République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia Fares de Médéa



Faculté de Technologie

Département de Genie Mecanique

Projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master

En Genie Mecanique

Option : Construction Mecanique

Contribution à l'étude énergétique et constructive d'un compresseur centrifuge multi-étages

Etudié par :

OTMANINE LOTFI

TASSIST NOUFEL

Proposé et Dirigé par :

Dr. ALLICHE Mounir

Dr. REBHI Redha

Promotion Juin 2021

REMERCIEMENTS

Tout d’abord on remercie ALLAH le Tout Puissant de nous avoir donné foi et courage pour réaliser cette modeste étude.

Nous tenons à remercier,

Dr. Alliche Mounir et Dr. Rebhi Redha, nos encadreurs qui ont joué un role trés important dans la realization de ce memoire avec leurs précieux conseils et contributions.

Nos remerciement sincere et respectueux vont également au jury de ce memoir

On aimera egalement remecier le chef de département Dr Zirari pour son aide pendant toute cette formation.

Un grand merci à tous nos enseignants et tous ceux qui ont contribué de loin ou de prés à l’aboutissement de ce travail, et en particulier, nos chers parents qui ont guère cessés de nous encourager pour finaliser nos études.

Un grand merci également à nos amis pour leur soutien.

Resumé:

L'objectif de ce memoire est de faire un calcul energetique d'un compresseur centrifuge multi-etages et developper un programme qui fait ces caculs automatiquement. Ce calcul servira de base pour le calcul de construction de dimensionnement du compresseur proposé. Ainsi, on aboutira à un design par solidworks du prototype reduit.

Une étude parametrique a été menue afin de mettre en evidence l'influence des paramètres importants sur les caracteristiques du compresseur en occurrence : les conditions d'admission, le regime de fonctionnement et le debit aspiré. Une attention particuliere a été donnée dans ce travail à trois caracteristiques importantes suivantes : la puissance absorbée, les pertes d'énergie possibles et le rendment global du compresseur centrifuge à cinq étages.

D'autre part, un stage pratique à l'entreprise SAIDAL a été effectué afin de voir le fonctionnement réel du compresseur.

Mots clés : compresseur multietage- calcul de dimensionnement- SolidWorks- turbomachines

Sommaire :

Remerciements ……	i
Resumé ……	ii
Nomenclature ……	iii
Introduction Générale ……	09
Chapitre1 : Rapport de Stage	
-Remerciement ……	10
-Introduction …….	11
-Historique de SAIDAL ……..	12
-Généralité sur la Maintenance ……	14
-Fiche Technique ……	17
-Composente du Compresseur ……	18
-Operation ……	20
-Analyse des pannes …….	21
-Exemple rapport d'inspection ……..	22
-Conclusion ……..	23
Chapitre2 : Theorie Generale	
2.1. Definitions Generales	29
-Définitions …….	
* Turbomachines	
* Grilles d'aubes	
2.2- Classifications des turbomachines ……..	31
* Selon la nature du fluide	
* Selon la trajectoire du fluide	
* Selon la fonction de la machine	
2.3- Constitution des turbomachines ……..	32
* Le distributeur	
* Rotor (Roue)	
* Diffuseur	

2.4- Théorie générale ……	33
* Conservation de la masse	
* Conservation de la quantité de mouvement	
1.5- Diagrammes des vitesses …….....	35
1.6- Théorèmed'Euler ……...	36
1.7- COMPRESSEUR CENTRIFUGE:	
-Définitions ……	38
-Fonctionnement centrifuge du compresseur ……..	38
-Dynamique des fluides des compresseurs centrifuges……	38
-Analyse des performances de compresseur centrifuge ……..	39
Chapitre 3 : Methode de Calcul	
3.A/Dimensionnement et calculthermodynamique ……	42
*Thermodynamique du turbocompresseur	
*Détermination des caractéristique principals	
*Evolution dans la roue	
*Détermination de la hauteur theoriqueexactecorrespondant a Z fini	
*Calcul du diffuseur	
*Canal du retour	
*Degré de reaction	
*Calcul du nombre de Mach entrée - sortie roue	
*Calcul de la vitesse (C0)	
*Calcul de la volute et du convergent d'entré	
*Caractéristique des 5 étages	
*Calcul de la volute de sortie	
3.B/ Calcul des pertes d'énergie ……	59
*Pertesd'Energie dans le 1er Etage	
a/Pertes hydraulique	
b/Pertes des charges singulieres dans les coudes	
c/Pertes par frottement des flasques (pertes internes)	
d/Pertes par fluide	

e/Somme des perteshydraulique et perte dans les coudes	
*Caractéristiques des 5 étages	
*Détermination des pressions et du taux de compression reels dans chaque étage	62
3.C/Calcul des rendements ……	64
*Calcul des rendements du 1er étage	
*Caractéristiques des 5 étages	
*Rendements du Turbocompresseur	
D/ Calcul des Puissances …….	67
*Puissance théorique pour un nombre d'aube infini (Z = ∞)	
*Puissance théorique pour un nombre d'aube fini	
*Puissance Utile	
*Puissance Totale	
Chapitre 4 : Algorithme et Programme	
4.1- Algorithme ……..……	69
4.2- Organigramme …….	75
Chapitre 5 : Etude parametrique	
Effet du changement de la vitesse de rotation	79
Effet du changement de la pression d'admission	80
Effet du changement de la temperature d'admission	81
Effet du changement de la temperature de sortie	82
Effet du changement du nombre d'etages	83
Conclusion Générale	86
References Bibliographiques	87

Nomenclature

s : Section …….	[m^2]
d : Diamètre……	[m]
t : Largeur de la roue…….	[m]
Z : Nombred'aubes……..	
e: Epaisseur d'aube……..	[m]
τ : Epaisseur d'aube projeté sur le diamètre……	[m]
α : Angle de construction correspondant à l'aubage……	[°]
β : Angle de construction correspondant à l'aubage…….	[°]
H : Charge idéale……	[m]
Ɛ: Coefficient de PFLE1DERER…….	
V : Vitesse statique……..	[m/s]
U : Vitesse périphérique……..	[m/s]
C : Vitesse absolue…….....	[m/s]
C1r: Vitesse radiale……..	[m/s]
C1u : La composante périphérique……...	[m/s]
W : Vitesse relative……..	[m/s]
qm : Débit massique……	[kg/s]
qv : Débit volumique…….	[m^3 /s]
qmt: Débitthéorique……...	[kg/s]
P : Pression……....	[N/m^2]
T : Température……	[°k]
ρ: Masse volumique……. .	[kg/m^3]
hp : Perte hydraulique……	[m]
hf : Perte hydraulique mécanique……. .	[m]
η h : Rendement hydraulique……	
η v : Rendement volumétrique…….	
η p : Rendement polytropique …….	
η m : Rendement mécanique…….	

η glo : Rendement globale……

π :Taux de pression……...

t : Le pas……..

X :Degré de réaction……..

M :Nombre de Mach……...

Introduction

L'objectif de ce memoire est de faire le calcul thermodynamique d'un compresseur centrifuge multi-etages et developper un programme qui fait ces caculs automatiquement et aboutir enfin à une etude paramétrique mettant en evidence l'effet des principaux facteurs operatoires.

Pour ce faire, on a divisé notre manuscrit en quatre chapitres. Dans le chapitre1, on a presenté le rapport de stage qu'on a effectué durant la preparation de ce projet de fin d'etude à l'Entreprise Nationale « groupe SAIDAL » à Medea où on s'est interessé par les turbocompresseurs du service maintenance.

Le chapitre 2 est une synthèse sur la theorie generale de turbomachines et principalement les turbocompresseurs. On y presente leurs classifications. Une attention particuliere est donnée au compresseur centrifuge ; definition et fonctionement ainsi qu'une analyse de performances.

Le 3eme chapitre a été consacré à la methode de calcul thermodynamique et de conception et dimensionnement. Un calcul des Caractéristiques des 5 étages avec un calcul de pertes d'énergie, de rendment et finalement la puissance absorbée.

Le Chapitre 4 presente un algorithme de la methodologie de calcul presenté au chapitre précedent. Un programme informatique sous MathsLab est aussi proposé afin d'exécuter des calculs automatiques permettant une etude paramétrique sur la base d'un fichier de données representant les conditions operatoires du compresseur ; à savoir : le nombred'étage (5 dans notre cas) et les caractèresitque (Pa, Ta, Ts, Qv, N ….).

Le dernier chapitre 5 est une etude paramétrique montrant l'effet des conditions operatoires (N, Pa, Ta, Ts, Z) sur le rendement et la puissance pour un taux de compression donné.

Enfin, on termine par une conclusion générale resumant les principales remarques tirées apres cette étude.

Chapitre1 :

RAPPORT DE STAGE

Chapitre1 : RAPPORT DE STAGE

RépuliqueAlgerienneDémocratique et Populaire

Ministaire de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

Université de Dr Yahia Fares de Médéa

Faculté de Téchnologie

Département de Genie Mécanique

Rapport de stage effectué du 16/05/2021 au 15/06/2021

Dans la société : **Groupe Saidal à Médéa**

Département : maintenance industrielle

Réalisé par :

-Otmanine Lotfi

-Tassist Noufel

Remerciements

Avant tout développement sur cette expérience professionnelle, il apparaît opportun de commencer ce rapport de stage par des remerciements, à ceux qui m'ont beaucoup appris au cours de ce stage, et même à ceux qui ont eu la gentillesse de faire de ce stage un moment très profitable.

Aussi, je remercie Ben Khelifa M et Mejdedoub M, nos maitres de stage qui nous ont formé et accompagné tout au long de cette periode d'expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de pédagogie.

Enfin, nous remercions l'ensemble des employés de GROUPE SAIDAL Medea pour les conseils qu'ils ont pu nous prodiguer au cours de ce mois.

1. Introduction

Du 16/05/2021 au 15/06/2021, on a efféctué un stage au sein de GROUPE SAIDAL SPA (située a la commune de Médéa wilaya de Médéa).

Au cours de ce stage, on a pu s'intéréssé au fonctionement de cette industrie, Il s'agit de resoudre, efféctuer et controler les operations de maintenance.

Plus largement, ce stage a été l'opportunité pour nous d'obtenir l'experience necessaire, de dévloper nos connaisances sur le secteur de maintenance et d'étre au courant des Nouvelles technologies et les equipements adoptés par le secteur industriel.

2. Historique de SAIDAL :

SAIDAL a été créée en avril 1982 à la suite de la restructuration de la Pharmacie Centrale Algérienne (PCA) et a bénéficié, dans ce cadre, du transfert des usines d'ElHarrach, de Dar El Beida et de Gué de Constantine. Il lui a été également transféré en 1988, le Complexe ''Antibiotiques'' de Médéa dont la réalisation venait d'être achevée par la SNIC (Société Nationale des Industries Chimiques).

En 1989 et suite à la mise enœuvre des réformes économiques, SAIDAL devient une entreprise publique économique dotée de l'autonomie de gestion.

En 1993, des changements ont été apportés aux statuts de l'entreprise, lui permettant de participer à toute opération industrielle ou commerciale pouvant se rattacher à l'objet social par voie de création de sociétés nouvelles ou de filiales.

En 1997, la société SAIDAL a mis enœuvre un plan de restructuration qui s'esttraduit par sa transformation en groupe industriel regroupant trois filiales (Pharmal, Antibiotical et Biotic).

En 2009, SAIDAL a augmenté sa part dans le capital de SOMEDIAL à hauteur de 59%. En 2010, elle a acquis 20 % du capital d'IBERAL et sa part dans le capital de TAPHCO est passée de 38,75% à 44,51%. En 2011, SAIDAL a augmenté sa part dans le capital d'IBERAL à hauteur de 60%.

En janvier 2014, Saidal a procédé par voie d'absorption, à la fusion de ses filiales détenues à 100% : Pharmal, Antibiotical et Biotic.

SAIDAL est une Société par actions, au capital de 2 500 000 000 dinars algériens. 80 % du capital du Groupe SAIDAL sont détenus par l'Etat et les 20 % restants ont été cédés en 1999 par le biais de la Bourse à des investisseurs institutionnels et à des personnes physiques.

Organisé en Groupe industriel, SAIDAL a pour mission de développer, de produire et de commercialiser des produits pharmaceutiques à usage humain.

Le Groupe SAIDAL a pour objectif stratégique de consolider sa position de leader dans la production de médicaments génériques et de contribuer à la concrétisation de la politique nationale du médicament mise enœuvre par les pouvoirs publics.

La qualité d'entreprise publique confère à SAIDAL une double vocation :

•Assurer son autonomie financière et sapérennitéensauvegardantseséquilibres financiers, enveillant à amélioreren permanence la compétitivité de sesproduits, à réalisersesobjectifs de croissance et à développer ses ressources humaines.

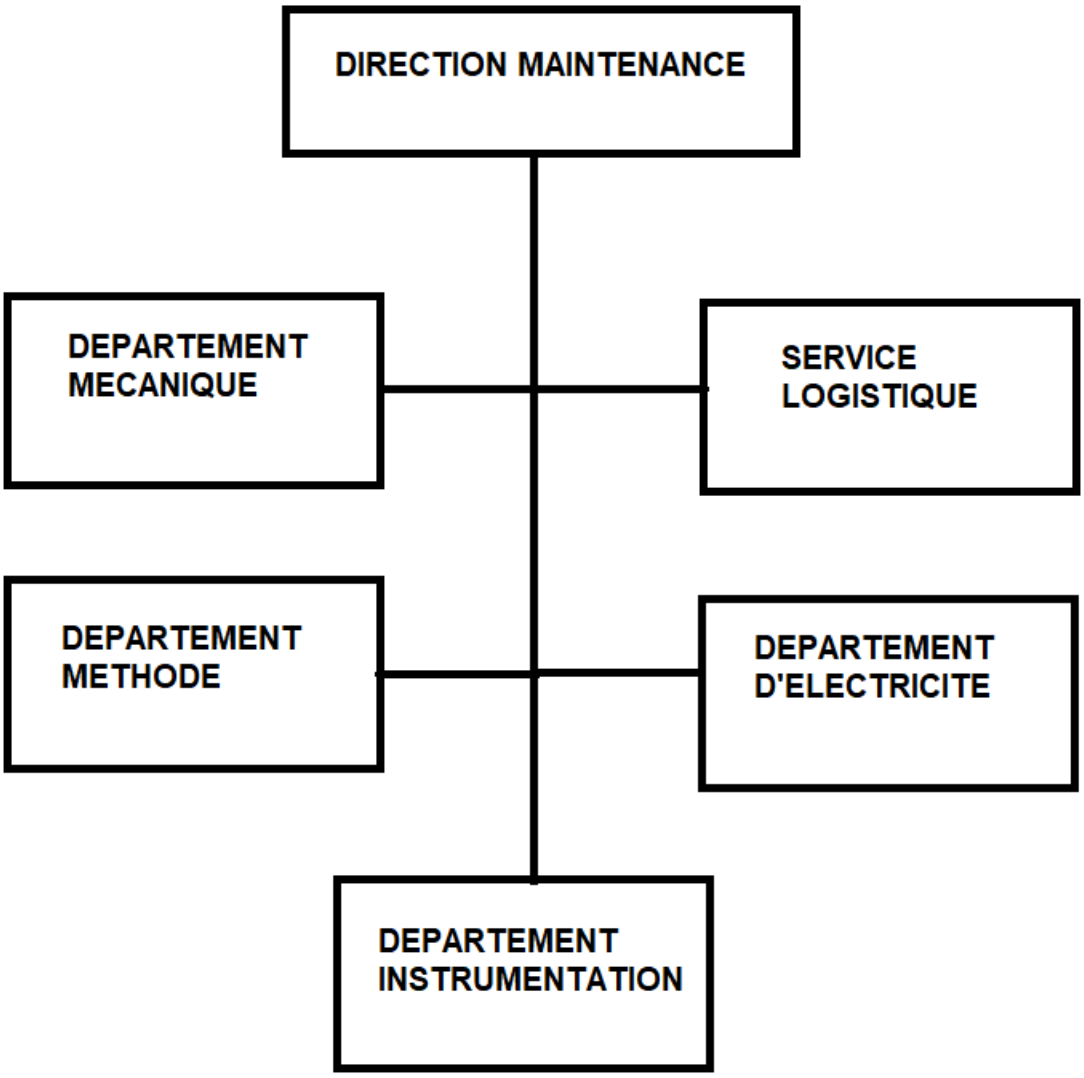
•Réaliser les objectifs qui lui sont assignés par l'Etat, en sa qualité d'actionnaire principal.

Au titre de sa mission première, SAIDAL a défini les lignes d'actions devant lui permettre d'assurer sa croissance et de conforter sa position de leader dans la production de médicaments génériques.

Au premier rang de ces lignes d'action, figure un plan global et intégré de développement qui accompagnel'expansion du Groupe avec un programme d'actions centré sur la valorisation des ressources humaines, l'amélioration de l'organisation et du système d'information, la promotion de la culture d'entreprise et la mise enœuvred'une politique efficace de communication :

- Promouvoir des règleséthiquestendant à la régulation et à l'assainissement du marché du médicament,
- Contribuer à la réduction des importations,
- S'ouvrir sur les marchésextérieurs,
- Accroître le degré de satisfaction des consommateurs.

MAINTENANCE



DEPARTEMENT MAINTENANCE

3- Generalités sur la maintenance :

La maintenance c'estl'ensemble de tous ce qui permet de maintenir un systemeouunepartie de ce systemeenetat de fonctionement.

L'instalation, les équipementtendant a se détériorer dans le temps sous l'action de cause multiple tellesqu'usures, deformations dues au fonctionement, et ou action des agents corrosifs (agents chimique, atmospherique …).

Importance de la maintenance dans l'entreprise :

Pendant longtemps, la maintenance et considéré par les géstionaire plus comme une fatalité qu'un ensemble d'activité ayant pour but d'acomplir toute les taches necessaires pour que l'equipement soit maintenu rentable dans un etat spécifique ou en mesure de :

- permetre une excustion normale des operations dans les meilleures conditions de couts, de sécurité et de qualité (le cas de production).
- obtenir un service dans les meilleures conditions de conforts et de cout.

Donc « entretenir » consiste à dépanner, réparer, realiser des operations preventives dont le but principale est d'assurer le fonctionement de l'outil de production.

Outre cela le progré technologique ainsi que l'evolution de la conception de la gestion des entreprisesont fait que la maintenance est devenu de nos jours une fonction importante de l'entreprise dont la direction exigel'utilisation de technique precise et dont le role dans l'atteinte les objectif des entreprises et loin d'etre negligeable.

Contenu du stage pratique :

On a fait une étude sur le compresseur centrifuge CENTAC C25 à 4 étages avec les caracteristiques suivantes :

Modèle : CENTAC 25Mx4

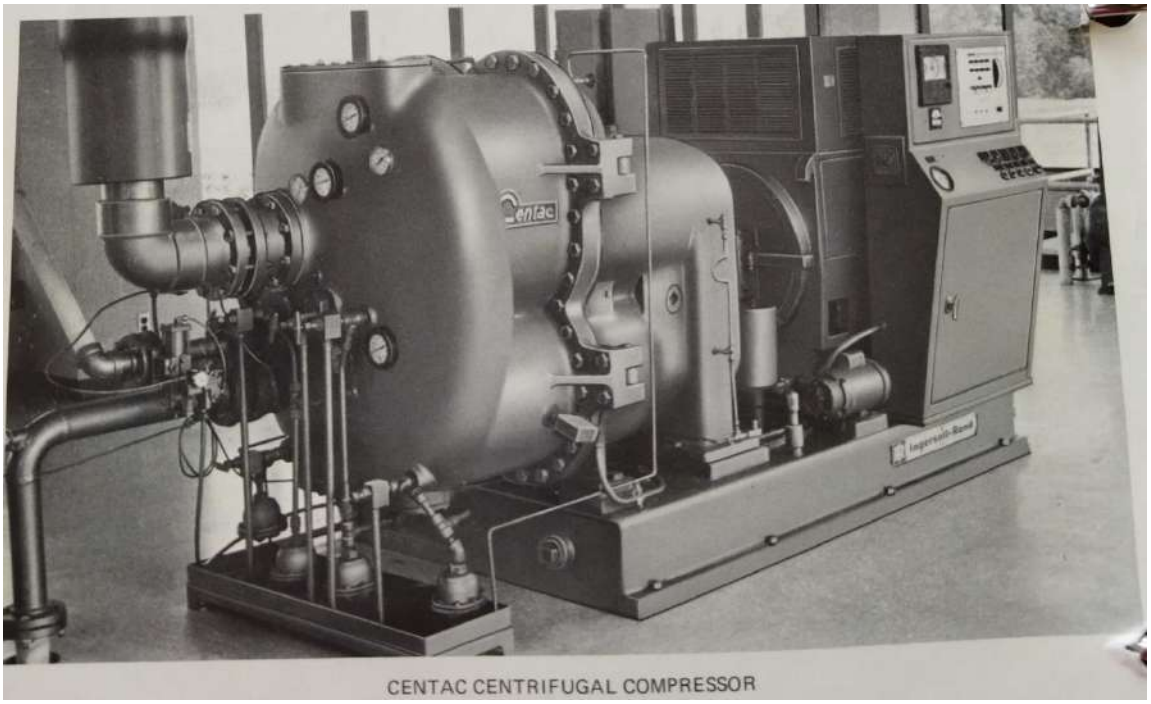


Figure 1 :Compresseur Centrifuge

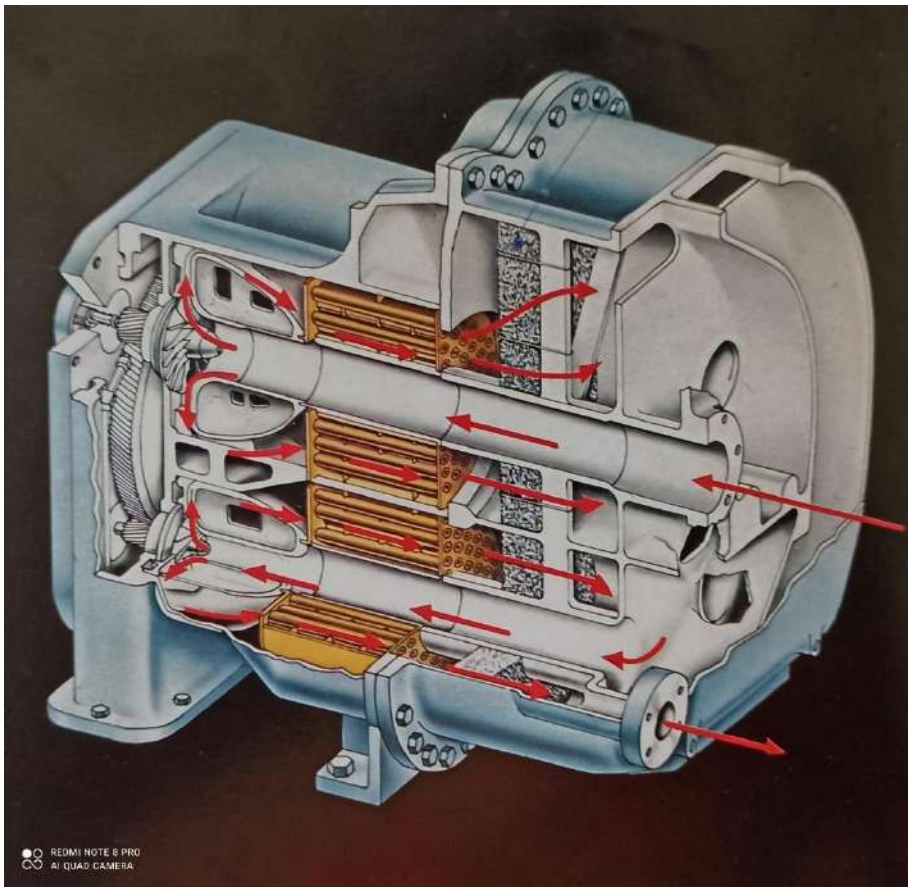


Figure 2 :Compresseur Centrifuge (interne)

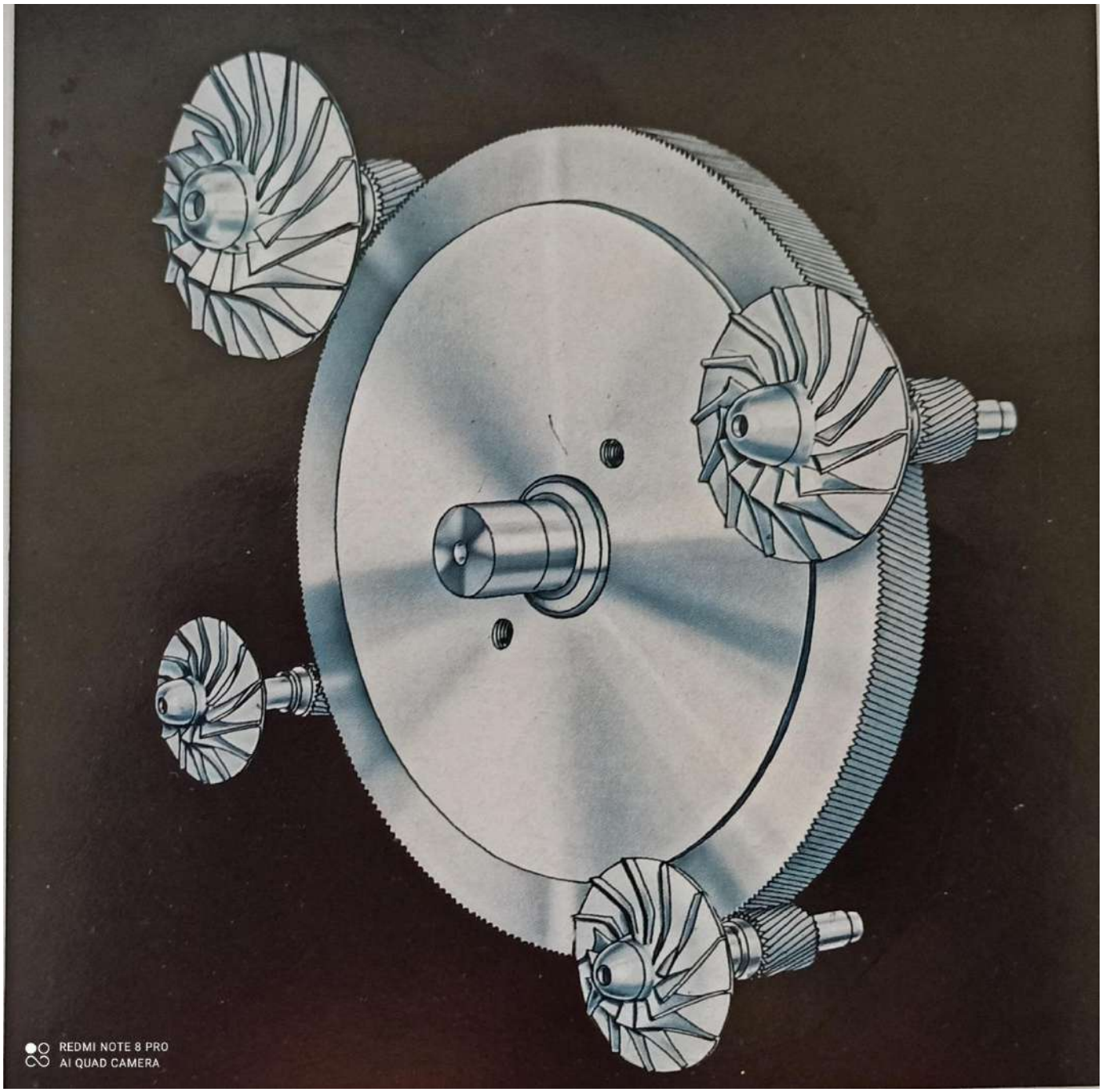


Figure 3 : roue principale avec 4 étages

Fiche technique :

-Design Pressure Rating ……. 150 PSIG / 10 BAR
-Desing Intake Temprature …….. 95 F / 35 C
-High Air TempratureSwith Setting …… 115 F / 46 C
-Cooling Water Flow to Compressor …… 110 GPM at 80 F / 25m3/h a 26.5 C
(including inter cooler and after cooler)
-Maximum Allowable Cooling Water Pressure …… 50 PSIG / 3.5 BAR
-Vibration Trip Settings :
1st stage …… 1.10 MILS / 0.028 mm
2nd stage …… 1.05 MILS / 0.026 mm
3rd stage …….. 1 MILS / 0.025 mm
4th stage …… 1 MILS / 0.025 mm
-Bearing Oil Pressure ……. 25 to 30 PSIG / 1.72 a 2.06 BAR
-Bearing Oil Temperature to Bearings …….. 110 F / 43.3 C
-Reservoir Capacity ……. 71 GALS / 268.76 L
-Oil Cooler Water Requirement ……..… 22 GPM at 80 F / 5 m3/h a 26.6 C
-Maximum Working Pressure of Oil Cooler :
a) Tube Side (Water) …….. 145 PSIG / 10 BAR
b)Shell Side (Oil) …….. 232 PSIG / 16 BAR
-Oil Pressure Permessive Start Switch Setting …….. 8 PSIG / 0.5 BAR
-Low Oil Pressure Trip Setting ……. 23 PSIG / 1.6 BAR
-Control Air…….. 10 SCFM clean dry at 80 to 150 PSIG /
17m3/h propre et sec a 5.51 a 10.34 BAR
-Pre-Lube Oil Pump Set to :
a)Start Pump at …….. 5 PSIG / 0.35 BAR
b)Stop Pump at …… 14.5 PSIG / 1 BAR
-High Oil Temprature Trip Setting …….. 125 F / 51.6 C
-Heaviest Piece Handled During :
a)Erection – Entire Unit (Approximate) …… 17.704 Lbs / 8.03 Kg
b)RoutineMaintenace – Motor (Approximate) …… 7.892 Lbs / 3.57 Kg

Composantes du Compresseur :

- **General :**

Le « centac » est un compresseur d'air centrifuge et un moteur, reliés par un accouplement flexible, monté sur une plaque de base commune.

Le compresseur est une unité à plusieurs étages à vitesse constante. A chaque étage, une roue est montée sur un arbreséparé et est enfermée dans un carter commun. Chaque rotor a un pignon intégré dont la taille varie, ce qui fait que chaque étage fonctionne à unevitesse optimale lorsqu'il est entraîné par la roue dentée.la roue dentéeestcouplée au conducteur principal et entraînée par celui-ci.un refroidisseurintermédiaireestsitué entre chaque étage, ainsiqu'unséparateurd'humiditéestégalement disponible, à l'exception des unités à cinq étages, en tant qu'équipementoptionnel.

Sur les unités à cinq étages, le refroidisseur final et le séparateur d'humidité en option ne sont pas intégrés.

- **Compresseur Centrifuge :**

L’air pénètre dans le carter par uneconnexiond'entréeaxialevers la roue du premier étage, sa pression estaugmentée par l'action centrifuge de la roue et la réduction de vitesse dans le diffuseursuivant la roue. L’air passe ensuite à travers le refroidisseurintermédiaire et le séparateurjusqu'à la roue à aubes de l'étagesuivant.

-Ensemble de Rotor

-Couvercle

-Diffuseur , Refroidisseur et Séparateurd’Humidité

-Sceller

-Les Roulements

-Systeme de Control

-Filtrea Air d’Admission

-Silencieux (Baypass)

-Lubrification

-Plaque de Base

-Realtions Clients

-Reccords de Tuyauteried'Air

-Reccords de Tuyauterie de Commande Pneumatique

-Reccords de Tuyauteried'Eau

-Connections Electriques

-Connections d'Entrainement de Turbine à Vapeur

Arbre porte impulseur avec palier et garniture d'etancheité :

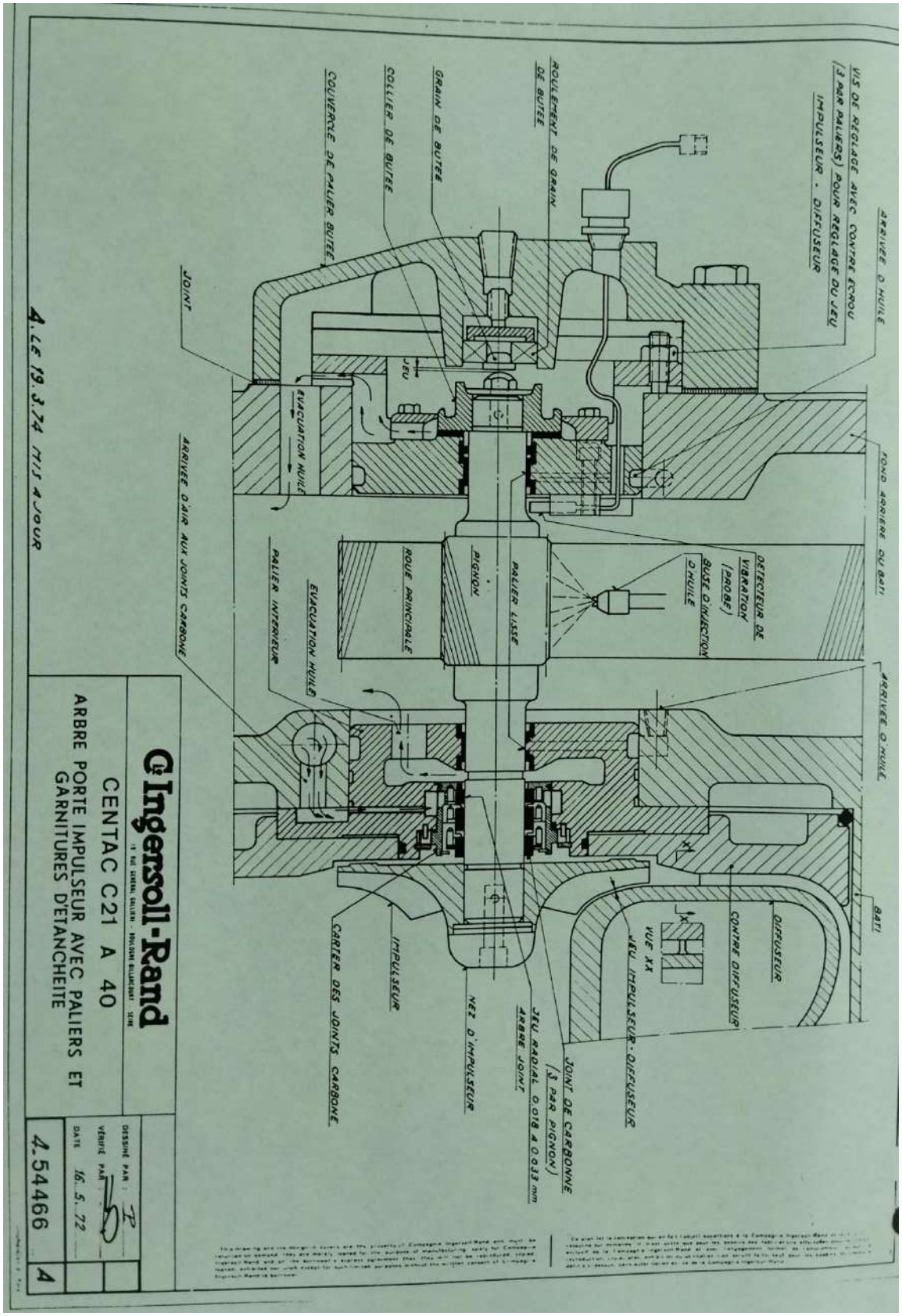


Figure 4 : dessin technique

Operation:
Le CENTAC fonctionne automatiquement et contient les dispositifs de protection minimum suivants :

1. Basse pression d'huile, alarme et arret
2. Temperature d'huile (haute et basse), alarme et arret
3. Temperature de l'airélevée, alarme et arret
4. Vibrations élevée de l'arbre, alarme et arret
5. La surtension, l'alarme et le compresseur se déchargent, ne s'arrete pas

La pompe de prélubrification se mettra en marche pour compléter le débit de la pompe à huile principale chaque fois qu'un arrêt se produit. Sur les unités standard, la pompe de prélubrification continuera à fonctionner jusqu'à ce que l'alimentation du panneau de commande soit coupée.

Pendant le fonctionnement normal, l'unité peut être contrôlée par l'un de plusieurs modes de fonctionnement. Les modes de contrôle de base sont le déchargement et la modulation.
À tout démarrage, si le sélecteur de mode de commandeest dans une position oùl'unitépeut charger, la machine démarreratoujours et continuera sans charge pendant environ dix secondes sur les unités à moteur
Si des compresseurs centrifuges doiventfonctionnerenparallèle avec d'autresunités, il est nécessaire qu'une attention particulière soit accordée à l'installation et à la tuyauterie des unités.

Analyse des pannes :

Suite a l'historique des compresseurs et les interventions realisé, les plus part des pannesrencontré se situant au niveau des quatres étages de compression, suite a l'usure des palierslisseoucoussinets après une long durée de marche ce qui nécéssite le remplacement par de nouveau palier au coursd'unerévision general programmé.

L'indice le plus fréquamentsuivi dans ce cas et les vibrations signaler par les instruments de vibration installé sur compresseur.

Il y'a une intervention fréquante pour le réglage des pressions de rouffelement des températures de refrigerant grace à des vanes installé pour ce but.

Un échantillonnage régulier pour le prélevement des huiles a fin de jugél'etat et l'aspectvisuel pour guarantirune lubrification efficasseselon les recommendation des constructeurs.

Une attention particuliere est demmandée pour les systemes de jointure qui assure l'etancheité et entre les parties touranante et statique doit etre assuré ce qui necissite le remplacement des joints.

Un suivi quotidien de tout les parametres de marche et assuré par le service exploitation qui déclare toute anormalie de service de maintenance.



Figure 4: Image du site (SAIDAL)

Example rapport d'inspection:

Saidal SPA.
FILIAL ANTIBIOTICAL.
DIRECTION TECHNIQUE.
SERVICE INSPECTION.

MEDEA, le 11/05/99.

RAPPOR D'INSPECTION

Equipement: Compresseur d'air.
REPERE : MK5401 A.
UNITE : VP 50.

Suite à l'essai du MK 5401 A, nous avons constatés ce qui suit :

1° Côté Moteur: Après changement des roulements, le moteur, selon les Normes ISO 2372, UDI 2056, ISO 2372. le seuil de jugement est "ADMISSIBLE". avec valeur max égal à 3, mm/s RMS.

2° Côté compresseur:
le compresseur présente une vibration très importante, accompagner par un bruit anormal, discontinu.
Cette vibration varie de 3,3 à 7,0 mm/s RMS. au Niveau du palier principal du compresseur. ce qui est dangereux.

Au vu de ces resultats, et selon les Normes citè ci dessus, nous recommandons un arrêt du compresseur MK 5401A, et procedé à la révision de ce dernier. en même temp faire le transfert du moteur "A" à la place du "C" pour un° deux compresseur disponible pour l'exploitation.

INSPECTEUR:
TERRAS SALAH.

Le chef de SERVICE Inspection MI.
MEDJEDOUB Mohamed

F

REDMI NOTE 8 PRO
AI QUAD CAMERA

Conclusion

Ce stage a été très benifique car il nous a permis d'apprendre et de connaitre les equipements industriels et le milieu proffessionel de l'industrie sépécifiquement pour un compresseur de l'air qui est un equipement vital pour la marche de l'entreprise industriel SAIDAL.

Nous avons aprofondi nos conaissances theoriques soutenues par un stage pratique ce qui est très intéréssant pour notre avenir professionnel.

Je remercie l'entreprise SAIDAL pour m'avoir donné cette occasion pour apprendre d'avantage sur l'industrie.

Chapitre2 :

THEORIE GENERALE

Chapitre2 : THEORIE GENERALE

1- DEFINITIONS ET THEORIE GENERALE DES TURBOMACHINES :

1.1. Définitions :

1.1.1. Turbomachines :

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide (liquide ou gaz) échange de l'énergie à l'aide d'un ou plusieurs impulseurs (rotors ou roues). Ces derniers sont munis d'aubes (pompes et compresseurs), d'ailettes (turbines à gaz ou à vapeur) ou augets (turbine hydraulique Pelton).

Pour une pompe par exemple, les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans un écoulement de fluide. Elles constituent entre elles des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule .

1.1.2. Grilles d'aubes :

On appelle grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobiles d'obstacles (aubes) déduites les unes des autres par un déplacementgéométriquepériodiqueutilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui un effort mécanique. L'effortmécaniquerésulte de la différence de pression entre les deux faces d'uneaube. Sur l'Intradosd'uneaube, la pression est plus élevée que sur l'extrados.

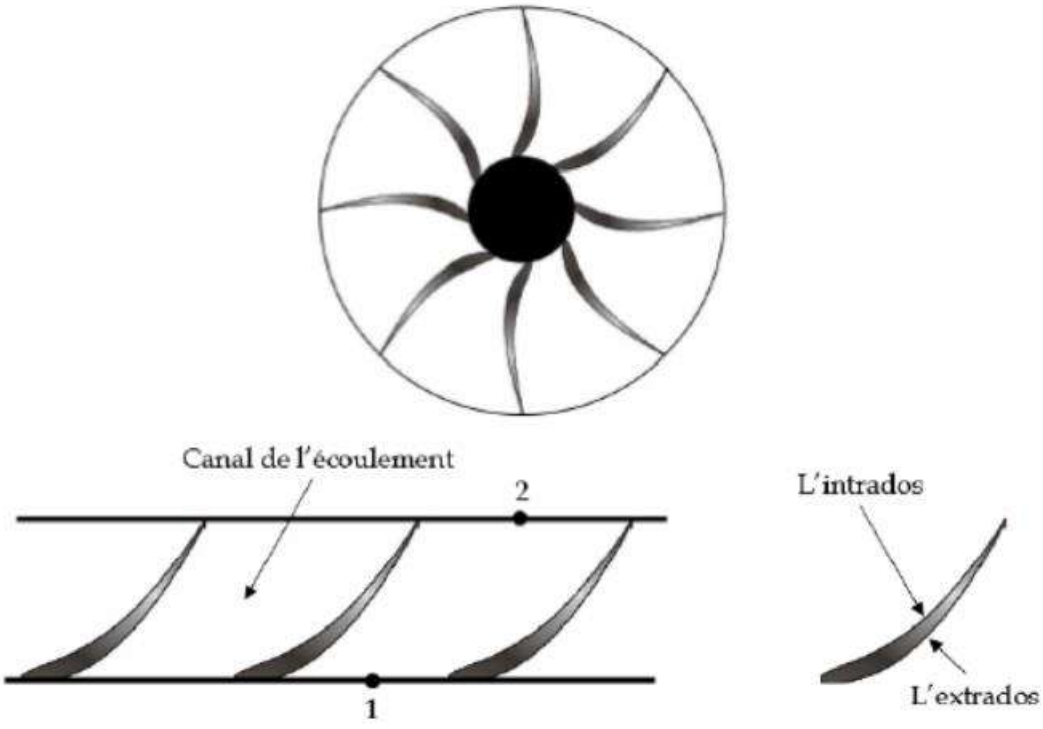


Figure 1.1 : Grille d'aubes

1.2. Classifications des turbomachines

Les turbomachines constituent une grande famille de dispositifs/appareils utilisés dans l'industrie.

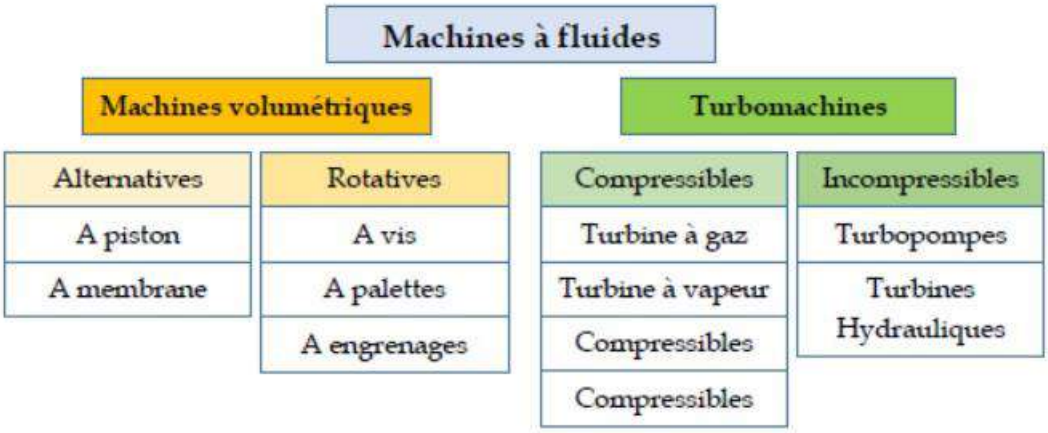


Schéma 1.1 : Classification des machines à fluides

1.2.1. Selon la nature du fluide

Selon la nature du fluide, elles sont divisées en deux parties : *à fluide compressible et à fluide incompressible.*

1.2.2. Selon la trajectoire du fluide

La forme de trajectoire du fluide dans la roue d'une turbomachine fournitégalementune base de classification des types de turbomachines. Engénérale, on distingue :

a) Turbomachines radiales :

Dans ce type de turbomachine, le fluide traverse la roue (rotor) perpendiculairement à l'axe de l'arbre de la machine. Pour les machines radiales, on distingue les machines centrifuges (écoulements'éloigne de l'axe) et les machines centripètes (l'écoulement se rapproche de l'axe).

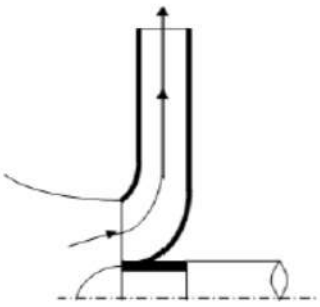


Figure 1.2 : Roue d'une turbomachine radiale [1]

b) Turbomachines axiales :

Le fluide traverse la roue de la machine parallèlement à l'axe.

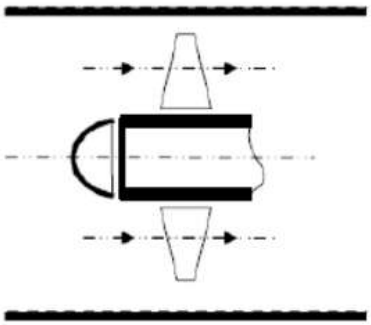


Figure 1.3 : Roue d'une turbomachine axiale [1]

c) Turbomachines semi-axiales :

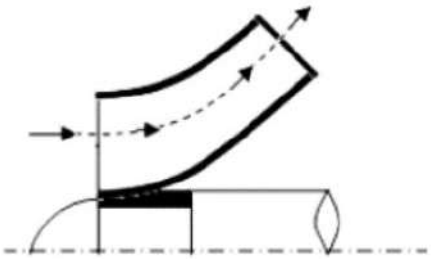


Figure 1.4 : Roue d'une machine semi-axiale [1]

Ce sont des machines où le fluide traverse la roue de façon diagonale (fig.3). Elles sont aussi appelées machines hélico-centrifuges ouhélicoïdale.

1.2.3. Selon la fonction de la machine

Le sens de transfert de l'énergie entre la machine est le fluidepeutaussidéfinir un type de classification de turbomachines.

Dans le cas où la machine transmet de l'énergie au fluide (transfert d'énergie mécanique enénergie hydraulique), la machine est ***motrice*** (pompes, compresseurs).

Dans le cas inverse (transfert de l'énergiehydrauliqueenénergiemécanique), la machine devient ***réceptrice*** (Turbines).

1.3. Constitution des turbomachines

Suivant qu'une turbomachine comporte un ou plusieurs rotors, elle est dite ***monocellulaire*** ou ***multicellulaire***. Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement, soit depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine :

- **Le distributeur**
- **Rotor (Roue)**
- **Diffuseur**

1.4. Théorie générale

Les équations de la conservation de la masse, de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de l'impulsion angulaire (moment de la quantité de mouvement), représentent des éléments essentiels pour les applications dans le domaine des turbomachines. Les expressions mathématiques de ces équations sont illustrées ci-dessous. La figure 1.6 illustre un volume de contrôle *V*. [5]

1.4.1. Conservation de la masse

L'équation de la conservation de la masse (continuité) exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle dans le temps est égale à la somme des flux massiques qui traversent les frontières du volume. L'expression mathématique du principe est :

$$dt\int\rho.dV+ V\int\rho.dS=0 \qquad (1.1)$$

Avec :

$\boldsymbol{dt\int\rho.dV}$: Accumulation de matière dans le volume de contrôle dans le temps.

$\int\boldsymbol{\rho.}$: Flux massiquetraversant les surfaces (d'entrée et de sortie).

$\boldsymbol{\rho}$: masse volumique

$\boldsymbol{v}$ *:* vitesse

$\boldsymbol{dV}$: unité de volume

$\boldsymbol{dS}$: unité de surface

Pour un régime permanent, l'équation (1.1) devient :

$$-\int\rho.dS=0 \qquad (1.2)$$

$$\Rightarrow \quad \rho.v.S1=\rho.v.S2=Qm \qquad (1.3)$$

$$\Rightarrow \quad Qv=v.S1=v.S2 \qquad (1.4)$$

Qm: Débit massique (*Kg/s*) ;

Qv: Débit Volumétrique (*m3/s*).

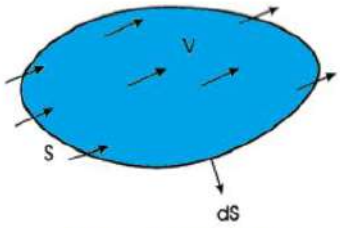


Figure 1.6 : Volume de contrôle

1.4.2. Conservation de la quantité de mouvement

Le principe de la conservation de la quantité de mouvementindique que la sommation des forces estégale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les frontières du volume…

$$F=ddt\int\rho vdV+\int\rho v.vdS.V \qquad (1.5)$$

Avec :

F : Sommation des forces ;

Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante :

$$M=ddt\int r.\rho vdV+\int r.\rho v.vdS \qquad (1.6)$$

Etat stationnaire :

$$ddt\int r.\rho vdV=0$$

$$M=\int(r.\rho v)v.dS=(r2\ .v2)\rho 2v2S2-(r1.v1)\rho 1v1S1 \qquad (1.7)$$

En utilisant l'équation (1.3), l'équation (1.7) devient :

$$M=(r2v2-r1v1) \qquad (1.8)$$

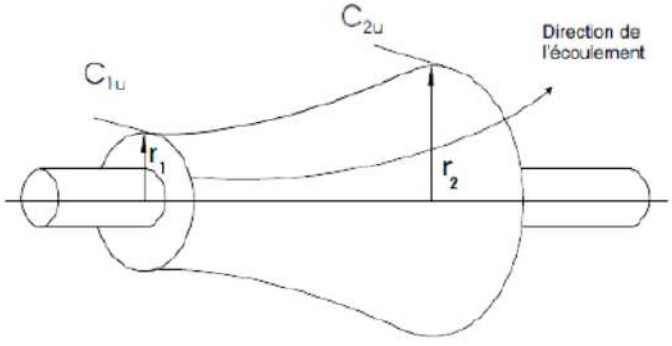


Figure 1.7 : Rotor schématique [5]

1.5. Diagrammes des vitesses

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux mouvements :

* La rotation de la roue : représentée par la ***vitesse tangentielle*** à la roue $U^{\rightarrow}$ (appelée vitesse périphérique, vitesse circonférentielle et vitesse d'entrainement). Elle est donnée par :

$$U=\pi DN/60=2\pi rN60 \qquad (1.9)$$

Avec :

D : diamètre de la roue

N : la vitesse de rotation de la roue (tr/min)

* Le déplacement par rapport à l'aube : représenté par la ***vitesse relative*** $W^{\rightarrow}$ qui est tangente à l'aube.

La figure 1.8 représente une roue d'une turbomachine sur laquelle sont tracés les vecteurs des vitesses (à l'entrée « indice 1 » et à la sortie « indice 2 »).

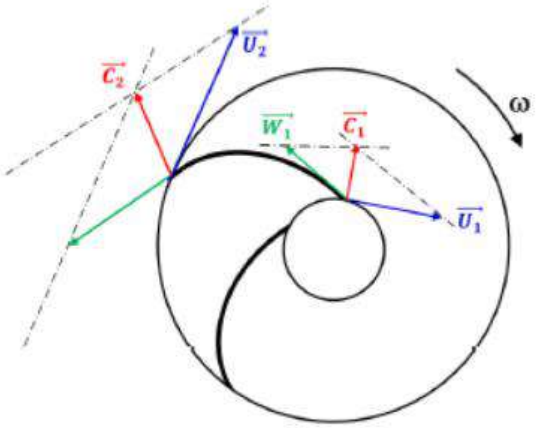


Figure 1.8 : Diagrammes des vitesses sur une roue à entrée radiale

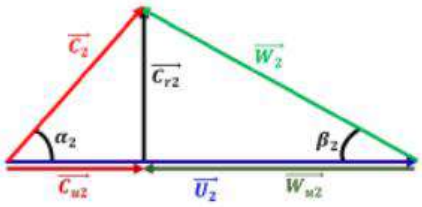


Figure 1.9 : Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale

La vitesse C est appelée la ***vitesse absolue***, peut être déterminer par : $C=U^{\rightarrow}+W^{\rightarrow}$.

L'angle α (angle de calage) est formé par les vitesses Uet C et l'angleβ (angle de construction) est formé par les vitesses Uet W. Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

On peut aussi faire intervenir deux composantes de la vitesse absolue :

* Une composanteradiale :

$$Cr=C.sin\alpha \qquad (1.10)$$

Une composantecirconférentielle :

$$Cu=C.cos\alpha \qquad (1.11)$$

La composante Cr peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$Cr=Qv/S=Qv/\pi Db \qquad (1.12)$$

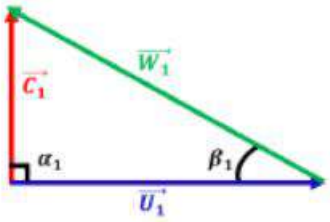


Figure 1.10 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale

Pour une turbomachine à entrée radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entrainement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle. ($C1=Cr1$, $\alpha 1=90°$).

1.6. Théorèmed'Euler

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Il est déduit principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement.

En particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notées par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation 1.8 à un filet de fluide entre ses deux points illustrés sur la figure 1.7 et celle-ci devient :

$$M=(r2v2-r1v1)$$

Cette expression de l'équation d'Euler requiert de modifications pour être facilement utilisable.

Dans les turbomachines ;. $v=r.Cu$ (figure 1.10).

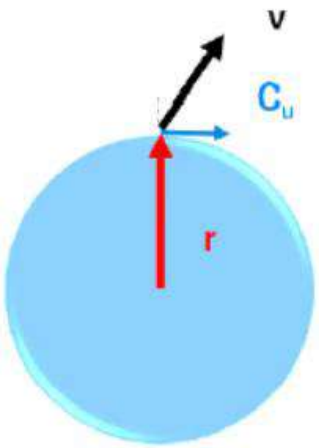


Figure 1.10 : Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire [5]

L'équation (1.8) devient :

$$M=(r2Cu2-r1Cu1) \quad (1.13)$$

La puissance absorbéepar une machine motrice est déterminée par :

$$P=M.\omega=(r2Cu2\omega-r1Cu1\omega) \quad (1.14)$$

Sachant que la vitesse tangentielle U peut être déterminée par :

$$U = r.\omega, \quad (1.15)$$

On peut alors écrire :

$$P = (Cu2U2-Cu1U1)$$

La puissance absorbée par cette machine peut être déterminée aussi comme suit :

$$P=Qm.g.Hth \quad (1.16)$$

En égalisant les deux équations (1.15) et (1.16), on obtient **l'équation d'Euler**:

$$Hth=(U2Cu2-U1Cu1)/g \quad (1.17)$$

Pour les turbomachines à entrée radiale, on a Cu1 = 0 (α1 = 90°).

Par conséquent, l'équation d'Euler se simplifie et devient :

$$Hth=(U2Cu2)/g \quad (1.18)$$

2. COMPRESSEUR CENTRIFUGE :

2.1. Définitions :

Un compresseur centrifuge est un type de compresseur dynamique, ou turbocompresseur, de conception radiale. Contrairement aux compresseurs volumétriques qui fonctionnent à débit constant, les compresseurs dynamiques fonctionnent à pression constante et les performances sontaffectées par des conditions externes telles que les changements de températures d'entrée.

2.2. Fonctionnement centrifuge du compresseur :

L'air est aspiré au centre d'une roue rotative à pales radiales et est poussé vers le centre par la force centrifuge. Ce mouvement radial de l'air se traduit par une élévation de pression et la génération d'énergie cinétique. L'énergie cinétique est également convertie en pression en passant à travers un diffuseur et une volute.

Chaque étage occupe une partie de la montée en pression globale du groupe compresseur. En fonction de la pression requise pour l'application, un certain nombre d'étages peuvent être disposés en série pour atteindre une pression plus élevée. Ce type d'application en plusieurs étapes est souvent utilisé dans les industries du pétrole et du gaz et des procédés. Dans les usines de traitement des eaux usées, des applications à basse pression en une seule étape sont utilisées pour obtenir le rapport de pression souhaité.

Dans les configurations modernes de compresseurs d'air centrifuges, des moteurs électriques à très haute vitesse sont utilisés pour entraîner les impulseurs.

2.3. Dynamique des fluides des compresseurs centrifuges :

Le but d'un compresseur centrifuge est de produire une augmentation distincte de pression statique, augmentant ainsi efficacement l'enthalpie statique. L'augmentation de l'enthalpie statique, h, à travers un compresseur peut s'écrire :

$$h_{out} - h_{in} = \frac{1}{2}(w2_{out} - w2_{in}) + \frac{1}{2}(u2_{out} - u2_{in}) \qquad (2.1)$$

où, w_{in} et w_{out} sont les vitesses du fluide mesurées dans le référentiel relatif et $u_{in} = r_{in}\omega_{in}$ et $u_{out} = r_{out}\omega_{out}$ sont les vitesses circonférentielles au entrée et sortie du compresseur, respectivement, **[Stein, 2000].**

Il existe trois types d'aubes de turbine, comme illustré à la Fig. 2.8. Ceux-ci sont définis en fonction des angles de la lame de sortie. Les roues avec un angle de pale de sortie $\beta 2 = 90^{\circ}$ ont des aubes radiales.

Les roues avec $\beta 2 < 90\circ$ ont des aubes incurvées vers l'arrière et pour $\beta 2 > 90\circ$, les aubes sont courbées vers l'avant. Le tableau 2-1 montre les avantages et les inconvénients de diverses impulseurs, [Boyce, 2006]. Ils ont des caractéristiques différentes de la relation entre la tête et le débit théorique, comme le montre la figure 2.9. Bien que sur la figure 2.9, la tête incurvée vers l'avant soit le plus grand, dans la pratique réelle, les caractéristiques de la tête de toutes les roues sontsimilaires à celles de la roue incurvéeversl'arrière, [Gorla et Khan, 2003].

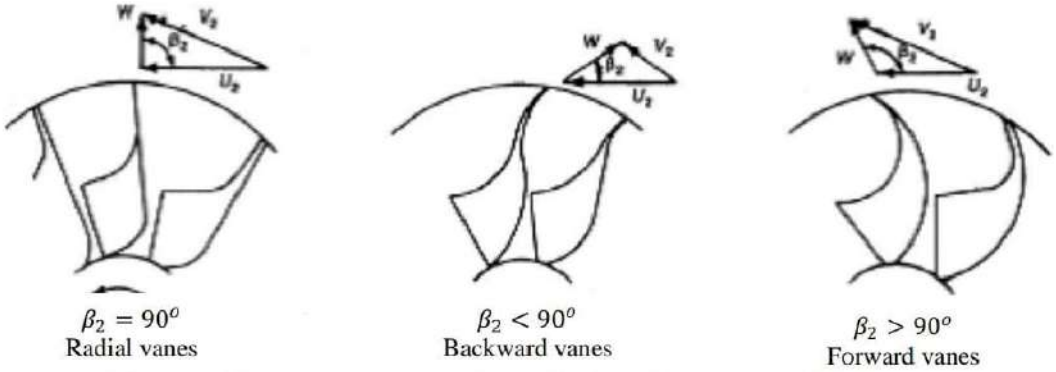


Figure 2.8 Various types of impeller blading, **Boyce (2006).**

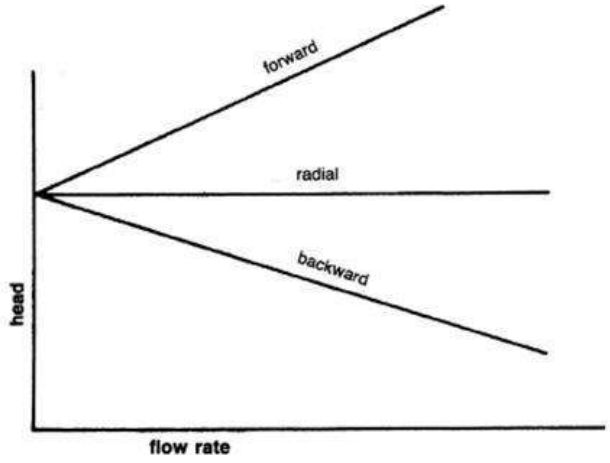


Figure 2.9 Head flow-rate characteristics for various outlet blade angles: forward; $\beta 2>90o$, radial; $\beta 2=90o$, and backward; $\beta 2<90o$, **Gorla and Khan (2003).**

2.4 Analyse des performances du compresseur centrifuge :

Pour l'écoulement compressible à travers le compresseur, de nombreuses variables différentes peuvent être définies. Ces variables sont le débit massique m ·, la pression d'entrée

*P*in, la pression de sortie *P*out, la densité d'entrée ρin, la vitesse de rotation N, une dimension caractéristique D (telle que la hauteur de la pale), la température du fluide T et la viscosité μ.

Un grand nombre de valeurs sans dimension peut être formé sur la base de ces paramètres, mais l'ensemble minimum le plus largement utilisé est: $\frac{\mathbf{Pout}}{\mathbf{Pin}}, \frac{\mathbf{m}\sqrt{\boldsymbol{T}}}{\mathbf{D^2\,Pin}}, \frac{\mathbf{ND}}{\sqrt{\mathbf{T}}}$. Le premier paramètre est le rapport de pression à travers le compresseur, le second est lié au débit massique et le troisième est lié à la vitesse de rotation du compresseur, [Ding, 2005].

Un schéma de la carte des performances du compresseur centrifuge est illustré à la Fig. 2.13. Ce diagramme représente la variation du rapport de pression totale avec le débit à travers le compresseur pour une vitesse de rotation fixe. Le fonctionnement stable d'un compresseur est limité aux deux extrémités de l'abscisse.

Sur la figure 2.13, la région entre la ligne de surtension et la ligne de calage est une région stable. Il y a deux régions d'instabilité qui sont à droite pour caler la ligne et à gauche pour surtension. Les recherches sont effectuées dans les régions d'instabilité. L'efficacité est augmentée en passant des cercles intérieurs aux cercles extérieurs des contours d'efficacité. Des rendements plus élevés n'ont pas pu être obtenus parce que la ligne de surtension croise les contours de rendement plus élevé. Les concepteurs de compresseurs visent à augmenter la région de stabilité en déplaçant la ligne de surtension vers la gauche autant que possible. Généralement, il existe trois types d'instabilité dans le compresseur, qui sont le décrochageen rotation, la surtension et l'étouffement.

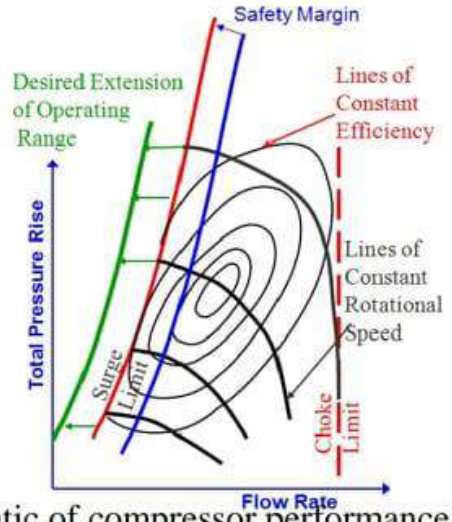


Figure 2.13 Schematic of compressor performance characteristic map, **Abou Rayan et al. (2007)**.

Chapitre 3 :

METHODE DE CALCUL

Chapitre 3 : METHODE DE CALCUL

On presente dans ce chapitre un exemple de calcul thermodynamique d'un compresseur centrifuge. L'obejectif est de montrer les étapes necessaires qui vont etre presentées sous forme d'un algorithme puis un programme informatique general.

Au debut, on adopte les données suivantes comme cas exemple :

Caractéristiques du Turbocompresseur (données)

Débitvolumétrique : qv = 8900 N m3/h

Températured'aspiration : TA = 303 k

Pression d'aspiration : PA = 1 bar

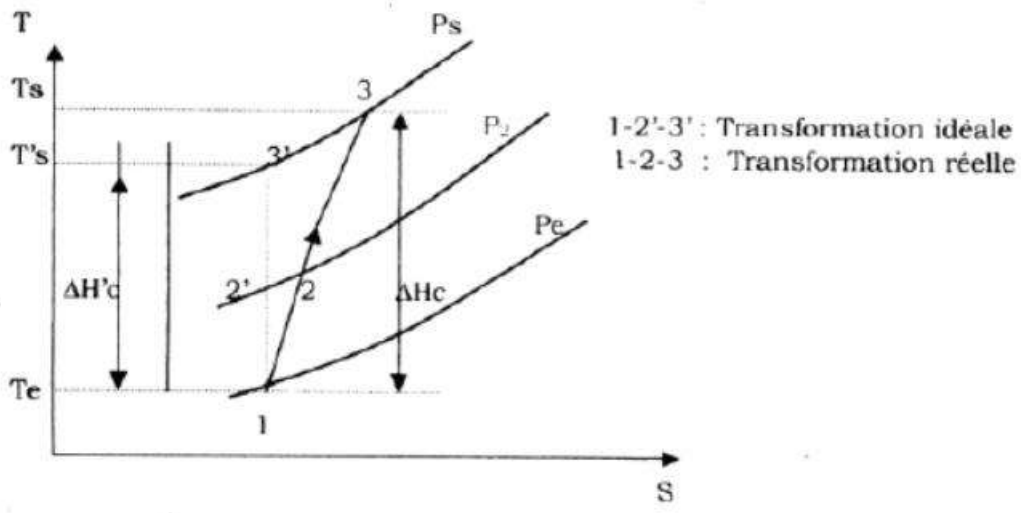
Vitesse de rotation du comp : N = 6250 tr/mn

Température de refoulement : Ts = 360 K

Nombred'étage : 5

3 -A Dimensionnement et calcul thermodynamique

3-1 Thermodynamique du turbocompresseur (Calculs préliminaires)



3-1.1 Détermination de la hauteur totale idéale H' du Turbocompresseur (ou charge totale idéale en m de fluide)

3-1.1.1 Travail de compression idéale (isentropique)

$W'c = \Delta H'c = Cp(T's - Te) + \frac{V^2s - Ve^2}{2}$ Avec Ve=0

W'c = Cp(T's-Te)

Or : qv=Va . Sa ➔ Vs = $\frac{qv}{Ss}$, $Sa = \pi d^2/4$

Vs=20,58 m/s

D'apres l'equation de Poisson :

T's/Tc = $(\frac{Ps}{Pe})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

W'c = CpTe[$(\frac{Ps}{Pe})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ - 1]+$\frac{V^2s}{2}$

W'c= 226730.67 [j/Kg]

3-1.1.2 Rendement de compression (efficacité adiabatique)

$\eta c = \frac{\Delta H'c}{\Delta Hc}$

On choisit ηc= 0,85 (valeur qui sera vérifiée plus loin)

3-1.1.3 Travail de compression réelle : (absorbé)

Wc = $\frac{W'c}{\eta c}$ = 266741,9 [j/Kg]

3-1.1.4 Hauteur ou charge idéale du compresseur (H)

Wc = g. H , Soit :

H = $\frac{Wc}{g} = 27190{,}8\ [m\ d'air]$

Le travail de compression Wc est identique au travail donné par l'équation d'Euler :
Soit : Wc = U2 C2u – U1 C1u

Comme l'entrée d'air est radiale : C1u = 0
D'ou :

Wc=U2 . C2u ➔ gHt∞=gH ➔ Ht∞=H

Ht∞ hauteur ideale correspondant à Z = ∞, c'est une hauteur max,

3-1.1.5 Charge idéale par étage

On a 5 étages :

Hi= $\frac{H}{i}$=5438,16 [m]

Soit Hi =5438 [m d'air]

Pour déterminer la hauteur théorique Ht de l'étage correspondant à Z fini, on choisit un coefficient de ≪PFLEIDERER ≫ Ɛ: [4]

$$\varepsilon = \frac{1}{1+\varphi \frac{2}{z\left[1-\left(\frac{d1^2}{d2^2}\right)\right]}}$$

$\varphi = 0{,}55 + 0{,}6 \sin \beta 2$

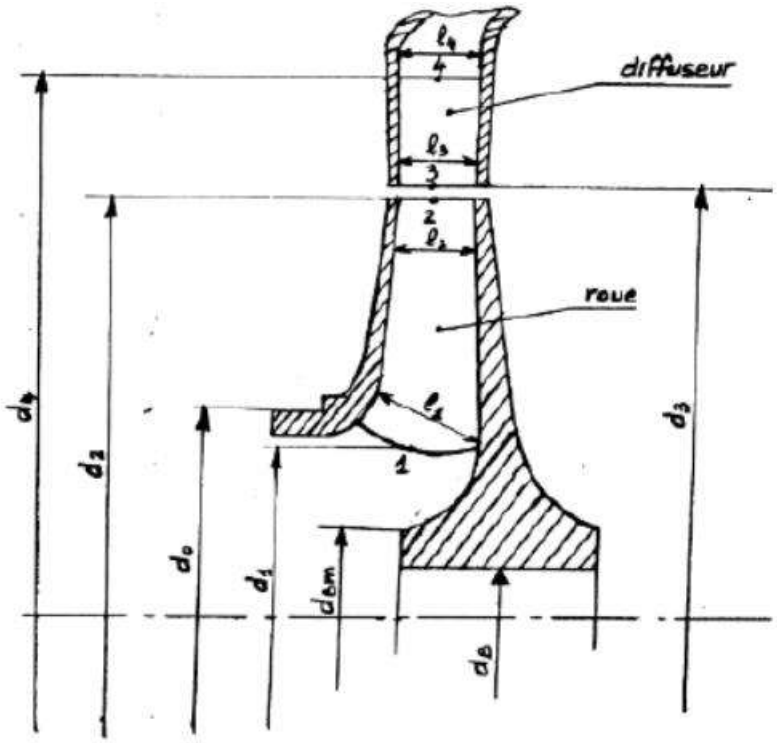


Figure (IV-1) : Schéma d'une roue

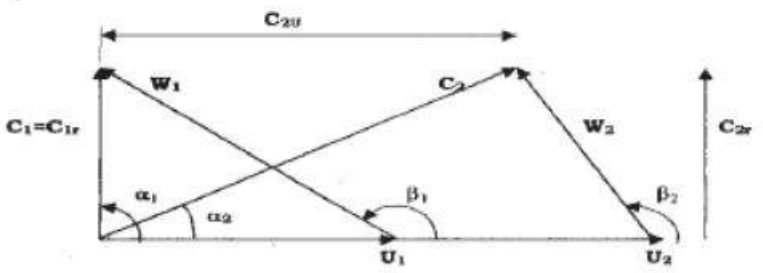


Figure (IV-2) : Triangle de vitesse entrée - sortie roue

3-2 Détermination des caractéristiques principales : (1ere étage)

3-2.1 Calcul de la vitesse périphérique à l'entrée de la roue :

$$U_1 = r1\omega = \frac{d1\pi N}{60} = 179{,}89 \text{ [m/s]}$$

3-2.2 Calcul de la vitessepériphérique à la sortie de la roue :

$$U_2 = \frac{d2\,\pi N}{60} = 310{,}73 \text{ [m/s]}$$

D'après la relation d'Eu1er :

$$H = Hi = \frac{U2C2U - U1C1U}{g} \text{ ; or } C1u = 0 \qquad (\alpha 1 = 90 \text{ sans prérotation})$$

Donc : $C2U = \frac{gHi}{U2} = 171{,}68$ [m/s]

3-2.3 Calcul de vitesses radiales : C1r, C2r

$C1r = C1\text{Sin}\,\alpha 1$; $C1r = C1$

On a le coefficient de vitesse

$$\varphi 1 = C1r / U2$$

On choisit : $\varphi 1 = 0.225$ ➔ $C1r = \varphi 1 \,.\, U2 = 69.91$[m/s]

Donc : C1= 69.91[m/s]

Aussi : $\varphi\ 2 = C2r / U2$

On choisit : $\varphi 2 = 0.125$ ➔ $C2r = 38.84$ [m/s]

3-2.4 Calcul des angles β1, β2

$\text{tg}\,\beta 1 = \frac{C1r}{U1}$ d'où $\beta 1 = 21$

$\text{tg}\beta 2 = \frac{C2r}{U2 - C2U}$ d'ou $\beta 2 = 16$

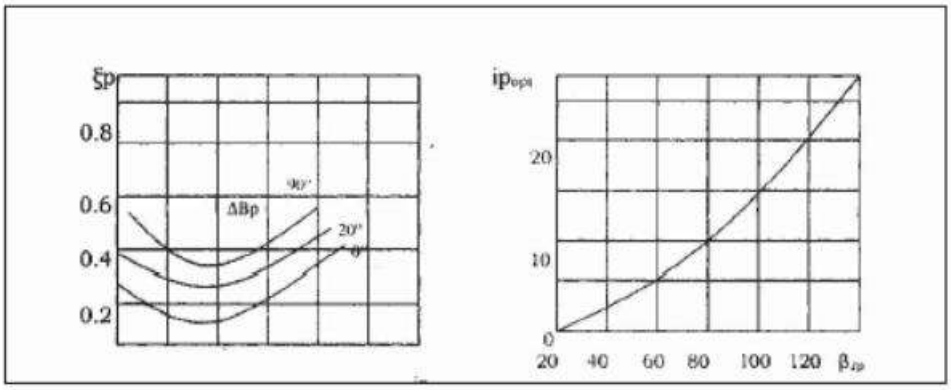
3- 2. 5 Calcul des vitesses relatives W1, W2

$W\,1 = \frac{C1r}{\sin \beta 1} = 195.07$, $W\,2 = \frac{C2r}{\sin \beta 2} = 140.91$

3-2.6 Détermination des angles de profil

On a l'angle d'attaque ou incidence : $ip = \beta 1p - \beta 1$

On choisit : ip= 1.5 ; (diagramme ci-dessous) ➔ $\beta 1p = ip + \beta 1 = 22.5$



On a l'angle de sortie du flux (ou angle de déviation) бp= β2p – β2

On choisit : бp= 7.5 D'où : β2p= 23.5

3 -2. 7 Détermination de la vitesse absolue C2 :

tan α2= $\frac{C2r}{C2u}$; α2=12.72

C2= $\frac{C2r}{\sin \alpha 2}$= 176,4 [m/s]

3-3 Evolution dans la roue

Dans le canal d'aspiration, la vitesse du fluide est accélérée et devient C1, on suppose la vitesse V1 = 0 (aspiration de l'atmosphere)

Chute réelle d'enthalphie h A − h1= $\frac{C1^2}{2}$ = 2443,7 [j/kg]

3-3.1 Calcul des paramètres du fluide

• Température à l'entrée et sortie roue

T1 = TA − $\frac{h\,A - h1}{Cp}$ = 300,56 [k]

T2 = T1 − $\frac{\frac{(C1^2 - C2^2)}{2} + W12}{Cp}$; W12 = g. H1= 53346,78 [j/kg]

T2=341 [k]

Pression a' l'entree et sortie roue

P1 = PA $(\frac{T1}{Ta})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$= 97216.28 [N/m^2]

P2 = P1$(\frac{T2}{T1})^{3.5}$ = 150708.62 [N/m^2]

Masse volumique entrée sortie roue :

$$\rho 1 = \frac{P1}{R\,T1} = 1{,}126 \text{ [kg/m^3]}$$

$$\rho 2 = \frac{P2}{R\,T2} = 1.540 \text{ [kg/m^3]}$$

3-3.2 Calcul des pas t1 et t2

Pour Z=19 :

• à l'entree de la roue :

$$t1 = \frac{\pi d1}{z} = 91 \text{ [mm]}$$

• à la sortie de la roue :

$$t_2 = \frac{\pi d2}{z} = 157 \text{ [mm]}$$

Calcul de l'épaisseur de la 1ére roue :

$$e = \tau 1 \sin \beta 1$$

$$e = \tau 2 \sin \beta 2$$

L'équation de continuité nous donne :

$$C1r = \frac{qmt}{\rho 1\,(\pi d1 - z\,\tau 1) I1}$$

Avec: $qmt = \frac{qm}{\eta c}$

On choisit un rendement volumétrique du compresseur qui est de l'ordre de 95% (qui sera vérifié par la suite)

D'où : qmt = 2,98 [kg/s]

$$\tau 1 = \frac{\pi d1}{z} - \frac{qmt}{C1r\,\rho 1\,l1\,z} = 0{,}078$$

⇨ e= 28 [mm]

3-4 Détermination de la hauteur théorique exacte correspondant à Z fini

On utilise la méthode de « PFLEIDERER » pour déterminer HT exacte

$$H_T = \mathcal{E}.H_{t\infty}$$

$$\mathcal{E} = \frac{1}{1+\varphi \frac{2}{z\left[1-\left(\frac{d1^2}{d2^2}\right)\right]}} = 0{,}89$$

Avec: $\varphi = 0{,}55 + 0{,}6 \sin \beta 2 = 0{,}715$

$H_T = 0{,}89.5438 = 4839{,}82$ [m d'air]

3-5 Calcul du diffuseur

Le diffuseur d'une machine centrifuge est un organe destiné pour transformer en pression l'énergie cinétique du fluide de la roue. L'écoulement du fluide suit la loi des aires :

rCu = cte.

$\frac{C2r}{U2}$ = 0,21 a 0,26 : Emploi du diffuseur a aubes

$\frac{C2r}{U2}$ = 0,21 a 0,32 : Emploi du diffuseur lisse

$\frac{C2r}{U2}$ > 0,32 : Emploi du colimacon

3-5.1 Calcul du diffuseur du 1ere étage

$\frac{C2r}{U2}$= 0.225 Diffuseur aube.

3-5.2 Détermination de la constant

Cte = r2 . C 2U = 81,45

3-5.3 Dimensions du diffuseur

On a : $l_3 = l_2 + 2$ a 12 [mm]

$d_3 = d_2 + 6$ a 12 [mm]

$\frac{d4}{d2}$ = 1,35 a 1,6

Soit : l3 = l2 + 2 = 100+2 = 102 mm

d3 = d2 + 10 = 950+10= 690 mm

Z_d = 24 aubes

$\frac{d4}{d2}$ = 1.5

3-5.4 Triangle de vitesse au pt (03) (entrée du diffuseur)

C3U= $\frac{Cte}{r3}$ = 169,68

On a : τ3 = $\frac{e}{\sin \alpha 3}$ avec τ3 = τ1 + (1 ; 10) [mm]

On choisit τ3 = τ1 + 5 [mm] ; e = 20 mm

D'où :

sin α3 = e/ τ3 ➔ α3= 13,94

C3r = tan α3 .C3 = 42,121

D'ou : C3 = $\frac{C3r}{\sin \alpha 3}$ = 174,83

3-5.5 Triangle de vitesse au pt (4) (sortie du diffuseur)

r4C4U = cte

D'ou : C4U= 114,26

Aussi : τ4 = e/ sin α4 avec : e=20 mm

Et τ4 = τ1+5 mm

⇨ $\alpha 4 = 13{,}94$

$C4r = \tan\alpha 4 . C3U = 28{,}36$ [m/s]

D'ou: $C4 = C4r/\sin\alpha 4 = 117{,}73$ [m/s]

3-5.6 Evolution dans le diffuseur

• Gain réel d'enthalpie :

$h3 - h2 = \frac{C2^2 - C3^2}{2} = 171{,}89$ [j/kg]

$h4 - h3 = \frac{C3^2 - C4^2}{2} = 8352{,}11$ [j/kg]

• Température entrée, sortie diffuseur

$T3 = T2 + \frac{h3 - h2}{Cp} \rightarrow T3 = 340{,}84$ [K]

$T4 = T3 + \frac{h4 - h3}{Cp} \rightarrow T4 = 349{,}16$ [K]

• Pression entree - sortie diffuseur

$P3 = P2\left(\frac{T3}{T2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 150973{,}87$ [N/m^2]

$P4 = P3\left(\frac{T4}{T3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 164268{,}73$ [N/m^2]

- Masse volumique entrée - sortie diffuseur :

$\rho 3 = \frac{P3}{R\,T3} = 1{,}5425$ [kg/m^3]

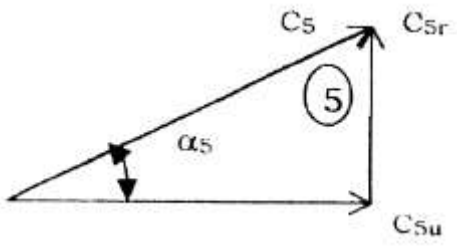
$\rho 4 = \frac{P4}{R\,T4} = 1{,}6383$ [kg/m^3]

3-6 Canal du retour

L'air est guidé dans le canal par des aubes pour éviter des décollements d'air, la température est supposée constante dans le canal car il y a d'abord apport de chaleur par frottement du fluide sur les parois et d'autre part il y a des pertes de chaleurs vers l'extérieur. L'écoulement dans le canal suit aussi la loi des aires rCu = cte.

3-6.1 Caractéristiques du pt(5) entrée du canal :

$C4U = C5U = 114{,}26$ [m/s]



On a:

$\tau 5 = e / \sin \alpha 5$

⇨ $\alpha 5 = 13{,}94$

C5r = tan α5 . C 5U = 28,36 [m/s]

C5 = C5r /sin α5 = 117,73 [m/s]

3-6.2 Evolution dans le canal :

T5 =313°k (Sortie réfrigérant)

Aussi : P5 = P4 (évolutionisobare)

3-7 Degré de Réaction

On définit le degré de réaction (%) comme étant le rapport de charge statique (hauteur) à la charge totale (hauteur), les charges étant définies suivant :

$\frac{W1^2 - W2^2}{2g}$= Charge statiqueenhauture de fluide

$\frac{(C2^2 - C1^2) + (W1^2 - W2^2)}{2g}$= charge totaleen hauteur de fluide

$X = \frac{\text{Charge statique en hauture de fluide}}{\text{charge totale en hauteur de fluide}}$

X= 0,39

Nombre de Mach entrée - sortie roue

• Entrée :

$M1 = \frac{W1}{\sqrt{\gamma . R\, T1}} = 0{,}55$

•Sortie

$M2 = \frac{C2}{\sqrt{\gamma . R\, T2}} = 0{,}47$

N.B. : Donc l'écoulement à travers le canal est subsonique (M < 1)

3-8 Calcul de la vitesse (C0)

On a le coefficient de vitesse [1] :

$\mathcal{E}V = \frac{C0}{\sqrt{2 . g . HT}} = (0{,}29 \rightarrow 0{,}55) \left(\frac{Ns}{100}\right)^{2/3}$

Vitesse spécifique :

$Ns = \frac{N\sqrt{qV}}{HT^{3/4}}$

$$C0 = (0{,}0897 \rightarrow 0{,}170)\sqrt{2 \cdot g \cdot HT} = 39{,}71 \quad [m/s]$$

3-9 Calcul de la volute ET du convergent d'entree:

Pour avoir la vitessed'entrée Co = 40 m/s, nous utilisonsune volute précédée d'un convergent à l'entrée de la machine. Nous avonsunevitesse d'entrée Ce = 20 m/s (choixarbitraire)

3-10.1 Calcul de la section d'entrée convergent (Sc) :

L'équation de continuité nous permetd'écrire :

$Sc = qmt/Ce\ \rho 0 = 0{,}1296\ [m^2]$

Prenantune section circulaire :

$$dc = \sqrt{\frac{4Sc}{\pi}} = 406\ [mm]$$

3-9.2 Calcul de la volute

A la sortie du convergent, le fluide entre dans un collecteurappel é volute oucolimaçon. La section de la volute estchoisiecirculairel'Ecoulement du fluide à la sortie du convergent suit l'équation de la spiralelogarithmique (loi des aires) r Cu = cte. Cetteéquationdétermine le tracé de la volute.

On peut tracer la volute en considérant la Fig. (lV-10.)

La section 1 est traversée par 1/8 du débit total
La section 2 est traversée par 2/8 du débit total
La section 3 est traversée par 3/8 du débit total
La section 8 est traverséepar la totalité du débit (8/8)

Donc :

$$Sn = \frac{qmt.n}{\rho 0 C0} = 0{,}064.n$$

Calcul des différentes sections :

$S_1 = 0{,}064.1/8 = 0{,}008\ [m^2]$ >>>>> $d_1 = 101[mm]$

$S_2 = 0{,}064.2/8 = 0{,}016\ [m^2]$ >>>>> $d_2 = 143[mm]$
$S_3 = 0{,}064.3/8 = 0{,}024\ [m^2]$ >>>>> $d_3 = 175[mm]$
$S_4 = 0{,}064.4/8 = 0{,}032\ [m^2]$ >>>>> $d_4 = 202[mm]$
$S_5 = 0{,}064.5/8 = 0{,}040\ [m^2]$ >>>>> $d_5 = 226[mm]$
$S_6 = 0{,}064.6/8 = 0{,}048\ [m^2]$ >>>>> $d_6 = 247[mm]$
$S_7 = 0{,}064.7/8 = 0{,}056\ [m^2]$ >>>>> $d_7 = 267[mm]$
$S_8 = 0{,}064.8/8 = 0{,}064\ [m^2]$ >>>>> $d_8 = 286[mm]$

Remarque Générale :

Les caractéristiques des étages 2-3-4-5 seront calculées de la même manière que l'étage 1.

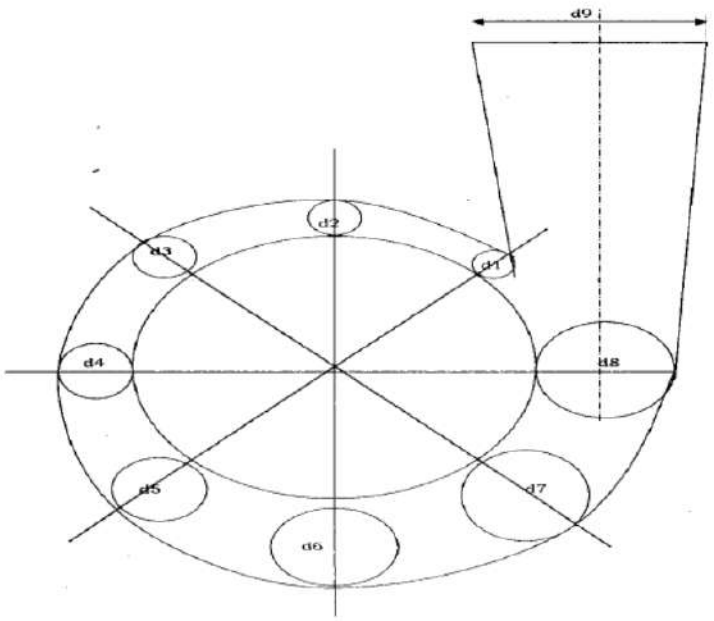


Figure (IV-10) : La volute

3-10 Caractéristiques des 5 Etages

Etage - 1 –

Roue	Entré (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	U1= 179,89 C1u = 0 C1r =69.91 C1= 69.91 W1=193	U2 = 310,73 C2u=171.46 C2r=38.84 C2=175.81 W2=144.58
Angle []	α_1 = 90 β_1= 21.23	α_2 = 12.76 β_2= 15.58
Température[K]	T1 = 300,56	T2 = 341
Pression[N/m^2]	P1=97216,28	P2=150708,62
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ1 = 1,126	ρ2 = 1,540
Pas d'aube[mm]	t1=91	t2=157
Dimensions[mm]	d1= 550	d2 = 950
Diffuseur	Entré (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesse [m/s]	C3u = 169.68 C3r =42.12 C3= 174.82	C4u=114.26 C4r=28.36 C4=117.73
Angle []	α_3= 13,94	α_4 = 13,94
Température[K]	T3=340,84	T4=349,16
Pression[N/m^2]	P3=150973,87	P4=164268,73
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ3 = 1,542	ρ4 = 1,638
Dimensions[mm]	d3 = 960	d4 = 1430

Evolution dans le canal :

Vitesses [m/s] : C5u = 114,26 ; C5r = 28,36 ; C5 = 117,73
Angle [°] : α5 = 13,94
Température [K] : T5 = 313
Pressions [N/m2] : P5 = 164268,73
Masse volumique [Kg/m3] : ρ5 = 1,827

Etage - 2 –

Roue	Entré (point 1)	Sortie (point 2)	
Vitesse [m/s]	U1= 150.45 C1u = 0 C1r = 66.23 C1= 66.23 W1=164,39	U2 = 294.37 C2u= 180.99 C2r= 36.79 C2= 184,69 W2= 119,20	
Angle []	α_1= 90 β_1= 23.75	α_2 = 11.49 β_2= 17.98	
Température[K]	T1=313	T2=351,26	
Pression[N/m^2]	P1=164268,73	P2=245961,44	
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ1 = 1,827	ρ2 = 2,438	
Pas d'aube[mm]	t1=76	t2=148	
Dimensions[mm]	d1= 460	d2 = 900	
Diffuseur	Entré (point 3)	Sortie (point 4)	
Vitesse [m/s]	C3u = 179 C3r = 51.26 C3= 186.19	C4u= 117.55 C4r= 33.66 C4= 122.28	
Angle []	α_3= 15.98	α_4= 15.98	
Température[K]	T3=350,98	T4=360,80	
Pression[N/m^2]	P3=245280,90	P4=270150,70	
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ3 = 2,433	ρ4 = 2,607	
Dimensions[mm]	d3 = 910	d4 = 1390	

Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] : C5u = 117,55; C5r = 33,66; C5 = 122,28
Angle [°] : α5 = 15,98
Température [K] : T5 = 313
Pressions [N/m2] : P5 = 270150,70
Masse volumique [Kg/m3] : ρ5 = 3,005

Etage - 3 –

Roue	Entré (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	U1= 140,64 C1u = 0 C1r = 58,87 C1= 58,87 W1=152.47	U2 = 261,66 C2u= 203,61 C2r= 32,70 C2= 206.22 W2= 66.63
Angle []	α_1= 90 β_1= 22,71	α_2 = 9,12 β_2= 29,39
Température[K]	T1=313	T2=346,61
Pression[N/m^2]	P1=270150,70	P2=386064,84
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ1 = 3,005	ρ2 = 3,878
Pas d'aube[mm]	t1=71	t2=132
Dimensions[mm]	d1= 430	d2 = 800
Diffuseur	Entré (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesse [m/s]	C3u = 201.10 C3r =59.65 C3= 209.76	C4u=119.27 C4r=35.37 C4=124.40
Angle []	α_3= 16.52	α_4= 16.52
Température[K]	T3=345,88	T4=360,08
Pression[N/m^2]	P3=383216,65	P4=441186,33
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ3 = 3,858	ρ4 = 4,266
Dimensions[mm]	d3 = 810	d4 = 1370

Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] : C5u = 119,27; C5r = 35,37 ; C5 = 124,40
Angle [°] : α5 = 16,52
Température [K] : T5 = 313
Pressions [N/m2] : P5 = 441186,33
Masse volumique [Kg/m3] : ρ5 = 4,908

Etage - 4 –

Roue	Entré (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	U1= 150.45 C1u = 0 C1r =58.87 C1= 58.87 W1=161.56	U2= 261.66 C2u = 203.61 C2r =32.70 C2= 206.22 W2=66.63
Angle []	α_1= 90 β_1= 21.37	α_2 = 9.12 β_2= 29.39
Température[K]	T1=313	T2=346,61
Pression[N/m^2]	P1=441186,33	P2=630487,10
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ1 = 4,908	ρ2 = 6,334
Pas d'aube[mm]	t1=76	t2=132
Dimensions[mm]	d1= 460	d2 = 800
Diffuseur	Entré (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesse [m/s]	C3u = 201.10 C3r =53.70 C3= 208.15	C4u=119.27 C4r=31.85 C4=123.45
Angle []	α3 = 14,95	α4 = 14,95
Température[K]	T3=346,21	T4=360,20
Pression[N/m^2]	P3=627962,45	P4=721333,27
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ3 = 6,316	ρ4 = 6,973
Dimensions[mm]	d3 = 810	d4 = 1370

Evolution dans le canal
Vitesses [m/s] : C5u = 119,27 ; C5r = 31,85; C5 = 123,45
Angle [°] : α5 = 14,95
Température [K] : T5 = 313
Pressions [N/m2] : P5 = 721333,27
Masse volumique [Kg/m3] : ρ5 = 8,025

Etage - 5 –

Roue	Entré (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	U1= 147.18 C1u = 0 C1r =55.19 C1= 55.19 W1=157.19	U2= 245.31 C2u =217.19 C2r =30.66 C2= 219.34 W2=41.60
Angle []	α_1= 90 β_1= 20.55	α_2 = 8.03 β_2= 47.47
Température[K]	T1=313	T2=343,62
Pression[N/m^2]	P1=721333,27	P2=1000056,06
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ1 =8,025	ρ2 = 10,134
Pas d'aube[mm]	t1=74	t2=123
Dimensions[mm]	d1= 450	d2 = 750
Diffuseur	Entré (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesse [m/s]	C3u = 214.33 C3r =57.58 C3= 221.93	C4u=119.27 C4r=32.04 C4=123.5
Angle []	α3 = 15,04	α4 = 15,04
Température[K]	T3=343,05	T4=359,98
Pression[N/m^2]	P3=994271,24	P4=1176905,96
Masse volumique[Kg/m^3]	ρ3 = 10,092	ρ4 = 11,384
Dimensions[mm]	d3 = 760	d4 = 1370

Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] : C5u = 119,27; C5r = 32,04; C5 = 123,5
Angle [°] : α5 = 15,04
Température [K] : T5 = 313
Pressions [N/m2] : P5 = 1176905,96
Masse volumique [Kg/m3] : ρ5 = 13,094

3-11 Calcul de la Volute de sortie

C5u = C4u = 119,27 m/s, nous avons là une grande vitesse d'où l'utilisation d'une volute de sortie.

Il s'agit de canaliser le fluide de la sortie du diffuseur à la tubulure de refoulement.

Le fluide entre en (4) dans la volute qui ne fait que prolonger le diffuseur. Le fluide obéît à la loi des aires :

rCu = cte.

Nous admettons que C4u reste cte dans toute la volute.

C4u>> C4r

Calcul des sections de la volute

Equation de continuité :

$$\frac{qmt}{\rho bar} = C4U\ .Sn => \ \ Sn = \frac{qmt}{\rho bar\ .C4U}$$

S= 0.0027.n

S_1= 0.0027.1/8 = 0,00033 [m^2] >>>>> d_1 = 0,02[m]
S_2= 0.0027.2/8 = 0,00067 [m^2] >>>>> d_2 = 0,029[m]
S_3= 0.0027.3/8 = 0,001 [m^2] >>>>>>> d_3 = 0,03[m]
S_4= 0.0027.4/8 = 0,0013 [m^2] >>>>>> d_4 = 0,04[m]
S_5= 0.0027.5/8 = 0,00168 [m^2] >>>>> d_5 = 0,046[m]
S_6= 0.0027.6/8 = 0,002 [m^2] >>>>>>> d_6 = 0,05[m]
S_7= 0.0027.7/8 = 0,0023 [m^2] >>>>>> d_7 = 0,054[m]
S_8= 0.0027.8/8 = 0,0027 [m^2] >>>>>> d_8 = 0,058[m]

3-B Calcul des pertes d'énergie

3-14 Pertesd'Energie dans le 1er Etage

3-14.1 Pertes hydraulique

Elles comprennent :

-Pertes par frottement dans les canaux : h''P

-Pertes de transformation d'énergie : h'P

Nous allons employer des formules publiées par Kovats pour déterminer les pertes de charges (Formules expérimentales)[ ]

3-14.1.1 Pertes de charges dans la volute d'entrée (en %) : [6]

$$\frac{h'p - h''p}{Hi} = \frac{\psi}{4}0.05 + \lambda\,.\psi\,0.075\left[0.05y + \left(\frac{1}{1.5y}\right).\left(1 + \frac{1}{1+y}\right)^2\right] = 0.094319$$

Avec: Coefficient de hauteur(oumanométrique) :

$\Psi = 2g\,H_T / U_2^2 = 0{,}98$

λ: Coefficient de frottementdonné par le diagramme (voir Annexe -1-)

Soit :

A= 0,017

ψ = 0,98

$y = d_8/d_2 = 286/950 = 0{,}3$

En remplaçant, on trouve :

$$\frac{h'p-h''p}{Hi} = 0{,}094319 \quad ; \quad (9{,}43\%)$$

3-14.1.2 % des pertes dans la 1ere roue [6]

$$\frac{h'p - h''p}{Hi} = (1 - \frac{\psi}{4})0.05 + \lambda\ [0.125\frac{x}{4} + \left(\frac{0.64\,Z}{(1+A)sin\beta m} + \frac{B}{13}\right).\left(\frac{1+A+0.75\psi}{cos\beta m}\right)^2]$$

Avec :

$A = d_0/d_2$

$\beta_m = (\beta_1+\beta_2)/2$

$B = d_2/I_2$

Donc, soit : A= 0,66 ; λ = 0,017 ; βm=18,5 ; Ψ=0,98 ;B=9,5

Longueur d'uneaube :

$L = (d_2-d_1)/ 2\ sin\beta_m$

$X = L/d_2$

Après calcul on trouve :

$$\frac{h'p-h''p}{Hi} = 0{,}091821 \quad ; \quad (9{,}18\%)$$

3-14.1.3 % des pertes de charges dans le diffuseur

$$\frac{h'p-h''p}{Hi} = 0.012\,\psi + \frac{\lambda\,.\,\psi\,0.01}{sin\alpha\,cos^2\alpha}\left(\frac{0.27\,Zd+B}{sin\alpha}\right) = 0.06059$$

Avec :
$\alpha = \alpha_m = \frac{\alpha 3 + \alpha 4}{2}$
Zd = 24
B = 9,5 ; ψ = 0,98

Après calcul on trouve :

$$\frac{h'p - h''p}{Hi} = 0{,}06059 \quad ; \quad (6{,}06\%)$$

3- 14.2 Pertes de charges singulières dans les coudes

On a à faire à 2 coudes de 90°
• Si nous prenons R/D = 1, le diagramme nous donne :
ξ=0.5 (Voir Annexe 2)

$H_p = \xi\, C_{rm}^2/g$; Crm2 = Moyenne de la vitesse radiale

Crm = 28,06[m/s] d'où : hp=40,13[m].

3- 14.3 Pertes par frottement des flasques (pertes internes)

Ce sont des pertesmécaniques PF causées par le frottement des disques (flasque des roues). Ellesvarient avec la vitessedoncellessontproportionnelle au travail utile.

On va exprimer ces pertes au moyen du rendement interne ou polytropique : on ajoute ces pertes hi (m) aux pertes hydrauliques et on appelle l'ensemble pertes internes.

• Calcul de la puissance absorbee par frottement du 1er étage

$$Pfi = C\,.\,U2^3\,.\,d2\,[\,1 + 5\frac{I2}{d2}\,]$$

C : facteur dépendant du coeiff des frottements du disque sur le fluide.
Pour l'air C= 2. 10-6
Donc :

p_{FI}= 63948.65 [w]

Equivalent de cette perte en perte par mètre de fluide :
$h_{FI} = \frac{Pfi}{qmt\,.g}$
soit h_{FI}= 2099.94 m

3-14.4 Pertes par fluide

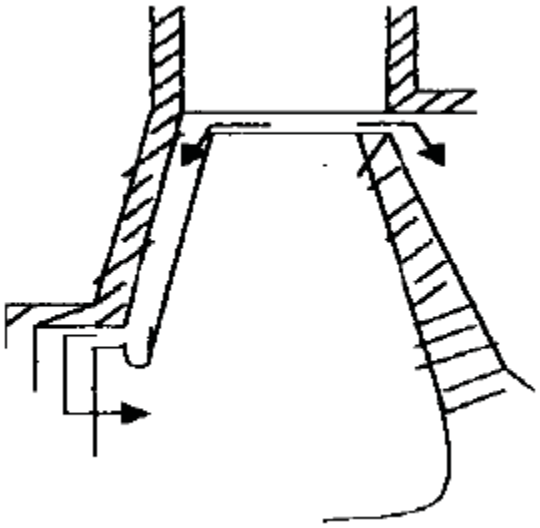
Des fuites se produisent aux jeux des ouïes centrifuges et aussi des fuites vers l'extérieur. Pour diminuer ces fuites on utilise des labyrinthes.

Le poids d'air passant par une garniture à labyrinthes est donné par la formule de Stodola : [4]

$$qmfi = S \cdot \sqrt{\frac{(Pb^2 - Pa^2) \cdot \rho bar}{Z \cdot Pb}}$$

Avec :

Si : Section de passage
Pb , Pa : Pression des deux côtés du labyrinthe
Z : Nombre de chambres de détente



3-14.4.1 Fuite à rentrer de l'ouïe de la roue 1 : (qMf1)

Soit :

• Section de fuite

S1 = π. d0 .j ; jeu j = 0,5 mm

D'ou S1 = 9,891.10-4 m2

• La pression Pb

Est diminuée par suite de la rotation du fluide

Elle est égale à : Pb = P2 – ΔPW

• Calcul de la chute de pression

$$\Delta h_w = \frac{1}{2g}\left[\frac{3}{4U2} + \frac{U0^2}{4} - (U2 - C2u)^2\right]$$

En remplaçant, on trouve : Δh_w= -435.56

$\Delta P_w = \rho_{bar}\, g\, \Delta h_w$

ΔP_w= -5725.63

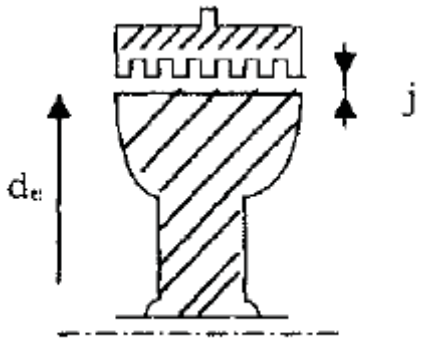
$P_b = P_2 - \Delta P_w = 156434.25$

Calcul de la fuite (qMf1)

qmfi=0.25087

3-14.4.2 Fuite à l'extérieure : (qMf2)

Cette fuite se calcul au niveau de la dernière roue. Elle est d'une importance capitale.
Avec : S1 = π de . j



3-14.5 Somme des pertes hydrauliques ET perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 1er étage est de :

$$\sum h = 1340.02 \text{ [m]}$$

Remarque Générale :
Les pertes de charges des étages 2-3-4-5 seront calculées de la même manière que l'étage 1

	2	3	4	5
pertes dans la roue	0.0914	0.0825	0.0801	0.0652
pertes de charge dans le diffuseur	0.0542	0.0678	0.0779	0.0855
Pertes de charge singulières dans les coudes	41.05	28.99	25.23	25.23
Pertes par frottement	1723.94	1124.29	1124.29	890.76
Pertes par fuite	0.2720	0.3880	0.8975	0.9588

Fuite à l'extérieur :

j = 0,1 mm ➔ S1 = 0,00016 m2

Z = 5

Pa = 105 N/ma

qmFe = 0.1917

3-19 Détermination des pressions et du taux de compression réels dans chaque étage

3-19.1 Chute de pression dans chaque étage

Elle estdéfinie la relation :

ΔPi = hi x ρ x g (i : Volute, Roue, Diffuseur, Coudes) ΔP = ∑ΔPi

.*	1	2	3	4	5
P5	164268,73	270150,70	441186,33	721333,27	1176905,96
й	1.64	1.63	1.63	1.64	1.64

Donc, le taux de pression réel (avec perte) moyen du compresseur est :

Й= 1.64

3-19.2 Détermination des pressions entrée - sortie de chaque étage

	1	2	3	4	5
P1[N/m^2]	97216,28	164268,73	270150,70	441186,33	721333,27
P5[N/m^2]	164268,73	270150,70	441186,33	721333,27	1176905,96

Conclusion :

Finalement notre Turbocompresseur est caractérisé par les paramètres réels suivants :

-Pression d'aspiration : PA = 1 bar

-Pression de refoulement : PS = 11,99 = 12 bar

-Taux de compression : Й=8

3-C. Calcul des rendements

3-20 Calcul des rendements du 1er étage

Rendementhydraulique :

Hauteur réelle ou effective du 1er étage (Hi):

$$ηh1=\frac{Hi}{Hi+\sum(h'p+h"p)}=\frac{Hi}{HTotal}$$

Soit : $Htotal=Hi+\sum(h'p+h"p)$

Htotal=(0.094319 + 0.091821 + 0.06059) Hi + Hi + Hp

$Hi=\frac{Ht-Hp}{1.24673}$ ➔ Hi = 3844.92 [m]

D'ou :

$ηh1=\frac{Hi}{Ht}$ ➔ ηh1 = 0.6227

Rendement Polytropique :

Il est défini par la relation :

$$\eta p1 = \frac{Hi}{Hi+\sum(h'p+h"p)+Hfi} \rightarrow \eta p1 = 0.5277$$

Rendement volumétrique :

II est donné par la relation :

$$\eta v1 = \frac{qmt}{qmt+qmfi} \rightarrow \eta v1 = 0.9225$$

Rendement mécanique :

II est défini par :

$$\eta m1 = \frac{Pt1}{Pt1+Pm1+1\%\,Pt1}$$

On admet 1% de la puissance théorique (Pt)

Avec:

$$Pt1 = \frac{qmt*Ht*g}{100} \rightarrow Pt1 = \ldots \text{ [kw]}$$

On a : Pm1 = Pf1 = 63.94 [kw]

D'ou :

	2	3	4	5
Rendementhydraulique	0.743	0.739	0.729	0.739
RendementPolytropique	0.624	0.682	0.676	0.709
Rendementvolumétrique	0.916	0.885	0.768	0.757
Rendementmécanique	0.724	0.798	0.798	0.832

$\eta m1 = 0.6842$

Remarque Générale :

Les rendements des étages 2-3-4-5 seront calculés de la même manière que l'étage 1

3-25 Rendements du Turbocompresseur

Rendement Hydraulique (indiqué) :

$$\eta h = \frac{\sum Hi}{Ht}$$

Somme des hauteurs réelles ou effective :

$$Hi = \sum Hi = 20535.084 \text{ [m]}$$

Somme des charges idéales exactes :

$$Ht = 22648.927 \text{ [m]}$$

D'où : $\eta h = 0.90660.7251$ (90%)

NB :

La valeur prise au départ est 0,85 ; la différence est faible, T_{erreur} est faible : |(0,85 – 0.9)/0,9| = 0.05,
donc on peut admettre un rendement de 90%

Rendement Polytropique :

$$\eta p = \frac{\sum Hi}{\sum Hi + \sum (h'p + h''p) + \sum Hf}$$

∑Z Hi = [m]

∑Z (h'p+h"p)= [m]

∑Z Hf = [m]

On remplaçant, on trouve : $\eta p = 0.7251$ (73%)

Rendement Volumétrique :

$$\eta v = \frac{qmt}{qmt + qmfe} = \frac{qmt}{qt} \quad \rightarrow \quad \eta v = 0.93968 \text{ (94\%)}$$

N.B :

La valeur prise auparavant est 0,95, l'erreur est faible (1%), donc on peut admettre ηv=0.94

RendementMécanique :

$$\eta m = \frac{Pt1}{Pt + \sum Pm + 1\% \, Pt}$$

Avec : $Pt = \frac{qmt * Ht * g}{1000} \rightarrow$ Pt = 663.75 [kw]

$\sum Pm =$ 212.04 [kw]

D'ou :

$\eta m = 0.7521$ (75%)

Rendement global du compresseur :

$\eta g = \eta h \, . \eta v \, . \eta m$

$\eta g = 0.64084$ (64 %)

3-D Calcul des Puissances

3-D. 1 Puissance théorique pour un nombre d'aube infini(Z = ∞)

$$Pt\infty = \frac{qmt * Ht\infty * g}{1000} \quad \rightarrow \quad Pt\infty = 795.836 \text{ [kw]}$$

3-D.2 Puissance théorique pour un nombred'aubefini

$$Pt = \frac{qmt * Ht\infty * g}{1000} \rightarrow Pt = 663.7584 \text{ [kw]}$$

3-D. 3 Puissance Utile :

$$PU = \frac{qmt * \sum hi * g}{1000} \rightarrow PU = 601.8093 \text{ [kw]}$$

3-D.4 Puissance Totale

$$P = \frac{PU}{\eta g} \rightarrow P = 939.0931 \text{ [kw]}$$

Chapitre4 :

ALGORITHME ET PROGRAMME

Chapitre 4 : ALGORITHME ET PROGRAMME

4.1- Algorithme :

Le calcul d'un compresseur centrifuge multiétages suit les étapes suivantes :

1- clc
2- Entrer caractéristiques du Turbocompresseur (qv ,Ta ,Pa ,N ,Ts, π =3.14 , g=9.81, ηc =0.85, Cp=1004, ɣ=1.4, Ce = 20, R=287.16, ρ0 =1.149 , α 1 = 90°, d= 0.390, , I_2= 0.100, Z_p= 19, Z_d= 24, C1U = 0, φ 1= 0,225, φ 2= 0,125, λ_1=0,017, y= 0.3, d_0= 630, ξ=0.5, j = 0,5, ρ_{1bar}= 1.34, λ_2=0,017, λ_3=0,019, λ_4= 0,019, λ_5= 0,019)

```
while F <i
    F = F + 1
    If F == 1
       d1 = 0.550 , d2 = 0.950 , d3 = 0.960 , d4 = 1.430
    elseif F == 2
        d1 = 0.460, d2 = 0.900, d3 = 0.910 , d4 = 1.390
    elseif F == 3
        d1 0.430 , d2 = 0.800 , d3 = 0.810 , d4 = 1.370
    elseif F == 4
        d1= 0.460 , d2 =0.800 , d3 = 0.810 , d4 = 1.370
   elseif F == 5
         d1= 0.450, d2 = 0.750, d3 = 0.760, d4 = 1.370
    end
```

3- Calcul Vs = $\frac{qv}{Ss}$
4- $Ss = \pi d^2/4$
5- Calcul travail de compression ideale Wcc = ΔHcc = cpTe[$(\frac{Ps}{Pe})^{\frac{ɣ-1}{ɣ}}$ - 1]+$\frac{V^2 s}{2}$
6- Entrée ηc =0.85
7- Calcul travail compression réelle Wc = $\frac{Wcc}{ηc}$
8- Calcul Hauteur idéale H = $\frac{Wc}{g}$
9- Entré" i " nombred'étage : i = …
10- Calcul charge ideale par étage Hi = $\frac{H}{i}$
11- Entrée F = 0
12- Entrée F = F + 1
13- Calcul de la vitessepériphérique à l'entrée de la roue :U_1= $\frac{d11\,\pi N}{60}$
14- Calcul de la vitesse périphérique à la sortie de la roue :U_2=$\frac{d12\,\pi N}{60}$
15- Hi= $\frac{U2C2U - U1C1U}{g}$

16- C2U= $\frac{gHi}{U2}$

17- Calcul de vitesses radials: C1r = C1Sin α1

18- C1r = C1

19- $C1r = \varphi 1 \ .U2$

20- $C2r = \varphi 2 \ .U2$

21- Calcul des angles β1, β2:

22- tg β1= $\frac{C1r}{U1}$

23- tg β2= $\frac{C2r}{U2 - C2U}$

24- Calcul des vitesses relatives W1, W2:

25- W 1= $\frac{C1r}{\sin \beta 1}$

26- W 2= $\frac{C2r}{\sin \beta 2}$

27- Détermination de la vitesseabsolue C2 :

28- Calculd'angle α2:

29- tan α2= $\frac{C2r}{C2u}$

30- C2= $\frac{C2r}{\sin \alpha 2}$

31- Chute réelled'enthalphie:

32- h A − h1= $\frac{C1^2}{2}$

33- Température à l'entrée et sortie roue :

34- T1 = TA −$\frac{h\,A - h1}{Cp}$

35- W12 = g. H1

36- T2 = T1 −$\frac{\frac{(C1^2 - C2^2)}{2} + W12}{Cp}$

37- Pression a l'entrée et sortie roue :

38- P1 = PA ($\frac{T1}{TA}$)$^{3.5}$

39- P2 = P1($\frac{T2}{T1}$)$^{3.5}$

40- Masse volumique entrée sortie roue :

41- ρ1= $\frac{P1}{R\,T1}$

42- ρ2= $\frac{P2}{R\,T2}$

43- Entré z= 19

44- Calcul des pas t1 et de t2 :

45- t1= $\frac{\pi d1}{z}$

46- t_2= $\frac{\pi d2}{z}$

47- Calcul de l'epaisseur:

48- $q_m = q_v \rho 0$

49- qmt= $\frac{qm}{\eta c}$

50- $\tau 1 = \frac{\pi d1}{z} - \frac{qmt}{C1r\ \rho 1\ l1\ z}$

51- $e = \tau 1 \sin \beta 1$

52- Calcul la hauteur théorique exacte correspondant à Z fini:

53- $\varphi = 0{,}55 + 0{,}6 \sin \beta 2$

54- $\varepsilon = \frac{1}{1+\varphi \frac{2}{z[1-\left(\frac{d1^2}{d2^2}\right)]}}$

55- $HT = \varepsilon\ Ht\infty$

56- Calcul de diffuseur:

57- $\frac{C2r}{U2} = 0.225$ Diffuseur aube.

58- Calcul de la constante: Cte = r2 . C 2U

59- Vitesse au pt 03 (entrée diffuseur):

60- $C3U = \frac{Cte}{r3}$

61- $\tau 3 = \frac{e}{\sin \alpha 3}$

62- $\tau 3 = \tau 1 + 5$ [mm]

63- $C3r = \tan \alpha 3 \ .C3U$

64- $C3 = \frac{C3r}{\sin \alpha 3}$

65- Vitesse au pt 04 (sortie diffuseur):

66- $r4C4U = cte$

67- $\tau 4 = e / \sin \alpha 4$

68- $\tau 4 = \tau 1 + 7$ mm

69- $C4r = \tan\alpha 4 . C3U$

70- $C4 = C4r / \sin\alpha 4$

71- Gain réeld'enthalpie :

72- $h3 - h2 = \frac{C2^2 - C3^2}{2}$

73- $h4 - h3 = \frac{C3^2 - C4^2}{2}$

74- Température entrée, sortie diffuseur:

75- $T3 = T2 + \frac{h3 - h2}{Cp}$

76- $T4 = T3 + \frac{h4 - h3}{Cp}$

77- Pression entrée - sortie diffuseur:

78- $P3 = P2\left(\frac{T3}{T2}\right)^{3.5}$

79- $P4 = P3\left(\frac{T4}{T3}\right)^{3.5}$

80- Masse volumique entrée - sortie diffuseur :

81- $\rho 3 = \frac{P3}{R\ T3}$

82- $\rho 4 = \frac{P4}{R\ T4}$

83- Canal du retour

84- Caractéristiques du pt(5) entrée canal

85- Entré C 4U = C 5U

86- $\tau 5 = e / \sin \alpha 5$

87- C5r = tan α5 . C 5U

88- C5 = C5r /sin α5

89- Evolution dans le canal :

90- T5 =313°k (Sortie réfrigérant)

91- P5 = P4 (évolutionisobare)

92- Degré de Réaction

93- $\frac{W1^2 - W2^2}{2g}$= Charge statiqueenhauture de fluide

94- $\frac{(C2^2 - C1^2) + (W1^2 - W2^2)}{2g}$= charge totaleen hauteur de fluide

95- $X = \frac{\text{Charge statique en hauture de fluide}}{\text{charge totale en hauteur de fluide}}$

96- Nombre de Mach entrée - sortie roue

97- $M1 = \frac{W1}{\sqrt{\gamma . R\ T1}}$

98- $M2 = \frac{C2}{\sqrt{\gamma . R\ T2}}$

99- Calcul de la vitesse (C0)

100- $\text{Ɛ}V = \frac{C0}{\sqrt{2\ .g\ .HT}} = (0{,}29 \rightarrow 0{,}55)\ (\frac{Ns}{100})^{2/3}$

101- $Ns = \frac{N\sqrt{qV}}{HT^{3/4}}$

102- $C0 = (0{,}0897 \rightarrow 0{,}170)\sqrt{2\ .\ g\ .\ HT}$

103- Calcul de la section d'entrée convergent (Sc)

104- Entré Ce = 20 m/s

105- Sc = qmt/Ce ρ0

106- $dc = \sqrt{\frac{4Sc}{\pi}}$

107- Calcul de la volute

108- $Sn = \frac{qmt.n}{\rho 0 C0}$

109- Calcul de la Volute de sortie

110- $S = q_{mt}/\rho_{bar}.\ C_{4u}$

111- Perteshydraulique

112- Pertes de charges dans la volute d'entrée (en %) : [6]:

113- $\Psi = 2g\ H_T / U_2^2$

114- y =d8/d2

115- $h'_P - h''_P / H_i = \Psi\ 0.05\ /4 + \lambda . \Psi\ 0.075\ [(0.05y+1/1.5y).(1+1/(1+y))^2]$

116- % despertes dans la 1ere roue [6]:

117- $A = d_0/d_2$

118- $\beta_m = (\beta_1+\beta_2)/2$

119- $B = (d_2-d_1)/\ 2\ \sin\beta_m$

120- $X = L/d_2$

121- $h'_P - h''_P / H_i = (1- \Psi/4)0.05+ \lambda[0.125\ x/4\ ((0.64\ Z/(1+A)\sin\beta_m)+(B/13)).((1+A+0.75\Psi)/\cos\beta_m)^2$

122- % despertes de charges dans le diffuseur:

123- $\alpha = \alpha_m = (\alpha_3+\alpha_4)/2$

124- $B = d_2/l_2$

125- $h'_P - h''_P / H_i = 0.012\Psi+[(\Psi\lambda\ 0.01/\sin\alpha.\ \cos^2\alpha).(0.27\ Z_d+B/\ \sin\alpha)]$

126- Pertes de charges singulières dans les coudes:

127- $\xi=0.5$

128- $H_p = \xi\ C_{rm}^2/g$

129- 14.3 Pertes par frottement des flasques (pertes internes):

130- Entré C= 2. 10-6

131- $p_{FI} = C\ U_2^3\ d_2\ [1+(5\ l_2/d_2)]$

132- $h_{FI} = p_{FI}/(\ q_{mt}.\ g)$

133- Pertes par fluide:

134- $q_{MFI} = S\ \sqrt{P}$

135- $qmfi = S\ .\sqrt{\frac{(Pb^2-Pa^2)\ .\ \rho bar}{Z\ .Pb}}$

136- Fuite à rentrer de l'ouïe de la roue 1 : (qMf1)

137- j = 0,5 mm

138- Z= 2

139- $S1 = \pi.\ d0\ .\ j$

140- $\Delta h_w = (1/2g)\ [(3/4U_2)+(U_0^2/4)-(U_2-C_{2u})^2]$

141- $\Delta P_w = \rho_{bar}\ g\ \Delta h_w$

142- $P_b = P_2 - \Delta P_w$

143- Fuite à l'extérieure : (qMf2)

144- Somme des pertes hydrauliques ET perte dans les coudes

145- $\sum H = hi+h_p+h_f$

146- Avec $hi=(h'p+h''p)_1\ .\ H1$

147- End

148- Chute de pression dans chaque étage

149- $\Delta P_i = h_i\rho_{bar}\ g$ (i: Volute, Roue, Diffuseur, Coudes)

150- Calcul des rendements

151- Calcul des rendements du 1er étage

152- Rendementhydraulique :

153- Hauteur réelle ou effective du 1er étage (Hi):

154- $H_{Total} = H_i + \Sigma\ (h'_P + h''_P)$

155- $\eta_{h1} = H_i / (H_i + \Sigma\ (h'_P + h''_P)) = H_i / H_{Total}$

156- Rendement Polytropique :

157- $\eta_{P1} = H_i / [(H_i + \Sigma\ (h'_P + h''_P)) + h_{F1}]$

158- Rendement volumétrique :

159- $\eta_{V1} = q_{mt}/(\ q_{mt}+ q_{mF1})$

160- Rendement mécanique :

161- $P_{t1} = q_{mt} H_T \, g /100$

162- $P_{m1} = P_{F1}$

163- $\eta_{m1} = P_{t1} / [P_{t1} + P_{m1} + (P_{t1}/100)]$

164- RendementHydraulique (indiqué) :

165- $\eta h = \frac{\sum Hi}{Ht}$

166- Somme des hauteurs réelles ou effective :

167- $Hi = \sum Hi$

168- Somme des charges idéales exactes :

169- $Ht = Hi + \sum(h'p + h"p)$

170- Rendement Polytropique:

171- $\eta p = \frac{\sum Hi}{\sum Hi + \sum(h'p + h"p) + \sum Hf}$

172- RendementVolumétrique :

173- $\eta v = \frac{qmt}{qmt + qmfe} = \frac{qmt}{qt}$

174- RendementMécanique :

175- $\eta m = \frac{Pt1}{Pt + \sum Pm + 1\% \, Pt}$

176- Avec : $Pt = \frac{qmt * Ht * g}{1000}$

177- Rendement global du compresseur :

178- $\eta g = \eta h \, . \eta v \, . \eta m$

179- $\eta g =$

180- Puissance théorique pour un nombre d'aube infini($Z = \infty$)

181- $Pt\infty = \frac{qmt * Ht\infty * g}{1000}$

182- Puissance théorique pour un nombre d'aube fini

183- $Pt = \frac{qmt * Ht\infty * g}{1000}$

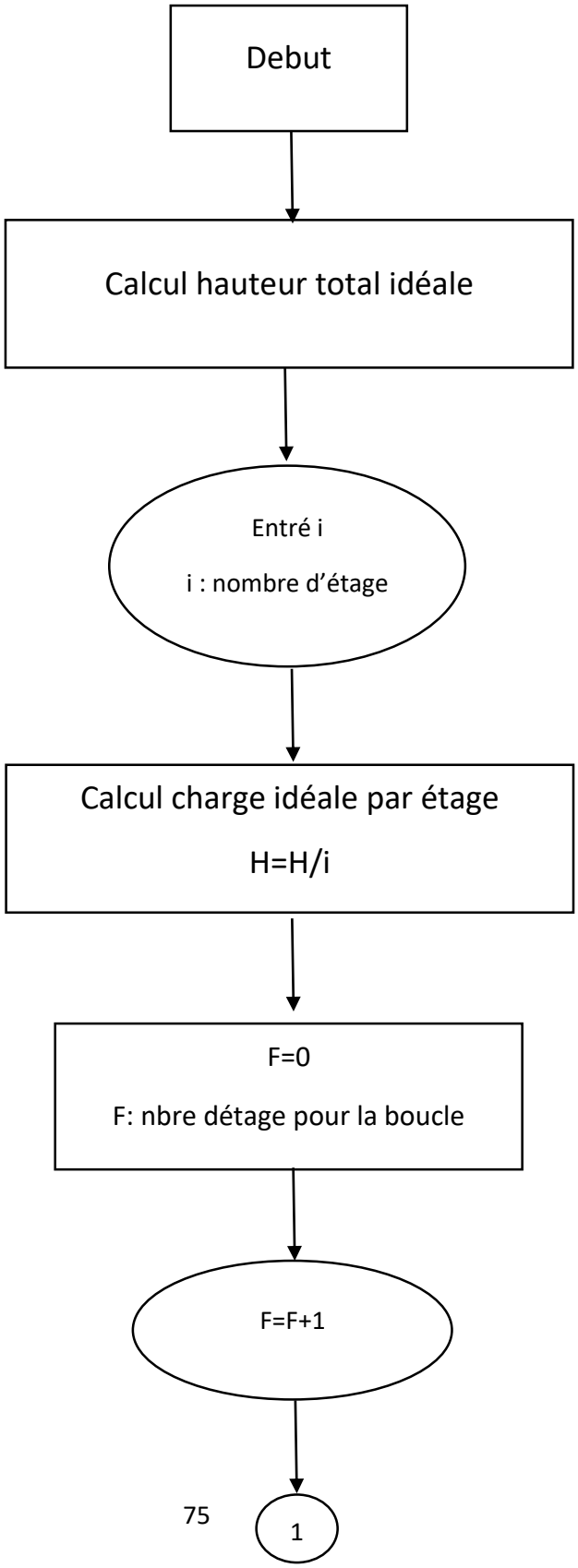
184- Puissance Utile :

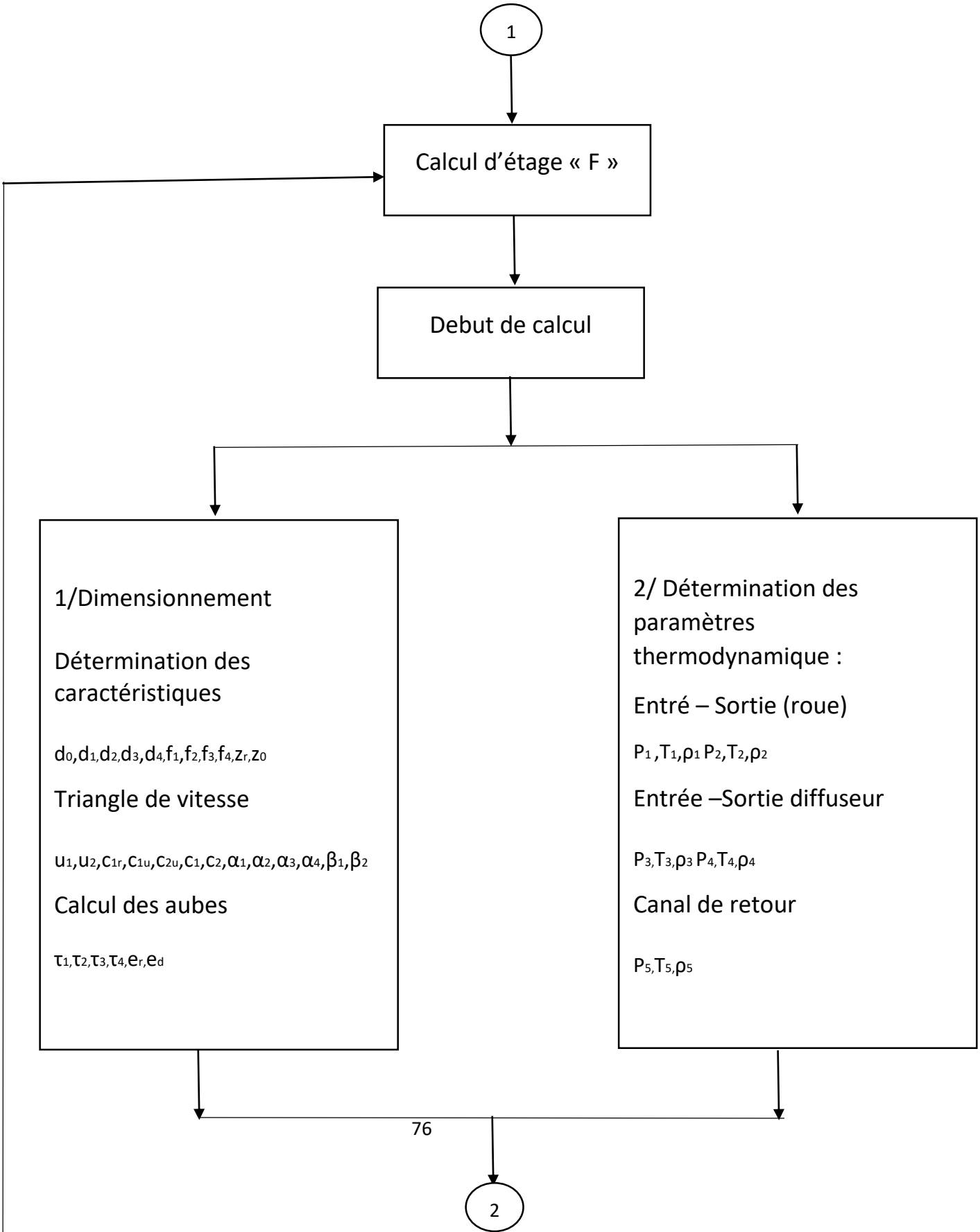
185- $PU = \frac{qmt * \sum hi * g}{1000}$

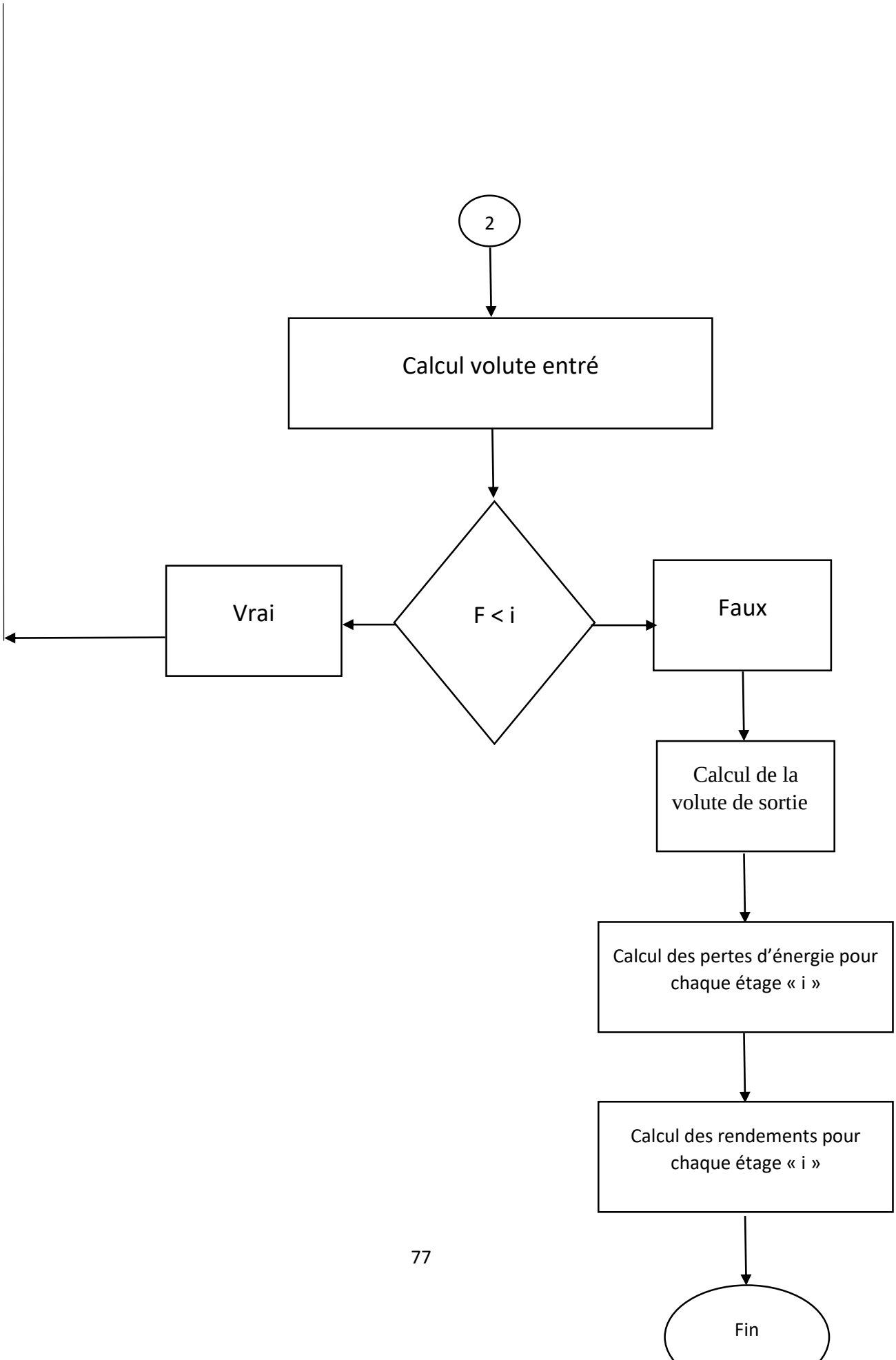
186- Puissance Totale

187- $P = \frac{PU}{\eta g}$ ➔

2- Organigramme de calcul :




1
Calcul d'étage « F »
Debut de calcul
1/Dimensionnement
Détermination des caractéristiques
$d_0, d_1, d_2, d_3, d_4, f_1, f_2, f_3, f_4, z_r, z_0$
Triangle de vitesse
$u_1, u_2, c_{1r}, c_{1u}, c_{2u}, c_1, c_2, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \beta_1, \beta_2$
Calcul des aubes
$\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, e_r, e_d$
2/ Détermination des paramètres thermodynamique :
Entré – Sortie (roue)
$P_1, T_1, \rho_1 P_2, T_2, \rho_2$
Entrée –Sortie diffuseur
$P_3, T_3, \rho_3 P_4, T_4, \rho_4$
Canal de retour
P_5, T_5, ρ_5
2


2
Calcul volute entré
F < i
Vrai
Faux
Calcul de la volute de sortie
Calcul des pertes d'énergie pour chaque étage « i »
Calcul des rendements pour chaque étage « i »
Fin

Chapitre5 :

ETUDE PARAMETRIQUE

Chapitre5 : ETUDE PARAMETRIQUE

Dans ce chapitre, on présente une étude paramétrique mettant en evidence l'effet de quelques paramètres influencants sur les performances du compresseur centrifuge.

On a veut examiner :

- l'effet de la Vitesse de rotation du rotor du compresseur **N**,
- des conditions d'entrée (admission) du fluide au circuit de compression ; comme la Pression d'entrée **Pa** et la Temperature d'entrée **Ta**
- La Temperature de refoulement (de sortie) **Ts**
- Le nombre d'étages du compresseur **Z**

sur la puissance, le rendement et le taux de compression du compresseur.

5.1- Effet du Changement de la Vitesse de rotation N :

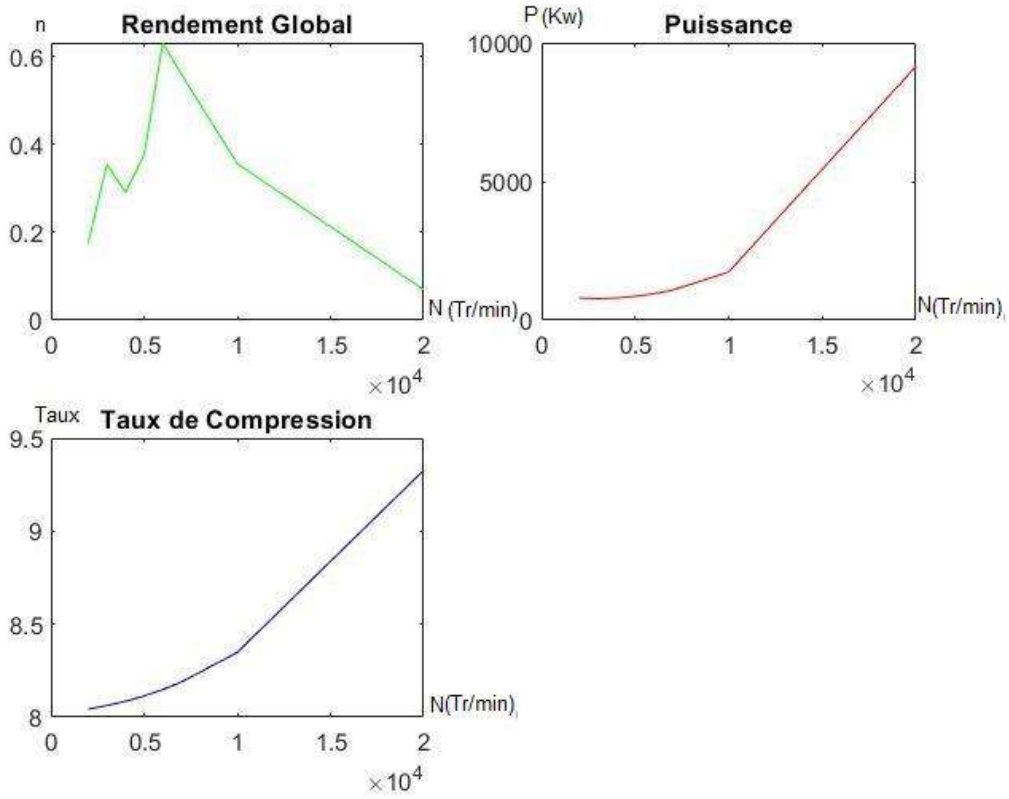


Figure 5.1- Effet **de la Vitesse de rotation** N sur les caracteristiques du compresseur Multietage (à 5 etages)

On voit que le rendement diminue lorsqu'on augmente la Vitesse de rotation plus que 7000(tr/min), et que la puissance ainsi que le taux de compression augmentent avec la Vitesse.

Alors la Vitesse 7000(tr/min) est la Vitesse optimale pour qu'on ait un rendement maximum.

5.2- Effet du Changement de la pression d'admission Pa (Pression d'entrée):

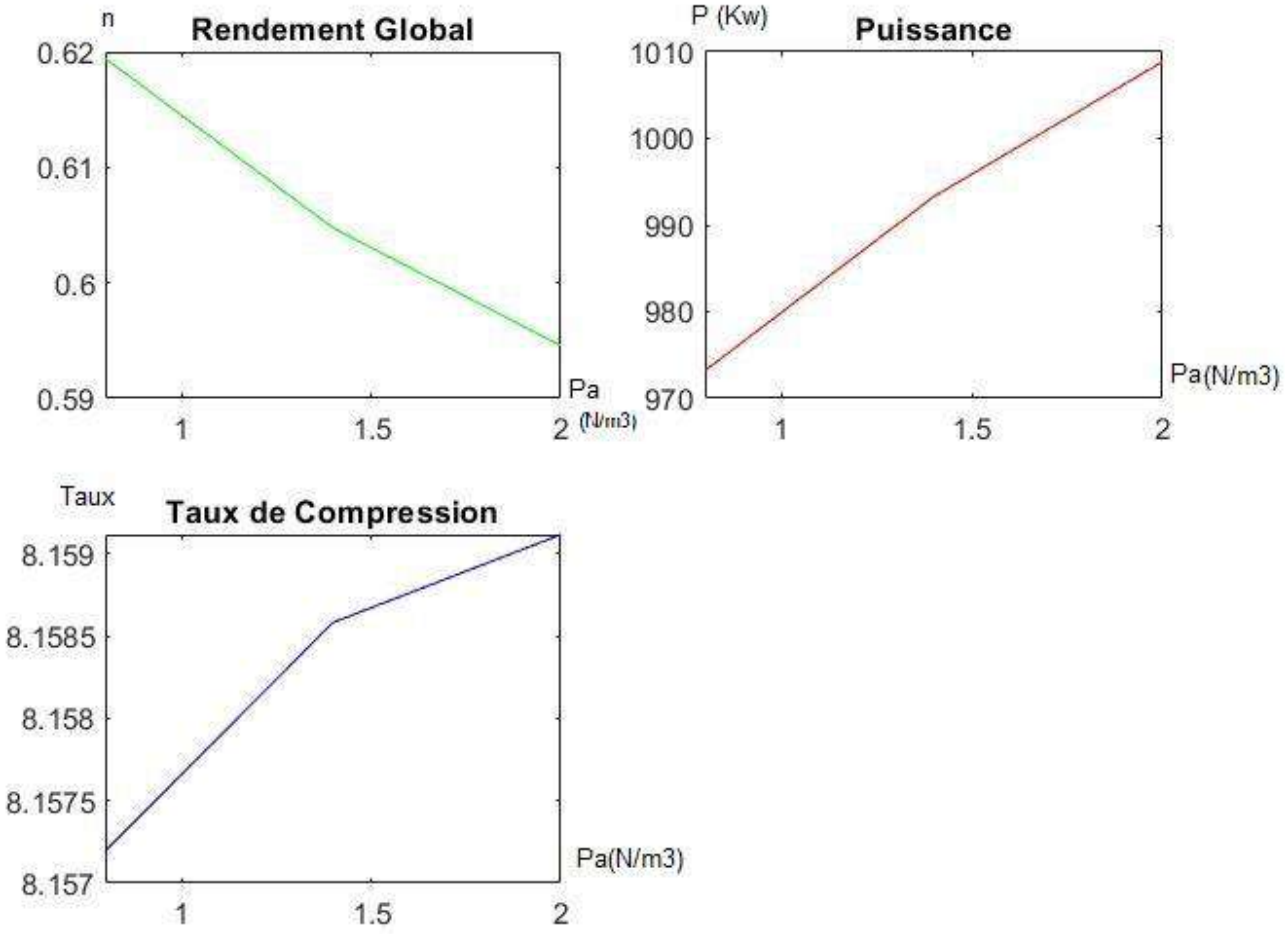


Figure 5.2- Effet de la pression d'admission (Pa) sur les caracteristiques du compresseur Multietage (à 5 etages)

On voit que le rendement diminue lorsqu'on on agumente la pression d'entrée alors que la puissance et le taux de compression agumentent avec la pression.

Alors on conclut que la meilleure pression d'entrée doit ètre le minimal possible pour avoir un rendement élevé.

5.3- Effet du Changement de la valeur de la temperature d'admission Ta (Temperature d'entrée) :

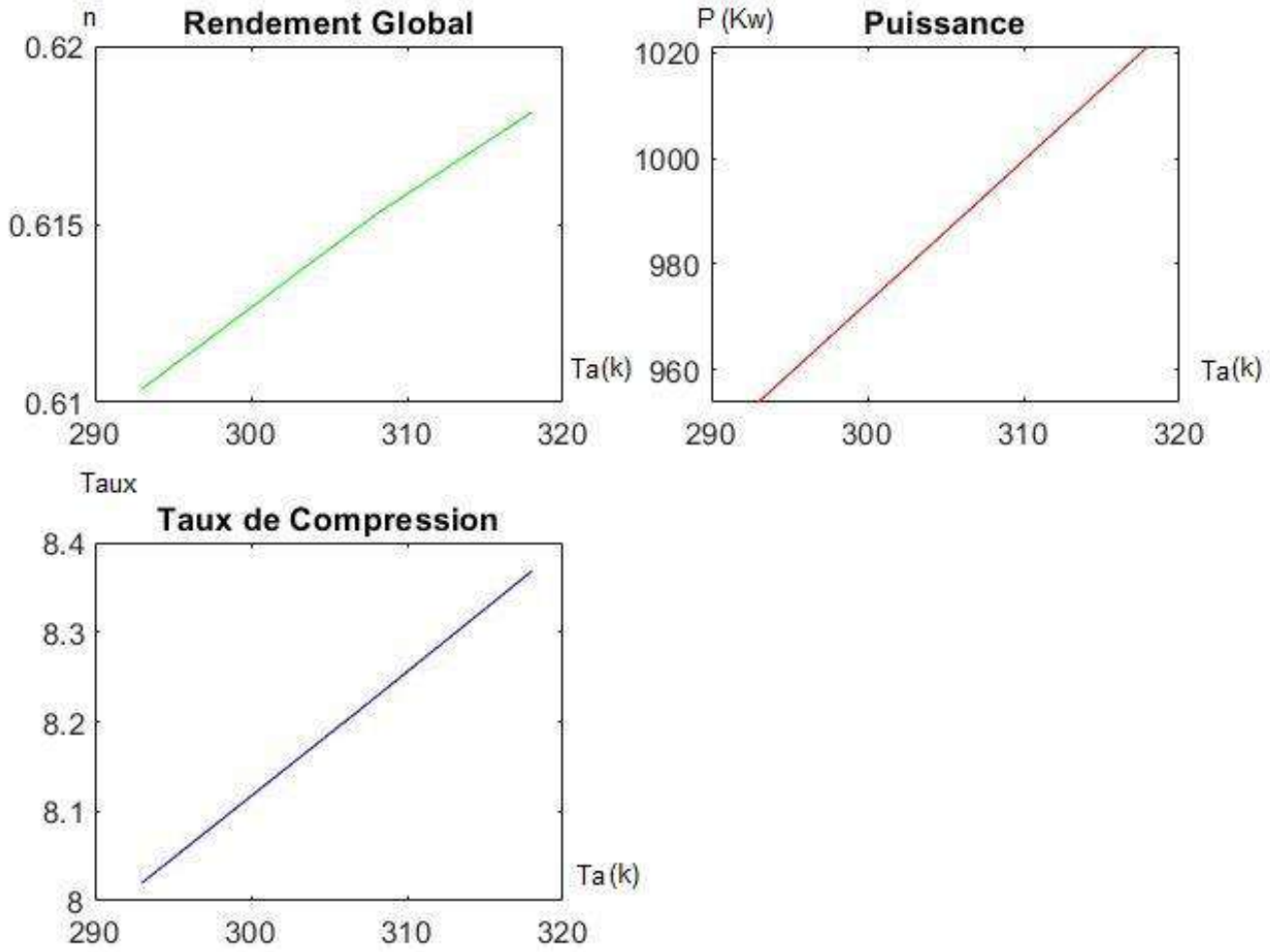


Figure 5.3- Effet de la temperature d'admission (Ta) sur les caracteristiques du compresseur Multietage (à 5 etages)

On voit que fournir une grande temperature nous donne un rendement et une puissance avec un taux de compression élevé.

Donc le max temperature qu'onpeuxfournir le mieux pour avoir un grand rendement.

5.4- Effet du Changement de la valeur de Ts (Temperature de sortie) :

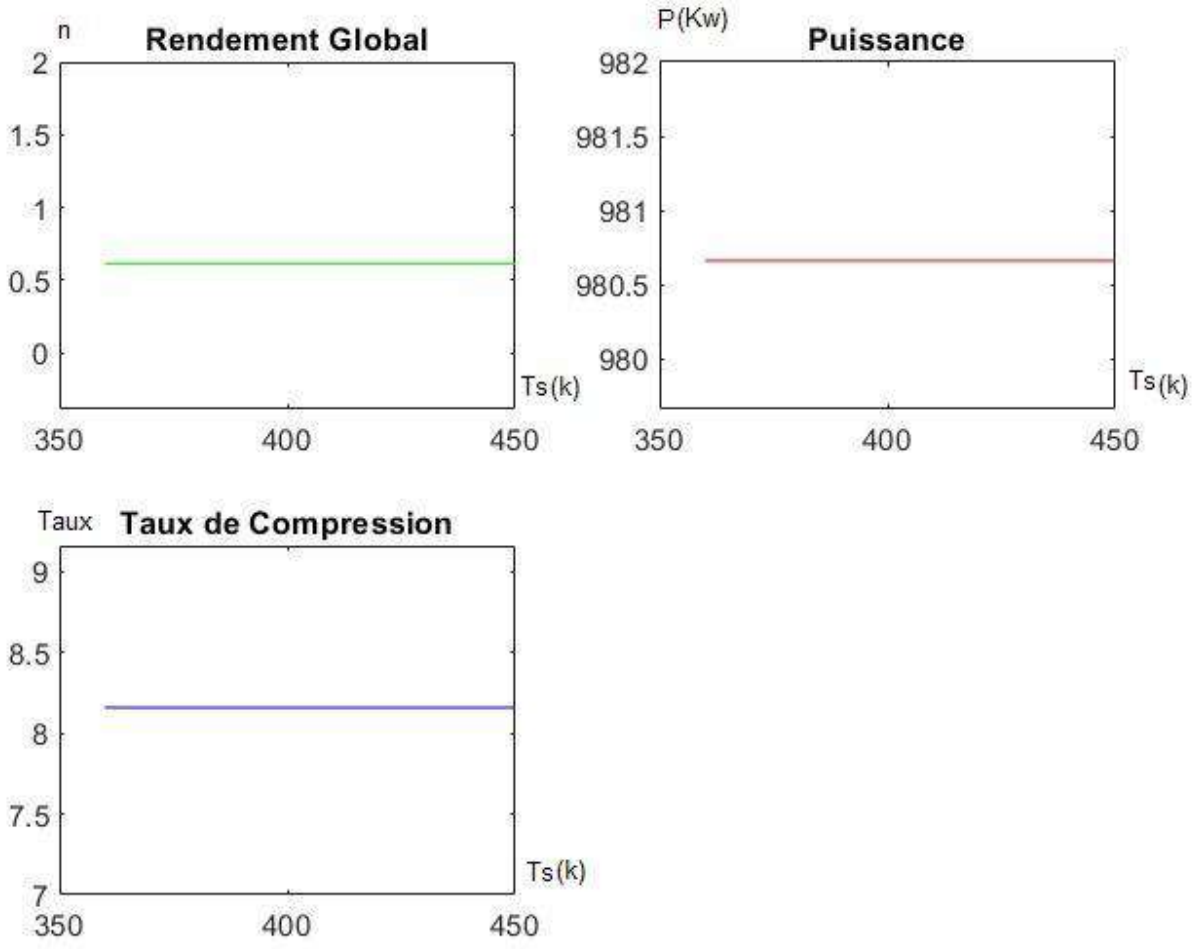


Figure 5.4- Effet de la temperature de sortie (Ts) sur les caracteristiques du compresseur Multietage (à 5 etages)

La figure 4 montre que la temperature de sortie n'a aucun éffet sur le rendement, puissance ou le taux de compression. Ceci est dû au fait qu'on a utilisé un refrigerant qui fait refoidir les compsants à chaque sortie d'un étage.

5.5- Effet du Changement de la valeur du nombred'étages Z :

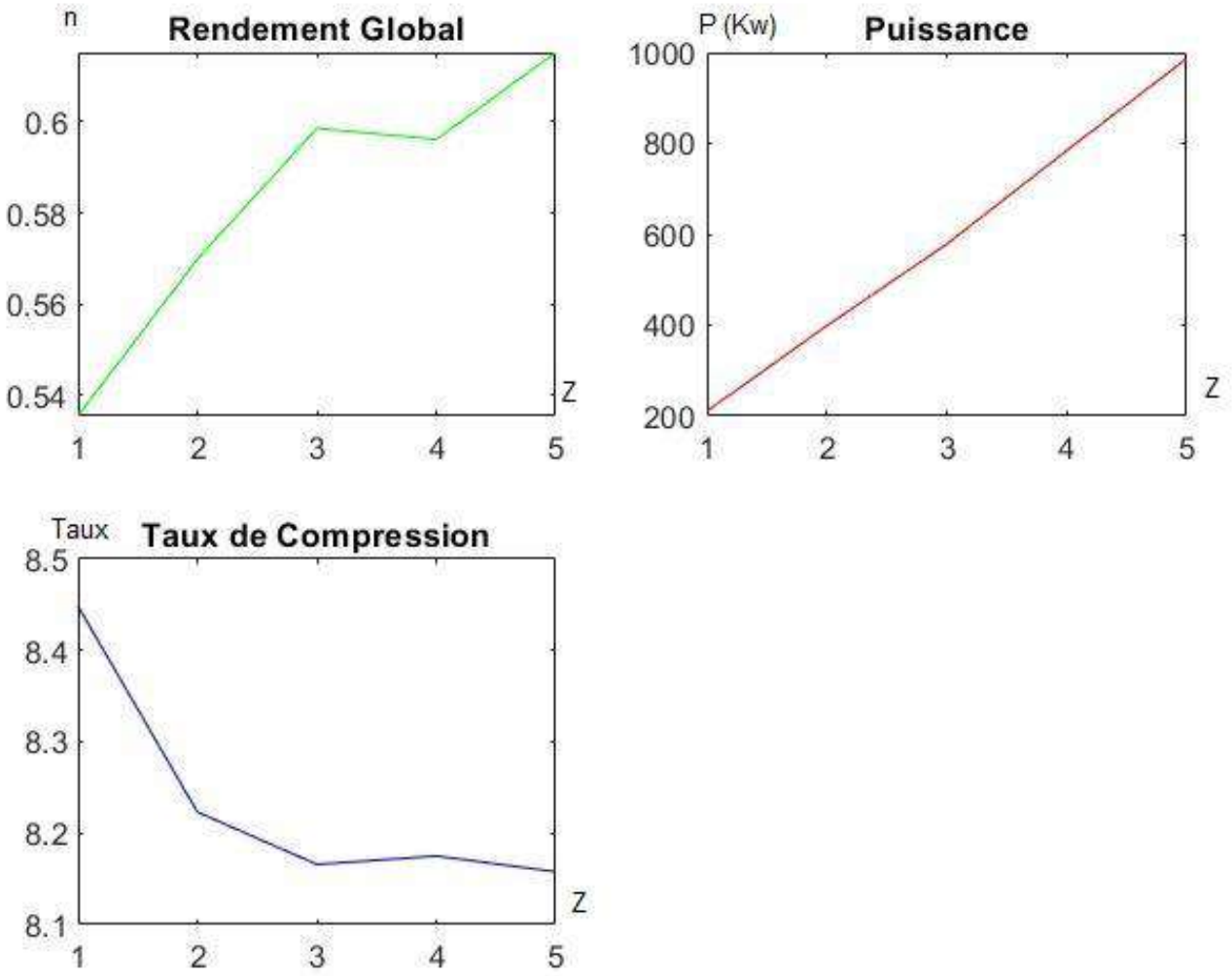


Figure 5.5- Effet du nombre d'étages Z sur les caracteristiques du compresseur Multietage

On voit que faire augumenter le nombre d'étages améliore le rendement et la puissance mais cause une diminution dans le taux de compression.

Apres cette breve etude paramétrique, un compromis entre les differents pramètres testés doit etre fait afin d’optimiser les conditions de fonctionnement du compresseur pour chaque situation pratique donnée.

Conclusion Generale

Conclusion Generale

L'objectif de ce memoire est de faire un calcul energetique d'un compresseur centrifuge multi-etages et developper un programme qui fait ces caculs automatiquement.

Ce calcul servira de base pour le calcul de construction de dimensionnement du compresseur proposé. Ainsi, on aboutira à un design par solidworks du prototype reduit.

Une étude parametrique a été menue afin de mettre en evidence l'influence des paramètres importants sur les caracteristiques du compresseur en occurrence : les conditions d'admission, le regime de fonctionnement et le debit aspiré.

Une attention particuliere a été donnée dans ce travail à trois caracteristiques importantes suivantes : la puissance absorbée et le rendment global du compresseur centrifuge à cinq étages.

D'autre part, un stage pratique à l'entreprise SAIDAL a été effectué afin de voir le fonctionnement réel du compresseur. Ce stage nous a permis d'avoir une vision claire et réaliste du fonctionnement d'un compresseur centrifuge multiétages dans une situation réelle.

Finalement le programme developpé au cours de ce travail sur le compresseur centrifuge nous a permis d'effectuer le calcul d'ingeneering d'une manière plus precise que la methode de calcul manuelle ; ce qui rend l'analyse paramétrique plus facile et prend moins de temps.

Ce programme développé peut etre ameliorer pour etre utilisé comme outil d'aide à la decision dans les bureaux d'études dans le domaine de turbomachines.

Références bibliographiques

[1]- KRYSINSKI J. , Turbomachines Théorie Générale, OPU, Ben AKnoun (Alger), 1986.

[2]- ERIK ARFLAK / JAN 23, 2014.

[3]- Documentation Groupe SAIDAL Médéa.

[4]- David Mc Mahon, Matlab Demystified, (LIVRE).

[5]- BOUASLA MOHAMED, MEMOIRE PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER, « CONTRIBUTION A L'ETUDE AEROTHERMODYNAMIQUE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE MULTI ETAGES », Université d'Annaba, Algerie, 2014-2015.

[6]- Dr Betata O., Turbomachines1 A Fluides incompressibles, Cours et Exercices, Université Science et Technologie ORAN

[7]- Dr ALLICHE Mounir, cours de Turbomachines, Université de Medea. (plateforme Moodle).

[8]- BENREZZAK SAMIR, Étude de la performance d'un Compresseur centrifuge multi-étagés K101 A de la station de Oued Noumer, PFE Master, Université de Tlemcen, 2011-2012.

[9]- Ouanoughi Menad et Meherzi Abdenour, « simulation numérique de l'écoulement autour des aubes d'un compresseur axial », PFE Master, Univ Médéa, Juin 2019.

[10]- BENZEROUK Abdelkader, « Etude paramétrique d'un compresseur axial multi-étages », PFE Master, Univ Médéa, Juin 2011.