



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed  
معهد الصيانة والأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle  
Département de Maintenance en Electromécanique

## MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

**Filière :** Electromécanique

**Spécialité :** Electromécanique Industrielle

## Thème

**Gains énergétiques ; Méthodes et outils**

Présenté et soutenu publiquement par :

- **CHIKH MILOUD MOHAMED**
- **HOUCINI ELHADJ**

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
BELARIFI FARID	PROF	Université d'Oran 2	Président
AOUIMER Yamina	MCB	Université d'Oran 2	Examinateur
HEROUZ Keltoum	MCB	Université d'Oran 2	Encadreur

Année 2023 / 2024

## ***Remerciements***

Tout d'abord, nous remercions عزوجل الله— le tout puissant de nous avoir donné La patience et la force pour terminer ce modeste travail, et nous tenons Expressément à remercier nos parents pour leur soutien, leur confiance et leur encouragement tout le long de nos études. Nous tenons Expressément et Chaleureusement à remercier notre encadreur Me, HEROUZ Keltoum Maître Assistant A à l'université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed. En tant que Directeur de mémoire, il nous a guidé dans notre travail et nous a aidé à trouver des solutions pour avancer. Nos remerciements iront naturellement vers tous ceux qui ont accepté avec bienveillance de participer au jury de mémoire : Nous remercions Pr. BELARIFI Farid pour avoir accepté de présider ce jury, et Me ; AOUMER Yamina d'avoir accepté d'examiner ce mémoire. Enfin un grand merci à tous mes amis qui m'ont encouragé de près ou de loin pendant ce travail.

## *Dédicace 1*

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance à : Mes très chers parents qui ont m'aidé par ses invocations dans tous moment, dans le bonheur et le malheur ; Jous mes frères ; Jous mes sœurs. Joute ma famille ; Jous mes voisins. Mon Binôme Chikh miloud qui m'a supporté le long de toutes ces années d'études. Joutes mes chères amies. Jous les professeurs qui nous ont aidé à en arriver jusqu'au là. A tous mes amis de résidence universitaire et mes amis de promotion.*

*Flhadj....*

## *Dédicace 2*

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance à : Mes très chers parents qui ont m'aidé par ses invocations dans tous moment, dans le bonheur et le malheur ; Jous mes frères ; Jous mes sœurs. Joute ma famille ; Jous mes voisins. Mon Binôme Flhadj qui m'a supporté le long de toutes ces années d'études. Joutes mes chères amies. Jous les professeurs qui nous ont aidé à en arriver jusqu'au là. A tous mes amis de promotion.*

*Mohamed....*

Sommaire

**Liste des figures**

**Liste des tableaux**

**Résumé**

Introduction générale :.....	1
<b>Chapitre I : Généralités sur les turbomachines.....</b>	<b>2</b>
Introduction :.....	3
I.1) Définition :.....	4
I.2) Classification des turbomachines :.....	5
I.2.1) La nature du fluide :.....	5
I.2.2) La fonction de la machine :.....	5
I.2.3) Le trajet du fluide par rapport à l'axe :.....	5
I.2.4) Le mode d'action du fluide :.....	5
I.2.5) Le degré d'injection :.....	5
I.2.6) Le nombre d'éléments disposés en série :.....	6
I. 3) Technologie utilisé dans les turbomachines :.....	6
I. 3.1) Différentes familles de turbomachines :.....	6
I.3.2) Profile aérodynamique :.....	7
a) Modélisation d'une aube :.....	7
b) Profils : .....	8
I.3.3) Principaux organes constitutifs, fonction :.....	13
I.3.3.1) Machines monocellulaires :.....	13
I.3.3.2) Machines multicellulaires :.....	18
I.3.4) Caractères distinctifs des turbomachines :.....	19
I.3.5) Représentation de l'écoulement :.....	20
I.3.5.1) Composition vectorielle des vitesses :.....	20
I.3.5.2) Composantes des vitesses d'écoulement :.....	20

I.3.5.3) Trajectoires d'une particule dans les repères absolu et relatif :.....	21
1.3.6) Écoulement unidimensionnel dans les turbomachines :.....	22
a)Prise en compte des effets visqueux :.....	24
b) Instationnarité de l'écoulement : .....	24
1.3.7) Écoulement Axisymétrique Dans Les Machines A Aubages Longs :.....	25
1.3.8) Écoulement tridimensionnel dans les turbomachines :.....	26
Conclusion :.....	28

## **Chapitre II :Etude Théorique sur les Turbomachines**

Introduction :.....	30
II.1) Ventilateurs, Compresseurs :.....	30
Introduction :.....	30
II.1.2) Notion fondamentale :.....	31
II.1.2.1) Classification : .....	31
II.1.2.2) Constitution des machines à fluide compressible :.....	32
II.1.3) Ventilateurs :.....	34
II.1.3.1) Définition :.....	34
II.1.3.2) Historique : .....	34
II.1.3.3) Description technologique. Utilisations :.....	35
II.1.4) Soufflantes et compresseurs :.....	40
II.1.4.1) Définition :.....	40
II.1.4.2) Historique : .....	40
II.1.4.3) Description technologique. Utilisations :.....	41
II.2) Les pompes roto-dynamique :.....	54
II.2.1) Définition :.....	54
II.2.2) Historique :.....	54
II.2.3) Description technologique. Utilisations :.....	54
II.2.3.1) Pompe centrifuge monocellulaire :.....	55

II.2.3.2) Pompe centrifuge multicellulaire :	63
II.2.3.3) Pompe hélico-centrifuge :	69
II.2.3. 4) Pompes axiales (pompes-hélices) :	73
II.3) les turbines :	77
II.3.1) les turbins hydrauliques :	77
II.3.1.1) définition :	77
II.3.1.2) Historique :	77
II.3.1.3) Les différents types de turbines :	78
II.3.1.4) Nombre caractéristique des turbines hydrauliques :	79
II.3.1.5) Comportement en service et points de travail d'une turbine hydraulique :	80
II.3.2) les turbines à gaz :	81
II.3.2.1) Définition :	81
II.3.2.2) Historique :	81
II.3.2. 3) différents types des turbines à gaz :	82
II.3.2.4) Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:	85
II.3.3) les turbines à vapeur :	86
II.3.3.1) Définition :	86
II.3.3.2) Historique :	86
II.3.3.3) Fonctionnement des turbines à vapeur :	87
II.4) Hélice marine :	94
II.4.1) Définition :	94
II.4.2) Historique :	95
II.4.3) Types de propulseurs :	96
II.4.3.1) Hélices à pas variable :	96
II.4.3.2) Hélices carénées :	97
II.4.3.3) Water jet :	98
II.4.3.4) Hélices contrarotatives :	98

II.4.3.5) Hélices à pas vertical :	99
II.4.3.6) Propulsion par pods :	100
II.4.3.7) Principe de fonctionnement :	102
II.5) Les éoliennes :	104
II.5.1) Définition :	104
II.4.2) Historique :	105
II.4.3) Différents types d'éoliennes :	106
II.4.3.1) Machines à axe vertical :	106
II.4.3.2) Machines a axe horizontal :	108
II.4.4) Principe de fonctionnement :	110
II.5) les hydroliennes :	111
II.5.1) Définition :	111
II.5.2) Historique :	111
II.5.3) Classification :	111
II.5.3.1) Turbines à axe horizontal :	112
II.5.3.2) Turbines à axe vertical :	114
II.5.3.3) Turbines à axe transverse :	116
II.5.3.4) Turbines à aile oscillante :	117
II.5.4) Principe de fonctionnement :	118
II.6) Turboréacteur :	118
II.6.1) Définition :	118
II.6.2) Historique :	118
II.6.3) Les déférents type de réacteur :	119
II.6.3.1) Turboréacteur mono flux :	119
II.6.3.3) Le statoréacteur :	120
II.6.4) Principe de fonctionnement :	121

### **Chapitre III : L'état de l'art**

Introduction : .....	126
III.1) L'état de l'art des Différentes familles de turbomachines : .....	126
III.1.1) Optimisation d'aubes de turbomachines : minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter : .....	126
III.1.2) Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge: .....	127
III.1.3) Influence des pertes thermiques sur les performances des turbomachines : .....	130
III.1.4) Etude expérimentale des systèmes d'étanchéité de type labyrinthe pour turbomachine par l'étude du contact grande vitesse : .....	131
III.2) L'état de l'art de Profile aérodynamique : .....	132
III.2.1) Couplage du refroidissement interne et externe des aubes de turbine à gaz : .....	132
III.2.2) Adhérence de barrières thermiques pour aube de turbine avec couche de liaison $\beta$ -(Ni,Pt)Al ou $\beta$ -NiAl(Zr) : .....	133
III.2.3) Amélioration des Performances des Pompes Centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques : .....	134
III.2.4) Développement d'un outil numérique améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages : .....	136
III.2.5) Conception et caractérisation numérique d'une pompe à turbine Verticale de grande capacité : .....	137
III.2.6) Reconception d'aubes de compresseur pour l'amélioration de leur robustesse au contact : .....	138
III.2.7) Contrôle actif du décollement dans un compresseur axial : .....	139
III.2.8) Développement d'un modèle de surface active pour améliorer la représentation des charges aérodynamiques sur une pale éolienne : .....	141
III.2.9) Prédiction de la stabilité en contact rotor-stator dans les turboréacteurs d'avion : .....	142
III.3) l'état de l'art des organes constitutifs .....	142
III.3.1) Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion : .....	143

III.3.2) Étude de l'amélioration des performances d'un turbine à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial :.....	144
III.3.3) Optimisation du carénage d'aube de turbine dans la phase de conception préliminaire :.....	144
III.3.4) Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie Gazière en utilisant des Réfrigérateurs à Absorption actionnés par de la Chaleur Résiduelle :.....	146
III.3.5) Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: Roue, roue-volute et roue-diffuseur :.....	146
III.3.6) Analyse de l'écoulement tridimensionnel et instationnaire dans un compresseur centrifuge à fort taux de pression : .....	148
III.3.7) Etude numérique et expérimentale d'un compresseur aspiré :.....	149
III.3.8) Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage :.....	151
III.3.9) Contribution à l'amélioration des performances d'une chaîne énergétique éolienne :.....	152
III.3.10) Etude des tuyères composites pour une conception optimale d'une hydrolienne à axe horizontal :.....	153
III.3.11) Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies d'un carénage :.....	154
III.3.12) Énergie marine renouvelable : caractérisation des ressources hydro-cinétiques en Manche et étude d'impact de la turbulence sur l'efficacité de systèmes de récupération d'énergie tidale :.....	155
III.3.13) Hydroliennes à flux transverse : développement d'un prototype HARVEST en canal.....	156
III.3.14) Etude et mise au point de moto-ventilateurs à hautes performances pour l'aéronautique :.....	156
<b>Conclusion général</b> .....	158
Références bibliographiques.....	159

## Listes des figures

### Chapitre I : Généralités sur les turbomachines

<b>Figure I.1:</b> Organigramme des turbomachines. ....	4
<b>Figure I.2 :</b> Aube du rotor 37. ....	8
<b>Figure. I.3 :</b> Profil d'une aube. ....	8
<b>Figure I.4 :</b> Évolution des profils d'ailes utilisés au début du XX siècle . ....	10
<b>Figure I.6 :</b> Modèle RATD — traduit de [75] .....	11
<b>Figure I.7 :</b> Modèle MRATD (modified <i>RATD</i> ) d'après [76] .....	11
<b>Figure I.8 :</b> Modèle de Cho [77] .....	12
<b>Figure I.9 :</b> Distribution de l'épaisseur et de la courbure dans la modélisation .....	13
<b>Figure I.10 :</b> Pompe centrifuge : coupes .....	13
<b>Figure I.11 :</b> Turbines monocellulaires. ....	16
<b>Figure I.12 :</b> Particularités de certaines cellules de turbomachine .....	18
<b>Figure I.13 :</b> machine multicellulaire centrifuge de compression à 5 étages .....	19
<b>Figure I.14 :</b> Représentation graphique des composantes de vitesses d'écoulement .....	21
<b>Figure I.15 :</b> Trajectoire d'une particule dans une pompe centrifuge .....	21
<b>Figure I.16 :</b> écoulement unidimensionnel dans une turbomachine.....	22
<b>Figure I.17 :</b> Notion de couche limite d'un canal .....	24
<b>Figure I.18 :</b> Spectre D'écoulement Méridien D'une Machine A Aubages Longs .....	26
<b>Figure I.19 :</b> forme des surfaces d'écoulement .....	27

### Chapitre II: Etude Théorique de Turbomachine

<b>Figure II.1 :</b> Roue mobile de machines centrifuge, hélico-centrifuge et axiale. ....	32
<b>Figure II. 2 :</b> Coupe d'une machine axiale à un étage .....	33
<b>Figure II.3 :</b> Coupes schématiques de machines centrifuges. ....	34
<b>Figure II.4 :</b> Différents types de ventilateurs centrifuges construction en porte-à-faux .....	36
<b>Figure II.5 :</b> Différents types de ventilateurs axiaux (hélicoïdaux) .....	37
<b>Figure II.6 :</b> Roue à deux ouïes de ventilateur centrifuge : construction entre paliers .....	39
<b>Figure II.7 :</b> Roue centrifuge fermée. ....	42
<b>Figure II.8 :</b> Roues centrifuges ouvertes montées en porte-à-faux .....	42
<b>Figure II.10 :</b> Schémas de montage de la roue avec un diffuseur mobile .....	44
<b>Figure II.11 :</b> Coupe d'une machine multicellulaire entre paliers : rotor en forme de tonneau..	45
<b>Figure II.12 :</b> Équilibrage par dispositions particulières des roues .....	46

<b>Figure II.13 :</b> Coupe d'une machine centrifuge avec roues en porte-à-faux. ....	47
<b>Figure II.14 :</b> Coupes de machines centrifuges avec roues entre paliers. ....	48
<b>Figure II.15 :</b> Différents systèmes d'attaches des pales sur la jante d'un compresseur axial. ....	50
<b>Figure II.16 :</b> Différents types de construction entre paliers des compresseurs axiaux. ....	51
<b>Figure II.17 :</b> Rotor et stator d'un compresseur axial en série avec un compresseur centrifuge	52
<b>Figure II.18 :</b> Dispositifs de réglage par ailettes orientables montés en amont de la première roue ou sur un diffuseur d'un compresseur centrifuge .....	53
<b>Figure II.19:</b> Dispositif de réglage par ailettes orientables d'un compresseur axial multi étage dont les premiers étages sont orientés solidairement. ....	54
<b>Figure II.20 :</b> Pompe centrifuge monocellulaire .....	56
<b>Figure II.21 :</b> Impulseur d'une roue de pompe centrifuge monocellulaire .....	57
<b>Figure II.22 :</b> Pompe avec roue entre paliers et diffuseur aileté. ....	58
<b>Figure II.23 :</b> Représentation d'un diffuseur aileté .....	59
<b>Figure II.24 :</b> Pompe centrifuge mono-étage à une roue double. ....	60
<b>Figure II.25:</b> Pompe à bulbe .....	61
<b>Figure II.26 :</b> Détail d'une pompe de relevage pour les installations immergées. ....	62
<b>Figure II.27 :</b> Pompe de relevage des eaux usées pour les installations en fosse sèche. ....	62
<b>Figure II.28 :</b> Types de roues pour les eaux usées .....	63
<b>Figure II.29 :</b> Pompe centrifuge multicellulaire .....	66
<b>Figure II.30 :</b> Canal de retour : description et situation dans son environnement normal .....	66
<b>Figure II.31 :</b> Pompe centrifuge multicellulaire à cellules empilées .....	68
<b>Figure II.32 :</b> Pompes centrifuges multicellulaires à plan de joint horizontal.....	68
<b>Figure II.33 :</b> Pompe centrifuge multicellulaire à bulbe .....	69
<b>Figure II.34 :</b> Pompe hélico-centrifuge montée en surface. ....	70
<b>Figure II.35 :</b> Pompe hélico-centrifuge immergée .....	71
<b>Figure II.36 :</b> Pompe hélico-centrifuge verticale à deux étages .....	72
<b>Figure II.37 :</b> Pompe hélico-centrifuge montée en cuve .....	73
<b>Figure II.38 :</b> Pompe axiale (pompe-hélice) .....	74
<b>Figure II.39 :</b> Pompe-hélice portable (IRRI). ....	75
<b>Figure II.40 :</b> Pompe hélice verticale .....	76
<b>Figure II.41 :</b> Aubes d'un impulseur d'une pompe à hélice. ....	76
<b>Figure II.42 :</b> Turbine à action (Pelton) déviation du jet d'eau sans modification de la vitesse dans l'aube mobile .....	78

<b>Figure II.43 :</b> Turbine à réaction (Francis) les sections d'écoulement changent. Accélération du jet d'eau dans l'aube directrice et l'aube mobile. ....	79
<b>Figure II.44:</b> Type des turbines .....	79
<b>Figure II.45 :</b> caractéristique des turbines hydrauliques .....	80
<b>Figure II.46 :</b> Caractéristique couple-vitesse de rotation d'une turbine hydraulique .....	80
<b>Figure II.47 :</b> Turbine à gaz .....	81
<b>Figure II.48 :</b> Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre. ....	83
<b>Figure II.49 :</b> Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre. ....	84
<b>Figure II.50 :</b> Schéma d'une turbine à action et à réaction. ....	85
<b>Figure II.51 :</b> Turbine mono-étage. ....	88
<b>Figure II.52 :</b> Turbine multi-étage. ....	88
<b>Figure II.53 :</b> Exemple de réseaux admission et échappement. ....	89
<b>Figure II.54 :</b> Profils de pression et de vitesse. ....	90
<b>Figure II.55 :</b> Turbines mono-étagées avec chambre d'inversion. ....	90
<b>Figure II.56 :</b> Turbines mono-étagées à Roue double. ....	91
<b>Figure II.57 :</b> Profils de pression et de vitesse. ....	91
<b>Figure II.58 :</b> Profils de pression et de vitesse.....	92
<b>Figure II.59 :</b> Différents types de rotors. ....	93
<b>Figure II.60 :</b> Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur. ....	94
<b>Figure II.61 :</b> la distance parcourue réellement lors d'un tour ou "Pas réel". ....	95
<b>Figure II.62 :</b> Hélices à pas variable. ....	97
<b>Figure II.63 :</b> Water jet .....	98
<b>Figure II.64 :</b> Hélices contrarotatives. ....	99
<b>Figure II.65 :</b> Hélices à pas vertical. ....	100
<b>Figure II.66 :</b> Les quatre fabricants de PODS. ....	101
<b>Figure II.67 :</b> Hélicoptère et le croquis de Vinci. ....	103
<b>Figure II.68 :</b> Section profilée. ....	103
<b>Figure II.69 :</b> Composition d'une éolienne. ....	106
<b>Figure II.70 :</b> Effet du vent sur un corps creux. ....	107
<b>Figure II.71 :</b> Rotor de Savonius. ....	107
<b>Figure II.72:</b> Principe de l'incidence variable. ....	108
<b>Figure II.73:</b> Différents types de rotor Darrieus. ....	108
<b>Figure II.74:</b> Configurations à axe horizontal .....	109
<b>Figure II.75 :</b> Éolienne multi-pale .....	109

<b>Figure II.76</b> : Éolienne multi-pale Eiffel (fin XIXe siècle). .....	110
<b>Figure II.77</b> : Catégorie d'hydrolienne basée sur leur axe de rotation. (a) : Nachtane et al. (2020), (b) : Sabella, (c) : Mcadam et al. (2009), (d) : Glynn (2006). .....	112
<b>Figure II.78</b> : Arbre de classification des turbines hydroliennes. ....	112
<b>Figure II.79</b> : Schéma du triangle des vitesses pour une section de pale de turbine à axe horizontal. ....	113
<b>Figure II.80</b> : Exemples d'hydroliennes à axe horizontal. (a) : turbine D10 de Sabella 1MW, (b) : turbine AR1500 de SIMEC Atlantis Ltd 1.5MW et (c) : turbine IR2000 de Orbital Marine Power 2MW (1MW par rotor). ....	113
<b>Figure II.81</b> : Schéma de turbines à axe vertical (Khan et al. 2009). ....	114
<b>Figure II.82</b> : Schéma d'une turbine Darrieus de type « H-Darrieus » (a) et triangle des vitesses dans un plan de coupe pour différentes positions azimutales d'une pale (b). ....	115
<b>Figure II.83</b> : Exemples d'hydroliennes à axe vertical : turbine OceanQuest d'HydroQuest, 1MW (250kW par rotor). ....	115
<b>Figure II.84</b> : Exemples d'hydroliennes à axe transverse. (a) : turbine RiGen de ORCP 80kW, (b) : turbine de noa 0.5kW. ....	117
<b>Figure II.85</b> : Cinématique de l'aile oscillante étudiée par Kinsey et Dumas (2008) (a), prototype testé par Kinsey et al.(2011) 2kW(b) et turbine Stingray de EB Ltd (2005) 150kW (c). ....	117
<b>Figure II.86</b> : Turboréacteur mono flux. ....	119
<b>Figure II.87</b> : Sur les deux photos de droite, vous pouvez voir un turboréacteur double flux séparés avec en bleu l'air froid et en rouge l'air chaud. ....	120
<b>Figure II.88</b> : Turboréacteur double flux mélangés. ....	120
<b>Figure II.89</b> : Le statoréacteur. ....	121
<b>Figure II.90</b> : hélice ou soufflante. ....	122
<b>Figure II.91</b> : compresseur HP/BP ....	122
<b>Figure II.92</b> : Chambre de combustion. ....	123
<b>Figure II.93</b> : schéma de couple. ....	124
<b>Figure II.94</b> : schéma récapitulant les différentes parties du turboréacteur. ....	124
<b>Chapitre III : L'état de l'art</b>	
<b>Figure III.1</b> : Schéma de l'écoulement de fuite. ....	127
<b>Figure III.2</b> : Schéma d'une structure jet-sillage en sortie de roue (Brennen (1994))... ..	130
<b>Figure III.3</b> : Schéma de principe d'un joint labyrinthe. ....	132

<b>Figure III.4 :</b> Géométries de joints labyrinthe, de gauche à droite : dents sur rotor, labyrinthe à étages, dents triangulaires, dents sur stator, labyrinthe emboîté .....	132
<b>Figure III.5 :</b> Évolution des systèmes de refroidissement à partir des années 1960, d'après [B. Facchini et L. Innocenti, 2005] .....	133
<b>Figure III.6 :</b> Système barrière thermique. ....	134
<b>Figure III.7 :</b> Ecaillages de la couche de céramique de systèmes barrière thermique pour aube de turbine (photos Snecma). ....	134
<b>Figure III.8:</b> Procédure d'affûtage. ....	136
<b>Figure III.9:</b> Représentation isométrique d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage. ....	137
<b>Figure III.10:</b> Principales composantes d'une PTV. ....	138
<b>Figure III.11 :</b> Principales interfaces de contact dans une turbomachine. ....	139
<b>Figure III.12 :</b> Sources de perte dans une roue d'un compresseur axial. ....	141
<b>Figure III.13:</b> Représentation schématique du déficit de vitesse (à gauche) et visualisation du sillage éolien (à droite) .....	142
<b>Figure III.14:</b> Demi-vue schématique du module compresseur basse pression : principaux éléments structuraux et localisation des possibles contacts. ....	143
<b>Figure III.15 :</b> Turbine à gaz injectée par vapeur. ....	143
<b>Figure III.16 :</b> Cycle avec refroidissement par évaporation. ....	145
<b>Figure III.17 :</b> Exemple d'une pale carénée et d'une pale non carénée Tirée de Term 2010 ...	145
<b>Figure III.18 :</b> Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H <sub>2</sub> O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbine à gaz dans une UTGN typique. Les indices 1 à 24 se rapportent aux points d'état du système.	147
<b>Figure III.19:</b> Roue, Roue-Diffuseur et Roue-Volute maillés au moyen du module Mesh-Meshing. ....	147
<b>Figure III.20:</b> Coupe schématique du moteur Turbomeca Arrius 2F. En bleu, l'arbre sur lequel sont montées la roue mobile centrifuge du compresseur et celle de la turbine qui l'entraîne....	149
<b>Figure III.21:</b> Coupe méridienne d'un étage de compresseur centrifuge. L'emplacement des bords d'attaque (BA) et bords de fuite (BF) des aubages est précisé. ....	149
<b>Figure III.22 :</b> Exemple de stator perforé. ....	151
<b>Figure III.23 :</b> Aérogénérateur à axe horizontal. ....	151
<b>Figure III.24 :</b> Pales et tuyère en composite de l'hydrolienne et Pales en composite de l'hydrolienne .....	154
<b>Figure III.25 :</b> hydrolienne carénée. ....	154

<b>Figure III.26</b> : Représentation schématique d'hydroliennes à axe horizontal (haut) et vertical (bas) (extrait d'Edenhofer et al. 2011). .....	155
<b>Figure III.27</b> : Coupe d'un ventilateur.....	157
<b>List des tableaux</b>	
<b>Tableau 1</b> : principe types de ventilateurs axiaux.....	40

## Résumé :

Cette thèse de mémoire a contribué à connaître les méthodes et outils pour augmenter les gains énergétiques dans les machines à turbine. Ces découvertes ouvrent de nouveaux horizons pour l'innovation de nouvelles méthodes et offrent des opportunités d'améliorer les gains énergétiques, ce qui contribue à accroître l'efficacité de l'utilisation des machines, à prolonger leur durée de vie et à économiser du temps et de l'argent.

## المخلص :

ساهمت هذه الرسالة في معرفة طرق و أدوات المكاسب الطاقوية في الآلات التوربينية لرفع منها . اذ تفتح هذه الاكتشافات أفاقا جديدة لابتكار طرقا جديدة و توفر فرصا لتحسين من المكاسب الطاقوية ، مما يساهم في زيادة الكفاءة في استخدام الآلات و إطالة عمرها و ربح المال و الوقت .

## Summary :

This thesis contributed to knowing the methods and tools to increase the energy gains in turbine machines. These discoveries open new horizons for innovating new methods and provide opportunities to improve energy gains, which contributes to increasing efficiency in using machines, extending their life, and saving money and time.



## Introduction générale :

Les gains énergétiques se réfèrent à l'augmentation de l'efficacité énergétique d'un système ou d'un processus, généralement mesurée par la réduction des consommations d'énergie. Cela peut être atteint par des améliorations techniques, des optimisations de la gestion de l'énergie, ou l'utilisation de technologies plus efficaces. Les gains énergétiques peuvent être mesurés en termes de réduction des émissions de gaz à effet de serre, des coûts d'énergie, ou de l'impact environnemental global .

L'histoire des améliorations des gains énergétiques des turbomachines est marquée par des avancées significatives dans la compréhension et la modélisation des écoulements complexes, ainsi que par des innovations dans la conception et la fabrication de ces machines.

Les années 2010 ont vu une augmentation de la compréhension des phénomènes aero-élastiques complexes dans les compresseurs, notamment les cycles limites d'interaction fluide-structure des fans. Les modèles numériques complexes ont été développés pour intégrer des phénomènes multi-physiques et valider ces modèles à l'aide de bancs d'essais.

Des méthodes expérimentales telles que l'anémométrie laser Doppler, la particule image vélocimétrie et les mesures de pression statio Les années 2010 ont vu une augmentation de la compréhension des phénomènes aero-élastiques complexes dans les compresseurs, notamment les cycles limites d'interaction fluide-structure des fans. Les modèles numériques complexes ont été développés pour intégrer des phénomènes multi-physiques et valider ces modèles à l'aide de bancs d'essais.

Unaires ont été mises en œuvre pour collecter des données sur l'interaction rotor/stator et l'écoulement dans les turbomachines.

Les avancées dans la conception et la modélisation des écoulements complexes ont permis d'améliorer l'efficacité énergétique des turbomachines, en réduisant les pertes d'énergie et en optimisant leur fonctionnement.

Les innovations dans la conception et la fabrication des turbomachines ont permis de développer de nouvelles technologies pour améliorer leur efficacité énergétique, comme les turbomachines à haute efficacité et les systèmes de récupération d'énergie.

# **Chapitre I- Généralités sur les turbomachines**

## **Introduction :**

Depuis l'apparition de l'homme sur terre, et durant de nombreux siècles, seules les énergies de l'eau et de l'évent furent exploitées. Les premières Machines motrices n'utilisant pas la force musculaire (animal ou humaine) furent des turbomachines : roues hydrauliques, moulins (turbines) à vent.

Denis Papin en 1690, après avoir découvert que l'ébullition de l'eau dans une « marmite » créait de la force (pression), démontra la possibilité de réaliser une machine en utilisant cette vapeur d'eau comme fluide moteur. Il expérimenta à Allemagne en 1707, un navire à vapeur d'eau à quatre roues à aubes.

Sadi CARNOT au 19<sup>ème</sup> siècle plus tard, en 1824, fonda la thermodynamique avec ses « Réflexions sur la puissance motrice du feu ». La théorie des Machines thermiques un fluide pouvait alors voir le jour. Les premières Machines de l'ère technologique transformateur ou fournisseur de l'énergie furent d'abord des Machines alternatives aux pistons.

La première théorie concernant les Machines centrifugeuses date de 1840 et fut énoncée par Combes dans son ouvrage « Théorie des ventilateurs appliqués aux pompes ».

En 1900, les progrès et découvertes en mécanique des fluides permirent de louer un Auguste Râteau déterminer son « Traité sur les turbomachines » qui fait autorité à l'époque. On voit donc que les turbo Machines sous leurs formes actuelles sont des Machines récentes dans l'histoire de l'humanité. Chacun sait cependant que malgré cette percée technologique tardive, elles sont omniprésentes dans les processus énergétiques. Leur évolution n'est pas terminée et nous verrons certainement que leur prédominance se confirme au cours du 21<sup>ème</sup> siècle. [1]

## I.1) Définition :

La turbomachine est un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues mobiles munies d'aubes qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

Les machines à fluide sont, d'une manière générale, des appareils permettant un échange d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. L'énergie échangée est toujours une énergie mécanique, Le fluide utilisé est généralement un fluide incompressible (l'eau), mais il peut être aussi un liquide quelconque : pétrole, huile, mercure, métal en fusion, ou un gaz comme l'air, pourvue que les variations de pression mises en jeu soient faibles devant la valeur absolue de la pression.

Les turbomachines sont des appareils qui servent à transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique et réciproquement, à l'aide d'un mouvement de rotation continu.

L'échange d'énergie s'effectue dans la roue et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par un écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Un premier classement des turbomachines est fait à partir du sens de l'échange d'énergie. Il est à distinguer les machines génératrice qui reçoivent du travail et les machines réceptrices qui en fournissent. Parmi les machines génératrice, il y a les pompes roto-dynamiques, les ventilateurs, les compresseurs et les soufflantes. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur, les turbines à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les turbines éoliennes comme représenté sur la figure 1 ci-dessous.

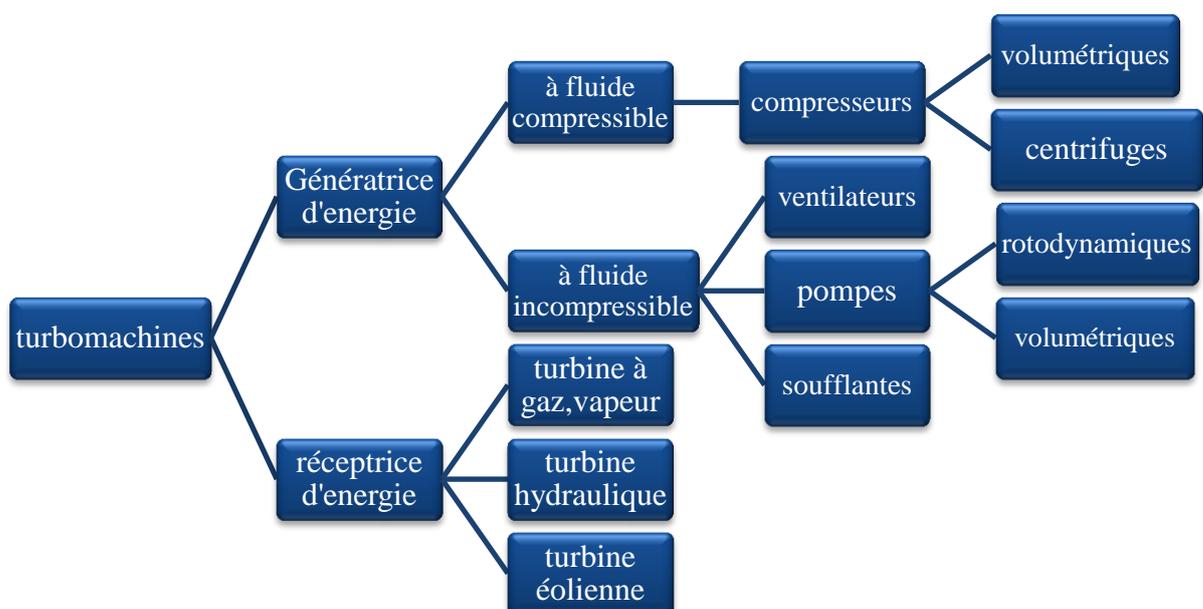


Figure I.1 : Organigramme des turbomachines.

## **I.2) Classification des turbomachines :**

On peut les classer suivant :

### **I.2.1) La nature du fluide :**

C'est-à-dire suivant en particulier qu'il s'agit d'un fluide compressible ou incompressible. Le cas le plus simple est évidemment celui des liquides. C'est également celui des gaz, lorsque les variations du volume spécifique ne sont pas négligeables, on doit en tenir compte, ce qui complique d'ailleurs assez notablement le tracé et le fonctionnement des machines. Pour des raisons évidentes, l'étude des machines à fluide compressible est reportée après celle des machines à fluide incompressible et elle doit être elle-même précédée de rappels de thermodynamique et d'un complément relatif à la mécanique des fluides compressibles.

### **I.2.2) La fonction de la machine :**

C'est-à-dire suivant qu'il s'agit de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou réciproquement. Dans le premier cas, il s'agit de machines-réceptrices telles que les turbines hydrauliques. Dans le second cas, il s'agit de machines génératrices, pompes, ventilateurs, compresseurs, etc. bien que, dans le cas des hélices marines et aériennes, le but direct ne soit pas l'obtention d'une énergie supplémentaire du fluide, mais l'obtention d'une poussée sur une carène de navire ou un avion, on verra qu'elles rentrent dans le second cas. Enfin, il existe des machines, les turbines-pompes, qui peuvent jouer les deux rôles.

### **I.2.3) Le trajet du fluide par rapport à l'axe :**

on distingue en particulier :

- des machines radiales centrifuges (ou centripètes) pour lesquelles les filets de courant sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe, sauf au voisinage immédiat de ce dernier
- des machines axiales pour lesquelles les filets de courant sont situés sur des surfaces de révolutions qui sont très sensiblement des cylindres ;
- enfin des machines intermédiaires hélico-centrifuges (ou hélico-centripètes) dont les filets sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée sur l'axe.

### **I.2.4) Le mode d'action du fluide :**

on distingue à cet égard des machines dites « à action » et des machines dites « à réaction ». [2]

### **I.2.5) Le degré d'injection :**

On dit qu'il s'agit d'une machine à injection totale, ou partielle, suivant que tous les canaux ou certains d'entre eux seulement sont remplis de fluide actif.

## **I.2.6) Le nombre d'éléments disposés en série :**

Comme on le verra, et sauf cas particuliers, une turbomachine élémentaire ou monocellulaire, comporte en principe deux séries d'aubages, les uns fixes, les autres mobiles. L'association d'un organe fixe et d'une roue mobile constitue une cellule capable de caractéristiques déterminées. Dans certains cas, il est nécessaire de disposer plusieurs cellules en série, le fluide parcourant successivement chacune d'elles, d'où l'appellation de machines multicellulaires. Il est à noter que l'on trouve aussi, quoiqu'en plus petit nombre, des combinaisons portant sur des cellules identiques disposées en parallèle. On ne qualifie pas ces machines de multicellulaires. (SEDILLE, 1967). [3]

## **I. 3) Technologie utilisé dans les turbomachines :**

### **I. 3.1) Différentes familles de turbomachines :**

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe.

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est dite :

- génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide.
- réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de :

- moteur dans le cas des turbomachines génératrices (moteur électrique, moteur Diesel, turbomachine réceptrice).
- machine entraînée dans le cas des turbomachines réceptrices (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Comme d'une manière générale un apport d'énergie au fluide s'accompagne d'une augmentation de sa pression et qu'inversement un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachine génératrice ou de compression et de turbomachine réceptrice ou de détente.

Parmi les différentes familles de turbomachines, les hélices marines et aériennes, ainsi que les éoliennes, tiennent une place particulière du fait qu'elles empruntent et rejettent le fluide dans un même milieu illimité.

Les turbomachines de détente portent le nom de turbines, alors que celles de compression se subdivisent en :

- Pompes, dans lesquelles le fluide en mouvement est liquide, et donc incompressible.

- Ventilateurs, dans lesquels le fluide gazeux se comporte de manière incompressible c'est-à-dire que sa variation de volume massique au cours de la traversée de la machine est négligeable.
- Les compresseurs et soufflantes dans lesquelles la compressibilité du fluide gazeux intervient.

Ces turbomachines sont largement utilisées pour réaliser des cycles thermodynamiques, c'est le cas des compresseurs axiaux et des turbines axiales accouplés dans les réacteurs aéronautiques ou les turbines à gaz industrielles (qui portent un nom ambigu, puisqu'elles comprennent au sens strict des termes, un compresseur et une turbine). C'est le cas également des centrales thermiques qui comportent une pompe à eau et une turbine à vapeur. [4]

### **I.3.2) Profil aérodynamique :**

L'aube est la partie d'une turbine en forme de cuillère ou de pale sur laquelle s'exerce l'action du fluide moteur. Une turbine comporte plusieurs aubes réparties régulièrement sur son pourtour.

À l'inverse, l'aube d'un compresseur, d'un ventilateur, d'une pompe, d'une hélice ou simplement d'une roue à aubes peut exercer une action sur un fluide. Ces turbomachines mues par un moteur sont alors utilisées pour accélérer, comprimer ou déplacer un fluide. Le mouvement du fluide peut éventuellement servir à propulser un véhicule. [5]

#### **a) Modélisation d'une aube :**

La première étape de ce projet de recherche est la définition d'un modèle paramétrique de la géométrie d'une aube qui sera optimisée. Il est donc essentiel de revenir sur les principes de conception des aubes et les modèles existants dans la littérature. Tout comme pour les ailes D'un avion, la conception d'une aube de turbomachine repose sur la définition de ses sections, aussi appelées profils. Ces profils sont définis dans des plans perpendiculaires à l'aube et répartis sur sa hauteur. Ces plans sont positionnés et orientés les uns par rapport aux autres Par une loi d'empilement afin de créer le volume de l'aube. À titre d'exemple, la figure I.2. Présente une aube du rotor 37 modèle ouvert proposé par la NASA, qui est défini par 12 profils. La modélisation complète d'aube doit donc inclure une modélisation des profils et une modélisation de la loi d'empilement des profils.



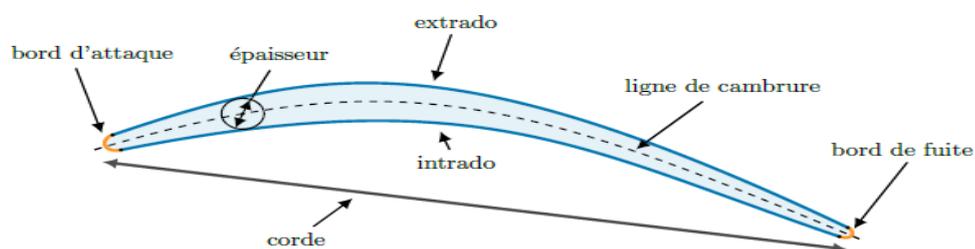
**Figure I.2 :** Aube du rotor 37.

## b) Profils :

Le différentiel de pression créé par l'aube repose essentiellement sur la forme des profils, c'est pourquoi il existe un grand nombre d'études se focalisant sur l'aérodynamisme des profils. De ce nombre important d'études a résulté un nombre important de formes et de modélisations de profils qui sont présentées dans cette partie.

### b.1) Vocabulaire :

Les termes utilisés pour décrire les profils sont présentés dans la figure I.3. Le contour du profil est défini en 4 zones : (1) le Bord d'Attaque (BA) est la zone d'entrée de l'aube dans le fluide, (2) le Bord de Fuite (BF) est la zone de sortie de l'aube, (3) l'intrado rejoint le BA et le BF du côté où apparaît la surpression, et (4) l'extrado, situé en vis-à-vis de l'intrado rejoint le BA et le BF du côté de la sous-pression. Le terme de corde correspond à la longueur du profil, c'est-à-dire la distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite. La ligne de cambrure est la ligne moyenne entre l'intrado et l'extrado. L'épaisseur de l'aube est un paramètre défini localement le long de la ligne de cambrure.



**Figure. I.3 :** Profil d'une aube.

### b.2) Historique :

Il est intéressant de revenir à l'origine des premiers profils aérodynamiques pour comprendre les évolutions vers les profils actuels. Pour cela, il faut remonter au début de l'aviation et la création des premiers profils aérodynamiques pour les ailes. La recherche sur les profils commence vers la fin du XIXe (19<sup>ème</sup>) siècle, leur création est alors purement

## Chapitre I : Généralité sur les turbomachines

---

expérimentale et repose principalement sur les observations et l'expérience des concepteurs. La figure I.4 montre l'évolution de la forme des profils au début du XX<sup>e</sup> (20<sup>ème</sup>) siècle. Les plus grosses avancées dans le domaine sont menées par l'agence américaine chargée de la recherche en aéronautique, la NACA (ancêtre de la NASA), qui publie dans les années 30 un catalogue de 78 profils testés en soufflerie. Le système de profil NACA est créé par la même occasion. C'est un système de dénomination de profil par rapport à leur géométrie. Ainsi, la première série de profils testés, est définie par 4 chiffres : le premier chiffre donne la cambrure maximale en pourcentage de la corde du profil, le deuxième chiffre donne le dixième de la position relative du point de cambrure maximum par rapport à la corde et les deux derniers chiffres indiquent l'épaisseur de l'aube en pourcentage de la corde. Par exemple, le profil NACA2412 a une cambrure maximale de 2% située à 40% de la corde à partir du bord d'attaque et son épaisseur maximale est égal à 12% de la corde du profil. La série de profil NACA la plus intéressante pour les aubes de turbomachines est la série NACA65 dédiée à compresseur et testée pour la première fois en 1945. Ces profils sont très utilisés pour les aubes de compresseurs et servent de référence dans de nombreuses études sur les aubes de turbomachines.

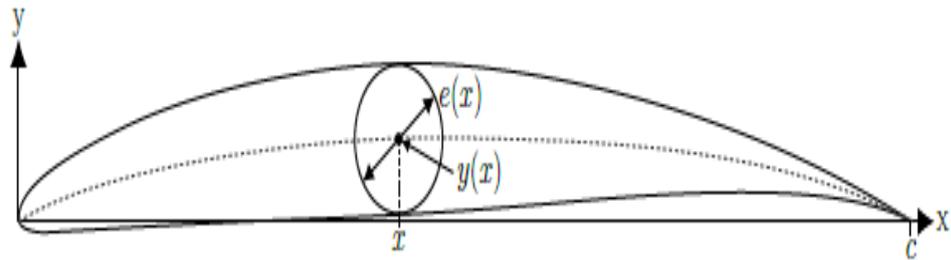
La désignation des profils NACA65 est différente de la première série. Elle est faite de la manière suivante :

$$\text{NACA65-(XX) YY}$$

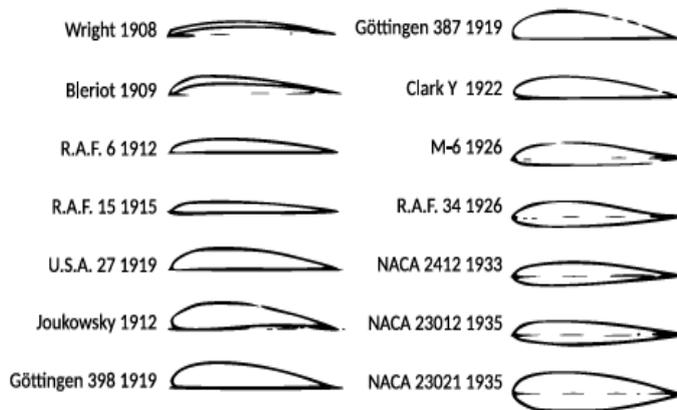
avec  $XX = b10pc$  1 où  $p$  est le coefficient de portance de l'aube et  $YY = b100e_{rel}$  où  $e_{rel}$  est l'épaisseur maximale relative par rapport à la corde du profil. Ainsi le profil NACA65-(10)15 a un coefficient de portance de 1 et une épaisseur relative de 15%. La définition de la géométrie des profils NACA65 est donnée dans [75], elle est définie par une ligne de cambrure et une distribution d'épaisseur (voir figure I.5). Les données permettant de construire le profil de référence de la série NACA65-(10)10 sont données en annexe A. Les autres profils de la série sont obtenus en multipliant la ligne de cambrure par le coefficient de portance  $p$  et la distribution d'épaisseur par  $e_{max}/10$ .

Bien que la série de profils NACA65 soit une référence, leur modélisation non paramétrique ne permet pas de les utiliser dans le cas d'une optimisation. C'est pourquoi de nombreux modèles paramétriques ont été développés à partir de la fin du XX<sup>e</sup> siècle.

Il existe aussi des séries de profils autres que NACA mais elles sont moins courantes et moins utilisées dans la littérature que les séries NACA.



**Figure I.4 :** Évolution des profils d'ailes utilisés au début du XX siècle.



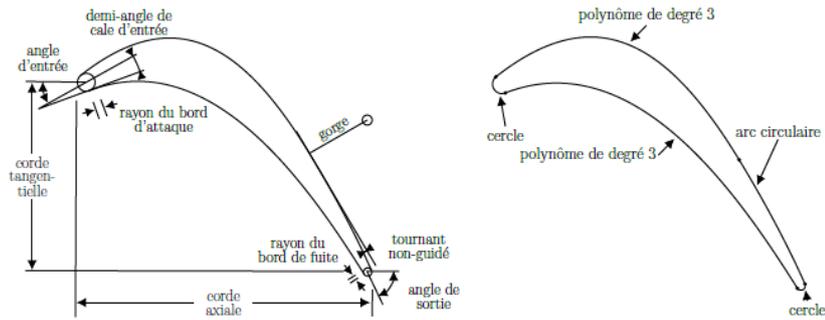
**Figure I.5 :** Définition des profils de la série NACA65 avec le profil NACA65-(10)10 avec (--- ---) la ligne de cambrure du profil.

### b.3) Modèles paramétrés de profils :

Dans la littérature, il est possible de dégager deux types de modélisations paramétrées de profils : les modélisations mathématiques et la modélisation physique. Ces dernières utilisent des paramètres physiques et explicites pour modéliser le profil alors que les modélisations mathématiques utilisent des paramètres non physiques comme, par exemple, des points de contrôle pour des courbes de Bézier. Pour chaque type de modélisation, il existe un nombre très important de modèles. Les modèles présentés dans la suite, qui sont parmi les plus fréquemment cités, ne représentent qu'une petite portion des modèles existants dans la littérature.

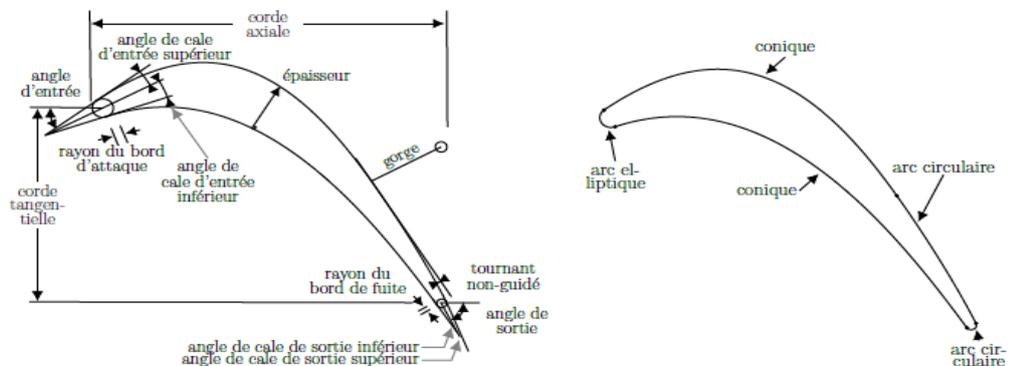
#### b.3.1) Modélisations physiques :

Le modèle RATD [76], présenté sur la figure I.6, est un des premiers modèles paramétrés créés. Sur cette modélisation, les bords d'attaque et de fuite sont modélisés par des arcs de cercle. L'extrado est une combinaison d'un polynôme de degré 3 et d'un arc circulaire, alors que l'intrado est représenté par un polynôme de degré 3. Au total, 11 paramètres sont nécessaires pour générer un profil.



**Figure I.6 :** Modèle RATD — traduit de [76].

Le modèle RATD est modifié par Mansour dans [77] afin d'offrir une plus grande flexibilité et d'éviter les géométries non réalistes que peuvent fournir les courbes polynomiales. Ce modèle est présenté sur la figure I.7. Les modifications apportées sont : (1) le remplacement de l'arc de cercle du bord d'attaque par un arc d'ellipse, (2) l'utilisation de deux demi-angles de cale différents pour l'intrado et l'extrado au lieu d'un seul pour rendre indépendantes les formes de l'intrado et de l'extrado au niveau des bords d'attaque et de fuite, (3) l'ajout d'un paramètre d'épaisseur entre l'intrado et l'extrado et, (4) les courbes polynomiales sont remplacées par des coniques. Le nombre de paramètres passe à 14 et l'auteur démontre que le nouveau modèle a gagné en robustesse et en flexibilité.



**Figure I.7 :** Modèle MRATD (modified RATD) d'après [77].

Cho [78] propose une variante à la modélisation du bord d'attaque avec deux arcs d'ellipse différents et deux angles de cale (figure I.8). Cela permet de découpler la forme inférieure du bord d'attaque de sa forme supérieure et d'augmenter le nombre de formes possibles pour le bord d'attaque. L'ajout de deux points permettant de contrôler la position du maximum sur l'intrado et l'extrado augmente la flexibilité de la modélisation.

### b.3.2) Modèles mathématiques :

En opposition aux modèles physiques, les modèles mathématiques font appel à des paramètres n'ayant pas de sens physique. Ces paramètres non physiques sont souvent des

points de contrôle pour des courbes de Bézier ou des splines. L'utilisation de ce type de courbes avec un grand nombre de points de contrôle permet notamment d'avoir un contrôle plus fin sur la forme et la courbure des profils. Goel [79] propose une modélisation construite avec des courbes de Bézier et utilisant les points de contrôle de ces courbes comme paramètres de conception. L'extrado et l'intrado ont par exemple entre 7 et 9 points de contrôle chacun. L'utilisation des courbes de Bézier permet d'assurer un certain degré de continuité. L'auteur utilise aussi 10 paramètres physiques en addition des points de contrôle, donnant un nombre total de paramètres très important. Dans [80], l'auteur paramétrise le profil par une distribution d'épaisseur et une distribution de la courbure de l'extrado. Ces deux distributions sont présentées sur la figure I.9 et elles sont modélisées par des B-splines à 6 et 7 points de contrôle.

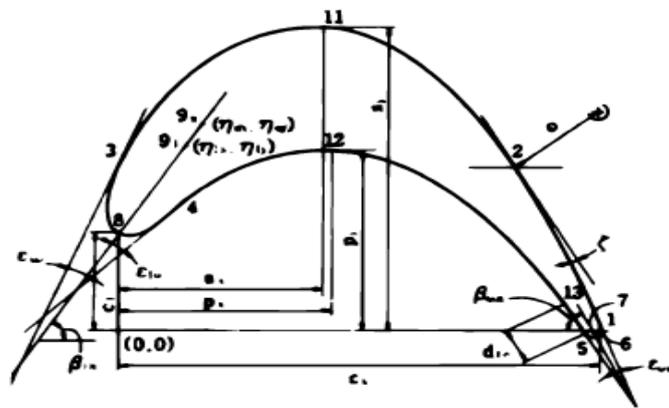
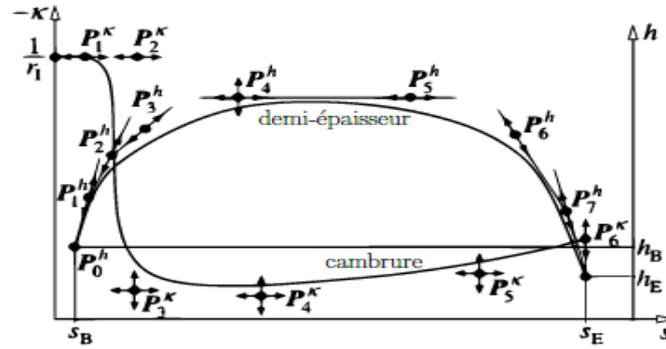


Figure I.8 : Modèle de Cho [78].

Il existe dans la littérature beaucoup de modèles paramétriques de profils permettant de mener des optimisations. Les modélisations physiques ont l'avantage d'être plus universelles dans le sens où leurs paramètres sont des paramètres géométriques connus par les concepteurs d'aubes et transposable à n'importe quel profil. À l'inverse, les modèles mathématiques sont moins universels et ont souvent un nombre total de paramètres plus important pour un contrôle plus fin de la géométrie du profil. Dans le cas d'une étude structurelle sur l'interaction aube/carter, ce niveau de contrôle n'est pas nécessaire. De plus, dans le cas d'une optimisation il est préférable d'avoir un nombre faible de paramètres, c'est pourquoi les modèles physiques semblent plus intéressants pour l'étude présentée. Enfin, il est important de noter que la majorité des profils existants sont conçus pour les optimisations aérodynamiques des profils. Aucun modèle de profil dédié aux études structurelles (désaccordage, frottements au pied d'aube, contacts inter-aube) n'a été trouvé dans la littérature.



**Figure I.9 :** Distribution de l'épaisseur et de la courbure dans la modélisation. [6]

### I.3.3) Principaux organes constitutifs, fonction :

#### I.3.3.1) Machines monocellulaires :

Afin de donner un aperçu concret, on va sommairement décrire deux turbomachines parmi les plus classiques :

-Une pompe centrifuge, en tant qu'exemple de machine de Compression à fluide incompressible.

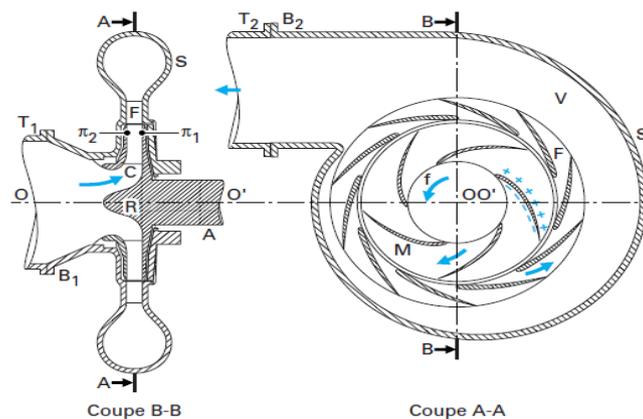
-Une turbine servant d'illustration aux machines de détente a Fluide compressible.

#### a) Description d'une pompe centrifuge :

Cette pompe est représentée sur la figure I.10. La turbomachine est définie entre les brides d'entrée  $B_1$  et de sortie  $B_2$ .

La machine se raccorde à deux tuyauteries cylindriques :

- la conduite d'aspiration  $T_1$ , qui sert à amener le fluide à l'entrée de la pompe (bride  $B_1$ ).
- la conduite de refoulement  $T_2$ , fixée à la pompe par la bride  $B_2$ .



**Figure I.10 :** Pompe centrifuge : coupes

La partie active de la machine est constituée par la roue ou rotor R qui porte les aubages mobiles M appelés encore aubes, pales ou ailettes et tourne à vitesse angulaire que l'on supposera constante autour de l'axe  $OO'$ . Lorsque l'on observe la roue à l'arrêt, ces aubages,

## Chapitre I : Généralité sur les turbomachines

---

tous identiques en forme, se déduisent l'un de l'autre par une rotation autour de  $OO'$  égale à  $2\pi/n_r$ ,  $n_r$  désignant le nombre total de pales ; ainsi, la couronne des aubages mobiles présente par rapport à l'axe de rotation une symétrie d'ordre  $n_r$ . L'espace compris entre deux aubages mobiles constitue un canal mobile.

À partir de la bride  $B_1$ , dont la forme est circulaire et qui dans l'exemple choisi admet  $OO'$  pour axe, le fluide est aspiré par l'intermédiaire d'un conduit d'entrée, généralement convergent, de façon à assurer une répartition homogène des vitesses à l'entrée  $C$  des canaux mobiles que l'on appelle l'ouïe de la pompe.

Du fait du mouvement d'entraînement à vitesse angulaire constante imposé par l'arbre de commande dans le sens indiqué par la flèche  $f$  (cf. figure I.10), les pales exercent des efforts de pression sur le fluide, qui se traduisent par l'existence d'une surpression le long de leur extrados (face menante) et d'une dépression sur leur intrados (face menée). Le travail de ces forces exige un apport permanent d'énergie mécanique par l'arbre  $A$  qui doit être mû par un moteur. Ici réside donc le principe essentiel de fonctionnement d'une turbomachine génératrice ; il y a transfert d'énergie entre l'arbre et le fluide. L'énergie mécanique fournie par l'arbre au fluide pendant la traversée des canaux mobiles se manifeste par un accroissement, d'une part, de la pression du fluide et, d'autre part, de son énergie cinétique. À l'intérieur d'un canal mobile, l'écoulement peut être considéré comme permanent, en première approche, par rapport à un repère mobile solidaire du rotor  $R$ .

Dans le cas considéré, la machine est qualifiée de centrifuge car, à la traversée du rotor, le fluide s'écarte de l'axe de rotation  $OO'$ , chaque particule s'écoulant sensiblement dans un plan perpendiculaire à cet axe.

Le stator  $S$  de la pompe, encore appelé corps ou enveloppe, porte une couronne d'aubages fixes  $F$ , en nombre égal à  $n_f$  ce qui lui confère une symétrie d'ordre  $n_f$ , par rapport à l'axe  $OO'$ .

L'espace compris entre deux aubages fixes constitue un canal fixe ; les différents canaux fixes sont alimentés de manière identique par le rotor et se trouvent parcourus par un écoulement qui peut être considéré comme permanent par rapport à un repère absolu, tout au moins en négligeant certains effets instationnaires qui seront vus ultérieurement (1.3.6).

En ralentissant le fluide, la couronne d'aubages fixes, qui porte également le nom de diffuseur, provoque une augmentation de pression par conversion d'une partie de l'énergie cinétique.

Dans les aubages fixes, l'écoulement est également centrifuge. D'une manière générale, l'espace occupé par les couronnes d'aubages mobiles et fixes est limité par deux surfaces de

révolution de méridiennes respectives  $\pi_1$  et  $\pi_2$  sur la coupe BB de la figure I.10. Dans une machine strictement centrifuge, comme dans le cas de la machine décrite ici, ces deux surfaces sont des plans perpendiculaires à  $OO'$ , et les méridiennes  $\pi_1$  et  $\pi_2$  sont des droites également perpendiculaires à  $OO'$ . Par extension, on continue toutefois à qualifier de centrifuges des turbomachines où  $\pi_1$  et  $\pi_2$  sont des courbes dont la tangente en chaque point fait avec  $OO'$  un angle assez peu différent de  $90^\circ$ .

À la sortie du diffuseur, le fluide doit être collecté et conduit vers la tuyauterie  $T_2$ . Cette dernière fonction est assurée par une capacité  $V$  qui s'enroule autour du diffuseur et qui doit à sa forme géométrique le nom de volute ; dans une certaine mesure, cet espace est utilisé pour une transformation complémentaire de l'énergie cinétique en énergie piézométrique (c'est-à-dire la somme de l'énergie de pression statique et de l'énergie de pesanteur).

### **b) Description d'une turbine :**

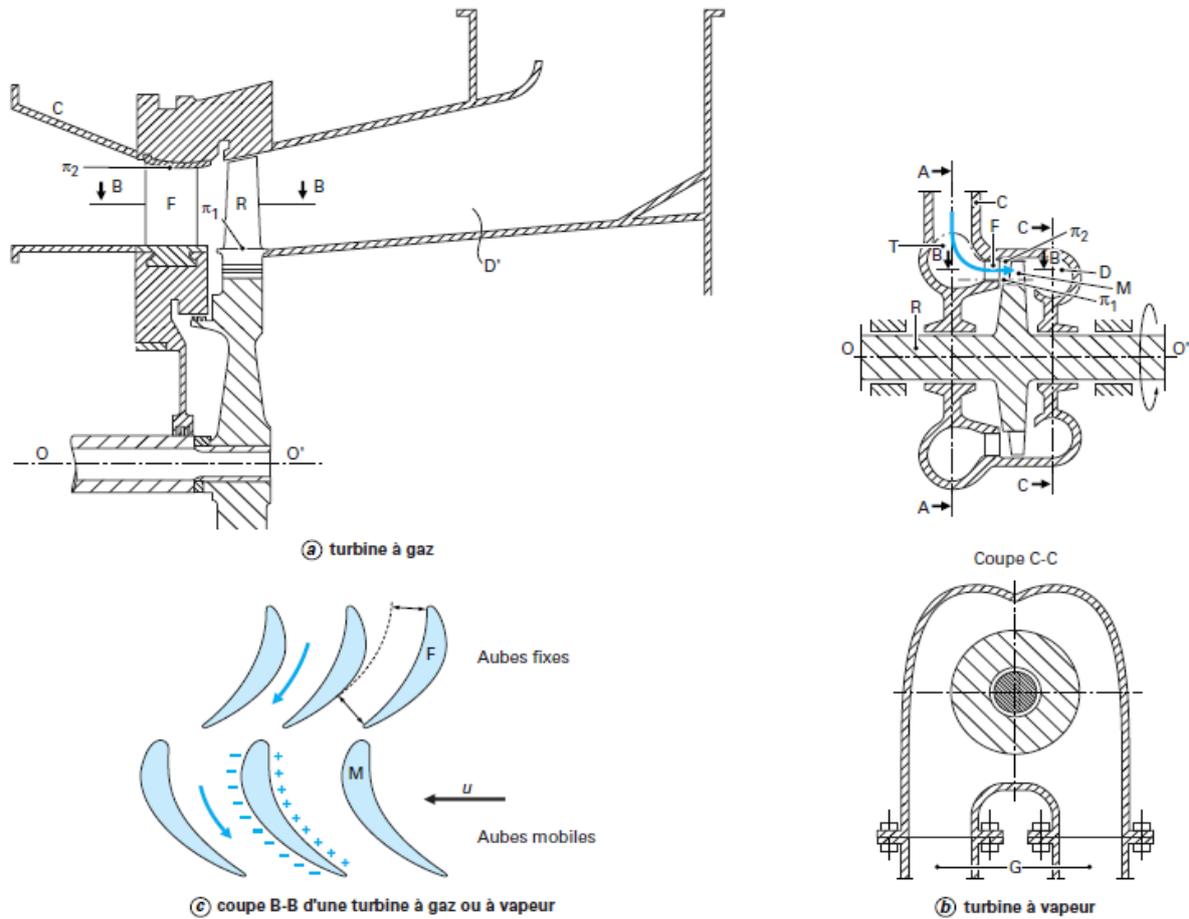
Cette machine est représentée, sur la figure I.11, dans deux versions industrielles :

- la figure I.11a représente la coupe d'une turbine à gaz industrielle. L'alimentation et l'échappement sont sensiblement axiaux ;
- sur la figure I.11b est représentée la coupe d'une turbine à vapeur dont l'alimentation et le refoulement s'effectuent par l'intermédiaire de pièces toriques.

Le fluide entre dans la turbine :

- par une conduite  $C$  dans le cas des turbines à gaz ou des réacteurs aéronautiques (figure I.11a)
- par une conduite qui débouche dans une capacité  $T$  (figure I.11b) présentant souvent une symétrie de révolution autour de  $OO'$  et qui, de ce fait, porte le nom de tore d'admission ; cette partie existe dans toute machine qui n'est pas alimentée axialement.

Le rôle du tore ou de la conduite d'admission est d'alimenter une couronne d'aubages fixes  $F$ , qui possède par rapport à  $OO'$  une symétrie d'ordre  $n_f$ . Pour mieux faire apparaître la forme des aubages fixes, encore appelés distributeurs, parce qu'ils amènent le fluide au rotor en orientant sa vitesse, on a coupé la machine par un cylindre de révolution admettant  $OO'$  pour axe (coupe BB).



**Figure I.11 :** Turbines monocellulaires.

Aussi bien dans le tore que dans la couronne d'aubages fixes, l'écoulement est supposé permanent. En outre, le tracé des canaux fixes, délimités par les distributeurs successifs F, est tel que le fluide subit un accroissement de vitesse, c'est-à-dire qu'il y a conversion d'une partie de son énergie piézométrique en énergie cinétique. Comme il s'agit d'un écoulement de détente, on utilise également pour désigner les distributeurs le terme de tuyères.

Le rotor R, appelé également roue, porte une couronne d'aubages mobiles ou ailettes M qui présentent une symétrie d'ordre  $n_r$  par rapport à  $OO'$  ; deux ailettes consécutives délimitent un canal mobile où, sous la réserve d'effets instationnaires déjà signalés (1.3.6), l'écoulement est considéré comme permanent par rapport à un repère solide du rotor. La forme des aubages mobiles apparaît en coupe BB. La turbine décrite ici entre dans la catégorie des machines axiales, caractérisées par le fait qu'à la traversée des aubages fixes et mobiles la distance de chaque particule à l'axe  $OO'$  varie peu.

Dans une turbomachine rigoureusement axiale, les méridiennes  $\pi_1$  et  $\pi_2$  des surfaces de révolution qui limitent les couronnes d'aubages fixes et mobiles seraient des droites parallèles à l'axe de rotation  $OO'$ . Plus généralement, la famille des machines axiales comprend toutes celles pour lesquelles la tangente en chaque point de  $\pi_1$  et  $\pi_2$  fait avec  $OO'$  un angle modéré.

Le fluide, quittant les distributeurs, exerce sur chaque aube mobile un effort qui correspond à l'existence d'une suppression sur l'intrados et d'une dépression sur l'extrados. S'il n'y a pas de détente entre l'entrée et la sortie des canaux mobiles, les efforts aérodynamiques ainsi appliqués aux ailettes résultent seulement du changement de direction que le fluide subit au contact des ailettes et la turbine est dite à action ; dans le cas contraire, où une détente complémentaire vient augmenter la vitesse du fluide à la sortie des aubages mobiles, elle est dite à réaction. La coupe BB représente une turbine à réaction. Dans les deux circonstances, le fait essentiel est que, entraînant le rotor à vitesse angulaire supposée constante, ces efforts aérodynamiques produisent un travail moteur. De l'énergie a été soutirée au fluide et transformée en énergie mécanique recueillie sur l'arbre.

À la sortie du rotor, le fluide est collecté par une capacité D ou D' selon le mode de conception, appelée fond d'échappement, d'où partent les conduites G qui assurent l'évacuation du fluide (figure I.11, coupe CC).

### **c) Fonctions des organes constituant une cellule :**

Les machines qui viennent d'être décrites comportent deux couronnes d'aubages : l'une fixe, l'autre mobile, et des capacités qui assurent l'alimentation en fluide et l'échappement de celui-ci. Cet ensemble d'organes constitue un étage ou une cellule de turbomachine, chacun de ces organes remplit toujours la même fonction :

-La couronne d'aubages mobiles, qui est portée par une roue animée d'un mouvement de rotation à vitesse angulaire constante, opère un échange d'énergie mécanique entre le fluide et l'arbre. L'écoulement relatif à l'espace tournant y est globalement permanent.

-La couronne d'aubages fixes, qui est située en aval de la roue dans une machine génératrice et en amont dans une machine réceptrice, est le siège d'une transformation entre les deux formes piézométrique et cinétique de l'énergie du fluide. L'écoulement y est globalement permanent par rapport à un repère fixe.

-Les capacités d'entrée et de sortie participent à un degré plus ou moins grand à la conversion des énergies cinétique et piézométrique. Là encore, l'écoulement est globalement permanent.

Les couronnes d'aubages, qu'elles soient fixes ou mobiles, sont fréquemment appelées grilles d'aubes.

Par rapport à la description de principe qui vient d'être faite, il existe quelques exceptions importantes :

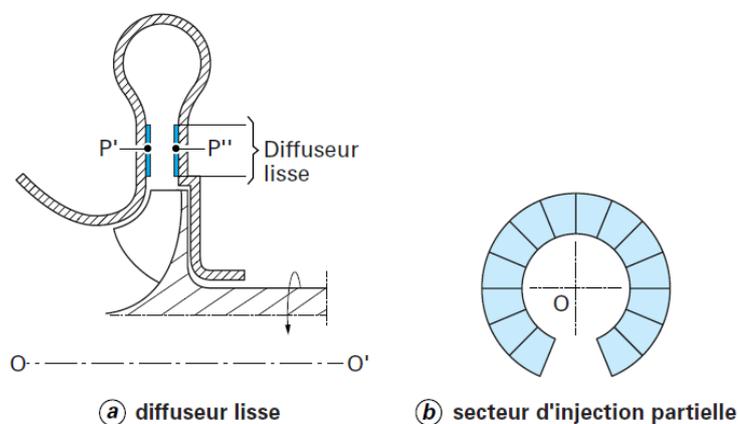
-les hélices marines et aériennes, ainsi que la plupart des éoliennes, ne comportent pas d'aubages fixes ;

- dans certaines pompes et compresseurs, le diffuseur ne revêt pas la forme d'une couronne d'aubages fixes, mais simplement d'un espace dépourvu d'ailettes et délimité par deux parois  $P'$  et  $P''$  de révolution autour de l'axe  $OO'$  (figure I.12a). Le rôle de ce domaine, appelé diffuseur lisse, reste néanmoins le même, la vitesse du fluide s'y ralentit et sa pression augmente ; mais dans des proportions différentes.

-les capacités d'entrée et de sortie peuvent dans certains cas contenir des aubages qui sont rigoureusement fixes lorsqu'il s'agit de réduire les pertes de l'écoulement par un meilleur guidage, mais qui deviennent orientables lorsque l'on veut disposer d'un moyen d'action sur la forme des courbes caractéristiques de la machine.

-lorsque le débit de fluide alimentant une turbine est faible, il s'avère favorable, pour le rendement, d'augmenter localement la hauteur des canaux en renonçant à la constitution d'une couronne complète.

On se trouve alors dans la situation dite d'injection partielle où le fluide est amené au rotor, soit sous la forme d'un ou de quelques jets (cas des turbines hydrauliques Pelton), soit au moyen d'un secteur d'aubages fixes (cas des turbines à vapeur à injection partielle) (figure I.12b).



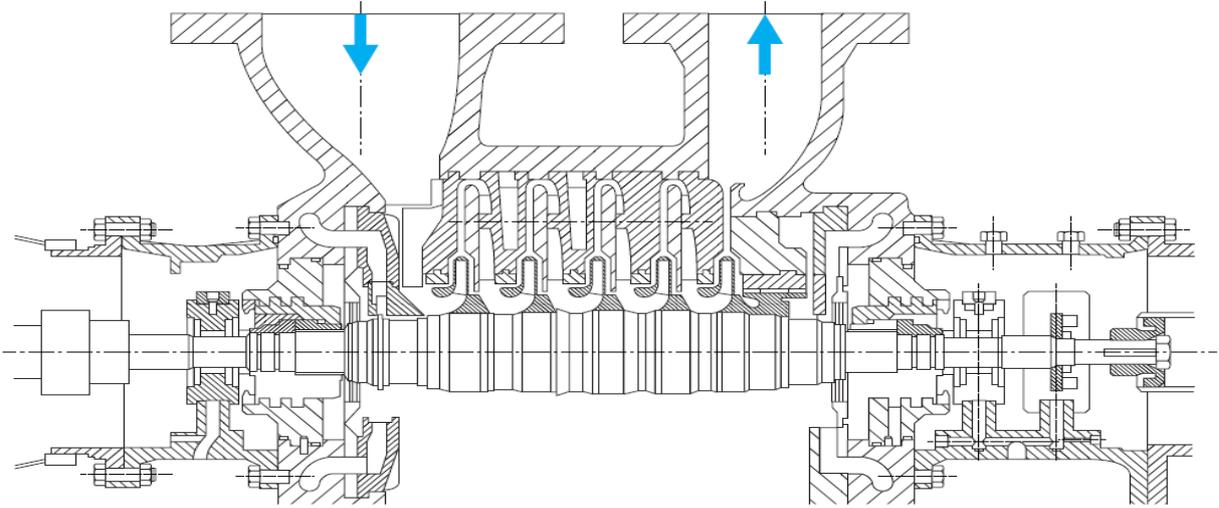
**Figure I.12** : Particularités de certaines cellules de turbomachine.

### I.3.3.2) Machines multicellulaires :

La quantité d'énergie qu'une cellule unique est capable d'échanger se trouve limitée pour des raisons de rendement ou de résistance mécanique, qui apparaîtront dans l'étude particulière des divers appareils.

Lorsqu'il faut opérer sur un débit donné de fluide un transfert de travail supérieur à celui réalisable dans une seule cellule, on empile autour d'un même axe de rotation une succession de cellules élémentaires fonctionnant en série de manière à ajouter les énergies échangées dans chacune d'elles.

On a ainsi constitué une machine multicellulaire dont un exemple est illustré par la figure I.13, où l'on voit les couronnes d'aubages mobiles solidaires d'un même rotor et les couronnes d'aubages fixes portées par le stator. Chaque cellule porte aussi le nom d'étage.



**Figure I.13 :** machine multicellulaire centrifuge de compression à 5 étages.

### I.3.4) Caractères distinctifs des turbomachines :

Il est possible d'identifier et de classer les turbomachines à partir des caractères qui viennent d'être dégagés et de quelques autres :

- Le sens de l'échange d'énergie : machines génératrices (ou de compression), réceptrices (ou de détente).
- L'état du fluide : liquide ou gazeux.
- Le comportement compressible ou incompressible de ce fluide.
- Le nombre d'étages : machines mono ou multicellulaires.
- Le trajet du fluide par rapport à l'axe, qui conduit à distinguer :
  - les machines axiales,
  - les machines centrifuges ou centripètes,
  - les machines hélico-centrifuges ou hélico-centripètes, moins nombreuses en pratique, mais qui correspondent au cas général où la veine de fluide est contenue entre deux surfaces de révolution quelconques.

La nature de l'énergie échangée par le fluide dans le rotor. Comme l'énergie échangée avec le fluide transite entièrement par le rotor, elle se distribue à la traversée des canaux mobiles, entre une variation d'énergie piézométrique et une autre d'énergie cinétique.

On appelle degré de réaction le rapport exprimé en pour-cent de cette variation d'énergie piézométrique dans le rotor à l'énergie totale échangée dans l'étage. Lorsque le degré de

réaction est nul et que les canaux mobiles ne sont donc le siège que d'une variation d'énergie cinétique, la cellule est dite à action ; dans le cas contraire, plus général, elle est dite à réaction ;  
-le degré d'injection : injection totale ou partielle.

### **I.3.5) Représentation de l'écoulement :**

On a vu que l'écoulement dans une couronne d'aubages était, à des effets secondaires près, qualifié de permanent par rapport à un repère solide des aubes, que celles-ci soient fixes ou mobiles. Par conséquent, le champ d'écoulement se trouve défini par la connaissance du vecteur vitesse en chaque point du domaine, et, selon que celui-ci est fixe ou mobile, on considère la vitesse absolue  $\vec{V}$  ou la vitesse relative  $\vec{W}$ .

#### **I.3.5.1) Composition vectorielle des vitesses :**

Pour passer du domaine fixe au domaine mobile, ou inversement, on utilise la règle classique en mécanique de composition vectorielle des mouvements :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

Avec  $\vec{U}$  vitesse d'entraînement ou vitesse circonférentielle créée, au point M considéré, par le mouvement de rotation autour de l'axe  $OO'$  ;

$$|\vec{U}| = \omega r$$

Avec  $\omega$  vitesse angulaire constante de rotation,

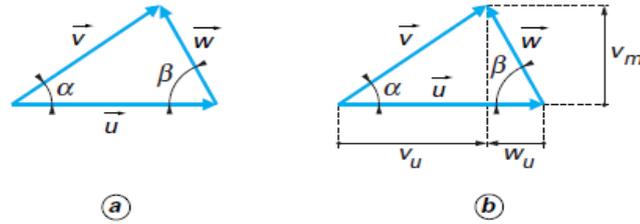
r Distance du point considéré à l'axe  $OO'$ .

Pratiquée graphiquement la composition des vitesses donne lieu au tracé (figure I.14a) d'un triangle de vitesses.

#### **I.3.5.2) Composantes des vitesses d'écoulement :**

On est conduit à décomposer les vitesses  $\vec{V}$  ou  $\vec{W}$  considérées en un point M de l'écoulement en deux composantes orthogonales (figure I.14b) :

- Une composante projetée sur U, dite tangentielle, désignée par  $V_u$  ou  $W_u$  et mesurée positivement dans le sens de la rotation.
- Une composante projetée dans le sens de l'écoulement dite méridienne, désignée par  $V_m$  ou  $W_m$  ; les vitesses méridiennes sont, en principe, toujours positives, sauf dans des régimes de fonctionnement perturbés.



**Figure I.14 :** Représentation graphique des composantes de vitesses d'écoulement.

### I.3.5.3) Trajectoires d'une particule dans les repères absolu et relatif :

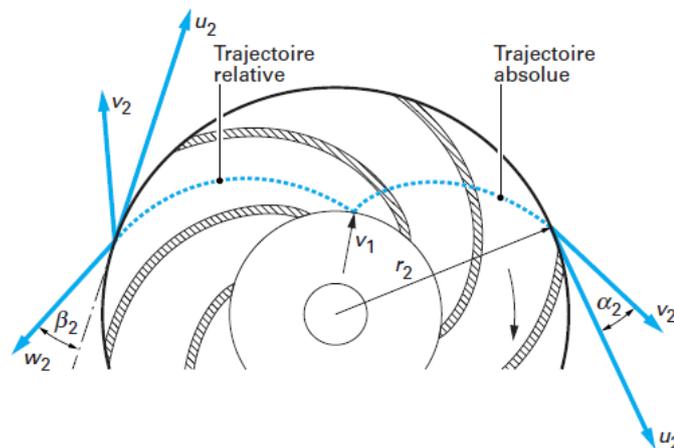
Soit la roue de pompe centrifuge de la figure 1.15 alimentée radialement par une vitesse uniforme  $V_1$ .

#### a) Trajectoire d'une particule dans le repère relatif :

La figure I.15 représente évidemment une position figée de la roue. Autrement dit, l'observateur est « fixé » sur la roue et dans ce repère relatif, il ne voit que la trajectoire relative de la particule.

Il observe en particulier, du fait de l'évolution croissante des sections, que le fluide ralentit depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la roue, ainsi la pression augmente.

Cette image de l'évolution de la vitesse relative, pourrait être obtenue également par une photographie instantanée réalisée par un observateur lié au repère absolu.



**Figure I.15 :** Trajectoire d'une particule dans une pompe centrifuge.

#### b) Trajectoire d'une particule dans le repère absolu :

Si le même observateur réalise maintenant une photographie avec un long temps de pose, il observera uniquement la trajectoire de la particule dans le domaine absolu. Il verra cette trajectoire s'incliner dès son entrée dans la roue.

À chaque rayon, la composition des vitesses :

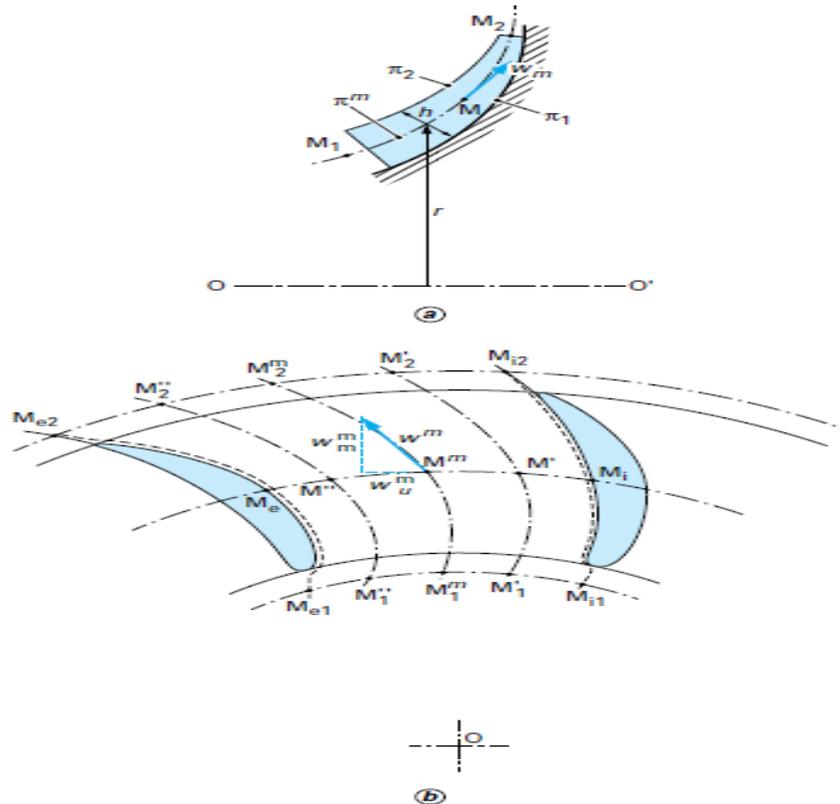
-relative qui décroît depuis l'entrée de la roue jusqu'à la sortie.

- d'entraînement qui augmente avec le rayon depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la roue permet d'obtenir la trajectoire absolue de la figure I.15.

L'organe fixe (diffuseur à aubes, diffuseur lisse ou bec de volute) disposé à l'aval recueillera la vitesse  $V_2$  orientée selon  $\alpha_2$ .

### 1.3.6) Écoulement unidimensionnel dans les turbomachines :

Pour fixer les idées, on considère (figure I.16) une couronne d'aubages mobiles de forme hélico-centrifuge, bien que le raisonnement soit parfaitement général.



**Figure I.16 :** écoulement unidimensionnel dans une turbomachine.

Les surfaces de révolution  $\Sigma_1$ ,  $\Sigma_2$  et  $\Sigma^m$  admettent respectivement  $\pi_1$ ,  $\pi_2$  et  $\pi^m$  comme courbes méridiennes, lesquelles apparaissent sur la figure I.16a qui représente une coupe de la couronne d'aubages par un plan méridien, donc passant par l'axe de rotation  $OO'$  du rotor.

Par écoulement unidimensionnel, on entend que la hauteur  $h$  de la couronne d'aubages mobiles est petite devant le rayon  $r$  au point où l'on mesure cette hauteur.

Comme conséquence de la faible hauteur des canaux, on peut admettre que, sur une normale à  $\pi^m$  du plan méridien, l'état du fluide est le même, ce qui signifie que ses caractéristiques physiques (pression, température, masse volumique) sont identiques et que le vecteur vitesse reste équipollent à lui-même. On suppose

donc d'abord que le fluide est parfait, mais on reviendra rapidement, ci-après, sur cette hypothèse.

Ainsi, l'étude se ramène à celle de l'écoulement relatif sur la surface  $\Sigma^m$  dont le spectre de lignes de courant apparaît sur la figure I.16b en projection sur un plan perpendiculaire à  $OO'$ .

Admettons qu'à l'entrée des aubages mobiles l'écoulement absolu soit permanent et de révolution ; par composition des vitesses, ces deux propriétés se trouvent localement transférées à l'écoulement relatif. Par contre, en pénétrant dans les différents canaux, la symétrie de révolution dégénère en une simple symétrie d'ordre  $n$  autour de  $OO'$  ;  $n$  désignant le nombre d'aubages ou de canaux constituant la couronne.

Pour préciser ce qui se passe à l'intérieur d'un canal, considérons deux filets de l'écoulement relatif  $M'_1 M' M'_2$  et  $M''_1 M'' M''_2$  dont les points  $M'_1$  et  $M''_1$ ,  $M'$  et  $M''$ ,  $M'_2$  et  $M''_2$  se correspondent et admettent donc pour projections méridiennes communes  $M_1$ ,  $M$  et  $M_2$  situés sur  $\pi^m$ . Tous les filets que l'on peut ainsi isoler sont compris entre  $M_{i1} M_i M_{i2}$  qui suit l'intrados d'une aube, et le filet  $M_{e1} M_e M_{e2}$  qui suit l'extrados de l'aube voisine limitant le même canal.

La mécanique des fluides théorique et expérimentale enseigne que, d'aile à aile, tous les filets fluides ainsi tracés possèdent leur individualité, c'est-à-dire suivent des lois différentes d'évolution, tant pour l'état physique (pression, masse volumique) du fluide que pour son état cinématique (valeur absolue et orientation de la vitesse).

Pour se donner néanmoins une représentation simple du champ aérodynamique, on convient de le réduire à un écoulement unidimensionnel moyen le long d'un filet médian  $M_1^m M^m M_2^m$  : cet écoulement ne dépend donc que d'un seul paramètre qui sera l'abscisse curviligne mesurée sur le filet médian lui-même ou sur sa projection méridienne  $M_1 M M_2$ . Il n'est pas à ce stade nécessaire de préciser comment est établi l'état moyen du fluide au point courant  $M^m$ , mais cet aspect du problème revêt bien entendu une grande importance, particulièrement à l'entrée et à la sortie de chaque couronne d'aubages.

Finalement, le champ d'écoulement dans la couronne d'aubages peut être globalement décrit par la connaissance, en tout point courant  $M$  de la méridienne  $\pi^m$  ; dite ligne de courant méridienne, des grandeurs suivantes :

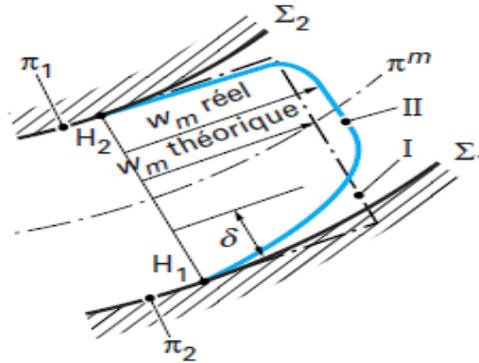
- la vitesse moyenne  $w$ , s'il s'agit d'un domaine mobile, ou  $V$ , dans le cas d'un domaine fixe, l'une ou l'autre étant définie par les composantes :

- vitesse méridienne moyenne  $W_m$  ou  $(V_m)$  tangente à  $\pi^m$  dans le plan méridien (cf. Figure I.16),

- vitesse tangentielle moyenne  $W_u$  ou  $(V_u)$  (cf. figure I.16b) ;

- les coordonnées physiques moyennes du fluide (pression, température, masse volumique).

Dans son application au calcul des turbomachines, la théorie unidimensionnelle ne nuit pas nécessairement à la précision de l'analyse car elle intègre dans son principe la complexité du phénomène réel ; sa qualité dépend, en fait, du soin apporté dans l'établissement des valeurs moyennes.



**Figure I.17** : Notion de couche limite d'un canal.

Deux remarques importantes sont cependant nécessaires.

**a) Prise en compte des effets visqueux :**

L'hypothèse qui attribue au fluide un état identique sur tout élément de normale perpendiculaire à  $\pi^m$  dans le plan méridien pourrait être retenue sans autre discussion s'il s'agissait d'un fluide idéal dépourvu de viscosité.

Mais en supposant, par exemple, que le cas considéré soit celui d'une roue cloisonnée, c'est-à-dire que les deux surfaces  $\Sigma_1$  et  $\Sigma_2$  soient matérialisées par des parois solidaires des aubages mobiles, on sait que les effets de frottement provoquent un ralentissement du fluide au voisinage de ces parois et l'amènent jusqu'à une vitesse nulle à leur contact ; la zone d'épaisseur  $\delta$  intéressée par ce phénomène porte le nom de couche limite (figure I.17).

Ainsi, le profil des vitesses méridiennes locales prend sur une normale  $H_1 H_2$  à  $\pi^m$  l'allure II, au lieu de l'allure théorique I et les composantes tangentielles suivent une loi analogue. Le caractère visqueux du fluide peut même, en certains points, créer des distorsions encore plus importantes du champ des vitesses mais, quelle qu'en soit la complexité, celles-ci pourront être prises en compte dans l'évaluation de la vitesse moyenne. En définitive, cette vitesse moyenne apparaît nécessairement comme une moyenne bidimensionnelle qui doit être calculée sur toute la section du canal, aussi bien d'aube à aube que sur la hauteur  $H_1 H_2$ .

**b) Instationnarité de l'écoulement :**

Alors que, dans une machine génératrice monocellulaire, l'écoulement par rapport aux aubages mobiles peut être considéré comme permanent, le champ correspondant des vitesses absolues ne possède pas cette propriété. En effet, ce dernier résulte de la composition du champ

des vitesses relatives, qui est un champ tournant à la vitesse angulaire  $\omega$  et présentant une symétrie d'ordre  $n$ , avec le champ des vitesses d'entraînement, qui est de révolution. Par conséquent, le champ des vitesses absolues est lui-même un champ tournant à la vitesse  $\omega$  et possédant dans l'espace mobile une symétrie d'ordre  $n$  ; il s'ensuit que la vitesse absolue en un point de l'espace fixe est une grandeur pulsatoire de fréquence  $n\omega/2\pi$ .

Cette constatation trouve toute sa portée à la sortie de la couronne d'aubages mobiles, puisque la couronne d'aubages fixes qui lui succède sur le trajet du fluide sera dans ces conditions alimentée par un champ de vitesses pulsatoire et non pas permanent. Il ne pourra donc pas s'établir d'écoulement rigoureusement permanent autour des aubages fixes.

D'une manière analogue, l'écoulement qui, dans une turbine monocellulaire, alimente la couronne d'aubages mobiles possède, du fait du nombre fini des canaux distributeurs fixes situés en amont, un caractère pulsatoire dans l'espace tournant et ne peut donc engendrer un écoulement rigoureusement permanent autour des ailettes mobiles.

Ce phénomène porte le nom d'interaction entre grilles fixe et mobile et confère à l'écoulement un caractère instationnaire mais périodique.

On peut montrer, par ailleurs, qu'on ne peut échanger de l'énergie entre le fluide et l'arbre que si l'écoulement est instationnaire, et ceci rend très complexe l'analyse des transferts d'énergie.

Par souci de simplification, il est cependant habituel de négliger ces interactions dans la théorie élémentaire des turbomachines. Par contre, ces interactions jouant un rôle considérable en tant que cause d'excitation vibratoire des aubages, elles devront alors être absolument prises en compte.

### **1.3.7) Écoulement Axisymétrique Dans Les Machines A Aubages Longs :**

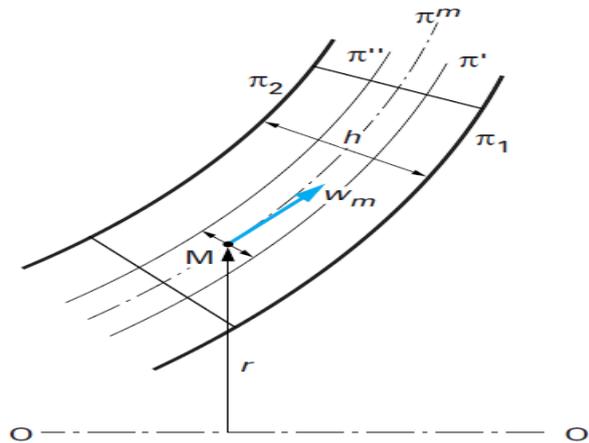
On se trouve dans cette situation chaque fois que la hauteur  $h$  des aubages mesurée perpendiculairement aux surfaces moyennes d'écoulement, ne peut plus être considérée comme négligeable devant le rayon local  $r$  (figure I.18).

Cette théorie repose sur une hypothèse arbitraire, consistant à admettre que toutes les particules qui, en projection méridienne, passent par un même point quelconque  $M$ , circulent à travers toute la turbomachine sur une surface de révolution qui leur est commune.

L'espace occupé par les aubages fixes ou mobiles et limité par les surfaces  $\Sigma_1$  et  $\Sigma_2$ , qui possèdent pour méridiennes  $\pi_1$  et  $\pi_2$ , est alors découpé à l'aide de surfaces de courant intermédiaire  $\Sigma'$ ,  $\Sigma''$ , ... que l'on assimile à des surfaces de révolution définies par leurs méridiennes  $\pi'$ ,  $\pi''$ , ... La distance  $d$  entre deux surfaces voisines, de méridiennes  $\pi'$  et  $\pi''$ ,

mesurée sur une normale à la méridienne  $\pi^m$ , équidistante de  $\pi'$  et  $\pi''$ , doit être en tout point petite devant le rayon  $r$  au point considéré.

Deux surfaces voisines de méridiennes  $\pi'$  et  $\pi''$  délimitent une nappe d'écoulement qui se prête alors au mode d'analyse unidimensionnel déjà établi précédemment. On aboutit finalement, en découpant ainsi le canal en un certain nombre de tranches, à une représentation tridimensionnelle approchée de l'écoulement réel.



**Figure I.18 :** Spectre D'écoulement Méridien D'une Machine A Aubages Longs.

### 1.3.8) Écoulement tridimensionnel dans les turbomachines :

Considérons le canal défini par deux aubes mobiles successives (figure I.19). Supposons que l'écoulement amont soit uniforme, et Considérons la nappe fluide qui entre dans ce canal par l'arc de cercle  $M_{e1} M_{i1}$  .

Dès que le fluide pénètre dans le canal, il s'établit entre l'intrados et l'extrados des deux aubes voisines un gradient de pression circumférentiel. Cette variation de pression entre intrados et extrados est nécessaire pour que s'établisse un transfert d'énergie entre les aubages et le fluide. Chaque filet fluide qui entre dans le canal par l'arc  $M_{e1} M_{i1}$  possède à l'intérieur du canal son individualité propre tant au point de vue physique (pression et température) qu'au point de vue cinématique (vitesse en grandeur et direction). Les filets fluides qui sont au milieu du canal sont moins bien guidés que ceux qui s'écoulent à proximité des parois et par suite moins déviés. À cette variation circumférentielle se superpose une variation radiale des caractéristiques du fluide imposée par l'équilibre des forces de pression et des forces d'inertie centrifuges. L'étude générale par les lois de la mécanique des fluides de l'écoulement en fluide parfait dans un canal de turbomachine montre que malgré la symétrie de révolution de la machine, les surfaces de courant s'écartent plus ou moins d'une forme de révolution. Il en résulte que si  $M_1^m M_2^m$  est le chemin parcouru par une particule entrant dans le canal en  $M_1^m$  sur l'arc de cercle  $M_{e1} M_{i1}$  , la surface de courant S suivie par les particules entrant le long de

$M_{e1}$   $M_{i1}$  diffère notablement de la surface de révolution  $M_{e1}$   $M_{i1}$   $M_{i1}$   $M_{e1}$  engendrée par la ligne  $M_1^m$   $M_2^m$ .

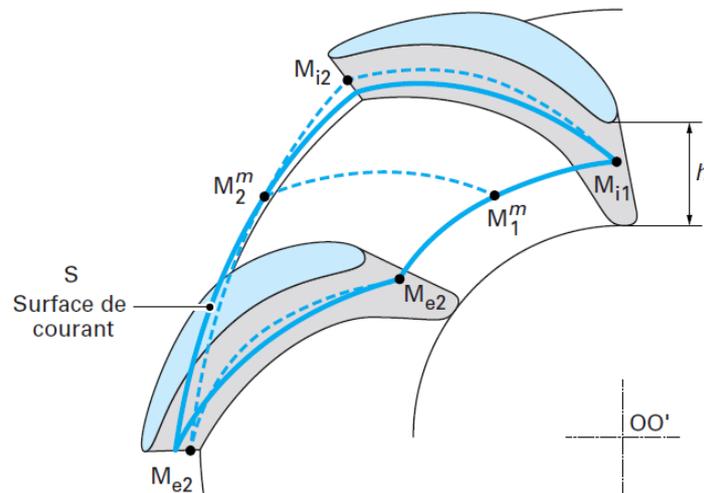
En négligeant l'instationnarité, les particules fluides se déplacent effectivement sur des surfaces d'écoulement  $S$  mais celles-ci s'écartent des surfaces de révolution hypothétiques précédemment considérées. La figure I.19 illustre cette différence.

En outre, les masses de fluide freinées dans les couches limites, qui se développent au contact des aubages et sur les parois des canaux subissent le champ de pression de l'écoulement principal et, de ce fait, donnent naissance à des écoulements secondaires dont la structure complexe se répète dans chaque canal. Malgré leur nom, de tels effets jouent en fait un rôle considérable.

Les écoulements dans les aubages des turbomachines sont donc compliqués à analyser ; de nombreuses expériences sont conduites pour mieux les appréhender et d'autre part le développement des codes de calcul facilite la compréhension des phénomènes internes. Ce qui permet, en particulier de minimiser les pertes et donc d'améliorer les rendements internes des transferts énergétiques.

Dans une première étape, les efforts entrepris en calcul numérique pour la modélisation fine et rigoureuse de l'écoulement réel dans une turbomachine ont exclu l'instationnarité.

Néanmoins, les interactions entre grilles d'aubes fixes et mobiles font l'objet de développements actuels prometteurs.



**Figure I.19** : forme des surfaces d'écoulement.

### **Conclusion :**

Les turbomachines sont évidemment soumises au principe de conservation de l'énergie limité à la mécanique pour celles véhiculant un fluide incompressible, et aux principes plus englobant de la thermodynamique pour celles dont le fluide de travail est compressible.

Les deux principes de thermodynamique qui régissent leur fonctionnement peuvent s'énoncer de cette manière : l'énergie se conserve mais se dégrade.

L'énergie est toujours conservée lorsqu'elle change de forme. Ainsi, les aubages d'un compresseur reçoivent une certaine énergie mécanique par l'arbre d'entraînement et transfèrent cette même quantité d'énergie au fluide gazeux exporté, sous diverses formes et évidemment d'abord sous forme de pression.

Pour limiter la taille des machines, on fait circuler le fluide à une vitesse importante, laquelle génère des pertes sous différentes formes : l'énergie se dégrade, ce qui entraîne une pression à l'échappement de cette turbomachine de compression plus faible que celle espérée par un calcul idéal.

Il est donc nécessaire de connaître au mieux les écoulements internes aux turbomachines dans toute leur gamme de fonctionnement, afin de réduire autant que faire se peut les pertes de toutes sortes. En améliorant ainsi leur rendement, on limite la consommation d'énergie mécanique nécessaire à leur fonctionnement.

Par ailleurs, ces turbomachines sont souvent couplées pour former des cycles thermodynamiques (turbines à vapeur des centrales thermiques classiques, des centrales nucléaires ou solaires ; turbines à gaz industrielles ; réacteurs aéronautiques etc.). Elles constituent les éléments de base de ces installations énergétiques. Or, le rendement des turbomachines influence considérablement le rendement du cycle complet, ce qui décuple les efforts de recherche à entreprendre pour améliorer leur fonctionnement, aussi bien au point nominal qu'aux charges partielles. [7]

# **Chapitre II-Etude Théorique sur les Turbomachine**

### **Introduction :**

Pour échanger de l'énergie entre un fluide et un système mécanique, on utilise ce qu'on appelle des machines à fluides. Ce sont souvent des machines tournantes ou turbomachines. Le transfert de l'énergie de la machine vers le fluide se fait grâce à des pompes. La transformation inverse est faite par des turbines. Ces dernières peuvent alors, soit transmettre directement l'énergie mécanique à une autre machine à faire fonctionner, soit, à leur tour, échanger leur énergie mécanique avec un alternateur pour la transformer en électricité. L'énergie des fluides provient soit de leur énergie potentielle, dans le cas d'une chute d'eau et de l'énergie - renouvelable ! - hydraulique, soit de leur énergie cinétique dans le cas des éoliennes, soit encore d'une source d'énergie thermique : énergie nucléaire ou énergie de combustion. Les turbomachines sont donc en première ligne pour la production d'énergie utilisable par la société que ce soit à des fins industrielles ou de consommation domestique.

### **II.1) Ventilateurs, Compresseurs :**

#### **Introduction :**

Quand il s'agit d'aborder les aspects technologiques des ventilateurs et compresseurs, on est frappé par l'extrême diversité des modes de réalisation. Et si, par leur conception aérodynamique, on peut dire que toutes ces machines appartiennent à une même famille, leurs réalisations conduisent à des morphologies très différentes, suivant les applications qu'on en fait. On imagine volontiers de devoir traiter différemment un dispositif qui véhicule un débit de quelques dizaines de mètres cubes par heure et celui qui traverse un débit de quelques centaines de milliers de mètres cubes par heure ; de même, celui qui élève la pression de quelques dizaines de Pascals et celui qui l'augmente de quelques dizaines de bars.

Aussi, l'exposé qui va suivre n'a pas pour objet d'être exhaustif mais, plus simplement, au travers d'applications diverses, de montrer quels agencements d'aérodynamiques peuvent être mis en oeuvre et comment il est possible de construire, autour d'eux, la mécanique et l'environnement qui leur permettront de remplir leur fonction. [8]

Les ventilateurs, soufflants et compresseurs, destinés à véhiculer des fluides compressibles, ont pour objet de transférer de l'énergie mécanique aux fluides qui les traversent, en vue d'en accroître la pression. L'ingénieur qui pénètre dans le domaine des machines tournantes productrices ou consommatrices d'énergie est tout d'abord frappé par la grande analogie qui existe entre les formes géométriques de matériels aussi divers que :

- les pompes véhiculant des fluides incompressibles.
- les ventilateurs, soufflants et compresseurs à fluide compressible.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

- les turbines et moteurs hydrauliques produisant de l'énergie à partir de fluides incompressibles.
- les turbines et moteurs à fluide compressible.

Dans ces diverses catégories, on peut déjà distinguer deux grandes familles :

- les machines volumétriques.
- les machines roto-dynamiques. [9]

### **II.1.2) Notion fondamentale :**

#### **II.1.2.1) Classification :**

Dans le domaine des turbomachines de compression, on peut trouver les deux modes de classement suivants.

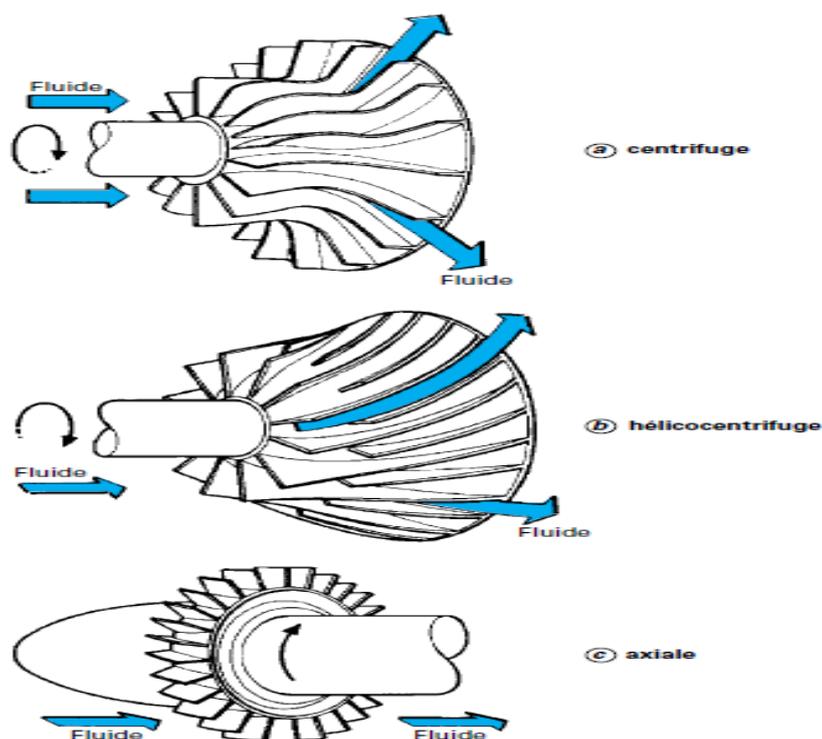
Suivant l'utilisation, on a :

- les ventilateurs : faible taux de compression (inférieur à 1,20 en air) et faible vitesse du fluide dans la traversée de la machine.
- les soufflantes : caractérisées par l'apparition marquée de la compressibilité avec des taux de compression plus élevés (entre 1,20 et 2) et des vitesses plus grandes.
- les compresseurs : taux de compression élevé (supérieur à 2) pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série.

Suivant la forme géométrique (avec deux formes principales), on a :

- les machines centrifuges dans lesquelles le fluide entre axialement dans la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction sensiblement perpendiculaire à celui-ci avant de sortir circonférentiellement en périphérie (figure II.1a).
- les machines axiales dans lesquelles l'écoulement reste sensiblement équidistant de l'axe dans toute la traversée de la roue mobile (figure II.1c).

Il y a une évolution constante de la forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant appelé hélico-centrifuge (figure II.1b). Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés ; les machines axiales sont capables de débits plus grands.



**Figure II.1** : Roue mobile de machines centrifuge, hélico-centrifuge et axiale. [10]

### II.1.2.2) Constitution des machines à fluide compressible :

Une machine à fluide compressible, quelle que soit sa forme géométrique, est constituée des éléments principaux suivants (figures II.2 et II.3).

La directrice d'entrée à plusieurs pales a pour objet de guider l'écoulement dans la direction la plus favorable pour son admission dans la roue mobile (selon les auteurs, elle peut être appelée indifféremment directrice, distributeur ou ventelles ).Son rôle est principalement :

- d'adapter la caractéristique du compresseur, à régime donné, à des variations de la caractéristique du circuit.
- d'uniformiser azimuthalement l'écoulement amont.
- de dévier l'écoulement, à la périphérie de la section d'entrée de la roue, dans le sens de rotation de cette roue, afin de limiter à ce niveau la vitesse du fluide (plus précisément son nombre de Mach).

Si aucune de ces conditions n'est nécessaire pour le cas d'utilisation considéré, ce dispositif peut ne pas exister (exemple : ventilateurs d'automobile).

La roue mobile, qu'elle soit de type centrifuge, hélico-centrifuge ou axial, est un dispositif constitué de pales régulièrement réparties autour de son axe de rotation. Ces pales transmettent au fluide l'énergie mécanique apportée à la machine par un moteur. À l'intérieur

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

de cet organe, une partie de l'énergie introduite est transformée en pression, l'autre partie reste sous forme de vitesse (ou pression dynamique).

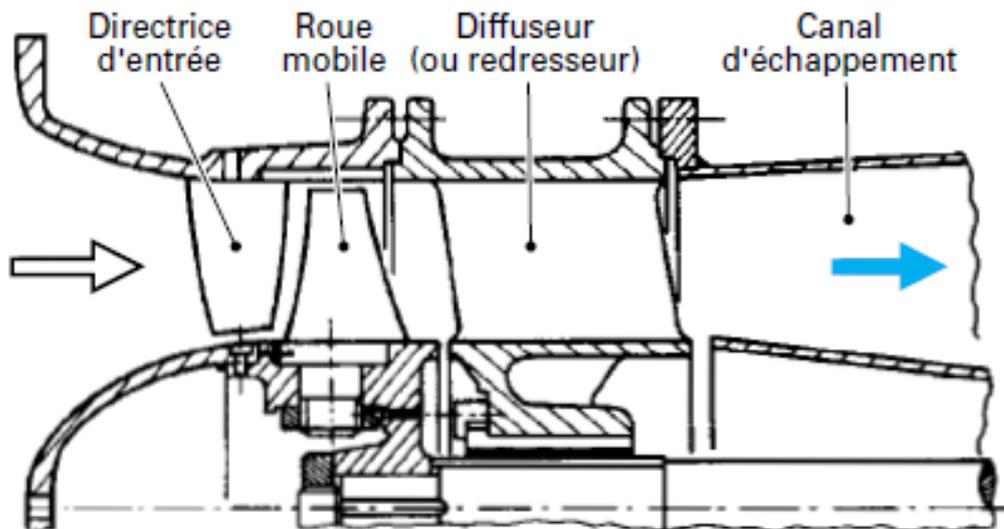
Le diffuseur a pour rôle de transformer, par réduction de la vitesse du fluide, la pression dynamique en pression statique.

- dans une machine axiale, c'est généralement le diffuseur qui, en plus de son rôle de récupération de pression, assure l'orientation du fluide vers l'étage suivant : il porte alors le nom de redresseur.

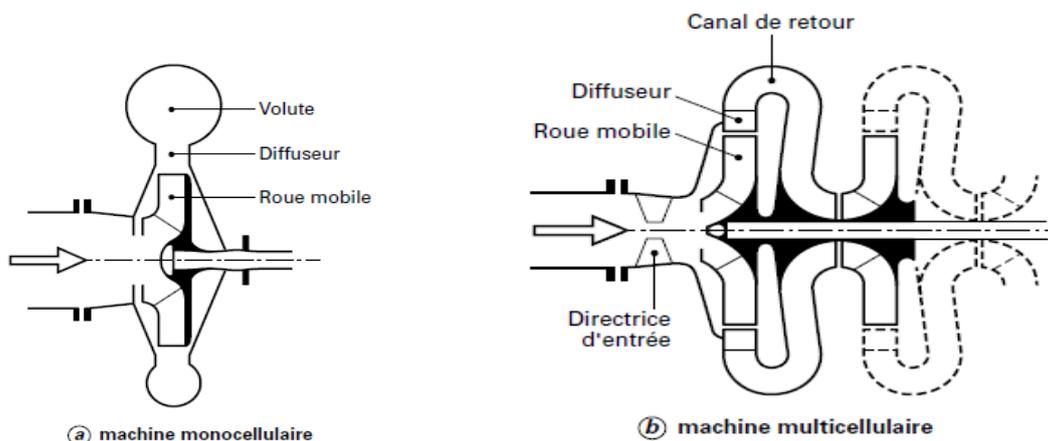
Dans une machine multicellulaire, si l'on rétablit à la sortie de l'étage la même distribution de vitesse qu'à l'entrée de ce même étage, on dit que l'étage est périodique.

Le diffuseur de l'étage final est suivi d'un dispositif de section divergente se raccordant sur le canal d'échappement (ou sur le réseau) (figure II.2), qui porte le nom de :

- bulbe ou volute, pour une machine centrifuge ;
- canal ou culotte d'échappement, pour une machine axiale.



**Figure II. 2 :** Coupe d'une machine axiale à un étage.



**Figure II.3 :** Coupes schématiques de machines centrifuges. [11]

### II.1.3) Ventilateurs :

#### II.1.3.1) Définition :

On appelle ventilateurs des appareils de compression de gaz donnant des surpressions faibles ou modérées. Par exemple, si le fluide est de l'air, aux conditions ambiantes, la surpression fournie varie usuellement de 1500 à 20000 Pa.

Le maximum est atteint avec les machines centrifuges ayant des vitesses périphériques de roue ne dépassant pas toutefois 200 m/s.

Le domaine des ventilateurs axiaux est celui des faibles surpressions.

Pour l'étude de ce type de matériel, on peut considérer que les variations de volume du fluide dans sa traversée de la machine sont relativement négligeables ; tous les calculs de définition peuvent alors être conduits comme s'il s'agissait d'un fluide incompressible.

Le mode de construction des ventilateurs est souvent utilisé pour les soufflantes. [12]

#### II.1.3.2) Historique :

Du XVI<sup>e</sup> (16<sup>ème</sup>) jusqu'à la fin du XIX<sup>e</sup> (19<sup>ème</sup>) siècle, l'histoire ne rapporte que des tentatives de ressuscitation par ventilation au soufflet. En 1876, le Spirophore d'Eugène Woillez a été le premier ventilateur par application externe d'une variation de pression. Le Pulmotor d'Henrich Dräger (1906) est l'ancêtre des ventilateurs barométriques et des modes à pression préréglée. C'est avec le poumon d'acier de Drinker-Shaw (1928) que les premières ventilations mécaniques de longue durée ont été réalisées durant les épidémies de poliomyélite. Tous les réanimateurs seniors gardent en mémoire l'Engström 150 (1954), premier ventilateur moderne, électrique, qui a permis le développement de la réanimation. Dès 1959, Frumin proposa l'application d'une pression expiratoire positive réalisée grâce à une colonne d'eau. Mais, c'est Asbaugh et Petty qui fit la promotion de cette méthode appelée continuous positive airway pressure puis « positive end expiratory pressure » (PEEP). En 1970, Siemens équipa son

« Servo 900 A » d'une valve de PEEP et offre la possibilité de mesurer en continu les pressions aériennes et les débits gazeux. Depuis 1980, les valves proportionnelles permettent les modes en pression pré-réglée remarquables par l'excellente synchronisation entre l'effort inspiratoire du malade et l'insufflation. Avec l'introduction des microprocesseurs les modes à pression pré-réglée se sont multipliés mais l'aide inspiratoire reste le mode le plus utilisé. Les progrès ultérieurs ont surtout porté sur l'ergonomie des ventilateurs et la compréhension de la physiopathologie de la ventilation mécanique et de ses effets indésirables. [13].

### **II.1.3.3) Description technologique. Utilisations :**

#### **a) Construction des ventilateurs :**

Il existe différents types de ventilateurs caractérisés par la veine aérodynamique qui peut être centrifuge, hélico-centrifuge ou axiale. Le choix du type n'est pas arbitraire et dépend des performances souhaitées

Pour ce type de machine, il existe traditionnellement deux agencements principaux.

#### **b) Construction en porte-à-faux :**

Comme le montrent les figures II.4 et II.5, le ventilateur peut alors être constitué des éléments suivants.

Une bride d'aspiration : c'est une pièce de révolution, généralement en tôle, comportant très souvent un pavillon convergent chargé d'assurer une bonne répartition du fluide à l'ouïe de la roue mobile. L'ensemble, avec son joint d'étanchéité, est boulonné sur le flasque avant de la machine.

Une volute, dans le cas des machines centrifuges : c'est une pièce en tôle, comme la bride d'aspiration, ou en fonte. La construction en fonte, meilleure en ce qui concerne le bruit et, en raison de sa forme plus travaillée, généralement plus favorable à un meilleur rendement, est une technique ancienne. La tendance actuelle est à la tôle soudée. Dans ce cas, pour en réduire les dimensions et en faciliter l'exécution, la section de la volute est rectangulaire. L'orientation de la volute, dont les sections offertes au fluide croissent jusqu'à l'échappement, peut généralement être réalisée avec plusieurs positions azimutales possibles.

Un redresseur suivi d'un divergent, dans le cas des machines axiales : le redresseur recueille le fluide à la sortie de la roue mobile ; il est constitué d'aubes incurvées qui réorientent l'écoulement dans la direction axiale et transforment en pression une partie de l'énergie cinétique contenue dans le gaz. Il est suivi d'un divergent qui permet la transformation de l'énergie restante.

La roue : dans le cas des ventilateurs centrifuges, la roue est très souvent en tôle ; l'épaisseur de la tôle est conditionnée, lorsque le gaz véhicule des parties solides et abrasives,

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

par la résistance à l'érosion. Les aubes, également en tôle, comportent un bord tombé et sont rivées ou soudées sur les flasques avant et arrière. Les aubes radiales donnent les contraintes mécaniques les plus basses ; les aubes couchées en avant donnent le plus faible encombrement radial ; les aubes couchées en arrière par rapport au sens de rotation donnent le meilleur rendement.

Dans le cas des ventilateurs axiaux, les pales peuvent être aussi en tôle, mais on utilise assez couramment une construction en alliage d'aluminium moulé ou, de plus en plus, en plastique renforcé ou non, avec des roues soit monobloc pour des fabrications en série, soit à pales rapportées permettant d'en régler, à la demande, le calage. Certaines applications, telles que l'aération des tunnels routiers ou la circulation d'air des réfrigérants d'eau à tirage forcé, conduisent à des ventilateurs de grand diamètre (jusqu'à 10 m).

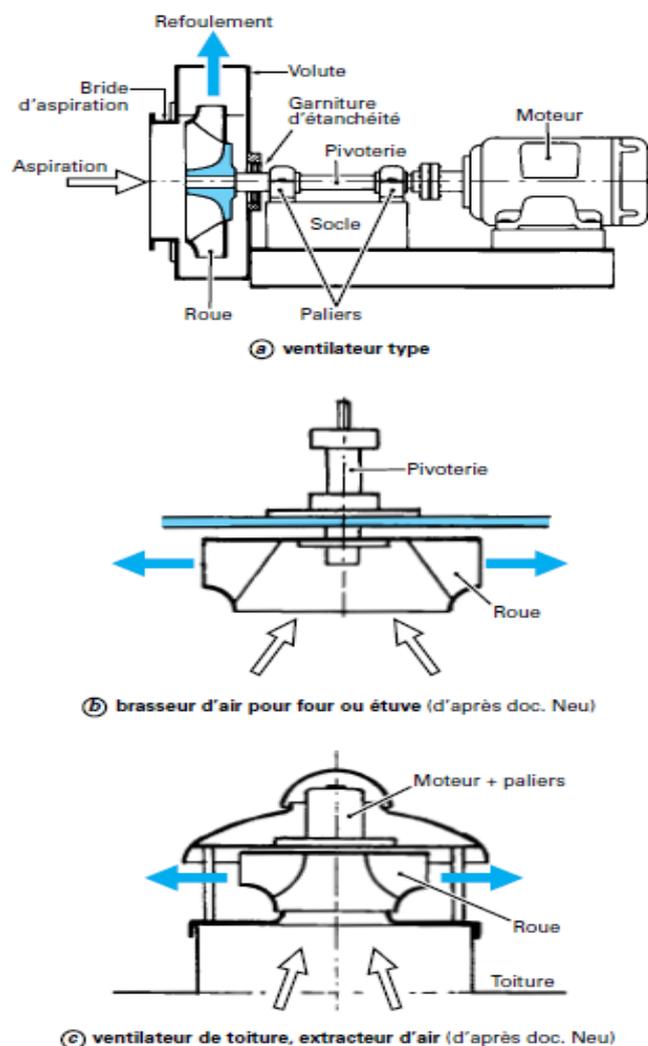
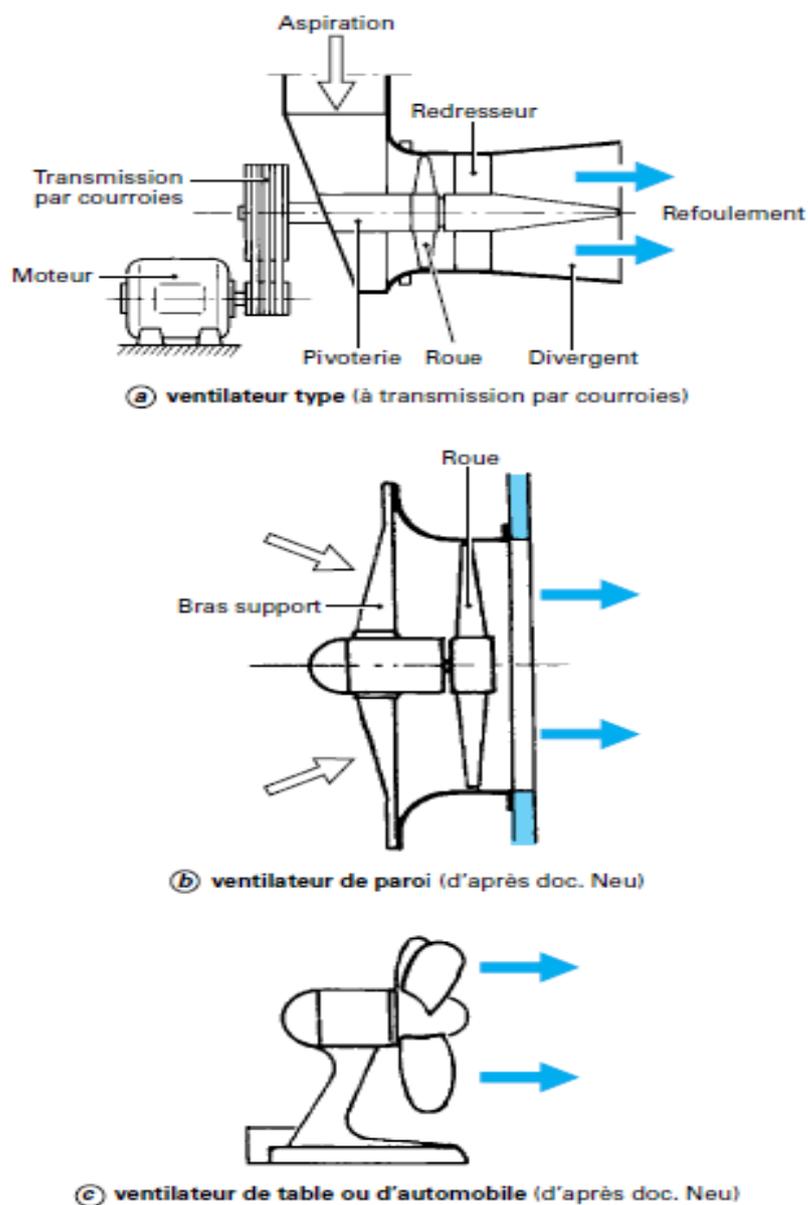


Figure II.4 : Différents types de ventilateurs centrifuges construction en porte-à-faux.



**Figure II.5 :** Différents types de ventilateurs axiaux (hélicoïdaux).

La pivoterie est essentiellement constituée d'un arbre portant la roue à une de ses extrémités et, à l'autre extrémité, soit une transmission par courroies et poulies, soit un accouplement semi-élastique permettant un entraînement direct par moteur électrique dont les vitesses sont le plus souvent 1 500, 1 800, 3 000, 3 600 tr/min.

L'arbre tourne sur deux paliers, la plupart du temps constitués par des roulements à billes lubrifiés à la graisse. Étant donné, généralement, les faibles puissances mises en jeu, ces paliers peuvent être de petites dimensions. Cependant, dans le cas où les gaz contiennent des matières solides, il faut faire attention, pour le dimensionnement des paliers, aux balourds éventuels provoqués par des dépôts répartis aléatoirement sur la roue. C'est le cas notamment pour les ventilateurs de tirage de chaudière, de gaz de haut-fourneau ou de processus chimiques divers.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

Le palier de butée est disposé préférentiellement :

- côté accouplement pour l'accouplement direct.
- côté roue pour l'entraînement par transmission.

Les garnitures d'étanchéité au passage de l'arbre dépendent du gaz véhiculé. Si celui-ci est de l'air, elles peuvent être réduites à une simple tôle laissant un jeu autour de l'arbre. Si le gaz, du fait par exemple de sa toxicité ou de son inflammabilité, ne tolère pas de fuites vers l'extérieur, on utilisera des boîtes à garnitures pouvant contenir des bagues en graphite frottant sur l'arbre et comportant, éventuellement, un système de lubrification.

Le socle supporte la pivoterie et la volute, ou le diffuseur, et peut se prolonger pour servir également de support au moteur d'entraînement. Il est construit en tôle et profilés.

Ainsi que le montrent les figures II.4 et II.5, ce type de construction permet d'utiliser des dispositions très différentes :

- montage horizontal ou vertical.
- montage sur pivoterie ou en bout d'arbre moteur.

Lorsque de faibles puissances sont mises en jeu, cette construction peut être très simplifiée :

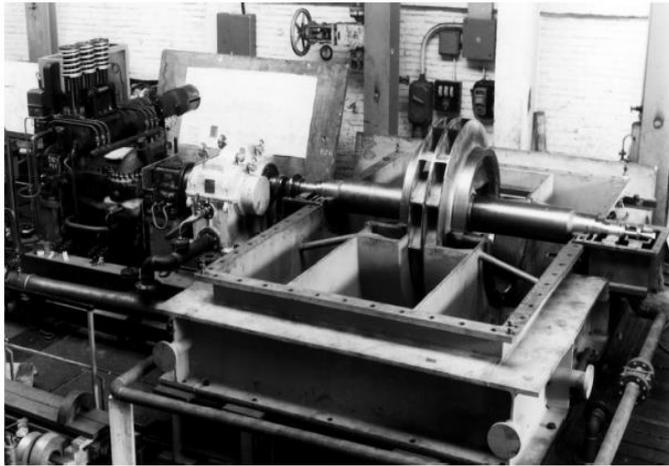
- absence de convergent en amont de la roue.
- absence de carénage autour de la roue.
- absence d'organe aval (volute ou redresseur).

### **c) Construction entre paliers :**

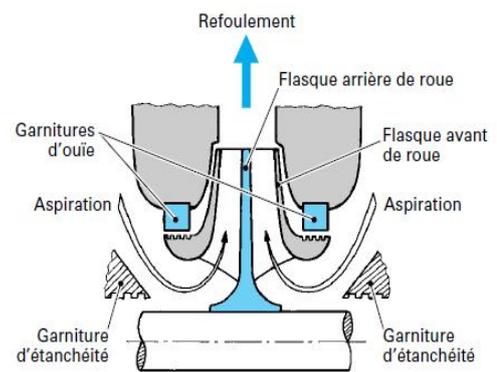
Lorsque l'importance du porte-à-faux ou les dimensions de la roue mobile ne permettent pas de conserver une marge suffisamment grande entre la vitesse de rotation et la première fréquence critique de flexion de l'arbre, marge que l'on s'efforce d'obtenir voisine de 30 %.

lorsque, pour doubler la capacité en débit de la machine avec un même encombrement diamétral, on utilise deux roues de même dimension montées dos à dos (figure II.6) ; ce dispositif a l'avantage d'annuler les poussées axiales de caractère aérodynamique ; il a l'inconvénient de compliquer l'amenée de fluide avec deux canaux et un changement de direction devant les ouïes des deux roues ; sauf dans le cas d'aspiration d'air à la pression atmosphérique, il exige l'utilisation de deux garnitures d'étanchéité.

La construction entre paliers peut également être utilisée pour les ventilateurs axiaux, notamment lorsque la machine comprend un dispositif de variation, en marche, du calage des pales de roue.



a) vue de la roue sur son socle (doc.Rateau)



b) coupe avec circulation du fluide

**Figure II.6 :** Roue à deux ouïes de ventilateur centrifuge : construction entre paliers.

### d) Réglage :

Il existe différents systèmes de réglages possibles pour les ventilateurs. Les plus usités sont :

- pour les ventilateurs centrifuges, des aubages orientables à l'aspiration, appelés vantelles, qui peuvent être réglables en marche soit manuellement, si c'est pour compenser une dérive dans le temps de l'ouverture du réseau (encrassement, par exemple), soit automatiquement s'il s'agit de variations programmées.
- pour les ventilateurs axiaux, la variation de calage des aubes de la roue mobile, réglage effectué la plupart du temps à l'arrêt lorsqu'il s'agit d'une dérive du réseau résistant mais qui, s'il s'agit amène une complication mécanique certaine.

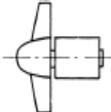
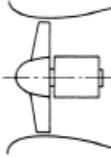
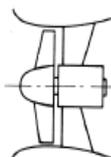
On peut également utiliser un système discontinu de réglage constitué par un moteur électrique d'entraînement à deux vitesses.

### e) Applications des ventilateurs :

Les principales applications des ventilateurs sont les suivantes :

- Ventilateurs des chaudières
- Ventilateurs d'aération de mines
- Ventilateurs de surpression d'air
- Ventilateurs de surpression de vapeur d'eau
- Ventilateurs de transfert de gaz combustibles [14]

**Tableau 1** : principe types de ventilateurs axiaux.

Forme			
	non caréné (hélice)	caréné, sans redresseur	caréné, avec redresseur
Rendement.....	0,6	0,7	0,8
Pertes par frottement.....	oui	oui	oui
Pertes en bout de pales .....	élevées	faibles	faibles
Pertes par giration résiduelle .....	oui	oui	non

[15]

### II.1.4) Soufflantes et compresseurs :

#### II.1.4.1) Définition :

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression; (en réalisant une prolifération dépression d'un fluide à l'état gazeux). Autrement dit, un compresseur mécanique est un organe mécanique destiné à augmenter par un procédé uniquement mécanique la pression d'un fluide. Lorsque le fluide est un air, le compresseur est dit "compresseur l'air"

Les compresseurs servent à augmenter la pression d'un air (gaz) et permettent également de le transporter dans une canalisation .l'air a été compressible, les compresseurs à air Réduire également le volume d'air comprimé et peut être utilisé uniquement pour cet usage. [16].

Pour des taux de compression en air supérieurs à 1,15 ou 1,20 (suivant l'approximation que l'on peut consentir), on doit tenir compte de l'effet de compressibilité du fluide. Pour obtenir des accroissements de pression supérieurs à ceux donnés par les ventilateurs, on peut soit augmenter la vitesse périphérique des roues, soit en accroître le nombre.

On utilise, en fait, chaque fois que c'est possible, des machines monocellulaires de construction plus simple et on n'a recours aux machines multicellulaires que lorsque les vitesses périphériques nécessaires dépassent les possibilités de construction habituelles. [17]

#### II.1.4.2) Historique :

Il y a 2000 ans Ktesibios comprime l'air pour accroître le porté d'un canon pneumatique.

1700 : la première transmission pneumatique réalisée par le physicien Français Denis Papin qui utilisa l'énergie d'une roue hydraulique pour comprimer de l'air et le transporter dans des tuyaux.

1865 : la première application pratique de l'air comprimé est généralement porté au crédit de l'inventeur Britannique George Law, ce dernier mit au point un appareil perforateur de roches dans lequel un piston poussé par de l'air actionnait un marteau.

1871 : l'appareil de George Law après avoir été largement développé, il fut utilisé pour percer le tunnel ferroviaire de Fréjus dans les Alpes occidentales.

1890 : mise au point d'un réseau sous-terrain d'air comprimé sous Paris (6bar) pour 1000 km de tuyauterie par Victor Popp. [18]

### **II.1.4.3) Description technologique. Utilisations :**

#### **a) Construction des machines centrifuges :**

Roues mobiles il existe deux types principaux de roues centrifuges :

- les roues fermées avec, généralement, des aubes couchées en arrière par rapport au sens de rotation ;
- les roues ouvertes avec, généralement, des aubes radiales.

Les roues sont dites fermées lorsqu'elles possèdent, comme dans les cas les plus courants des ventilateurs, non seulement un flasque arrière lié à l'arbre d'entraînement de la roue, mais aussi un couvercle ou flasque avant évidé au centre pour permettre l'admission du fluide dans la roue (figure II.7).

Les différents éléments de la roue peuvent être assemblés par rivetage ou par soudage. L'assemblage par soudage est le mode le plus utilisé selon différentes techniques, le rivetage n'étant utilisé que pour les roues à faible vitesse de rotation.

Au niveau de leur plus petit diamètre, là où la contrainte est la plus élevée, on augmente l'épaisseur :

- des flasques avant avec une portée cylindrique pour constituer la partie tournante d'un labyrinthe d'étanchéité ;
- des flasques arrière avec un évidement pour le passage de la clavette d'entraînement et un trou central pour le passage de l'arbre.

Ces deux pièces sont usinées dans des galettes forgées.

Cette solution s'applique tant qu'il est possible d'assurer la compatibilité des efforts et donc des déformations entre la surcharge apportée sur le flasque avant par les dimensions de son trou central et celle apportée au flasque arrière par la disposition des aubes couchées en arrière qui lui transmettent leurs efforts massiques.

Un autre intérêt de la roue fermée pour les aubes couchées en arrière est d'éviter la flexion des pales dans leur plan.

On peut aller ainsi jusqu'à des vitesses périphériques de l'ordre de 330 m/s.

Pour pouvoir atteindre des vitesses plus élevées, il faut supprimer le flasque avant, dont les contraintes deviennent prohibitives et surchargent le flasque arrière ; on parle alors de roues

ouvertes (figure II.8). Mais il faut aussi utiliser des aubes radiales afin que les forces massiques s'exercent dans le plan des aubes et ne créent pas de flexions.

Ces roues peuvent alors être fraisées dans un seul bloc de métal, les pales faisant corps avec le flasque arrière.

Elles ont, par contre, l'inconvénient d'avoir nécessairement une entrée mal orientée. En effet, les pales présentent au fluide, par leur mode de construction, un guidage axial alors qu'il devrait être incliné du fait de la composition vectorielle de la vitesse absolue du fluide  $V$  et de la vitesse de rotation de la roue  $U$ .

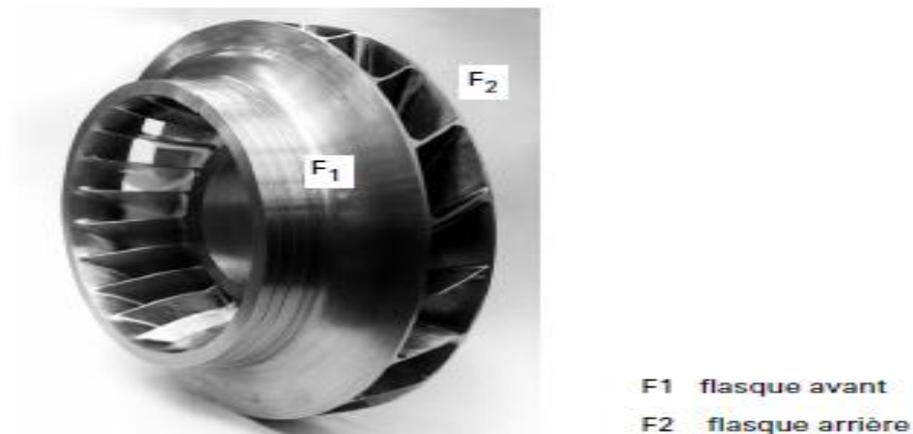


Figure II.7 : Roue centrifuge fermée.

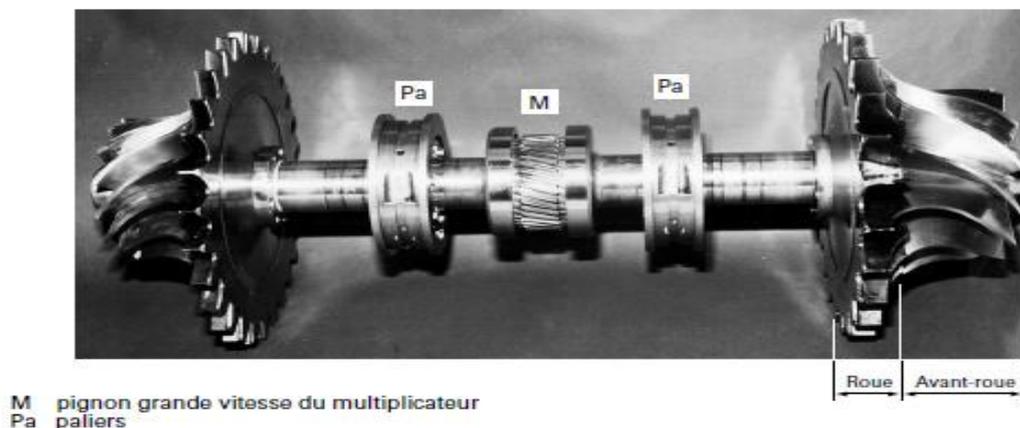


Figure II.8 : Roues centrifuges ouvertes montées en porte-à-faux.

Pour l'adapter, on peut utiliser deux méthodes :

— déformer l'entrée des aubes après leur usinage.

— rapporter sur la face avant de la roue une avant-roue hélicoïdale (figure II.8) fraisée ou moulée ; l'avantage de cette fabrication, qui ne comporte parfois que la moitié du nombre d'aubes de la roue radiale sur laquelle elle se raccorde, est de pouvoir être d'un matériau différent :

- moins performant que pour la roue radiale car les contraintes y sont moins importantes.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

- plus dur lorsque le fluide contient des particules solides ou, comme dans le cas de la vapeur d'eau, des gouttes et même des lames ou des poches d'eau.

Dans ce type de construction, du fait de l'absence de flasque avant, il existe des fuites entre le côté en surpression de la pale (côté qui avance) et le côté en dépression (face qui recule) dans le jeu entre pale et carter. Ce jeu a une influence très importante sur le rendement.

Pour la minimiser, on essaie d'adopter une loi telle que :

$$\frac{e}{b_2} \leq 3\%$$

Avec  $b_2$  : largeur du canal en périphérie (figure II.9),

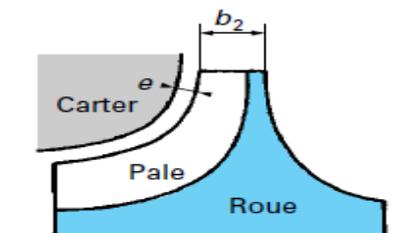
$e$  : jeu entre pale et carter.

Mais il est d'autant plus difficile de satisfaire à ce critère que la largeur du canal est plus étroite. Aussi, les roues à aubes radiales à faible débit-volume ont un rendement médiocre.

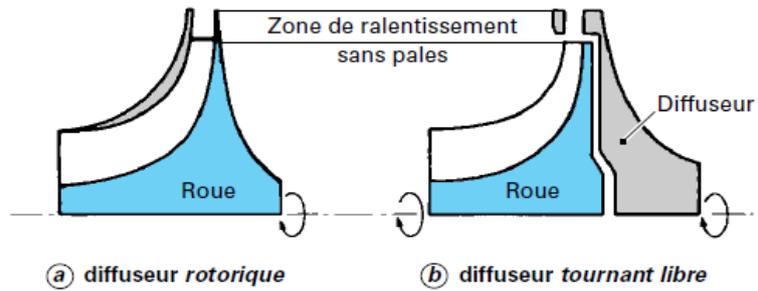
Entre la roue fermée à aubes couchées en arrière et la roue ouverte à aubes radiales, il existe une solution intermédiaire : la roue fermée à aubes radiales qui, à vitesse périphérique égale, donne un taux de compression plus important que la roue à aubes couchées en arrière. Mais, à la sortie d'une telle roue, une part importante de la pression se trouve sous forme dynamique ; la vitesse du fluide est élevée. Pour la réduire, on fait souvent appel à un diffuseur rotorique (figure II.10a) qui consiste à prolonger les flasques avant et arrière de la roue au-delà du diamètre extérieur des pales.

On en retire le bénéfice d'un rendement meilleur et d'une plus large plage de fonctionnement, le pompage intervenant à des débits plus faibles que dans le cas n'utilisant pas ce dispositif. Mais l'intérêt d'un tel système est vite limité par l'accroissement des contraintes sur l'extérieur des flasques. Aussi a-t-on imaginé un diffuseur tournant indépendamment de la roue (figure II.10b) libre en rotation ou entraîné à une vitesse inférieure à celle de la roue.

Autant la première solution est utilisée de façon industrielle, autant la dernière se heurte à la complexité mécanique qu'elle entraîne et n'a donné lieu, à ce jour, qu'à des expérimentations à caractère fondamental.



**Figure II.9** : Influence du jeu  $e$  entre pale et carter.



**Figure II.10** : Schémas de montage de la roue avec un diffuseur mobile

Pivoteries Il s'agit des ensembles arbre et paliers supportant et entraînant en rotation les roues.

On distingue, comme pour les ventilateurs, deux types de construction :

- la construction en porte-à-faux dans laquelle la ou les roues sont situées à l'extérieur des paliers.
- la construction entre paliers.

➤ **Construction en porte-à-faux** : elle concerne principalement les machines monocellulaires mais, comme le montre la figure II.8, elle s'applique aussi à des machines pouvant comporter deux roues (une à chaque extrémité de l'arbre) ou même quatre roues si, L'entraînement se faisant par l'intermédiaire d'un multiplicateur, on peut disposer de deux arbres à grande vitesse.

Ces arbres sont généralement flexibles, c'est-à-dire qu'ils opèrent au-delà de la première fréquence critique de flexion du rotor, mais environ 20 % au-dessous de la deuxième. Des vitesses jusqu'à 50 000 tr/min peuvent être atteintes avec des paliers et butées appropriés (paliers hydrodynamiques à huile, à patins oscillants).

Les différents modes d'attache de la roue sur l'arbre peuvent être les suivants :

- cône (pour le centrage) et clavette (pour l'entraînement)
  - centrage cylindrique et crabots
  - frettage et attache par vis et plateaux
  - dentures radiales.
- **Construction entre paliers** : elle concerne généralement les machines multicellulaires.

Le rotor peut être :

- soit du type rigide avec une première vitesse critique de flexion au moins 20 % au-dessus de la vitesse maximale d'utilisation.
- soit du type flexible avec une première vitesse critique au moins 15 % au-dessous de la vitesse minimale de fonctionnement et une deuxième vitesse critique au moins 20 % au-dessus de la vitesse maximale d'utilisation.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

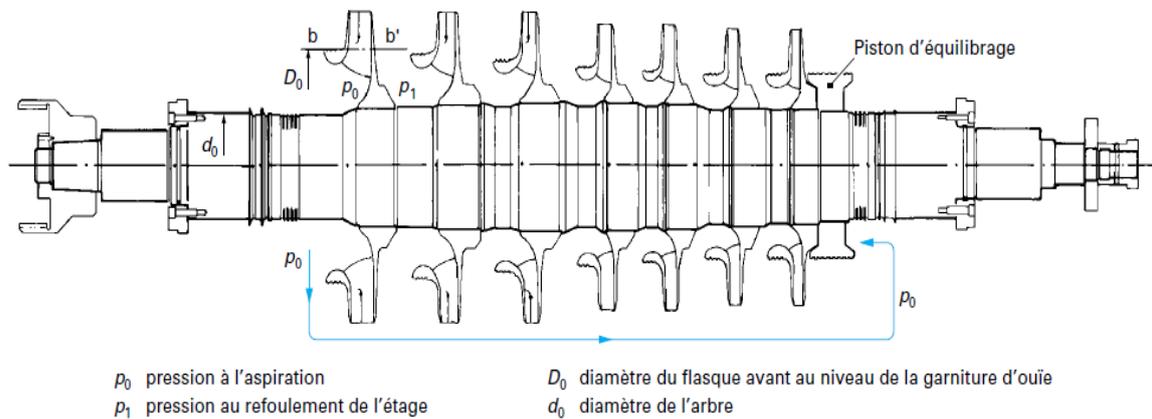
Afin de donner plus de rigidité à l'arbre, sa forme est usuellement en tonneau, c'est-à-dire avec une section dans son plan central plus grande qu'aux extrémités (figure II.11).

Les roues sont montées sur l'arbre par serrage à chaud, sans clavettes.

Les roues sont soumises à une poussée axiale dirigée vers l'aspiration. En effet, on peut dire que, schématiquement, à l'extérieur de la roue et au-delà du cylindre bb' de même diamètre que la garniture d'ouïes des roues (figure II.11), les pressions se font équilibre.

Il en est de même à l'intérieur de la roue dans la partie où l'écoulement est nettement centrifuge.

Par contre, sur le flasque arrière au-dessous du diamètre bb', la pression est, à l'extérieur de la roue, celle qui règne à la périphérie de la roue, tandis qu'à l'intérieur, la pression est égale à la pression d'aspiration  $p_0$ .



**Figure II.11 :** Coupe d'une machine multicellulaire entre paliers : rotor en forme de tonneau.

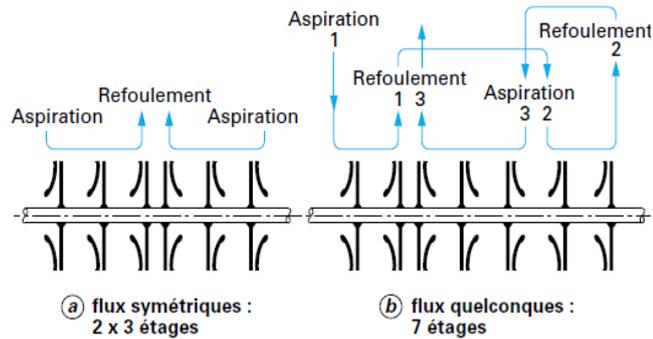
La poussée est alors :

$$F = \pi \left( \frac{p_0^2 - d_0^2}{4} \right) (P_1 - P_0)$$

Dans les appareils monocellulaires, il est possible de supporter cette poussée par une butée mécanique.

Dans les appareils multicellulaires, cette poussée doit être compensée par celle d'un piston d'équilibrage dont le diamètre est sensiblement égal à celui des garnitures d'ouïes des roues (figure II.11).

Pour limiter les dimensions de ce piston et par voie de conséquence les fuites internes qu'elles entraînent, on cherche à placer des étages en opposition. La figure II.12 donne deux exemples d'agencements des roues.



**Figure II.12 :** Équilibrage par dispositions particulières des roues.

Les paliers sont du type hydrodynamique à huile. Suivant la charge à porter et la vitesse de rotation, on peut utiliser :

- des coussinets lisses.
- des coussinets citron.
- des paliers à coins fixes, à 3 ou 4 lobes.
- des paliers à patins oscillants (3, 4 ou 5 patins).

Les butées sont à double effet à patins oscillants, largement dimensionnées pour supporter les charges normales (poussées aérodynamiques, réaction d'accouplements) et les charges accidentelles (pompage du compresseur).

L'arbre est en acier forgé traité thermiquement et soigneusement stabilisé.

Quel que soit le type de construction, le rotor complètement assemblé est soumis à un essai de survitesse (de l'ordre de 15 % au-delà de son régime nominal) et à un équilibrage dynamique réalisé à la vitesse réelle de fonctionnement, dans un caisson spécial sous vide. Pour ces opérations, le rotor est muni de ses propres paliers. Au cours des essais, on s'assure que la vitesse critique est correctement positionnée.

La norme API 617 d'équilibrage du rotor impose que les vibrations à la vitesse de rotation ne dépassent pas les déplacements mesurés crête à crête de :

50 mm pour une vitesse de rotation inférieure à 3 000 tr/min.

$25 \sqrt{\frac{12000}{N(\text{tr/min})}}$  μm pour une vitesse de rotation N supérieure à 3 000 tr/min.

Il y a lieu de prévoir des plans d'équilibrage (au moins 3 pour des machines longues) afin de pouvoir procéder à des enlèvements de matière.

### a.2) Parties statoriques :

Pour les machines rapides à roues en porte-à-faux, le carter de multiplicateur est utilisé comme élément de base de la machine (figure II.13). Il sert de socle et de caisse à huile. Il reçoit le ou les rotors grande vitesse (avec les roues et le petit pignon) et le rotor basse vitesse

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

avec la grande roue du multiplicateur. Il comporte les volutes, les fonds d'aspiration et, éventuellement, le casier de vanelles des cellules de compression.

Ce carter de multiplicateur est à plan de joint horizontal, permettant un accès aisé aux dentures, aux paliers et aux garnitures d'étanchéité, pour une inspection et un entretien.

Pour les machines à roues entre paliers, on choisit entre deux types de construction suivant le niveau de pression à assurer.

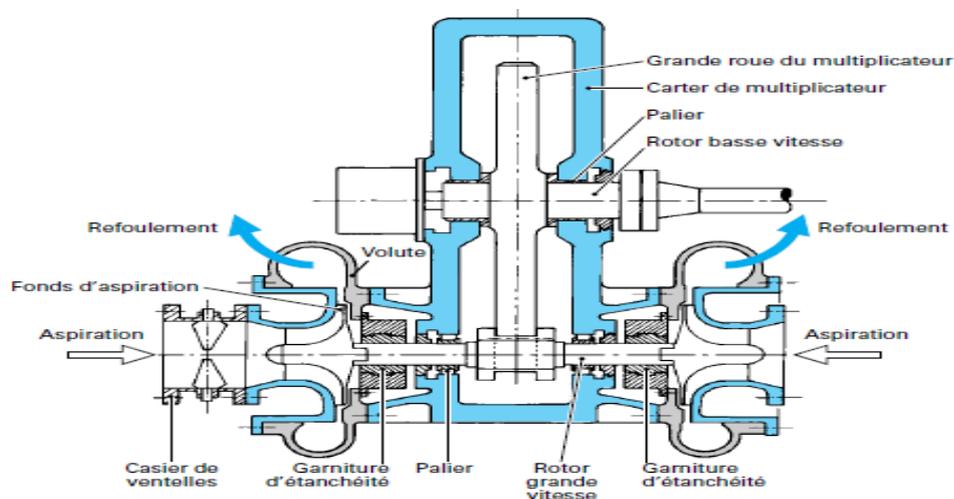
Stator à plan de joint horizontal (figure II.14) utilisé pour des pressions inférieures à 40 bar: le corps se compose de deux demi parties (obtenues par moulage de fonte ou d'acier ou par mécano-soudure) séparées par un joint horizontal avec contact métal/métal.

Cette disposition permet un démontage facile du rotor.

À chaque extrémité, le corps comporte des usinages pour permettre le montage des boîtes de paliers et garnitures ainsi que celui des capots d'accouplement.

À l'intérieur, le corps est usiné pour recevoir, par emboîtement, les pièces internes de la machine (diffuseurs, canaux de retour, parties fixes des garnitures d'étanchéité et du piston d'équilibrage).

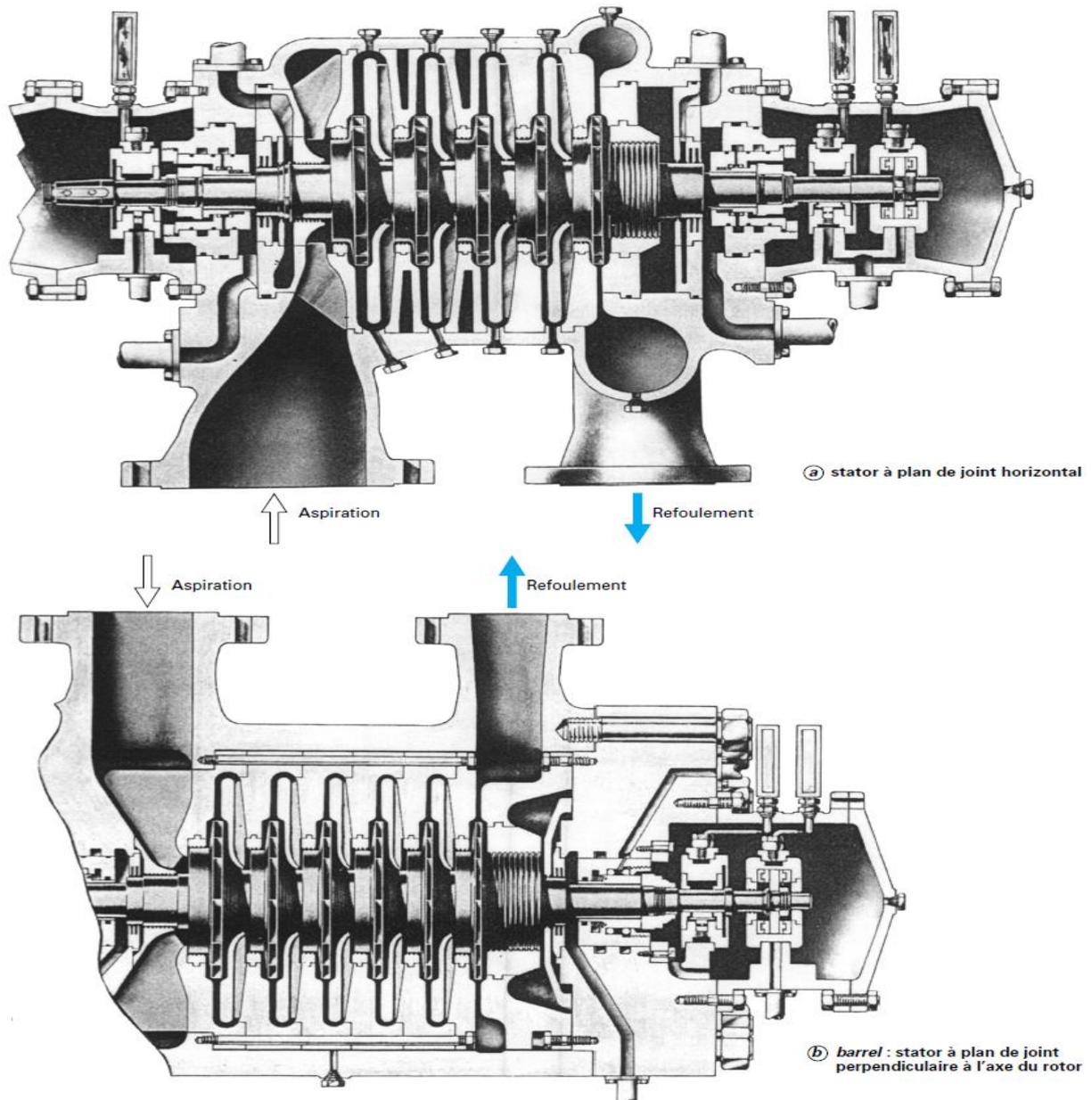
Le corps comporte enfin les brides de raccordement aux tuyauteries d'admission et d'échappement de gaz.



**Figure II.13 :** Coupe d'une machine centrifuge avec roues en porte-à-faux.

Stator à plan de joint perpendiculaire à l'axe du rotor appelé baril utilisé pour des pressions supérieures à 40 bars : le corps est alors un cylindre en acier forgé sur lequel les brides et les supports sont rapportés directement par soudure ; son épaisseur dépend de la pression interne, de l'ordre de 1/10 du diamètre pour une pression de 100 bars. Les parties internes s'emboîtent les unes dans les autres et peuvent être retirées en même temps que le rotor par une extrémité du corps. Ces pièces sont conçues pour être autoclaves, c'est à-dire que

l'effet de la pression les applique les unes contre les autres ; elles sont accessibles sans démontage des tuyauteries de gaz du réseau.



**Figure II.14 :** Coupes de machines centrifuges avec roues entre paliers.

### b) Construction des machines axiales :

Les soufflantes et compresseurs axiaux sont formés de cellules de compression disposées en série et comportant obligatoirement chacune une roue mobile et un aubage fixe (ou redresseur).

Roues mobiles elles sont constituées d'une jante comportant à sa périphérie des pales soit faisant bloc avec elle, soit rapportées.

Très souvent, les pales sont usinées dans le même bloc que la jante notamment pour les machines de petites dimensions (diamètres inférieurs à 400 mm).

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

Les pales rapportées sont généralement forgées dans divers alliages :

- alliages d'aluminium, notamment pour les premiers étages des compresseurs de turbines aéronautiques où le poids a une grande importance.
- alliages en titane pour les roues à grande vitesse périphérique, supérieure à 300 m/s ; ces matériaux allient légèreté et résistance.
- aciers à base de nickel dont la nuance et les caractéristiques sont choisies en fonction du gaz à véhiculer, la corrosion sous tension étant souvent un élément déterminant.

Il existe de nombreux systèmes d'attaches de ces pales sur la jante (figure II.15), parmi lesquels on peut citer :

- l'attache à talons: (figure II.15) les pales sont introduites dans une rainure circulaire taillée dans la jante, en alternance avec des entretoises ; la dernière entretoise de fermeture est vissée dans la jante.
- l'attache en queue d'aronde (figure II.15) : les pales sont glissées dans les usinages correspondants sur la périphérie de la jante, pour éviter les coefficients de surcontraintes aux angles du logement, ces derniers peuvent avoir des formes variées que l'on retrouve bien évidemment sur le pied de la pale (figure II.15c).
- l'attache en enfourchement (figure II.15d) : les pales sont retenues sur les jantes par des broches qui travaillent au cisaillement ; la pale représentée sur cette figure comporte 8 sections de cisaillement ; ce type d'attache est utilisé aussi bien avec les compresseurs qu'avec les turbines. Lorsque les pales dépassent un allongement de 4 (hauteur égale à 4 fois la largeur), il n'est pas rare qu'elles soient munies de « nageoires » qui, profitant du léger dévissage de la pale en rotation, s'appuient les unes sur les autres, apportant de la rigidité de flexion aux pales et réduisant les amplitudes de leurs modes vibratoires.

Les jantes sont généralement percées en leur milieu pour laisser le passage :

- soit à un tirant permettant d'assembler les étages entre eux ;
- soit à l'arbre d'entraînement, notamment lorsqu'il s'agit de compresseurs de turbines à gaz.

Du fait de ce trou, les contraintes dans les jantes seraient approximativement doublées à ce niveau si l'épaisseur restait la même.

Pour rétablir une contrainte sensiblement constante, l'épaisseur de la jante au bord du trou sera donc sensiblement doublée.

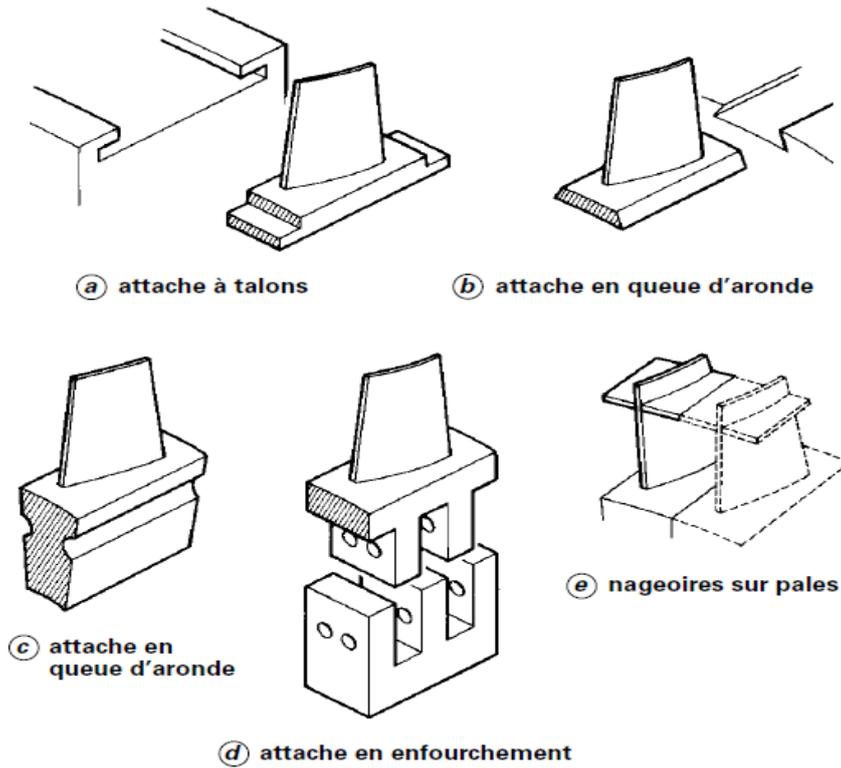


Figure II.15 : Différents systèmes d'attaches des pales sur la jante d'un compresseur axial.

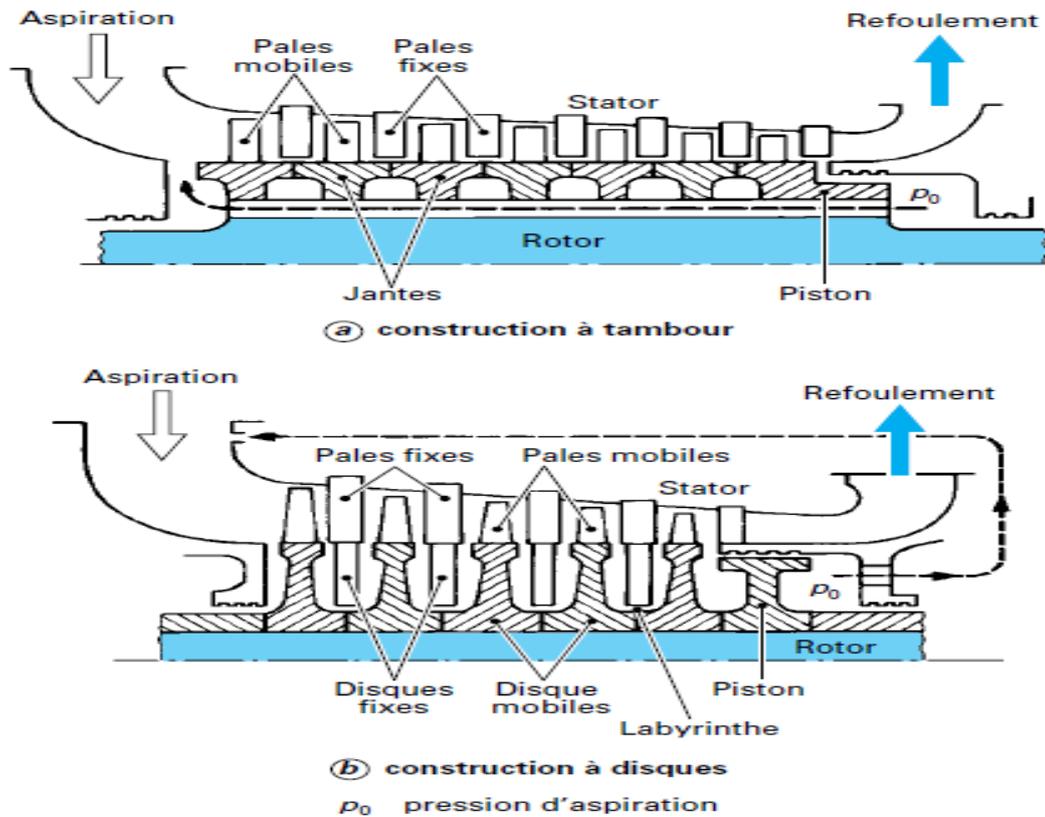


Figure II.16 : Différents types de construction entre paliers des compresseurs axiaux.

Pivoteries pour ce type de matériel, la construction la plus usuelle est la construction entre paliers de type à tambour (figure II.16 a) mais le Type à disques est également employé (figure II.16 b).

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

Dans la construction à tambour, le centrage des jantes entre elles se fait à la périphérie ; cette disposition donne une grande rigidité à l'ensemble et évite, généralement, le franchissement de vitesses critiques.

Dans la construction à disques, on peut avoir un centrage très précis, puisqu'il est réalisé sur un petit diamètre, peu influencé par la variation de la température du fluide d'une roue mobile à l'autre au fur et à mesure de la compression.

Les compresseurs axiaux créent toujours une poussée aérodynamique importante qui dépend :

- du degré de réaction employé
- du mode de construction : dans le type à disques, les surfaces soumises à la pression étant plus grandes que dans le type à tambour, les poussées axiales sont plus importantes.

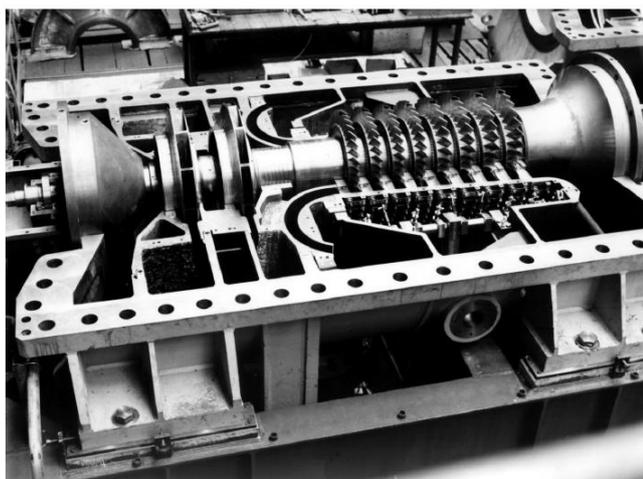
Un piston d'équilibrage est donc toujours nécessaire (sauf si le compresseur est solidaire d'une turbine, la poussée de la turbine servant à équilibrer celle du compresseur) ; mais, comme son diamètre est généralement limité à une valeur inférieure à celle du diamètre de base des pales (si l'on ne veut pas gêner la sortie du fluide), il ne permet alors d'équilibrer qu'une partie de la poussée.

Les autres dispositifs, tels que les garnitures d'étanchéité, les paliers et butées, relèvent de la même conception que ceux pour les appareils centrifuges ; les rotors sont également soumis aux mêmes règles de construction et d'équilibrage.

### **b.2) Parties statoriques :**

Le stator est généralement de type à plan de joint horizontal. Il contient, en demi-couronne, les aubages fixes de chaque étage de compression (figure II.17). Ces aubages sont montés en porte-à-faux sur les couronnes externes dans le cas d'une construction à tambour ; ils sont maintenus entre une couronne extérieure et une couronne intérieure dans le cas d'une structure à disques (figure II.17, à droite). Dans cette dernière disposition, la couronne intérieure est généralement munie de labyrinthes.

Pour les machines industrielles devant fonctionner sur divers points de la même caractéristique, les aubages fixes sont orientables, tout au moins en ce qui concerne les premiers étages.



détail de la partie statorique  
d'une structure à disques

**Figure II.17 :** Rotor et stator d'un compresseur axial en série avec un compresseur centrifuge.

Dispositifs de réglage par ailettes orientables la technologie est en général la suivante :

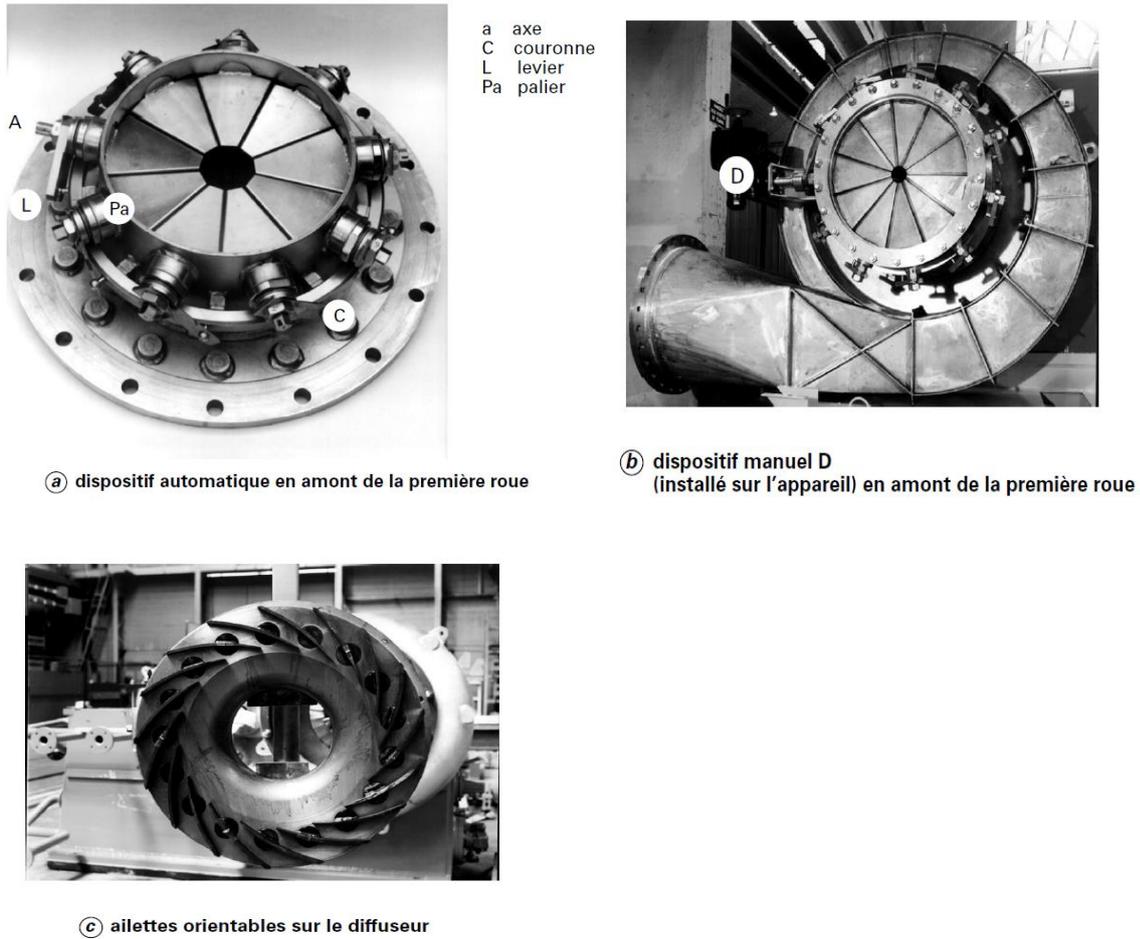
Chaque ailette orientable est montée sur un axe A (figure II.18a) sensiblement perpendiculaire à la direction moyenne de l'écoulement du gaz et passant au voisinage du centre de poussée de l'ailette (point d'application de la résultante des forces aérodynamique), cette dernière disposition étant choisie pour limiter le couple sur la commande. Cet axe est ajusté sur son ou ses paliers Pa de façon à éviter les fuites de gaz ; parfois, ces axes sont munis de joints d'étanchéité.

Côté commande, l'axe est muni d'un levier L dont l'extrémité est entraînée par une couronne C ; les leviers de toutes les ailettes sont ainsi rendus solidaires dans leur mouvement.

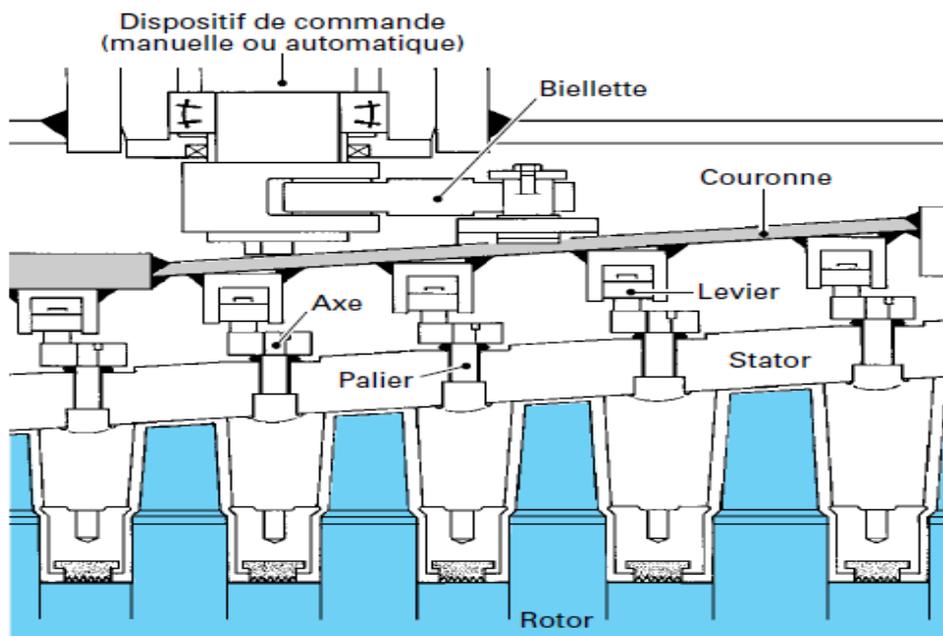
Ce mouvement est commandé par une bielle dont le déplacement est provoqué par un dispositif soit manuel D (figure II.18b), soit automatique (figure II.18a).

Ce même principe s'applique aussi bien aux dispositifs placés à l'amont des roues mobiles (figure II.18 a et b) qu'au diffuseur orientable (figure II.18c), aux machines centrifuges qu'aux machines axiales. Comme le montre la figure II.19 dans le cas des compresseurs multi étages, plusieurs ou la totalité des directrices d'entrée peuvent ainsi être orientées soit toutes ensemble, soit par rangée.

La précision demandée dans l'orientation, la répétitivité du positionnement, parfois même les contraintes thermiques rendent délicate la conception de ces dispositifs dont il convient de contrôler régulièrement le bon fonctionnement.



**Figure II.18 :** Dispositifs de réglage par ailettes orientables montés en amont de la première roue ou sur un diffuseur d'un compresseur centrifuge.



**Figure II.19:** Dispositif de réglage par ailettes orientables d'un compresseur axial multi-étage dont les premiers étages sont orientés solidairement. [19]

### II.2) Les pompes roto-dynamique :

#### II.2.1) Définition :

Toutes les pompes dites roto-dynamiques sont conçues selon le même principe de fonctionnement qui consiste à mettre l'eau en mouvement à l'aide d'une roue mobile ou rotor. On utilise l'un ou l'autre ou bien les deux mécanismes suivants pour pousser l'eau vers la sortie du rotor. En lui communiquant la pression par l'action propulsive ou élévatoire des aubes sur le liquide (pour les pompes à hélices). En la lançant sur une trajectoire circulaire, de sorte à ce que l'évacuation se fasse sous l'effet de la force centrifuge, exactement comme un poids s'échappe après avoir été accéléré par un mouvement circulaire au bout d'une ficelle. [20]

#### II.2.2) Historique :

La première pompe a été inventée, il y a longtemps, par la nature, pour l'équipement cardiaque des êtres vivants. Bien que d'un dessin ancien, elle est toujours en opération. Dans un passé plus récent, l'antiquité, le pompage de l'eau est apparu comme un besoin, qui a conduit l'homme à développer une technologie que l'on peut qualifier d'avancée. Il est intéressant de constater que certains types de pompes, vieux de 2000 ans, sont encore produits et commercialisés de nos jours, avec succès. C'est le cas de la vis d'Archimède. La technologie des pompes a évolué lentement, et même très lentement pendant deux millénaires, pour finalement exploser à la fin du XIXe siècle et se placer sur une autre trajectoire, à pente fortement positive. Le big bang correspondait à l'apparition des pompes centrifuges, et plus généralement roto-dynamiques. La technologie des pompes roto-dynamiques a beaucoup évolué depuis sa naissance, Elle montre quatre étapes dans le développement des pompes alimentaires de chaudière. La réduction de taille s'accompagne, en outre, de l'accroissement simultané des débits, des niveaux de pression et de température.

#### II.2.3) Description technologique. Utilisations :

On regroupe sous cette appellation les pompes centrifuges, hélico-centrifuges, et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes roto-dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits  $Q$  très élevés, allant jusqu'à  $10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ . Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique,

et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables, s'il y avait un appel du marché dans ce sens.

### II.2.3.1) Pompe centrifuge monocellulaire :

#### a)Éléments constitutifs :

##### a.1) Composants hydrauliques :

Ils comprennent, dans la configuration la plus répandue (figure II.20), les éléments suivants.

- Le conduit d'amenée du fluide vers l'impulseur de la pompe, (repère (1)) est, dans le cas général où l'aspiration est axiale, un simple cône ayant son axe confondu avec l'axe de la machine. Le fluide ne subit dans ce conduit ni apport, ni prélèvement d'énergie.

- La roue de la pompe, appelée aussi dans ce qui suit impulseur (repère (2)), est l'élément essentiel de la machine. La totalité de l'énergie est apportée au fluide par l'impulseur sous deux formes distinctes :

- d'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique ;
- d'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de l'impulseur.

L'impulseur est constitué d'aubes, ou ailes (Au, figure II.21). Les aubes sont décalées angulairement de façon régulière ; elles sont en nombre variable, mais très habituellement compris entre 5 et 7.les aubes sont inclinées en arrière (figure II.21). L'indication aubes inclinées en arrière est à considérer par rapport au sens de rotation de l'impulseur. Cela veut dire que le bord de fuite B des aubes est en retard dans la rotation par rapport au bord d'attaque A.

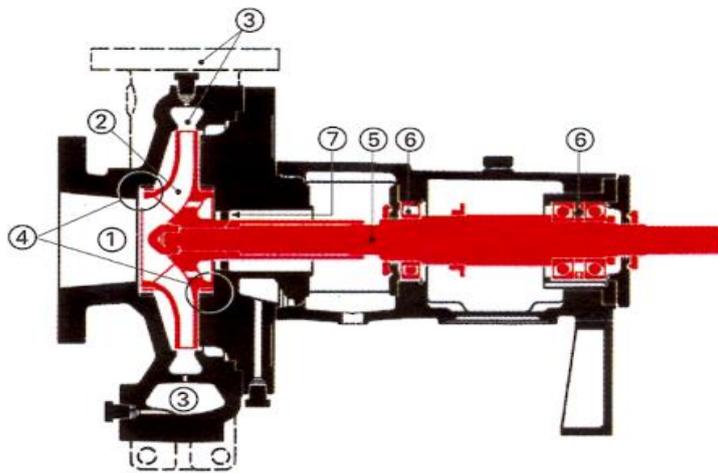
**Nota :** en dehors de cette réalisation classique peuvent exister des impulseurs à aubes radiales, mais ils sont alors précédés d'une avant-roue.

Les impulseurs des pompes centrifuges comportent presque toujours un flasque avant (Fav, figure II.21) et un flasque arrière (Far, figure II.21). En d'autres termes, les aubes se rattachent à chaque extrémité à une couronne continue donnant à l'ensemble une structure de grande rigidité, qui convient parfaitement à une réalisation par fonderie. Les aubes de l'impulseur peuvent être droites ou gauches : elles sont droites lorsque leur surface est générée par une droite toujours parallèle à l'axe ; elles sont gauches dans le cas contraire. Par exemple, les aubes représentées sur la figure II.21 sont des aubes droites.

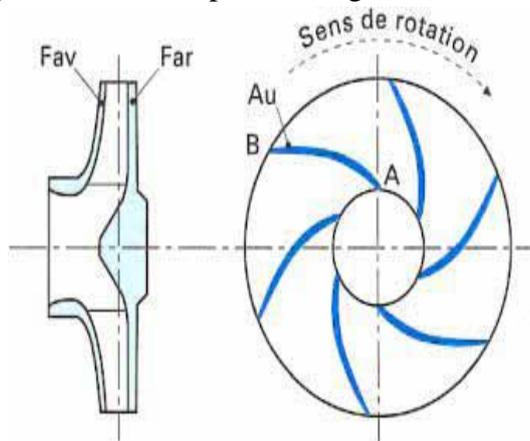
Le rôle de la volute (repère (3), figure II.20) est de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de l'impulseur, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique. Elle comporte deux parties :

- une première partie en forme d'escargot, dont les sections grandissent avec l'augmentation du débit.
- une seconde partie divergente, qui véhicule la totalité du débit, et qui poursuit et achève le ralentissement du fluide.

Des dispositifs d'étanchéité internes (repères (4), figure II.20), sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration des débits de fuite prélevés sur le débit principal ayant traversé l'impulseur. Ils sont constitués très simplement d'une section annulaire étranglée, aussi petite que possible, mais le jeu radial doit rester compatible avec un bon fonctionnement mécanique de la pompe. Les dispositifs d'étanchéité peuvent comporter deux niveaux, situés sur deux diamètres légèrement différents, ce qui permet de réduire les débits de fuite internes.



**Figure II.20 :** Pompe centrifuge monocellulaire.



**Figure II.21 :** Impulseur d'une roue de pompe centrifuge monocellulaire.

### a.2) Composants mécaniques :

Ils comprennent les éléments suivants :

L'arbre (repère (5), figure II.20) a pour fonction de porter l'impulseur, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.

La pivoterie (repères (6), figure II.20) a un rôle double :

- d'une part, assurer le centrage de l'arbre (fonction palier radial) ;
- d'autre part, équilibrer les efforts axiaux qui s'exercent sur l'équipage mobile (fonction butée).

Les paliers à roulements sont de loin les paliers les plus utilisés pour les pompes centrifuges monocellulaires. Dans ce cas, le palier de butée est généralement constitué de deux roulements à contact obliques montés dos à dos et il est situé du côté de l'accouplement.

Le palier radial qui doit être glissant est souvent constitué d'un roulement à rouleaux. Le graissage est réalisé à la graisse ou à l'huile. Les grosses pompes peuvent être équipées de paliers radiaux et d'une butée axiale lubrifiés à l'huile.

Un système d'étanchéité vers l'extérieur (repère (7), figure II.20) a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou, tout au moins, d'en limiter l'importance. Ce système est classé parmi les composants mécaniques, car il comporte des éléments de contact et de friction entre parties tournantes et parties fixes. L'étanchéité externe peut être assurée par un système de tresses avec presse-étoupe, assurant un serrage glissant sur l'arbre ou, plus fréquemment, sur une chemise rapportée sur l'arbre, que l'on peut remplacer en cas d'usure. L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.

Les composants du stator ont un rôle soit exclusivement mécanique, soit partagé. On note, par exemple, que la volute a une fonction hydraulique et mécanique.

### **b) Modes de réalisation :**

Le mode de réalisation le plus répandu, pour les pompes centrifuges monocellulaires, est de très loin celui que nous avons présenté figure II.20. Cependant, à côté de cette structure à la fois simple et efficace, existent d'autres modes de réalisation, que nous allons examiner maintenant, et qui répondent à des besoins plus spécifiques.

#### **b.1) Pompe comportant une roue entre paliers :**

Une telle pompe (figure 5) diffère de celle de la figure II.20, par :

- l'organisation mécanique générale avec un palier situé de part et d'autre de la roue ;
- un conduit d'amenée (1) du fluide vers l'impulseur, de forme complexe qui assure, d'une part, un changement de direction de 90 degrés de l'écoulement et, d'autre part, une répartition du fluide aussi homogène que possible devant l'œillard de l'impulseur ;
- un impulseur (2) au tracé légèrement modifié par la présence de l'arbre ;
- des dispositifs d'étanchéité vers l'extérieur (tresses ou garnitures mécaniques) qui doivent être doublés puisqu'il y a deux traversées d'arbre.

L'avantage d'un tel dessin réside dans un meilleur comportement mécanique de la pompe devant les forces radiales qui s'exercent sur l'impulseur aux faibles débits et, plus

généralement, aux débits hors adaptation. Ce dessin est bien adapté à des pressions de refoulement élevées ou très élevées et autorise, dans ce cas, une plage d'opération plus étendue que la structure en porte à faux.

### b.2) Pompe à diffuseur :

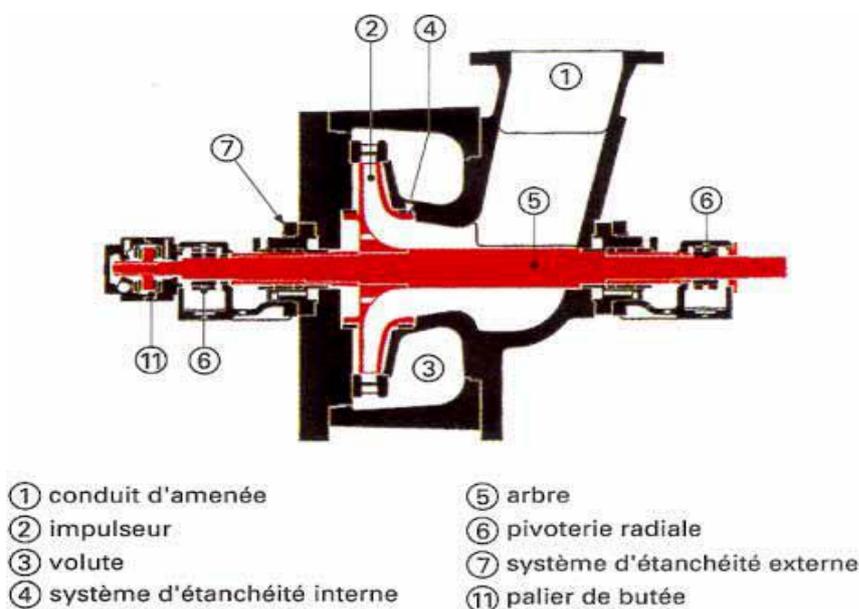
Dans un tel type de pompe, le fluide sortant de l'impulseur traverse un diffuseur aileté, c'est-à-dire porteur d'aubes (représenté schématiquement figure II.23), avant d'atteindre la volute.

Le rôle du diffuseur est double ; il permet :

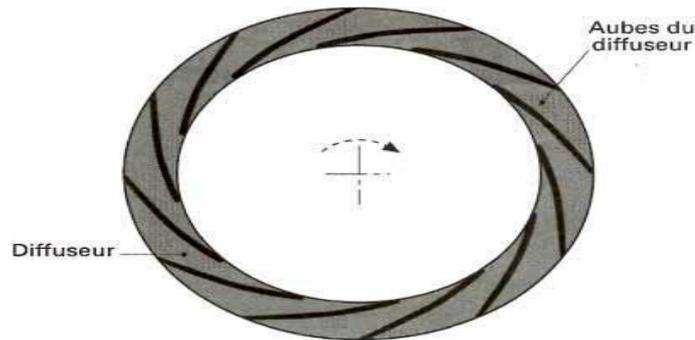
- d'une part, de ralentir fortement l'écoulement, créant de ce fait une forte remontée en pression statique ;
- d'autre part, de maintenir une pression à peu près axisymétrique autour de la roue et d'éviter ainsi de fortes poussées radiales.

L'énergie cinétique restant à la sortie d'un diffuseur est souvent faible, ce qui permet de réaliser des volutes de forme simplifiée sans altérer le rendement. Cette facilité a été utilisée sur la pompe représentée figure II.22, où la volute est de section constante et fermée à l'extérieur par une enveloppe cylindrique beaucoup plus apte qu'une volute conventionnelle à supporter des pressions élevées. L'utilisation d'un diffuseur aileté présente un intérêt particulier pour des machines réversibles, c'est-à-dire devant assurer alternativement un fonctionnement en pompe ou en turbine.

**NB :** Un diffuseur peut être employé quelle que soit la structure de la pompe (entre paliers ou en porte à faux). La figure II.22 ne représente donc qu'un cas particulier d'application.



**Figure II.22 :** Pompe avec roue entre paliers et diffuseur aileté.



**Figure II.23 :** Représentation d'un diffuseur aileté.

### **b. 3) Pompe centrifuge mono-étage à roue double :**

La pompe à roue double, constituée de deux impulseurs montés dos à dos et intégrés, permet d'obtenir, toutes choses égales par ailleurs, des débits deux fois plus grands. Elle peut être réalisée soit dans une structure en porte à faux, soit dans une structure entre paliers (figure II.24), cette dernière morphologie étant nettement plus répandue.

Ce type de pompe offre, en outre, les avantages suivants :

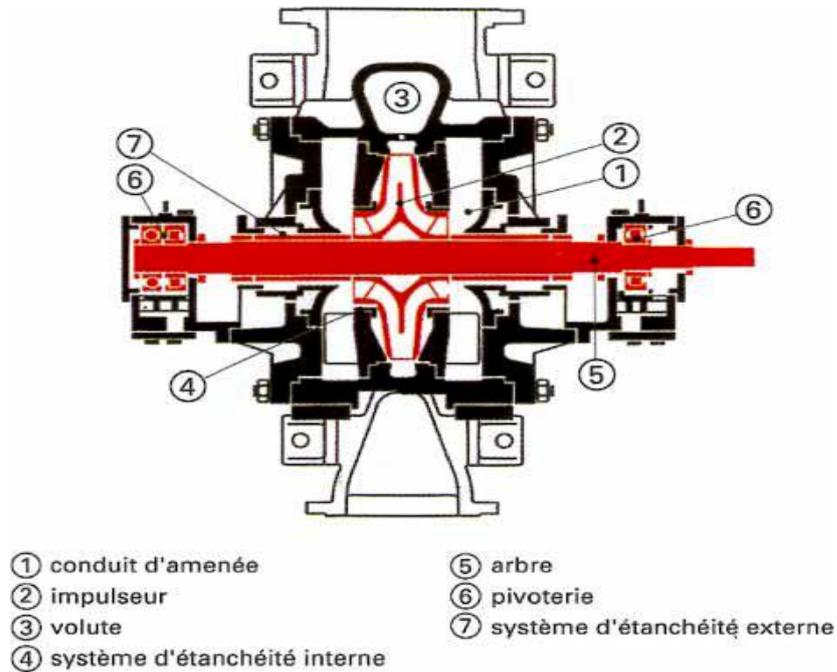
- Disparition quasi totale de la poussée axiale, dans le cas de la variante entre paliers, et réduction de la poussée axiale à un simple effet de fond, dans la variante en porte à faux.

- Réalisation de rendements très élevés, grâce à la réduction :

- des surfaces frottantes externes de l'impulseur par un facteur deux ;
- des surfaces frottantes internes de l'impulseur, dont le voile central est de dimensions réduites ;
- des fuites internes par un facteur deux (pas de piston d'équilibrage, ou de dispositif de compensation des poussées).

L'avantage de rendement peut atteindre plusieurs points et justifier à lui seul le choix de ce type de pompe.

Réduction du NPSH requis (Net Positive Suction Head ) c'est-à-dire hauteur de charge nette à l'aspiration (cf. article Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation ) par rapport à une solution utilisant une roue simple véhiculant le même débit global (la réduction, c'est-à-dire l'amélioration, du NPSH requis peut approcher 40 % en valeur relative).



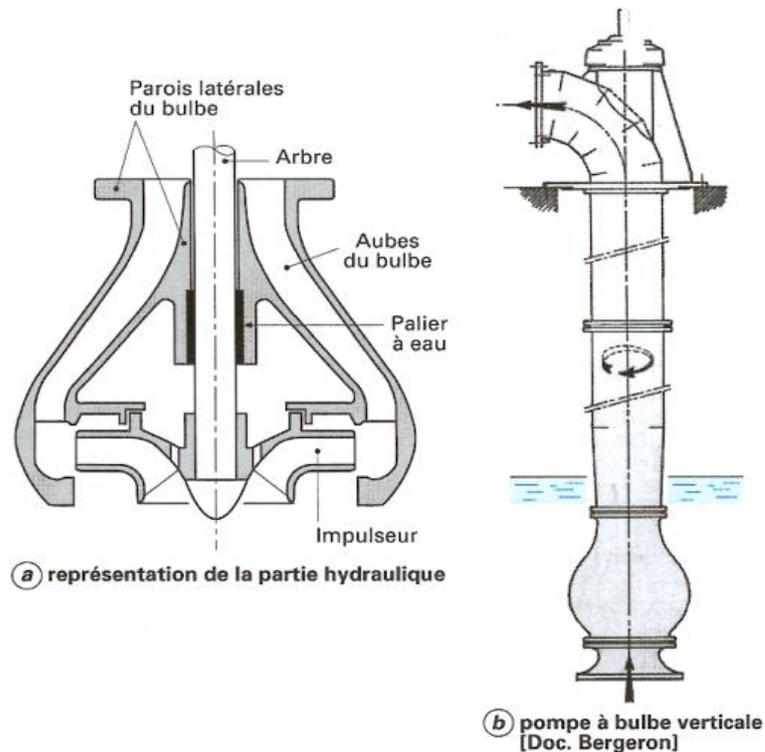
**Figure II.24 :** Pompe centrifuge mono-étage à une roue double.

### **b.4) Pompe à bulbe :**

La pompe centrifuge à bulbe, utilisée essentiellement pour des pompes verticales, n'a pas de volute et est pourvue en aval de l'impulseur d'un diffuseur d'abord axial puis centripète qui ramène l'écoulement vers l'axe de la pompe (figure II.25a). Cet organe est appelé bulbe. À la sortie du bulbe, l'écoulement se trouve sans composante de rotation, et poursuit son chemin de bas en haut à travers un canal de section circulaire, d'abord divergent, puis de section constante. Après avoir traversé le massif sur lequel repose le corps de la pompe, le fluide subit un changement de direction de 90 degrés à travers un coude très progressif où à ailettes, et quitte la pompe par un conduit horizontal (figure II.25b).

Une telle structure impose l'usage d'au moins un palier à eau et, bien souvent, de plusieurs paliers intermédiaires également lubrifiés à l'eau. Ce type de pompe permet d'avoir un impulseur immergé en dessous de la surface libre du liquide, évitant ainsi les problèmes d'amorçage.

On notera, de plus, que le bulbe, par sa géométrie très particulière, permet de limiter l'encombrement diamétral de la pompe. Il introduit par contre un encombrement axial assez grand qui, dans le cas de la pompe verticale de la figure II.25b, ne représente aucune gêne.



**Figure II.25:** Pompe à bulbe. [21]

### **b.5) Les pompes de relevage des eaux usées :**

Une pompe de relevage des eaux usées est une unité fermée composée d'une pompe et d'un moteur. En raison de sa construction, la pompe de relevage des eaux usées convient pour les installations dans des fosses. Dans les installations immergées avec systèmes d'accouplement automatique, on utilise des rails doubles. Le système d'accouplement automatique facilite la maintenance, la réparation et le remplacement de la pompe. Il n'est pas nécessaire d'entrer dans la fosse pour assurer la maintenance. En fait, il est possible de connecter et de déconnecter la pompe automatiquement depuis l'extérieur de la fosse. Les pompes de relevage des eaux usées peuvent également être installées en fosse sèche, comme les pompes traditionnelles, et aussi bien à la verticale qu'à l'horizontale. De la même manière, ce type d'installation offre une grande facilité de maintenance et de réparation, tout comme il peut continuer de fonctionner sans interruption dans le cas où la fosse serait inondée, voir figure II.27.

Normalement, les pompes de relevage des eaux usées doivent pouvoir traiter des particules de grosses tailles. Elles sont donc équipées de roues spéciales pour éviter tout blocage ou toute obstruction. Il existe différents types de roues : des roues monocanal, des roues doubles canal, des roues à trois ou quatre canaux et des roues Vortex. La figure II.28 montre différentes versions de ces roues.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

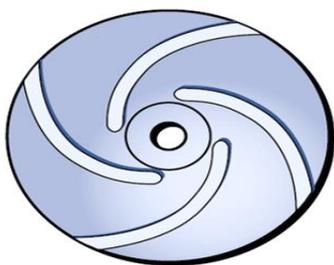
Les pompes de relevage des eaux usées sont en général équipées d'un moteur à sec, avec indice de protection IP68 (pour plus d'informations sur les indices de protection IP, reportez vous à la section 1.4.1). Le moteur et la pompe sont sur le même arbre allongé doté d'une garniture mécanique double dans une chambre à huile intermédiaire, voir figure II.26. Les pompes de relevage des eaux usées sont capables de fonctionner soit de façon intermittente, soit en continu, en fonction de l'installation en question.



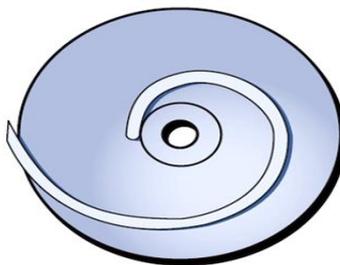
**Figure II.26 :** Détail d'une pompe de relevage pour les installations immergées.



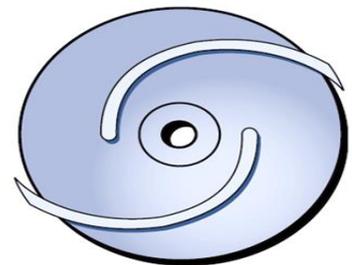
**Figure II.27 :** Pompe de relevage des eaux usées pour les installations en fosse sèche.



Roue Vortex



Roue monocanal

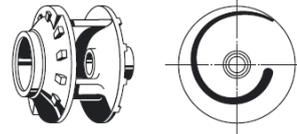


Roue double canal

**Figure II.28 :** Types de roues pour les eaux usées. [22]

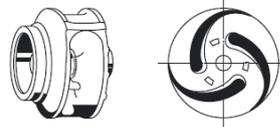
Autres Types des roues pour le refoulement d'eaux usées :

**Roue monocanal fermée**, pour eaux usées avec matières solides et filandreuses.



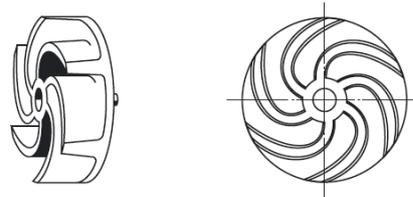
Vue de dessus sans flasque de roue.

**Roue à canaux fermée**, pour fluides avec matières solides ou boueuses, sans gaz, sans matières filandreuses.

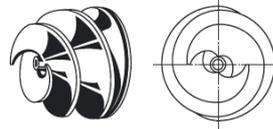


Vue de dessus sans flasque de roue.

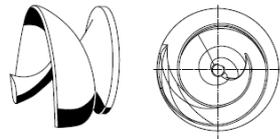
**Roue à vortex**, pour fluides avec matières solides grosses ou filandreuses, avec inclusions de gaz.



**Roue hélicoïdale**, pour eaux usées avec matières solides grosses ou matières filandreuses ou pour boues avec 5 à 8% de matière sèche.



**Roue D**, pour eaux usées avec matières solides, filandreuses et grosses.



[23]

### II.2.3.2) Pompe centrifuge multicellulaire :

#### a) Composants hydrauliques :

Dans une pompe centrifuge multicellulaire telle que celle représentée par la figure 9, on rencontre trois types d'étages :

- l'étage courant, qui se reproduit, identique à lui-même, de l'étage deux jusqu'à l'étage (n – 1).
- l'étage d'entrée, qui diffère du précédent par ses conditions d'aspiration.
- l'étage de sortie, qui alimente une volute de forme souvent simplifiée, ou très simplifiée.

#### a.1) Étage courant :

Les éléments constitutifs sont au nombre de quatre.

L'impulseur (repère (2), figure II.29) apporte au fluide la totalité de l'énergie nécessaire au processus de pompage ; il est, de ce fait, l'élément primordial de l'étage. Cet impulseur diffère un peu de celui de la pompe monocellulaire (figure II.21), car il est traversé par un arbre dont les dimensions sont loin d'être négligeables. Les dimensions de l'œillard sont donc

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

augmentées. Le diamètre d'entrée dans les aubes de la roue est plus grand. Les aubes sont souvent plus courtes et peuvent différer en nombre d'une unité.

Le diffuseur (repère (8), figure II.29) est, dans le mode de réalisation représenté, pratiquement identique au diffuseur de la figure II.23, mais il peut dans d'autres modes de réalisation en différer sensiblement.

Le canal de retour (repère (9), figure II.29) n'existe pas sur les pompes monocellulaires. Sa fonction est double :

- d'une part, ramener vers le centre l'écoulement sortant du diffuseur, à destination de l'étage suivant ;
- d'autre part, supprimer la composante tangentielle qui subsiste à la sortie du diffuseur.

Cette dernière fonction est importante ; qu'une composante tangentielle, dans le sens de la rotation, à l'entrée de l'étage suivant, amènerait une perte de hauteur inacceptable sur cet étage.

La figure II.30 présente le canal de retour, dans son environnement normal et pour un mode de réalisation relativement usuel. On trouve l'impulseur d'amont  $I_{am}$  de rang  $r$ , le diffuseur  $D$ , le canal de retour  $CR$  et finalement l'impulseur d'aval  $I_{av}$  de rang  $(r + 1)$ . Les aubes  $A_u$  du canal de retour sont représentées dans la partie droite de la figure. Le nombre d'aubes du canal de retour est souvent un nombre premier. Il ne doit, en tous cas, jamais être un multiple du nombre d'aubes de l'impulseur.

**NB :** Il convient de noter que le diffuseur et le canal de retour sont assez souvent intégrés l'un à l'autre pour former une pièce unique tridimensionnelle, d'une conception et d'une représentation plus compliquées, mais qui permet d'assurer une bonne continuité et une évolution régulière des sections de passage offertes au fluide.

Des dispositifs d'étanchéité internes (repère (4), figure II.29) sont semblables à ceux des pompes monocellulaires (figure II.20) et sont destinés à limiter les débits de fuite internes vers l'aspiration de l'impulseur.

### **a.2) Étage d'entrée :**

Il diffère généralement de l'étage courant (a.1) par deux aspects.

-Il est alimenté par un conduit d'amenée de forme tridimensionnelle (repère (1), figure II.29), qui doit alimenter l'œillard de l'impulseur dans des conditions de pression et de vitesse aussi homogènes que possible, avec des pertes de charge aussi faibles que possible. De l'obtention de ces conditions, et de qualité du tracé dépend le NPSH de la pompe.

-Lorsque la pompe doit présenter un NPSH très faible, l'impulseur de tête est d'un tracé différent de celui des autres étages. L'œillard peut être agrandi, les angles d'entrée plus ouverts, etc.

-Les autres composants sont identiques.

### **a.3) Étage de sortie :**

Il diffère de l'étage courant (a.1) par les aspects suivants.

-L'étage de sortie ne comporte pas de canal de retour. Il reçoit une volute (repère (3), figure II.29), qui est en général de forme simplifiée, compte tenu du niveau d'énergie cinétique, faible en valeur relative, existant en aval du dernier diffuseur.

-Lorsque l'étage courant comporte un système de diffuseur-canal de retour intégré, l'étage de sortie reçoit un diffuseur spécifique.

-Les autres composants sont identiques.

### **a.4) Autre composant hydraulique :**

#### **a.4.1) Piston d'équilibrage :**

Le rôle de ce piston (repère 10, figure II.29) est d'équilibrer la poussée hydraulique qui s'exerce sur l'ensemble des impulseurs 1 à n. C'est donc un élément qui n'existe pas, normalement, sur les pompes centrifuges monocellulaires. En amont du piston d'équilibrage règne une pression proche de la pression de refoulement. Le volume (capacité) situé en aval du piston est à la pression d'aspiration et est relié à l'aspiration par une tuyauterie que l'on ne voit pas sur la figure II.29.

#### **a.5) Composants mécaniques :**

Ils comprennent les éléments suivants.

-L'arbre porte le repère (5) sur la figure II.29

-La pivoterie est constituée d'un palier de butée (repère (11), figure II.29) et de deux paliers radiaux (repère (6)).

Dans l'exemple de la figure II.29, il s'agit de paliers lisses et d'une butée à patins lubrifiés à l'huile, mais on trouvera de nombreux exemples de réalisation utilisant une pivoterie à roulements, tant pour la fonction butée que pour la fonction paliers radiaux. Signalons enfin que l'utilisation d'une pivoterie mixte, utilisant par exemple une butée à roulements et des paliers lisses, n'est pas exceptionnelle.

Un système d'étanchéité vers l'extérieur (repère (7), figure II.29) a pour fonction de limiter le plus possible les fuites vers l'extérieur de la pompe. Il peut être constitué, comme pour les pompes monocellulaires, soit de tresses avec presse-étoupe, soit de garnitures

mécaniques. Le choix s'effectue en fonction du niveau de pression à étancher, de la vitesse périphérique de l'arbre, de la nature du fluide véhiculé, etc.

Les éléments du stator à rôle mécanique ont bien souvent aussi une fonction hydraulique. C'est le cas de la pièce principale du stator, constituée d'un gros cylindre rigide, de forte épaisseur, mais qui porte aussi les conduits d'entrée et de sortie.

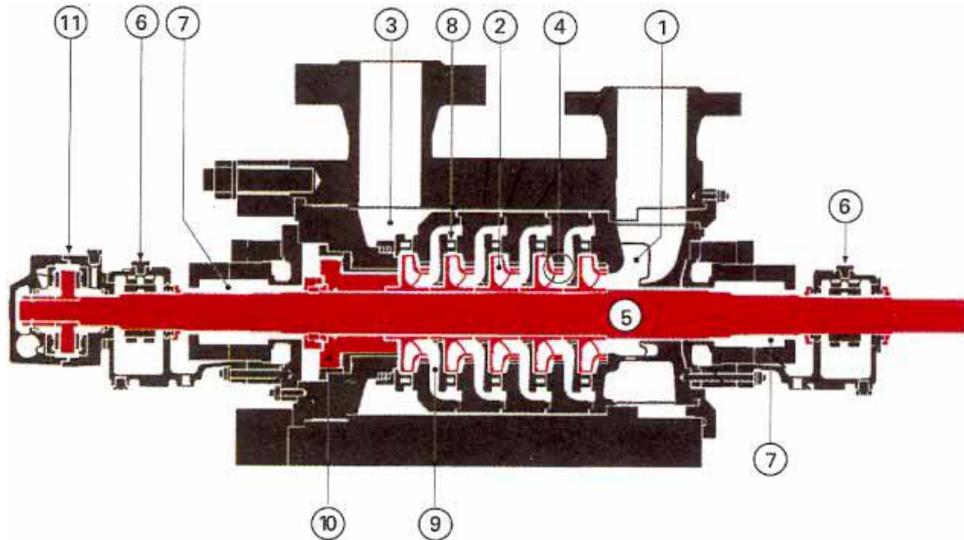


Figure II.29 : Pompe centrifuge multicellulaire.

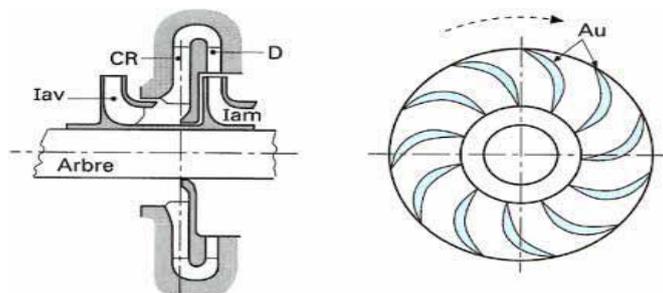


Figure II.30 : Canal de retour : description et situation dans son environnement normal.

### b) Modes de réalisation :

#### b.1) Pompe de type barrel et pompe à cellules empilées :

La pompe multicellulaire de la figure II.29 est de type barrel.

Les différentes cellules constituant la partie hydraulique de la pompe sont montées dans un cylindre extérieur épais et rigide qui assure la fonction de tenue à la pression ainsi que les fonctions de centrage et de positionnement relatif des pièces internes.

L'enveloppe extérieure porte les conduits d'aspiration et de refoulement permettant de démonter la pompe sans avoir à la désolidariser de ses conduits d'entrée et de sortie. Les éléments internes sont constitués en un ensemble solidaire auquel on donne le nom de cartouche facilitant encore le démontage et l'entretien de la machine.

Ce type de construction est bien adapté à la tenue aux fortes pressions.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

-À côté de cette structure existe un type de pompe à cellules empilées (figure II.31). Les fonctions de tenue à la pression et de centrage des pièces sont confondues et confiées directement aux éléments qui constituent l'hydraulique de la pompe. On trouve sur la figure :

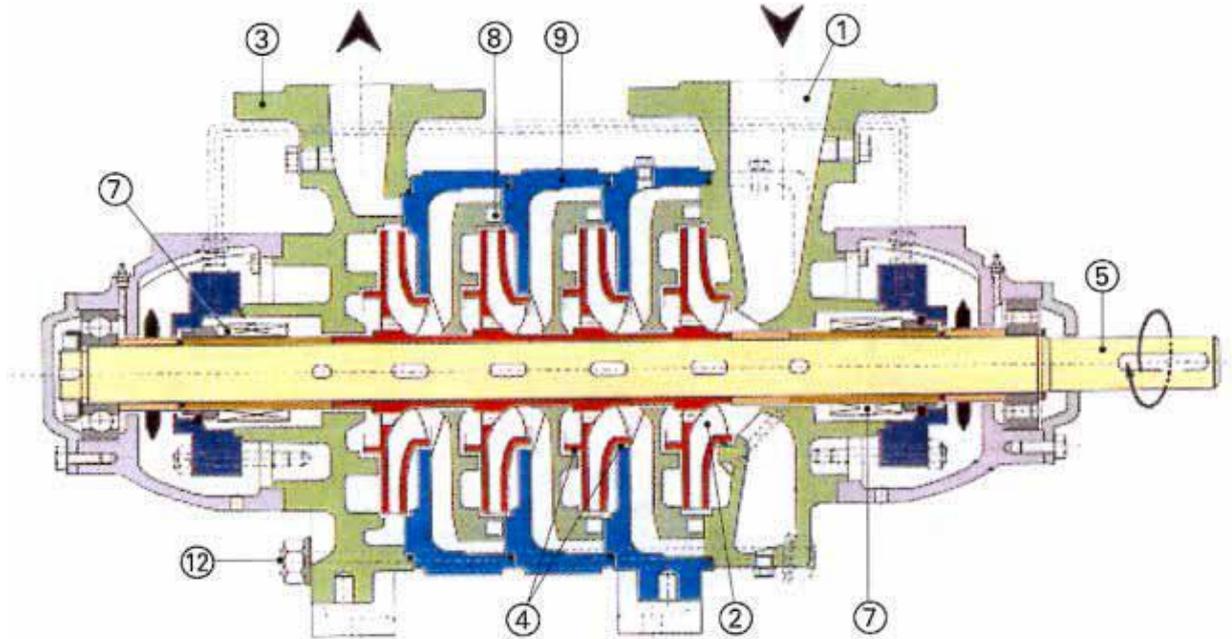
- le conduit d'amenée (repère (1)) ;
- les cellules empilées, qui généralement constituent aussi le canal de retour (repère (9))
- la volute de refoulement (repère (3)) ;
- un impulseur (repère (2)) ;
- un diffuseur (repère (8)) ;
- l'arbre (repère (5)) ;
- les garnitures mécaniques assurant l'étanchéité vers l'extérieur (repère (7)) ;
- les tirants et les écrous (repère (12)) qui assurent le serrage de l'ensemble et sont représentés en tireté.

Ce type de pompe est très répandu, simple et fiable. Il permet de réaliser des pompes comportant 10 étages, mais il convient mal aux pressions très élevées et aux machines de grandes dimensions.

### **b.2) Pompe verticale :**

La pompe centrifuge multicellulaire à cellules empilées, utilisant une pivoterie à roulements à billes lubrifiée à la graisse, se prête sans difficulté à une utilisation en position verticale. Dans ce cas, les constructeurs proposent, en général, les deux variantes (horizontale et verticale), qui ne diffèrent pratiquement que par les conditions d'appui.

On trouve assez fréquemment des pompes centrifuges multicellulaires verticales, dont la pivoterie est lubrifiée par le fluide pompé (produit pétroliers, mais aussi paliers à eau). Sont également utilisés des systèmes de pivoterie mixtes, dans lesquels les paliers radiaux immergés sont lubrifiés par le fluide pompé, mais où la butée, située au-dessus et en dehors de la pompe, est lubrifiée à l'huile.

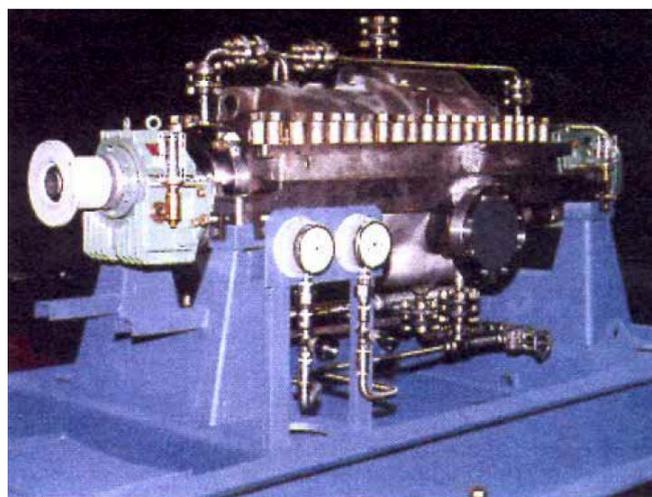


**Figure II.31 :** Pompe centrifuge multicellulaire à cellules empilées.

### **b.3) Pompe à plan de joint horizontal :**

Elle a un corps constitué par deux parties boulonnées l'une sur l'autre et se raccordant dans un plan horizontal passant par l'axe de la machine appelé plan de joint. Le demi-corps inférieur porte les tubulures d'aspiration et de refoulement, ce qui permet un démontage du demi-corps supérieur sans avoir à désolidariser de la pompe les tuyauteries d'entrée et de sortie.

De telles machines permettent des visites de surveillance ou d'entretien extrêmement faciles. Elles conviennent bien à des niveaux de pression élevés ; leur construction est, par contre, relativement coûteuse. Les particularités d'une telle machine n'apparaissent pas sur un plan de coupe, et sont mieux mises en évidence par des photographies, telles que celles des figures II.32.



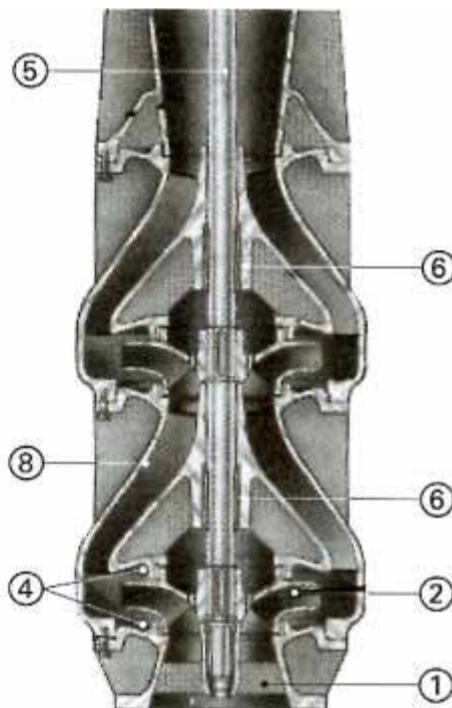
**Figure II.32 :** Pompes centrifuges multicellulaires à plan de joint horizontal.

### b.4) Pompe à bulbe :

La pompe à bulbe, décrite au paragraphe 3.2.4, se prête parfaitement au montage multicellulaire. À titre d'exemple, la figure II.33 montre la partie basse d'une pompe à bulbe verticale à deux étages.

Les repères (2), (8), (5), (6) et (4) correspondent respectivement à l'impulseur, au diffuseur bulbe, à l'arbre, aux paliers à eau et aux étanchéités internes.

Le diffuseur bulbe conduit à des dimensions radiales plus réduites que celles obtenues avec un diffuseur radial classique suivi d'un canal de retour, mais, par contre, à des dimensions axiales plus importantes.



**Figure II.33 :** Pompe centrifuge multicellulaire à bulbe. [24]

### II.2.3.3) Pompe hélico-centrifuge :

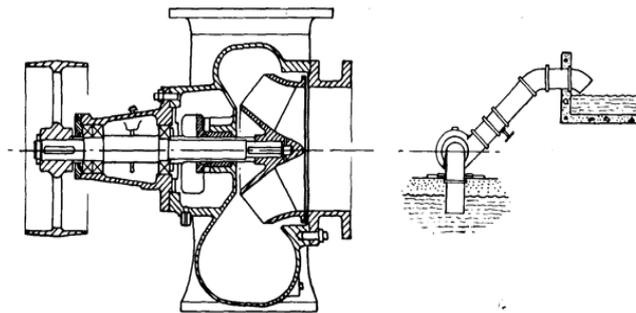
Comme son nom l'indique, la pompe hélico-centrifuge est à la fois en partie pompe axiale et pompe centrifuge. Cette pompe est d'un grand intérêt pour l'irrigation par pompage car elle constitue un bon compromis permettant d'éviter le désavantage de la hauteur de refoulement faible d'une pompe hélice, et en même temps avoir des rendements et de débits supérieurs à ceux d'une pompe centrifuge à volute. De plus, les pompes à débit axial fonctionnent uniquement à aspiration nulle tandis que les pompes hélico-centrifuges peuvent fonctionner à des hauteurs d'aspiration non nulles tout en n'étant pas à auto-amorçage.

Le schéma de la figure II.34 représente une pompe aspirante hélico-centrifuge installée en surface. L'écoulement hélicoïdal créé par la rotation de l'hélice est redressé en refoulant l'eau

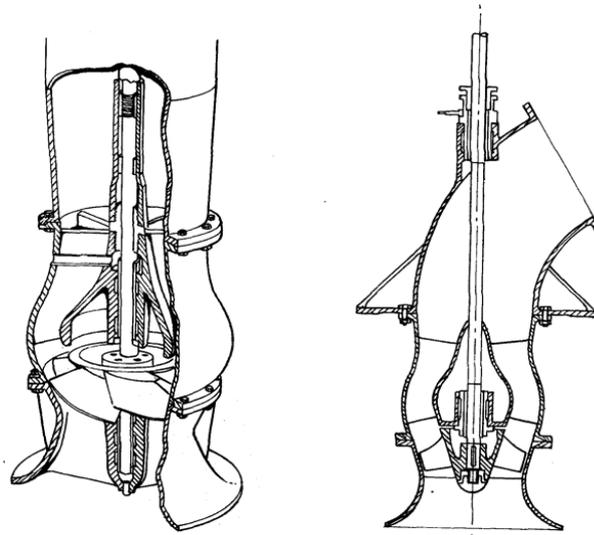
## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

dans un colimaçon ou diffuseur, d'une manière identique à celle d'une pompe centrifuge à volute.

Le schéma de la figure II.35 représente un autre dispositif de pompage plus proche d'une pompe à hélice. Ce dispositif comporte un carter en cuvette afin que l'écoulement soit radial dans le rotor. Il converge vers l'axe au moyen d'aubes de guidage fixes qui éliminent la composante rotative, ce qui permet, comme pour les pompes à hélice, d'augmenter le rendement de la pompe. Ce type de dispositifs est toujours immergé, ce qui élimine les problèmes d'amorçage dont souffrent les grosses pompes dynamiques aspirantes installées en surface (figure II.34). La pompe hélico-centrifuge à carter en cuvette est parfois qualifiée de pompe à turbine ou turbo pompe, et elle est tout à fait analogue aux pompes centrifuges à turbine ou turbopompes décrites ci-dessus. La section réduite de l'aire de passage des filets liquides à l'entrée des aubes du rotor permet d'accélérer l'écoulement et de lui imprimer une certaine énergie cinétique. Les aubes de guidage fixes jouent le rôle de diffuseur à section élargie afin de transformer la vitesse en pression et donc augmente la hauteur de pompage et améliore le rendement. On peut toujours associer plusieurs pompes en série sur le même arbre, pour réaliser une pompe multicellulaire à turbine. Ces pompes sont souvent employées comme pompes de forage puisqu'elles sont de forme allongée (faible diamètre, et grande hauteur). Le débit des pompes hélico-centrifuges est de l'ordre de 200 à 12 000 m<sup>3</sup>/h pour des hauteurs de refoulement de 2 à 10 m. les pompes multicellulaires sont couramment utilisées pour des hauteurs d'élévation pouvant atteindre une quarantaine de mètres.



**Figure II.34 :** Pompe hélico-centrifuge montée en surface.



**Figure II.35 :** Pompe hélico-centrifuge immergée. [25]

### **a) Éléments constitutifs :**

Nous décrirons dans ce paragraphe une pompe hélico-centrifuge multicellulaire. La pompe hélico-centrifuge monocellulaire de même structure s'en déduit en raccordant directement les éléments de sortie à la section située en aval de l'étage no 1.

#### **a.1) Composants hydrauliques :**

Ils comprennent les éléments suivants, repérés figure II.36.

- Un conduit d'amenée du fluide vers le premier impulseur porte le repère (1).
- Les impulseurs (repère (2)) diffèrent sensiblement de l'impulseur d'un étage centrifuge tel que celui représenté sur la figure II.21. L'écoulement sortant de l'impulseur ne se situe plus dans un plan perpendiculaire à l'axe, mais, pour une surface de courant donnée sur un cône, plus ou moins ouvert en fonction de la vitesse spécifique  $N_s$  de l'étage. Lorsque  $N_s$  croît pour tendre vers la valeur de celle des pompes hélices, l'angle du cône se ferme et l'écoulement tend vers l'écoulement cylindrique des pompes hélices.

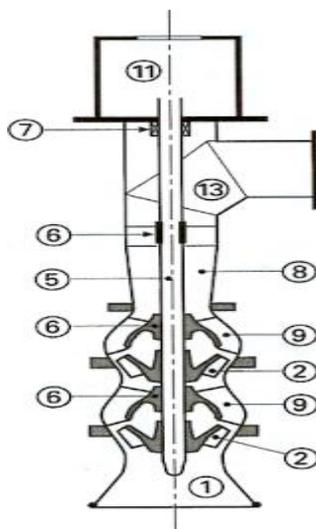
L'impulseur d'une pompe hélico-centrifuge est un organe totalement tridimensionnel dont la définition se fait ordinairement par voie numérique. Sa représentation graphique est difficile et ne permet pas de donner une image claire de l'objet (comme cela était le cas avec la figure II.21).

- Les redresseurs (repère (9)) jouent à la fois le rôle de diffuseur et celui de canal de retour. Ils transforment en pression statique une part importante de l'énergie cinétique sortant de l'impulseur, ramènent l'écoulement vers le centre pour alimenter l'étage suivant, et annulent la composante tangentielle de l'écoulement.

Les redresseurs sont totalement tridimensionnels, au même titre que les impulseurs, et leur représentation se fait dans les mêmes conditions.

Un diffuseur conique (repère (8)) a pour rôle de ralentir l'écoulement avant le coude de sortie et d'assurer une récupération partielle de l'énergie cinétique restante.

- Un coude terminal (repère (13)) délivre le fluide pompé et est traversé par l'arbre de la machine.
- Des dispositifs d'étanchéité internes non représentés sur la figure II.36.



**Figure II.36 :** Pompe hélico-centrifuge verticale à deux étages.

### a.2) Composants mécaniques :

Ils comprennent les éléments suivants sur la figure II.36.

- L'arbre est repéré (5).
- La pivoterie est constituée, d'une part, de paliers radiaux à eau immergés (repères (6)), d'autre part, d'une butée non immergée (repère (11)). Son mode de réalisation n'est pas précisé sur la figure II.36 ; elle peut être soit une butée à collet, lubrifiée à l'huile, soit une butée à roulements à billes.
- Un système d'étanchéité vers l'extérieur (repère (7)) est généralement constitué, pour ce type de pompe, d'une garniture mécanique.

### b) Modes de réalisation :

Les pompes hélico-centrifuges peuvent donner lieu à des modes de réalisation extrêmement variés ; nous n'en citerons que quelques-uns.

#### b.1) Pompe à volute à une roue :

Pour des valeurs de  $N_s$  relativement modérées ( $N_s < 100$ ), l'impulseur hélico-centrifuge peut être suivi directement d'une volute. Dans un tel mode de réalisation, la pompe ressemble beaucoup à une pompe centrifuge mono-étage. Elle en diffère par une roue beaucoup plus large, par une sortie légèrement diagonale, et par une volute de grande dimension.

### b.2) Pompe à volute à roue double :

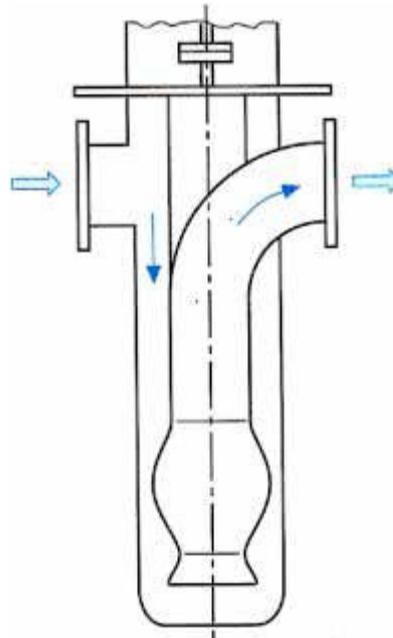
Dans les mêmes conditions qu'au paragraphe b.1 existent des pompes hélico-centrifuges à roue double sortant directement sur une volute.

### b.3) Pompe verticale montée en cuve :

La figure II.37 montre l'installation en cuve d'une pompe hélico-centrifuge comportant un seul étage.

Dans ce mode de réalisation, les conduits d'aspiration et de refoulement sont montés en ligne. Après avoir pénétré dans la cuve, le fluide descend dans l'espace annulaire qui sépare la cuve de la pompe, et est aspiré en fond de cuve.

Ce type de pompe est bien adapté aux cas où le NPSH disponible est faible. De telles pompes peuvent avoir une longueur ajustable, leur permettant de s'adapter à des conditions de fonctionnement particulières.

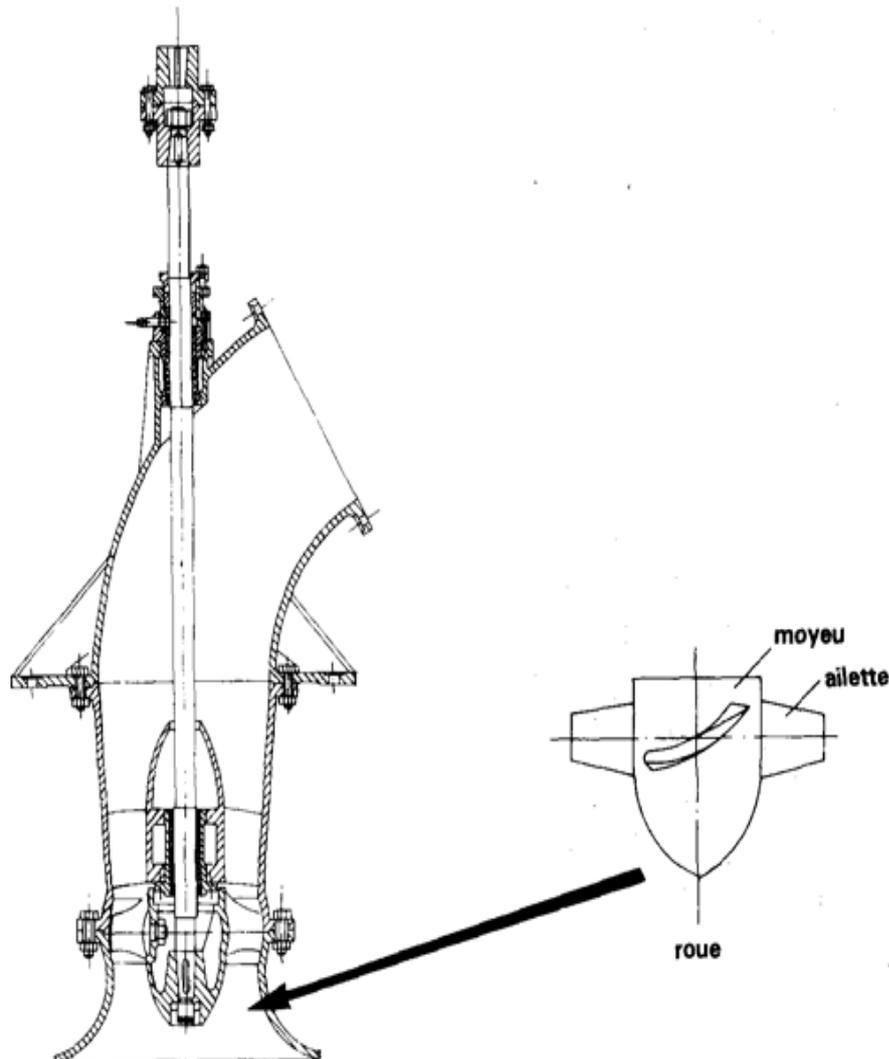


**Figure II.37 :** Pompe hélico-centrifuge montée en cuve. [26]

### II.2.3. 4) Pompes axiales (pompes-hélices) :

Nous avons déjà vu que la majeure partie de la pression exercée par la pompe à hélice est due à l'action propulsive de ses aubes en rotation sur l'eau. Cette poussée a pour effet de propulser l'eau vers la sortie du rotor ou de la roue, et elle imprime aussi l'eau d'un mouvement rotatif (spin), qui est une source de gaspillage d'énergie. En effet le spin de l'eau aurait pour conséquences l'augmentation des forces de frottement et des phénomènes de turbulence, sans toute fois n'avoir aucun effet positif pour le refoulement de l'eau dans la conduite. Les pompes hélices sont donc munies d'aubes de guidage dont l'angle d'inclinaison permet de redresser l'écoulement et de transformer la composante rotative de la vitesse en une

pression supplémentaire, tout à fait de la même manière que le diffuseur d'une pompe centrifuge. Le schéma de la figure II.38 représente un exemple type d'une pompe hélice avec des aubes de guidage montées juste au-dessus du rotor. Ces aubes ont en outre un second rôle structurel puisqu'ils comportent un grand palier plat facilitant le centrage de l'arbre. Ce palier est généralement lubrifié à l'eau et présente les mêmes caractéristiques avec la boîte arrière du moteur d'un bateau.



**Figure II.38 :** Pompe axiale (pompe-hélice).

Les petites pompes hélices sont plutôt fabriquées ou assemblées sur place. Elles donnent en général des résultats assez probants, ce qui fait qu'elles ne sont pas fabriquées en série en usine. Les hélices ordinaires des bateaux ont été fixées sur un long arbre pour le pompage de l'eau nécessaire à la submersion des rizicultures dans certaines régions d'Asie du Sud-est. L'institut International de Recherche sur le Riz (IIRR) a mis à profit ce principe pour mettre au point un système de pompage portatif à grand débit (voir figure II.39). Ce dispositif a été conçu

pour être fabriqué dans de petits ateliers mécaniques, le débit peut 180 m<sup>3</sup>/h, et la hauteur manométrique est d'environ 1 à 4 m. Cette pompe doit être entraînée par un moteur thermique ou électrique de 5 CV de puissance (3 kW) avec une vitesse de rotation de 3000 m tr/min. L'arbre est de 3,7 m de long, la conduite de refoulement de 150 mm de diamètre et le poids total, machine motrice non comprise, est de 45 kg.

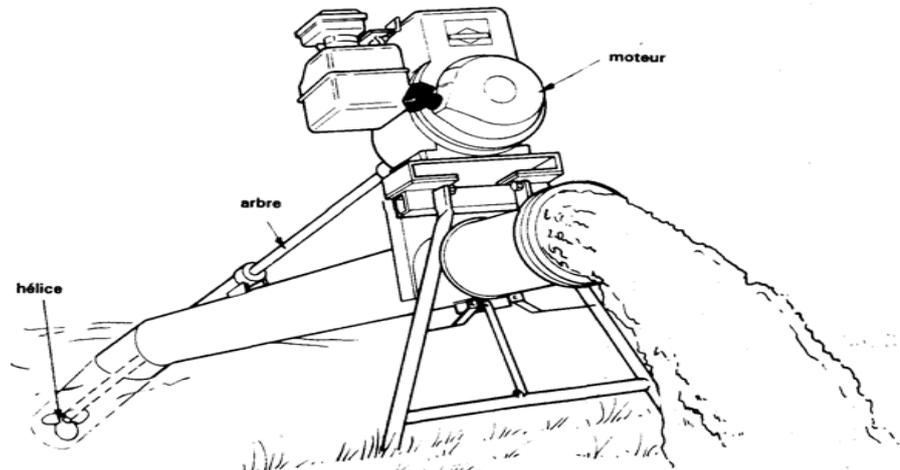


Figure II.39 : Pompe-hélice portable (IRRI). [27]

### a) Éléments constitutifs :

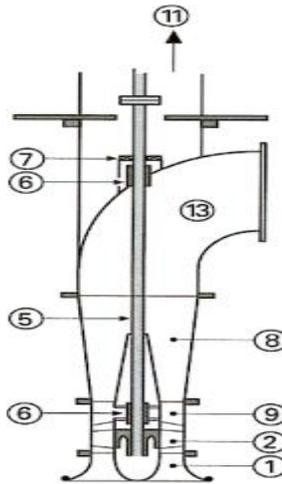
#### a.1) Composants hydrauliques :

Comme pour la pompe hélico-centrifuge, on trouve (figure II.40) :

- un conduit d'amenée du fluide vers l'impulseur (repère (1)) ;
- l'impulseur (repère (2)) ;
- le redresseur (repère (9)) ;
- un diffuseur conique (repère (8)) ;
- le coude de sortie (repère (13)).

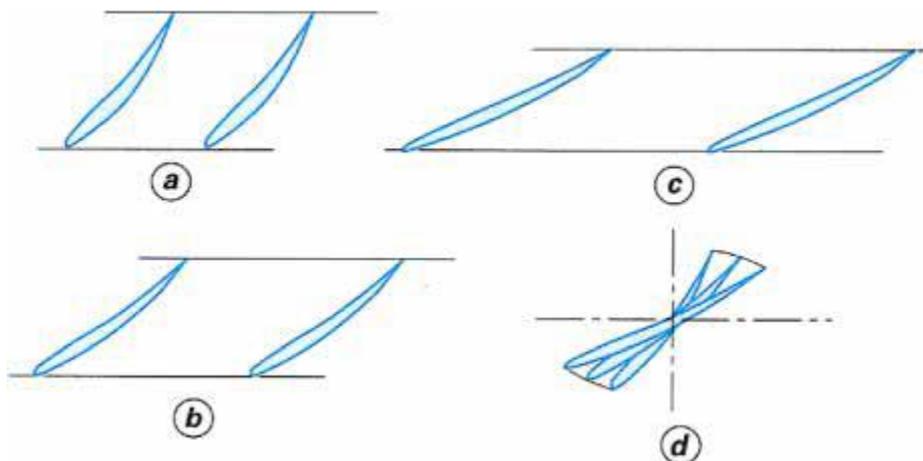
Il n'y a pas de dispositif d'étanchéité interne, car l'impulseur axial de la pompe hélice est un impulseur ouvert, c'est-à-dire dont l'extrémité des aubes est libre.

L'impulseur de la pompe hélice est profondément différent de celui de la pompe hélico-centrifuge. Considéré globalement, cet impulseur est totalement tridimensionnel, cependant il est constitué d'un empilage de sections individuelles qui, elles, sont bidimensionnelles et faciles à représenter.



**Figure II.40 :** Pompe hélice verticale.

Les figures II.41a, b, et c présentent les canaux formés par deux aubes successives pour trois diamètres de l'impulseur, respectivement le diamètre au pied des aubes, le diamètre moyen, le diamètre au sommet des aubes, et cela pour une pompe ayant un rapport diamétral de 0,5. La figure II.41d, empilage des trois sections précédentes, représente aussi une aube de l'impulseur vue de dessus.



**Figure II.41 :** Aubes d'un impulseur d'une pompe à hélice.

### a.2) Composants mécaniques :

Ce sont les mêmes que pour la pompe hélico-centrifuge. On trouve aux repères (5), (6) et (7) de la figure II.40 : l'arbre, les paliers radiaux à eau, un dispositif d'étanchéité entre la pompe et l'extérieur.

Dans le cas de la figure II.40 la butée n'appartient pas à la pompe, celle-ci utilise la butée du moteur d'entraînement (repère (11)).

### a.3) Modes de réalisation :

Les pompes hélices sont presque toujours des pompes verticales mono-étage, mais il existe quelques exceptions, telles que des pompes équipant un tunnel hydraulique.

Dans ces conditions, les modes de réalisation sont peu nombreux et se résument aux cas suivants :

- pompes telles que celle de la figure II.40.
- pompes montées en cuve, semblables à celle présentée figure II.37, mais en variante axiale.
- pompes horizontales, sans coude au refoulement, mais avec un coude à l'aspiration ; dans ce cas, l'entraînement de la pompe se fait du côté aspiration. [28]

### **II.3) les turbines :**

#### **II.3.1) les turbins hydrauliques :**

##### **II.3.1.1) définition :**

Les turbines hydrauliques sont avant tout utilisées dans les centrales électriques pour la production d'énergie électrique. On utilise à cet effet l'énergie potentielle gravitationnelle de l'eau retenue dans les biefs de retenue de fleuves ou dans les barrages, appelée également énergie de pression ou énergie potentielle.

Parmi les applications spécifiques on peut citer, l'utilisation de centrales hydrauliques à accumulation par pompage. Lorsque la demande en électricité est faible, un réservoir en hauteur est rempli à l'aide de pompes à entraînement électrique. Lorsque la demande en électricité est élevée, le réservoir est vidé et un surplus d'électricité est produit au moyen de turbines hydrauliques.

Les turbines hydrauliques font partie des turbomachines. Elles convertissent l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique. Pour ce faire, l'énergie potentielle gravitationnelle est tout d'abord convertie en énergie cinétique. L'eau en écoulement est accélérée à une vitesse la plus élevée possible à l'intérieur d'un distributeur ou d'une buse. L'impulsion du fluide est rendue exploitable comme force périphérique en le déviant dans une roue.

##### **II.3.1.2) Historique :**

Le premier moteur hydraulique, dénommé turbine, est dû à Claude Burdin, en 1826. Ce nom vient de la turbine latine, qui signifie courant de Foucault. Par la suite, un jeune ingénieur français, Benoît FOURNEYRON qui, sur les pas de ses prédécesseurs (en particulier son professeur à l'Ecole des Mineurs de Saint-Etienne : Claude BURDIN, 1788/1873), mettra au point en 1827 la turbine centrifuge de FOURNEYRON, une machine encore bien modeste qui ne délivre que 6 chevaux de puissance. Le développement de cette turbine en phase industrielle ne sera pas immédiat, mais à partir de 1832 son essor va être rapide et universel, parallèlement la puissance développée augmente. En Europe, vers 1843, 129 usines sont équipées de turbines Fourneyron. Aux Etats-Unis, en 1895, la première grande centrale hydroélectrique, aux chutes du Niagara, reçoit trois turbines Fourneyron de 3700 kW. Mais cette machine n'est pas sans

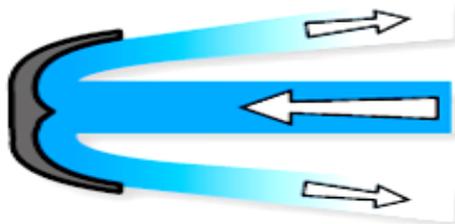
défauts. Toujours aux USA, une première turbine de Fourneyron était installée dans une manufacture de textiles du Massachusetts pour fournir l'énergie mécanique. Un jeune ingénieur d'origine anglaise, employé de cette manufacture, James B. FRANCIS entreprit des recherches sur la machine de Fourneyron qui aboutirent, en 1855, avec la mise au point d'une turbine, toujours à réaction mais centripète, au lieu de centrifuge. Si le nom de FOURNEYRON est maintenant oublié, ce n'est pas le cas pour FRANCIS! Toujours au milieu du XIXe, un autre ingénieur français Louis-Dominique GIRARD met au point une turbine dont l'aspect rappelle une roue à aubes, c'est une machine dite à impulsion, ou à action, son fonctionnement s'apparente à celui d'une turbine radiale centrifuge, mais à injection partielle à un ou plusieurs jets, sous pression et réglables. Turbine adaptée aux hautes chutes, ce sera à la fin du XIXe, la turbine de référence dans les Alpes françaises. Mais la également le progrès ultime viendra d'un ingénieur américain Lester Allen PELTON. [29]

### II.3.1.3) Les différents types de turbines :

Selon l'endroit où a lieu la transformation énergétique, on distingue:

#### a) Turbine à action:

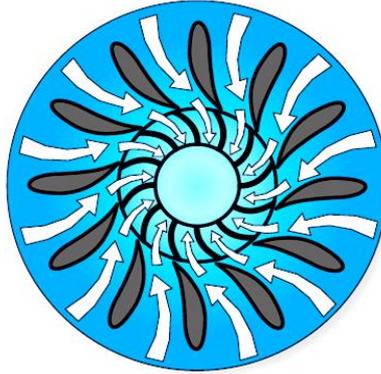
L'énergie potentielle totale est transformée en vitesse dans le distributeur fixe. Il n'y a pas de chute de pression entre l'entrée et la sortie de la roue. Figure II.42 L'écoulement est uniquement dévié dans le rotor. Exemple: turbine Pelton.



**Figure II.42 :** Turbine à action (Pelton) déviation du jet d'eau sans modification de la vitesse dans l'aube mobile.

#### b) Turbine à réaction:

L'énergie potentielle est convertie en partie dans le distributeur, et en partie dans le rotor. Dans le rotor, une différence de pression existe entre l'entrée et la sortie. L'écoulement est dévié et accéléré dans le rotor. Exemples: turbines Francis, Kaplan. Figure II.43



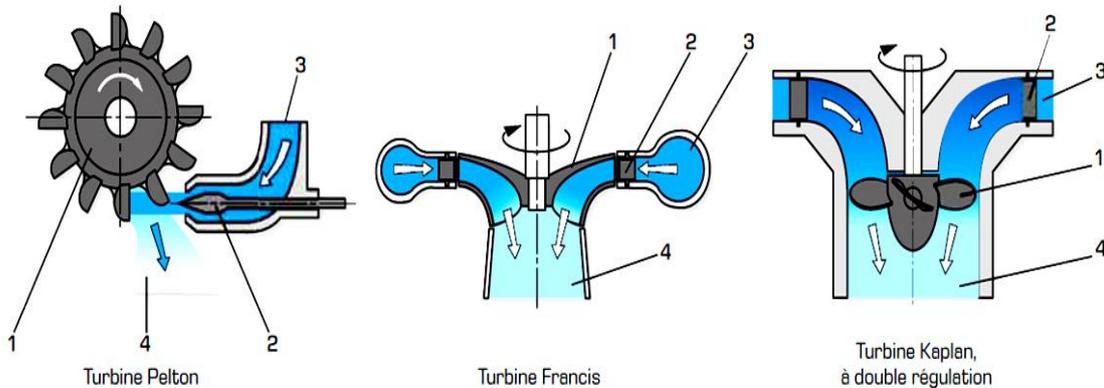
**Figure II.43 :** Turbine à réaction (Francis) les sections d'écoulement changent.

Accélération du jet d'eau dans l'aube directrice et l'aube mobile.

Les différents types de turbines ont différents domaines d'application figure II.44.

- turbine Pelton: hauteur de chute très élevée, de 130m à 2000m, barrages, réservoirs de haute montagne.
- turbine Francis: hauteur de chute moyenne, 40m à 730m, barrages, centrales au fil de l'eau.
- turbine Kaplan: hauteur de chute faible, de 5m à 80m, barrages, centrales au fil de l'eau.

Les hauteurs de chute citées sont valables pour des puissances élevées. Pour les faibles puissances, les hauteurs de chute peuvent être beaucoup plus petites. Les centrales au fil de l'eau sont des centrales hydroélectriques n'ayant pas de capacité de stockage de l'eau motrice.



**Figure II.44:** Type des turbines.

1 rotor, 2 distributeurs, 3 entrée d'eau, 4 sortie d'eau.

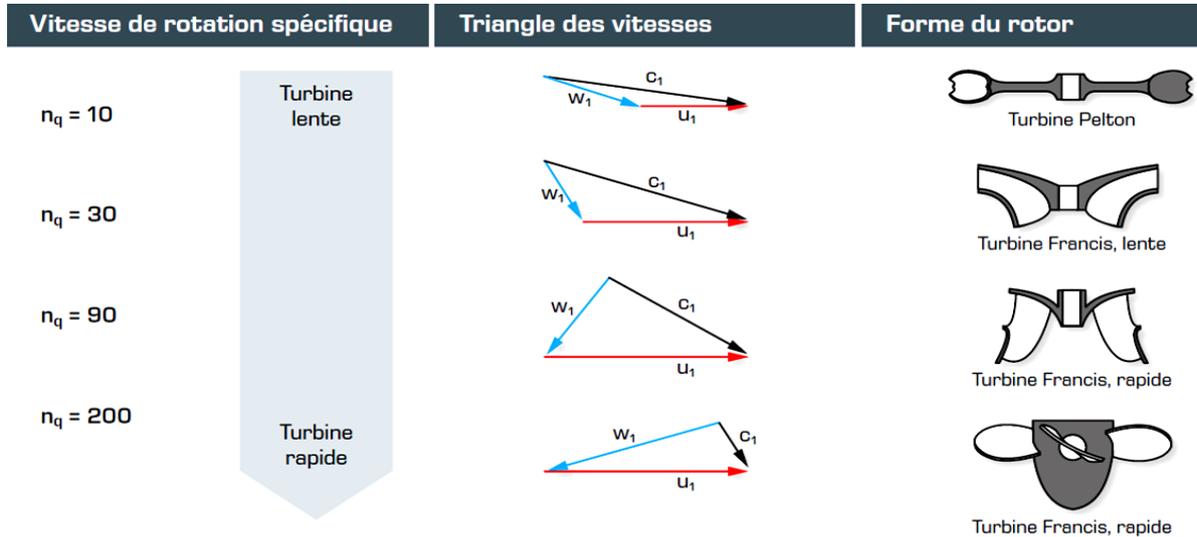
### II.3.1.4) Nombre caractéristique des turbines hydrauliques :

La vitesse de rotation spécifique  $n_q$  est le principal nombre caractéristique des turbines hydrauliques. Elle mesure le rapport entre la vitesse de l'eau et la vitesse de rotation. On distingue les turbines lentes, pour lesquelles la vitesse de l'eau est nettement supérieure à la vitesse périphérique, et les turbines rapides, pour lesquelles c'est le contraire.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

Ici,  $n$  est la vitesse de rotation,  $Q$  le débit volumétrique et  $H$  la hauteur de chute de la turbine hydraulique. Les rapports sont clairement reconnaissables dans le triangle des vitesses. Dans la figure ci-dessous, les triangles des vitesses sont enregistrés du côté de l'entrée du rotor,  $C_1$  est la vitesse absolue,  $w_1$  la vitesse relative de l'eau et  $U_1$  la vitesse périphérique du rotor.

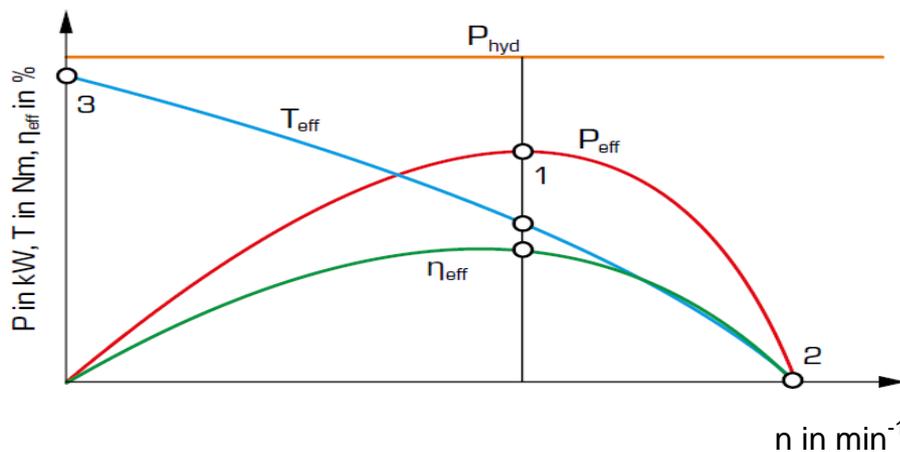


**Figure II.45 :** caractéristique des turbines hydrauliques.

### II.3.1.5) Comportement en service et points de travail d'une turbine hydraulique :

La caractéristique montre le comportement typique d'une turbine hydraulique.

On fait fonctionner de préférence la turbine hydraulique au point de fonctionnement (1). C'est là qu'elle atteint le rendement le plus élevé. Pour une turbine Pelton, le couple de rotation correspond à environ la moitié du couple à l'arrêt (3). Lorsqu'elle n'est plus chargée, la turbine accélère jusqu'à la vitesse d'emballement (2). Cette survitesse peut atteindre le double de la vitesse de dimensionnement et entraîner la détérioration complète de la turbine. Un régulateur de vitesse de rotation empêche cela en fermant le distributeur, ce qui a pour effet d'étrangler l'alimentation en eau.



**Figure II.46 :** Caractéristique couple-vitesse de rotation d'une turbine hydraulique.

$P_{\text{hyd}}$  puissance hydraulique à l'entrée de la turbine.

$P_{\text{eff}}$  puissance mécanique produite dans le rotor.

$T_{\text{eff}}$  couple de rotation sur le rotor.

$n_{\text{eff}}$  rendement de la turbine,  $n$  vitesse de rotation. [30]

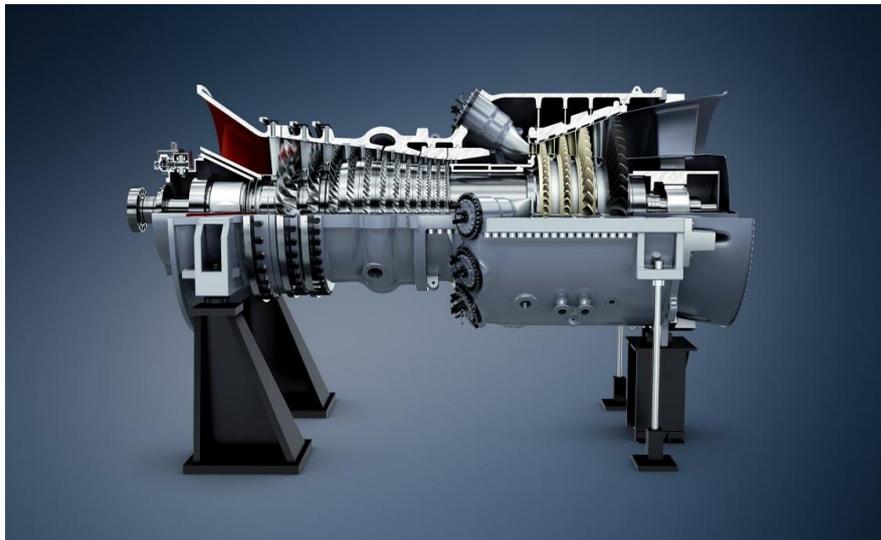
### II.3.2) les turbines à gaz :

#### II.3.2.1) Définition :

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turbo réacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.



**Figure II.47 :** Turbine à gaz.

#### II.3.2.2) Historique :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes.

La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevète un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

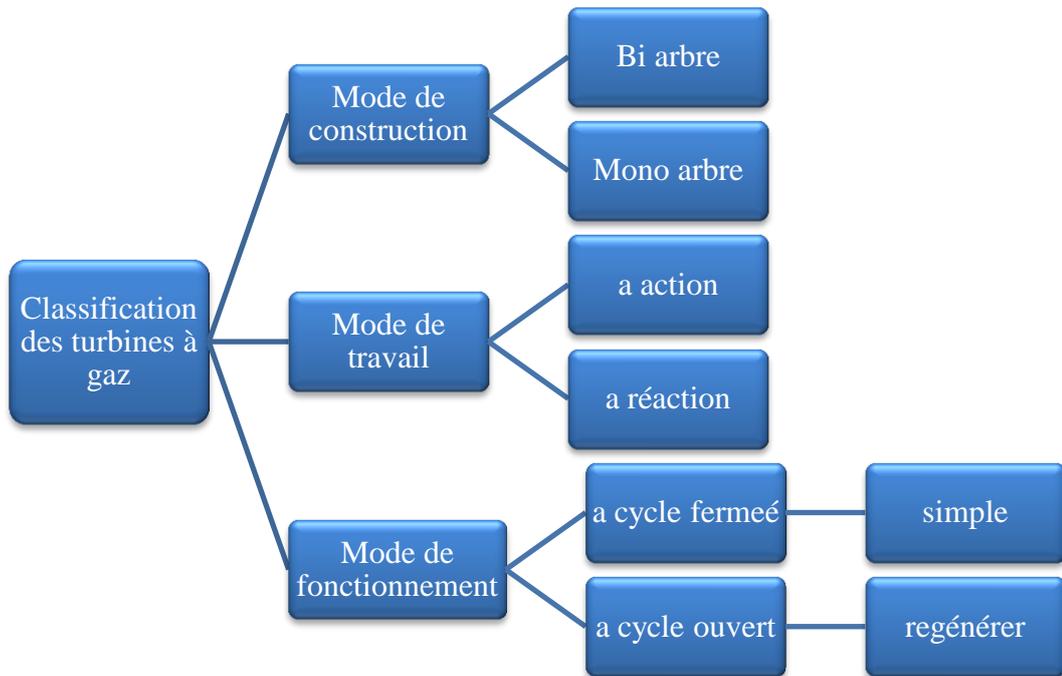
La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX<sup>e</sup> siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turbo-méca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire. On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, présentait avec raison cette évolution : « Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo-motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses Aéronefs . Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée. [31]

### **II.3.2. 3) différents types des turbines à gaz :**

Les turbines à gaz sont classées en trois principales catégories :

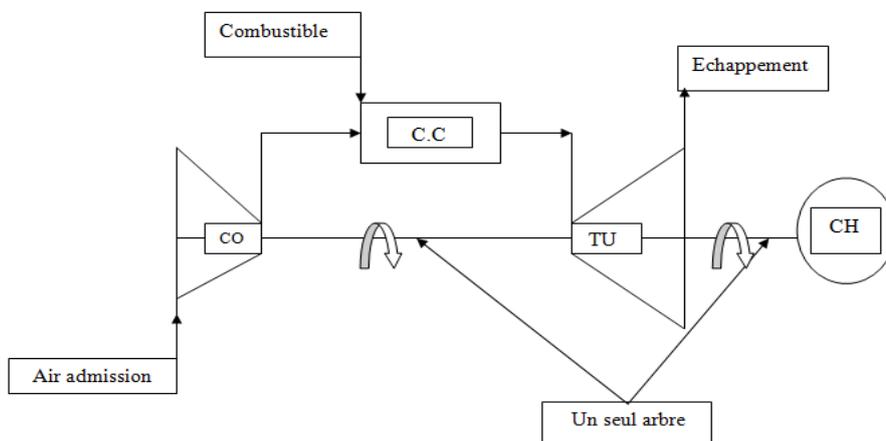


**a) D'après le mode de construction :**

**a.1) Turbine mono-arbre :**

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor Simple , où la turbine produit l'énergie pour entrainer le compresseur ainsi que l'énergie pour entrainer la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante . Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entrainement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique.

**CO** : Compresseur axial. **CC** : Chambre de combustion . **TU** : Turbine. **CH** : Charge.



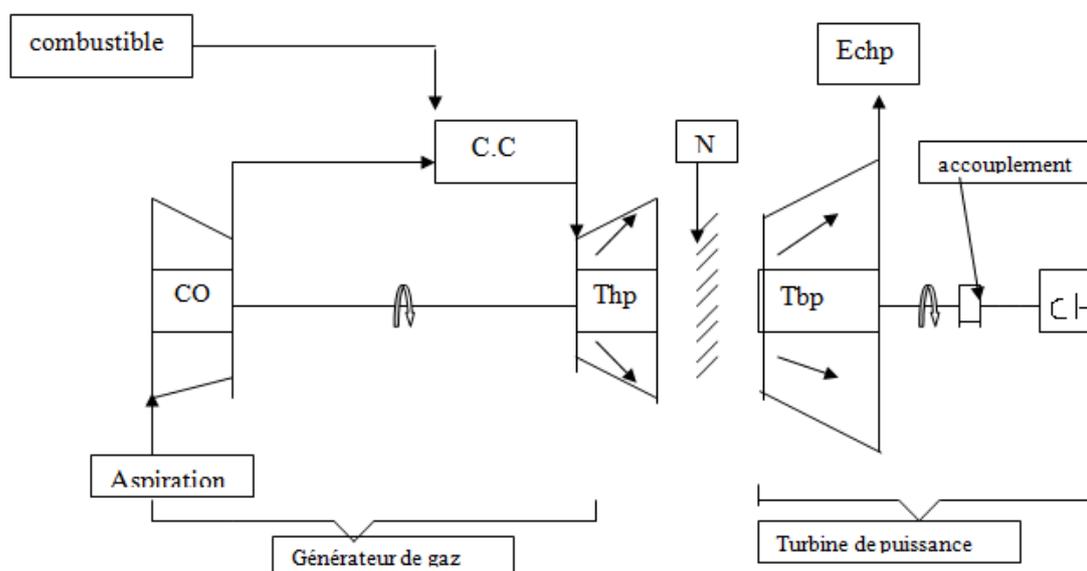
**Figure II.48** : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

### a.2) Turbine bi-arbre :

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement.

La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs). Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

**CO** : Compresseur axial. **CC** : Chambre de combustion. **Thp** : Turbine à haute pression. **Tbp** : Turbin à basse pression. **N** : Réducteur. **CH** : Charge.



**Figure II.49** : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

### b) D'après le mode de travail :

#### b.1) Turbine à action :

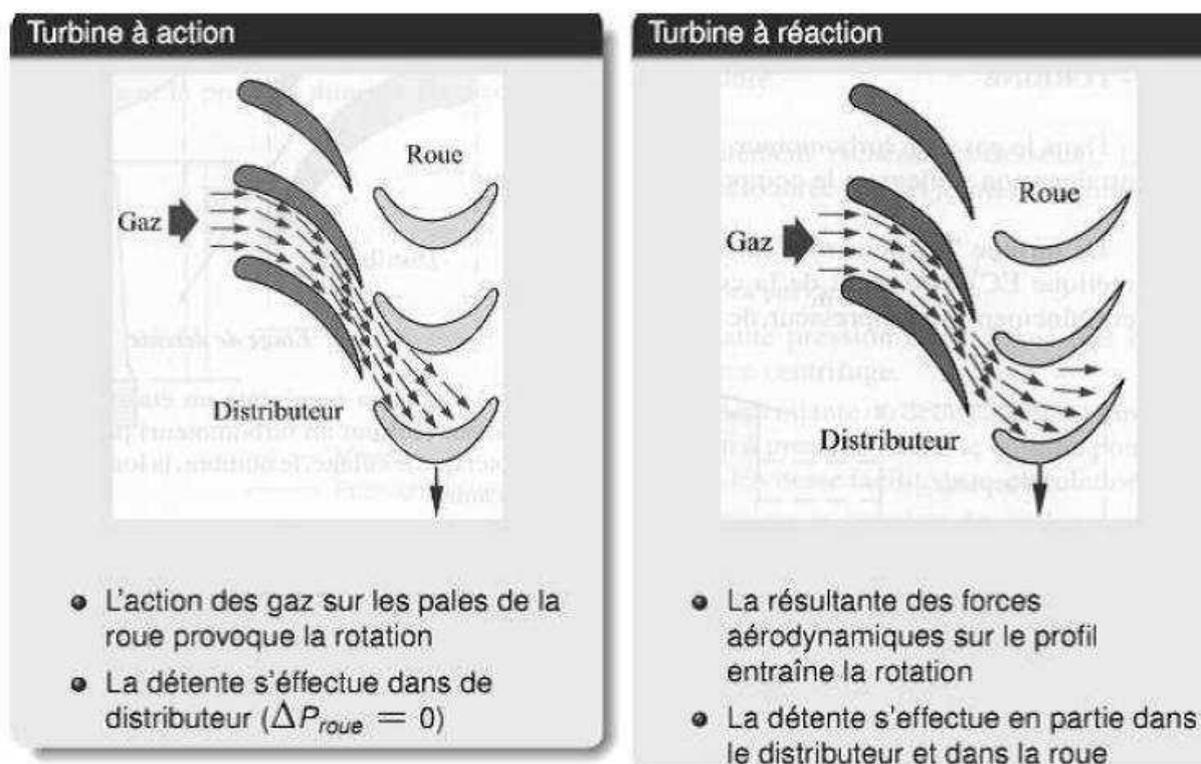
Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation Thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes).

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ( $P_1 > P_2$ ) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ( $P_1 = P_2$ ).

#### b.2) Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ( $P_1 > P_2 > P_3$ ).



**Figure II.50** : Schéma d'une turbine à action et à réaction.

**c) D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :**

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : « Turbine à Cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte ».

**c.1) Turbine à cycle simple :**

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

**c.2) Turbine à cycle avec régénération :**

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion.

On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

**II.3.2.4) Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:**

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- a. elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration).

- b. elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression).
- c. elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud).
- d. elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge.
- e. elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement). [32]

### **II.3.3) les turbines à vapeur :**

#### **II.3.3.1) Définition :**

En général, une turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie thermique contenue dans la vapeur en énergie mécanique. Dans sa forme la plus simple, une turbine à vapeur se compose d'une chaudière (générateur de vapeur), d'une turbine, d'un condenseur, d'une pompe d'alimentation et une variété de dispositifs auxiliaires. Contrairement aux moteurs alternatifs, par exemple, la compression, le chauffage et la détente sont continus et se produisent simultanément. Le fonctionnement de base de la turbine à vapeur est similaire à la turbine à gaz, sauf que le fluide de travail est de l'eau et de la vapeur au lieu de l'air ou du gaz. [33]

#### **II.3.3.2) Historique :**

La turbine à vapeur, également connue sous le nom de moteur à turbine à vapeur, est un dispositif de production de vapeur rotatif, de la vapeur à haute température et haute pression à travers une buse fixe pour devenir un jet d'air accéléré vers la pale, de sorte que le rotor équipé d'une rotation de rangée de pales, ainsi qu'un travail externe. La turbine à vapeur est l'équipement principal de la centrale thermique moderne, également utilisée dans l'industrie métallurgique, l'industrie chimique, la centrale électrique des navires.

Au premier siècle de notre ère, Hérode d'Alexandrie a décrit une première forme d'accessoire de turbine à résistance, appelée "roue à vent," qui a été filé par la réaction de la vapeur. En 1629, Gde Blanca d'Italie proposa une roue qui était tournée par un souffle de vapeur contre une lame. En 1882, CGPde Laval de Suède a produit une turbine excitée à un étage de 5 CV (3,67 kW). En 1884, CA Parsons of England fabriqua une turbine à résistance à

un étage de 10 HP (7,35 kW). En 1910, l'ampli B.& Les frères F. Jonkstron de Suède ont fabriqué une turbine à résistance à écoulement radial.

À la fin du XIXe siècle, le Raval suédois's et Parsons anglais's se sont séparés pour créer une turbine à vapeur utile. Laval a produit une turbine à un étage de 5 HP (3,67 kW) en 1882 et a résolu les problèmes liés à la planification des buses et à la planification de la force. La turbine excitée à un étage a très peu de puissance et est rarement utilisée.

Au début du 20e siècle, Lato en France et Zolay en Suisse produisaient séparément des turbines à vapeur excitées à plusieurs étages. La structure à plusieurs étages ouvre la voie à la puissance de la turbine, a été largement utilisée, la puissance unitaire est constante. Parsons a obtenu un brevet britannique en 1884 pour une turbine à résistance à plusieurs étages de dix chevaux, qui était alors dominante en puissance et en efficacité.

Au début du 20e siècle, Curtis aux États-Unis fabriquait une turbine à plusieurs étages de vitesse. Chaque étage de vitesse comporte généralement deux rangées d'aubes mobiles. Après les rangées de lames mobiles, des lames de guidage sont installées sur le cylindre pour guider le flux d'air vers les deux rangées de lames mobiles. La turbine de vitesse n'est utilisée que pour les petites turbines à vapeur. Il entraîne principalement des pompes, des soufflantes, etc., et est également couramment utilisé comme étage de turbines à vapeur à plusieurs étages de petite et moyenne taille. [34]

### **II.3.3.3) Fonctionnement des turbines à vapeur :**

Les turbines à vapeur sont des machines motrices rotatives qui transforment l'énergie de la vapeur en énergie mécanique. Elles sont utilisées pour entraîner :

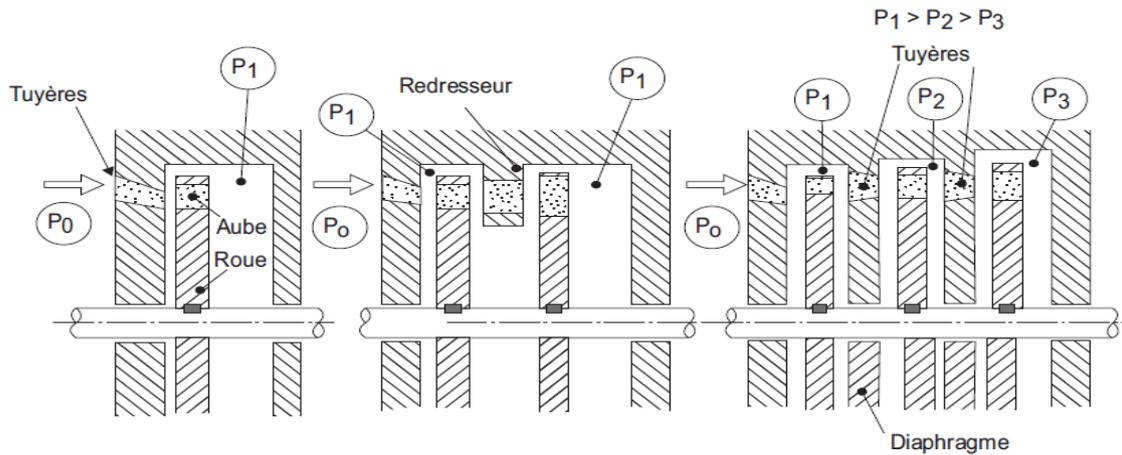
- des pompes auxiliaires
- des pompes de process
- des compresseurs centrifuges
- des compresseurs volumétriques alternatifs (dans certaines usines seulement), ou rotatifs
- des alternateurs utilisés pour la production d'électricité.

Adaptées aux caractéristiques de chaque machine entraînée (puissance, vitesse de rotation, rapidité de démarrage, inertie, ...), les types de turbines sont très nombreux.

#### **a) Nombre d'étages de détente de la vapeur :**

Une turbine est mono-étagée, ou monocellulaire, si toute la détente subie par la vapeur dans la turbine a lieu dans une seule tuyère ou une rangée de tuyères fonctionnant en parallèle.

On dit qu'une turbine est multi-étagée ou multicellulaire, si la vapeur est détendue de manière successive dans plusieurs rangées d'aubages fixes ou mobiles.



**Figure II.51 :** Turbine mono-étage.

**Figure II.52 :** Turbine multi-étage.

Les turbines de faible puissance (< 500 kW) sont mono-étagées et les turbines de forte puissance sont multi-étagées. Toutefois, les constructeurs des machines mono-étagées ont développé de nombreux perfectionnements pour proposer des constructions simples offrant des puissances non négligeables.

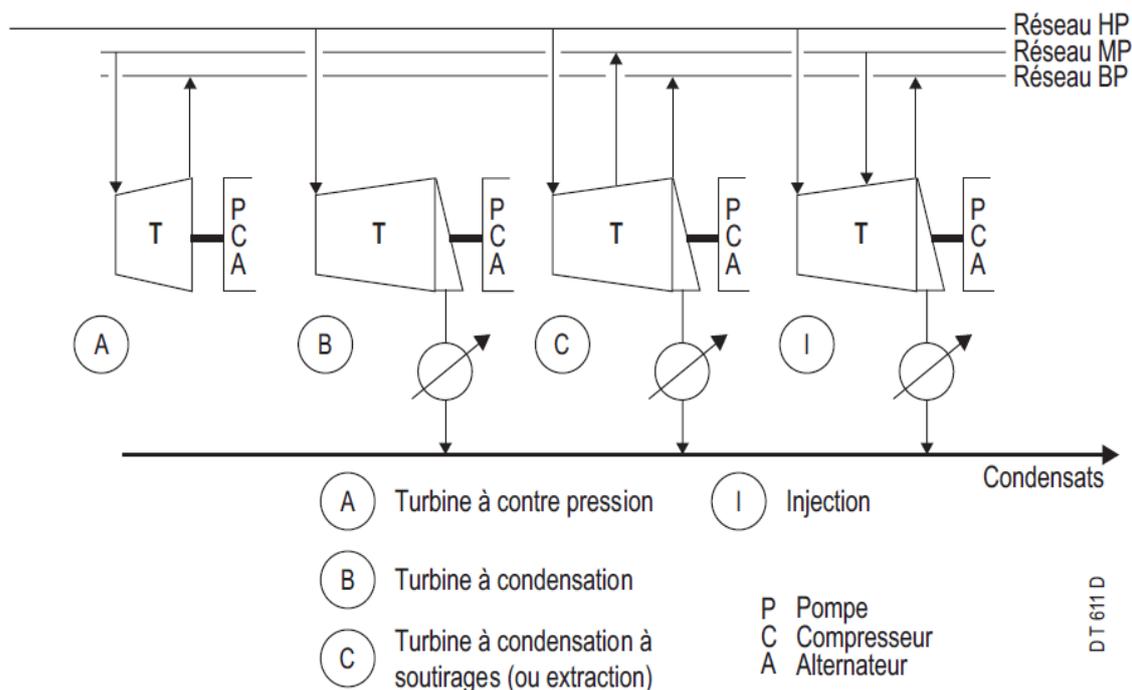
Dans la plage de 500 kW à 2 000 kW les deux solutions mono-étagées et multi-étagées existent sur le marché des fournisseurs. Pour les puissances plus élevées les multi-étagées sont les seules utilisées.

### **b) Caractéristiques des conditions d'admission et d'échappement :**

Selon la pression du ou des réseaux échappement on distingue :

- les turbines à contre-pression qui échappent sur un réseau vapeur dont la pression est égale ou supérieure à la pression atmosphérique (ex : réseau MP à 15 bar ou réseau BP à 4 bar, ou atmosphère).
- les turbines à condensation qui échappent à une pression inférieure à la pression atmosphérique (de 0,06 à 0,25 bar absolu), le vide étant réalisé par un condenseur à air ou à eau.

Lorsqu'on n'a pas d'utilisation de la vapeur MP ou BP ayant traversé la turbine il est logique d'adopter cette solution qui, créant la plus grande différence de pression, donne plus de puissance à la turbine que la première solution pour un même débit de vapeur.



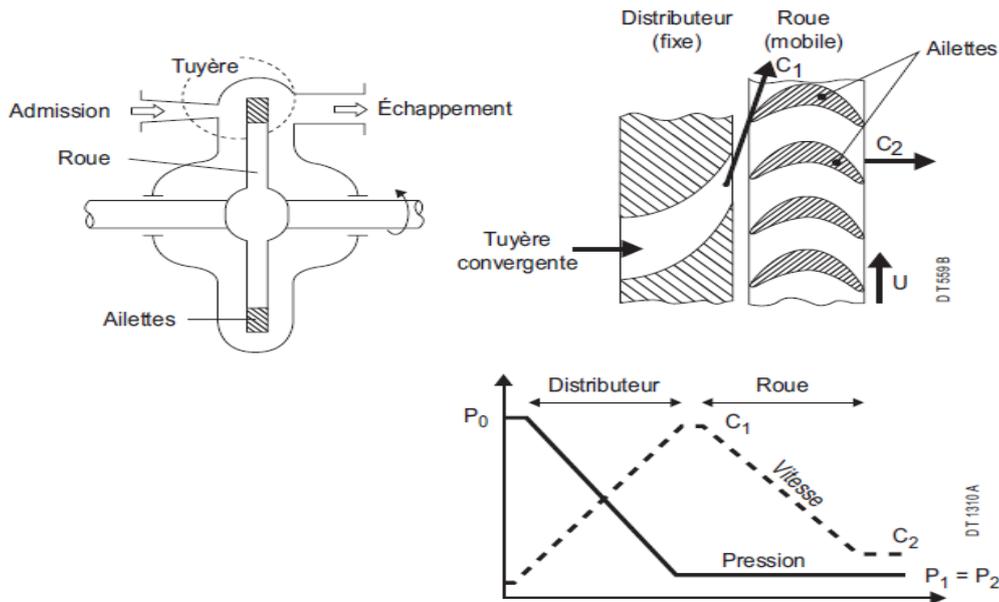
**Figure II.53 :** Exemple de réseaux admission et échappement.

Le choix entre des turbines à différentes conditions d'échappement dépend essentiellement du bilan vapeur de l'usine.

### c) Modes de détente de la vapeur :

#### c.1) Toute la détente de la vapeur s'effectue dans des tuyères (action) :

La vapeur en sort à grande vitesse (plus de 300 m/s dans certaines turbines). Sur la roue, sont disposés des ailettes (ou aubages) entre lesquels la section de passage de la vapeur est Constante . C'est l'effet de la vitesse de la vapeur sur les aubages qui assure la mise en rotation de la roue. La vapeur sort de la roue avec la même pression et la même vitesse relative (vitesse par rapport à la roue) qu'elle y est entrée. On dit que l'étage considéré est à action.

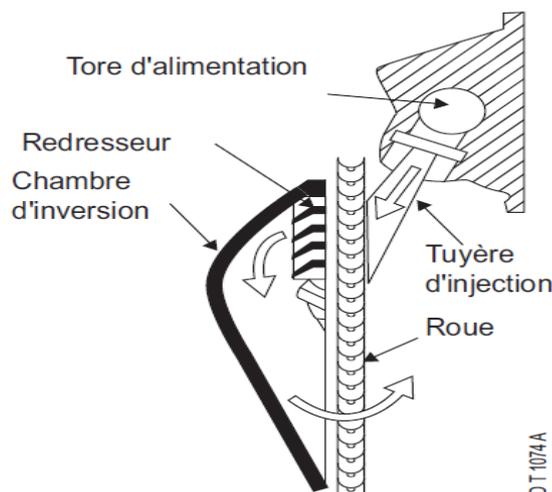


**Figure II.54 :** Profils de pression et de vitesse.

La pression identique de part et d'autre de la roue n'induit pas de poussée axiale. La construction du rotor en est simplifiée avec des aubages montés sur disque et une butée de taille réduite.

Ce mode de détente permet de construire des machines mono-étagées, matériel économique à l'achat mais ayant un très bas rendement (30 à 50 %). Pour améliorer ce rendement on utilise différentes techniques :

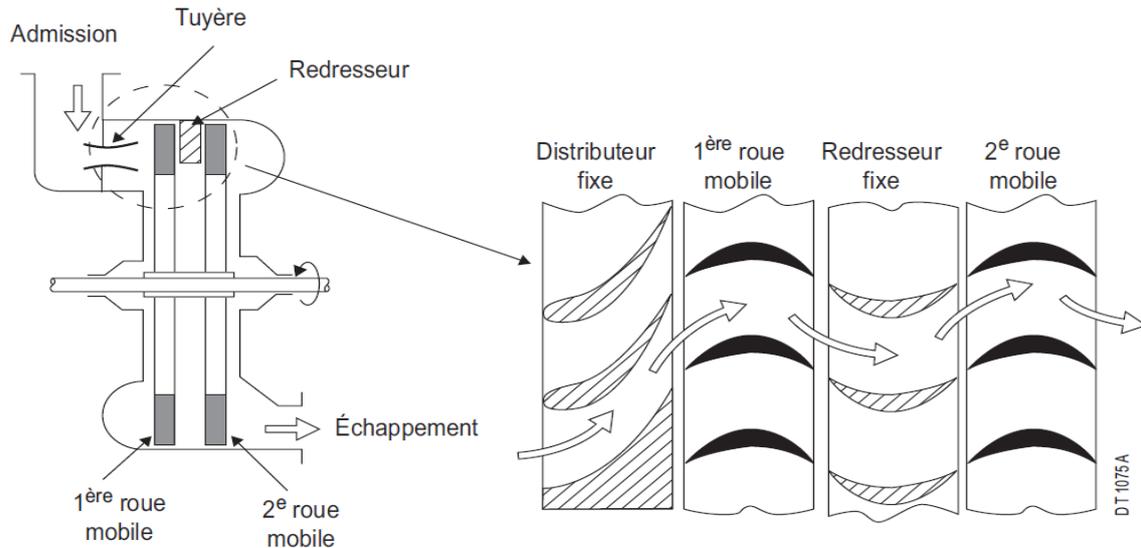
- des turbines mono-étagées avec chambre d'inversion.



**Figure II.55 :** Turbines mono-étagées avec chambre d'inversion.

Injection par tuyère(s) supersonique(s) et chambre d'inversion afin d'utiliser la vitesse résiduelle après une première traversée de la roue.

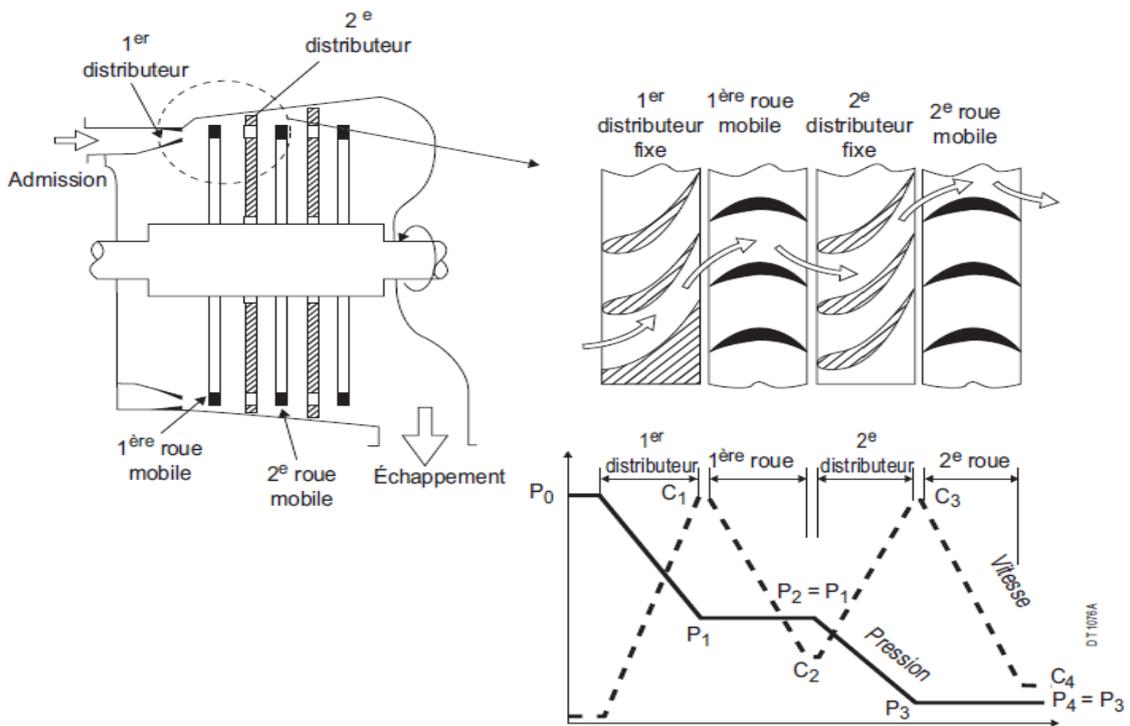
- des turbines mono-étagées à "Roue double dite "étage Curtis"



**Figure II.56 :** Turbines mono-étagées à Roue double.

Des aubages fixes réorientent le flux de vapeur sur la deuxième série d'ailettes, sans changement de pression entre les deux roues, afin de partager la chute de vitesse.

- des turbines multi-étagées dite à "étage de pression".



**Figure II.57 :** Profils de pression et de vitesse.

Dans la turbine à action multi-étagée la détente s'effectue uniquement dans les aubages fixes qui remettent la vapeur en vitesse. Ces aubages fixes sont insérés dans des "Diaphragmes" qui au niveau de l'arbre doivent comporter une étanchéité à labyrinthe, car la mise en vitesse oblige à avoir de part et d'autre part du diaphragme une différence de pression.

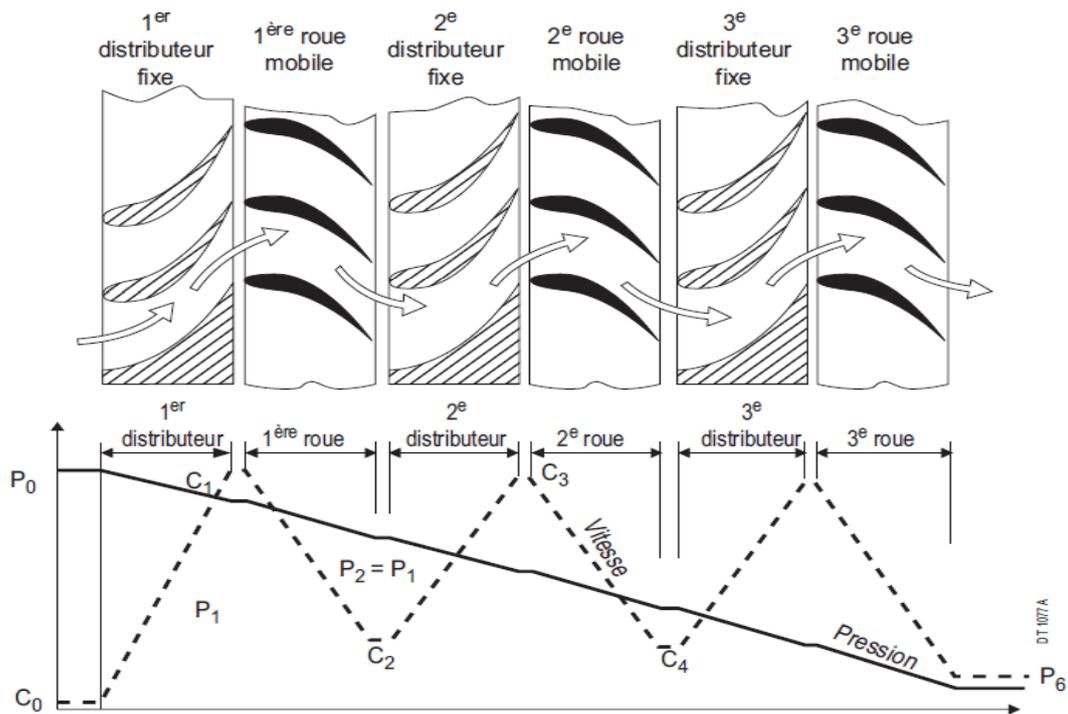
La détente en plusieurs étages permet de limiter la vitesse de la vapeur en sortie de tuyère

(< vitesse sonique) et d'avoir ainsi un rendement acceptable (65 à 75 %).

### c.2) Détente de la vapeur (réaction) :

La détente de la vapeur s'effectue dans les aubages fixes et les aubages mobiles.

Il y a détente à la fois dans les aubages fixes et dans les aubages mobiles qui ont alors des profils semblables. L'étage considéré est dit à réaction. Ce type de détente ne se rencontre que dans les turbines multicellulaires.



**Figure II.58** : Profils de pression et de vitesse.

Dans les aubages fixes, il se produit une chute de pression et une augmentation de la vitesse de la vapeur.

Dans les aubages mobiles on a également chute de pression avec augmentation de la vitesse de la vapeur.

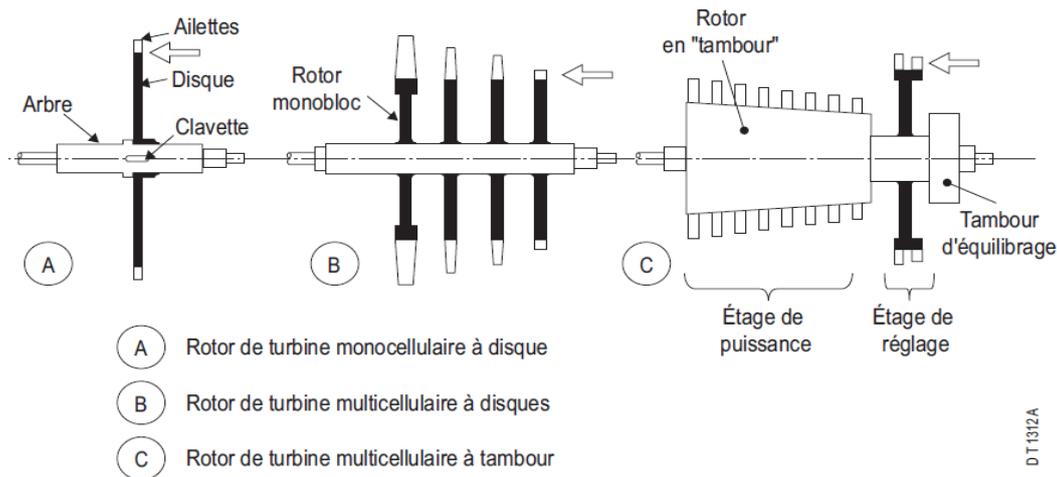
La différence de pression de part et d'autre d'une rangée d'aubages mobiles interdit la construction par disques car la poussée axiale serait considérable et difficile à encaisser par des équipements classiques.

Sur les turbines à réaction, les ailettes sont donc montées directement sur un tambour. Leur étanchéité en bout d'ailette doit être réalisée soit par affûtage soit par un labyrinthe sur cerclage périphérique. L'existence d'une poussée axiale impose d'avoir un piston d'équilibrage et d'une butée pouvant encaisser des efforts axiaux importants.

La turbine à réaction a un excellent rendement qui se conserve à charge variable mais sa construction est plus complexe, plus chère, sa conduite plus délicate.

Pour les premiers étages, le faible volume de la vapeur oblige afin d'avoir des hauteurs d'ailettes normales à réaliser de très petits diamètres de roue. D'autre part la chute de pression limitée dans un étage à réaction conduirait à faire un grand nombre d'étage HP. Pour éviter ces deux inconvénients la solution classique est de faire la première chute de pression dans un étage à action avec injection partielle pour le réglage. Pour les étages suivants on a un meilleur rendement avec des étages à réaction.

Les schémas ci-dessous représentent des rotors de machine à action ou à réaction.



**Figure II.59 :** Différents types de rotors.

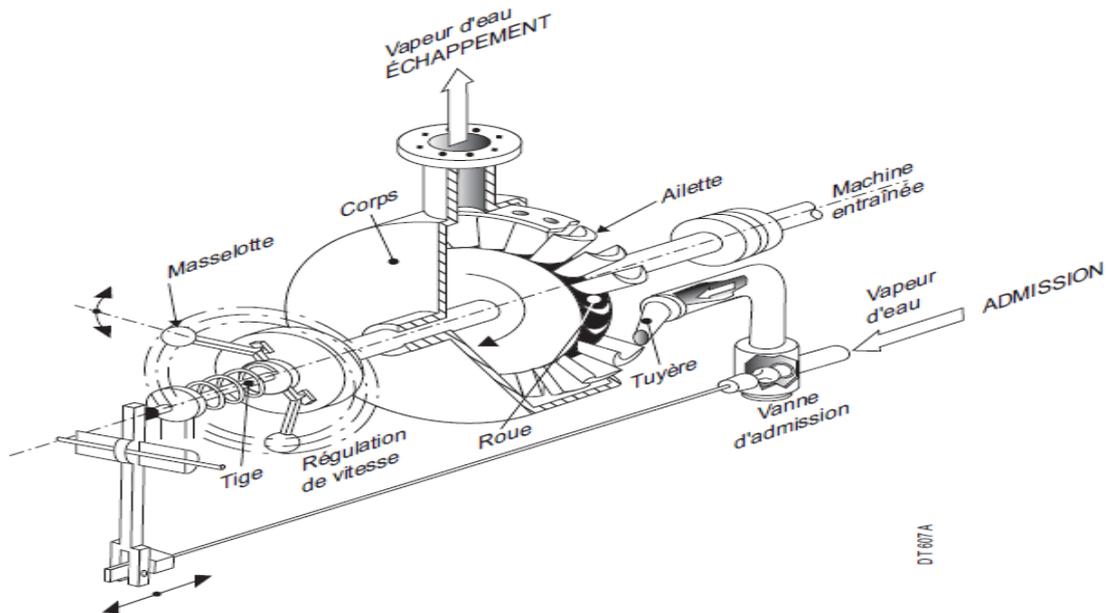
### d) Principe de fonctionnement :

La vapeur admise dans la turbine par la vanne d'admission est détendue dans une tuyère ou sur une rangée de tuyères en parallèle (appelée distributeur ou aubages fixes).

À la sortie de la tuyère la vapeur est animée d'une très grande vitesse (quelquefois supérieure à la vitesse du son). Elle vient alors frapper les ailettes d'une roue qu'elle entraîne en rotation en lui cédant une partie de l'énergie cinétique qu'elle possède. À la sortie de l'ensemble mobile la vapeur est évacuée par la tubulure d'échappement.

À vitesse constante la puissance fournie par la turbine est égale à celle consommée par la machine entraînée.

Toute variation de la puissance consommée, entraîne une variation de la vitesse de rotation si l'on ne modifie pas la puissance motrice de la turbine.



**Figure II.60 :** Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur.

Un système de régulation de vitesse de la turbine est donc à prévoir en :

- détectant la vitesse de rotation
- corrigeant la puissance motrice par action sur le débit de vapeur pour stabiliser la vitesse et, éventuellement, la ramener à sa valeur initiale.

Dans les turbines les plus simples, la régulation de vitesse est assurée par un dispositif à masselottes articulées sur un couteau et qui repoussent une tige contre un ressort antagoniste. La position des masselottes et donc de la tige, est fonction de la vitesse de rotation.

La tige commande, par un jeu de leviers, la vanne de régulation qui s'oppose plus ou moins au passage de la vapeur, ce qui permet de régler la puissance motrice de la turbine. [35]

### **II.4) Hélice marine :**

#### **II.4.1) Définition :**

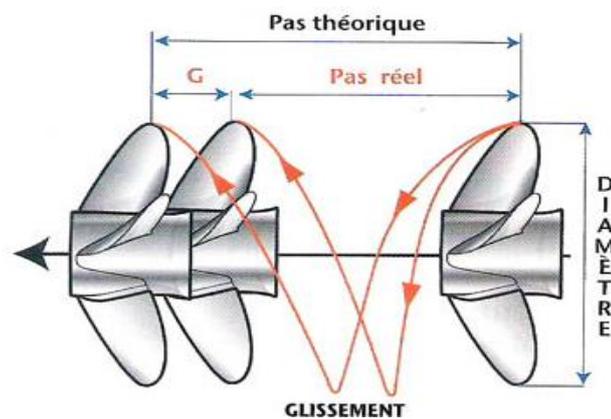
Théoriquement, la propulsion est le résultat de la différence de vitesse entre la masse d'eau aspirée et celle repoussée ; le mouvement des pales dans l'eau génère une dépression sur l'extérieur du profil (ou extrados) en même temps qu'une surpression de l'autre côté (ou intrados).

Mais impossible de parler d'hélice sans définir un minimum ses caractéristiques :

- le Diamètre (exprimé en pouce ou en mm), est la distance entre les extrémités de deux pales opposées (inscrites dans un cercle) ; plus le diamètre est grand, plus la traînée induite par les pales devient importante (le maître couple augmente).

- le Pas \* (ou pitch) exprimé en pouce ou en mm, correspond à la distance théorique parcourue par l'hélice en un tour.

- le Nombre de pales, allant de 2 à 7,
- la Matière (fonte, aluminium, inox, Cupro-Manganèse, Cupro-Aluminium, NiBrAL...)
- son Moyeu : soit de type Ligne d'Arbre (LA) avec un cône de type : ISO, SAE ou spécial, soit HB/IB Z-drive (Hors-Bord ou In Bord Z drive).
- la Surface de pales, exprimée en % ou D.A.R (Diameter Area Ratio).
- la présence d'un Cup \* (petite courbure en forme de becquet sur le contour du bord de fuite de la pale servant à augmenter le pas au delà d'une certaine vitesse de rotation de l'hélice).



**Figure II.61** : la distance parcourue réellement lors d'un tour ou "Pas réel". [36]

### II.4.2) Historique :

La paternité de l'hélice marine est, comme toutes les inventions d'un objet aussi courant utilisé depuis plus d'un siècle, très controversée et sans doute indécidable. C'est le résultat d'une longue suite historique d'idées dont le recensement n'est jamais exhaustif. Le principe de la pompe à vis est généralement reconnu comme étant une idée d'Archimède (220 av. JC) mais il n'est pas sûr que le système n'ait été utilisé avant par les égyptiens. Le célèbre schéma de Léonard de Vinci représentant une machine volante de type hélicoptère utilisant le principe de la vis est souvent cité comme un élément important de cette suite historique d'idées. Par contre le moulin à vent dont invention est très antérieure à ce fameux schéma et qui a un fonctionnement plus proche de l'hélice est plus rarement cité. Les intuitions étaient bien assez développées pour que l'hélice marine ait été une invention de l'antiquité. Si elle n'a pas été inventée avant le dix-neuvième siècle, c'est que le besoin n'existait pas. C'est le développement du moteur à vapeur de Denis Papin (1681) à James Watt (1769) qui a motivé cette application d'un principe ancien. Le premier navire à vapeur est le Charlotte Dundas (1801). Sa propulsion est assurée par une roue à aubes. La roue à aubes est particulièrement bien adaptée à la lenteur du moteur à vapeur. Ce système de propulsion « vapeur – roue à aubes

» est le principal concurrent de la navigation à voiles jusqu'au milieu du dix-neuvième siècle avant d'être remplacé par l'hélice marine. L'hélice présente de nombreux avantages.

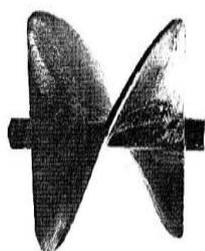
Elle est moins encombrante. Elle est entièrement immergée. Elle est beaucoup moins sensible aux mouvements du navire (tangage et roulis). Si un multiplicateur est nécessaire pour l'adapter au moteur à vapeur, le moteur à pistons impose un réducteur. Des brevets d'hélices marines sont déposés soutenus par des essais plus ou moins concluants dès le début du dix-neuvième siècle : J. Stevens (1804), R. Wilson (1828), A. Ressel (1828), F. Sauvage (1832), F. Petit Smith (1836), J. Ericsson (1836). Les batailles juridiques qui ont accompagné ces développements attestent de l'importance de l'enjeu industriel.



J. Stevens  
(1804)



R. Wilson  
(1828)



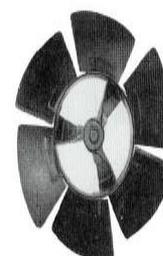
A. Ressel  
(1828)



F. Sauvage  
(1832)



F. P. Smith  
(1836)



J. Ericsson  
(1836)

### II.4.3) Types de propulseurs :

Il existe et il a existé de très nombreuses variantes de l'hélice marine et de ses configurations. La liste exhaustive serait assez laborieuse à établir et relève de la fonction des différents bureaux des brevets qui continue à recevoir de « nouveaux » concepts à un rythme soutenu. D'autant plus que de nombreux concepts sont repris pour les applications éoliennes et hydroliennes. Seuls les systèmes les plus utilisés sont répertoriés et brièvement décrits dans cette section.

#### II.4.3.1) Hélices à pas variable :

Les hélices à pas variable (CPR : Controllable Pitch Propellers) offrent des avantages conséquents par rapports aux hélices à pas fixe. Un rendement optimal à différentes vitesses.

Le changement d'allure, y compris l'arrêt d'urgence et la marche arrière, n'est plus entièrement dépendant de la motorisation.



**Figure II.62 :** Hélices à pas variable.

Les hélices à pas variables sont cependant mécaniquement compliquées et donc plus chères et plus fragiles. Elles ont longtemps été réservées aux navires militaires de types Frégates dont les missions impliquent plusieurs vitesses nominales mais, parce que sans doute plus accessibles, elles se popularisent sur de nombreux types de navires : Gros chalutiers, Transport de passagers, Remorqueurs. Notons également que l'arrangement des pales sur le moyeu impose un plus grand moyeu.

### **II.4.3.2) Hélices carénées :**

Le carénage d'une hélice peut être dans certains cas, une simple protection. Dans cas il s'agit d'un simple anneau qui ne participe pas à la poussée mais qui au contraire vient détériorer le bilan propulsif du navire. Pour que la tuyère participe à la poussée, il faut que sa section soit profilée (type NACA) et qu'elle soit évasée vers l'avant. De cette manière, la dépression créée par l'hélice provoque une poussée vers le moyeu qui aura une contribution vers l'avant. La présence la tuyère limite la formation du tourbillon marginal et l'hélice peut être d'avantage chargée en tête. Il faut toutefois prendre garde au tourbillon d'entrefer qui peut cavité et sérieusement endommager la tuyère. Pour un navire de surface, la tuyère est le plus souvent accrochée à la coque. Ce qui implique l'installation de bras de chaise qui viendront nuire au bilan propulsif et ajoute au bilan de masse. Par contre certaines installations permettent de faire pivoter la tuyère qui sert alors également d'appareil à gouverner. Pour un sous-marin, la tuyère est également attachée à la coque qui est cette fois vers la face intérieure. Elle est alors fixée par une série de profils en amont ou en val de l'hélice. Les profils sont orientés de manière à redresser l'écoulement tournant dû à l'action du propulseur. On récupère ainsi une partie de l'énergie perdue dans la rotation du fluide impliquée par l'hélice. C'est le principe du stator-rotor que l'on trouve dans les turbines à gaz.

### II.4.3.3) Water jet :

Le principe du water jet ne date pas d'hier même si aujourd'hui il est regardé comme un produit high-tech surtout à cause de son application sur un grand nombre de petites unités rapide. L'eau circule dans un conduit où elle est entraînée par une pompe. La prise d'eau est sous le navire et la sortie d'effectue à l'arrière au dessus de la surface libre. Cette disposition offre un indéniable avantage pour la navigation en eaux peu profondes. La poussée se fait par réaction et en dirigeant le jet on peut manœuvrer le navire.



**Figure II.63 :** Water jet.

### II.4.3.4) Hélices contrarotatives :

Les hélices contrarotatives ont la particularité de redresser l'écoulement ce qui améliore le rendement propulsif. Mécaniquement le dispositif est aussi compliqué que fragile et son application dans le domaine marin est le plus souvent limitée aux torpilles dont la durée de vie opérationnelle est relativement courte. On trouve toutefois des sous-marins et même des bâtiments de surface équipés avec ce dispositif. Cette configuration a également beaucoup été exploitée dans le domaine aéronautique : avions, hélicoptères, écranoplans, dirigeables.

L'amélioration du rendement n'est pas toujours l'argument principal pour utiliser des hélices contrarotatives bien que le gain peut atteindre 10 voire 15%, ce qui est loin d'être négligeable et surpasse la plupart des dispositifs visant à améliorer le bilan propulsif. S'il ne s'agissait que de rendement un système rotor-stator-tuyère bien optimisé est mécaniquement plus simple pour des rendements équivalents. Un autre avantage est, à nombre de tours et à encombrement égaux et sans avoir à charger le propulseur à la limite et au delà de l'apparition de la cavitation, de pouvoir obtenir une poussée presque deux fois supérieure.

Pour que le rendement du dispositif affiche un rendement maximum il faut tenir compte de la présence des deux hélices lors de la conception. L'interaction décale chacune des deux hélices de son point de fonctionnement de conception, si on n'y prend pas garde, chacune des deux hélices perd en rendement quand elle est placée en présence de l'autre. Il faut donc tenir compte de ce décalage soit par une méthode de calcul itérative. L'influence de l'hélice de tête sur l'hélice en aval étant différente de l'influence de l'hélice en aval sur l'hélice de tête elles doivent pour cela être différentes notamment au niveau du pas. En général, mais ce n'est pas

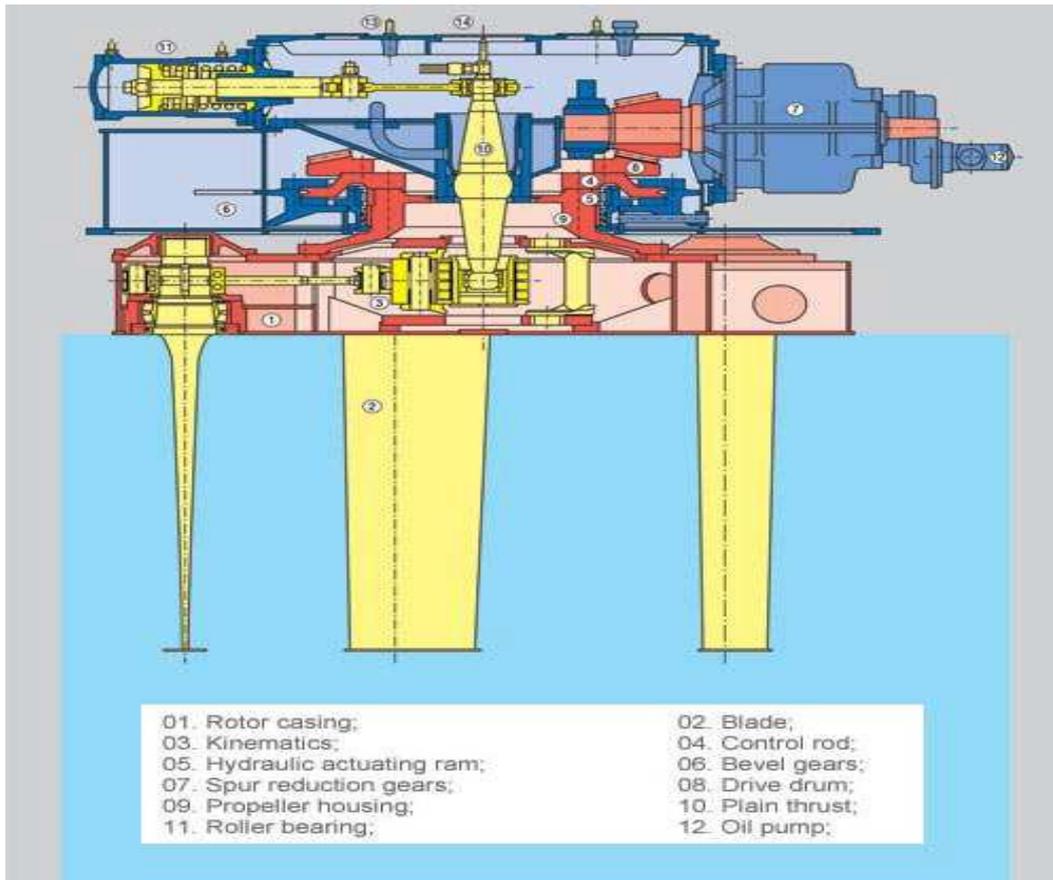
toujours le cas (voir photos ci-dessous), le diamètre de la seconde hélice est plus faible afin d'être entièrement comprise dans le sillage de la première, son pas est plus élevé pour tenir compte de l'effet d'accélération qui, comme on vient de le voir, est prédominant par rapport à l'effet de la rotation et les nombre de pales sont différents afin d'éviter des fluctuations d'efforts sur les deux hélices en phase.



**Figure II.64 :** Hélices contrarotatives.

### **II.4.3.5) Hélices à pas vertical :**

L'hélice à pas verticale (Cycloidal propeller) a fait l'objet de plusieurs dépôts de brevets. La conception la plus courante aujourd'hui est celle de Voith-Schneider. L'axe de rotation est Perpendiculaire à la surface libre. Les « pales » sont des profils symétriques qui sont orientées lors de la rotation de manière à créer une poussée dans le sens désiré. Les trois mouvements combinés, avance du navire, rotation et orientation de la pale, résulte en un mouvement de marsouinage qui s'apparente donc au bio-mimétisme. L'efficacité est faible par rapport à une hélice conventionnelle mais il permet une manœuvrabilité exceptionnelle. C'est pourquoi on le retrouve surtout sur des bacs ou sur des remorqueurs. Le double mouvement impose un système mécanique compliqué avec les inconvénients qu'il occasionne.



**Figure II.65** : Hélices à pas vertical.

### **II.4.3.6) Propulsion par pods :**

Le terme pod vient de la terminologie gréco-latine signifiant pied. La propulsion des navires par pods est une technologie assez récente dans l'industrie navale. Apparue au début des années '90, cet appareil propulsif se présente sous la forme d'une nacelle orientable à 360°, fixée sous la coque à l'extérieur du navire, et dans laquelle est intégrée le moteur électrique de propulsion. Le pod remplace donc à lui tout seul l'ensemble ligne d'arbre / hélice / gouvernail et permet d'orienter la poussée de l'hélice sur 360°.

Ce nouveau type de propulsion, qui connut un succès important à partir de la seconde moitié des années '90, était présenté comme une technologie très prometteuse offrant des avantages considérables en termes de manœuvrabilité, de rendement propulsif, de gain de place à bord et de réduction du bruit et des vibrations. Ces avantages forment à eux seuls un argument solide pour considérer sérieusement l'option des pods, mais ils reposent essentiellement sur les déclarations des constructeurs et des exploitants. A côté de ces appréciations positives, on trouve aussi des opinions critiques à l'égard du système de propulsion par pod.



Dolphin



Azipod



SSP



**Figure II.66 :** Les quatre fabricants de PODS.

L'idée du pod provient de la firme finlandaise ABB qui en réalisa un premier prototype en 1990 sur le baliseur finlandais 'Seili'. Ce premier pod développait alors une puissance de 1,5 MW. L'avenir prometteur de cette technologie précipita d'autres constructeurs sur le marché. Outre ABB et leurs pods 'Azipod' (de 5 à 28 MW) et 'Compact Azipod' (de 0,4 à 5 MW), il y eut le mariage de Rolls-Royce avec Kamewa/Alstom pour réaliser les pods 'Mermaid' (de 5 à 25 MW) et celui de Siemens avec Schottel qui donna naissance aux pods 'SSP', Siemens Schottel Propulsor (de 5 à 20 MW). Schottel a ensuite réalisé seul les pods 'SEP', Schottel Electric Propulsor (de 1 à 5 MW). Enfin, dernier arrivé sur le marché, le pod 'Dolphin' est issu, lui, de l'association des firmes Lips et SAM Electronics. Il est à noter que les pods SSP, SEP et Dolphin n'ont été vendus qu'en très petits nombres, les deux constructeurs principaux étant ABB avec 63% de part de marché et Rolls-Royce/Alstom avec 25% des parts.

Les pods appartiennent de manière plus générale à la classe des propulseurs azimutaux qui inclut également les thrusters. Ce dernier type, dont est issue la technologie des pods, se distingue de ceux-ci par le fait que le moteur est logé dans la coque du navire, l'hélice étant entraînée par une transmission par arbres comprenant des renvois d'angle, généralement de type Z-drive. Il est à noter cependant que les thrusters peuvent aussi bien être entraînés par des moteurs diesels que par une propulsion électrique, contrairement aux pods.

Le pod se compose grossièrement de trois parties: une jambe, une nacelle et une (voir deux) hélice. La nacelle comporte le moteur électrique, la ligne d'arbre et les paliers (dispositif d'étanchéité de l'arbre), tandis que la jambe, qui relie la nacelle au navire, permet au pod de fonctionner comme gouvernail. Plusieurs configurations sont possibles pour les hélices: si il n'y a qu'une hélice par nacelle, le pod est dit tracteur ou pousseur selon que l'hélice soit placée à

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

---

l'avant ou à l'arrière de la nacelle, mais un seul pod peut également posséder deux hélices, comme le propose Siemens-Schottel. On parle alors de pod tandem.

En 2004, on dénombrait à peu près 45 navires équipés de pods, ainsi que 27 navires en commande. Les premiers navires à pods étaient essentiellement des brise-glaces mais en 1998 la société de croisière Carnival Corporation commande des pods qui font ainsi leur début sur les navires de croisière. D'autres leaders de la croisière suivirent le mouvement, et ce secteur devint rapidement le plus important demandeur de pods. Le contrat le plus prestigieux en la matière reste certainement la livraison de 4 pods Mermaid pour le célèbre Queen Mary 2, sorti des chantiers de l'Atlantique de St-Nazaire fin 2003. Avec ses 4 pods de 21,5 MW chacun, ce luxueux transatlantique atteint une vitesse de presque 30 nœuds. Actuellement, les plus grands pods peuvent développer une puissance allant jusqu'à 23 MW.

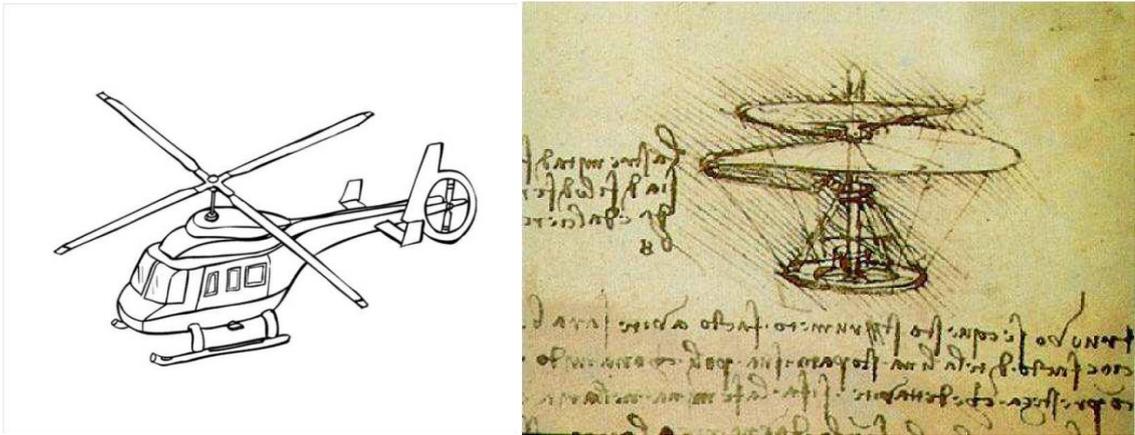
A côté des brise-glaces et des navires de croisière, les pods se sont également imposés progressivement auprès des ferries Ro/Pax, des navires de recherche, des navires offshore ou océanographiques.

Les militaires ne sont pas en reste, et même si l'utilisation de pods pour propulser les navires de guerre pose un problème de vulnérabilité, plusieurs pays se sont lancés dans cette technologie pour équiper certains navires militaires auxiliaires tels que bâtiments de recherche, de soutien logistique ou de projection et de commandement. La Royal Navy acquit en 2002 ses deux premiers navires équipés de deux Azipods de 1,7 MW chacun: les HMS Echo et HMS Enterprise, deux navires de recherche multifonctions. En 2006 et 2007, c'est au tour de la marine nationale française à commissionner ses deux premiers navires équipés de pods Mermaid de 7 MW, ce sont les deux bâtiments de projection et de commandement Mistral et Tonnerre. En juillet 2007, le LPD 2 (Landing Platform Dock) rejoint les rangs de la Koninklijke Marine néerlandaise avec ses deux pods SEP de 5,5 MW chacun.

La propulsion par pod est avant tout une propulsion électrique qui présente des avantages que nous nous devons d'examiner. Les pods apportent dans l'absolu d'autres avantages à côté de ceux de la propulsion électrique, mais permettent également d'améliorer considérablement deux importants inconvénients du tout électrique qu'étaient la réduction du rendement et l'augmentation du volume occupé par les machines.

### **II.4.3.7) Principe de fonctionnement :**

L'hélice est souvent décrite comme un objet qui visse son chemin dans le fluide. Cette image n'est très bonne car si c'était le cas les hélices devraient toutes ressembler à celle de Ressel. La machine de volante de Vinci est loin de ressembler à un hélicoptère.



**Figure II.67 :** Hélicoptère et le croquis de Vinci.

Ce qui permet à un hélicoptère de voler, c'est la portance des pales. La portance d'une pale se calcule en intégrant la portance des sections le long de l'envergure. Ainsi, l'effort de portance aérodynamique  $L$  du rotor en vol stationnaire est donnée par :

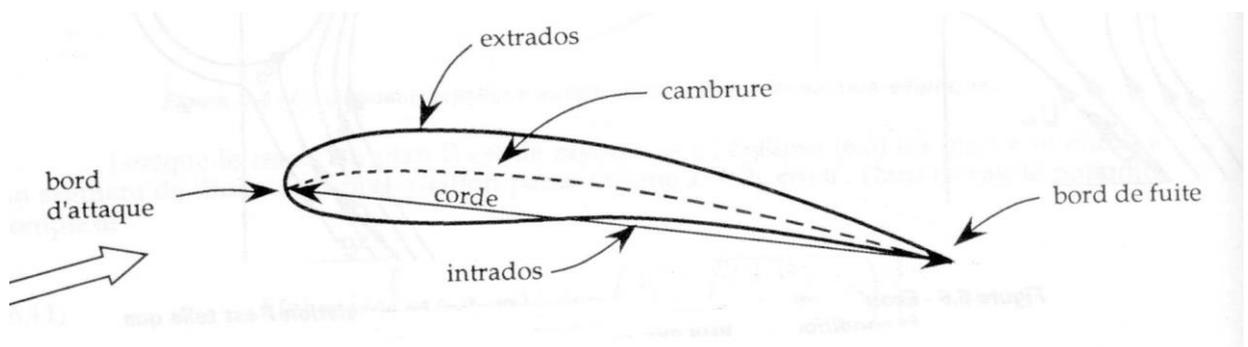
$$L = Z \cdot \int_{R_{\text{moyen}}}^R C_1(r) \frac{1}{2} \rho (\omega r)^2 \cdot dr$$

Où  $Z$  est le nombre de pales,  $R_{\text{moyen}}$  est le rayon du moyeu,  $R$  est le rayon de la pale,  $C_1(r)$  est le coefficient de portance de la section en  $r$ ,  $\rho$  est la densité de l'air et  $\omega r$  la vitesse que voit la section en  $r$ . La portance d'une section est l'intégrale du produit des pressions par la composante verticale de la normale à sa surface :

$$C_1 = \frac{\int_S p \, n_z \, d_s}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 S}$$

$U_\infty$  ou  $V$  Vitesse de l'écoulement infini amont,  $P$  Pression,  $n$  Vitesse de rotation du propulseur,  $S$  Aire de la forme en plan du gouvernail.

L'utilisation d'un corps profilé, Figure 3, pour les sections permet de générer de la portance avec un minimum de traînée.



**Figure II.68 :** Section profilée.

Le grand allongement des pales contribue aussi à leur donner un fort coefficient de finesse (rapport portance sur traînée). La traînée des sections génère un couple résultant que devra fournir le moteur.

L'hélice qu'elle soit marine ou aérienne fonctionne sur ce même principe. L'allongement des pales d'une hélice marine ne permet pas cependant comme dans le cas de l'hélicoptère d'ignorer les effets tridimensionnels ce qui rend le calcul plus difficile. [37]

### **II.5) Les éoliennes :**

#### **II.5.1) Définition :**

L'éolienne est un dispositif de conversion d'énergie cinétique du vent (fluide en mouvement) en énergie électrique. L'énergie cinétique du vent est tout d'abord transformée en énergie mécanique au niveau d'une turbine puis en énergie électrique au niveau d'une génératrice. Il est évident que ces transformations s'opèrent avec une certaine perte d'énergie.

L'énergie éolienne est une énergie "renouvelable" non dégradée et c'est une énergie qui ne produit aucun rejet atmosphérique ni déchet radioactif. Elle est toutefois aléatoire dans le temps et son captage reste assez complexe, nécessitant des mâts et des pales de grandes dimensions (peut aller jusqu'à 60 m pour des éoliennes de plusieurs mégawatts) dans des zones géographiquement dégagées pour éviter les phénomènes de turbulences.

Les matériaux utilisés dans la fabrication des différents éléments des systèmes éoliens sont en avancée technologique, assurant désormais un très bon rendement de conversion.

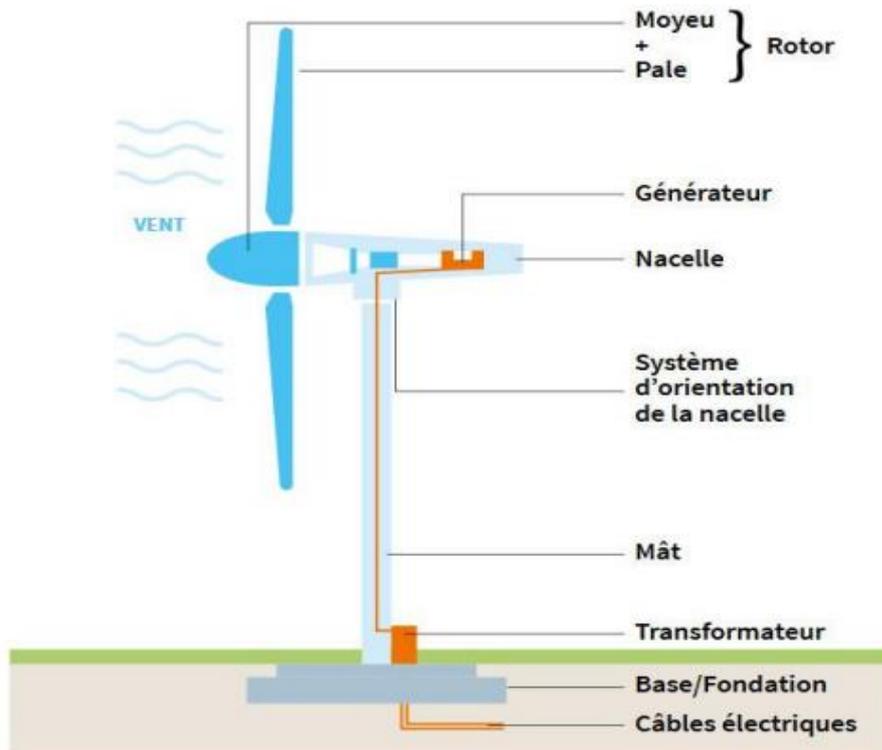
Actuellement, l'énergie éolienne fait partie des nouveaux moyens de production d'électricité décentralisée tel que l'énergie solaire photovoltaïque, proposant une alternative très viable aux énergies fossiles. Les installations des fermes éoliennes peuvent être réalisées sur terre (onshore) mais également de plus en plus en mer (offshore) où la présence du vent est plus régulière. De plus, les éoliennes sont ainsi moins visibles et occasionnent moins de nuisances sonores.

Outre l'aspect visuel des éoliennes, leur impact sur l'environnement est réduit. Une éolienne ne couvre qu'un pourcentage très réduit de la surface totale du site sur laquelle elle est implantée, permettant alors à la plupart des sites de conserver leurs activités industrielles ou agricoles. Leurs nuisances sonores sont de plus en plus relativement faibles par rapport aux nouveaux matériaux utilisés dans la fabrication des pales et machines. En effet, le niveau sonore d'une éolienne est de 50dB à 150 mètres et devient imperceptible au-delà de 400 mètres. Dans la plupart des cas, le bruit du vent est supérieur à celui engendré par l'éolienne. [38]

### II.4.2) Historique :

En 1888, un ingénieur américain, Charles Brush, construit une sorte de moulin en bois équipé de 144 pales pour électrifier sa maison : il vient d'inventer la première éolienne. Une éolienne fonctionne comme un moulin à vent. Son hélice est constituée de 3 pales, parfois 2, fixées au sommet d'un mât. Le vent fait tourner les pales qui entraînent un générateur capable de transformer cette énergie en électricité. Le lieu d'implantation est très important car c'est de lui que dépendra la production des éoliennes : elles doivent être installées dans des régions venteuses, mais avec un vent régulier, pour garantir un rendement continu. Les pales sont fixées sur une nacelle qui se déplace en fonction de l'orientation du vent. Les éoliennes fonctionnent généralement à des vitesses de vent comprises entre 10 et 90 km/h. Elles peuvent être isolées, mais la plupart du temps, elles sont regroupées dans un parc éolien, encore appelé ferme éolienne.

Depuis la fin du 19<sup>e</sup> siècle, la technologie a progressé et la taille des éoliennes s'est considérablement accrue. On en trouve de toutes sortes : des micro-éoliennes de 50 cm de haut, utilisées par exemple pour alimenter un voilier en électricité, aux éoliennes géantes pouvant atteindre 160 mètres, soit la hauteur d'un immeuble de 60 étages ! Les éoliennes domestiques qu'on peut installer chez soi pour sa consommation électrique personnelle font généralement entre 8 et 12 mètres de haut. C'est la hauteur du mât et la longueur des pales qui conditionnent la puissance d'une éolienne : plus les pales sont longues, plus son mât est haut, et plus elle produit d'électricité. Aujourd'hui, les pales peuvent mesurer jusqu'à 75 mètres, soit un diamètre de 150 mètres pour l'éolienne ! Mais la puissance de l'éolienne ne fait pas tout. Le plus important est la qualité du vent. Si le vent est trop faible ou trop fort, l'éolienne ne peut pas tourner. Une éolienne produit en moyenne 75 à 95% du temps. Pendant sa période de fonctionnement, elle tourne à différentes vitesses en fonction de la force du vent. En un an, elle fournit autant d'électricité que si elle avait tourné 20 à 25% du temps à capacité maximale. Pour donner un ordre d'idée, la production d'une éolienne de 2 mégawatts (MW) correspond aux besoins d'électricité (hors chauffage) de 1000 foyers. Au bout de 20 à 25 ans d'exploitation, les éoliennes sont démantelées. L'acier, le béton le cuivre et l'aluminium qui les composent sont recyclés. En revanche, les pales, qui représentent 6% du poids de l'éolienne, sont plus problématiques : des recherches sont menées pour améliorer leur recyclage.



**Figure II.69 :** Composition d'une éolienne. [39]

### II.4.3) Différents types d'éoliennes :

On peut aisément classer les éoliennes en deux grandes familles : celles à axe vertical et celles à axe horizontal. D'autres configurations plus anecdotiques (profils oscillants, aubes mobiles, profils en translation) ont vu le jour mais n'ont jamais débouché sur une quelconque industrialisation.

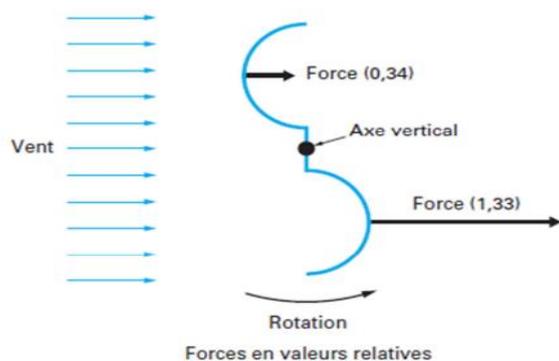
#### II.4.3.1) Machines à axe vertical :

Deux principes différents sont utilisés pour ce type de machines, à savoir la traînée différentielle ou la variation cyclique d'incidence.

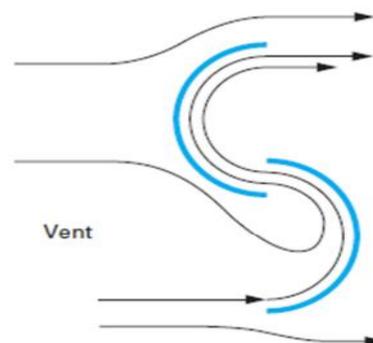
##### a) Traînée différentielle :

Le principe de mise en mouvement de ce type de machine est identique à celui d'un anémomètre : les efforts exercés par le vent sur chacune des faces d'un corps creux sont d'intensités différentes (figure II.70). Il en résulte donc un couple moteur, que l'on peut utiliser pour entraîner un générateur électrique ou un autre dispositif mécanique tel qu'une pompe. L'illustration la plus courante de ce type d'éolienne est le rotor de Savonius (figure II.71), du nom de son inventeur, un ingénieur finlandais qui l'a breveté à la fin des années 1920. Le fonctionnement est ici amélioré par rapport à l'anémomètre par la circulation de l'air rendue possible entre les deux demi-cylindres, ce qui augmente le couple moteur. On peut aisément imaginer que, lors du démarrage de ce type de machine (phase d'établissement du vent), les cylindres soient orientés par rapport au vent de telle manière que le couple résultant soit nul.

L'éolienne ne pourra donc pas démarrer spontanément. La superposition de plusieurs rotors identiques, mais décalés d'un certain angle l'un par rapport à l'autre, permet de remédier à ce problème, rendant ainsi la machine totalement autonome. Il est intéressant de noter que ce type de rotor peut être construit à partir de fûts industriels découpés, ce qui rend son implantation aisée dans les pays en voie de développement.



**Figure II.70 :** Effet du vent sur un corps creux.



**Figure II.71 :** Rotor de Savonius.

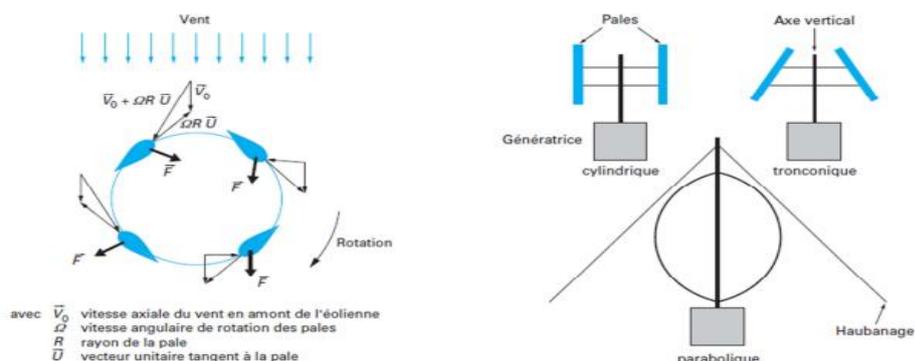
### **b) Variation cyclique d'incidence :**

Le fonctionnement est ici basé sur le fait qu'un profil placé dans un écoulement d'air selon différents angles est soumis à des forces d'intensités et de directions variables. La combinaison de ces forces génère alors un couple moteur (figure II.72). En fait, les différents angles auxquels sont soumis les profils, proviennent de la combinaison de la vitesse propre de déplacement du profil (en rotation autour de l'axe vertical) et de la vitesse du vent. Ce principe de fonctionnement a été breveté au début des années 1930 par le Français Darrieus. De tels rotors peuvent être de forme cylindrique, tronconique, parabolique... (figure II.73). Le fonctionnement intrinsèque faisant appel à la rotation des pales, cela signifie que l'éolienne ne peut pas démarrer toute seule. Un système de lancement, s'avère donc nécessaire, pour lequel différentes solutions ont été essayées par les constructeurs : montage d'une autre éolienne de type Savonius par exemple sur l'axe vertical, utilisation de la génératrice électrique en moteur.

Le principal avantage des machines à axe vertical est que le dispositif de génération électrique repose sur le sol, ne nécessitant donc pas l'édification d'une tour. Par ailleurs, une éolienne à axe vertical fonctionne quelle que soit la direction d'où souffle le vent, permettant donc de s'affranchir d'un dispositif d'orientation de la machine.

En revanche, le fait qu'une telle éolienne soit érigée près du sol signifie que le capteur d'énergie se situe dans une zone peu favorable (gradient de vent, turbulence due aux accidents du terrain en amont de la machine), ce qui réduit significativement l'efficacité de la machine. Par ailleurs, le principe même de fonctionnement, basé sur des variations incessantes de charge aérodynamique sur les pales, fait que ces éoliennes sont très sujettes aux problèmes

d'aéroélasticité. Enfin, pour des éoliennes de grande puissance, la surface occupée au sol par le haubannage est très conséquente.



**Figure II.72:**Principe de l'incidence variable. **Figure II.73:**Différents types de rotor Darrieus.

### II.4.3.2) Machines a axe horizontal :

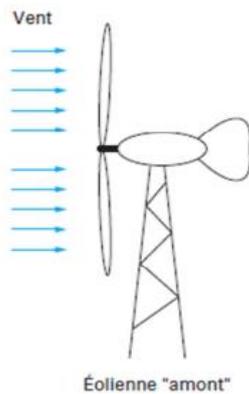
Tendues sur une structure habituellement en bois, ont été remplacées par des éléments ressemblant fortement à des ailes d'avion. La portance de ces ailes placées dans le vent ne sert pas ici à sustenter un aéronef mais à générer un couple moteur destiné à entraîner un dispositif mécanique tel qu'une génératrice électrique, une pompe...

Ces machines présentent généralement un nombre de pales compris entre 1 et 3 et peuvent développer des puissances élevées (plusieurs mégawatts). Deux types de configuration peuvent être rencontrés : les éoliennes « amont », sur lesquelles les pales sont situées du côté de la tour exposé au vent, et les éoliennes « aval » (figure II.74).

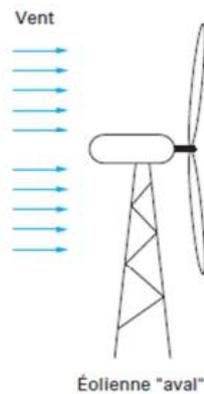
Chaque configuration possède des avantages et des inconvénients : la formule « amont » requiert des pales rigides pour éviter tout risque de collision avec la tour alors que la configuration « aval » autorise l'utilisation de rotors plus flexibles. Par ailleurs, dans le cas d'une machine « amont», l'écoulement de l'air sur les pales est peu perturbé par la présence de la tour. L'effet de masque est plus important dans le cas d'une machine « aval ». Enfin, une machine « aval » est théoriquement auto-orientable dans le lit du vent, alors qu'une éolienne « amont » doit généralement être orientée à l'aide d'un dispositif spécifique. On constate néanmoins que la majeure partie des éoliennes de grande puissance adoptent la configuration « amont ». Une catégorie particulière d'éolienne à axe horizontal est celle des machines multi-

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

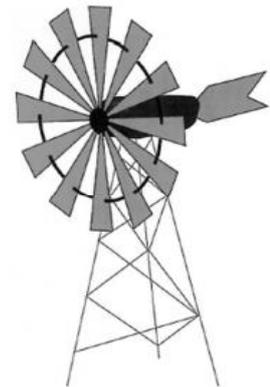
pales de faible diamètre (jusqu'à 10 m environ). La masse importante de la roue aubagée, les vitesses de rotation peu élevées (en regard du diamètre) font que ces machines de faible puissance sont utilisées principalement pour le pompage de l'eau (figures II.74 et II.75). Cependant, une application récente de ce type de machine (avec des diamètres de l'ordre du mètre) est la génération électrique à bord de bateaux de plaisance ou de course au large.



**Figure II.74:** Configurations à axe horizontal.



**Figure II.75 :** Éolienne multi-pale.



L'intérêt d'une éolienne se justifie par la possibilité qu'elle apporte de récupérer l'énergie cinétique présente dans le vent. Cette énergie est transformée en énergie mécanique de rotation (tenant compte bien entendu du rendement de la machine). Cette énergie mécanique peut être exploitée principalement de deux manières

- soit directement pour entraîner par exemple une pompe de relevage d'eau.
- soit pour entraîner une génératrice électrique.

Dans le cas de production d'énergie électrique, on peut distinguer deux types de configuration :

- l'énergie est stockée dans des accumulateurs en vue de son utilisation ultérieure.
- l'énergie est utilisée directement par injection sur un réseau de distribution.



**Figure II.76 :** Éolienne multi-pale Eiffel (fin XIXe siècle). [40]

### **II.4.4) Principe de fonctionnement :**

L'énergie éolienne est produite grâce à la force exercée par le vent sur des pales fixées à un rotor.

Dans sa configuration la plus commune, le rotor comporte trois pales tournant autour d'un axe horizontal. Le diamètre qu'elles balaient varie de 80 à plus de 200 mètres. Plus les pales sont longues, plus la capacité de production d'électricité est importante.

En tournant, le rotor entraîne un générateur qui produit de l'énergie électrique. Dans les éoliennes de conception classique, le générateur nécessite une vitesse de rotation entre 1000 et 2 000 tours par minute, alors que les pales tournent plus lentement (entre 5 et 25 tours par minute). Dans ces éoliennes, un multiplicateur (ou boîte de vitesse) est installé entre le rotor et le générateur pour augmenter la vitesse de rotation. Il existe aussi des machines de conception plus récente, à entraînement direct, dont les générateurs fonctionnent avec une vitesse de rotation variable (de 5 tours à 2000 tours par minute) et qui n'utilisent pas de multiplicateur. L'ensemble constitué par le multiplicateur et le générateur forme la nacelle.

La nacelle est installée au sommet d'un mât mesurant entre 50 et plus de 200 m de haut. Un système permet de l'orienter pour que le rotor et les pales soient toujours face au vent. Les éoliennes fonctionnent généralement à des vitesses de vent comprises généralement entre 10 et 90 km/h. Au-delà de cette vitesse maximum, elles s'arrêtent automatiquement pour éviter tout accident.

L'énergie électrique produite par le générateur est acheminée le long du mât via des câbles jusqu'à un transformateur, avant d'être injectée dans le réseau électrique par des câbles souterrains. [41]

### **II.5) les hydroliennes :**

#### **II.5.1) Définition :**

Un aérogénérateur, plus communément appelé hydrolienne, est un dispositif qui transforme une partie de l'énergie cinétique du courant marin en énergie mécanique disponible sur un arbre de transmission puis en énergie électrique par l'intermédiaire d'une génératrice.

Une hydrolienne est une turbine sous-marine qui utilise l'énergie cinétique des courants marins ou de cours d'eau, comme une éolienne utilise l'énergie cinétique de l'air. Cet énergie est transformée en énergie mécanique qui, elle est transformée en énergie électrique. Il existe plusieurs sortes d'hydroliennes, certaines sont totalement sous l'eau, d'autres à la surface de l'eau.

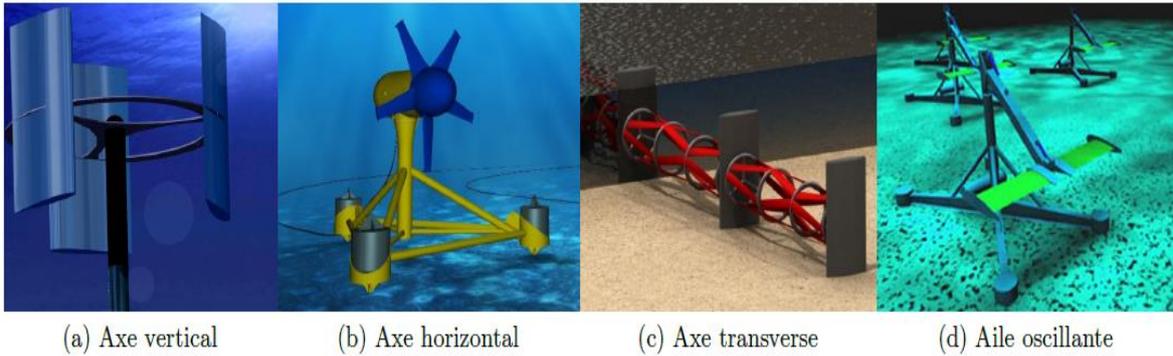
#### **II.5.2) Historique :**

La houle et les vagues constituent une source d'énergie dont la récupération occupe l'esprit de l'homme depuis la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle. Dans l'ouvrage de A.Berget de 1923 intitulé "Vagues et marées", on peut déjà trouver quelques dispositifs proposés pour récupérer l'énergie mécanique représentée par le mouvement des vagues. Un premier engin, qui n'avait pas la forme du prototype final, fut testé dans le port de Doélan, en Bretagne, au printemps 1979 avec un prototype dont le rotor avait une aire de 7 m<sup>2</sup>. La hauteur de la houle étant de 80 centimètres, les expérimentateurs récupérèrent une puissance de 3 kW.

La première hydrolienne commerciale a été implantée en Irlande du Nord (1,2 MW) en avril 2008. De nombreux autres projets sont en développement aujourd'hui, notamment en France et au Royaume-Uni, qui rassemblent 80 % du potentiel européen. La technique utilisée est relativement connue (proche d'une éolienne), son développement ne devrait donc requérir que du progrès technologique incrémental. [42]

#### **II.5.3) Classification :**

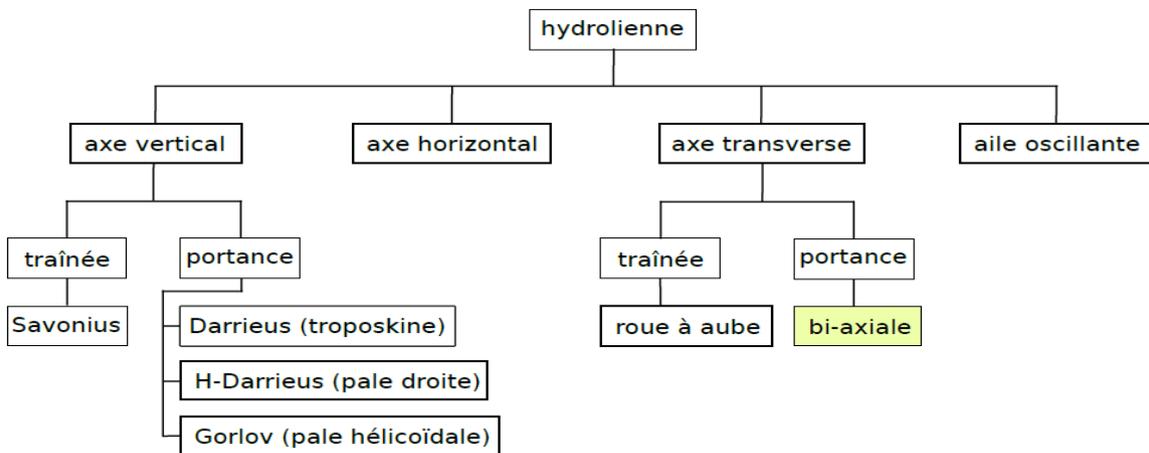
Une hydrolienne est un dispositif permettant de transformer l'énergie cinétique de l'eau en électricité. Il existe de nombreux concepts (Khan et al. 2009). Une première approche pour classer ces turbines consiste à observer l'orientation de leur axe de rotation. On distinguera ainsi les turbines à axe vertical (Figure II.77a), à axe horizontal (Figure II.77b) et à axe transverse (Figure II.77c). Une autre catégorie de turbine, les hydroliennes à aile oscillante, se distingue par le fait que leurs pales ne sont pas entraînées en rotation autour d'un axe mais ont un mouvement périodique de translation et de rotation simultanées (Figure II.77d). A partir de ces 4 types de turbines, on peut redéfinir d'éventuelles sous-catégories (Figure II.78), elles seront abordées plus loin dans cette section.



**Figure II.77** : Catégorie d’hydrolienne basée sur leur axe de rotation. (a) : Nachtane et al. (2020), (b) : Sabella, (c) : Mcadam et al. (2009), (d) : Glynn (2006).

### II.5.3.1) Turbines à axe horizontal :

Les turbines à axe horizontal ont la particularité d’avoir un axe de rotation parallèle au vecteur vitesse du fluide amont. Les pales se déplacent donc dans un plan perpendiculaire à la vitesse du fluide, comme représenté Figure II.79. Pour une section donnée de la pale, l’angle d’incidence, est défini comme l’angle entre la corde de la section et la vitesse relative du fluide,  $W$ . La vitesse relative du fluide  $W$  est elle même définie comme la différence entre la vitesse du fluide dans la zone du rotor  $U$  et la vitesse de la section de pale  $V = \omega r e_{\theta}$  :  $W = U - \omega r e_{\theta}$ .

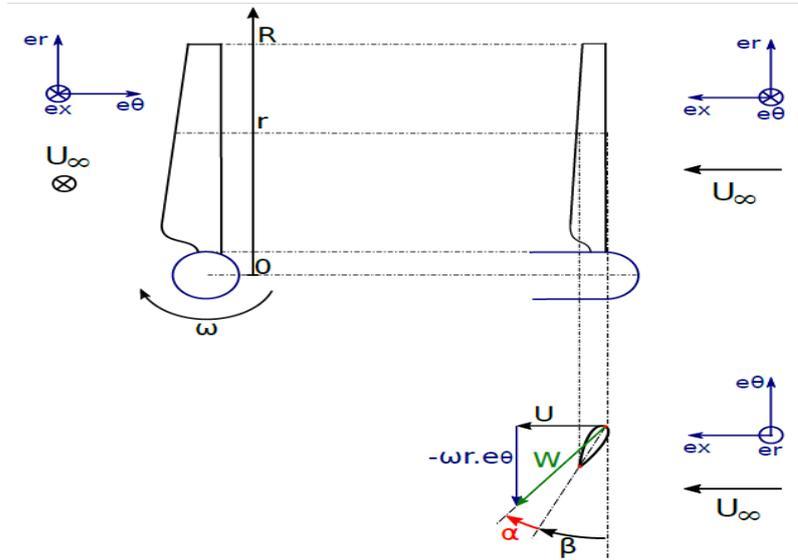


**Figure II.78** : Arbre de classification des turbines hydroliennes.

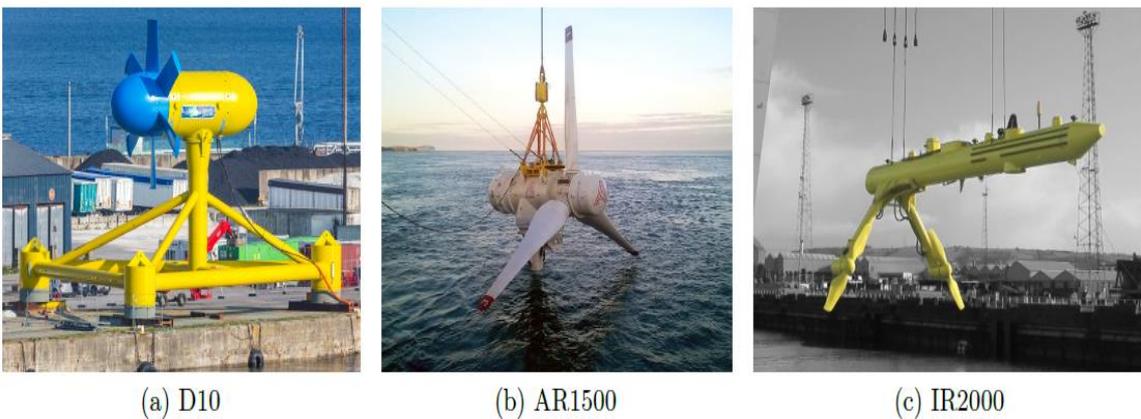
En supposant la vitesse du fluide  $U$ , uniforme, chaque section de la pale voit une vitesse relative, et donc un angle d’incidence, constants au cours d’une révolution. Cependant, comme la vitesse de la pale,  $V$ , dépend de la distance à l’axe de rotation, la vitesse relative n’est pas uniforme le long de la pale. Pour conserver un angle d’incidence optimal sur toute la longueur de la pale, l’angle de calage  $\beta$  varie avec la distance à l’axe de rotation : il est élevé près de l’axe de rotor puis diminue le long de la pale. C’est pour cette raison que les pales de turbines à axe horizontal sont vrillées. Cette optimisation de la géométrie des pales permet à ce type de turbine d’atteindre des rendements élevés (Erich Hau, 2013).

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

Dans l'industrie éolienne, ce type de turbine constitue l'écrasante majorité de la puissance installée. Il semble que pour les turbines hydroliennes, elles constituent également la majorité des prototypes développés, comme montré par (Khan et al. 2009) et plus récemment par (Walker et Thies, 2021). La Figure II.80 montre trois exemples de turbine à axe horizontal en cours de pré-industrialisation.



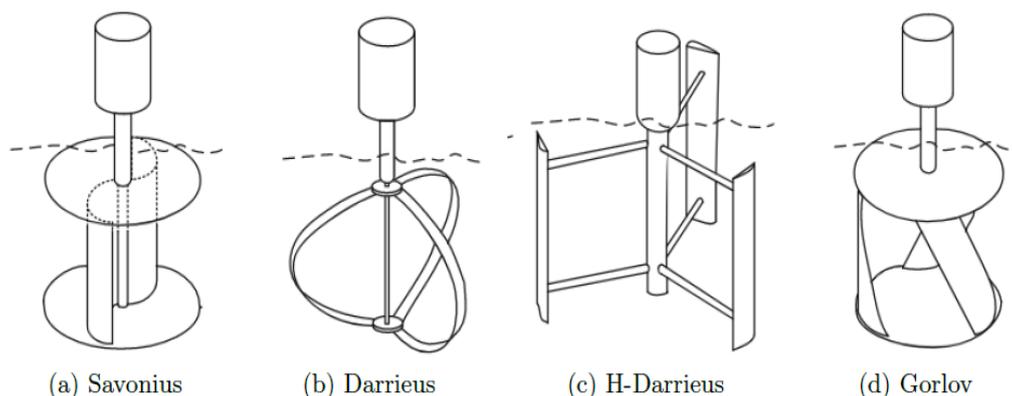
**Figure II.79** : Schéma du triangle des vitesses pour une section de pale de turbine à axe horizontal.



**Figure II .80** : Exemples d'hydroliennes à axe horizontal. (a) : turbine D10 de Sabella 1MW, (b) : turbine AR1500 de SIMEC Atlantis Ltd 1.5MW et (c) : turbine IR2000 de Orbital Marine Power 2MW (1MW par rotor).

### II.5.3.2) Turbines à axe vertical :

L'axe de rotation des turbines à axe vertical est à la fois perpendiculaire au vecteur vitesse du fluide amont et perpendiculaire à la surface libre (Figure II.81). Plusieurs sous-catégories de turbines peuvent être définies. On distingue par exemple les turbines mues grâce à la force de traînée (Savonius, Figure II.81a) de celles fonctionnant grâce à la force de portance (Darrieus et dérivées, Figures II.81b, II.81c et II.81d). Le design du rotor de la turbine Savonius présente l'avantage de la simplicité. Dans sa version basique, il est constitué de 2 demi-cylindres circulaires disposés de part et d'autre de l'axe de rotation (Akwa et al., 2012). Son principe de fonctionnement repose sur le fait que le coefficient de traînée d'un demi-cylindre circulaire est plus grand lorsque sa partie concave est face au vent que lorsque c'est sa partie convexe qui est face au vent. Un espace laissé entre les deux demi-cylindres au niveau de l'axe du rotor peut également jouer sur la circulation du fluide dans la turbine et améliorer son efficacité. Cependant, le rendement maximal de ce type de turbine reste relativement faible et se situe au alentour de  $n= 25\%$  (Akwa et al. 2012).

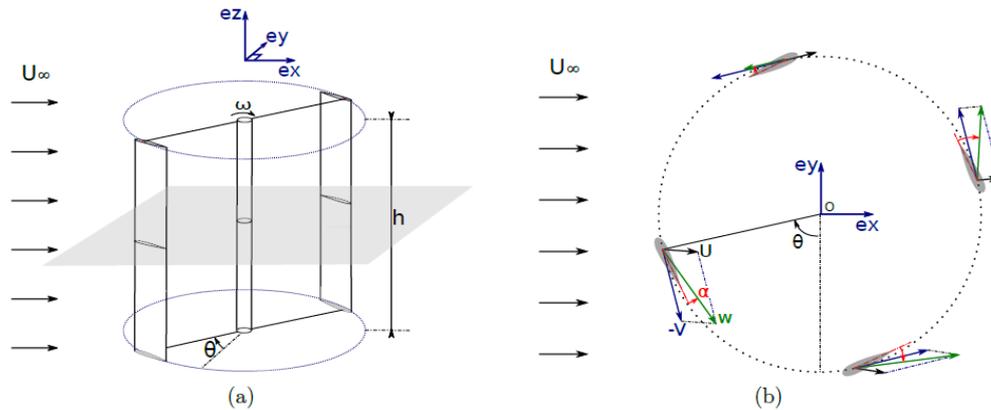


**Figure II.81** : Schéma de turbines à axe vertical (Khan et al. 2009).

Les turbines Darrieus fonctionnent, elles, grâce à la force de portance. Elles tirent leur nom de leur inventeur, Georges Darrieus, qui déposa leur brevet en 1931 (Darrieus, 1931). Deux géométries de rotor sont incluses dans ce brevet. La première, parfois appelé Darrieus troposkine, possède des pales courbées dont les extrémités sont fixées à proximité de l'axe de rotation (Figure II.81b). La seconde géométrie de rotor est constituée de pales droites, obtenues en extrudant un profil d'aile 2D dans la direction orthogonale au profil (Figure II.81c). On parle alors de « rotor en H » ou de « H-Darrieus » (Khan et al., 2009), en référence à la forme du rotor lorsque les pales sont reliées à l'axe de rotation par une barre située à mi-envergure. La turbine Gorlov (Gorlov, 1995) est inspirée de la turbine Darrieus. Elle possède des pales hélicoïdales (Figure II.81d) qui lui permettent de réduire les fluctuations de couple (Marsh et al., 2015).

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

Contrairement aux turbines à axe horizontal, l'angle d'incidence perçu par une pale de turbine de type Darrieus n'est pas constant au cours d'une révolution, comme l'illustre le triangle des vitesses pour différentes positions de la pale sur la Figure II.82. De plus, durant sa trajectoire aval ( $\theta \in [180^\circ; 360^\circ]$ ), la pale traverse les sillages créés par le passage des pales dans la partie amont ( $\theta \in [0^\circ; 180^\circ]$ ), ce qui complexifie la dynamique de l'écoulement.



**Figure II.82 :** Schéma d'une turbine Darrieus de type « H-Darrieus » (a) et triangle des vitesses dans un plan de coupe pour différentes positions azimutales d'une pale (b).



**Figure II.83 :** Exemples d'hydroliennes à axe vertical : turbine OceanQuest d'HydroQuest, 1MW (250kW par rotor).

Malgré cette complexité, les turbines de type Darrieus bénéficient d'un certain nombre d'avantages. La surface projetée de l'aire balayée par les pales est rectangulaire, ce qui permet d'exploiter au mieux les sections de rivière à faible profondeur. De plus, le fait de placer deux turbines à axe vertical à proximité l'une de l'autre peut avoir un effet bénéfique sur leur rendement. La densité de puissance d'un parc d'hydroliennes à axe vertical pourrait ainsi être supérieure à celle d'un parc d'hydroliennes à axe horizontal. Cela a été suggéré par Dabiri

(2011) dans le cas des éoliennes. D'autre part, les prototypes d'hydroliennes à axe vertical sont souvent flottants ou arrimés à proximité de la surface (Khan et al. 2009). Cela peut permettre de placer la génératrice hors d'eau, ce qui réduit son coût comparé à une génératrice immergée qui doit être étanche. De plus, pour les turbines flottantes, les flotteurs peuvent faire office de carénage et ainsi augmenter le rendement de la turbine (Khan et al. 2008).

Bien que moins nombreux que les turbines à axe horizontal, les prototypes de turbine à axe vertical continuent d'être activement développés. Après avoir conçu une turbine de rivière flottante, la société HydroQuest développe actuellement une turbine océanique, baptisée OceanQuest, arrimée au fond marin (Figure II.83). Elle est composée de deux colonnes de rotors en H contrarotatives. Chaque colonne est reliée à une génératrice positionnée sur la partie supérieure de la turbine.

### **II.5.3.3) Turbines à axe transverse :**

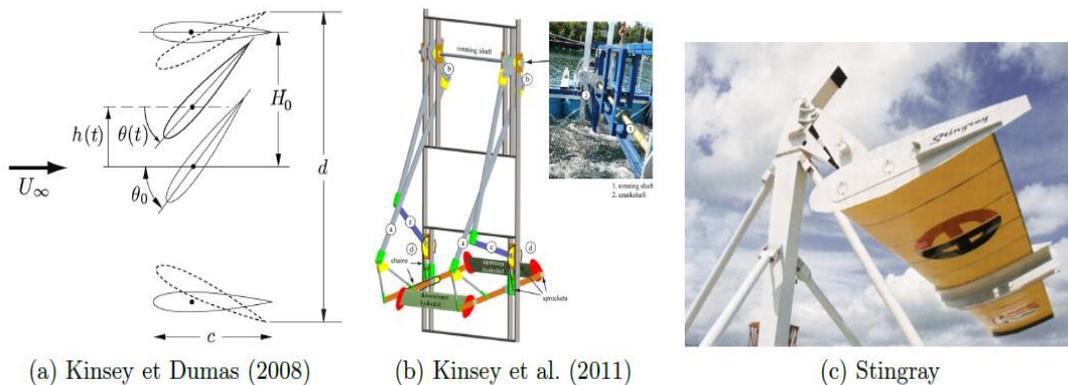
L'axe de rotation d'une turbine à axe transverse est perpendiculaire à la vitesse du fluide amont et parallèle à la surface libre. Leur fonctionnement est globalement le même que les turbines à axe vertical, parfois les deux catégories sont regroupées sous le terme de « turbine à flux transverse ». Du point de vue hydrodynamique, des différences apparaissent entre turbines à axe vertical et à axe transverse lorsque les effets de la gravité, de la surface libre ou du gradient de profil de vitesse amont sont pris en compte. Les roues à aubes sont un type particulier de turbine à axe transverse. Mues par la force de traînée, les pales ne sont immergées que durant une fraction de leur révolution. Ainsi, la résistance de l'air étant faible devant la force de traînée générée par l'écoulement d'eau, un couple positif est transmis à l'arbre de la roue. Cependant, notamment du fait de leur faible rendement, à l'heure actuelle et à la connaissance de l'auteur, il n'y a plus de développement de prototype d'hydrolienne à roue à aube. Les turbines transverses mues par la portance sont, elles, totalement immergées. Elles sont particulièrement adaptées aux rivières larges avec peu de fond, comme la turbine RiGen développée par ORCP ( II.84a), qui est constituée de rotors Gorlov montés « en série » sur un même arbre de transmission ou encore la turbine de Noa ( II.84b) qui possède une génératrice centrale et un rotor en H de chaque côté.



**Figure II.84 :** Exemples d'hydroliennes à axe transverse. (a) : turbine RiGen de ORCP 80kW, (b) : turbine de noa 0.5kW.

### II.5.3.4) Turbines à aile oscillante :

La turbine à aile oscillante est un concept radicalement différent des turbines vues dans les catégories précédentes. En effet, les pales ne sont pas entraînées en rotation autour d'un axe. Comme pour les autres types d'hydroliennes, le concept a été pensé pour une application à l'éolien (McKinney et DeLaurier, 1981). Plusieurs variantes de cinématique existent. Dans celle étudiée numériquement par Kinsey et Dumas (2014), les pales ont un mouvement combiné de rotation et de translation dans un plan orthogonal au vecteur vitesse amont (Figure II.85a). Un mécanisme permet de transmettre la puissance captée par l'aile à un arbre de transmission. Un prototype a été testé par cette même équipe de recherche (Kinsey et al., 2011) (Figure II.85b). La société EB Ltd (2005) a développé et construit un prototype de 150kW (Figure II.85c) mais les tests non pas été jugés concluants. Les rendements des prototypes encore modestes et le coût élevé lié à la technologie nouvelle font que le modèle économique reste difficile à trouver pour cette turbine innovante.



**Figure II.85 :** Cinématique de l'aile oscillante étudiée par Kinsey et Dumas (2008) (a), prototype testé par Kinsey et al. (2011) 2kW (b) et turbine Stingray de EB Ltd (2005) 150kW (c). [43]

### **II.5.4) Principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement d'une hydrolienne est simple on place des hélices ou des turbines dans l'axe des courants des marées pour capter l'énergie que ces dernières peuvent fournir. Le courant va faire tourner l'hélice de l'hydrolienne qui va transformer l'énergie mécanique en énergie électrique par l'intermédiaire d'une génératrice. Cette électricité est ensuite acheminée par des câbles reliés au rivage jusqu'à différents points de distribution. [44]

### **II.6) Turboréacteur :**

#### **II.6.1) Définition :**

Un turboréacteur est un moteur qui permet de transformer de l'énergie potentielle, Chimique contenue dans un carburant en énergie cinétique permettant de générer une force de réaction dans le sens opposé à l'éjection. Les turboréacteurs sont utilisés sur tous les avions civils et militaires moyens et gros porteurs, car ils sont les seuls à pouvoir atteindre des vitesses transsoniques (entre Mach 0,8 et Mach 1) de manière économique.

Un turboréacteur fonctionne sur le principe d'action-réaction. La variation de vitesse de l'air entre l'entrée et la sortie du réacteur crée une quantité de mouvement (Dénommée poussée) vers l'arrière du moteur qui, par réaction, d'où le terme de moteur à réaction engendre le déplacement de l'avion. [45]

#### **II.6.2) Historique :**

Les turboréacteurs d'avion sont apparus en Europe au début du 20<sup>ème</sup> siècle. Coanda présente le premier avion à réaction au salon du Bourget de 1910, puis le français Guillaume dépose en 1921, le premier brevet concernant « la propulsion par réaction sur l'air ». Les premières véritables applications apparaissent dans les années 1930 avec les travaux de Frank Whittle en Angleterre et de Hans von Ohain en Allemagne. Ces premiers moteurs étaient munis de compresseurs centrifuges qui présentent l'inconvénient de nécessiter un moteur de grand diamètre. Les compresseurs axiaux, qui autorisent une section frontale plus restreinte, sont alors introduits par Franz en 1940 et les premiers turboréacteurs construits en série sont utilisés à la fin de la seconde guerre mondiale. Après la guerre, l'utilisation des turboréacteurs s'intensifie et s'étend à l'aviation civile ; le premier vol commercial a lieu en 1952.

Le développement des turboréacteurs se poursuit alors jusqu'à nos jours dans une recherche de meilleures performances et de réduction du niveau de bruit. Ce développement est marqué de deux ruptures technologiques majeures conduisant aux architectures actuelles. Dans les années 1960, apparaissent les moteurs dits double corps qui comportent deux rotors indépendants entraînés à des vitesses de rotation différentes. Puis, les années 1970 marquent l'apparition des architectures dites double flux qui consiste à séparer le flux d'air pour n'en

enflammer qu'une partie et augmenter ainsi le débit de gaz tout en limitant la consommation de carburant. [46]

### II.6.3) Les différents type de réacteur :

Il existe quatre types de moteurs à réaction encore utilisés de nos jours sur des avions :

- Le turboréacteur mono flux
- Le turboréacteur double flux séparés
- Le turboréacteur double flux mélangés.
- Le statoréacteur

Vous remarquerez que nous n'incluons pas le pulsoréacteur, moteur à réaction qui fut utilisé principalement par les V1 de l'Allemagne Nazi pour sa facilité de construction et son coût peu élevé. Ce type de moteur à réaction n'a connu aucune autre utilisation (si ce n'est dans l'aéromodélisme).

#### II.6.3.1) Turboréacteur mono flux :

Le turboréacteur mono flux ou encore simple flux. Dans ce turboréacteur, l'air entre dans la soufflante en un seul bloc, subit les étapes de la combustion décrites précédemment et en ressort toujours en un seul bloc. Cependant ce turboréacteur était très bruyant et avait une faible espérance de vie car il surchauffait, n'ayant pas de système de refroidissement performant.

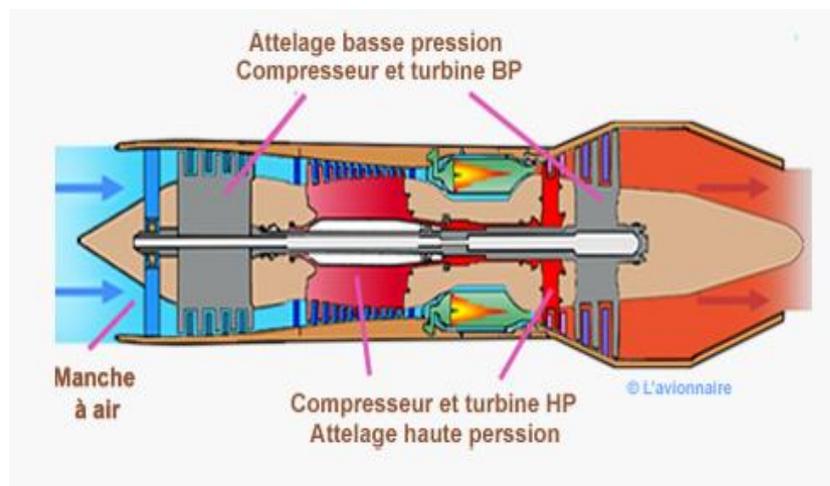


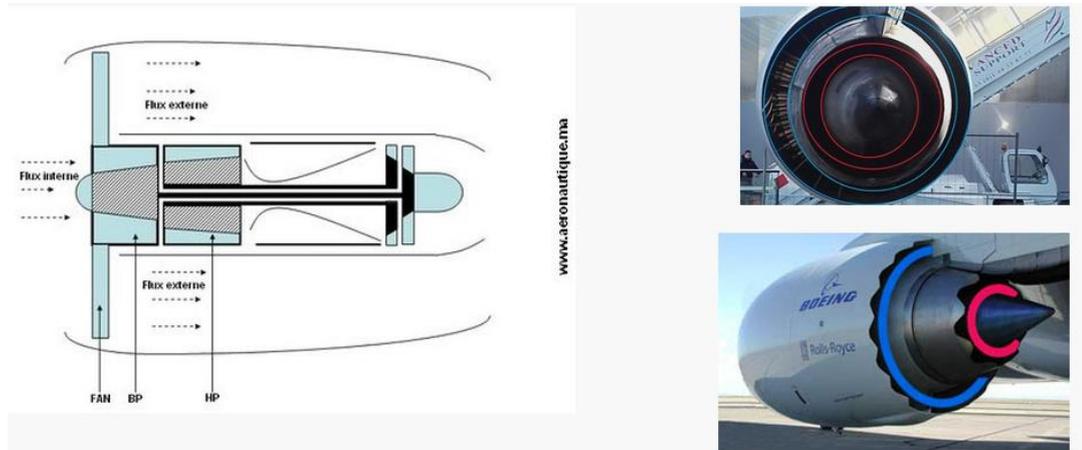
Figure II.86 : Turboréacteur mono flux.

#### II.6.3.2) Le turboréacteur double flux séparés :

Le turboréacteur double flux séparés remplace le turboréacteur mono flux dans les années 60. Il a l'avantage de faire beaucoup moins de bruit mais également d'avoir une plus grande durée de vie. Dans ce turboréacteur, l'air qui entre dans la soufflante est divisé en deux flux. Le premier, appelé flux interne ou flux chaud, subit les étapes de combustion comme dans un réacteur mono flux tandis que le second, appelé flux externe ou flux froid, refroidit le turboréacteur et fournit la majeure partie de la poussée. Il représente d'ailleurs 85% de la totalité de l'air. Les

deux flux d'air sont rejetés séparément à l'arrière du turboréacteur, le flux externe étant expulsé à une vitesse supérieure au flux chaud ralenti par les compresseurs et les turbines. Le turboréacteur double flux séparés est le moteur utilisé par tous les avions commerciaux.

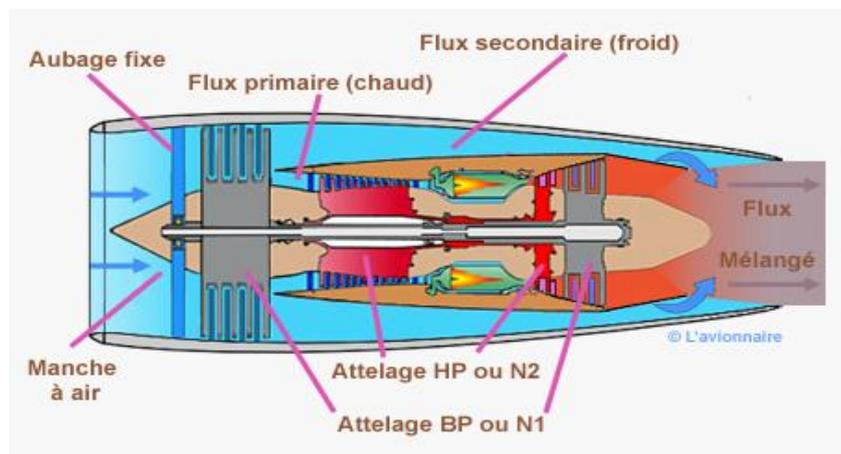
On appelle taux de dilution le rapport entre la masse d'air froid et d'air chaud.



**Figure II.87 :** Sur les deux photos de droite, vous pouvez voir un turboréacteur double flux séparés avec en bleu l'air froid et en rouge l'air chaud.

### a) Turboréacteur double flux mélangés :

Le turboréacteur doubles flux mélangés, fonctionne exactement comme le turboréacteur doubles flux séparées. Cependant, à la fin de la combustion du flux primaire, les deux flux se rejoignent et se mélangent dans la tuyère avant d'être éjectés. Ce procédé favorise la poussée de l'appareil.



**Figure II.88 :** Turboréacteur double flux mélangés.

### II.6.3.3) Le statoréacteur :

Un autre type de réacteur est le statoréacteur. A la différence du turboréacteur, il ne comporte aucune pièce mobile telle que la soufflante, les compresseurs ou les turbines. La forme spécifique de son manche d'entrée permet de compresser l'air à la place des

compresseurs équipés par les turboréacteurs. Le statoréacteur n'a pas besoin de turbines puisque ces dernières ne servent qu'à faire tourner soufflante et compresseurs.

Cependant, le statoréacteur n'étant pas équipé de soufflante, il ne peut pas aspirer l'air et donc fonctionner à vitesse nulle, c'est à dire faire avancer un véhicule à l'arrêt. Le véhicule doit atteindre la vitesse de 200 km/h grâce à un autre moteur pour que le statoréacteur puisse se mettre en route.

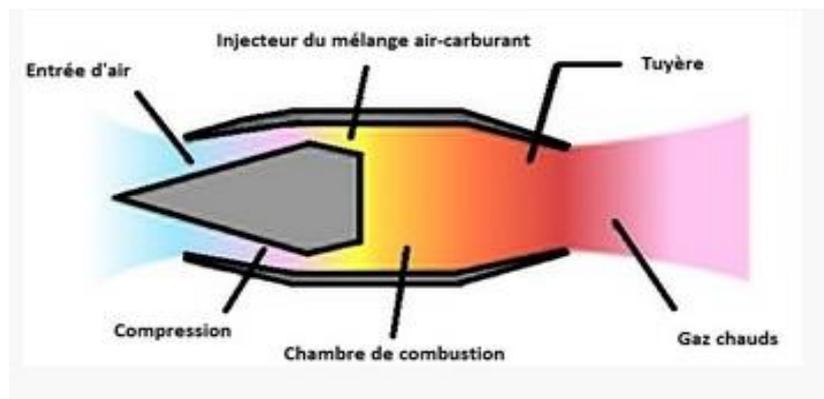


Figure II.89 : Le statoréacteur.

### II.6.4) Principe de fonctionnement :

Nous allons tout d'abord nous intéresser au fonctionnement du moteur à réaction. Il faut savoir qu'il existe plusieurs types de moteurs à réaction qui possèdent chacun des caractéristiques spécifiques. Nous allons ici vous présenter le fonctionnement de base d'un turboréacteur puis nous établirons les différences entre ce type de réacteur et les autres.

Un turboréacteur est composé de quatre parties : l'admission de l'air, sa compression, sa combustion et enfin son éjection.

Afin d'expliquer le plus simplement possible le fonctionnement d'un réacteur, nous allons suivre le trajet de l'air dans le réacteur.

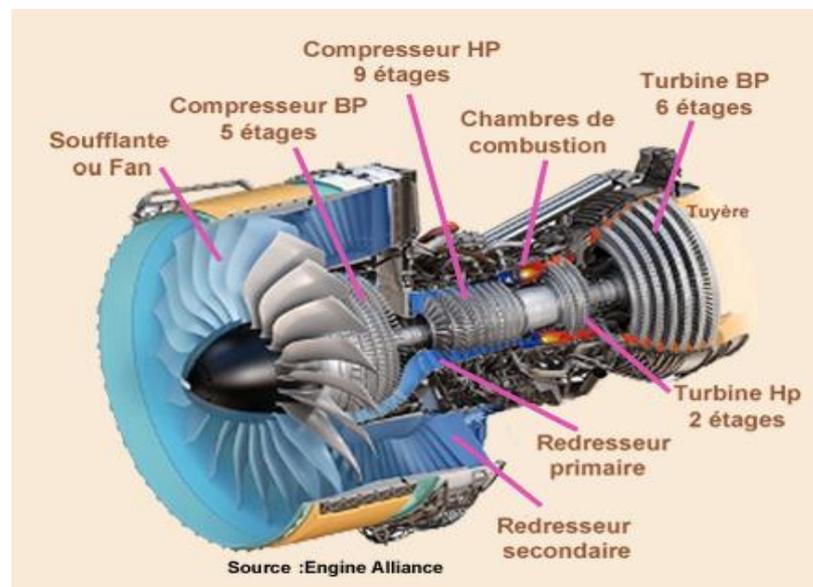
Quand l'air entre dans le réacteur, elle entre d'abord en contact avec une hélice appelée soufflante. Cette hélice permet d'accélérer et de comprimer l'air.



Figure II.90 : hélice ou soufflante.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

L'air entre ensuite dans les compresseurs. Un compresseur est, comme son nom l'indique, un système destiné à augmenter la pression de l'air. En effet l'air doit être à une pression et à une température relativement élevée afin de pouvoir servir de comburant. Un compresseur est constitué de plusieurs rangées d'aubes. On trouve deux types d'aubes disposées en alternance, de rangée en rangée. On a d'abord des aubes mobiles, appelées rotor, qui aspirent et accélèrent le flux d'air en le déviant par rapport à l'axe du moteur. Chaque rangée de rotors est suivie par une rangée d'aubes fixes appelées redresseurs ou stators qui redressent le flux d'air dans l'axe en transformant une partie de sa vitesse en pression. Dans un turboréacteur s'enchaînent le compresseur basse pression (BP) et le compresseur haute pression (HP). Le compresseur basse pression, situé en premier, est plus petit et tourne plus lentement que le compresseur haute pression.



**Figure II.91** : compresseur HP/BP

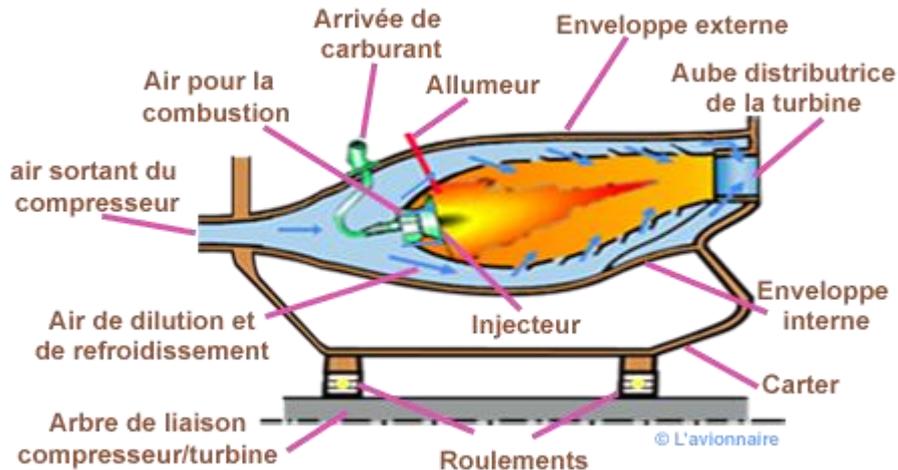
Après son passage dans les compresseurs, l'air a une pression élevée et une vitesse plus faible. Il arrive alors en chambre de combustion. La chambre de combustion a deux rôles : d'abord mélanger l'air au carburant puis enflammer ce mélange.

Dans la chambre de combustion, l'air est divisé en deux par une chambre centrale appelée tube à flammes. Une petite partie de l'air entre dans la chambre centrale afin de contribuer à la combustion tandis que le reste de l'air, appelé air de refroidissement, contourne la chambre. A l'avant de cette chambre se situe l'injecteur qui amène le carburant dans le tube. Ce carburant se mélange immédiatement avec l'air présent dans le tube. Près de l'injecteur se trouve l'allumeur qui produit la flamme nécessaire à l'embrasement du mélange.

Le tube à flammes est constitué d'ouvertures de part et d'autre qui permettent à l'air de refroidissement de se mélanger au carburant situé dans le tube. Plusieurs courants d'air ont des

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

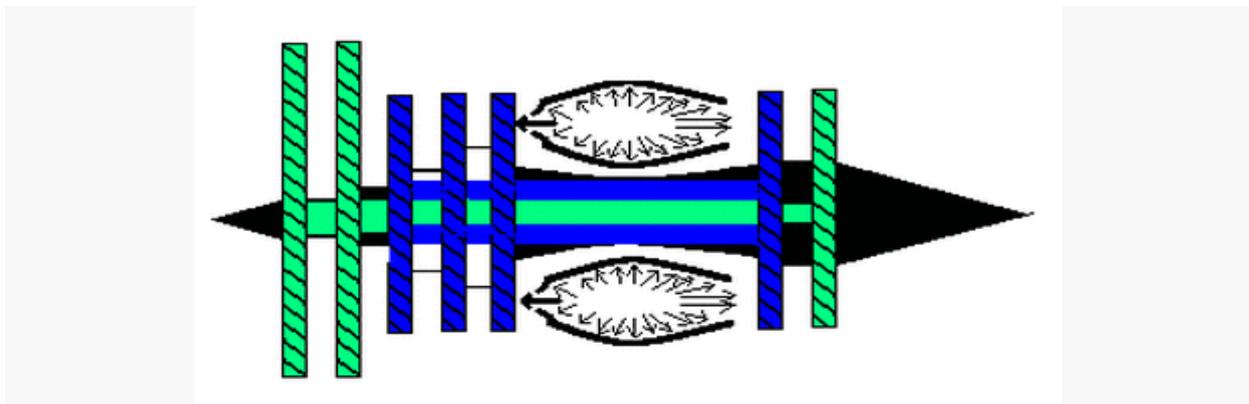
fonctions spécifiques : un courant sert à tenir la flamme de l'allumeur à une distance raisonnable de l'injecteur, un autre courant passe par des vrilles, créant ainsi un tourbillon dans le tube qui permet à l'ensemble de l'air de s'homogénéiser. Le défi des turboréacteurs actuels est de diminuer au maximum la part de carburant dans le mélange carburant-comburant c'est à dire dans le mélange kérosène-air (voir vidéo un peu plus bas).



**Figure II.92 :** Chambre de combustion.

A la sortie de la chambre de combustion, l'air entre dans les turbines. Ces turbines sont composées, comme les compresseurs, d'une turbine haute pression et d'une turbine basse pression. Ce n'est pas dû au hasard car se sont ces turbines qui servent à faire tourner les compresseurs. Ainsi la turbine haute pression est située juste derrière la chambre de combustion afin de profiter au maximum de l'énergie créée dans la chambre de combustion pour faire tourner rapidement les compresseurs haute pression tandis que la turbine basse pression, située derrière, a moins d'énergie et fait donc tourner le compresseur basse pression moins vite.

Sur le schéma si dessous vous pouvez voir en vert le couple compresseur/turbine basse pression et en bleu le couple compresseur/turbine haute pression.

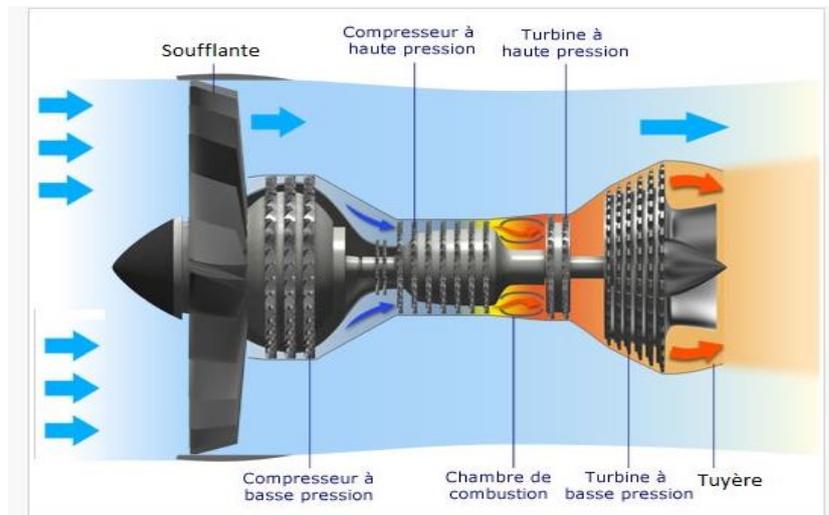


**Figure II.93 :** schéma de couple.

## Chapitre II : Etude théorique sur les turbomachines

A la sortie du compresseur basse pression, l'air chaud, réparti tout autour de l'axe central des différents éléments, converge dans un seul tube appelé tuyère. Cette tuyère permet d'évacuer les gaz chauds sous pression en leur donnant le maximum de vitesse et ainsi d'obtenir le maximum de poussée.

Pour conclure sur les différents éléments du turboréacteur, voici un schéma récapitulant les différentes parties du turboréacteur. Vous y remarquerez probablement ce flux d'air représenté en bleu qui passe autour des différents éléments internes du turboréacteur. Il s'agit d'un flux caractéristique d'un turboréacteur double flux, terme qui sera expliqué dans la partie les différents types de réacteurs qui suivent.



**Figure II.94** : schéma récapitulant les différentes parties du turboréacteur. [47]

# **Chapitre III**

## **L'état de l'art**

### **Introduction :**

Les turbomachines continueront à jouer un rôle essentiel dans l'industrie énergétique, avec des perspectives de développement pour améliorer leur efficacité énergétique et réduire les émissions de gaz à effet de serre. Donc les chercheurs ont étudié les méthodes d'améliorer l'efficacité des turbomachines. Dans ce chapitre, nous verrons quelques études pour augmenter et améliorer les gains énergétiques des turbomachines. et on va classer les thèses suivant les Technologie utiliser dans les turbomachines qui nous l'avons fait dans le chapitre précédent.

### **III.1) L'état de l'art des Différentes familles de turbomachines :**

On peut classer les turbomachines en deux grandes familles Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est dite :

- Génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide.
- Réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

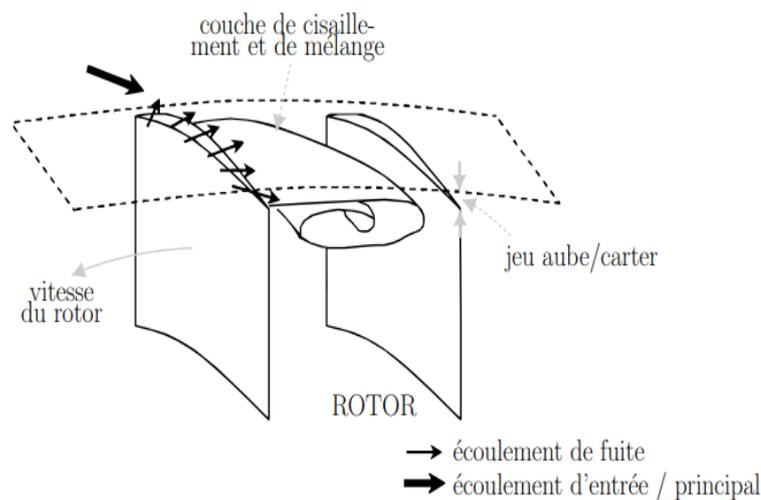
Ces thèses ce que nous verrons dans (III.1) s'implique sur tous les types des turbomachines.

#### **III.1.1) Optimisation d'aubes de turbomachines : minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter :**

Parmi les stratégies privilégiées par les constructeurs de moteurs d'avion pour améliorer le rendement global des turbomachines, la réduction du jeu radial entre les parties tournantes (rotor) et fixes (stator) est un axe de recherche prioritaire. Cependant, si cette solution diminue les pertes aérodynamiques, elle augmente aussi la probabilité de contacts entre les sommets d'aubes et le carter environnant, à tel point que ces phénomènes, auparavant considérés uniquement dans le cas de situations accidentelles, sont maintenant pris en compte dans des situations de fonctionnement normal. Pour cette raison, les interactions de contact entre les aubes et le carter doivent désormais être prises en compte dès les premières phases de conception des roues aubages.

Le contact aube/carter est un phénomène fortement non-linéaire et, à ce jour, il n'existe pas de critère pertinent permettant de discriminer les aubes selon leur sensibilité au contact. Dans une récente étude, il a été montré qu'une aube, qui avait précédemment été modifiée pour réduire sa sensibilité au contact, se différenciait principalement de l'aube initiale par sa Consommation de jeu (une grandeur caractérisant l'évolution du jeu aube/carter alors que l'aube vibre selon son premier mode de vibration). Sur base de cette observation, le présent projet de recherche a pour objectif d'étudier la relation entre la consommation de jeu d'une aube et sa sensibilité au contact.

Ce mémoire présente une procédure d'optimisation d'aube utilisant comme fonction objectif la consommation de jeu. Les paramètres d'optimisation utilisés sont les paramètres géométriques issus de la modélisation d'aube créée pour ce projet. L'algorithme d'optimisation mesh adaptive direct search est employé via le logiciel d'optimisation de boîte-noire NOMAD. La procédure d'optimisation est appliquée sur des aubes issues de la littérature. Les aubes obtenues présentent des consommations de jeu diminuées. Une analyse comparative est menée entre les aubes initiales et les aubes issues de l'optimisation en utilisant un outil de simulation de contact rotor/stator. La comparaison des résultats numériques permet de mettre en évidence la réduction des amplitudes de vibration post-contact pour les aubes issues de l'optimisation. De plus, la disparition de certaines vitesses critiques démontre bien une baisse de la sensibilité après optimisation des aubes.



**Figure III.1** : Schéma de l'écoulement de fuite. [48]

### III.1.2) Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge :

L'amélioration des performances des turbomachines passe par une maîtrise des phénomènes instationnaires ayant lieu dans ses écoulements internes. Ces phénomènes sont particulièrement intenses quand la machine fonctionne loin de son point de fonctionnement nominal. L'étude proposée ici, a consisté dans un premier temps à caractériser les écoulements se développant dans un diffuseur aubé de ventilateur centrifuge. Elle a permis de compléter des résultats antérieurs, issus de mesures par Vélocimétrie par Images de Particules (Wuibaut (2001), Cavazzini (2007)), qui ont montrés la présence d'un décollement fluctuant. Ces études avaient en particulier montré la présence d'un décollement à haut débit, sur la face en pression des aubes du diffuseur.

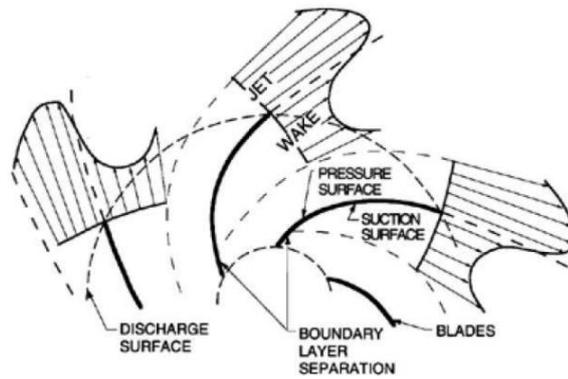
De nouvelles campagnes d'essais ont été menées. Elles ont nécessité la conception et la réalisation de nombreuses pièces d'adaptation pour permettre la mise en place de capteurs de pression sur les parois du flasque, côté carter, et sur celles des aubes du diffuseur, d'une part, et pour permettre le passage d'une sonde trois trous en entrée, en sortie, en plusieurs points d'un canal inter-aubage, d'autre part. Ces mesures ont permis d'analyser de manière détaillée la performance du diffuseur en essayant de prendre en compte les fuites apparaissant dans l'entrefer en sortie de roue mobile. Ces résultats ont montré que la performance du diffuseur était très dégradée à sur débit. L'analyse des courbes de récupération de pression a permis de montrer que le diffuseur peut se décomposer en deux parties. Dans la deuxième partie du diffuseur, la récupération de pression est similaire quelle que soit le point de fonctionnement. Le coefficient de perte semble toutefois augmenter légèrement avec le débit. Cette différence a été attribuée, soit à une mauvaise estimation des débits de fuite, soit à des potentiels effets 3D qui restent à analyser. Dans la première partie du diffuseur (en amont du col), le comportement est, par contre, fortement dépendant du débit. Alors qu'à sous-débit la récupération de pression est bonne, à sur-débit, une chute de pression importante apparaît. Elle est d'autant plus marquée que le débit est important. C'est cette chute de pression dans cette partie du diffuseur qui est responsable de la mauvaise performance de celui-ci. L'analyse des fluctuations de pression et des sondages a permis de montrer que plusieurs zones de décollement pouvaient apparaître dans le diffuseur. Un premier décollement apparaît en sortie de diffuseur. Il existe et occupe la même position quel que soit le débit. Il est clairement lié à la forme très courbée des aubes en sortie de diffuseur.

L'analyse des fluctuations de pressions a montré qu'elles étaient, de manière générale, plus importantes sur la face en pression. On a vu également qu'elles sont liées au passage des aubages et qu'elles décroissent avec la distance au bord d'attaque de l'aube, ce qui est cohérent avec les études précédentes sur le sujet. À sous débit, le niveau des fluctuations augmente face en dépression, près de l'entrée du diffuseur. Ceci peut s'expliquer par la présence d'un décollement dû à la désadaptation de l'écoulement au bord d'attaque de l'aube. Toutefois ce décollement reste d'extension limitée et n'affecte pas vraiment la performance du diffuseur. En revanche, à sur débits, les fluctuations augmentent beaucoup. L'analyse des spectres montre que ceci est dû, à la fois à une augmentation de leur niveau moyen, mais aussi à une augmentation de pics liés à la fréquence de passage des aubages et de ses harmoniques. Ces fluctuations sont clairement liées à l'apparition de la large zone de décollement déjà observée dans les études précédentes et rappelées ci-dessus. C'est cette zone décollée qui augmente considérablement les pertes en entrée de diffuseur et détériore notablement sa performance.

Afin d'essayer de limiter ces effets indésirables, une action a ensuite été entreprise pour essayer de contrôler ces décollements par des générateurs de vortex (VG) corotatifs. Plusieurs configurations ont été testées. Cinq d'entre elles utilisent deux VG placés sur la face en pression des aubes du diffuseur. La dernière ne comporte qu'un seul actionneur. Deux hauteurs de VG ont été utilisées. Ils ont été placés à 3 différentes positions sur l'aube. La configuration avec la paire de VG la plus grande et placée à 25 mm du bord d'attaque permet un gain de quelques pourcents sur la performance globale de la machine. L'amélioration des récupérations de pression sur les aubes est meilleure à mi-hauteur du diffuseur et côté carter. La comparaison de cette configuration avec des résultats de PIV obtenus précédemment dans la roue montre qu'il faut donc que l'actionneur soit assez grand (de l'ordre de la taille de la zone décollée), probablement pour être en mesure d'agir à l'extérieur de celle-ci. Ces premiers résultats encourageants laissent envisager de futurs travaux. Les premiers consisteraient en une étude plus détaillée de l'utilisation de générateurs de vortex. Avec des essais plus complets, notamment en testant d'autres configurations de capteurs (nombres plus importants) et une étude paramétrique plus fine en explorant plus de positions et de géométries d'actionneurs. Des mesures plus complètes, en réitérant les mesures de récupération de pression pour chaque configuration, pourraient également être envisagées afin d'être mieux à même d'analyser les effets des différentes configurations testées. Une fois que ce positionnement sera optimisé, une étude par PIV pourra être mise en œuvre afin de comprendre finement les mécanismes d'actions des générateurs de vortex dans la configuration retenue. Dans ce cadre, la mise en place d'un plan transverse par rapport à la vitesse débitante dans le diffuseur sera probablement utilisé. Il est clair que, compte tenu des accès optiques restreints, des dispositifs endoscopiques devront être mis en œuvre pour permettre les prises de vue des caméras.

Par ailleurs, il a été noté, que si les actionneurs amélioraient la performance à surdébits, ils la détérioraient à sous-débit. C'est pourquoi l'utilisation de moyens de contrôle actifs (jet synthétiques, jets pulsés) serait intéressante à mettre en œuvre dans un second temps, afin d'être à même de déclencher les dispositifs de contrôle uniquement dans les configurations où ils sont utiles. Dans ce cas, une étude paramétrique sur la fréquence des jets, leur phase par rapport à la position de la roue, et leur intensité seraient à mener afin d'optimiser le comportement de ces actionneurs.

Une étude énergétique sur le coût de l'utilisation de ces actionneurs comparées au gain sur la performance pourra alors être mise en œuvre pour juger de la réelle efficacité de ces dispositifs.



**Figure III.2 :** Schéma d'une structure jet-sillage en sortie de roue (Brennen (1994)). [49]

### III.1.3) Influence des pertes thermiques sur les performances des turbomachines :

Dans les turbomachines conventionnelles, l'estimation des performances (rendement, puissance et rapport de pression) se fait en général en admettant l'adiabaticité de l'écoulement. Mais, de nombreuses études ayant montré l'influence négative des échanges thermiques internes et externes sur les performances des petites turbomachines dans les faibles charges et aux bas régimes, cette hypothèse ne peut plus être recevable. L'objectif principal de cette thèse est de contribuer à lever l'hypothèse d'adiabaticité.

Une étude préalable de l'état de l'art a permis de relever les différents types de transferts thermiques dans les turbomachines et de circonscrire notre étude.

Puis, une analyse exergetique généralisée, ayant pour but la prise en compte des deux principes de la thermodynamique, a été effectuée et l'évolution de l'indice de performance caractérisant le niveau d'énergie récupérable en fonction des échanges thermiques est étudiée.

Les performances des turbomachines à fluide compressible sont généralement représentées sous forme graphique dans des systèmes de coordonnées adimensionnelles établies avec l'hypothèse d'adiabaticité. Ces cartographies couramment utilisées par les exploitants et constructeurs ne conviennent pas aux machines fonctionnant avec transferts thermiques. L'étude de la similitude des turbomachines thermiques à fluide compressible présentée dans ce travail, propose de nouvelles coordonnées adimensionnelles pouvant être utilisées aussi bien en adiabatique que dans les écoulements avec transferts thermiques.

Enfin, nous proposons un protocole de mesures et un modèle numérique pour l'évaluation des transferts thermiques dans un turbocompresseur.

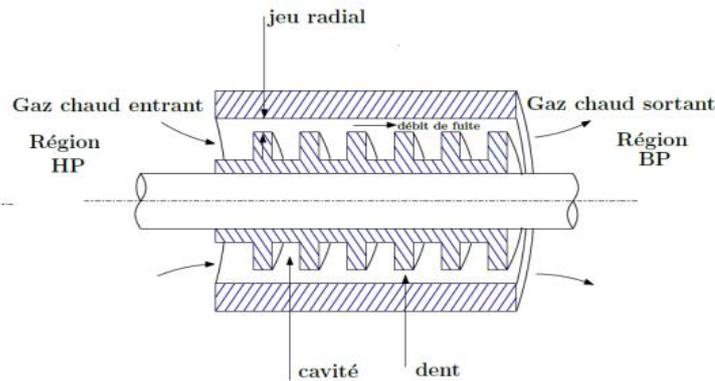
Certains résultats obtenus montrent que les performances calculées avec l'hypothèse d'adiabaticité de l'écoulement du fluide sont surestimées. Les nouvelles lois de la similitude proposées généralisent le théorème de Râteau au fluide compressible fonctionnant dans n'importe quelle condition et permettent de calculer les échanges thermiques à chaud à partir

des résultats d'essai à froid. Une donnée supplémentaire (température de refoulement) est néanmoins nécessaire pour la prédiction complète des performances et des échanges thermiques.

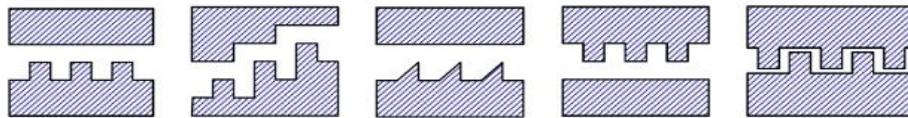
Le modèle numérique de calcul des échanges thermiques proposé donne des résultats en accord avec ceux attendus, mais nécessite des données réelles issues de mesure sur banc pour une validation complète. [50]

### **III.1.4) Etude expérimentale des systèmes d'étanchéité de type labyrinthe pour turbomachine par l'étude du contact grande vitesse :**

Une des solutions envisagées par les motoristes pour améliorer le rendement des turbomoteurs consiste à réduire le jeu en fonctionnement dans les deux systèmes d'air des turbomachines. Plus particulièrement dans le système d'étanchéité d'air secondaire, la réduction du jeu entre les parties fixes et tournantes améliore le contrôle des étanchéités du moteur et les niveaux de refroidissement entre les différents modules des turbomoteurs, mais entraînent des interactions indésirables entre les différents composants. Les systèmes d'étanchéité dynamiques sont composés de joints labyrinthes couplés à un revêtement abrasable sacrificiel en vis-à-vis, qui offre la particularité de s'user préférentiellement en préservant la majeure partie du système d'étanchéité en évitant une usure de la partie tournante. L'objectif de cette thèse est de reproduire et d'étudier, par l'intermédiaire d'un banc technologique haute vitesse spécialement conçu pour l'étude, les interactions labyrinthe-abradable appliquées au couple acier inoxydable/Al-Si 6%, dans des conditions de fonctionnement d'un turbomoteur. Une instrumentation spécifique est développée sur le banc et apporte à l'étude les données expérimentales manquantes visant à la caractérisation des interactions labyrinthe-abradable. Une analyse tribologique, basée sur le concept de troisième corps, est menée afin d'identifier les différents débits de matière puis de décrire les étapes successives des mécanismes d'usure (circuit tribologique) du revêtement Al-Si 6%. L'influence des paramètres de pilotage de l'interaction et de la géométrie du joint a été étudiée. Enfin, une étude statistique basée sur l'iconographie des corrélations, permet de modéliser le comportement global du système labyrinthe-abradable, d'identifier les paramètres influents du système et d'apporter des critères pour une potentielle surveillance des interactions. Ces travaux de thèse ont été réalisés dans le cadre d'une collaboration entre TURBOMECA Bordes (groupe SAFRAN), et le Laboratoire Génie Production (LGP) de Tarbes.



**FIGURE III.3 :** Schéma de principe d'un joint labyrinthe.



**Figure III.4 :** Géométries de joints labyrinthe, de gauche à droite : dents sur rotor, labyrinthe à étages, dents triangulaires, dents sur stator, labyrinthe emboîté. [51]

### III.2) L'état de l'art de Profile aérodynamique :

Les aubes dans les turbomachines c'est un éléments essentiels, il joue un rôle importante dans la conversion d'énergie soit dans une machine réceptrice ou génératrice, cela affecte également à la performance et le rendement, que ce soit positivement ou négativement.

Dans ce travail, nous verrons des recherche qui parlent d'améliorations des aubes afin d'améliorer l'efficacité des turbomachines.

#### III.2.1) Couplage du refroidissement interne et externe des aubes de turbine à gaz :

Dans les turbines à gaz modernes, le bord d'attaque des aubes de turbine est généralement protégé des gaz chauds environnants par des configurations de refroidissement spécifiques, communément appelées configuration de refroidissement « showerhead ». Le principal objectif de ce travail de recherche a été de fournir une meilleure compréhension d'une configuration de refroidissement adapté à un bord d'attaque de forme semi-elliptique.

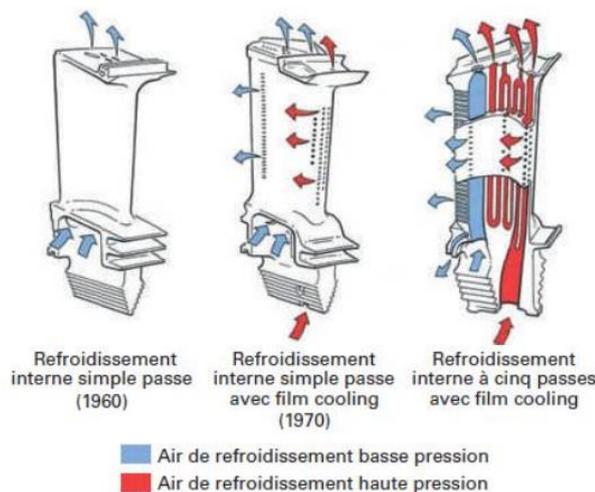
Une analyse préliminaire a mis en évidence la présence de trois mécanismes de refroidissement au sein de cette configuration de refroidissement :

- Le refroidissement amont qui a lieu à l'intérieur de l'aube,
- Le refroidissement à l'intérieur des trous qui est généré lorsque le fluide froid passe à travers les trous des injections,
- Le refroidissement par film qui a lieu sur la surface externe après que le fluide froid est éjecté des trous.

L'investigation numérique a été réalisée dans le but :

De quantifier les contributions des différents mécanismes de refroidissement et montrer comment ils interagissent dans un modèle de refroidissement, et la simulation a été conduite en utilisant le code CFX-12.0 basé sur la méthode des volumes finis. La confrontation avec les mesures expérimentales de C. Falcoz a été satisfaisante.

Les performances de la configuration de refroidissement sont évaluées par le calcul de l'efficacité globale de refroidissement ( $\epsilon$ ), qui est un paramètre correspondant à une forme adimensionnelle de la température moyenne du matériau. On a déduit que les meilleures performances de refroidissement sont obtenues pour des taux d'injection élevés ainsi qu'avec l'augmentation du nombre Mach. Les résultats numériques ont aussi montré qu'au bord d'attaque des aubes, les performances de refroidissement dépendent fortement de la conductivité thermique du matériau.



**Figure III.5 :** Évolution des systèmes de refroidissement à partir des années 1960, d'après [B. Facchini et L. Innocenti, 2005[52]]

### III.2.2) Adhérence de barrières thermiques pour aube de turbine avec couche de liaison $\beta$ -(Ni,Pt)Al ou $\beta$ -NiAl(Zr) :

Les systèmes barrière thermique sont utilisés en production depuis plus d'une quinzaine d'années pour protéger les aubes des turbines aéronautiques. Des expériences de laboratoire, des essais sur banc moteur, puis les retours d'expérience après vol, ont permis d'améliorer les performances de ces systèmes. Plusieurs équipes étudient leurs mécanismes de dégradation, l'objectif étant à terme de développer des modèles de prévision de durée de vie basés sur une description physique des phénomènes impliqués. Si de nombreuses avancées ont été réalisées, il n'en reste pas moins qu'une marge de progression existe pour exploiter pleinement les potentialités de ces systèmes barrière thermique.

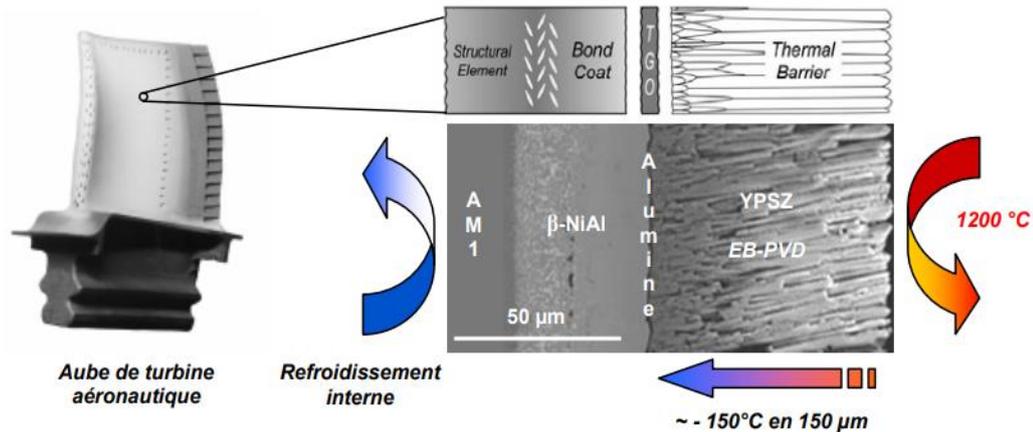


Figure III.6 : Système barrière thermique.

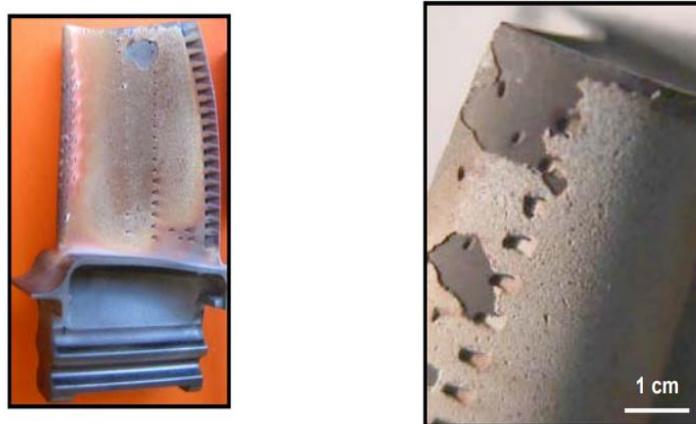


Figure III.7 : Ecaillages de la couche de céramique de systèmes barrière thermique pour aube de turbine (photos Snecma). [53]

### III.2.3) Amélioration des Performances des Pompes Centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques :

L'écoulement à l'intérieur d'une pompe est d'une grande complexité, car il dépend du temps et de trois variables d'espace. Son analyse par des moyens de calcul simples reste impossible. Des simplifications préalables à l'étude s'avèrent donc incontournables dans la représentation de cet écoulement.

En vue d'améliorer les performances d'une pompe centrifuge, nous présentons dans notre travail une analyse de l'influence de l'affutage des aubes pour différents angles de sortie de la roue. D'une part par une approche expérimentale effectuée sur une boucle d'essai, afin de déterminer les limites de l'angle de sortie, d'autre part, une simulation basée sur un calcul tridimensionnel pour la prédiction des performances de la pompe centrifuge en utilisant le logiciel ANSYS CFX.

Notre étude est une contribution qui concerne l'amélioration des performances des pompes centrifuges (AC125), au cours de l'expérimentation grâce à plusieurs essais, il se confirme que la chute des performances de notre pompe commence à partir de l'angle de sortie de la roue ( $\beta_2 = 57^\circ$ ).

Une légère amélioration de la hauteur manométrique total et de rendement par rapport à l'angle de sortie originale ( $52^\circ$ ) laisse la possibilité d'utiliser la gamme des angles de sortie de  $52^\circ$  à  $57^\circ$  dont la mesure ou l'utilisateur demande une augmentation de la hauteur manométrique totale.

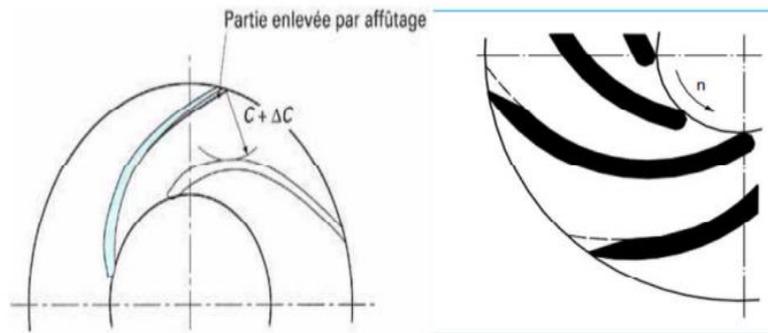
Cependant afin de valider nos résultats des tests expérimentaux nous les avons mis en confrontation avec ceux de logiciels de simulation et qui est basées sur la méthode tridimensionnelle de conception moderne pour la prédiction des performances des pompes centrifuges. La comparaison des résultats montre une bonne concordance, et les résultats des tests expérimentaux semblent encourageants, vu la validité des simulations par le logiciel ANSYS CFX.

Ces simulations nous ont permis de voir l'influence de l'angle de sortie sur les différentes courbes caractéristiques de notre pompe et on a pu déterminer ainsi l'effet des différentes pertes de charges sur les performances de la pompe ceci nous a conduit à conclure que malgré l'augmentation des hauteurs manométriques en faisant augmenter l'angle de sortie le rendement sera diminuer à partir d'une certaine valeur de l'angle de sortie. Il convient de noter que les écarts entre les résultats numériques et expérimentaux peuvent être de deux natures différentes :

a- certains écarts sont systématiques : aux moments des essais en laboratoire entourées par des incertitudes relatives aux mesures des grandeurs hydrauliques, mécaniques ou électriques imputables aux conditions d'essais

b- d'autres sont au contraire totalement involontaire et aléatoire liés aux aléas de fabrication (aléas de fonderie, précision d'usinage etc....) Cependant on aurait pu avoir d'autres résultats, avec notre travail expérimental en faisant varier n'importe quel paramètre géométrique de notre pompe, cet effet et dans le cadre de la poursuite des travaux de recherches les points suivants pourrait être investiguées :

- Faire une étude en variant deux à trois paramètres géométriques à la fois et observer leur effet sur les performances de la pompe.
- Prendre en compte de l'effet de cavitation en modélisant les résultats avec CFX Fluent.

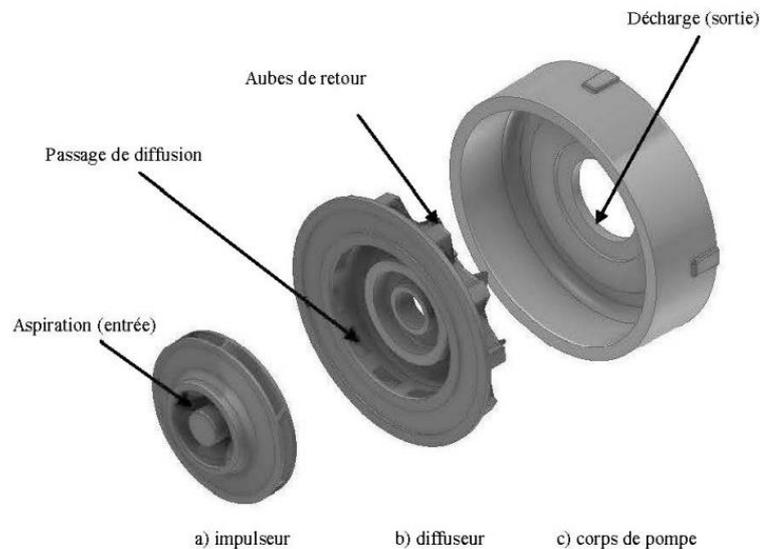


**Figure III.8:**Procédure d'affûtage. [54]

### III.2.4) Développement d'un outil numérique améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages :

Pour des constructeurs de pompes hydrauliques, la conception, la fabrication et la caractérisation des pompes centrifuges présentent toujours un grand défi. Une meilleure fabrication de ce type de pompe exige une connaissance de tous les paramètres fondamentaux des composantes de la pompe. Dans le cadre de cette recherche, il s'agissait de développer des modèles numériques fiables et précis d'un étage de pompe centrifuge multi-étage permettant d'étudier les écoulements complexes de liquide dans la pompe dans le but d'améliorer les performances des pompes centrifuges. Les étapes de conceptions pour les composantes qui forment un étage de pompe centrifuge multi-étage ont été recueillies dans diverses sources scientifiques. À partir du point opérationnel de la pompe souhaité, un système de calcul permet de fournir les paramètres dimensionnels nécessaires aux composantes de la pompe. À l'aide du logiciel commercial ANSYS-CFX, les simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'influence des paramètres géométriques des impulseurs, des diffuseurs et des aubes de retour sur les performances et les comportements d'écoulement du liquide dans les pompes. De plus, l'influence de la position relative de l'impulseur par rapport au diffuseur sur les champs de pression et de vitesse a été également examinée. La validation des modèles numériques développés a été effectuée en comparant les résultats des simulations numériques avec les résultats expérimentaux provenant du banc d'essais de pompes de Technosub. Avec ces comparaisons, les paramètres géométriques des modèles numériques furent modifiés afin d'obtenir le plus petit écart possible entre les courbes fournies par Technosub et ceux obtenus par les simulations numériques. Pour améliorer la conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage, les impacts de la hauteur des aubes de l'impulseur, le nombre d'aubes de l'impulseur, du diffuseur et des aubes de retour, l'angle de fuite de l'impulseur, et l'épaisseur des aubes de l'impulseur et du diffuseur sur les performances d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage ont été analysés. De plus, une étude sur une pompe comportant plus d'un étage a été

effectuée. Les résultats obtenus montrent que les paramètres sélectionnés affectent la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et l'efficacité d'une manière qui varie selon le cas ciblé.

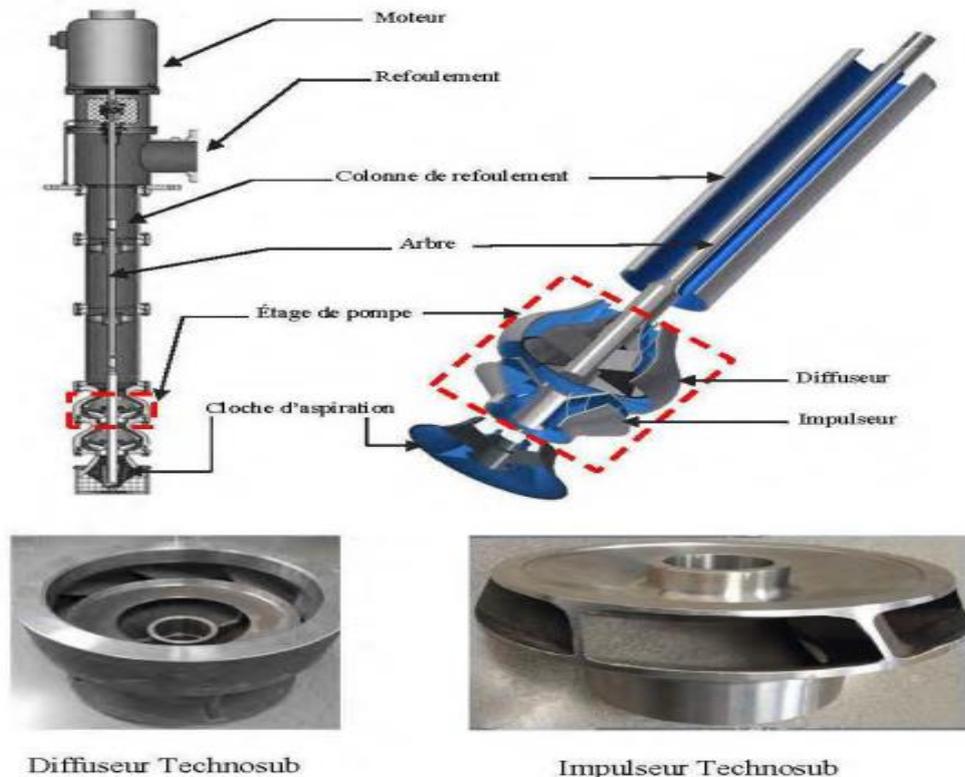


**Figure III.9:** Représentation isométrique d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage. [55]

### **III.2.5) Conception et caractérisation numérique d'une pompe à turbine Verticale de grande capacité :**

La conception et la caractérisation d'une pompe à turbine verticale de grande capacité exigent une bonne connaissance des paramètres de la pompe et de l'impact de la nature des écoulements auxquels elle est soumise. Dans le cadre de ce mémoire, il était question d'améliorer une pompe à turbine verticale (PTV) existante afin qu'elle ait de meilleures performances lorsqu'elle est soumise à un écoulement dont le fluide est de l'eau chargée de particules solides. Partant du point de conception caractérisé par un débit de 396 m<sup>3</sup>/h, une hauteur manométrique de 35 m et une vitesse de rotation de 1785 tr/min, la pompe a été classifiée comme étant de type Francis. Les approches de dimensionnement de la pompe centrifuge et de la pompe à écoulement mixte ont été combinées pour obtenir les paramètres de l'impulseur, du diffuseur et de la cloche d'aspiration. En appliquant la mécanique des fluides numériques sous le code ANSYSCFX, les résultats ont été obtenus et validés par comparaison avec les résultats expérimentaux fournis par l'entreprise Technosub. L'étude a été faite sur 2, 3 et 4 étages en analysant les champs de pression et les performances. Le modèle ainsi validé a révélé la chute drastique des performances sous l'écoulement diphasique. Une analyse de la vitesse et de la fraction de volume de chaque phase a été faite et a démontré que la géométrie de la pompe sous investigation favorise l'obturation des canaux hydrauliques. Sur cette base, deux types de géométries visant à corriger ce défaut ont été développés. Celle élargissant le canal hydraulique du diffuseur de 13,6% a été adoptée. Avec cette configuration, une nette

amélioration a été observée sur le rendement et la hauteur manométrique, alors que la puissance à l'arbre augmentait.



**Figure III.10:** Principales composantes d'une PTV. [56]

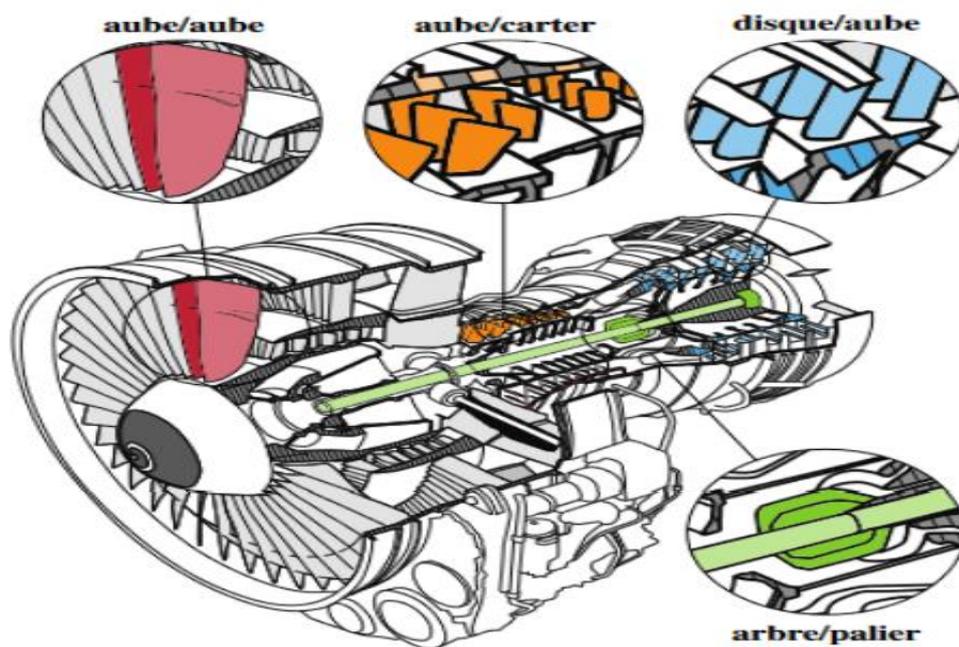
### III.2.6) Reconception d'aubes de compresseur pour l'amélioration de leur robustesse au contact :

La présence de contacts ou de frottements au niveau des interfaces non-linéaires aube/carter des turbomachines pose un défi aux ingénieurs, car cela peut générer des phénomènes vibratoires préjudiciables. Pour limiter les effets négatifs de tels phénomènes, notamment sur la durée de vie des composants, les ingénieurs ont deux axes de solutions : le développement de matériaux abrasables pour amortir les contacts et la prédiction de la réponse vibratoire par des stratégies numériques prédictives.

Dans ce but, un outil de reconception d'aube pouvant prendre en compte les phénomènes vibratoires non-linéaires a été développé par Solène Kojtych dans le cadre de sa thèse de doctorat à l'Ecole Polytechnique de Montréal. Cet outil a été utilisé pour la reconception de deux aubes de la NASA, les aubes du rotor 37 et 67, afin d'améliorer leur robustesse au contact. Les analyses des résultats démontrent que la pertinence de l'utilisation de la consommation de jeu localisée comme grandeur substitut pour l'optimisation de l'interaction au contact dépend fortement de la géométrie et de la dynamique de l'aube initiale.

Ce stage a donc pour objectif, la recherche d'autres géométries d'aubes de la NASA afin d'appliquer l'outil de reconception à une plus large gamme d'aube et de conclure sur la pertinence de l'utilisation de la consommation de jeu comme substitut de la robustesse au contact. De plus, ce travail sera l'occasion d'apporter quelques améliorations à cet outil de reconception.

La recherche de géométries d'aubes de la NASA aboutit à quarante-et-une géométries d'aubes qui permettent la génération de quarante modèles CAO d'aubes. Pour chacune de ces aubes, une page wiki publique est rédigée contenant le modèle CAO de l'aube, son maillage et ses informations mécaniques et aérodynamiques. Ensuite, plusieurs améliorations sont apportées à l'outil de reconception, notamment sur l'interpolation des variables d'empilement et sur le choix des nœuds frontières. Enfin, les consommations de jeu et réponses dynamiques de la majorité des aubes sont obtenues afin de choisir les aubes qui subiront le processus de reconception. Les résultats sur les cinq aubes testées, les aubes des rotors 37, 67, 74A3, 38 et 55, semblent démontrer que la pertinence de l'utilisation de la consommation de jeu localisée comme grandeur substitut pour l'optimisation de l'interaction au contact dépend principalement de la consommation de jeu initiale de l'aube.



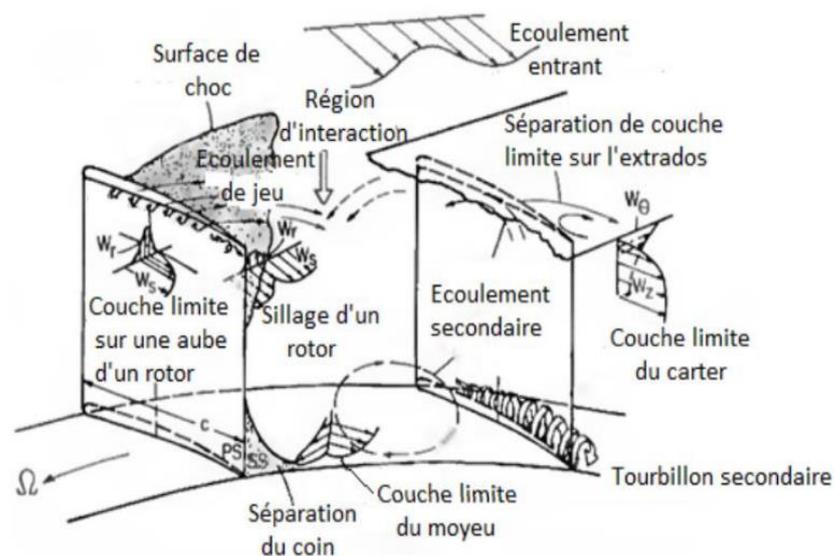
**Figure III.11** : Principales interfaces de contact dans une turbomachine. [57]

### **III.2.7) Contrôle actif du décollement dans un compresseur axial :**

Les performances aérodynamiques dans les cascades d'un compresseur axial en 3D sont principalement influencées par les écoulements secondaires, tels que l'écoulement transversal sur la paroi latérale et le décollement de coin développé entre la paroi latérale (moyeu et carter) et l'aubage. Souvent, les écoulements secondaires peuvent produire un blocage aérodynamique

et des pertes dans le passage du conduit. D'où, l'objectif de ce travail est d'effectuer une investigation numérique pour réduire le décollement de la couche limite tridimensionnelle et améliorer les performances aérodynamiques, par l'application d'une technique de contrôle actif par soufflage sur l'extrados ou sur la paroi latérale. Les calculs de l'écoulement turbulent stationnaire RANS (Reynolds averaged Naviers-Stockes) ont été effectués par le modèle de turbulence à deux équations  $k-\epsilon$  réalisable. En raison du fort gradient de pression dans la cascade du compresseur, l'option «enhanced wall treatment» a été choisi pour modéliser la couche limite développée au niveau des parois solides. Une bonne concordance est trouvée entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux, en particulier le coefficient de pression ( $C_p$ ) et le coefficient de perte de charge totale ( $\varpi$ ). Une analyse topologique détaillée a conduit à une connaissance de la structure de l'écoulement et du comportement des zones de séparation. En se basant sur cette analyse, la fente de soufflage va être localisée à un point particulier de nature duale, qui représente un nœud de séparation et un col en même temps. En outre, trois configurations de fentes de soufflage sont étudiées pour contrôler le décollement; avec une configuration sur l'aubage et les deux autres configurations sont sur la paroi latérale. La première fente de la paroi latérale est située parallèlement à la surface supérieure de l'aube (extrados), et le deuxième est située perpendiculairement à la corde axiale de l'aube.

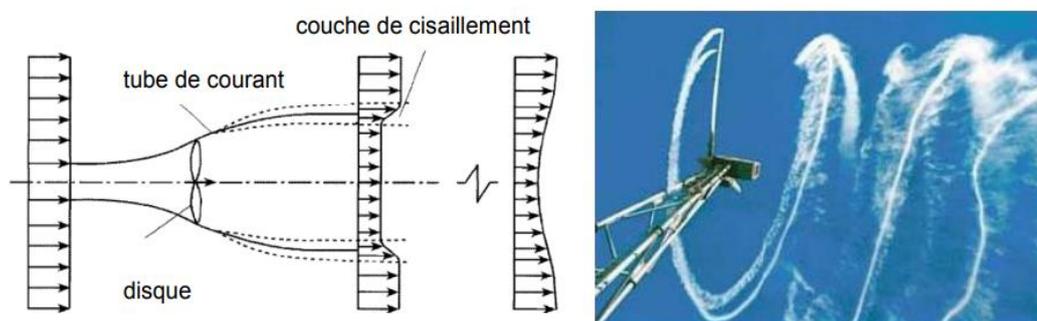
Les résultats indiquent que l'utilisation des fentes sur l'aubage et sur la paroi latérale parallèle à l'extrados n'a aucun effet sur le décollement de coin. Par contre, l'utilisation de la fente sur paroi latérale perpendiculaire à la corde axiale s'est avérée la plus efficace et le décollement tridimensionnel a disparu complètement.



**Figure III.12 :** Sources de perte dans une roue d'un compresseur axial. [58]

**III.2.8) Développement d'un modèle de surface active pour améliorer la représentation des charges aérodynamiques sur une pale éolienne :**

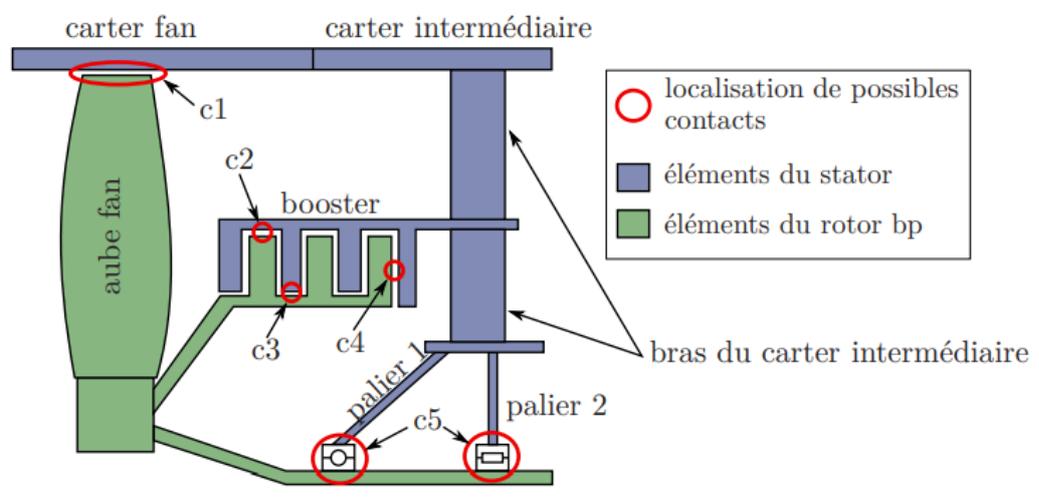
Ces travaux de recherche visent à améliorer la modélisation par surface active afin de mieux représenter l'écoulement autour d'un rotor éolien. Une étude approfondie du développement du sillage à l'aval du profil de pale et du rotor éolien est réalisée en utilisant le modèle hybride proposé. Le modèle de surface active présente un couplage entre la méthode de l'élément de pale et un solveur de Navier-Stokes, faisant appel à un calcul itératif. Dans le solveur de Navier-Stokes les forces aérodynamiques appliquées par la pale en réaction à l'écoulement sont imposées sur la surface dite 'surface active' Dans la version initiale du modèle de surface active, les forces sont principalement représentées par la force normale au profil ; force répartie comme une discontinuité de pression sur la surface. Dans cette thèse, afin d'améliorer la reproduction du comportement aérodynamique, en plus de la discontinuité de pression, les forces tangentielles sont imposées comme des termes sources au voisinage de la surface active. Dans un premier temps, la méthode proposée est validée dans le cas de l'écoulement autour d'un profil éolien. Ainsi, le champ d'écoulement calculé par la méthode proposée est comparé avec la modélisation CFD utilisant la géométrie réelle du profil et cette comparaison montre un bon accord. La comparaison avec d'autres méthodes hybrides existantes est faite et montre que l'approche proposée représente mieux le champ d'écoulement autour du profil même aux angles d'incidence importants. Ensuite, la méthode proposée est utilisée pour étudier le développement du sillage proche d'une éolienne à axe horizontal. Les résultats de calcul sont comparés aux résultats d'essais effectués dans la soufflerie d'Arts et Métiers ParisTech. Dans ces expériences, le champ d'écoulement en aval du rotor éolien est mesuré en utilisant la vélocimétrie par images des particules (PIV). La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux montre un bon accord qui confirme la validité de la méthode proposée.



**Figure III.13 :** Représentation schématique du déficit de vitesse (à gauche) et visualisation du sillage éolien (à droite). [59]

**III.2.9) Prédiction de la stabilité en contact rotor-stator dans les turboréacteurs d'avion :**

L'objectif de ces travaux est de prédire la stabilité dynamique d'un moteur d'avion de type turbofan, lors de contacts légers entre l'extrémité des aubes et le carter en regard. Une voie d'amélioration des performances des turboréacteurs d'avion consiste, en effet, à réduire les jeux entre les extrémités des aubes en rotation et le carter. Réduction qui s'accompagne d'une augmentation des possibilités de contact entre ces parties tournantes et fixes pouvant conduire à des phénomènes vibratoires instables. La démarche proposée s'appuie sur un modèle hybride qui introduit de manière simplifiée une roue aubagée et un carter flexible à un modèle de ligne d'arbres. Une formulation dite 3D du contact a également été implémentée, elle intègre la cinématique des différents organes du modèle et introduit de manière précise la géométrie locale de la zone de contact. Le comportement du modèle lors de contacts aubes-carter est alors étudié en distinguant les analyses menées en supposant un contact permanent et celles autorisant l'intermittence des contacts. Les résultats obtenus mettent en évidence l'importance des couplages introduits dans l'apparition des phénomènes instables et la pertinence de la formulation 3D dans la prédiction de la stabilité du système.



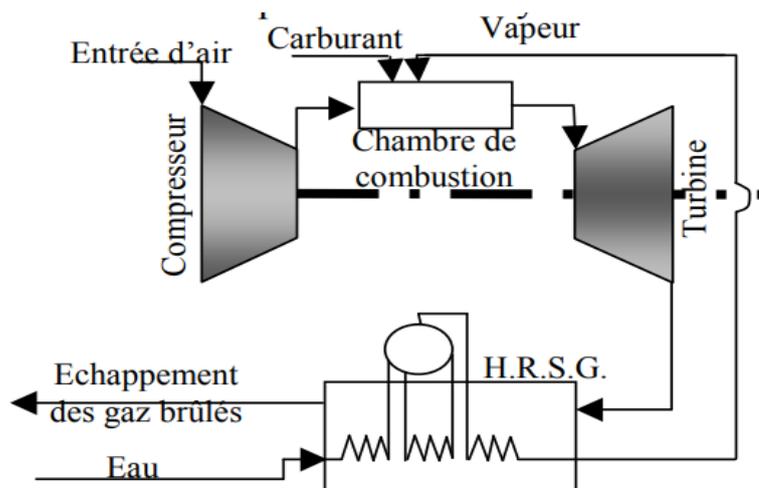
**Figure III.14:** Demi-vue schématique du module compresseur basse pression : principaux éléments structuraux et localisation des possibles contacts. [60]

**III.3) l'état de l'art des organes constitutifs :**

Dans certains cas, afin d'améliorer la performance de la machine, nous devons introduire certains éléments afin d'améliorer la performance de la machine. Il existe plusieurs éléments dont certains seront mentionnés dans cette recherche.

**III.3.1) Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion :**

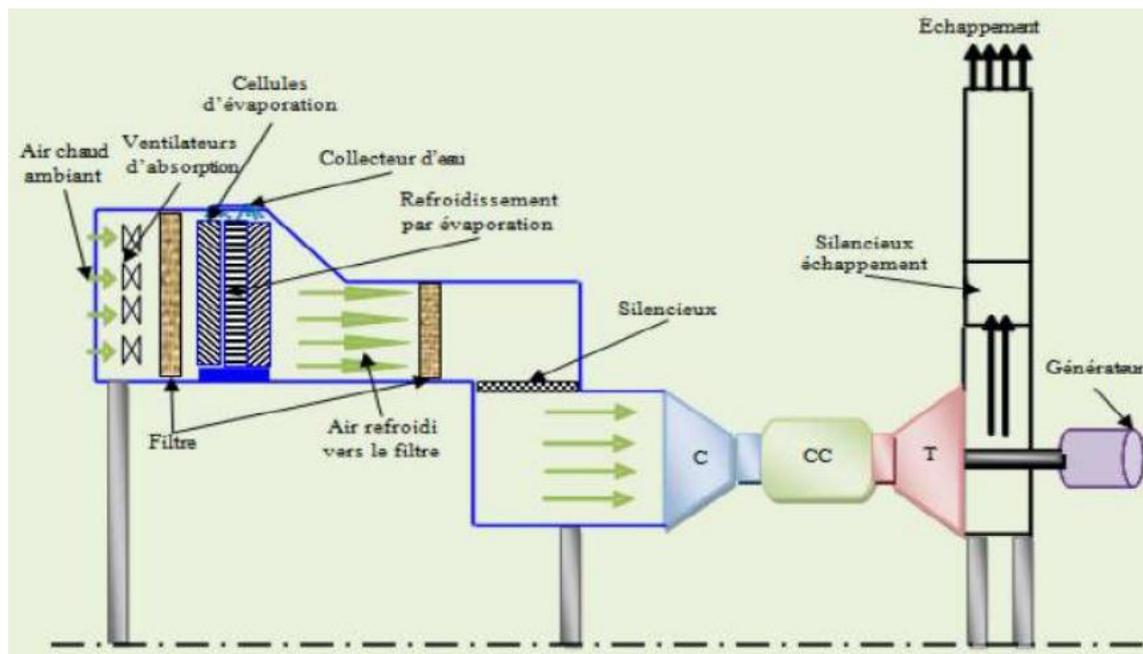
Le rôle des turbines à gaz, dans la production d'électricité, de l'industrie pétrolière et dans les réacteurs à neutrons rapides refroidis en utilisant l'hélium comme fluide caloporteur a pris une attention particulière ces dernières années. A cet effet, différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des cycles de turbines à gaz. Dans cette optique, la méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz a été proposée, étudiée et comparée avec un cycle simple. L'objectif principal de ce travail consiste à la réalisation d'un programme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les caractéristiques des différents composants de la turbine à gaz, telles que la compression, la combustion et la détente. Une fois que les paramètres de fonctionnement optimaux sont connus, le recalcul des performances de l'installation a été effectué en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Les résultats obtenus de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau et l'influence des conditions standards sur le début d'injection, selon ceux trouvés dans la littérature simulés par le code de calcul thermodynamique 'Thermoptim', sont en bonne concordance avec la variation qualitative de ces conditions, dans le cas d'un fonctionnement normal sans injection de la vapeur. Ces résultats sont représentés sous forme de courbes en deux et à trois dimensions pour une meilleure illustration des phénomènes physiques.



**Figure III.15 :** Turbine à gaz injectée par vapeur. [61]

### III.3.2) Étude de l'amélioration des performances d'un turbine à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial :

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines à gaz dans les stations de pétrole et de gaz qui sont installées au sud du pays, connu pour son climat chaud et sec ; d'où la nécessité d'améliorer les performances de ces machines. Dans ce contexte, nous avons décidé de proposer dans la présente étude, un mécanisme de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, afin d'augmenter la densité de l'air lorsque la température de l'air ambiant est très élevée, dépassant les conditions standard. C'est pourquoi, nous avons utilisé une méthode de refroidissement par évaporation pour refroidir l'air. L'étude comprend d'une part, un évaporateur particulier, où nous avons essayé de déterminer l'influence de la température ambiante et de la vitesse de l'air sur sa performance, d'autres par, le calcul des caractéristiques d'un cycle simple et d'un cycle avec refroidissement par évaporation d'une turbine à gaz, puis la comparaison entre eux. Il a été aussi question de l'impact des conditions environnementales de la température et de l'humidité sur le rendement des Tag.



**Figure III.16 :** Cycle avec refroidissement par évaporation. [62]

### III.3.3) Optimisation du carénage d'aube de turbine dans la phase de conception préliminaire :

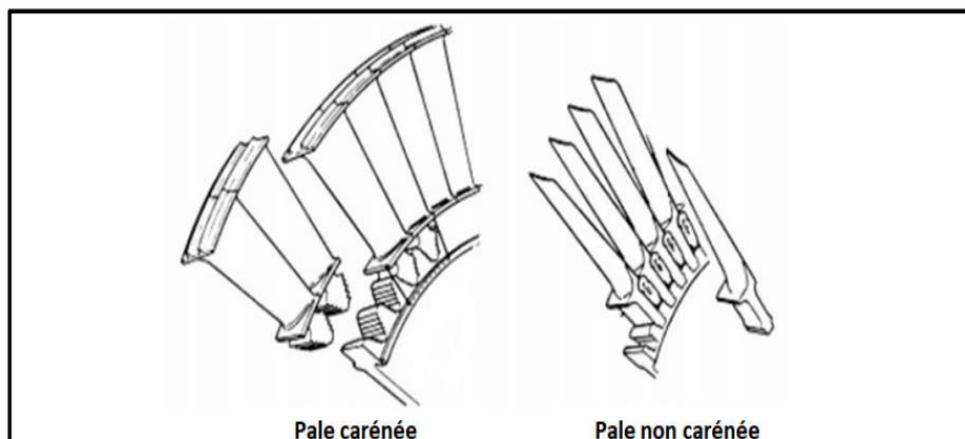
Le carénage d'aube de turbine permet d'augmenter l'efficacité aérodynamique du rotor en réduisant l'écoulement de fuite en extrémité de pale. Plus le carénage n'est grand, entre le bord d'attaque et le bord de fuite, plus l'écoulement est affaibli, mais plus les contraintes mécaniques sont importantes. Surtout deux contraintes sont impactées : la concentration de contrainte dans le rayon de raccordement entre le carénage et la pale et la contrainte sur la

surface supérieure de la pale due à la masse du carénage en rotation. Pour réduire cette première contrainte il est possible d'augmenter la valeur du rayon, cependant cela augmente la masse en extrémité de pale et donc la contrainte associée.

Dans ce contexte, ce travail de maîtrise a permis de développer une méthode permettant d'évaluer rapidement un point optimal, pour les valeurs de la taille du carénage et du rayon, respectant les contraintes associées, et ce pour tout modèle de rotor ayant une pale carénée. Cette méthode est adaptée au cadre de développement, c'est-à-dire à l'environnement du logiciel d'automatisation de conception préliminaire implémenté chez Pratt & Whitney Canada.

Le processus est le suivant : à partir d'une géométrie de rotor l'algorithme effectue plusieurs analyses mécaniques dans CATIA, ce qui permet de réaliser des interpolations et de déterminer l'espace des ensembles admissibles pour enfin extraire le point correspondant à la taille de carénage la plus grande. Les simulations reposent sur une géométrie de rotor allégée : l'aube et son carénage. Les résultats de ces simulations ont été comparés aux résultats obtenus avec la procédure usuelle : les écarts relatifs ne dépassent pas 4%, ce qui est satisfaisant pour la phase de conception préliminaire. De plus le gain de temps est considérable : 10 minutes pour le processus habituel contre 1 minute pour les simulations allégées.

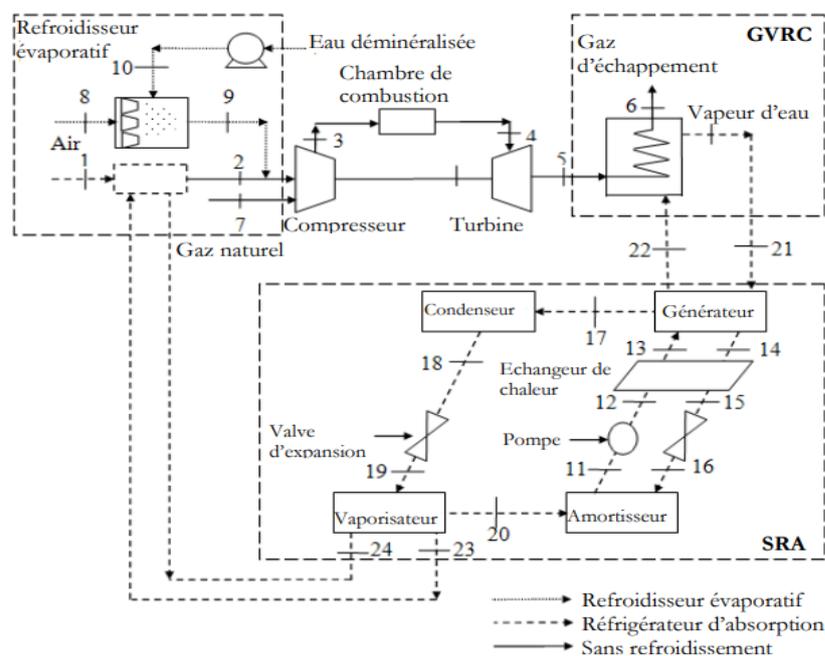
Le procédé développé montre qu'un dimensionnement local et ciblé, limitant ainsi le nombre de paramètres et de contraintes, répond rapidement et précisément au problème. Toutefois le choix des paramètres variables est crucial, d'où l'importance de l'étude de l'influence des paramètres présentée dans ce mémoire. Cette méthode d'optimisation contribue à la phase de conception préliminaire du carénage pour réduire le temps de conception et gagner en précision tout en assurant la robustesse du procédé.



**Figure III.17** : Exemple d'une pale carénée et d'une pale non carénée Tirée de Term (2010). [63]

**III.3.4) Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie Gazière en utilisant des Réfrigérateurs à Absorption actionnés par de la Chaleur Résiduelle :**

Un dispositif de récupération de la chaleur des gaz d'échappement de turbines à gaz par des réfrigérateurs à absorption d'eau/bromure de lithium (H<sub>2</sub>O-LiBr) de simple effet, est techno-économiquement évalué pour le refroidissement de l'air d'admission de turbines à gaz dans une usine de transformation du gaz naturel (UTGN). Dans des conditions climatiques extrêmes dans le golfe Persique, l'électricité supplémentaire produite par une turbine de 9 MW par réfrigération à absorption est de 5264 MWh par an, comparé à 1774 MWh pour un refroidissement par évaporation conventionnel. La période d'amortissement économique du dispositif proposé est de 3,4 ans sur la base des prix locaux actuels de l'eau et de l'électricité.

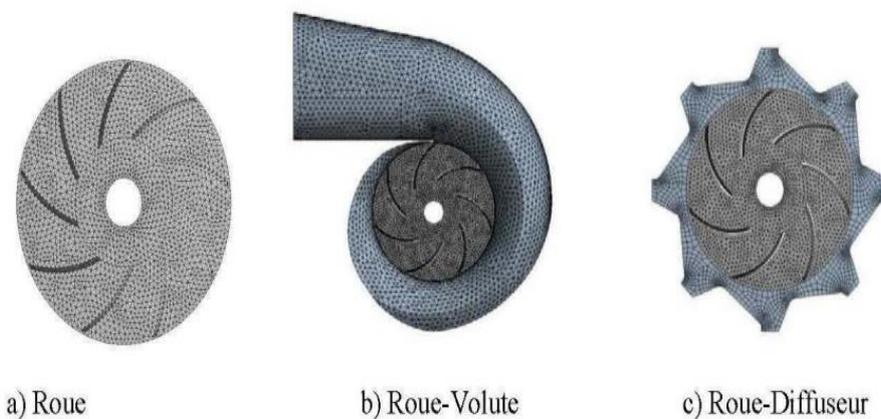


**Figure III.18 :** Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H<sub>2</sub>O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbine à gaz dans une UTGN typique. Les indices 1 à 24 se rapportent aux points d'état du système. [64]

**III.3.5) Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: Roue, roue-volute et roue-diffuseur :**

Les pompes centrifuges sont répandues pour de nombreuses applications dans l'industrie. Cependant, le processus de conception, de fabrication et de caractérisation expérimentale d'une pompe centrifuge est une tâche très fastidieuse et très coûteuse pour des fabricants des pompes: a) grand nombre de paramètres géométriques à considérer; b) moulage des composants de la pompe (roue, volute, diffuseur. .. etc.): contraction thermique et écoulement du métal liquide

dans le moule; et c) réalisation et essais des prototypes. Pour minimiser les coûts associés à ce processus tout en améliorant les performances d'une pompe centrifuge, il est question, dans le cadre de ce projet de recherche, de développer une démarche numérique fiable et précise pour étudier et analyser des écoulements complexes de liquide dans une pompe centrifuge (roue, roue-volute et roue-diffuseur) en vue d'identifier et de prédire les paramètres améliorant ses performances : hauteur manométrique, rendement et puissance. Cette démarche intègre les phénomènes physiques réels inhérents aux écoulements des liquides dans des pompes centrifuges. Pour y parvenir, les équations de continuité et de Navier-Stokes ont été appliquées pour obtenir des modèles mathématiques en tenant compte des conditions aux frontières. La turbulence des écoulements dans la roue, la volute et le diffuseur est prise en compte à l'aide du modèle k-s. Le système d'équations différentielles partielles résultant de la modélisation mathématique est résolu en utilisant la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel CFD « ANSYS-CFX » pour obtenir des modèles numériques tridimensionnels. Ces derniers permettent de déterminer la distribution de vitesse et de champ de pression dans la roue, l'ensemble roue-volute et l'ensemble roue-diffuseur. Les paramètres influençant les performances d'une pompe centrifuge ont été identifiés et prédits en effectuant des simulations numériques sur huit cas en variant : la largeur des aubes de la roue, les angles de sortie des aubes de la roue, l'épaisseur des aubes de la roue, le rayon de la volute en maintenant la même roue, le diamètre de la roue en gardant une volute constante pour assurer le bon fonctionnement de la pompe suite aux tolérances imposées, le nombre d'aubes de la roue en gardant la même volute, le nombre d'aubes du diffuseur et la largeur du diffuseur. La validation des modèles développés est réalisée en comparant les résultats des simulations numériques avec ceux obtenus expérimentalement.



**Figure III.19:** Roue, Roue-Diffuseur et Roue-Volute maillés au moyen du module Mesh-Meshing. [65]

### **III.3.6) Analyse de l'écoulement tridimensionnel et instationnaire dans un compresseur centrifuge à fort taux de pression :**

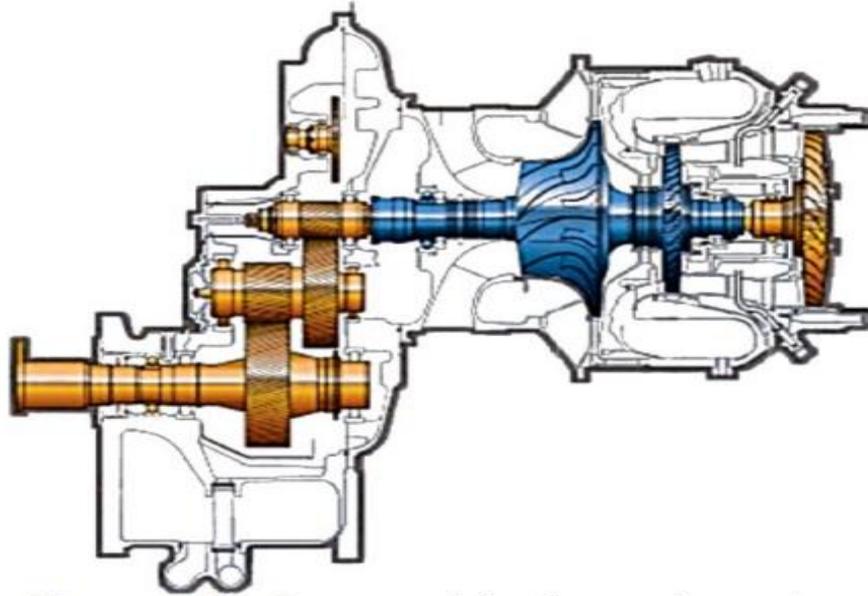
Les compresseurs centrifuges présentent un fort intérêt pour la motorisation des hélicoptères, par les forts taux de pression qu'ils autorisent, pour un encombrement et une masse réduits. L'optimisation de leurs performances se traduit par un objectif industriel de maximisation des grandeurs globales – débit, taux de pression, rendement – et nécessite la compréhension des phénomènes physiques locaux qui en sont à l'origine. Or, Les écoulements qui se développent en compresseur centrifuge sont très complexes, car fortement tridimensionnels et instationnaires. Les niveaux de turbulence sont généralement élevés et la topologie de l'écoulement, fortement influencée par les effets de viscosité. L'influence combinée des courbures imposées par les géométries, des forces d'inertie – d'entraînement, de Coriolis – et des jeux induit une forte inhomogénéité de l'écoulement dans la roue mobile. En sortie de roue, ce comportement se traduit par une fluctuation temporelle des conditions d'alimentation du diffuseur qui lui succède et rend son adaptation délicate.

Sur la base de l'expérience accumulée dans la conception des compresseurs centrifuges, notamment au cours d'études menées en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique de l'École Centrale de Lyon, un nouveau dessin de roue mobile centrifuge transsonique a été proposé par Turbo-meca. Ce dessin rompt avec les conceptions classiques de compresseurs en introduisant une géométrie à moyeu non axisymétrique. Le présent travail de recherche consiste en une évaluation expérimentale et numérique de l'écoulement qui s'y développe. Les mesures ont été réalisées par anémométrie LASER à effet Doppler bidimensionnelle, en plusieurs sections du compresseur – dans la roue mobile, le diffuseur lisse et le diffuseur aubé. Les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du code Navier-Stokes 3D elsA développé à l'ONERA, en modélisation stationnaire et instationnaire, avec différents modèles de turbulence.

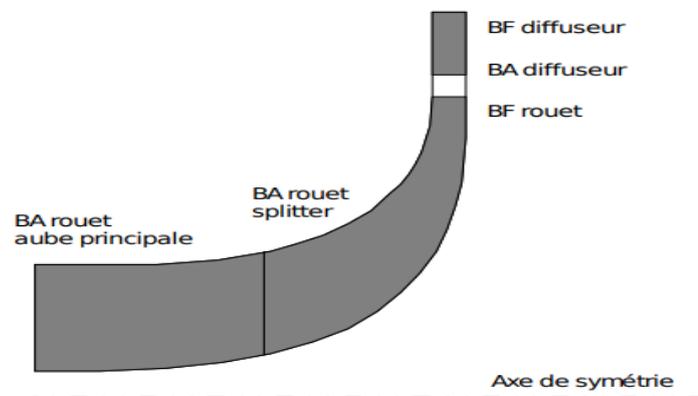
En premier lieu, les analyses ont révélé que la modification de géométrie a permis une réduction de l'intensité des structures tourbillonnaires se développant dans la roue mobile. En contrepartie, une accumulation de fluide à faible énergie au carter a entraîné une augmentation des pertes.

En second lieu, des méthodologies de traitement et d'analyse des résultats expérimentaux et numériques instationnaires ont été développées et appliquées. Elles ont permis en particulier d'isoler et de quantifier la contribution purement instationnaire de l'interaction rotor / stator. L'effet le plus marquant de cette contribution est la modification périodique de la structure de choc attachée au bord d'attaque du diffuseur aubé, à l'origine d'une augmentation sensible du

niveau de pertes, en comparaison de celui prédit par les simulations stationnaires. Un modèle analytique simple est proposé afin d'évaluer cet écart et ainsi de corriger la surestimation des performances globales du compresseur prédites par les simulations stationnaires.



**Figure III.20:** Coupe schématique du moteur Turbomeca Arrius 2F. En bleu, l'arbre sur lequel sont montées la roue mobile centrifuge du compresseur et celle de la turbine qui l'entraîne.



**Figure III.21:** Coupe méridienne d'un étage de compresseur centrifuge. L'emplacement des bords d'attaque (BA) et bords de fuite (BF) des aubes est précisé. [66]

### III.3.7) Etude numérique et expérimentale d'un compresseur aspiré :

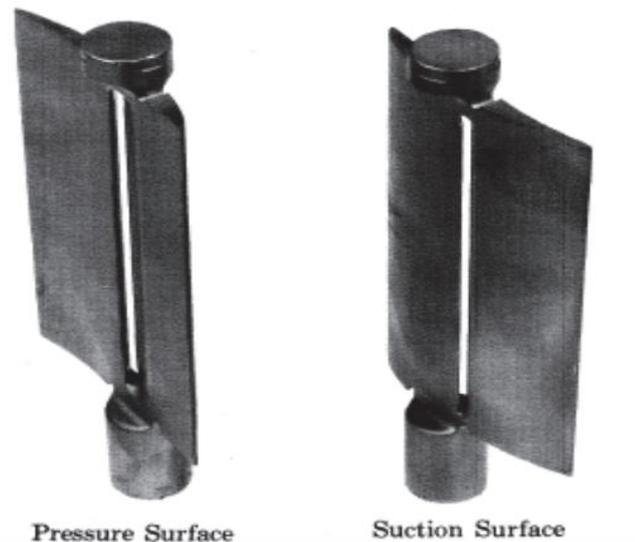
Afin d'alléger les moteurs d'avions et diminuer la consommation de carburant, les industriels tendent à rendre plus compact le système de compression de leurs moteurs, qui représente environ 40% de la masse totale. Or, à taux de compression global égal, la réduction du nombre d'étages implique une charge aérodynamique plus élevée par étage. Cela augmente d'autant les risques de décollements sur les aubes et la dégradation des performances.

L'aspiration de la couche limite sur les aubages s'est révélée très prometteuse pour supprimer ces décollements néfastes et satisfaire aux besoins de charge aérodynamique élevée. Cependant, l'aspiration modifie fortement la distribution de pression statique à la paroi des aubes, rendant les approches de conception traditionnelles inadaptées. L'objectif de ce travail de thèse est donc de proposer une nouvelle méthode et de nouveaux critères de conception d'aubages fortement chargés, intégrant l'aspiration de la couche limite.

Cette méthode repose sur une stratégie d'aspiration en deux étapes. Dans un premier temps, un contrôle passif, par courbure et diffusion, de la position du point de décollement est effectué dans le but de la rendre insensible aux conditions de fonctionnement. Dans un second temps, un contrôle actif par aspiration vise à placer la fente d'aspiration par rapport au point de décollement de manière à minimiser le taux d'aspiration nécessaire au recollement de la couche limite. Afin de mettre en pratique cette stratégie, une technique de dessin d'aubages, par prescription de la distribution de courbure de l'extrados et de la variation de section du canal inter-aubes, est ainsi développée. Associée à un outil de pré-dimensionnement rapide ainsi qu'une évaluation des pertes de pression totale incluant la présence d'aspiration, cette méthode permet ainsi de concevoir une grille de stator aspirée subsonique réalisant une déflexion fluide de 60 degrés, pour un nombre de Mach amont de 0,5, correspondant à un facteur de diffusion de 0,73. Cette performance au point nominal est obtenue avec un coefficient de pertes de pression totale de 2,5%, en aspirant 1,1% du débit entrant dans la grille. Ces valeurs peuvent néanmoins être réduites respectivement à 2,1% et 0,8% par l'emploi d'une fente d'aspiration à bords arrondis. Cette étude numérique bidimensionnelle est effectuée à l'aide du code de calcul elsA de l'ONERA.

Afin de valider expérimentalement cette méthode de conception ainsi que les outils numériques associés, une grille d'aubes plane est construite et testée à basse vitesse au laboratoire de Mécanique de Fluides et d'Acoustique de l'Ecole Centrale de Lyon. A mi-envergure, les résultats issus de l'expérience et de simulations numériques 3D confirment la pertinence de la stratégie d'aspiration et la démarche de conception adoptée. Cette confrontation met alors en évidence l'impact de la distribution du taux d'aspiration suivant l'envergure sur l'efficacité de l'aspiration. Etant donné l'importance des écoulements tridimensionnels rencontrés, une généralisation en trois dimensions de la stratégie d'aspiration est proposée et est appliquée numériquement sur cette même grille d'aubes. En contrôlant simultanément les couches limites se développant sur l'aube et sur les parois latérales du canal de compression, il est alors possible de supprimer presque totalement les décollements de coins présents dans celui-ci. En contrepartie, le taux d'aspiration voit sa valeur augmenter très

fortement, tempérant ce bénéfice. L'épaisseur des couches limites entrantes se révèle alors également être un facteur déterminant pour le succès du contrôle des couches limites par aspiration, dans un cadre tridimensionnel.



**Figure III.22 :** Exemple de stator perforé. [67]

### **III.3.8) Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage :**

Les performances du compresseur ainsi que son opérabilité sont constamment améliorées afin d'obtenir un moteur aéronautique plus efficace. En effet, lors des phases transitoires selon la trajectoire de vol d'un avion, c'est-à-dire les accélérations brusques ou les distorsions d'alimentation, le compresseur est un élément critique. Il est donc crucial de prévoir avec précision la plage de fonctionnement du compresseur dans son environnement système. Afin d'avoir une compréhension plus approfondie de l'influence des composants du moteur sur le fonctionnement du compresseur, une modélisation numérique d'un banc d'essai d'un compresseur aéronautique est proposée.

Au moyen d'un couplage 3D/1D, les conditions aux limites de la simulation CFD 3D du compresseur sont actualisées par le comportement dynamique du banc d'essai modélisé en 1D. Cette simulation entièrement couplée et intégrée permet de prendre en compte les effets instationnaires (i) de la propagation des ondes de pression le long des conduits et (ii) de la capacité volumique de chacun d'entre eux. Dans un premier temps, les performances du compresseur multi-étagé sont analysées selon l'ensemble des caractéristiques afin de les comparer aux résultats expérimentaux. Dans un deuxième temps, l'opérabilité du compresseur à proximité du décrochage des aubes tournantes est étudiée. Des phénomènes instationnaires se produisent dans le rotor du troisième étage du compresseur, l'analyse vise à mieux comprendre le début du déclenchement du pompage. Dans la troisième et dernière étape, cette instabilité

dans le compresseur est comparée avec et sans l'environnement du banc d'essai grâce à une simulation 3D d'une part et à une simulation couplée 3D/1D d'autre part. Enfin, l'analyse entre les signaux numériques et expérimentaux des capteurs de pression instationnaires confirme la pertinence de la prise en compte de tous les éléments du banc d'essai lors du déclenchement de l'instabilité du compresseur. [68]

### **III.3.9) Contribution à l'amélioration des performances d'une chaîne énergétique éolienne :**

Dans les éoliennes à vitesse variable l'amélioration du rendement énergétique nécessite des techniques de contrôle sophistiqués et robustes pour surmonter diverses contraintes, afin d'obtenir une conversion optimale de l'énergie aérodynamique. En raison de la nature changeante et instantanée du vent, la puissance de sortie d'un système de conversion de l'énergie éolienne (SCEE) est maximisée si le rotor est entraîné à une vitesse de rotation optimale pour chaque vitesse de vent. Ce résultat est obtenu avec un contrôleur de suivi du point de puissance maximale (MPPT). Au cours des années, nous avons distingué une variété d'études sur les techniques d'extraction de puissance éolienne MPPT, mais très peu des articles et des études dans la littérature donner des directives pour distinguer la technique de MPPT le plus adaptée et le plus robuste. Dans ce travail, une comparaison exhaustive des cinq méthodes MPPT a été faite. Ces techniques peuvent être classées en différentes catégories selon le cout, la robustesse, la complexité, l'efficacité. Les résultats obtenus montrent clairement la supériorité de la technique de contrôle basé sur la logique floue (FLC). En utilisant cette approche MPPT (FLC), la puissance générée par la turbine est considéré comme une source auxiliaire injectée au réseau électrique, en termes de contrôle de puissance et pour obtenir une régulation lisse et efficace de l'échange de les puissance active et réactive entre le générateur et le réseau, une commande direct de la puissance appliquée dans le convertisseur côté réseau est proposé, cette technique de commande utilisant la stratégie combinée de la modulation de largeur d'impulsion avec la commande par mode glissant d'ordre deux DPC-SOSMC-PWM. Les résultats de la simulation montrent l'efficacité et la fiabilité de la stratégie de contrôle proposée dans cette thèse.



**Figure III.23 :** Aérogénérateur à axe horizontal. [69]

### **III.3.10) Etude des tuyères composites pour une conception optimale d'une hydrolienne à axe horizontal :**

La raréfaction des ressources fossiles non renouvelables et le dérèglement climatique font de la question énergétique un enjeu d'envergure mondiale. L'exploitation de nouvelles sources d'énergie renouvelable devient alors un objectif de première importance. L'énergie produite à partir des courants marins suscite depuis quelques années un intérêt particulier. Le concept de turbine sous-marine, appelée hydrolienne, désigne le dispositif permettant de convertir l'énergie cinétique des courants marins en énergie électrique. Ce travail de recherche traite les problématiques que pose la conception des hydroliennes à axe horizontal. Il sera mis en évidence que le monde des hélices marines présente une piste intéressante pour l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes. Certains concepteurs d'hydroliennes avancent que l'ajout d'un système de carénage est favorable pour améliorer le rendement hydrodynamique. L'étude du gain hydrodynamique à encombrement constant que pourrait procurer l'ajout d'un carénage a donc été choisie comme point de départ de ce travail de recherche. Pour répondre au besoin des industriels lié à une problématique de gain de masse, les matériaux composites présentent un atout considérable en raison de leurs excellents rapports «masse/résistance» et «masse/rigidité». Une réalisation d'un carénage en matériaux composites présentant le meilleur ratio «puissance/masse» a été obtenue. Un carénage d'hydrolienne est de par sa position particulièrement confronté à des chocs. Ceci peut s'avérer très délicat car la structure composite en question est soumise à des sollicitations sévères liées à l'environnement marin. L'impact sur un carénage d'hydrolienne a été traité en détail dans ce travail de recherche.



**Figure III.24 :** Pales et tuyère en composite de l'hydrolienne et Pales en composite de l'hydrolienne.

### **III.3.11) Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies d'un carénage :**

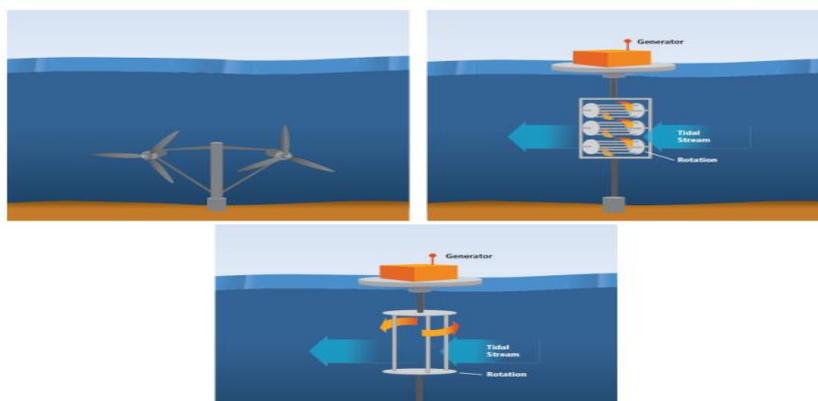
Cette thèse s'inscrit dans le cadre des énergies renouvelables au sein du programme HARVEST du laboratoire LEGI, qui consiste à développer un concept d'hydrolienne de type Darrieux. L'hydrolienne peut être équipée d'un dispositif appelé carénage afin de transformer une portion plus grande de l'énergie cinétique contenue dans le courant d'eau en électricité. Les travaux présentés se sont focalisés sur ces systèmes de carénage, autour de trois axes : l'explication du principe de fonctionnement hydrodynamique du carénage, la quantification des performances de l'hydrolienne carénée et la mise en évidence des grandeurs géométriques clés du carénage permettant d'améliorer ou d'optimiser la performance du système. Toutes les études ont été réalisées à l'aide des calculs RANS 2D et des données expérimentales mises à disposition et, comparées aux résultats obtenus pour une hydrolienne non-carénée.



**Figure III.25 :** hydrolienne carénée. [71]

**III.3.12) Énergie marine renouvelable : caractérisation des ressources hydrocinétiques en Manche et étude d'impact de la turbulence sur l'efficacité de systèmes de récupération d'énergie tidale :**

Malgré l'intérêt suscité, l'exploitation de l'énergie hydrolienne accuse toujours un sérieux retard par rapport à d'autres ressources renouvelables. Ce développement tardif s'explique d'une part par l'absence d'une méthodologie pertinente de quantification du potentiel hydrocinétique, d'autre part, par le milieu marin, jugé hostile, au sein duquel des phénomènes turbulents, appliquent des contraintes sur la structure des hydroliennes. Offrant une vision précise de l'écoulement et de son hétérogénéité spatiale et temporelle, la courantographie radar, présentée dans la première partie de cette thèse, constitue un outil puissant d'analyse de la dynamique de marée. Inédite dans le domaine des énergies marines renouvelables, elle offre une alternative probante à la modélisation numérique, souvent privilégiée bien que générant des résultats contestables compte tenu de sa conceptualisation simpliste des phénomènes réels. L'étude d'impact d'un écoulement turbulent pleinement développé sur la performance énergétique de prototypes d'hydroliennes de type Darrieus constitue la seconde partie de cette thèse. L'analyse spectrale des signaux temporels de vitesse de courant a permis de révéler les propriétés scalaires de l'écoulement. La caractérisation multi-échelle a montré que l'écoulement est animé par un processus dynamique de brisures successives des structures fluides imbriquées de taille allant de l'échelle d'injection à l'échelle de diffusion moléculaire. Enfin, le partitionnement en échelles dynamiques de la turbulence des spectres de vitesse et de puissance générée par l'hydrolienne a mis en évidence une certaine similarité entre la taille des structures tourbillonnaires qui régissent l'écoulement et les dimensions de la turbine.



**Figure III.26 :** Représentation schématique d'hydroliennes à axe horizontal (haut) et vertical (bas) (extrait de Edenhofer et al., 2011). [72]

### **III.3.13) Hydroliennes à flux transverse : développement d'un prototype HARVEST en canal :**

Les hydroliennes font partie des dispositifs innovants d'énergie qui pourraient contribuer à la diversification de la production d'électricité d'origine renouvelable. Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse avaient pour objet l'hydrolienne HARVEST, type d'hydrolienne constitué de turbines à flux transverse carénées ; il s'agissait, à partir d'un prototype complet, d'analyser l'interaction des différents phénomènes physiques mis en jeu et étudiés séparément jusqu'à lors, de valider les outils numériques développés au laboratoire LEGI et plus généralement de démontrer l'intérêt du concept. Ce prototype a été conçu, fabriqué, installé et testé dans un canal EDF à ciel ouvert situé près de Grenoble. Les résultats obtenus sont très encourageants en matière de performance énergétique, de comportement mécanique et de maîtrise de l'impact sur le cours d'eau. Ce mémoire se clôt par des conclusions d'ordre technologique des travaux présentés et sur une ouverture sur les possibilités d'industrialisation du concept. [73]

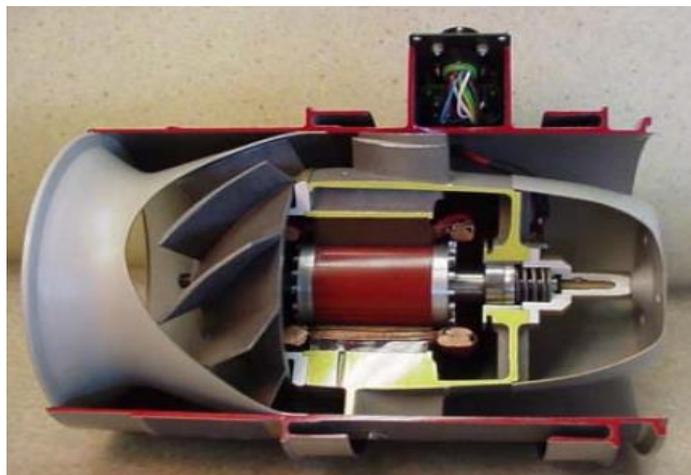
### **III.3.14) Etude et mise au point de moto-ventilateurs à hautes performances pour l'aéronautique :**

Ce travail, qui rentre dans le cadre d'un projet industriel à cours terme, concerne l'étude d'actionneurs à aimants permanents dédiés à la ventilation aéronautique. Si les moteurs à aimants permanents semblent très attractifs en termes de puissance massique lorsqu'on envisage des vitesses de rotation relativement élevées, l'analyse approfondie des solutions opérationnelles met en avant des problèmes critiques d'échauffement dans une gamme de haute fréquence. En effet, l'augmentation substantielle des vitesses de rotation de la machine et des fréquences de commutation du convertisseur associé, constitue une source non négligeable de pertes engendrées au niveau du rotor dans les parties conductrices (aimant et frette) par le biais de courants induits. Ces pertes qui détériorent fortement le rendement global de l'actionneur, et voire dans le pire des cas provoquent une rupture mécanique du rotor, doivent dans ce contexte devenir un élément prépondérant du dimensionnement afin de s'assurer de la viabilité du produit fini. Le travail présenté dans ce mémoire s'inscrit dans cette problématique à deux niveaux distincts.

Dans un premier temps, après avoir effectué une revue de détails des solutions existantes en matière de motorisation à aimants permanents adaptables à des applications de moto-ventilation embarquées, un premier volet concerne la modélisation des courants induits dans la frette et les aimants permanents constitutifs du rotor. Cette modélisation s'appuie sur le calcul analytique du champ magnétique siégeant dans l'entrefer et les parties conductrices. Un

avantage important de la méthode proposée réside dans la possibilité d'estimer rapidement ces courants induits à partir d'une représentation physique, dans laquelle autant les dimensions de la machine que les propriétés physiques des matériaux sont prises en compte. Exploité au sein d'un plan d'expériences, le modèle analytique met en évidence les paramètres structurels et physiques de la structure étudiée susceptible d'influer favorablement sur les pertes par courants induits.

Dans un second temps, conscient que la marge de manœuvre au sein d'une structure conventionnelle d'actionneur à aimants permanents en terme de diminution des pertes par courants induits reste restreinte, une solution alternative à l'application ciblée de la motoventilation concerne la définition d'une nouvelle structure d'actionneur. Cette structure repose sur une architecture de type machine à réluctance variable à laquelle on ajoute des aimants permanents logés dans l'armature statorique. Ainsi tout en bénéficiant d'une énergie spécifique des aimants qui permet d'obtenir des couples massiques intéressants, on s'affranchit des pertes par courants induits générés au rotor en l'absence de matériaux conducteurs. Après un prédimensionnement, ce concept fait l'objet d'un prototypage et d'une phase de tests afin de valider l'architecture préconisée face à une application haute vitesse.



**Figure III.27:** Coupe d'un ventilateur. [74]

### **Conclusion général :**

Les méthodes de gains d'énergie pour une machine ne peuvent pas se limiter à cette seule machine. Il est possible de l'utiliser dans une autre machine et d'augmenter l'efficacité de cette machine, d'autant plus que le monde a besoin d'augmenter les gains d'énergie au moindre coût et sans gaspiller d'énergie. Il est évident que l'économie énergétique mondiale se trouve maintenant dans une période de transition de l'époque à énergies bon marché et abondantes, à une période de contraintes imposées par les prix, la disponibilité et même par certaines conditions politiques. L'avenir n'est plus une extrapolation du passé, on prévoit par contre des changements structurels.

La demande d'énergie continuera à s'accroître, mais à des taux annuels plus réduits que par le passé. Pour sa couverture, on est pratiquement obligé d'utiliser au maximum, évidemment dans des limites de rentabilité raisonnables, les ressources existantes l'énergie hydraulique, le charbon, le gaz et le pétrole. Ce qui reste ne peut être couvert que par l'énergie nucléaire, jusqu'à l'introduction massive de l'énergie solaire, géothermique et autre.

Une attention particulière et sans concessions devrait être accordée aux contraintes imposées par la préservation de l'environnement, ainsi qu'aux mesures destinées à économiser au maximum l'énergie.

### Références bibliographiques

- [1] <https://www.studocu.com/row/document/universite-blida/turbomachine/chapitre-1-generalites-sur-les-turbomachines/57124921>.
- [2] Ecole Nationale Polytechnique : Dimensionnement d'une turbomachine génératrice d'énergie à fluide incompressible.
- [3] Ecole Nationale Polytechnique Département d'Hydraulique Projet de Fin d'Etudes.
- [4] PLUVIOSE, M., & PERILHON, C. (2002). Turbomachines. Description. Principes de base. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4280), BM4280-1.
- [5] R wikipédia .
- [6] Lainé, J. (2017). Optimisation d'aubes de turbomachines: Minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter. Ecole Polytechnique, Montréal (Canada).
- [7] PLUVIOSE, M., & PERILHON, C. (2002). Turbomachines. Description. Principes de base. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4280), BM4280-1.
- [8] MERIGOUX, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4501), BM4501-1.
- [9][10][11] Méricoux, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4500), BM4500-1.
- [12] MERIGOUX, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4501), BM4501-1.
- [13] Service de réanimation polyvalente, CHRU et université de Lille-II, 59037 Lille cedex, France Disponible sur internet le 26 janvier 2007.
- [14] MERIGOUX, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4501), BM4501-1.
- [15] Méricoux, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4500), BM4500-1.
- [16] [file:///D:/toaz.info-tp-sur-compresseurs\\_pr\\_37cd3676a61ad090eedf11150fa32be1.pdf](file:///D:/toaz.info-tp-sur-compresseurs_pr_37cd3676a61ad090eedf11150fa32be1.pdf)
- [17] MERIGOUX, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4501), BM4501-1.
- [18] Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira) Faculté des Sciences et des Science Appliquées Département de Génie Mécanique, simulation numérique de l'écoulement interne dans une roue de compresseur centrifuge.
- [19] MERIGOUX, J. M. (1999). Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4501), BM4501-1.

- [20] Fraenkel, P. L. (1994). Les machines élévatoires.
- [21] Poulain, J. (1996). Pompes rotodynamiques. Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (B4300), B4300-1.
- [22] Grundfos, segment de l'industrie manuel Sur Les Pompes.
- [23] KSB Aktiengesellschaft.
- [24] Poulain, J. (1996). Pompes rotodynamiques. Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (B4300), B4300-1.
- [25] Fraenkel, P. L. (1994). Les machines élévatoires.
- [26] Poulain, J. (1996). Pompes rotodynamiques. Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (B4300), B4300-1.
- [27] Fraenkel, P. L. (1994). Les machines élévatoires.
- [28] Poulain, J. (1996). Pompes rotodynamiques. Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (B4300), B4300-1.
- [29] [https://www.academia.edu/40856600/I\\_GENERALITES](https://www.academia.edu/40856600/I_GENERALITES).
- [30] [https://www.gunt.de/images/download/hydroturbines\\_french.pdf](https://www.gunt.de/images/download/hydroturbines_french.pdf).
- [31] Giraud, M., & Silet, J. (1992). Turbines à gaz aéronautiques et terrestres. Editions TI.
- [32] METALLAOUI, N. (2017). Étude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda. Mémoire de fin d'étude de master en mécanique de option énergétique, Université de ANNABA.
- [33] <https://www.thermal-engineering.org/fr/quest-ce-quune-turbine-a-vapeur-description-et-caracteristiques-definition/>.
- [34] <https://fr.steamturbo.net/news/the-history-of-steam-turbine-parts-50050455.html>.
- [35] Raffinage-Pétrochimie-Chimie-Ingénierie ENSPM Turbines À Vapeur — Fonctionnement - Technologie – Exploitation.
- [36] <http://seme.cer.free.fr/plaisance/helices-et-propulsion.php>.
- [37] Hélices Marines Jean-Marc Laurens.
- [38] Conception d'une plateforme semi-virtuelle, pour un système éolien NOUACER Khira.
- [39] [http://www.missionenergie.goodplanet.org/uploads/2019/09/11decouverte\\_eolien\\_college.pdf](http://www.missionenergie.goodplanet.org/uploads/2019/09/11decouverte_eolien_college.pdf).
- [40] Energies renouvelables Chapitre III – Energie éolienne Charge de cours : M. BOUNNAH Younes.

- [41]. <https://www.ifpenergiesnouvelles.fr/enjeux-et-prospective/decryptages/energies-renouvelables/energie-eolienne-transformer-vent-en-electricite#:~:text=nationale%20d'%C3%A9lectricit%C3%A9>.
- [42] Intégration de l'énergie hydrolienne dans un réseau électrique.
- [43] Clemençot, Q. (2023). Optimisation d'un nouveau type d'hydrolienne à flux transverse à l'aide de modélisations numériques sous Open-FOAM (Doctoral dissertation, Université Grenoble Alpes [2020-....]).
- [44] Intégration De L'énergie Hydrolienne Dans Un Réseau Electrique univ-bejaia.
- [45] Etude et Optimisation du fonctionnement de turboréacteur double flux avec soufflante univ-ouira.
- [46] Parent, M. O. (2015). Prédiction de la stabilité en contact rotor-stator dans les turboréacteurs d'avion (Doctoral dissertation, École Centrale de Lyon).
- [47] <https://unehistoiredavions.weebly.com/le-reacuteur.html>.
- [48] Julien Lainé. Optimisation d'aubes de turbomachines : minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter. Génie mécanique [physics.class-ph]. 2017. dumas-01737838.
- [49] Par Patrick cherdieu Doctorat delivré par l'école centrale de lille Titre de la thèse : Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de Turbomachine centrifuge.
- [50] Diango, K. A. (2010). Influence des pertes thermiques sur les performances des turbomachines (Doctoral dissertation, Paris, CNAM).
- [51] Delebarre, C. (2015). Etude expérimentale des systèmes d'étanchéité de type labyrinthe pour turbomachine par l'étude du contact grande vitesse (Doctoral dissertation, Toulouse, INPT).
- [52] Couplage du refroidissement interne et externe des aubes de turbine à gaz Présentée et soutenue publiquement par :  
Melle GHEZALI Faiza.
- [53] Pierre-Yvan Théry. Adhérence de barrières thermiques pour aube de turbine avec couche de liaison  $\beta$ - (Ni,Pt)Al ou  $\beta$ -NiAl(Zr). Mécanique [physics.med-ph]. Université Joseph-Fourier - Grenoble I, 2007. Français. NNT : . tel-00258692.
- [54] Baguigui, Y. (2017). AMELIORATION DES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES CONNAISSANT LES CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUE (Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider-Biskra).
- [55] La Roche-Carrier, Nicolas (2014). Développement d'un outil numérique améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages. (Mémoire de maîtrise).

Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue. Repéré dans Depositum à <https://depositum.uqat.ca/id/eprint/585>.

[56] Singock, T. A. M. (2018). Conception et caractérisation numérique d'une pompe à turbine verticale de grande capacité (Doctoral dissertation).

[57] Lemery, A. (2022). Reconception d'aubes de compresseur pour l'amélioration de leur robustesse au contact.

[58] Thèse Présentée par DJEDAI Hayette Pour l'obtention du diplôme de DOCTORAT 3ème cycle D-LMD Spécialité : Energétique Intitulée Contrôle actif du décollement dans un compresseur axial.

[59] Memon, A. A. (2012). Développement d'un modèle de surface active pour améliorer la représentation des charges aérodynamiques sur une pale éolienne (Doctoral dissertation, Arts et Métiers ParisTech).

[60] Parent, M. O. (2015). Prédiction de la stabilité en contact rotor-stator dans les turboréacteurs d'avion (Doctoral dissertation, École Centrale de Lyon).

[61] Bouam, A., Aissani, S., & Kadi, R. (2008). Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. *Journal of Renewable Energies*, 11(2), 291-306.

[62] Bahamou, L., & Telmami, I. Étude de l'amélioration des performances d'un turbine à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial (Doctoral dissertation).

[63] Martin, S. (2020). Optimisation du carénage d'aube de turbine intégré dans la phase de conception préliminaire (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).

[64] Valerie Eveloy, Peter Rodgers, Sahil Popli. Amélioration de l'efficacité de turbines à gaz dans l'industrie gazière en utilisant des réfrigérateurs à absorption actionnés par de la chaleur résiduelle. CFM 2013 - 21ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2013, Bordeaux, France. hal-03439895.

[65] Djerroud, M. (2011). Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: roue, roue-volute et roue-diffuseur (Doctoral dissertation, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue).

[66] Rochuon, N. (2007). Analyse de l'écoulement tridimensionnel et instationnaire dans un compresseur centrifuge à fort taux de pression (Doctoral dissertation, Ecully, Ecole centrale de Lyon).

[67] Antoine Godard. Etude numérique et expérimentale d'un compresseur aspiré. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2010. Français. NNT : 2010ECDL0033. tel-00728814.

- [68] Rojda, L. (2020). Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage (Doctoral dissertation, Université de Lyon).
- [69] Billel, M. (1955). Contribution à l'amélioration des performances d'une chaîne énergétique éolienne (Doctoral dissertation, These Doctorat, université Badji Mokhtar Annaba 2015.4 Wikipedia).
- [70] Mohammed, M. A. (2017). Etude des tuyères composites pour une conception optimale d'une hydrolienne à axe horizontal (Doctoral dissertation, Université de Bretagne occidentale-Brest).
- [71] Menchaca Roa, A. (2011). Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies d'un carénage (Doctoral dissertation, Grenoble).
- [72] Thiébaud, M. (2017, October). Énergie marine renouvelable: caractérisation des ressources hydrocinétiques en Manche et étude d'impact de la turbulence sur l'efficacité de systèmes de récupération d'énergie tidale. Université du Littoral Côte d'Opale.
- [73] Jaquier, T. (2011). Hydroliennes à flux transverse: développement d'un prototype HARVEST en canal (Doctoral dissertation, Grenoble).
- [74] Leroy, M. (2006). Etude et mise au point de motoventilateurs à hautes performances pour l'aéronautique (Doctoral dissertation).
- [75] A. Ronald H., « Axial-Flow Compressor Blade Profiles », dans Axial-Flow Compressors, chap. 4, ASME, 2003.
- [76] L. J. Pritchard, « An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model », dans ASME 1985 International Gas Turbine Conference and Exhibit, 1985.
- [77] T. Mansour, Implicit Geometric Representation of Gas Turbine Blades For Optimal Shape Design. Thèse de doctorat, Concordia University, 2005.
- [78] S. Y. Cho, E. S. Yoon et B. S. Choi, « A Study on an Axial-Type 2-D Turbine Blade Shape for Reducing the Blade Profile Loss », KSME International Journal, vol. 16, no. 8, p. 1154–1164, 2002.
- [79] S. Goel, J. Cofer et H. Singh, « Turbine Airfoil Design Optimization », dans ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1996.
- [80] L. Sommer et D. Bestle, « Curvature Driven Two-Dimensional Multi-Objective Optimization of Compressor Blade Sections », Aerospace Science and Technology, vol. 15, no. 4, p. 334–342, 2011.