965006,-0.0015010923786407586,-  
0.0015379849919102539,-0.0015697128165461309,-0.0015962242426998633,-0.0016175291292736143,-  
0.001633612430776822,-0.0016444792582451086,-0.0016505649800923757,-0.0016506951282975308,-  
0.001646141453023444,-0.0016365693759063133,-0.0016220603007535124,-0.001602745300435028,-  
0.0015786718109372891,-0.0015499882612733159,-0.0015168256767801732,-0.0014793363847104852,-  
0.001437687577446143,-0.0013920226769847657,-0.001342532880693511,-0.001289410979312677,-  
0.00123283792540424583,-0.0011730435772701012,-0.0011101259267139519,-0.0010445249801637729,-  
0.000976357579521842,-0.0009058690621338043,-0.0008333077941678475,-0.0007589105722193048,-  
0.0006828842238658356,-0.0006057095507103319,-0.000527349077048778,-0.00044818399776233277,-  
0.00036846964052981616,-0.0002884667333820956,-0.00020835253452851227,-0.00012854971274007542,-  
0.00004928933212592231,0.000029332854463717175,0.00010699257086079178,0.000183457222839039,0.000  
2584994293620713,0.0003318996245023288,0.0004031366588102683,0.00047292500038669227,0.000540167  
9056623198,0.0006049809161198999,0.0006671920451110404,0.0007266456537415914,0.0007831780649849  
105,0.0008366521532492457,0.0008869504387674682,0.000939539075809366,0.0009775719022428761,0.00  
10176798941619657,0.0010542101197281236,0.0010870918522740568,0.0011162657551647486,0.001141683  
838524511,0.0011633094116533464,0.0011811170336562486,0.0011950963629186518,0.00120523688498281  
98,0.0012115561463408489,0.001214096074026369,0.0012128224298490213,0.001207811335961202,0.00119

9112949644055`,0.0011867888061825324`,0.0011709145181507685`,0.0011515754120203134`,0.0011288648748  
36124`,0.0011028936738026946`,0.0010737454082576437`,0.001041575686219976`,0.0010064927990926908`,0.0  
009686548592777119`,0.0009282002853414291`,0.0008852035562911579`,0.000839980687440299`,0.000792630  
8770568502`,0.0007434195837603785`,0.000692350245771995`,0.0006396539188444375`,0.00058551843033014  
48`,0.0005302061327003254`,0.0004738490511206049`,0.00041665076208865674`,0.0003587831209204108`,0.00  
03003563103957935`,0.00024174295571911556`,0.00018303652292497174`,0.00012451330434641773`,0.000066  
16900262302389`,8.273342084128838`\*^-6,-0.00004911967720433616`,0.00010560261191834765`,`-  
0.00016113044780413917`,`-0.00021554511273979055`,`-0.0002686935816525826`,`-0.0003199290754474903`,`-  
0.0003706091380878694`,`-0.00041910019566384027`,`-0.0004657734187581903`,`-0.0005105071007944221`,`-  
0.0005531863654698025`,`-0.0005937033826732685`,`-0.0006324133959638212`,`-0.0006678662121631512`,`-  
0.0007013247931740986`,`-0.0007322656882043006`,`-0.0007606140821701687`,`-0.0007874385401868626`,`-  
0.000809301956171214`,`-0.0008295405513172282`,`-0.00084699734471923`,`-0.0008616323887090957`,`-  
0.0008734723822669612`,`-0.0008824351255797536`,`-0.000888553565279747`,`-0.0008918362313654996`,`-  
0.0008923007575580468`,`-0.0008899728303064786`,`-0.0008848923230507828`,`-0.0008770963944058264`,`-  
0.0008666252075977205`,`-0.00085358820120078`,`-0.0008380209127724616`,`-0.0008200048056344691`,`-  
0.0007996282231997246`,`-0.0007769839742762248`,`-0.0007521608716993429`,`-0.0007252718524875984`,`-  
0.0006964229537209958`,`-0.0006657371639628175`,`-0.0006333265157986668`,`-0.0005992966957453076`,`-  
0.000563815963223396`,`-0.0005269549849564444`,`-0.0004889198481173863`,`-0.0004498051951328449`,`-  
0.00040974752171225073`,`-0.0003688951298955925`,`-0.00032724955705202874`,`-0.0002851685609454445`,`-  
0.00024258313995891907`,`-0.00019993603807132445`,`-0.00015704319108051604`,`-0.00011414467643748613`,`-  
0.0000713701031734401`,`-  
0.00002885099336638251`,`0.000013295163598841272`,`0.00005494127878093029`,`0.00009596896290925744`,`0.0  
0013625704366099572`,`0.00017569282939282433`,`0.00021416528465779448`,`0.00025204401650369846`,`0.0002  
877942467038637`,`0.0003227476335674033`,`0.0003563288197991298`,`0.0003884536287510873`,`0.00041905405  
77422027`,`0.00044801126017628585`,`0.00047527796446424916`,`0.0005007652740787454`,`0.0005243896224977  
621`,`0.0005461523002542855`,`0.0005659836359928068`,`0.0005838349988268617`,`0.0005996571921858907`,`0.00  
06134334721873159`,`0.0006251868143134458`,`0.0006348101485076426`,`0.0006423341774160678`,`0.000647771  
7304711107`,`0.0006511230014146002`,`0.0006524053416940061`,`0.000651636594136225`,`0.00064884139838107  
07`,`0.0006440541427184094`,`0.0006373158880931856`,`0.0006286723483068511`,`0.0006181699688930174`,`0.000  
6058746798990557`,`0.0005918301014879116`,`0.000576125451578697`,`0.0005588274642834887`,`0.00054000422  
63431939`,`0.0005197342174815523`,`0.0004980726141204276`,`0.0004751404888863242`,`0.000451006083627476  
36`,`0.0004257121419701706`,`0.0003994378155133216`,`0.00037222909838644907`,`0.000344069638489288`,`0.000  
3152704949687619`,`0.00028581459299032873`,`0.0002558009967892683`,`0.00022544660528059046`,`0.00019460  
873879318047`,`0.00016341987142546116`,`0.00013211283708649483`,`0.0001007560012574887`,`0.000069460048  
89208824`,`0.000038241573889805566`,`7.241774239944841`\*^-6,-0.00002345127660760282`,`-  
0.00005374229607144`,`-0.00008354587392132653`,`-0.00011277829062682584`,`-0.00014134609912381155`,`-  
0.00016915942733185783`,`-0.00019614288784840385`,`-0.00022221893824948932`,`-0.00024731364184144255`,`-  
0.0002713601326501569`,`-0.00029428285100211197`,`-0.0003160301068485139`,`-0.0003365420917839601`,`-  
0.00035577250945900327`,`-0.00037366611649930444`,`-0.00039018443154876083`,`-0.00040529125575106497`,`-  
0.0004189557611675265`,`-0.00043115251345850496`,`-0.00044186999923320194`,`-0.00045105639756397027`,`-  
0.00045875237939918355`,`-0.000464966155749077`,`-0.0004696247831051025`,`-0.0004727787772221143`,`-  
0.000474426867743117`,`-0.00047459214453577964`,`-0.00047329066620661295`,`-0.00047054534423646415`,`-  
0.00046638294801615554`,`-0.000460845136833648`,`-0.00045394153980956914`,`-0.00044568965971669456`,`-  
0.0004362379342835787`,`-0.0004255146383870852`,`-0.0004136082069664052`,`-0.00040054492844833364`,`-  
0.00038638926743931137`,`-0.00037123102078706843`,`-0.0003550969826475007`,`-0.00033804552203627476`,`-  
0.00031998036821447647`,`-0.0003012755448825606`,`-0.00028184124606257013`,`-0.0002617416966460489`,`-  
0.00024116951023622624`,`-0.00021995142604873467`,`-0.00019827514709195999`,`-0.00017621975949289298`,`-  
0.00015385110850774732`,`-0.0001306822698344901`,`-0.00010847378377893638`,`-0.00008554601287882019`,`-  
0.0000626651069489925`,`-0.000039839613909828954`,`-0.00001714037016085273`,`5.354466228523511`\*^-  
6,0.00002757796424601835`,`0.00004946542617273091`,`0.00007093866910158466`,`0.00009194488876977384`,`0.  
00011241833744471249`,`0.00013229985608752533`,`0.00015153323105754994`,`0.00017006538179927463`,`0.000  
18784651880683156`,`0.00020591976099342953`,`0.00022097378189901953`,`0.0002361973341281071`,`0.0002505  
865917987909`,`0.0002639900389151757`,`0.00027642935940120874`,`0.00028785965571154`,`0.000298249677211  
26753`,`0.000307617814917203`,`0.00031593164406885704`,`0.0003231798791923124`,`0.00032935136666748476`,`  
0.0003344487133874658`,`0.0003384618693404565`,`0.0003413951900046892`,`0.0003432831841554514`,`0.000344  
06979714281293`,`0.00034378363550910336`,`0.0003424672290125484`,`0.0003401140741316847`,`0.00033674525  
82418561`,`0.0003323759990953853`,`0.0003270299403160844`,`0.0003207386896993494`,`0.00031350799735635  
926`,`0.0003054057429947791`,`0.0002964449901927413`,`0.0002865300049928183`,`0.0002759546597341039`,`0.00  
026463312244916497`,`0.0002526083567957727`,`0.0002400383821861063`,`0.00022674933780251642`,`0.0002120  
2192574021358`,`0.00019851109422638595`,`0.0001836869709100613`,`0.00016845365254740795`,`0.00015290439  
865299593`,`0.00013697568641368932`,`0.00012083743639212058`,`0.00010451260210598194`,`0.00008805316215  
944014`,`0.00007151427728256646`,`0.00005495057663931701`,`0.00003836829700473516`,`0.00002073059542654  
7765`,`5.58665819910954`\*^-6,-0.000010549488737365921`,`-0.000026461421092912692`,`-  
0.00004209007452443784`,`-0.00005739459102328765`,`-0.00007233786386917366`,`-0.00008686567425952528`,`-  
0.00010094816984915675`,`-0.00011454729399742695`,`-0.0001276286130479262`,`-0.00014015879735926272`,`-  
0.00015212329669349136`,`-0.00016343280964520603`,`-0.00017414647537479898`,`-0.00018420256690971018`,`-  
0.00019358208805893268`,`-0.00020226248821710697`,`-0.0002102272072863122`,`-0.00021745173011577`,`-  
0.00022393324884260621`,`-0.00022965755526261304`,`-0.00023461516937697336`,`-0.00023879869075311416`,`-

```

0.00024220283629811627,-0.000244824484491591,-0.00024666272385261454,-0.00024772104607497365,-
0.0002480260978261618,-0.00024753041764709197,-0.00024627064802048074,-0.00024425760967466747,-
0.00024150455180743023,-0.00023802714920912547,-0.00023372913743400063,-0.00022885159732059332,-
0.00022330722396087717,-0.00021713055623113852,-0.0002104774976891539,-0.00020311338334379805,-
0.00019520173032927692,-0.00018677145896106977,-0.00017785657726548032,-0.0001684923877818014,-
0.0001586698830770629,-0.00014851726277750866,-0.00013802711547348306,-0.00012723788075836228,-
0.00011618827338047278,-0.00010491709230657032,-0.00009344860270080779,-0.0000818489897507885,-
0.00007015469364376956,-0.00005838518578853964,-0.00004658363386442019,-0.000034786140138336626,-
0.000023027991815696996,-0.000011348710433810883,2.7195030964767147`*^_
7,0.000011712149500260959,0.00002298915408617152,0.00003405725236691845,0.000044893442829213144,
0.00005548431163023915,0.00006577225907028795,0.00007572226931970448,0.0000853550586451337,0.000
09462215214348642,0.00010349978420681771`);
Print["função memoria"]
ListPlot[gr,PlotJoined→True];
(*-----*)
(* numeros aleatórios *)
rn={0.47188512377947084,0.3748454244927193,0.6875262579763612,0.3976552303790377,0.0652925099566
2507,0.34592661098277394,0.7367328530632188,0.100311553242394,0.9407854587233643,0.2368246616376
004,0.07123934499754253,0.40572761370399174,0.2566937322483209,0.06463787396366565,0.92924986308
67423,0.7960454688722665,0.0009697980480617508,0.9552878695430117,0.2789293560051361,0.898643449
3369534,0.33349040351827314,0.5138467671554438,0.660765600328066,0.355061151802018,0.86160527973
88023,0.13900134266272443,0.9732393423517046,0.9574059214229803,0.796312769821772,0.79307473167
99506,0.23650648928848583,0.8570943681805863,0.855527311058813,0.5562500700423502,0.165267144290
9433,0.4513667544765946,0.598833578810492,0.49161219607868445,0.23601728120420104,0.655321285604
3281,0.5978637807624303,0.5363243265356729,0.9570879251990649,0.7566778362673747,0.2643733772441
5716,0.02247755938022907,0.29622324870999,0.40161668446535664,0.4027680975053549,0.883476216717
5046,0.3230829825192944,0.44421076304237633,0.6064553277231777,0.0904014850375541,0.086576493230
80856,0.58711639486179,0.7509280166643648,0.534151414995204,0.9213093489398653,0.135749640385195
5,0.15209443785387275,0.042539218916519524,0.6852920677356642,0.4804283547808674,0.5542306570914
425,0.5062148923808467,0.7282041425365993,0.7237505185134927,0.2898572798472853,0.48373733300061
76,0.4318818176656003,0.322133834048136,0.8870891823419305,0.600261116283113,0.10879883514630591
,0.8779230710057596,0.28063385461875273,0.5098596312455589,0.022222341915497337,0.29080667614396
96,0.529705837954388,0.9757082162503549,0.10091299297563207,0.1550570357587741,0.377611400100515
2,0.9331689973338354,0.41562092523996785,0.6746286809779067,0.8233807430090727,0.426954104952988
7,0.6874167827033685,0.950878162464414,0.5335234631617874,0.9432167719523711,0.25553496503776824
,0.628744328416278,0.646434280819857,0.34295565566925806,0.14673612989146234,0.7508212574105184,
0.36580042620110426,0.8330960244236991,0.124513787975965,0.4600145812665488,0.8360945882467162,0.
8573878081733443,0.023600795000332936,0.3049575455077747,0.45848318814620104,0.9242188108395089
,0.6079798697603651,0.6303288645298679,0.6351024451371283,0.4972647058865202,0.9205630870569966,
0.6794507020654539,0.1015789819753409,0.5540479339341492,0.6650281220192283,0.05070637364917578,
0.45514470115548394,0.21109227826489113,0.518291992127766,0.2998851162386574,0.08934427495437969
,0.37799625384119195,0.393778204151801,0.8398705349721086,0.2532496867076634,0.5206084456678477,
0.3701774091514681,0.5349129894643339,0.7947664985614624,0.5963896348283388,0.7621975393911029,0.
9045841249344659,0.15966405342433404,0.0991249289418186,0.8416344523341064,0.22513342286901208,
0.05808507144899315,0.5450769950076694,0.17660633031487802,0.17442704921983632,0.602940370293509
2,0.3339847167427783,0.658314338187112,0.874541932981179,0.5135960953391295,0.9559884629015863,0.
26453613403531107,0.03467139800907038,0.2603464086314661,0.4353800172337386,0.8943587248838429,
0.4997584085447365,0.4655799100700037,0.8389903824053998,0.13216118549274003,0.5951742836102706,
0.30591585664566967,0.7398654534635812,0.29052673315863364,0.37004086074125847,0.247830785196676
53,0.19478845845591178,0.11392040284375564,0.19561381152142215,0.6448904149031673,0.860803741713
1335,0.4556060646566436,0.3210718785402432,0.13129431956403778,0.9048152788115472,0.191069930621
33257,0.28640048053117284,0.8709479109325717,0.46943526157780857,0.2967112057374896,0.7866420719
864363,0.40536800086256797,0.6304448791724088,0.16455002024474955,0.19146778837616577,0.09945214
421689828,0.8905794257088276,0.8740232870861159,0.8214269276349073,0.8516213590202217,0.69579096
72529159,0.7601028842423603,0.6258131161134851,0.20673094411705442,0.8349872255397823,0.30449681
95857166,0.30474123757324195,0.07543662455301664,0.9301719467282351,0.11342688896438406,0.018340
757042069125,0.20448871362044493,0.4607366851504266,0.8167156832268945,0.23169868505563282,0.799
120712757877,0.8302918059780178,0.652165662982145,0.040230896679467054,0.6996685685409787,0.9397
123802691901,0.7781423758960291,0.21880396904455976,0.848047209520757,0.24392141301627432,0.0180
3949165366879,0.5929908529310747,0.6413162654037026,0.40893418747649196,0.7135426720679522,0.288
24961535783267,0.5658796408506859,0.4787622407482568,0.6001157831035681,0.26990885831576356,0.36
139092723024097,0.0180255559783024,0.7834000998766736,0.03821017326013075,0.5622702144723639,0.
18773374961981248,0.1312344368945287,0.997972765806637,0.8626016459313852,0.24802136935062233,
0.3530920609984997,0.779175307536104,0.014554436410628303,0.004099956334348022,0.335052569344830
9,0.1861844546050293,0.37323817100692575,0.5951657688578561,0.6215098972768788,0.897934839247196
6,0.8073585301562398,0.11640352810959925,0.021394114173310632,0.628025980931433,0.44596760292599
89,0.09837797251176901`};
(*rn=Table[Random[],{i,1,250}];*)

```

```

(*coeficiente de caudal função do coeficiente de pressão*)
(*-----*)
(* coeficiente de potencia *)
(*  $\pi=f(\psi)$  *)
pi=Interpolation[{{1.3606*^-08,-0.000343812},
{0.006803,-0.000266724},
{0.012815846,-0.000146185},
{0.013606,-0.000111006},
{0.019512733 ,6.97*^-05},
{0.026497542 ,0.000189391},
{0.031888011, 0.000311938},
{0.037430607, 0.000448349},
{0.041454632 ,0.000580094},
{0.046541387, 0.000747494},
{0.0529193 ,0.000979893},
{0.058613483 ,0.001220049},
{0.064307666 ,0.001464906},
{0.070001829 ,0.001733198},
{0.075240711 ,0.001999138},
{0.081011196 ,0.002239393},
{0.087388591 ,0.002542702},
{0.090957314 ,0.002572953},
{0.09604407 ,0.002428583},
{0.101586645, 0.001065139},
{0.10644551 ,0.000971166},
{0.111684371, 0.000820417},
{0.116467432 ,0.000624311},
{0.119125015 ,0.000367672},
{0.120491458 ,0.000264329},
{0.123073255 ,0.000160283},
{0.123604361 ,0.000138056},
{0.126186158 ,0.000108176},
{0.126945175 ,9.26646*^-05},
{0.127628386 ,8.90388*^-05},
{0.128919027, 8.50429*^-05},
{0.129257 ,8.8854*^-05},
{0.13606 ,8.8854*^-05},
{0.149666, 8.8854*^-05},
{0.163272 ,8.8854*^-05},
{0.176878 ,8.8854*^-05},
{0.190484 ,8.8854*^-05},
{0.20409 ,8.8854*^-05},
{0.27212 ,8.8854*^-05},
{0.40818, 8.8854*^-05},
{0.54424 ,8.8854*^-05},
{0.6803 ,8.8854*^-05},
{0.81636 ,8.8854*^-05},
{1.3606 ,8.8854*^-05},
{2.7212, 8.8854*^-05},
{5.4424 ,8.8854*^-05},
{8.1636 ,8.8854*^-05},
{10.8848 ,8.8854*^-05},
{13.606 ,8.8854*^-05}}];
Print["coeficiente de potencia"]
Plot[pi[x],{x,0,0.2}];
(*-----*)
(* rendimento do gerador em função da carga e velocidade de rotação*)
(*potência eléctrica 800rpm*)
p8={11.34066,17.00979,22.67535,28.33529,33.98751,39.62993,45.26046,50.87699,56.47742,62.05962,67.62145,73.16077,78.67539,84.16315,89.62182,95.04920,100.44303,105.80104,111.12092,116.40037,121.63701,126.82847,131.97232,137.06610};
(*rendimento eléctrico 800rpm*)
r8={77.80559,82.50023,84.83584,86.22780,87.14793,87.79841,88.28033,88.74414,89.25893,89.66278,89.98364,90.24079,90.44794,90.61510,90.74976,90.85759,90.94300,91.00943,91.05964,91.09581,91.11974,91.13289,91.13646,91.13144};
(*potência eléctrica 900rpm*)

```

$p9 = \{12.75824, 19.13601, 25.50977, 31.87720, 38.23594, 44.58367, 50.91801, 57.23662, 63.53710, 69.81707, 76.07413, 82.30586, 88.50982, 94.68354, 100.82455, 106.93035, 112.99841, 119.02616, 125.01104, 130.95041, 136.84164, 142.68203, 148.46886, 154.19936\};$   
 (\*rendimento electrico 900rpm\*)  
 $r9 = \{71.12033, 79.35020, 83.39872, 85.78184, 87.33586, 88.41812, 89.20673, 89.80035, 90.25794, 90.61692, 90.90213, 91.13070, 91.31483, 91.46342, 91.58312, 91.67897, 91.75489, 91.81394, 91.85857, 91.89072, 91.91199, 91.92368, 91.92685, 91.92239\};$   
 (\*potência electrica 1000rpm\*)  
 $p10 = \{14.17582, 21.26223, 28.34419, 35.41911, 42.48438, 49.53741, 56.57557, 63.59624, 70.59678, 77.57453, 84.52682, 91.45096, 98.34424, 105.20393, 112.02728, 118.81150, 125.55379, 132.25129, 138.90115, 145.50046, 152.04626, 158.53559, 164.96539, 171.33262\};$   
 (\*rendimento electrico 1000rpm\*)  
 $r10 = \{73.83330, 81.24018, 84.88384, 87.02865, 88.42727, 89.40131, 90.11106, 90.64531, 91.05715, 91.38023, 91.63691, 91.84263, 92.00835, 92.14208, 92.24980, 92.33607, 92.40440, 92.45755, 92.49771, 92.52665, 92.54579, 92.55631, 92.55917, 92.55515\};$   
 (\*potência electrica 1100rpm\*)  
 $p11 = \{15.59341, 23.38846, 31.17861, 38.96102, 46.73282, 54.49115, 62.23313, 69.95586, 77.65645, 85.33198, 92.97950, 100.59605, 108.17866, 115.72433, 123.23001, 130.69265, 138.10916, 145.47642, 152.79127, 160.05051, 167.25089, 174.38914, 181.46193, 188.46588\};$   
 (\*rendimento electrico 1100rpm\*)  
 $r11 = \{76.05300, 82.78653, 86.09895, 88.04878, 89.32025, 90.20573, 90.85096, 91.33665, 91.71104, 92.00475, 92.23810, 92.42512, 92.57577, 92.69735, 92.79528, 92.87370, 92.93582, 92.98413, 93.02064, 93.04695, 93.06436, 93.07392, 93.07652, 93.07286\};$   
  
 (\*potência electrica 1200rpm\*)  
 $p12 = \{17.01099, 25.51468, 34.01303, 42.50293, 50.98126, 59.44489, 67.89069, 76.31549, 84.71613, 93.08943, 101.43218, 109.74115, 118.01309, 126.24472, 134.43274, 142.57380, 150.66454, 158.70155, 166.68139, 174.60055, 182.45552, 190.24270, 197.95847, 205.59914\};$   
 (\*rendimento electrico 1200rpm\*)  
 $r12 = \{77.90275, 84.07515, 87.11154, 88.89888, 90.06439, 90.87609, 91.46755, 91.91276, 92.25596, 92.52519, 92.73909, 92.91053, 93.04862, 93.16007, 93.24984, 93.32173, 93.37866, 93.42295, 93.45642, 93.48054, 93.49650, 93.50526, 93.50764, 93.50429\};$   
 (\*potência electrica 1300rpm\*)  
 $p13 = \{18.42857, 27.64090, 36.84745, 46.04484, 55.22970, 64.39863, 73.54824, 82.67511, 91.77581, 100.84688, 109.88486, 118.88624, 127.84751, 136.76511, 145.63547, 154.45495, 163.21992, 171.92668, 180.57150, 189.15060, 197.66014, 206.09626, 214.45501, 222.73241\};$   
 (\*rendimento electrico 1300rpm\*)  
 $r13 = \{79.46792, 85.16552, 87.96834, 89.61820, 90.69405, 91.44331, 91.98928, 92.40024, 92.71704, 92.96556, 93.16301, 93.32125, 93.44873, 93.55160, 93.63446, 93.70082, 93.75338, 93.79427, 93.82516, 93.84742, 93.86215, 93.87024, 93.87244, 93.86935\};$   
 (\*potência electrica 1400rpm\*)  
 $p14 = \{19.84615, 29.76713, 39.68187, 49.58675, 59.47814, 69.35237, 79.20580, 89.03474, 98.83549, 108.60434, 118.33754, 128.03134, 137.68194, 147.28551, 156.83819, 166.33610, 175.77530, 185.15181, 194.46162, 203.70064, 212.86477, 221.94982, 230.95155, 239.86567\};$   
 (\*rendimento electrico 1400rpm\*)  
 $r14 = \{80.80950, 86.10013, 88.70275, 90.23475, 91.23377, 91.92950, 92.43647, 92.81808, 93.11225, 93.34302, 93.52637, 93.67331, 93.79168, 93.88720, 93.96415, 94.02576, 94.07457, 94.11253, 94.14122, 94.16189, 94.17557, 94.18308, 94.18512, 94.18225\};$   
 (\*potência electrica 1500rpm\*)  
 $p15 = \{21.26373, 31.89335, 42.51629, 53.12866, 63.72657, 74.30611, 84.86336, 95.39436, 105.89517, 116.36179, 126.79022, 137.17644, 147.51636, 157.80590, 168.04092, 178.21725, 188.33068, 198.37694, 208.35173, 218.25069, 228.06940, 237.80338, 247.44809, 256.99893\};$   
 (\*rendimento electrico 1500rpm\*)  
 $r15 = \{81.97220, 86.91012, 89.33923, 90.76910, 91.70151, 92.35087, 92.82404, 93.18021, 93.45476, 93.67015, 93.84128, 93.97842, 94.08890, 94.17805, 94.24987, 94.30738, 94.35293, 94.38836, 94.41514, 94.43443, 94.44720, 94.45421, 94.45611, 94.45343\};$   
 $re8 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re9 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re10 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re11 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re12 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re13 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re14 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $re15 = \text{Table}[0, \{i, 1, 24\}];$   
 $\text{Do}[re8[[i]] = \{p8[[i]] * \text{ponoger}/250, r8[[i]]/100\}, \{i, 1, 24\}];$   
 $\text{Do}[re9[[i]] = \{p9[[i]] * \text{ponoger}/250, r9[[i]]/100\}, \{i, 1, 24\}];$   
 $\text{Do}[re10[[i]] = \{p10[[i]] * \text{ponoger}/250, r10[[i]]/100\}, \{i, 1, 24\}];$   
 $\text{Do}[re11[[i]] = \{p11[[i]] * \text{ponoger}/250, r11[[i]]/100\}, \{i, 1, 24\}];$



```

Do[re12[[i]]={p12[[i]]*ponoger/250,r12[[i]]/100},{i,1,24}];
Do[re13[[i]]={p13[[i]]*ponoger/250,r13[[i]]/100},{i,1,24}];
Do[re14[[i]]={p14[[i]]*ponoger/250,r14[[i]]/100},{i,1,24}];
Do[re15[[i]]={p15[[i]]*ponoger/250,r15[[i]]/100},{i,1,24}];
ren800=Interpolation[re8];
ren900=Interpolation[re9];
ren1000=Interpolation[re10];
ren1100=Interpolation[re11];
ren1200=Interpolation[re12];
ren1300=Interpolation[re13];
ren1400=Interpolation[re14];
ren1500=Interpolation[re15];
(*-----*)
(* espectro de densidade de potencia (szeta) (m^2.s) *)
s[om_]:=131.5*hsefec^2*te^(-4)*om^(-5)*Exp[-1054*te^(-4)*om^(-4)];
Print["espectro de densidade de potencia"]
Plot[s[om],{om,0.25,2.5}];
(*-----*)
(* caudal irradiado (m^3/s) *)
deltat=0.1;
qi=Table[Sum[Sqrt[s[0.24+i*0.01]^4*0.01]*gam[0.24+i*0.01]*Cos[(0.24+i*0.01)*tt+rn[[i]]*2*Pi],{i,1,225}],{tt,0,n
pt*deltat,deltat}];
(*-----*)
Clear[a,b,c,n,ndermax,nmax2]
p0=Which[prms<7.31,0.1093*prms^4-1.5193*prms^3+8.884*prms^2-4.3461*prms+3.3198,prms>=7.31,164.75];
n0=Which[prms<5.3,-0.1953*prms^3+1.1275*prms^2+16.986*prms+56.263,prms>=5.3,148.6];
dn=20;
nmin=100;
nmax=180;
pmaxger=250;
a1=84;
i=inercia;
c1=1;
FindRoot[{c1*E^(c2*n0+c3)=p0,c1*E^(c2*(n0-dn)+c3)=1},{c2,.01},{c3,.1}];
{c1=c1/.,c2=c2/.,c3=c3/.%}
f1=c1*E^(c2*n+c3)
der1=D[c1*E^(c2*n+c3),n]
FindRoot[der1*f1/(inercia*n)=0.084,{n,100,150}];
ndermax=n/.%
pedermax=c1*E^(ndermax*c2+c3);
FindRoot[(pmaxger^2-a1*inercia*10^-3*(nmax2^2-ndermax^2))=pedermax^2,{nmax2,30,160}]
nmax2=nmax2/.%;
f2=(pmaxger^2-a1*inercia*10^-3*(nmax2^2-n^2))^0.5;
f=1.0923*10^-5*n^3.0932;
f3[n_]:=Which[n<=ndermax,f1,n>ndermax,f2];
Plot[{f3[n],f},{n,0,180},PlotRange->{{nmin-20,nmax+20},{-50,500}}]
(*-----*)
(* resolve equação 24 *)
(* t e t1 são pontos, e não tempos *)
mtur=Table[0,{i,1,npt}];
qv=Table[0,{i,1,npt}];
qvm=Table[0,{i,1,j}];
m=Table[0,{i,1,npt}];
mturm=Table[0,{i,1,j}];
bintur=Table[0,{i,1,npt}];
binger=Table[0,{i,1,npt}];
pott=Table[0,{i,1,npt}];
pum=Table[0,{i,1,j}];
pottm=Table[0,{i,1,j}];
potpneum=Table[0,{i,1,j}];
prms=Table[0,{i,1,j}];
omega=Table[n0,{i,1,npt}];
potval=Table[0,{i,1,npt}];
potpneucap=Table[0,{i,1,npt}];
qt=Table[0,{i,1,npt}];
deltaomega=Table[0,{i,1,npt}];
genpowerkw=Table[0,{i,1,npt}];
genpowerkw1=Table[0,{i,1,npt}];

```

```

pu=Table[0.,{i,1,npt}];
potelec=Table[0.,{i,1,npt}];
potpneu=Table[0.,{i,1,npt}];
binario=Table[0,{t,1,npt}];
rendelec=Table[0,{t,1,npt}];
renelectrico=Table[0,{t,1,npt}];
alfa=62.5;
dedi=0.591;
massa=2850*(d/2.3)^3;
psicrit=Table[0.090957314,{i,1,npt}];
psi=Table[0,{i,1,npt}];
fi1=Table[0,{i,1,npt}];
fi2=Table[0,{i,1,npt}];
tr=Table[0,{i,1,npt}];
fa=Table[0,{i,1,npt}];
ta=Table[0,{i,1,npt}];
perdasaxiaisW=Table[0,{i,1,npt}];
perdasradiiaisW=Table[0,{i,1,npt}];
derp=Table[0,{i,1,npt}];
qrr=Table[1,{i,1,npt}];
Do[derp[[t]]=-2*con*d*k/(roa*omega[[t-1]])*p[[t-1]]+con*qi[[t+1]];
sum1=If[t<301,Sum[gr[[t1]]*p[[t-1]],{t1,1,t-1}],Sum[gr[[t1]]*p[[t-1]],{t1,1,300}]];derp[[t]]=derp[[t]]+con*deltat*sum1;
qrr[[t]]=sum1*deltat;
p[[t]]=p[[t-1]]+derp[[t]]*deltat;
(* controlo de velocidade *)
If[t>2,deltaomega[[t]]=deltat*(bintur[[t-1]]-binger[[t-1]])/inercia];If[t>2,omega[[t]]=omega[[t-1]]+deltaomega[[t]];
(*-----*)
psi[[t]]=p[[t]]/(roa*(omega[[t]]*d)^2);
p1[[t]]=Sign[p[[t]]]*psicrit[[t]]*roa*omega[[t]]^2*d^2;
(*-----*)
(* valvula de alivio rapido *)
If[Abs[psi[[t]]]>=Abs[psicrit[[t]]],p[[t]]=p1[[t]];derp[[t]]=(p[[t]]-p[[t-1]])/deltat;qv[[t]]=-2*d*k/(roa*omega[[t-1]])*p[[t-1]]+qi[[t+1]]+deltat*sum1-derp[[t]]/con;qv[[t]]=0;
(*-----*)
(* Perdas mecânicas do grupo *)
psi[[t]]=p[[t]]/(roa*(omega[[t]]*d)^2);
fi1[[t]]=k*p[[t]]/(roa*(omega[[t]]*d)^2);
tr[[t]]=12.8*(d/2.8)^3;
fa[[t]]=Abs[(Pi*psi[[t]]/4.-(1+4.*UnitStep[psi[[t]]-psicrit[[t]]](Cot[alfa*2*Pi/360])^2)*fi1[[t]]^2/(2*(1-dedi^2)^2))*roa*omega[[t]]^2*d^4];
ta[[t]]=fa[[t]]*tr[[t]]/(massa*g);
perdasaxiaisW[[t]]=ta[[t]]*omega[[t]]/1000;
MatrixForm[perdasaxiaisW];
perdasradiiaisW[[t]]=tr[[t]]*omega[[t]]/1000;
(*-----*)
(* controlo de velocidade *)
pu[[t]]=roa*omega[[t]]^3*d^5/1000*pi[Abs[p[[t]]]/(roa*omega[[t]]^2*d^2)]-omega[[t]]*(ta[[t]]+tr[[t]])/1000;
potpneu[[t]]=k*d*p[[t]]^2/(omega[[t]]*roa*10^3);bintur[[t]]=1000*pu[[t]]/omega[[t]];

(*binario=c1*omega[[t]]^2*(1+c2*E^(c3*(omega[[t]]-vmax)))*(1-E^(c4*(vmin-omega[[t]])));*)
f1=1000*c1*E^(c2*omega[[t]]+c3)/omega[[t]];
f2=1000*(pmaxger^2-a1*i*10^-3*(nmax2^2-omega[[t]]^2))^0.5/omega[[t]];

binario=Which[omega[[t]]<=ndermax,f1,omega[[t]]>ndermax,f2];
binger[[t]]=binario;
genpowerkw[[t]]=binger[[t]]*omega[[t]]/1000.;
(*-----*)
mtur[[t-1]]=roa*(qi[[t+1]]+qrr[[t]])-roa/con*derp[[t]]-roa*qv[[t]];
m[[t-1]]=-2*k*d*p[[t-1]]/omega[[t-1]];
pott[[t]]=roa*omega[[t]]^3*d^5*pi[Abs[p[[t]]]/(roa*omega[[t]]^2*d^2)];
pottm=Sum[pott[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100);
pum=Sum[pu[[t]]*1000,{t,100,npt-2}]/(npt-2-100);mturm=Sum[Abs[mtur[[t]],{t,100,npt}]/(npt-100);
qvm=Sum[Abs[qv[[t]],{t,100,npt}]/(npt-100);
potpneum=Sum[potpneu[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100);
prms=Sqrt[Sum[p[[t]]^2,{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)];
potval[[t]]=qv[[t]]*p[[t]]/1000;

```

```

potpneucap[[t]]=potpneu[[t]]+potval[[t]];
qt[[t]]=k*d*p[[t]]/(roa*omega[[t]]);
rendelec=Interpolation[{{Pi/30*3200/parpolos,ren800[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+400)/parpolos,ren900[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+2*400)/parpolos,ren1000[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+3*400)/parpolos,ren1100[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+4*400)/parpolos,ren1200[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+5*400)/parpolos,ren1300[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+6*400)/parpolos,ren1400[genpowerkw[[t]]]},{Pi/30*(3200+7*400)/parpolos,ren1500[genpowerkw[[t]]]},{InterpolationOrder -> 1}];
relectrico[[t]]=rendelec[omega[[t]]];
genpowerkw1[[t]]=genpowerkw[[t]]*rendelec[omega[[t]]];
potelec[[t-1]]=genpowerkw[[t-1]]*relectrico[[t-1]]+(inercia*omega[[t-1]]*(omega[[t]]-omega[[t-1]]))/(1000*deltat);
,{t,2,npt}];
(*-----*)
(*caudal movimentado em cada instante, através da equação do balanço de massa kg/s*)
(*mtur=Table[0,{i,1,npt}];
Do[mtur2[[t3-1]]=roa*(qi[[t3+1]]+qrr[[t3]])-roa/con*derp[[t3]],{t3,2,npt}];*)
areatransv=1900.^(2/3);
zz=Table[0,{i,0,npt}];
Do[zz[[t2+1]]=zz[[t2]]+(qi[[t2+1]]+qrr[[t2]])*deltat/128,{t2,2,npt}];
mz=Mean[zz];
zz22=Table[0,{i,0,npt}];
Do[zz22[[t2+1]]=zz22[[t2]]-(qi[[t2+1]]+qrr[[t2]])*deltat/128,{t2,2,npt}];
mz22=Mean[zz22];
(*-----*)
(* contagem da tremulação*)
varpot=Table[0,{i,1,npt}];
varpot1=Table[0,{i,1,npt}];
tvar=Table[0,{i,1,npt}];
tvar1=Table[0,{i,1,npt}];
Do[If[Sign[genpowerkw[[t]]-genpowerkw[[t-1]]]#Sign[genpowerkw[[t+1]]-genpowerkw[[t]]],{tvar[[t]]=t,varpot[[t]]=genpowerkw[[t]]},{t,2,npt-1}];
varpot1=DeleteCases[varpot,0];
tvar1=DeleteCases[tvar,0];
nvar=Count[varpot1,x_];
varpot2=Table[0,{i,1,nvar}];
Do[varpot2[[i]]=varpot1[[i]]-varpot1[[i-1]],{i,2,nvar}];
Do[If[Abs[varpot2[[i]]]>=195,Print[{varpot2[[i]],tvar1[[i]]}],{i,2,nvar}];
(*-----*)
ab1=ListPlot[zz-mz,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-6,6}},PlotStyle->{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,0]},FrameLabel->{"10x!\(\(*
StyleBox["t",\nFontSlant->"Italic"])(s)",!\(\(*
StyleBox["z",\nFontSlant->"Italic"])(!\(\(*
StyleBox["t",\nFontSlant->"Italic"])\)\)},TextStyle->{FontFamily->"Times",FontSize->12}];
ab11=ListPlot[zz22-mz22,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-6,6}},PlotStyle->{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,0]},FrameLabel->{"10x!\(\(*
StyleBox["t",\nFontSlant->"Italic"])(s)",!\(\(*
StyleBox["z",\nFontSlant->"Italic"])(!\(\(*
StyleBox["t",\nFontSlant->"Italic"])\)\)},TextStyle->{FontFamily->"Times",FontSize->12}];
Show[ab1,ab11] <<Statistics`DataManipulation`

<<Graphics`Graphics`
n=Count[p,x_]
n1=Count[zz,x_];
Print["pressão media"]
Mean[p]
Print["pressão máxima"]
maxp=Max[p]
Print["pressão minima"]
minp=Min[p]
Print["desvio padrao de p"]
StandardDeviation[p]
maxz=Max[zz];
minz=Min[zz];
Print["z medio"]
Mean[zz]
Print["incremento de pressão "KPa""]

```

```

incre=(maxp-minp)/30.;
Print["incremento de altura de onda m"];
incre1=(maxz-minz)/30.;
freq=BinCounts[p,{minp-incre,maxp,incre}];
(*distpre=100.*(BinCounts[p,{minp-incre,maxp,incre}]/n);*)
distpre=100.*freq/n;
distonda=100.*(BinCounts[zz,{minz,maxz,incre1}]/n1);
Print["distribuição de pressão"]
BarChart[distpre,BarStyle->{RGBColor[0.2,0.2,0.2]};
Print["distribuição de altura de onda"]
BarChart[distonda,BarStyle->{RGBColor[0.2,0.2,0.2]};
(*-----*)
Print["pressão kPa"]
graf0=ListPlot[p/1000,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-30,30}}];
Print["potencia bruta da turbina (kW)"]
pott=Table[0.11,{i,1,npt}];
Do[pott[[t]]=roa*omega[[t]]^3*d^5*pi[Abs[p[[t]]]/(roa*omega[[t]]^2*d^2)]/10^3,{t,2,npt-2}]
graf1=ListPlot[pott,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{100,4000},{-100,500}}];
Print["potencia útil da turbina (kW)"]
pottu=Table[0.,{i,2,npt}];
Do[pottu[[t]]=(roa*omega[[t]]^3*d^5*pi[Abs[p[[t]]]/(roa*omega[[t]]^2*d^2)]-
omega[[t]]*(ta[[t]]+tr[[t]])/1000,{t,2,npt-2}]
graf5=ListPlot[pottu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{100,4000},{-100,500}}];
graf51=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{100,4000},{-100,500}}];
graf52=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{4000,5000},{-100,500}}];
graf53=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{5000,6000},{-100,500}}];
graf54=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{5000,10000},{-100,500}}];
graf55=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{10000,15000},{-100,500}}];
graf6=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True];
Print["potencia pneumática kW"]
potp=Table[0.12,{i,1,npt}];
Do[potp[[t]]=k*d*p[[t]]^2/(omega[[t]]*roa*10^3),{t,1,npt}]
graf2=ListPlot[potp,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{100,4000},{-100,500}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]};
Show[graf1,graf2]
Print["caudal movimentado, através da equação do balanço de massa kg/s"]
graf3=ListPlot[mtur,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{100,4000},{-200,200}}];
Print["caudal na turbina através da relação phi, psi kg/s"]
graf4=ListPlot[k*p*d/omega,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-100,100}},PlotStyle-
>{Thickness[0.001],RGBColor[1,0,0]};
Show[graf3,graf4]
Print["pressão e caudal"]
Show[graf0,graf4]
Print["z e caudal"]
Show[ab11,graf4]
Print["velocidade de rotação (rad/s)"]
graf4=ListPlot[omega,PlotJoined->True,Frame->True,PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]},GridLines->Automatic];
Print["binário"]
graf8=ListPlot[binger,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{0,5000}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]},GridLines->Automatic];
Print["potencia instantanea do gerador (ideal)(kW)"]
graf7=ListPlot[genpowerkw,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-10,600}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]};
Print["potencia instantanea líquida do gerador (ideal)(kW)"]
graf=ListPlot[genpowerkw1,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-10,600}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]};
Print["Rendimento eléctrico"]
graf=ListPlot[relectrico,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{0,1}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]};
Print["rendimento aerodinamico instantanea"]
graf71=ListPlot[100*pott/(potpneu+1*10^-
10),PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{0,100}},PlotStyle->{Thickness[0.0025],RGBColor[0,0,1]};
Print["potencia instantanea da turbina(kW)"]
graf9=ListPlot[pu,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,npt},{-50,600}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]};
Show[graf71,graf9];

```

```

Show[graf7,graf9];
Show[graf4,graf9];
Show[graf7,graf4];
Print["perdas axiais (kW)"]
graf9=ListPlot[perdasaxiais kW,PlotJoined→True,Frame→True,PlotRange→{{0,npt},{-1,5}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]}]
Print["perdas radiais (kW)"]
graf9=ListPlot[perdasradiais kW,PlotJoined→True,Frame→True,PlotRange→{{0,npt},{-1,5}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]}]
Print["módulo das cargas axiais nas chumaceiras (kN)"]
graf9=ListPlot[fa/1000,PlotJoined→True,Frame→True,PlotRange→{{0,npt},{-10,70}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]}]
Print[" dPe/dt (kw/s)"]
dPedt=Table[0,{i,1,npt}];
Do[dPedt[[t+1]]=(genpowerkw[[t+1]]-genpowerkw[[t]])/deltat,{t,2,npt-2}]
graf10=ListPlot[dPedt,PlotJoined→True,Frame→True,PlotRange→{{100,npt-2},{-300,300}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]}]
(*dpedt1=Table[0,{i,1,npt}];
Do[dpedt1[[t+1]]=1/(ineracia *omega[[t+1]])*c2*E^(2*(c2*omega[[t+1]]+c3)),{t,2,npt-2}]
dpedt2=Table[0,{i,1,npt}];
Do[dpedt2[[t+1]]=((omega[[t+1]]-omega[[t]])/deltat)*c2*E^(c2*omega[[t+1]]+c3),{t,2,npt-2}];
(Print["dn/dt"]
dndt=Table[0,{i,1,npt}];
Do[dndt[[t+1]]=((omega[[t+1]]-omega[[t]])/deltat),{t,2,npt-2}];
dndt*)
{MatrixForm[omega],MatrixForm[binger],MatrixForm[dPedt],MatrixForm[dpedt1],MatrixForm[dpedt2]}
graf10=ListPlot[1000*dpedt1,PlotJoined→True,Frame→True,PlotRange→{{100,npt-2},{-100,100}},PlotStyle-
>{Thickness[0.0025],RGBColor[1,0,0]}]
Print["potencia media bruta da turbina kW"]
pottm=Sum[pott[[i]],{i,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia média útil da turbina (kW)"]
pottmu=Sum[pottu[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia média útil da turbina (kW) através de pu"]
Sum[pu[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia eléctrica média (kW)"]
potelec=Sum[potelec[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia pneumática media kW"]
potpm=Sum[potp[[i]],{i,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Sum[mtur[[t]]*p[[t]]/(roa*10^3),{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia pneumática capturada media kW"]
Sum[potpneucap[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["potencia media na válvula kW"]
Sum[potval[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["Rendimento aerodinamico médio %"]
etaaero=100.*pottm/potpm
Print["Rendimento mecanico médio %"]
etamec=100.*pottmu/pottm
Print["Rendimento eléctrico médio %"]
100.*potelec/pottmu
Print[" valor quadrático médio do caudal (calculado) Qrms(m^3/s) "]
Sqrt[Sum[qt[[t]]^2,{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)]
Print["caudal valvula rms"]
Sqrt[Sum[qv[[t]]^2,{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)]
Print[" valor quadrático médio da pressão "]
prms
Print[" velocidade maxima (rad/s)"]
Max[omega]
Print[" velocidade média (rad/s) "]
Mean[omega]
Print[" velocidade minima (rad/s) "]
Min[omega]
Print[" desvio padrao da velocidade "]
StandardDeviation[omega]
Print[" derivada no ponto n0 "]
n=n0;
der1
(*-----*)
(*-potencia electrica sem perdas-*)

```

```

powsperdas=Table[0,{i,1,npt}];
Do[powsperdas[[t]]=(genpowerkw[[t]]+(inercia*omega[[t]]*(omega[[t+1]]-
omega[[t]]))/(1000*deltat))*reletrico[[t]],{t,100,npt-2}]
Print[" genpower maximo "]
Max[genpowerkw1]
Print[" genpower médio "]
Sum[powsperdas[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print[" genpower minimo "]
Min[Delete[genpowerkw1,1]]
Print[" desvio padrao da potencia genpower "]
StandardDeviation[genpowerkw1]
Print[" |dPe/dt max"]
Max[Abs[dPedt]]
(*-----*)
(*Print[" p dp/dt qv*1.25 (kg/s) m(kg/s) mtur(kg/s) pu omega"]
{MatrixForm[p],
MatrixForm[derp],MatrixForm[qv*1.25],MatrixForm[m],MatrixForm[mtur],MatrixForm[pu],MatrixForm[omega]}]*)
(*Print["omega, binger bintur"]
{MatrixForm[omega],MatrixForm[binger],MatrixForm[bintur]}]*)
(*-----*)
qqq=ListPlot[qv*1.25,PlotJoined->True,Frame->True,PlotRange->{{0,1500},{-300,300}}];
Show[qqq,graf3];
(*-----*)
print["genpower medio"]
genmedio=Sum[genpowerkw[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
print["genpower medio liquido"]
genmedio1=Sum[genpowerkw1[[t]],{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)
Print["acerto da potencia do gerador"]
Sum[-inercia*omega[[i]]*(omega[[i+1]]-omega[[i]]),{i,100,npt-2}]/((npt-2-100)*deltat*1000)
(*-----*)
{Print["Pot média="Sum[roa*omega[[t]]^3*d^5*pi[Abs[p[[t]]]/(roa*omega[[t]]^2*d^2)],{t,100,npt}]/(npt-100)],
Print["rms pressão="Sqrt[Sum[p[[t]]^2,{t,100,npt-2}]/(npt-2-100)]],
Print["k=",k,"nrot=",nrot]}
Date[]

```