



Estudo de micro-turbinas de vapor do tipo *scroll*

João Miguel Barros Spínola

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Júri

Presidente: Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Orientadores: Professor Doutor Jorge Campos da Silva André
Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro
Vogais: Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes

Setembro, 2011



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo de micro-turbinas de vapor do tipo *scroll*

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

João Miguel Barros Spínola

Júri

Presidente: Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Orientadores: Professor Doutor Jorge Campos da Silva André
Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro
Vogais: Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes

Coimbra, Setembro, 2011

“O futuro da humanidade está nas mãos daqueles que são capazes de transmitir às gerações do amanhã razões de vida e de esperança”

Papa João Paulo II

À minha família e a
todos os meus amigos.

AGRADECIMENTOS

Finalizada uma etapa particularmente importante da minha vida, não poderia deixar de expressar o mais profundo agradecimento a todos aqueles que me apoiaram nesta longa caminhada e contribuíram para realização deste trabalho.

Ao meu orientador Professor Doutor Jorge André, o meu maior agradecimento por toda disponibilidade e orientação prestada, pelo apoio incondicional e compressão que sempre manifestou.

Ao meu co-orientador Professor Doutor José Baranda agradeço pelo apoio, disponibilidade e pelo conhecimento transmitido ao longo deste trabalho.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica, agradeço todos os apoios que me proporcionaram ao longo destes anos.

A todos meus amigos e colegas de curso que comigo partilharam do seu saber, a Elisandra de Pina, pela compreensão, dedicação e apoio nos momentos mais difíceis.

Ao meu pai, agradeço, pelo apoio e coragem que sempre me transmitiu, aos meus irmãos Eliseu, Lenita e Ana Mónica, agradeço pelo amor incondicional e, muito em especial, à minha mãe, Maria Barros pelo amor e confiança. Sem ela, nada disso seria possível. Obrigado mãe!

A todos,

O meu Eterno Obrigado.

RESUMO

Esta dissertação é dedicada ao estudo de turbinas *scroll* para um projecto de I&D de uma caldeira doméstica a gás de micro-cogeração baseada no ciclo de Rankine.

Começa-se por evidenciar os tipos de turbinas *scroll* que existem e os seus princípios de funcionamento. Prossegue-se com o estudo da geometria das volutas.

No capítulo da Cinemática foi estudado, sob duas perspectivas diferentes, o trajecto de uma massa de vapor através da turbina *scroll*. Como complemento, apresenta-se uma figura que explica o ciclo de trabalho de forma esclarecedora e enriquecida relativamente à bibliografia. Descrevem-se, ainda, os principais mecanismos de fugas de vapor das várias câmaras, que afectam significativamente a eficiência energética da turbina.

A dinâmica da turbina é alvo de um estudo mais complexo, no capítulo correspondente, envolvendo um modelo físico-matemático desenvolvido e validado para uma turbina comercial particular, por Wang *et al.* (2011a,b).

Por fim, com o objectivo de definir e analisar as grandezas e curvas características e de propor a definição de vários rendimentos para a turbina, recorreu-se a experiências realizadas por Wang *et al.* (2011b).

Palavras-chave: *Turbina scroll; eficiência energética; velocidade de rotação.*

ABSTRACT

The main objective of this work is the study of a scroll turbine for an R&D of a domestic boiler CHP based on the Rankine cycle.

This work begins by highlighting the types of scroll turbine, their operating principles and also the geometry of the scrolls.

The Chapter 3 was studied under two different perspectives, which included the study of the route of a mass steam through the scroll turbine and then, as a complementary perspective, it is presented a figure that explains all operating turbine cycle. It also describes the main mechanisms of vapor leakage from the various turbine cameras that significantly affect the turbine efficiency.

The dynamics of the turbine is a subject to a more complex study, involving the analysis of a mathematical model developed by Wang *et al* (2011a,b) for a given turbine.

Ultimately, the approach developed by Wang *et al* (2011b) to define and analyze the magnitude, characteristic curves and efficiency of scroll turbines was used.

Keywords: *Scroll turbine; efficiency; rotation speed.*

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
NOMENCLATURA	vii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Apresentação e Contextualização do Trabalho	1
1.2 Historial da Turbina <i>Scroll</i>	2
1.3 Caderno de Encargos do “Cliente”	2
1.4 Estrutura da Dissertação	3
2 DESENHO	4
2.1 Tipos de Turbinas <i>Scroll</i> e Sistemas de Transmissão do Movimento	4
2.2 Geometria das Volutas (Fixa e Móvel)	6
3 CINEMÁTICA	8
3.1 Movimento da Voluta Móvel	8
3.2 Fluxo Descontínuo do Vapor através da Turbina ao Longo do Movimento da Voluta Móvel.....	9
3.3 Variação do Volume das Câmaras de Vapor com a Posição da Voluta móvel.....	12
4 TERMO-AERODINÂMICA	16
4.1 Perspectivas de Descrição Euleriana e Lagrangeana.....	16
4.2 Trajectos Básicos de “Fugas” de Vapor	19
4.3 Lubrificação	20
5 DINÂMICA	21
5.1 Mecanismo de Geração do Binário Motor	21
5.2 Modelo Termo-aerodinâmico e Dinâmico Integrado	22
5.3 Validação e Análise Parcial de Resultados do Modelo	24
6 GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS	27
6.1 Grandezas geométricas	27
6.2 Grandezas Cinemáticas.....	27
6.3 Grandezas Dinâmicas	27
6.4 Propriedades do fluido	27

6.5 Rendimentos.....	27
7 CURVAS CARACTERÍSTICAS	30
8 CONCLUSÕES	31
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	32

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Caldeira a gás de micro-cogeração <i>Hebe</i> : a – esquema básico da caldeira (Legenda: [B] Queimador de gás, [T] micro-turbina de vapor, [G/C] Gerador eléctrico e conversor, [CHE] condensador, [P1,2] Bomba de pressurização, circulação); e b – foto de caldeira análoga (André <i>et al.</i> , 2011).....	1
Figura 2.1 – Turbina <i>scroll</i> de face simples (Adaptado de Ishii <i>et al.</i> , 2010).	4
Figura 2.2 – Turbina <i>scroll</i> de dupla face (Adaptado de Scroll Compressor Lab., University of Incheon, 2010).	5
Figura 2.3 – Volutas: a – descrição paramétrica de uma linha espiral (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011a); e b – montagem de duas volutas (Adaptado de Carrier Coporation, 2004).....	6
Figura 2.4 – Volutas com espessura variável (Wang <i>et al.</i> , 2011a).	7
Figura 3.1 – Movimento da voluta móvel descrito pelo ângulo α de rotação em torno do eixo da turbina: a – posições para $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e 270° (Adaptado de Yang <i>et al.</i> , 2008); e b – posições para α variando quase continuamente entre $\alpha = 0^\circ$ e 360° (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011a).....	8
Figura 3.2 – Massas de vapor que ocupam as câmaras de uma turbina <i>scroll</i> durante uma volta completa do eixo (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011a).	10
Figura 3.3 – Esquema das massas de vapor que vão ocupando as várias câmaras da turbina durante um ciclo completo de trabalho, neste caso, relativo à massa de vapor m_1 (André e Spínola, 2011).....	11
Figura 3.4 – Volume das câmaras ao longo do ciclo completo de trabalho da massa de vapor m_1 , para um caso concreto descrito no texto (André e Spínola, 2011).	14
Figura 3.5 – Volume da câmara de admissão.	15
Figura 4.1 – Variação da pressão nas câmaras de uma turbina <i>scroll</i> operando em certas condições (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	16

Figura 4.2 – Diagrama p-V: Caso em que há sub-expansão do vapor, com $p_e > p_{out}$ (Adaptado de Xiaojun <i>et al.</i> , 2004).....	17
Figura 4.3 – Diagrama p-V: Caso em que há sobre-expansão do vapor, com $p_e < p_{out}$ (Adaptado de Xiaojun <i>et al.</i> , 2004).....	17
Figura 4.4 – Folgas de flanco e radial (Adaptado de Carrier corporation, 2004).....	19
Figura 4.5 – Desgaste intenso da voluta móvel de uma turbina <i>scroll</i> causado pela lubrificação insuficiente (Harada, 2010).....	20
Figura 5.1 – Segmentos motores e inertes da voluta móvel de uma turbina <i>scroll</i> na posição $\alpha = \pi/2$ (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011a).....	21
Figura 5.2 – Fluxograma de cálculo numérico do modelo de Wang <i>et al.</i> (2011b).....	24
Figura 5.3 – Validação do modelo: Esquema de instalação de ensaio (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	25
Figura 5.4 – Validação do modelo: valores experimental e simulado da velocidade de rotação ω do eixo da turbina, ao longo de um ensaio com pressão de entrada p_{in} variável (Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	25
Figura 5.5 – Simulações do modelo, da variação da velocidade de rotação ωt com a pressão de entrada p_{in} , estacionária, para três valores de p_{in} (adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	26
Figura 6.1 – Rendimentos na cascata de potência (energia) da turbina <i>scroll</i> , e respectivos rendimentos e perdas associadas (André e Spínola, 2011).....	28
Figura 7.1 – Rendimento termo-hidrodinâmico η_{th} da turbina TRSA05 (Secção 5.2) versus a razão de pressões r_p (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	30

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1 – Variáveis e parâmetros de entrada da turbina <i>scroll</i> TRSA05, e da simulação/ensaio experimental (Adaptado de Wang <i>et al.</i> , 2011b).....	24
--	----

NOMENCLATURA

Símbolos (Alfabeto português)

c_p [J/ (kg·K)] – Calor específico a pressão constante

c_v [J/ (kg·K)] – Calor específico a volume constante

C – Centro de curvatura local da espiral das volutas

F [N] – Força

i_a [A] – Corrente eléctrica no circuito do gerador/carga

J_m [kg · m²] – Momento de inércia axial do gerador

J_s [kg · m²] – Momento de inércia axial da turbina

k [m/rad] – Parâmetro da abertura da espiral

k_e [H · A] – Coeficiente de força electromotriz

K_{fm} [kg · m²/s] – Coeficiente de atrito cinético axial do gerador

K_{fs} [kg · m²/s] – Coeficiente de atrito cinético ao eixo da turbina

K_t [kg · m²/(A · s)] – Coeficiente de sensibilidade ao binário do gerador

L_a [H] – Indutância equivalente do circuito do gerador

\dot{m} [kg/s] – Caudal mássico

p [Pa] – Pressão

P [W] – Potência

r [m] – Raio da órbita de translação da voluta móvel

R_a [Ω] – Resistência equivalente do circuito do gerador

R_{load} [Ω] – Resistência do circuito de carga

t [s] – Tempo

T [°C ou K] – Temperatura

V [m³] – Volume

V_t [m³] – Volume total das câmaras de vapor da turbina *scroll*

W [J] – Trabalho

z [m] – Altura das volutas

Símbolos (Alfabeto grego)

α [rad ou °] – Ângulo de rotação do eixo da turbina

δ [m] – Espessura local das volutas

φ [rad ou °] – Parâmetro de descrição da curva espiral das volutas

$\gamma = (c_p/c_v)$ – Relações de calores específicos

η – Rendimento

ρ [m] – Raio da curvatura local

τ [N.m] – Binário ao veio

ω [rad/s] – Velocidade de rotação do eixo da turbina/gerador

Sub e Super Índices

adm – Admissão

d – Descarga

in – Entrada

leak – Fuga (*leakage*)

out – Saída

s – Relativo à turbina *scroll*

0 – Relativo ao ponto inicial da espiral das volutas

Siglas

CHP – Combined Heat and Power (generation)

I&D – Investigação e Desenvolvimento

R&D – Research and Development

1 INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação e Contextualização do Trabalho

O presente trabalho foi, por assim dizer, “encomendado” por um projecto de I&D de uma caldeira doméstica a gás de micro-cogeração baseada no ciclo de Rankine, o projecto *Hebe* (André *et al.*, 2011).

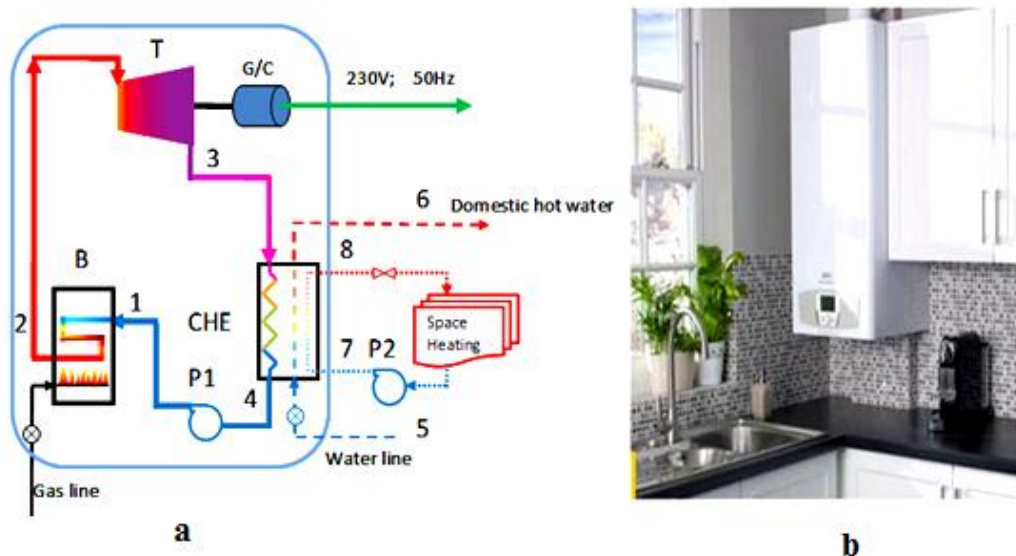


Figura 1.1 – Caldeira a gás de micro-cogeração *Hebe*: **a** – esquema básico da caldeira (Legenda: [B] Queimador de gás, [T] micro-turbina de vapor, [G/C] Gerador eléctrico e conversor, [CHE] condensador, [P1,2] Bomba de pressurização, circulação); e **b** – foto de caldeira análoga (André *et al.*, 2011).

Da análise da Figura 1.1a, com o esquema básico da caldeira *Hebe*, retira-se que a incorporação da micro-turbina de vapor T permite aquecer a água do cliente e, simultaneamente, à custa de um consumo extra de gás em B, produzir electricidade para auto-consumo na casa ou injeção na rede eléctrica pública. Para esse efeito, foi pré-seleccionada uma micro-turbina de vapor do tipo *scroll*, devido à sua baixa velocidade (relativamente às turbomáquinas), eficiência elevada (para uma turbina volumétrica), estrutura simples, pequena dimensão, baixa inércia, elevado tempo de vida, baixo custo de manutenção, baixo nível de ruído e de vibração.

É neste contexto que surge o presente trabalho, que tem por objecto o estudo de micro-turbinas *scroll*.

1.2 Historial da Turbina *Scroll*

A concepção da máquina *scroll* remonta ao início do século XX. Foi inventada por Léon Creux, em 1905, em França. Este construiu um compressor *scroll* baseado na máquina de vapor rotativa. Desde então, ficaram conhecidas as suas principais características e princípio de funcionamento. Na década de 70 foi desenvolvido um compressor *scroll* moderno, com componentes mais avançados. A introdução de novas tecnologias produtivas veio permitir que o compressor pudesse operar mais eficiente e silenciosamente (Oralli, 2010). Este compressor é hoje amplamente utilizado em aplicações de ar condicionado e refrigeração, nomeadamente, na indústria automóvel.

As excelentes características das máquinas *scroll* despertaram, em muitos investigadores, o interesse em estender a sua gama de aplicações. Uma turbina *scroll* é essencialmente um compressor *scroll* trabalhando no sentido inverso. A título ilustrativo, Yanagisawa *et al.* (1988) e Nagatomo *et al.* (1999; IMechE, 2003) adaptaram um compressor *scroll* de refrigeração do ar condicionado de um automóvel para funcionar como turbina e registaram eficiências isentrópicas próximas de 75%. As condutas de admissão e descarga do compressor passaram a funcionar como condutas de descarga e admissão da turbina, respectivamente. Este método foi aplicado com sucesso, por outros investigadores.

Em 1994, Zanelli e Favrat, construíram uma instalação de pequeno porte baseada no ciclo de Rankine, incorporando uma turbina *scroll* construída a partir de um compressor, e, assim, ficou confirmada a viabilidade da aplicação destas turbinas para a produção de energia eléctrica em pequena escala (IMechE, 2003).

1.3 Caderno de Encargos do “Cliente”

Para sistematizar a metodologia de estudo, servimo-nos do caderno de encargos do “cliente”, onde se apontam os seguintes objectivos a atingir:

1. Descrição da geometria e modo de funcionamento básicos da turbina.
2. Definição e apresentação, qualitativa e quantitativa, das grandezas e curvas características.
3. Descrição dos modos de controlo admitidos pela turbina.

4. Identificação dos pontos fortes e fracos da turbina *scroll* relativamente a uma turbina de vapor de fluxo contínuo ou turbomáquina.

1.4 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está estruturada em oito capítulos, a saber:

- O Capítulo 1 consiste na introdução, onde é feita a contextualização do problema e o historial da turbina *scroll*, e se apresentam os objectivos a atingir.
- O Capítulo 2 faz a apresentação básica da turbina *scroll* e do seu funcionamento. Abordam-se os mecanismos de transmissão do movimento da voluta móvel para o eixo principal e o trabalho realizado pelo vapor.
- O Capítulo 3 contém o estudo da cinemática e do ciclo de trabalho da turbina *scroll*.
- O Capítulo 4 apresenta as perspectivas Euleriana e Lagrangeana de descrição das transformações termo-aerodinâmicas sofridas pelo vapor ao atravessar uma turbina *scroll* e os trajectos básicos de “fugas” de vapor das várias câmaras.
- O Capítulo 5 é dedicado ao estudo do mecanismo de geração de binário, atritos ao veio e comportamento dinâmico da turbina *scroll*.
- No Capítulo 6 são definidas as principais grandezas características, com realce para os rendimentos na cascata de energia e as respectivas perdas associadas.
- O Capítulo 7 é dedicado às curvas características de eficiência da turbina *scroll*.
- No Capítulo 8 são apresentadas as conclusões da dissertação e algumas propostas para desenvolver trabalho futuro.

2 DESENHO

2.1 Tipos de Turbinas *Scroll* e Sistemas de Transmissão do Movimento

As turbinas *scroll* transformam parte da energia do escoamento de vapor em energia mecânica de rotação de um veio. Elas podem ser de face simples ou dupla, o que afecta a potência extraída ao veio e o modo de transmissão do movimento.

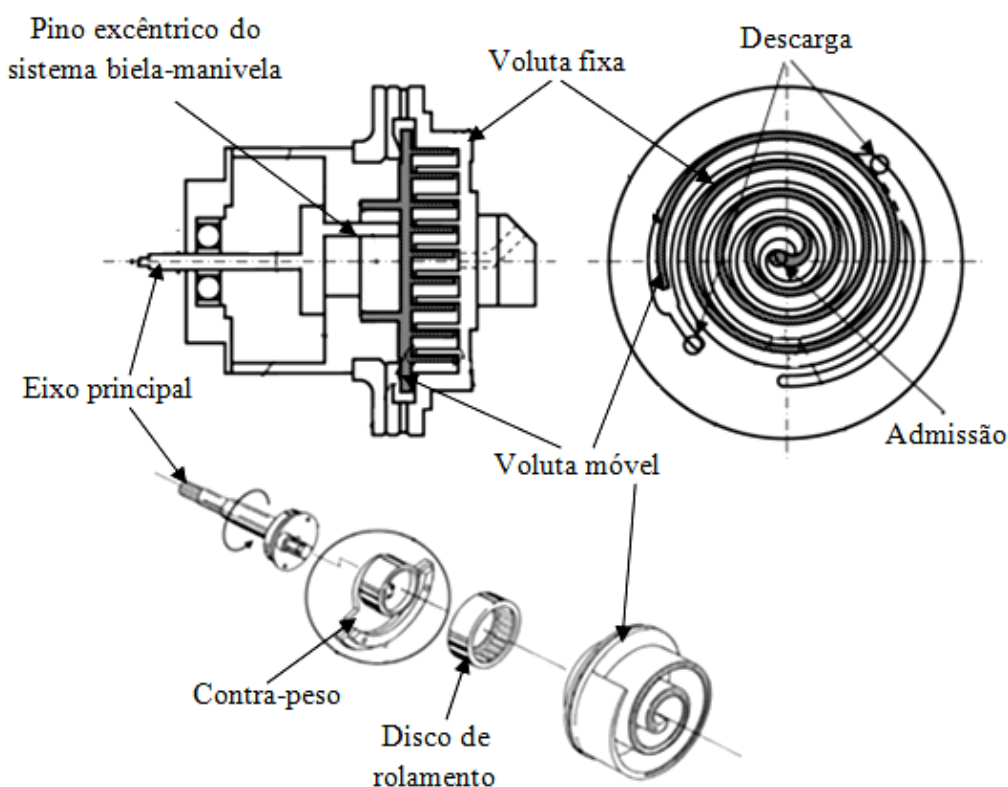


Figura 2.1 – Turbina *scroll* de face simples (Adaptado de Ishii *et al.*, 2010).

A **turbina *scroll* de face simples** encontra-se esquematizada na Figura 2.1, sendo constituída por uma voluta móvel de uma só face e encaixada numa voluta fixa. O vapor entra axialmente através da conduta de admissão e expande-se nas câmaras formadas pelos espaços livres entre a voluta fixa e móvel, provocando um movimento de translação orbital circular da voluta móvel. Não existem válvulas activas para o controle de admissão e descarga, pois o instante em que estes processos ocorrem é imposto pela geometria da turbina e pelo movimento orbital da voluta móvel. Um sistema biela-manivela, equilibrado

dinamicamente por um contra-peso, transforma este movimento orbital num movimento de rotação pura do eixo principal da turbina.

A estrutura da **turbina scroll de face dupla**, representada esquematicamente na Figura 2.2, consiste em duas volutas fixas colocadas simetricamente, de um e outro lado de uma voluta móvel de dupla face simétrica, formando dois conjuntos de câmaras por onde se expande o vapor.

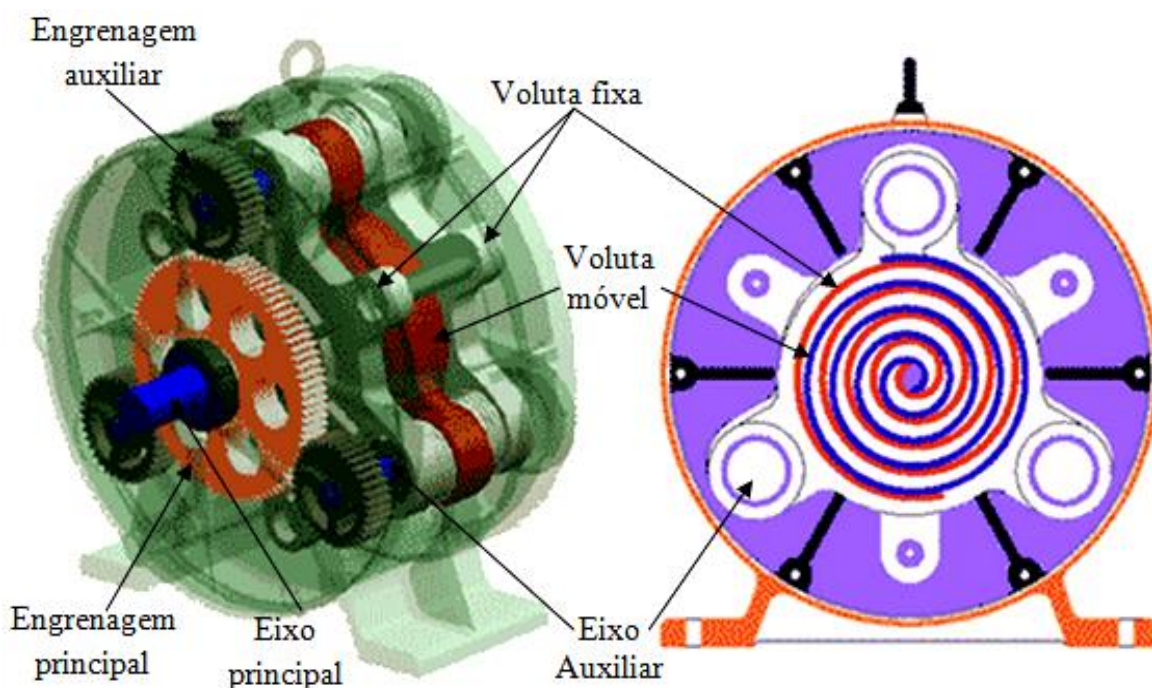


Figura 2.2 – Turbina *scroll* de dupla face (Adaptado de Scroll Compressor Lab., University of Incheon, 2010).

Neste caso, por questões de atravancamento espacial, o movimento orbital da voluta móvel é primeiramente transformado, através de três sistemas biela-manivela, na rotação de três eixos auxiliares distribuídos em intervalos de 120° ao longo da periferia das volutas, apoiados em chumaceiras de rolamento. Seguidamente, estes eixos comunicam o seu movimento de rotação ao eixo principal através de um sistema de engrenagens.

A potência nominal de uma turbina *scroll* de face simples varia de 1 a 5 kW (ENEF TECH), enquanto a de uma turbina de face dupla pode atingir 15 kW (Kim *et al.*, 2007).

2.2 Geometria das Volutas (Fixa e Móvel)

As volutas (fixa e móvel), como já vimos na secção anterior, são elementos fundamentais da turbina *scroll*. Conceptualmente, uma voluta é uma faixa de metal maquinada em forma de espiral circular, ligada numa extremidade a uma base sólida plana. Como exemplo, veja-se na Figura 2.3b, um conjunto de câmaras de uma turbina *scroll* de face simples constituída por duas volutas com geometrias idênticas, em que uma das volutas (móvel) está invertida e rodada de 180° relativamente à outra.

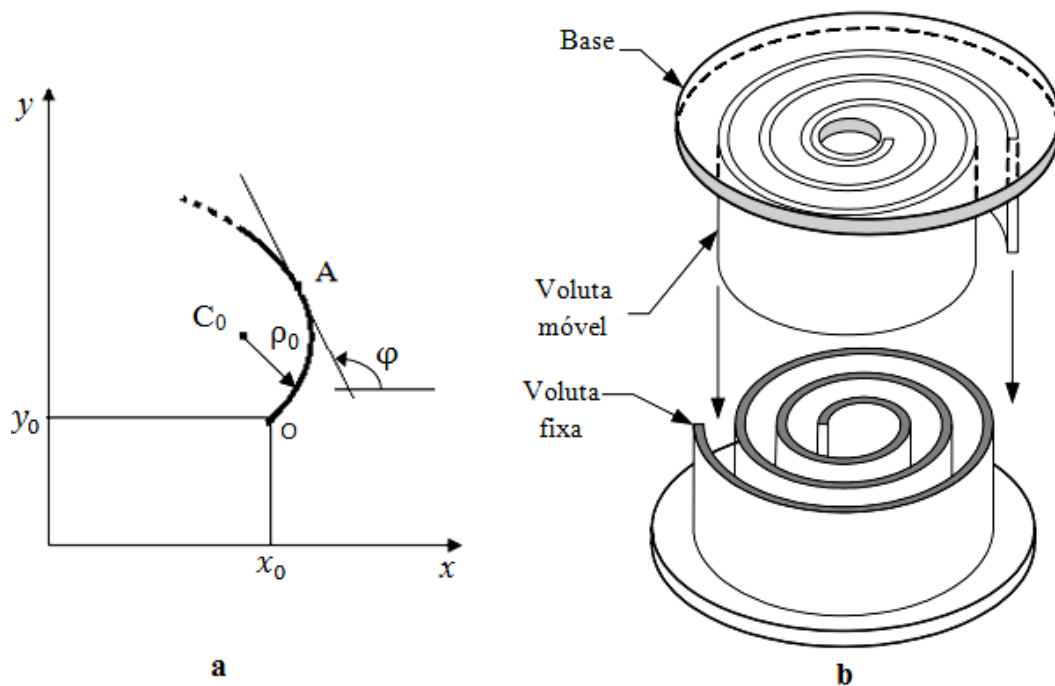


Figura 2.3 – Volutas: **a** – descrição paramétrica de uma linha espiral (Adaptado de Wang *et al.*, 2011a); e **b** – montagem de duas volutas (Adaptado de Carrier Coporation, 2004).

A espiral é a curva fundamental da geometria das volutas (cf. Figura 2.3a). O parâmetro usual utilizado para a sua descrição matemática é o ângulo φ formado entre uma linha paralela ao eixo x e a linha tangente à espiral no ponto A genérico. O raio de curvatura inicial é ρ_0 e C_0 é o respectivo centro de curvatura. Sendo k o parâmetro de abertura da espiral, o raio de curvatura local ρ em A é dado por:

$$\rho = \rho_0 + k \cdot \varphi \quad (2.1)$$

A equação paramétrica da linha espiral no sistema Cartesiano que está representado na Figura 2.3a é, pois (Wang *et al.*, 2011a):

$$\begin{cases} x_A(\varphi) = x_0 + (\rho_0 + k\varphi) \cdot \sin \varphi + k \cos \varphi - k \\ y_A(\varphi) = y_0 - (\rho_0 + k\varphi) \cdot \cos \varphi + k \cdot \sin \varphi + \rho_0 \end{cases} \quad (2.2)$$

Na Figura 2.4 apresentam-se quatro exemplos de volutas de três voltas ($\varphi \in [0, 6\pi]$) com espessura δ_w variável descritas, respectivamente, pelas funções:

$$\delta_w(\varphi) = \begin{cases} \delta, & \varphi \in [0, 4\pi[\\ \delta + 10 \text{ mm}, & \varphi \in [4\pi, 6\pi] \end{cases} \quad (2.3a)$$

$$\delta_w(\varphi) = \begin{cases} \delta, & \varphi \in [0, 2\pi[\cup [4\pi, 6\pi] \\ \delta + 10 \text{ mm}, & \varphi \in [2\pi, 4\pi[\end{cases} \quad (2.3b)$$

$$\delta_w(\varphi) = \begin{cases} \delta, & \varphi \in [0, 2\pi[\\ \delta + 20 \text{ mm}, & \varphi \in [2\pi, 4\pi[\\ \delta + 10 \text{ mm}, & \varphi \in [4\pi, 6\pi] \end{cases} \quad (2.3c)$$

$$\delta(\varphi) = \begin{cases} \delta + 5 \text{ mm}, & \varphi \in [0, 2\pi[\\ \delta + 10 \text{ mm}, & \varphi \in [4\pi, 6\pi] \end{cases} \quad (2.3d)$$

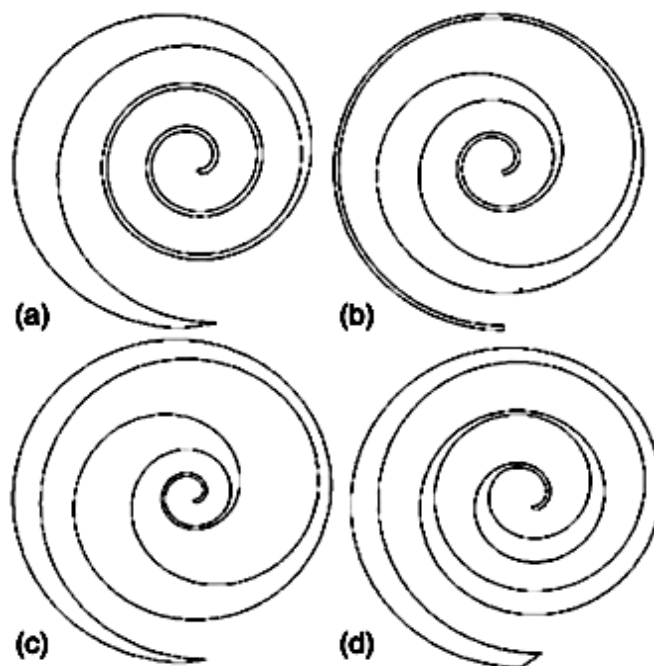


Figura 2.4 – Volutas com espessura variável (Wang *et al.*, 2011a).

3 CINEMÁTICA

3.1 Movimento da Voluta Móvel

A voluta móvel de uma turbina *scroll* tem um movimento de translação segundo uma órbita circular de raio r , centrada no eixo de rotação da turbina, em sentido anti-horário (Figura 3.1). Para volutas com espessura δ constante e parâmetro de abertura da espiral k , o raio da órbita de translação (da voluta móvel) é dado por (Wang *et al.*, 2011a):

$$r = k \cdot \pi - \delta \quad (3.1)$$

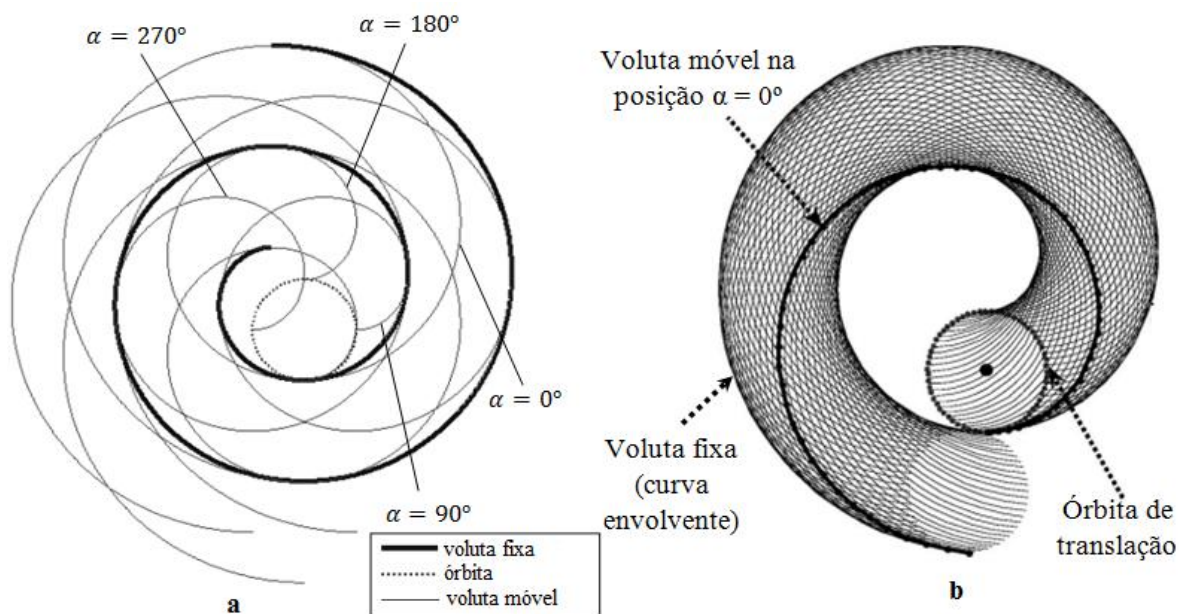


Figura 3.1 – Movimento da voluta móvel descrito pelo ângulo α de rotação em torno do eixo da turbina: **a** – posições para $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e 270° (Adaptado de Yang *et al.*, 2008); e **b** – posições para α variando quase continuamente entre $\alpha = 0^\circ$ e 360° (Adaptado de Wang *et al.*, 2011a).

Para cada valor do ângulo de rotação α da voluta móvel em torno do eixo da turbina, esta é tangente à voluta fixa em vários pontos de contacto, de modo que a voluta fixa é a envolvente da família de curvas descritas pela voluta móvel para $\alpha = 0^\circ$ a 360° (Figura 3.1b).

De acordo com Wang *et al.* (2011a), as equações paramétricas da voluta móvel para um ângulo de posição α arbitrária ao longo da órbita circular de raio r , no sistema Cartesiano xy , são:

$$\begin{cases} x_A(\varphi, \alpha) = x_0 + (\rho_0 + k\varphi) \cdot \sin \varphi + k \cos \varphi - k + r \sin \alpha \\ y_A(\varphi, \alpha) = y_0 - (\rho_0 + k\varphi) \cdot \cos \varphi + k \sin \varphi + \rho_0 - r \cos \alpha \end{cases} \quad (3.2)$$

3.2 Fluxo Descontínuo do Vapor através da Turbina ao Longo do Movimento da Voluta Móvel

A turbina *scroll* é uma turbina volumétrica, mostrando-se nas Figuras 3.2 e 3.3 as massas de vapor, identificadas por cores, que vão ocupando sucessivamente as várias câmaras, ao longo de uma volta completa do eixo, de $\alpha = 0^\circ$ a 360° , na Figura 3.2, ou de um ciclo completo de uma massa de vapor, desde a admissão à descarga, de $\alpha = 0^\circ$ a 1260° , na Figura 3.3, para uma turbina com volutas de três voltas. Entre a voluta fixa (cor cinzenta) e a voluta móvel (cor preta) formam-se: uma câmara central (1), um ou dois pares de câmaras laterais de expansão (2A,B) e (3A',B'), e, eventualmente, um par de câmaras de descarga (3A'',B'').

Um ciclo de trabalho completo da turbina *scroll*, desde a admissão à descarga de uma massa de vapor, corresponde a três voltas e meia do eixo (exactamente, apenas no caso de volutas de espessura constante) e abrange os seguintes processos termo-aerodinâmicos (ver Figuras 3.2 e, sobretudo, 3.3):

(1) – Admissão: É a fase em que uma massa de vapor (a azul escuro) a alta pressão entra axialmente na câmara 1 da turbina, através da conduta de admissão. Dura uma órbita completa (de $\alpha = 0^\circ$ a 360°) da voluta móvel.

(2) – Expansão: Na transição da primeira para a segunda órbita, o vapor passa da câmara 1 para o par de câmaras fechadas 2A,B. À medida que a voluta móvel percorre a sua segunda órbita circular, o volume das câmaras 2A,B vai aumentando e o vapor expande-se. Na transição da segunda para a terceira órbita ($\alpha = 720^\circ$), o vapor passa das câmaras 2A,B para as câmaras 3A',B', onde se continua a expandir entre $\alpha = 720^\circ$ e 900° .

(3) – **Descarga:** Quando $\alpha = 90^\circ$, as câmaras fechadas de expansão $3A', 3B'$ transformam-se nas câmaras de descarga abertas $3A'', B''$, sendo o vapor totalmente descarregado entre $\alpha = 90^\circ$ e 126° .

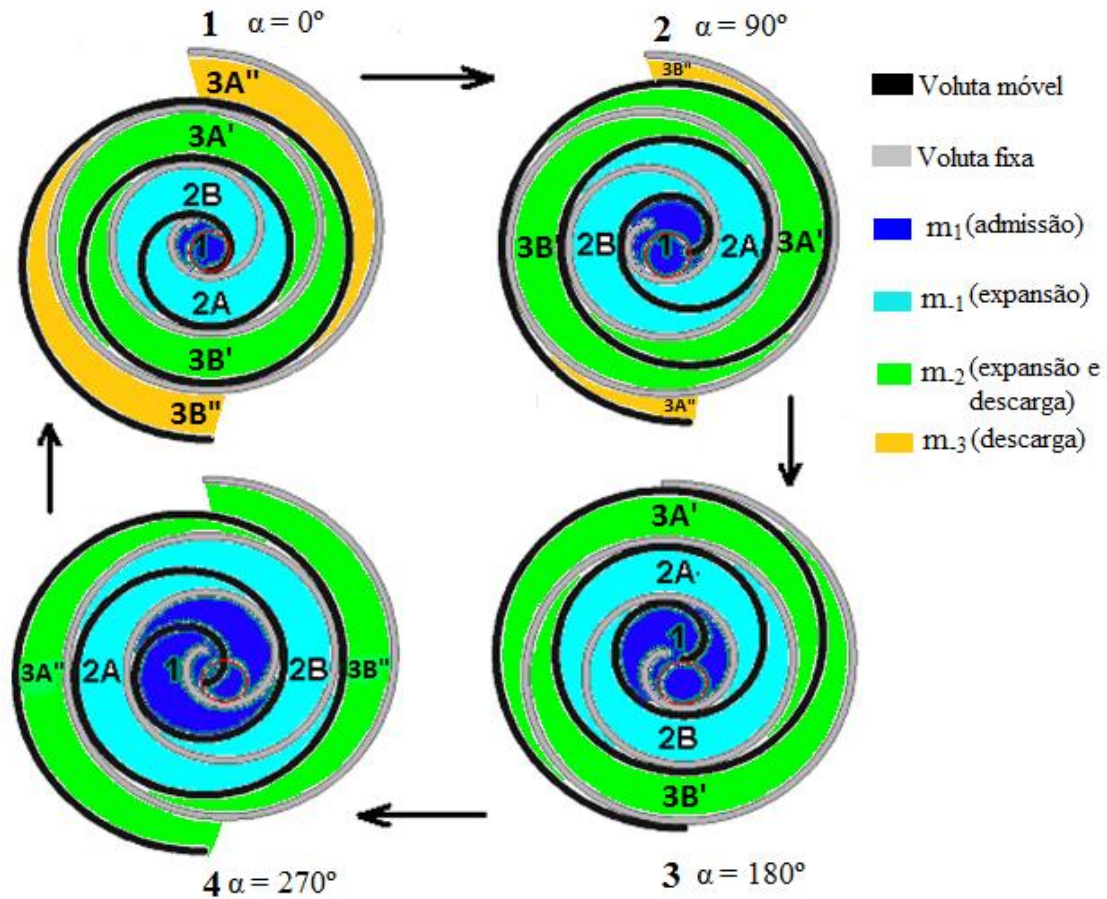


Figura 3.2 – Massas de vapor que ocupam as câmaras de uma turbina *scroll* durante uma volta completa do eixo (Adaptado de Wang *et al.*, 2011a).

Para maior clareza, descrevem-se abaixo os processos simultâneos ou consecutivos sofridos pelas várias massas de vapor que ocupam as câmaras da turbina durante a primeira volta do ciclo, de $\alpha = 0^\circ$ e 360° (ver Figuras 3.2 e 3.3):

- Admissão da massa m_1 (cujo ciclo completo se descreve na Figura 3.3) na câmara 1.
- A massa m_1 , que foi admitida na volta anterior para a câmara 1, expande-se nas câmaras 2A,B.
- A massa m_2 , que na volta anterior se encontrava em expansão nas câmaras 2A,B, expande-se nas câmaras 3A',B', mas apenas entre $\alpha = 0^\circ$ e 180° . Entre $\alpha = 180^\circ$ e 360° inicia a descarga nas câmaras 3A'',B''.

iv. A massa m_3 acaba de ser expelida das câmaras 3A'',B'' entre $\alpha = 0^\circ$ e 180° .

Nº de voltas	α (º)	Alta pressão	Média pressão	Baixa pressão	
		Admissão	Expansão		Descarga
1	0	m_1	m_1	m_2	
	180	m_1	m_1	m_3	
2	360			m_2	
	540	m_2	m_1	m_1	
3	720			m_1	
	900	m_3	m_2	m_1	
3,5	1080			m_1	
	1260	m_4	m_3	m_2	
		1	2A, 2B	3A', 3B'	3A'', 3B''
Câmaras					

Figura 3.3 – Esquema das massas de vapor que vão ocupando as várias câmaras da turbina durante um ciclo completo de trabalho, neste caso, relativo à massa de vapor m_1 (André e Spínola, 2011).

3.3 Variação do Volume das Câmaras de Vapor com a Posição da Voluta móvel

Para volutas de espessura constante e desprezável ($\delta = 0$ mm), com parâmetro de abertura da espiral k , raio da órbita r e altura z , o volume das várias câmaras de vapor é dado pelas seguintes equações, em função do ângulo de rotação α [rad] (cf. Wang *et al.*, 2011a):

- i. Volume da câmara central, de admissão, 1:

$$V_1(\alpha) = z \left[(kr - k^2\pi) \cos \alpha + (kr\rho_0\pi - r\rho_0) \sin \alpha + (kr\pi + 2k\rho_0\pi) + k^2\pi\alpha^2 - kr + \frac{1}{3}k^2\pi^3 - \frac{1}{2}kr\pi^2 + \rho_0r\pi + \frac{1}{2}r^2\pi + \rho_0^2\pi \right], \quad \alpha \in [0, 2\pi[\quad (3.3)$$

Na verdade, do volume total da câmara de admissão dado pela equação (3.3), o volume de admissão efectiva de vapor em cada volta do eixo é apenas:

$$V_{1,adm\ ef} = V_1(\alpha) - V_1(0) \quad (3.4)$$

visto que, no início da volta, o volume $V_1(0)$ da câmara se encontra ocupado com vapor residual admitido na volta anterior.

- ii. Volume do par de câmaras laterais de expansão, 2A,B:

$$V_{2A,B}(\alpha) = 2z\pi r \left(r + 2 \cdot (\rho_0 + k(\alpha + \pi)) \right), \quad \alpha \in [0, 2\pi[\quad (3.5)$$

- iii. Volume do par de câmaras laterais de expansão, 3A',B':

$$V_{3A',B'}(\alpha) = 2z\pi r \left(r + 2 \cdot (\rho_0 + k(\alpha + 3\pi)) \right), \quad \alpha \in [0, \pi[\quad (3.6)$$

- iv. Volume do par de câmaras laterais de descarga, 3A'',B'':

$$V_{3A'',B''}(\alpha) = \begin{cases} V_t - (V_1(\alpha) + V_{2A,B}(\alpha) + V_{3A',B'}(\alpha)), & \alpha \in [0, \pi[\\ V_t - (V_1(\alpha) + V_{2A,B}(\alpha)), & \alpha \in]\pi, 2\pi[\end{cases} \quad (3.7)$$

- v. Volume instantâneo total (constante) das câmaras, V_t (cf. Figura 3.2, parte 3):

$$V_t = V_1(\pi) + V_{2A,B}(\pi) + V_{3A',B'}(\pi) \quad (3.8)$$

A Figura 3.4 ilustra graficamente as equações (3.3) a (3.8) para volutas com parâmetros: $\delta = 0$ mm, $z = 30,7$ mm, $k = 2,86$ mm/rad e $r = \rho_0 = 9$ mm. Neste caso: $V_1(0) = 1,74 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ e $V_t = 3,30 \times 10^{-4} \text{ m}^3$.

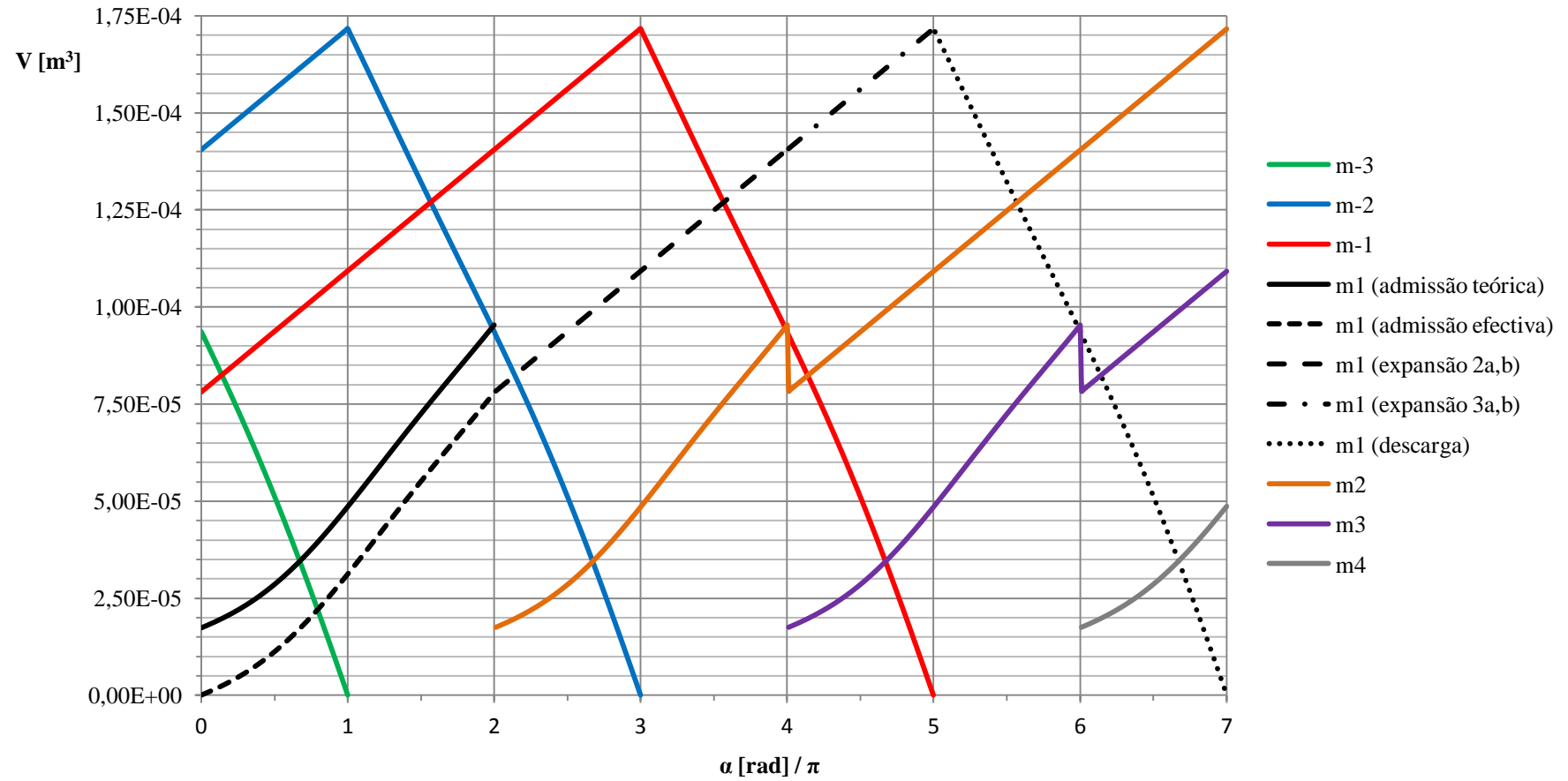


Figura 3.4 – Volume das câmaras ao longo do ciclo completo de trabalho da massa de vapor m_1 , para um caso concreto descrito no texto (André e Spínola, 2011).

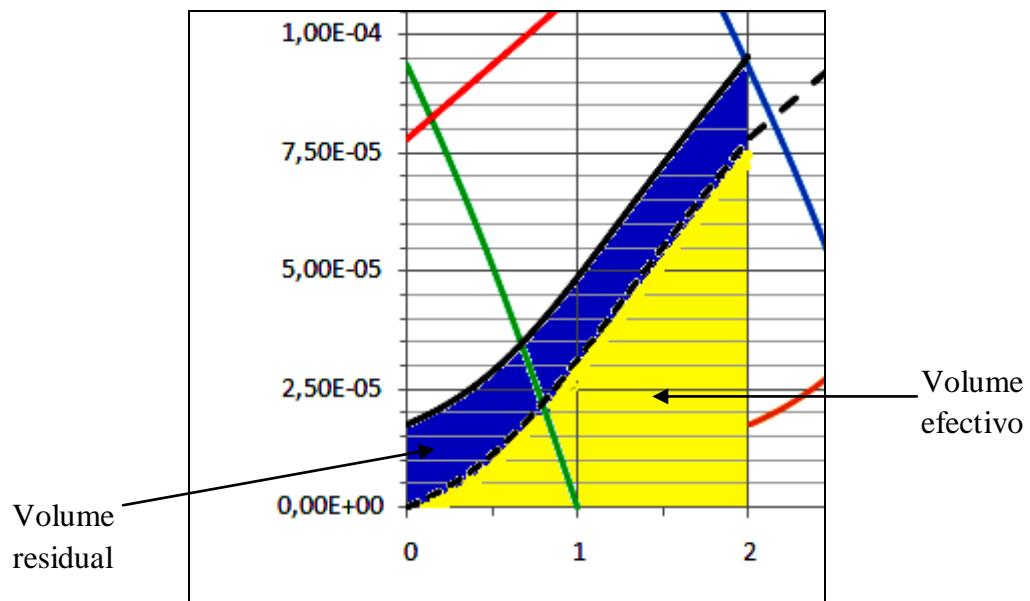


Figura 3.5 – Volume da câmara de admissão.

A Figura 3.5 esclarece melhor as diferenças entre os volumes residual, efectivamente disponível para a admissão adicional de vapor e total, da câmara 1.

A razão volumétrica de expansão desta turbina é:

$$r_V = \frac{V_{3A',B'}(\pi)}{V_{2A,B}(0)} \approx 2,20 \quad (3.9)$$

4 TERMO-AERODINÂMICA

4.1 Perspectivas de Descrição Euleriana e Lagrangeana

A perspectiva Euleriana descreve a variação das propriedades do vapor num ponto fixo, neste caso, em cada câmara, ao longo do tempo.

Na Figura 4.1 dão-se exemplos de descrições Eulerianas da pressão de vapor nas várias câmaras de uma turbina *scroll* concreta, operando em condições particulares, obtidos por simulação numérica (Wang *et al.*, 2011b).

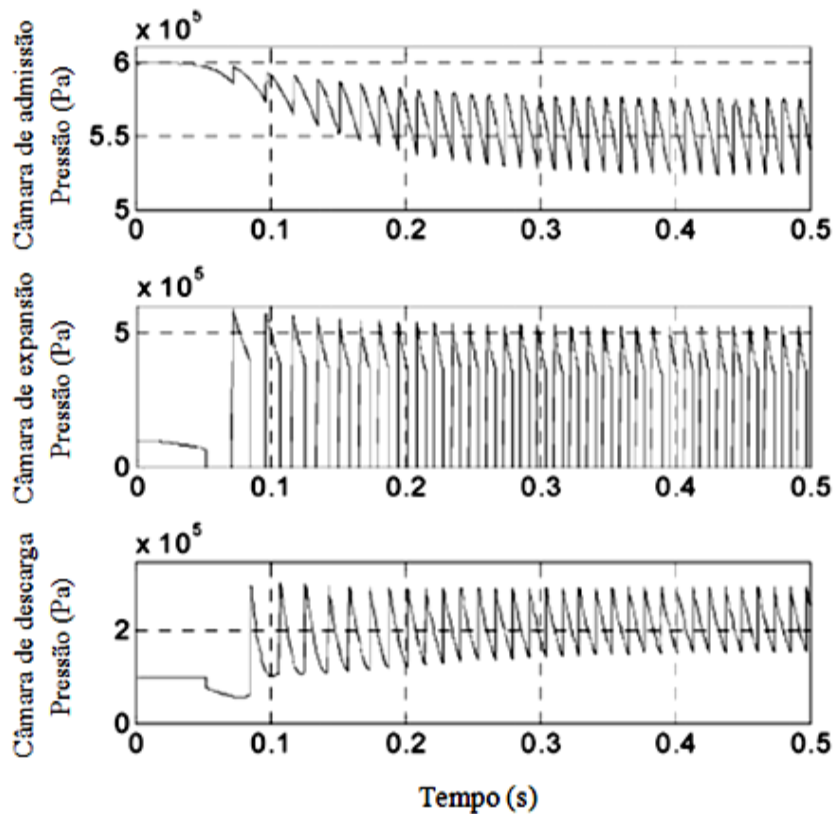


Figura 4.1 – Variação da pressão nas câmaras de uma turbina *scroll* operando em certas condições (Adaptado de Wang *et al.*, 2011b).

A perspectiva Lagrangeana descreve as propriedades de uma massa de vapor que atravessa as várias câmaras da turbina, desde a admissão até à descarga. As Figuras 4.2 e 4.3 dão exemplos desta perspectiva. Na transformação ideal, em que o rendimento da conversão de energia é máximo, considera-se que: a admissão e a descarga são isobáricas, a expansão é isentrópica com massa constante, e a pressão p_e no final da expansão coincide com a

pressão $p_{out} = p_d$ na conduta de descarga. Nas Figuras 4.2 e 4.3 esquematizam-se também as transformações reais sofridas pelo vapor nos casos em que há sub-expansão e sobre-expansão, respectivamente.

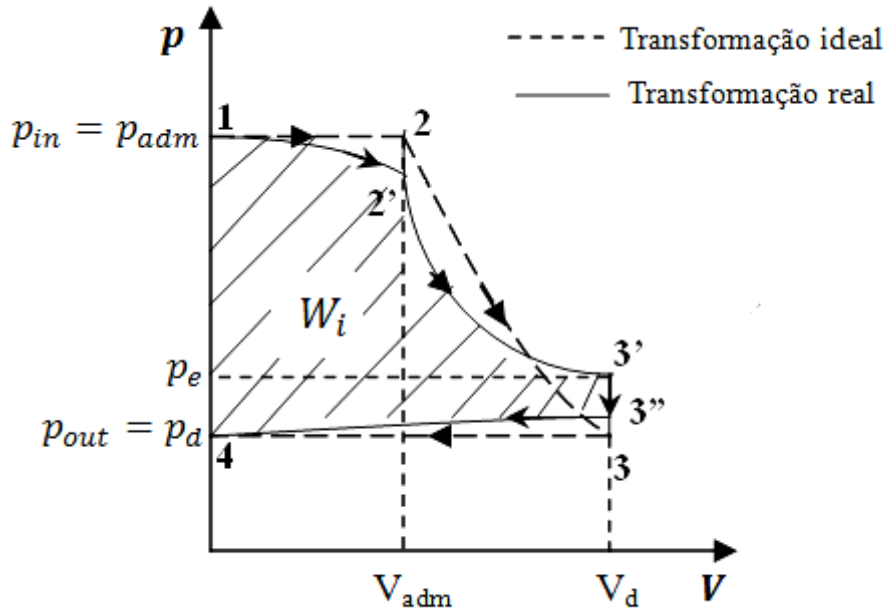


Figura 4.2 – Diagrama p-V: Caso em que há sub-expansão do vapor, com $p_e > p_{out}$ (Adaptado de Xiaojun *et al.*, 2004).

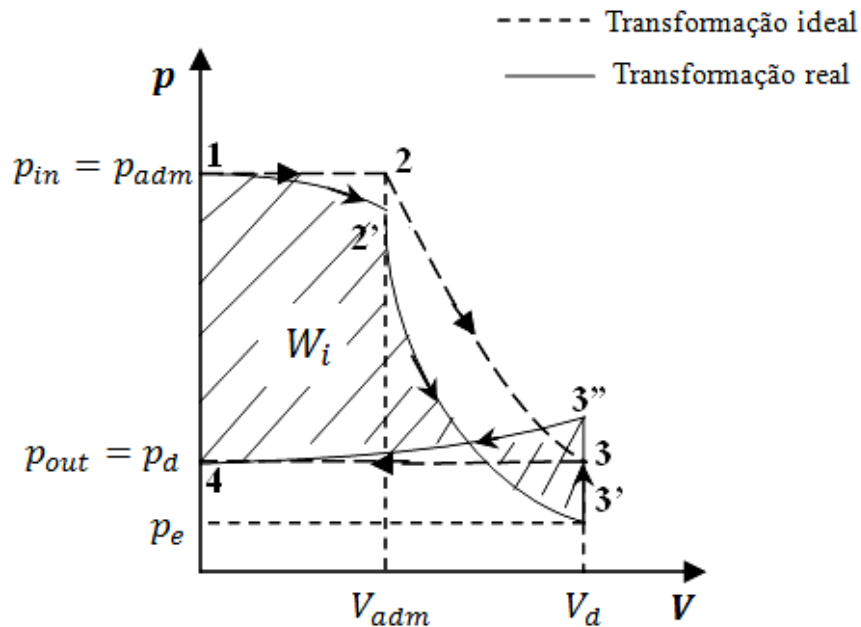


Figura 4.3 – Diagrama p-V: Caso em que há sobre-expansão do vapor, com $p_e < p_{out}$ (Adaptado de Xiaojun *et al.*, 2004).

A transformação real do vapor no caso em que há sub-expansão, representada na Figura 4.2, inclui os seguintes processos:

$1 \rightarrow 2'$: admissão (para a câmara 1, cf. Figura 3.2) com perda de carga do escoamento e fugas de vapor da câmara 1 para as câmaras 2A,B.

$2' \rightarrow 3'$: expansão (nas câmaras 2A,B e 3A',B', cf. Figura 3.2) irreversível, com trocas de vapor entre as câmaras (nomeadamente, entre as câmaras: $1 \rightarrow 2A,B$; $2A,B \rightarrow 3A',B'$; $3A',B' \rightarrow 3A'',B''$; cf. Secção 4.2) e trocas térmicas vapor/volutas.

$3' \rightarrow 3''$: expansão isocórica no início da descarga

$3'' \rightarrow 4$: descarga com perda de carga do escoamento

A transformação real do vapor no caso em que há sobre-expansão, ilustrada na Figura 4.3, compõe-se dos mesmos processos que no caso anterior, excepto o seguinte:

$3' \rightarrow 3''$: compressão isocórica no início da descarga

Em sub-expansão, o vapor sai inicialmente da turbina com pressão p_e maior do que a pressão de descarga $p_d = p_{out}$, sofrendo, por isso, uma expansão parcial (para a conduta de descarga) que não produz trabalho útil. O caso de sobre-expansão, em que o vapor é levado a uma pressão p_e abaixo da pressão de descarga p_{out} , é ainda mais penalizante, pois, quando a câmara de descarga se abre, começa por haver um refluxo de vapor, da conduta de descarga para dentro da câmara, que realiza um trabalho negativo sobre a voluta móvel.

Em geral, a razão de pressões r_p é dada por:

$$r_p = \frac{p_{in}}{p_e} \quad (4.1)$$

Na condição óptima de funcionamento, a pressão do vapor no início da descarga coincide com a pressão na conduta de descarga, isto é, $p_e = p_{out}$, designando-se a razão de pressões óptima por r_{p_o} . Nas Figuras 4.2 e 4.3, esta condição corresponde à transformação ideal.

4.2 Trajectos Básicos de “Fugas” de Vapor

O desempenho da turbina *scroll* é muito influenciado pelas fugas de vapor entre as câmaras e estas, por sua vez, estão directamente relacionadas com a tolerância da geometria/montagem e o desgaste em serviço das volutas (Tzanakis, 2010).

A Figura 4.4 esquematiza os principais trajectos de fugas de vapor entre câmaras no interior da turbina, no sentido das altas para as baixas pressões (Carrier corporation, 2004), a saber:

- **Fuga radial (centrífuga):** Deriva da folga axial existente entre a base da voluta móvel e o topo da voluta fixa ou entre a base da voluta fixa e o topo da voluta móvel.
- **Fuga de flanco ou tangencial (anti-horária):** Deriva da folga radial existente entre os flancos das volutas fixa e móvel.

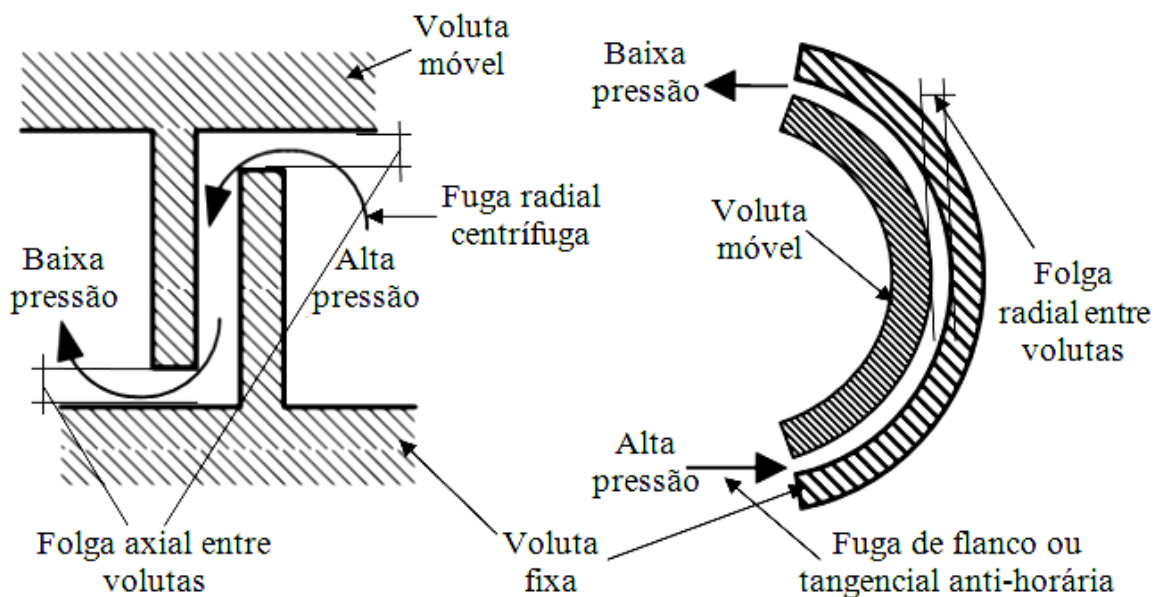


Figura 4.4 – Folgas de flanco e radial (Adaptado de Carrier corporation, 2004).

Idealmente, as volutas móvel e fixa deveriam estar em contacto pontual perfeito mas sem atrito, durante todo o tempo de vida da turbina.

4.3 Lubrificação

O lubrificante é uma substância que reduz o atrito entre partes sólidas móveis em contacto, proporcionando um funcionamento silencioso e uma vida útil satisfatória do sistema. Os óleos lubrificantes são, geralmente, derivados de petróleo aditivados. Para proporcionar uma lubrificação de qualidade, as propriedades do lubrificante mais importantes, em toda a gama de temperatura de serviço, são: a viscosidade, a densidade, o nível de acidez e a miscibilidade no fluido de trabalho.

Na turbina *scroll* são utilizados, geralmente, lubrificantes de refrigeração que são muito diferentes dos industriais em termos de propriedades. O lubrificante, para proteger eficazmente a superfície metálica da turbina, deve cobrir-la com uma espessura adequada de filme, que evite o seu desgaste excessivo. Para além de reduzir o desgaste, este tipo de lubrificante refrigera a turbina, dissipando o calor gerado por atrito.

Em particular, o óleo pesado não se deve usar na lubrificação da turbina *scroll*, pois a temperatura de serviço elevada diminui muito a sua viscosidade. Com efeito, os testes realizados por Harada (2010) revelaram que, após vários ensaios, as volutas ficavam secas. O desgaste consequente causado é mostrado na Figura 4.5.



Figura 4.5 – Desgaste intenso da voluta móvel de uma turbina *scroll* causado pela lubrificação insuficiente (Harada, 2010).

5 DINÂMICA

5.1 Mecanismo de Geração do Binário Motor

Na Figura 5.1 indicam-se, para $\alpha = \pi/2$, os segmentos da voluta móvel “motores” (isto é, em que as forças de pressão de um e outro lado não estão balanceadas) e “inertes” (isto é, equilibrados ou balanceados), tendo em conta que a pressão existente na câmara 2A é idêntica à existente na câmara 2B, e nas câmaras 3A' e 3B' tem também o mesmo valor.

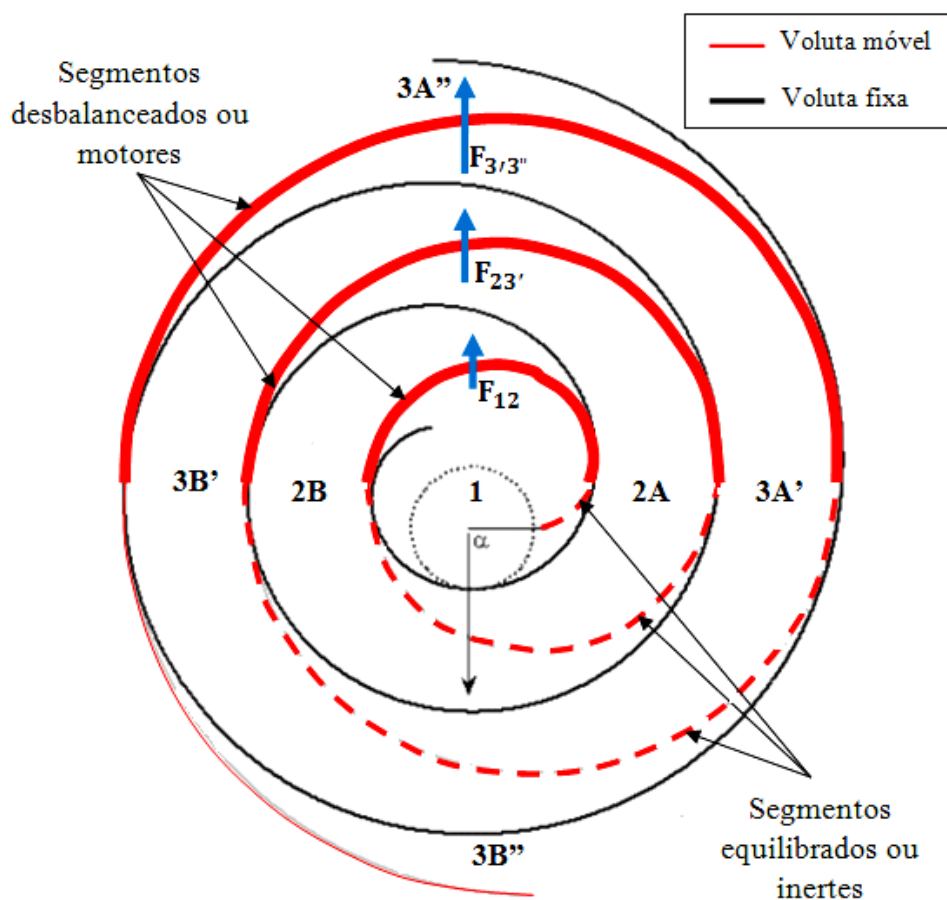


Figura 5.1 – Segmentos motores e inertes da voluta móvel de uma turbina *scroll* na posição $\alpha = \pi/2$ (Adaptado de Wang *et al.*, 2011a).

Naturalmente, são os segmentos desbalanceados que geram o binário motor ao veio, sendo também responsáveis pelo movimento da voluta móvel.

Na Figura 5.1, em particular, os segmentos motores situam-se dentro dos intervalos de $\varphi \in \{[(\pi/2), (3\pi/2)], [(5\pi/2), (7\pi/2)], [(9\pi/2), (11\pi/2)]\}$, sendo o binário total gerado igual à soma dos binários gerados por cada segmento motor. (Neste caso, como, em primeira aproximação, as forças de pressão têm braço nulo relativamente ao eixo da turbina, não produzem binário).

5.2 Modelo Termo-aerodinâmico e Dinâmico Integrado

Wang *et al.* (2011a,b), desenvolveram um modelo termo-aerodinâmico e mecânico integrado de turbinas *scroll*, que implementaram em Simulink/MATLAB, e do qual se passam a dar os elementos principais.

Começemos pelas variáveis e parâmetros de entrada/saída do modelo:

a) Variáveis de entrada:

- i. Pressão e temperatura de entrada e saída do vapor: $(p, T)_{in}$ e $(p, T)_e$
- ii. Válvulas de admissão e descarga: áreas efectivas de passagem A_s e A_d
- iii. Geometria e dimensões das volutas:
 - A. raio de curvatura inicial, ρ_0
 - B. perfil de espessura $\delta(\varphi)$ da espiral para $\varphi \in [i \cdot 2\pi, (i + 1) \cdot 2\pi], i = 0, 1, \dots, n$, em que n é o nº de voltas da espiral
 - C. coeficiente de abertura da espiral, k
 - D. altura, z
- iv. Folgas entre volutas: radial δ_r e de flanco δ_f
- v. Momento de inércia do rotor relativamente ao eixo de rotação, J_s
- vi. Carga eléctrica resistiva aplicada ao gerador, R_{load}

b) Parâmetros de entrada:

- i. Das equações de estado do fluido (modelo de gases perfeitos):
 - massa molar M e constante de gás perfeito R
 - calor específico a pressão constante c_p , $(c_v = c_p - R, \gamma = \frac{c_p}{c_v})$
- ii. Das válvulas de admissão e descarga: coeficiente de descarga, C_d
- iii. Coeficiente de atrito cinético ao eixo, K_{f_s} [$N \cdot m \cdot s/rad$]
- iv. Do gerador acoplado à turbina:
 - A. momento de inércia axial, J_m

- B. coeficiente de sensibilidade ao binário, K_t
- C. indutância L_a e resistência R_a equivalentes
- D. coeficiente de retro-força electromotriz, k_e
- E. coeficiente de atrito cinético axial, K_{fm}

c) Variáveis de saída (instantâneas):

- i. Caudais mássicos de admissão e descarga de fluido: \dot{m}_{in} e \dot{m}_{out}
- ii. Pressão e temperatura do fluido nas câmaras:
 - A. central, de admissão: p_c, T_c (note-se que $p_c \leq p_{in}$)
 - B. laterais, de expansão: p_s, T_s
 - C. descarga: p_e, T_e (note-se que pode ser $p_e \leq p_{out}$ ou $p_e > p_{out}$)
 - D. velocidade angular de rotação do eixo, ω
 - E. caudais mássicos de “fuga” de fluido entre câmaras: \dot{m}_{leaks_s} e \dot{m}_{leaks_e}
 - F. binários motor e de atrito ao veio da turbina, τ_s e τ_f

A equação dinâmica de fecho do modelo, que determina a velocidade angular instantânea $\omega(t)$ do eixo, quando o eixo da turbina está livre (isto é, sujeito apenas aos atritos mecânicos) é:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{K_{fs}}{J_s} \cdot \omega + \frac{1}{J_s} \cdot \tau_s \quad (5.1)$$

Quando o eixo da turbina está acoplado ao de um gerador integrado num circuito de carga resistivo, as equações dinâmicas do sistema em ordem à velocidade angular ω do eixo e à corrente eléctrica i_a que passa no circuito gerador/carga, são:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{K_{fm} + K_{fs}}{J_m + J_s} \cdot \omega - \frac{K_t}{J_m + J_s} i_a + \frac{1}{J_m + J_s} \cdot \tau_s \quad (5.2)$$

$$\frac{di_a}{dt} = \frac{k_e}{L_a} \cdot \omega - \frac{R_a + R_{load}}{L_a} i_a \quad (5.3)$$

Na Figura 5.2 apresenta-se o fluxograma de cálculo numérico do modelo.

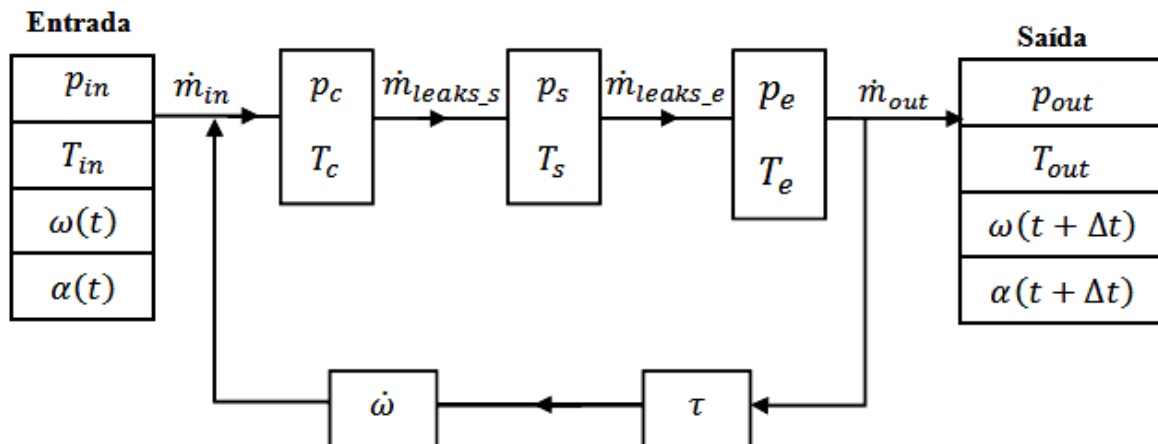


Figura 5.2 – Fluxograma de cálculo numérico do modelo de Wang *et al.* (2011b).

5.3 Validação e Análise Parcial de Resultados do Modelo

Para este estudo foi utilizada uma turbina *scroll* TRSA05 (modelo nº 3375) da SANDEN. As principais variáveis e parâmetros de entrada da turbina e da simulação/ensaios são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Variáveis e parâmetros de entrada da turbina *scroll* TRSA05, e da simulação/ensaio experimental (Adaptado de Wang *et al.*, 2011b).

raio da curvatura, ρ_0	$9,00 \times 10^{-3}$ m
raio da órbita, r	$5,80 \times 10^{-3}$ m
altura das volutas, z	$3,07 \times 10^{-3}$ m
área da válvula de entrada, A_s	$5,03 \times 10^{-5}$ m ²
área da válvula de saída, A_d	$1,77 \times 10^{-4}$ m ²
espessura das volutas, δ	$4,80 \times 10^{-3}$ m
volume total entre as volutas, V_t	$2,10 \times 10^{-4}$ m ³
pressão do ar, p_{out}	$1,01 \times 10^5$ pa
temperatura do ar, T_{in}	300 K

A Figura 5.3 representa o esquema da instalação de ensaio utilizada por Wang *et al.* (2011b) para fazer a validação do modelo. Uma válvula manual 2 impõe o caudal mássico de entrada de ar comprimido 1 na turbina 3. O eixo principal da turbina 3 está acoplado ao eixo de um gerador 4.

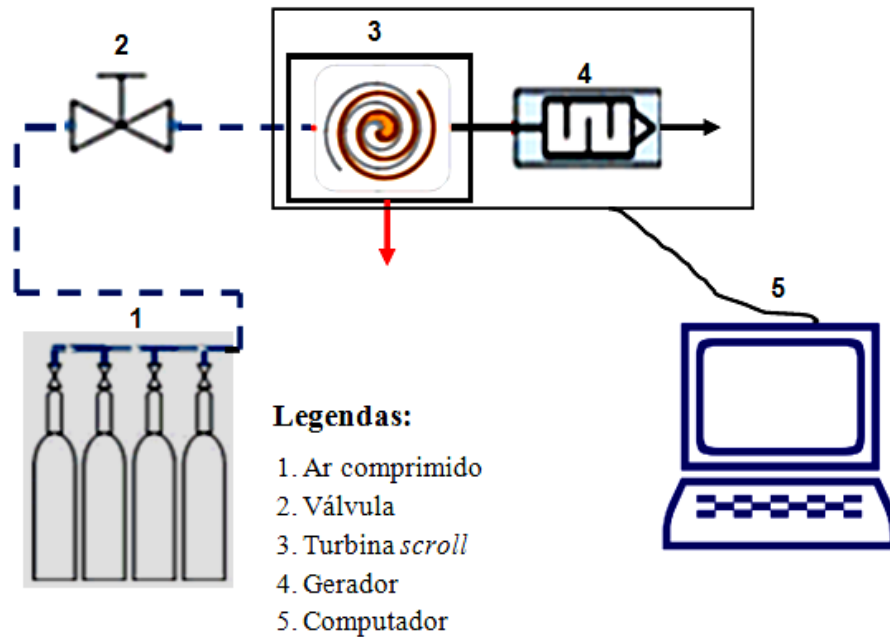


Figura 5.3 – Validação do modelo: Esquema de instalação de ensaio (Adaptado de Wang *et al.*, 2011b).

A Figura 5.4 ilustra um resultado obtido para a validação do modelo.

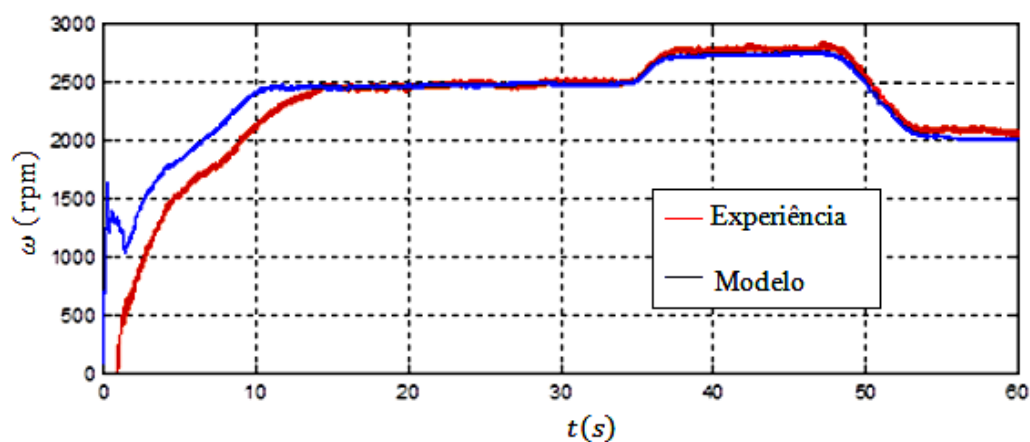


Figura 5.4 – Validação do modelo: valores experimental e simulado da velocidade de rotação ω do eixo da turbina, ao longo de um ensaio com pressão de entrada p_{in} variável (Wang *et al.*, 2011b).

Na Figura 5.5 encontram-se representadas três curvas de variação da velocidade rotação com o tempo, em ensaios com diferentes pressões de entrada p_{in} estacionárias, simuladas pelo modelo. Podemos concluir que:

- i. quanto maior for a pressão de entrada p_{in} tanto, menor será o tempo de resposta dinâmica τ_r da turbina (neste caso, $\tau_r = 0,2 - 0,3$ s);
- ii. a velocidade de rotação estacionária ω_{∞} aumenta com a pressão de entrada p_{in} .

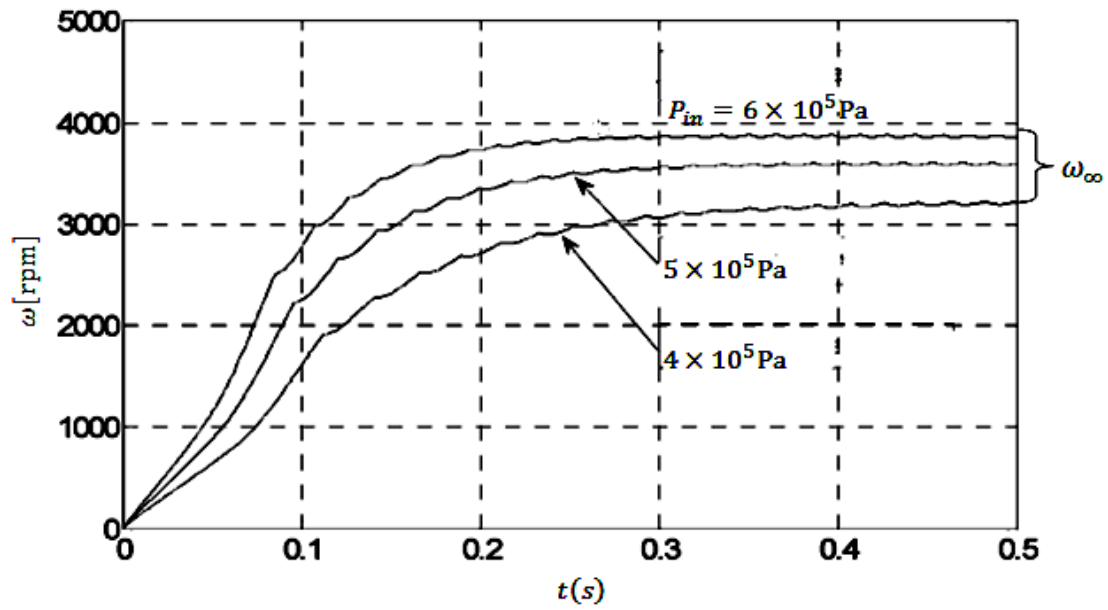


Figura 5.5 – Simulações do modelo, da variação da velocidade de rotação $\omega(t)$ com a pressão de entrada p_{in} , estacionária, para três valores de p_{in} (adaptado de Wang *et al.*, 2011b).

6 GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS

A relação de grandezas que se apresenta é relativamente completa mas não exaustiva:

6.1 Grandezas geométricas

- n : número de voltas da espiral das volutas. Por exemplo, na turbina da Figura 3.2, $n = 3$.
- ρ_0 : raio de curvatura inicial da espiral das volutas (cf. Figura 2.3).
- $k(\varphi)$: parâmetro de abertura da espiral das volutas (cf. equação 2.1).
- $\delta(\varphi)$: função de espessura das volutas (ver equação 2.3 e Figura 2.4).
- (δ_r, δ_f) : folgas axial e radial entre volutas (ver Figura 4.5).
- r : raio da órbita circular de translação da voluta móvel (cf. equação 3.1).

6.2 Grandezas Cinemáticas

- ω : velocidade de rotação do eixo da turbina/gerador.

6.3 Grandezas Dinâmicas

- M_m : binário motor ao eixo da turbina.

6.4 Propriedades do fluido

- $(p, T)_{in}$: pressão e temperatura do fluido à entrada da turbina.
- p_e : pressão do fluido no início da descarga.
- p_{out} : pressão do fluido na conduta de descarga.

6.5 Rendimentos

A Figura 6.1 esquematiza a cascata de potência de uma turbina acoplada a um gerador, e os principais rendimentos e perdas associados, os quais se passam a explicar sucintamente:

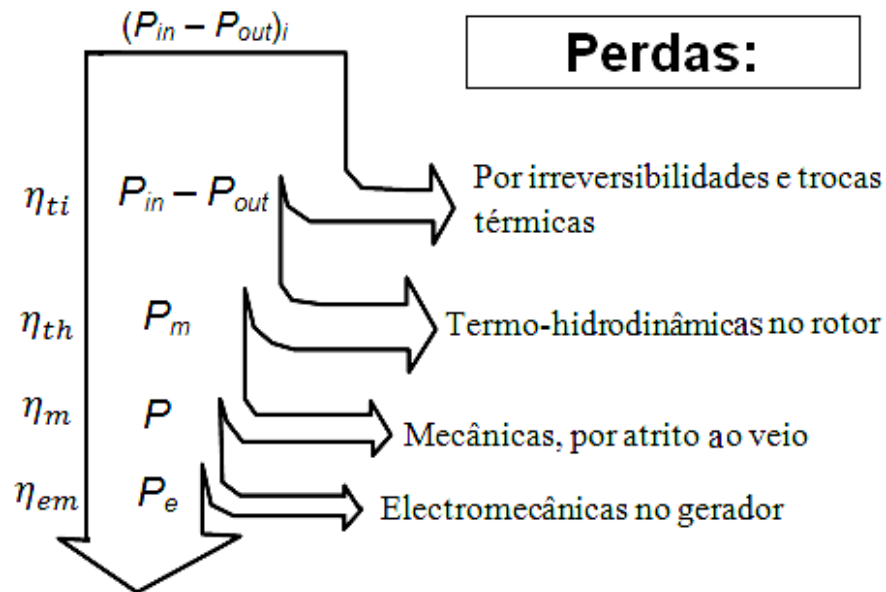


Figura 6.1 – Rendimentos na cascata de potência (energia) da turbina *scroll*, e respectivos rendimentos e perdas associadas (André e Spínola, 2011).

a) Rendimento termodinâmico isentrópico da turbina, η_{ti} :

$$\eta_{th} = \frac{(P_{in} - P_{out})}{(P_{in} - P_{out})_i} \quad (6.1)$$

onde P_{in} e P_{out} são as potências transportadas pelo fluido à entrada e à saída da turbina, respectivamente, que se relacionam com o caudal mássico médio \dot{m} e as entalpias específicas h_{in} e h_{out} através de:

$$P_{in} = \dot{m} \cdot h_{in} \quad (6.2)$$

e

$$P_{out} = \dot{m} \cdot h_{out} \quad (6.3)$$

O sub-índice i refere-se à transformação ideal do fluido que se descreve na secção 4.1 (Figuras 4.2 e 4.3).

b) Rendimento termo-hidrodinâmico da turbina, η_{th} :

$$\eta_{th} = \frac{P_m}{P_{in} - P_{out}} \quad (6.4)$$

A potência motora P_m ao veio, não considerando ainda os atritos, obtém-se a partir da seguinte equação:

$$P_m = \tau_s \cdot \omega \quad (6.5)$$

Este rendimento quantifica a eficiência da turbina em converter a energia extraída ao fluxo de vapor em potência de rotação do eixo.

c) Rendimento mecânico da turbina, η_m :

$$\eta_m = \frac{P}{P_m} \quad (6.6)$$

sendo P a potência útil ao veio, já deduzidas as perdas por atritos mecânicos, que é susceptível de ser medida directamente.

d) Rendimento electromecânico do gerador, η_{em} :

$$\eta_{em} = \frac{P_e}{P} \quad (6.7)$$

onde P_e é a potência eléctrica à saída do gerador.

Em suma, os rendimentos globais da turbina η_T e do conjunto turbina/gerador η_{Tg} são, pois:

$$\eta_T = \frac{P}{(P_{in} - P_{out})_i} = \eta_{ti} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_m \quad (6.8)$$

$$\eta_{Tg} = \frac{P_e}{(P_{in} - P_{out})_i} = \eta_{ti} \cdot \eta_{em} \quad (6.9)$$

7 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Na Figura 7.1 estão representadas curvas características experimentais de rendimento termo-hidrodinâmico η_{th} versus a razão de pressões r_p (cf. equação 4.1) obtidas por Wang *et al.* (2011b) para a turbina que se refere na secção 5.2, para dois níveis de carga R_{load} do circuito do gerador (ou binários resistentes M_r aplicados ao veio da turbina). Note-se que, conforme previsto, o ponto óptimo de funcionamento da turbina ocorre para $r_p \sim r_{p_0} \sim r_V^{\gamma}$, ponto em que $p_e \sim p_{out}$ (cf. secção 4.1).

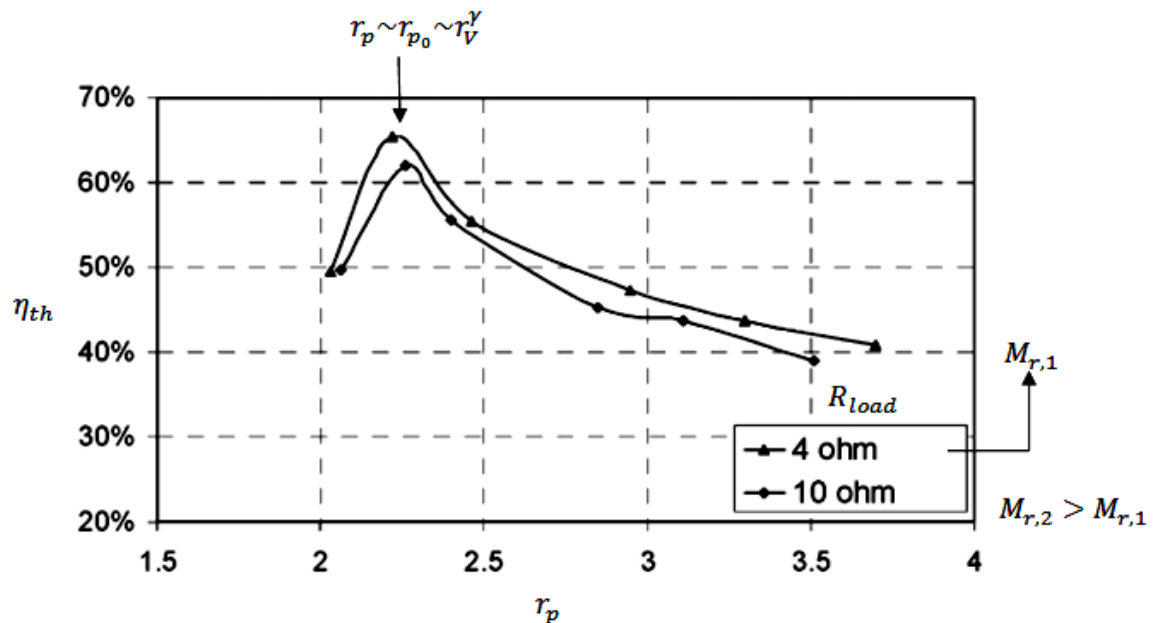


Figura 7.1 – Rendimento termo-hidrodinâmico η_{th} da turbina TRSA05 (Secção 5.2) versus a razão de pressões r_p (Adaptado de Wang *et al.*, 2011b).

Além disso, quanto maior é a carga resistiva R_{load} aplicada ao gerador (ou o binário resistente M_r aplicado ao veio da turbina), tanto menor é o rendimento η_{th} .

Naturalmente, existem mais curvas características da turbina *scroll*, que não houve tempo de estudar, embora se possa também dizer que existe pouco material na literatura sobre este assunto.

8 CONCLUSÕES

Face aos objectivos inicialmente propostos no caderno de encargos do “cliente” (secção 1.3) eis o que foi possível fazer:

- A descrição da geometria e do modo básico de funcionamento foi bem conseguida.
- A definição e apresentação qualitativa e quantitativa das grandezas e curvas características ficaram relativamente incipientes, sobretudo no que respeita às segundas.
- Foi apenas possível identificar alguns pontos fortes e fracos da turbina *scroll* relativamente às turbomáquinas.

Algumas das conclusões que podemos retirar do presente estudo são:

- O tempo de resposta τ_r da turbina *scroll* é muito curto.
- O funcionamento óptimo da turbina ocorre para um valor r_{p_0} da razão de pressões, bem determinado.
- A turbina *scroll* tem pior desempenho nos casos em que há sobre-expansão do fluido, para $r_p < r_{p_0}$.

Como recomendação para trabalhos futuros, sugere-se; para além do “caderno de encargos” dado:

- Fazer uma análise da turbina *scroll* integrada com outros componentes do *Hebe*;
- Fazer um estudo dinâmico dos dois tipos de turbinas *scroll*, simples e dupla;
- Estudar a eficiência energética da turbina *scroll* para vários tipos de fluidos orgânicos, num Ciclo de Rankine.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- André, J. and Spínola, J. (2011), Project Hebe: Turbinas scroll–Estado de Arte, Presentation to COTEC- Act To Prove.
- André, J., Ribeiro, J.M.B., Costa, E.M., Carvalho, J.P., Tiago, R., Pinto, J.P. and Mendes, R. (2011), Project Hebe – Business Plan, Report for COTEC-Act To Prove.
- Carrier Corporation, (2004), High efficiency compression for commercial and industrial applications, New York.
- ECR International, (2006), Research, Development and Demonstration of Micro-CHP Systems for Residential Applications, United States Department of Energy National Energy Technology Laboratory 626 Cochrans Mill Road Pittsburgh, PA 15236-0940
- ENEF TECH, Generate your Heat & Power, <http://www.eneftech.com/en/technology.php>.
- Guangbin L., Yuanyang, Z., Liansheng, L. and Pengcheng, S. (2010), Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, PR China.
- Harada, K. J. (2010), Development of a Small Scale Scroll Expander, MSc Thesis, Oregon State University.
- Ishii, S., Ikegami, S., Terao, H., Ono, T., Hamachi, Y., Inaoka, K., Senda, J. and Senda M., (2010), Construction of Heat Recovery Generation for Co-generation in Commercial and Residential Sectors-Improvement of scroll Shapes for High-power and High performance in Scroll Steam Expander, Journal of the Japan Institute of Energy.
- Kim, H.J., Ahn, J.M., Park, I. and Rha, P.C. (2007), Scroll Expander for power generation from low-grade steam source, Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Republic of Korea.
- Lemort, V. (2008), Contribution to the characterization of Scroll Machines in Compressor and Expander Modes, PhD Thesis, University of Liège.
- Lemort, V. and Quoilin, S. (2009), Designing scroll expanders for use in heat recovery Rankine cycles, Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Belgium.
- Nakamura, S. (2011), Construction of Heat Recovery Generation for CO-generation - Selection of lubricants for the scroll expander and Evaluation of the High Flow scroll Expander.

- Oralli, E. (2010), Conversion of a Scroll Compressor to an Expander for Organic Rankine Cycle: Modeling and Analysis, MSc Thesis, Faculty of Engineering and Applied Science University of Ontario Institute of Technology.
- Scroll Compressor Lab., University of Incheon (2010), em:
<http://www.scrollcomp.com/expander/expanderintro/expintro.htm>
- Tzanakis, I. (2010), Sustainable design and durability of domestic micro combined heat and power scroll expander systems, PhD Thesis, Bournemouth University.
- Tarique, A. (2011), Experimental Investigation of Scroll Based Organic Rankine Systems, MSc Thesis, The Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology.
- Wang, B., Li, X. and Shi W. (2005), A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute, International Journal of Refrigeration 28 (2005) 958–966, Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing 100084, People’s Republic of China.
- Wang, J., Senior Member, IEEE, Yang, L., Luo, X., Mangan, S. and Derby, J. W. (2011a), Mathematical Model Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.16, University of Liverpool, U.K.
- Wang, J., Senior Member, IEEE, Yang, L., Luo, X., Mangan, S. and Derby, J. W. (2011b), Mathematical Model Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.16, University of Liverpool, U.K.
- Xiaojun, G., Liansheng, L., Yuanyang, Z. and Pengcheng, S. (2004) “Research on a scroll Expander Used for Recovering Work in a Fuel Cell”, Tianjin Commercial University, China.
- Yang, L., Wang, J., Lu, N., Mangan, S. and Derby, J. W. (2007), Energy Efficiency Analysis of a Scroll-type Air Motors Based on a Simplified Mathematical Model, Proceedings of the World Congress on Engineering, London, U.K.
- Yang, L., Wang, J., Lu, N., Mangan, S. and Derby, J. W. (2007), Mathematical Model and Energy Efficiency Analysis of a Scroll-type Air Motor, IAENG International Journal of Applied Mathematics, Department of Electric Engineering and Electronics, University of Liverpool, U.K.