

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université M'Hamed BOUGARA de Boumerdes

Faculté Des hydrocarbures et de la chimie

Département de Transport Et Equipements Des Hydrocarbure



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Transport et Distribution
des Hydrocarbures

Thème

**Dimensionnement des principaux équipements de la station de
compression GR4 et étude de l'efficacité de séparation et du
comportement hydrodynamique du gaz dans les micro-cyclones**

REALISE PAR :

ATLAOUI Mahdi

BENKORTBI Hadjer

ENCADRE PAR

M. YOUNSI

BOUMERDES 2015/2016

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à remercier, notre bon Dieu, de nous avoir donné la force, la volonté et le courage afin d'accomplir ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer, par la même, notre profonde gratitude et nos sincères remerciements aux membres de jury qui nous honoreront de leurs jugements sur ce mémoire.

*Un grand merci pour Monsieur **K.YOUNSI** notre promoteur, pour son implication dans le projet, ses remarques pertinentes, son ouverture d'esprit, sa franchise, sa gentillesse, son autant d'éléments qui nous ont permis d'atteindre les objectifs de ce travail.*

*Nous adressons nos chaleureux remerciements à Monsieur **SMATTI**, pour son attention et son soutien, ses conseils avisés et son écoute qui nous ont été bénéfiques pour la bonne réussite de notre mémoire. Nous avons eu beaucoup de plaisir et d'honneur à travailler avec votre personne.*

Nous adressons nos sincères reconnaissances à nos enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures.

Enfin, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvant ainsi l'expression de nos profondes gratitude et respects.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	I
DEDICACE	II
SOMMAIRE	III
LISTE DES FIGURES	IV
LISTE DES TABLEAUX.....	V
NOMENCLATURE	VI
INTRODUCTION GENERALE.....	1
 CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR4	
I.1.Situation géographique du projet GR4	3
I.2.Description du projet GR4	4
I.3.Principaux équipements de la station de compression GR4	5
I.3.1.Les filtres à cyclone	6
I.3.2.Les turbocompresseurs	7
I.3.3.Les aéroréfrigérants	8
I.4.Bases de conception	9
I.4.1.Durée de vie de l’ouvrage	9
I.4.2.Données de procédé.....	9
I.4.3.Composition du gaz naturel	9
I.4.4.Débits du GR4.....	10
I.5.Propriétés physico-chimique du gaz naturel	10
I.5.1.Modèles de calcul	11
I.5.2.Résultats.....	16
I.6.Conclusion	17
 CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE	
II.1.Introduction.....	18
II.2.Mécanismes de base d’un séparateur gaz/liquide/solide cyclonique Conclusion	19
II.2.1.Sédimentation ou décantation gravitationnelle	20
II.2.2.Forces d’inertie	20
II.2.3Diffusion.....	20
II.3.Notions générales	21
II.3.1.Définition.....	21
II.3.1.1.Efficacité	21
II.3.1.2.Chute de pression	22
II.3.2.Remarques préliminaires	22
II.3.3.Les multi-cyclones	24
II.3.4.Caractéristiques des filtres à cyclone cyclones.....	25
II.4.Méthodologie de calcul	25

II.4.1.Objectif	25
II.4.2.Hypothèses.....	26
II.4.3.Données de base.....	26
II.4.4.Modèle de calcul	27
II.5.Résultats	30
II.6.Conclusion	31

CHAPITRE III : SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

III.1.Introduction	32
III.2.Objectif	33
III.3.Conception de base des séparateurs à cyclone	33
III.4.Les modèles CFD utilisés pour la simulation des séparateurs à cyclone.....	38
III.4.1.Description des modèles de turbulence.....	38
III.4.2.Modèle des contraintes de Reynolds (RSM)	39
III.4.3.Modèle De La Phase Discrète (DPM)	39
III.5.Maillage et discrétisation	40
III.6.Critère de convergence	41
III.7.Principe de fonctionnement de l'ANSYS	41
III.8.Analyse et procédures de calcul numérique CFD	42

1^{ère} étape : Etude hydrodynamique du comportement du gaz dans un micro-cyclone

III.8.1.Choix du maillage	42
III.8.2.Choix du modèle de calcul.....	43
III.8.3.Conditions initiales	44
III.8.4.Conditions aux limites	44
III.8.5.Conditions parois	46
III.8.6.Méthodes de solution	46
III.8.7.Résultats et discussions.....	46
III.8.7.1.Champs de pression totale.....	47
III.8.7.2.Champs de vitesse axiale.....	49
III.8.7.3.Champ de vitesse radiale.....	50
III.8.7.4.Champ de vitesse tangentielle.	52

2^{ème} étape : Etude d'efficacité de la séparation dans un micro-cyclone

III.8.8.Modèle	55
III.8.9.Conditions aux limites	55
III.8.10.Résultats et discussion	56
III.8.10.1.Influence de la géométrie	56
III.8.10.2.Influence du nombre de micro-cyclone à installer.....	60
III.8.10.3.Influence de la vitesse d'entrée.....	62
III.8.10.4.Influence de la densité des particules.....	64
III.8.10.5.Influence du Diamètre du micro-cyclone.....	64
III.9.Conclusion.....	67

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

IV.1.Introduction	68
IV.2.Définition des compresseurs	68
IV.3.But de la compression.....	68
IV.4.Types de compresseurs	68
IV.5.Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges	70
IV.5.1.Description générale	70
IV.5.2.Principe de fonctionnement.....	70
IV.6.Constituants principales des compresseurs centrifuges	73
IV.6.1.Corps	73
IV.6.2.Diaphragme	73
IV.6.3.Rotor	73
IV.6.4.Roues	73
IV.6.5.Tambour d'équilibrage.....	74
IV.6.6.Paliers.....	75
IV.7.Thermodynamique de la compression des gaz.....	75
IV.7.1.Travail de compression des gaz.....	78
IV.7.2.Rendement thermodynamique d'un compresseur	79
IV.8.Caractéristiques graphiques du compresseur	81
IV.8.1.Courbe de pompage	81
IV.8.2.Courbes isorendement.....	82
IV.8.3.Courbes isovitesse	82
IV.8.4.Courbes isopuissance	83
IV.8.5.Hauteur de compression.....	83
IV.8.6.Pression d'aspiration du compresseur	83
IV.8.7.Température d'aspiration du compresseur	84
IV.8.8.Taux de compression	84
IV.9.Choix d'un turbocompresseur pour la station GR4	84
IV.9.1.Données de départ	85
IV.9.2.Procédure de calcul	85
IV.9.2.1.Rendement polytropique η_{pol}	86
IV.9.2.2.Hauteur polytropique H_{pol}	87
IV.9.2.2.Température de refoulement du compresseur T_{ref}	87
IV.9.2.2.Puissance absorbée par le compresseur N_a	87
IV.9.2.2.Nombre de rotation	87
IV.9.3.résultats et discussion.....	88
IV.9.4.Caractéristiques techniques du turbocompresseur choisi pour la station GR4	91
IV.10.Conclusion.....	91

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

V.1.Introduction	92
------------------------	----

V.2.Définitions	92
V.2.1.Echangeurs de chaleur.....	92
V.2.2.Le concept d'échange thermique	93
V.3.Différents types des échangeurs de chaleur	93
V.3.1.Echangeurs tubulaire (Shell and tube)	93
V.3.2.Echangeurs à plaques	94
V.3.3.Echangeurs à spirale	94
V.3.4.Les aéroréfrigérants	95
V.3.5.Types des aéroréfrigérants.....	96
V.3.5.1.Tirage forcé	96
V.3.5.2.Tirage induit	96
V.4.Les principaux composant de l'aéroréfrigérant	96
V.4.1.Les baies	97
V.4.2.Les collecteurs	97
V.4.3.Les tubes et ailettes	98
V.4.4.Faisceaux tubulaire	99
V.4.5.Ventilateurs et moteurs	99
V.5.Modeles de calcul	100
V.6.Présentation du logiciel 'Aspen Exchanger Design & rating programs'	104
V.6.1.Principe du fonctionnement du programme 'Air Cooled Exchanger'	105
V.7.Les entrées	105
V.7.1.configuration de l'appareil	105
V.7.2.conditions de procédé.....	106
V.7.3.Conditions du dimensionnement	106
V.8.Algorithme de calcul.....	107
V.9.Résultats et discussion	108
V.9.1.Dimensions des différents constituants de l'aéroréfrigérant	108
V.9.2.Répartition de la température dans les tubes	109
V.9.3.Plans globaux de l'appareil	111
V.10.Conclusion.....	112
CONCLUSION GENERALE	114
ANNEXES	115
Annexe A	115
Annexe B	118
Annexe C	125
Annexe D	126
Annexe E.....	129

BEBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR4

Figure I.1	Situation géographique du projet GR4	3
Figure I.2	Synoptique du système GR4	4
Figure I.3	Principaux équipements de la station GR4	5
Figure I.4	Filtre à multi-cyclone horizontal.....	7
Figure I.5	Compresseur centrifuge, série PCL	8
Figure I.6	Aéroréfrigérant de type induit	9
Figure I.7	Détermination du facteur de compressibilité.....	15

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

Figure II.1	Schéma simplifié de la production on shore	19
Figure II.2	L'inertie d'une particule.....	20
Figure II.3	Nomenclature du fonctionnement du séparateur	22
Figure II.4	Cyclone à écoulement renversé	23
Figure II.5	Cyclone à écoulement droit	23
Figure II.6	Multi-cyclones	23
Figure II.7	Micro-cyclone.....	24
Figure II.8	Horizontale	24
Figure II.9	Verticale I.....	24
Figure II.10	Verticale II.....	24
Figure II.11	Courbe d'efficacité en fonction du diamètre des particules	25
Figure II.12	Dimensions principales d'un multi-cyclone.....	26

CHAPITRE III : SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Figure III.1	Conception typique des séparateurs à cyclone	34
Figure III.2	Différentes conceptions de micro-cyclones proposées à installer dans une batterie de filtre	37
Figure III.3	Exemple de mailles utilisées en volumes finis par Fluent	40
Figure III.4	Schéma de base de fonctionnement du fluent	42
Figure III.5	Maillage hexaédrique	43
Figure III.6	Graphes des résidus pour le modèle de turbulence RSM en fonction des itérations ..	47
Figure III.7	Contours du champ de pression totale pour différentes positions	48
Figure III.8	Graphe représentant la chute de pression en fonction de la vitesse d'entrée	46
Figure III.9	Contours du champ de vitesse axiale pour plusieurs positions	49
Figure III.10	Profils de vitesse axiale sur plusieurs positions de micro-cyclone.....	50
Figure III.11	Contours du champ de vitesse radiale pour plusieurs positions	51
Figure III.12	Profils de vitesse radiale sur plusieurs positions de micro-cyclone	52
Figure III.13	Contours du champ de vitesse tangentielle pour plusieurs positions	53
Figure III.14	Profils de vitesse tangentielle sur plusieurs positions de micro-cyclone	54
Figure III.15	Conditions à l'entrée du collecteur	55

Figure III.16	Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule de condensât	56
Figure III.17	Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule d'eau	57
Figure III.18	Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule de sable	58
Figure III.19	Courbes d'efficacité des différentes géométries pour les débris de corrosion	59
Figure III.20	Graphes représentant l'efficacité des différentes particules en fonction du nombre de micro-cyclones	20
Figure III.21	Graphes représentant la perte de charge en fonction du nombre de micro-cyclone à installer dans la batterie	62
Figure III.22	Graphes représentant l'efficacité à 8µm en fonction du débit d'admission par micro-cyclone	63
Figure III.23	Graphes représentant l'efficacité en fonction des densités des particules à séparer	64
Figure III.24	Graphes représentant l'efficacité de séparation des différentes en fonction du diamètre du micro-cyclone	66

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

Figure IV.1	Classification des compresseurs	69
Figure IV.2	Schéma d'un compresseur centrifuge	70
Figure IV.3	Schéma descriptif de la volute d'aspiration	71
Figure IV.4	Schéma illustratif du passage d'un étage vers un autre dans un compresseur centrifuge	72
Figure IV.5	Position de l'ailette anti-retour du gaz	72
Figure IV.6	Rotor d'un compresseur multi-étage	73
Figure IV.7	Roue bidimensionnelle d'un compresseur centrifuge.....	74
Figure IV.8	Coupe d'une machine multicellulaire	75
Figure IV.9	Variation de l'enthalpie 'H' en fonction de l'entropie 'S'	76
Figure IV.10	Variation de la pression 'P' en fonction du volume 'V'	77
Figure IV.11	Courbe caractéristique des compresseurs centrifuges	81

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

Figure V.1	Echangeur tubulaire	93
Figure V.2	Principe de l'échangeur à plaques	94
Figure V.3	Principe de l'échangeur à spirale	95
Figure V.4	Déffirents types des aéroréfrigérants (a : type induit), (b :type forcé).....	95
Figure V.5	Vue de dessus d'un aéroréfrigérant	97
Figure V.6	Déffirents types des collecteurs	97
Figure V.7	Déffirents types des ailettes	98
Figure V.8	Distribution des tubes dans le faisceau	
Figure V.9	Facteur de correction pour un faisceau à un pass	101
Figure V.10	La hauteur de l'ensemble des tube du faisceau (étage).....	102
Figure V.11	Schéma récapitulatif du lancement du programme	104
Figure V.12	Principe de fonctionnement du programme de conception pour les aéroréfrigérants	105
Figure V.13	Algorithme du caclul des aéroréfrigérants	107

Figure V.14	Disposition des tubes de faisceau	109
Figure V.15	Profil de la température le long des tubes en fonction du nombre d'étage	110
Figure V.16	Profil de la température moyenne le long des tubes	110
Figure V.17	Plan de l'appareil, vue de droite	111
Figure V.18	Plan de l'appareil, vue de dessus	111
Figure V.19	Plan de l'appareil, vue de face	112

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR4

Tableau I.1	Tableau récapitulatif du réseau Sud-est	3
Tableau I.2	Composition chimique du gaz naturel	10
Tableau I.3	Paramètres d'exploitation de la station de compression GR4	10
Tableau I.4	Modèle de calcul des propriétés physico-chimiques du gaz	16
Tableau I.5	Propriétés chimiques du gaz.....	16
Tableau I.6	Calcul des paramètres physico-chimiques	17

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

Tableau II.1	Loi régissant le calcul du dimensionnement des filtres	29
Tableau II.2	Résultats du dimensionnement d'un filtre à cyclone pour 4'' et 2''	30

CHAPITRE III : SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Tableau III.1	Normes de la conception géométrique des cyclones industriels conventionnels	54
Tableau III.2	Paramétrages du modèle	44
Tableau III.3	Définition du gaz naturel sous Fluent	44
Tableau III.4	Conditions limites à la tubulure d'entrée	45
Tableau III.5	Conditions limites à la tubulure de sortie du gaz naturel.....	45
Tableau III.6	Facteurs de relaxation	46
Tableau III.7	Types et caractéristiques des particules injectées.....	54
Tableau III.8	Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule de condensât	57
Tableau III.9	Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule d'eau	57
Tableau III.10	Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule de sable	58
Tableau III.11	Résultats de la simulation des différentes géométries pour les débris de corrosion	59
Tableau III.12	Résultats de la simulation pour différents nombre de micro-cyclones	61
Tableau III.13	Efficacité à 8µm pour différentes vitesses d'entrée.....	63
Tableau III.14	Tableau récapitulatif des résultats de la simulation d'un micro-cyclone de 2'' et 4'' pour une DP=0.2 bar	66

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Tableau IV.1	Coefficients a, b, c et d du modèle de Lée et Kastler	85
Tableau IV.2	Résultats de calcul des performances prévues pour le compresseur centrifuge à installer dans la SC GR4	88
Tableau IV.3	Localisation du point de fonctionnement calculé dans les courbes caractéristiques de 3 différents compresseurs	90

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

Tableau V.1	Vitesse faciale en fonction de la hauteur du faiseau	103
-------------	--	-----

Tableau V.2	Choix des composants en fonction de l'application de l'aéroréfrigérant dans l'industrie selon General electric Oil & gas	103
Tableau V.3	Modèles de calcul des aéroréfrigérants	103
Tableau V.4	Les principaux programmes du logiciel 'Aspen Exchanger Design and Rating'	104
Tableau V.5	Configurations géométriques de l'appareil	105
Tableau V.6	Conditions du procédé.	105
Tableau V.7	Conditions du dimensionnement	105
Tableau V.8	Résultats globaux du dimensionnement des aéroréfrigérants	109

NOMENCLATURE

Y_i	Fraction molaire	[%]
M_m	La masse molaire moyenne	[g/mole]
ρ	La masse volumique	[kg/m ³]
θ	Le volume massique	[m ³ /Kg]
Δ	La densité relative du gaz	
PCS	Le pouvoir calorifique Supérieur	[kWh]
PCI	Le pouvoir calorifique inférieur	[kWh]
μ	La viscosité dynamique	[cP]
ν	La viscosité cinématique	[cSt]
w	L'indice de Wobbe	[kWh/Nm ³]
C_p, C_v	Le rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume	[J/(kg.K)]
D_j	Le coefficient de Joule Thompson	[K/bar]
R	La constante des gaz réel	[J/kg.K]
Z	Le facteur de compressibilité	
D	Diamètre du filtre	[in]
d_i	Diamètre interieur entrée/sortie	[in]
d_o	Diamètre exterieur entrée/sortie	[in]
H	Hauteur du filtre	[m]
h_e	Hauteur de la tubulure d'entrée	[m]
q_g	La chaleur déssipée par le gaz	[W]
q_a	La chaleur absorbée par l'air	[W]
q	La chaleur échangée globale	[W]
\dot{m}_{air}	Débit massique d'air	[kg/s]
\dot{m}_{gaz}	Débit massique du gaz	[kg/s]
h_{air}	Coefficient de convection coté air	[W/(m ² .K)]
h_{gaz}	Coefficient de convection coté gaz	[W/(m ² .K)]
N_v	Nombre de ventilateurs	
r_m	Resistance du métal	[(m ² .K)/W]
r_f	Facteur d'encrassement	[(m ² .K)/W]
LMTD	Difference de température moyenne logarithmique	[K]
F	Facteur de correction de la température	

U	Coefficient de transfert de chaleur global	[W/(m ² .K)]
A	Surface d'échange globale	[m ²]
T _{asp}	La température du gaz à l'aspération	[K]
P _{asp}	La pression du gaz à l'aspération	[bar]
T _{ref}	La température du gaz au refoulement	[K]
P _{ref}	La pression du gaz au refoulement	[bar]
ε	Le taux de compression	
k	Exposant adiabatique	
n	Exposant polytropique	
η _{ad}	Rendement adiabatique	[%]
η _{pol}	Rendement polytropique	[%]
Q _S	Débit aux conditions standard	[Sm ³ /h]
Q _N	Débit aux conditions normal	[Nm ³ /h]
Q _r	Débit réel	[m ³ /s]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
N _a	Puissance absorbée par le compresseur	[kW]

INTRODUCTION GENERALE

Le gaz naturel est un combustible fossile constitué d'un mélange d'hydrocarbures gazeux, dont le méthane (CH₄) est l'un des principaux composants. Formé par la transformation d'organismes morts il y a des millions d'années, le gaz naturel se trouve dans divers réservoirs souterrains, parfois associé à du pétrole.

Le gaz naturel a deux atouts principaux. D'une part il représente la meilleure efficacité énergétique de toutes les énergies fossiles du marché. D'autre part il s'agit d'une énergie ne nécessitant pas de capacité de stockage chez le consommateur.

L'usage du gaz naturel s'est accru dans le contexte de prise de conscience environnementale de ces dernières décennies. Cet hydrocarbure est en effet moins polluant et moins riche en CO₂ que les autres hydrocarbures (charbon, pétrole). En outre, ses réserves sont plus importantes que celles du pétrole.

L'Algérie détient 2,37% des réserves mondiales prouvées de gaz naturel, selon un rapport du département d'Etat américain de l'Energie. Elle se classe ainsi à la dixième position avec des réserves estimées à 4502 milliards de mètres cubes.

L'Algérie possède un important réseau de gazoducs destiné principalement à évacuer le gaz du gisement d'Hassi R'mel vers les usines de liquéfaction de la côte méditerranéenne ainsi que vers l'Italie et l'Espagne via la Tunisie (système TransMed) et le Maroc respectivement (système Medgaz).

Le Réseau de transport des hydrocarbures gazeux en Algérie est constitué d'un ensemble de canalisations et de stations de compression, assurant le transport des effluents issus des champs de production ou d'un centre de dispatching, vers les pôles industriels de traitement et de liquéfaction, de transformation, d'exportation et d'alimentation du marché national.

Le développement du réseau de transport depuis la construction de la première canalisation en 1959, a été engendré par les besoins en matière de transport en constante croissance, nécessitant ainsi le développement continu de nouvelles capacités de transport.

Des études de développement sont élaborées par le Concessionnaireⁱ pour assurer l'adéquation des capacités du réseau de transport avec les prévisions de production à court et à moyen terme des utilisateursⁱⁱ et ce, sur la base des données suivantes :

- Les plans de production prévisionnels à moyen et long termes des utilisateur.
- Les plans de développement des nouveaux périmètres d'exploitation.
- Les capacités réelles et disponibles du réseau de transport.
- L'état d'intégrité du réseau de transport.

Les simulations et les études technico-économiques élaborées par le Concessionnaire permettent de faire ressortir la nature des projets d'investissements, dont la consistance est:

- La réalisation d'un nouveau STC.
- L'Expansionⁱⁱⁱ / Extension^{iv} d'un réseau existant.

L'analyse des futures prévisions de production en Algérie, fait appel à une augmentation de la production en gaz naturel de la région Sud-Est de Hassi R'mel (Rhoud-Nouss), due à la mise en production de nouveaux gisements. De ce fait, il s'est avéré indispensable d'implanter une station de compression sur la ligne GR4.

La station de compression GR4 sera équipée donc d'un nombre d'équipements, remplissant chacun une fonction bien précise. Dans notre travail, on se penchera sur les filtres à cyclone qui jouent un rôle important dans la séparation des particules indésirables, qui peuvent endommager les machines tournantes. Les compresseurs assurant une pression suffisante pour l'acheminement du fluide vers le centre national de dispatching du gaz (CNDG) et les aéroréfrigérants permettant l'abaissement de la température pour répondre aux conditions de transport. Le bon fonctionnement de la station nécessite un bon dimensionnement de ces équipements d'où l'objet de notre étude qui privilège l'emploi des logiciels compétents et fiables comme l'ANSYS et le HYSYS.

La première partie de notre travail comportera une description et une présentation globale du projet GR4. Par la suite, on procèdera au dimensionnement des filtres à cyclones selon la note de calcul PEGAZ, et au choix du micro-cyclone à y installer moyennant le simulateur 'ANSYS: Fluent'. La partie suivante, sera dédiée au dimensionnement des turbocompresseurs en se basant sur les lois fondamentales de la thermodynamique. Puis, on terminera par un dimensionnement d'aéroréfrigérant adéquat à installer à la sortie de la station de compression à l'aide du programme 'HYSYS: Heat Exchanger design'.

ⁱ Concessionnaire: La société nationale SONATRACH-SPA ou une de ses filiales qui bénéficie, à ses risques, frais et périls, de Concession de transport par canalisation.

ⁱⁱ Utilisateur: Le signataire d'un Contrat de Transport avec le Concessionnaire.

ⁱⁱⁱ Expansion: L'augmentation de la Capacité du Système de Transport par Canalisation des Hydrocarbures.

^{iv} Extension: Le prolongement du Système de Transport par Canalisation des Hydrocarbures par ligne d'embranchement et/ou ramification, connexion à partir de/ou vers le Système de Transport par Canalisation des Hydrocarbures.

I.1.Situation géographique du projet GR4

Le projet consiste à ajouter à l'extrémité du gazoduc GR4 à Hassi R'mel une station de compression permettant de remonter la pression jusqu'à un niveau permettant l'envoi du gaz vers le Centre National de Dispatching Gaz (CNDG) de Hassi R'mel.

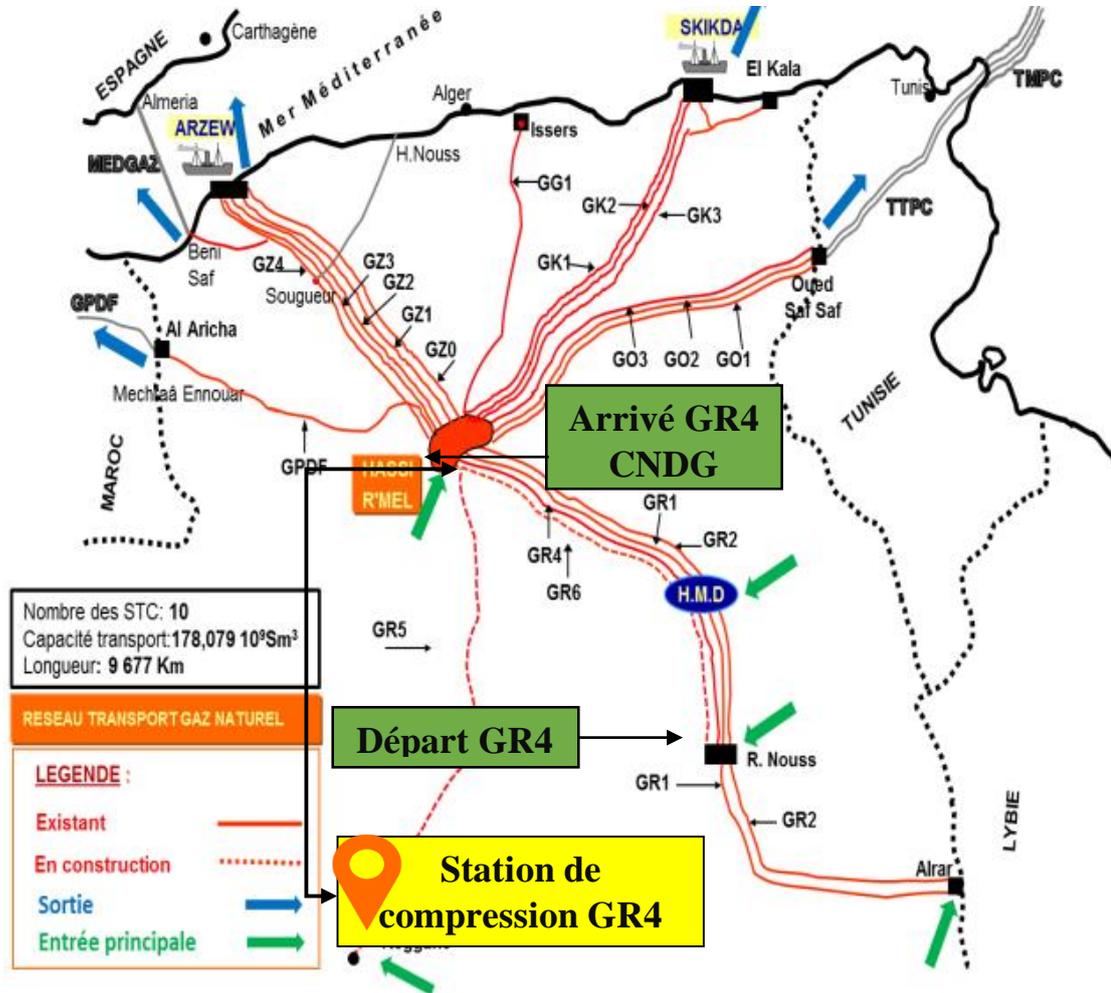


Figure I.1 : Situation géographique du gazoduc GR4.

RESEAU SUD							
AXE EST : ALRAR –HASSI R’MEL							
STC	canalisation	diamètre	départ	arrivé	Longueur (Km)	Capacité 10 ³ Sm ³ /an	N° ST
GR1/GR2 GR4/GR6	GR1	42/48 “	Alrar		966	37.000	5
	GR2	42/48 “	Alrar		966		
	GR4	48 “	Rhoud Nouss	Hassi R’mel	531		1*
	GR6*	48 “	Rhoud Nouss		534+66	8.680	

Tableau I.1 : Tableau récapitulatif du réseau sud-Est.

(*): En construction

I.2.Description du projet GR4

La construction d'une nouvelle capacité de transport GR4 doit prendre en charge les volumes additionnels d'hydrocarbures produits.

D'une longueur de 531 km, le gazoduc GR4 est destiné à évacuer vers Hassi R'mel, la production en gaz des nouveaux gisements du sud-est de la région de Hassi Messaoud, à savoir les quartzites de Hamra, avec 2 milliards m³/an, de Menzel Ledjmet-Est, avec 2,5 milliards m³/an et du projet intégré de Gassi Touil, avec 6,7 milliards m³/an.

Cette production additionnelle de 11,2 milliards m³/an devra servir à alimenter, notamment, le nouveau projet GNL d'Arzew.

En traversant quatre (04) wilayas (Illizi, ouargla, Ghardaia et Laghouat), le gazoduc GR4 est construit parallèlement aux gazoducs existants, GR1/GR2 auxquels il sera interconnecté, assurant ainsi une sécurisation d'exploitation des deux systèmes de transport par canalisation, tout en renforçant le dense réseau de Sonatrach.

A l'extrémité de la canalisation GR4, une station de compression est en cours de construction, cette dernière permettra de compenser les pertes de charges le long de la conduite et d'assurer l'acheminement du gaz naturel vers le centre national du dispatching du gaz en bonnes conditions.

La réalisation de ce projet aura un impact significatif en terme de création d'emplois.

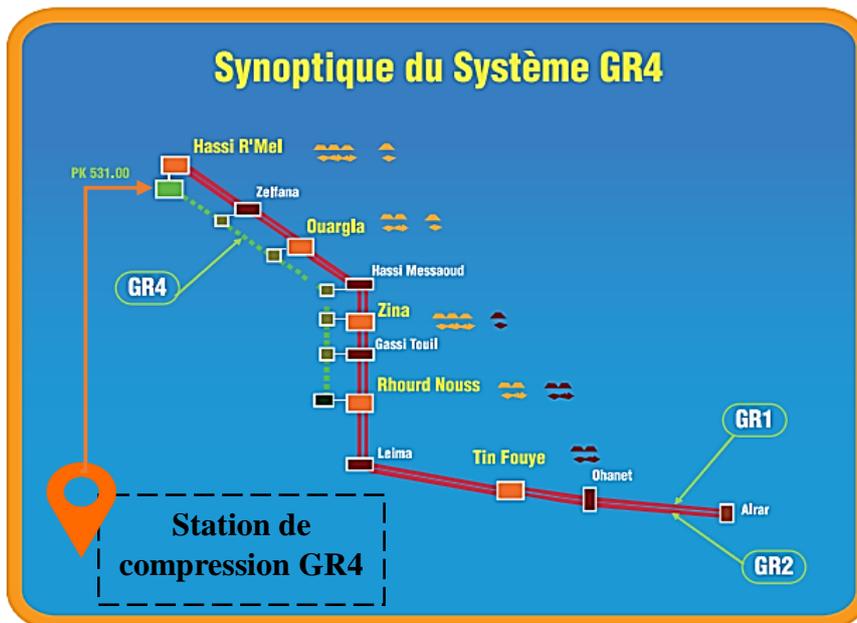


Figure I.2 : Synoptique du système GR4.

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR04

« Ce projet, d'un coût de 3,03 milliards DA et d'un apport en devises de 1,11 milliard d'euros et 15 millions de Dollar US, devra être réceptionné dans 27 mois pour être mis en service en août 2019, après sa réception provisoire en août 2017, selon la fiche technique du projet». 27 Janvier 2016, Algérie presse service.

I.3.Principaux équipements de la station de compression GR4

La station se compose principalement d'une unité de compression. Cette unité est composée de quatre turbocompresseurs installés en parallèle: trois compresseurs sont en fonctionnement et un est en secours.

Cinq filtres séparateurs en parallèle permettent d'éliminer les impuretés avant que le gaz ne soit comprimé: Quatre filtres fonctionnent, et un est en secours. Après filtration, un collecteur d'entrée permet l'envoi du gaz vers les trains de compression.

Au refoulement des compresseurs, le gaz est plus chaud à cause de la compression. Un collecteur de sortie dirige le gaz vers le refroidissement réalisé par une batterie d'aéroréfrigérant. L'équipement étant dimensionné pour assurer la capacité totale, équivalent à quatre compresseurs en fonctionnement.

Le bypass sera utilisée pour faire évacuer le gaz de système du refroidissement pour la manutention, dans le cas où la température du gaz, à l'entrée du l'aéroréfrigérant sera inférieure à 60°C.

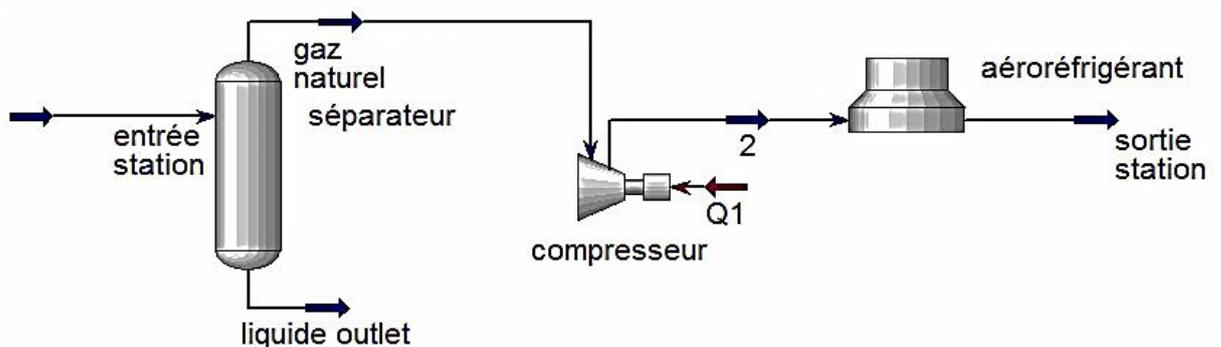


Figure I.3 : Les principaux équipements de la station GR4.

La station de compression GR4 sera dotée également d'autres équipements tel que :

- un turbogénérateur sous bâtiment ;
- un système de comptage ;
- un skid de conditionnement des gaz combustibles ;

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR04

- un système de drainage ;
- un système de torche ;
- un système de génération d'air comprimé ;
- un système de production d'azote gazeux ;
- un puits d'eau ;
- une unité de filtration de l'eau avec réservoir ;
- une unité de traitement de l'eau brute (potabilisation) ;
- un système de stockage d'huiles neuves et usagées ;
- un système de stockage du gazole pour générateur de secours et pompe incendie diesel ;
- un système eau anti-incendie avec réservoir ;
- un groupe électrogène de secours ;
- un système de mise à la terre ;
- un système de protection cathodique ;
- un bât. de contrôle (salle de contrôle, local télécom, local technique);
- un bât. électrique, salle de batteries, local grillagé pour transformateur;
- un bât. de sécurité ;
- un système de télésurveillance ;
- un système de protection contre la foudre ;
- un bâtiment laboratoire ;
- une station de distribution de carburant (essence et gasoil) aux véhicules.

I.3.1. Les filtres à cyclone

Le but et la fonction des séparateurs verticaux à cyclones sont d'éliminer les matières liquides et solides qui peuvent se trouver dans le gaz naturel arrivant dans la station de compression et provenant du gazoduc.

Il est extrêmement important d'éliminer ces matières solides afin de prévenir tout endommagement des composants internes des compresseurs.

Les impuretés récupérées sont dirigées vers la citerne de purge via une vanne automatique et un système de contrôle de niveau de liquide dans le séparateur.

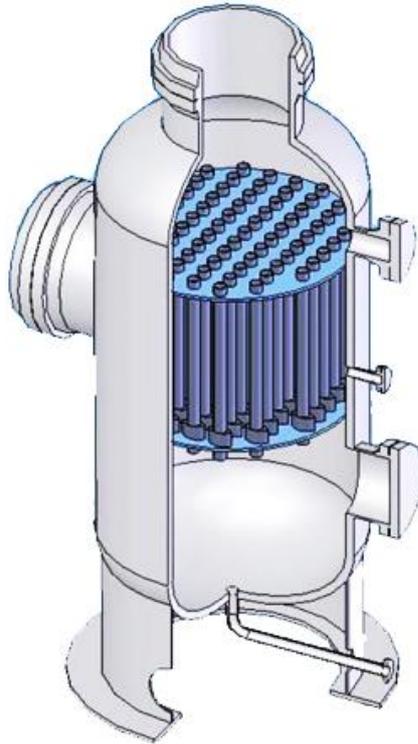


Figure I.4 : Filtre à multi-cyclone vertical.

I.3.2. Les turbocompresseurs

Le gaz de procédé est comprimé par le compresseur centrifuge, afin d'assurer son transport. Le compresseur est entraîné à l'aide d'une turbine à gaz par un accouplement. Les principaux auxiliaires du compresseur centrifuge sont les suivants:

- système d'huile minérale pour lubrification et refroidissement
- système anti-pompage

Le système d'huile minérale est conçu pour fournir l'alimentation en lubrifiants filtrés à de températures et pressions correctes pour l'exploitation de la turbine et son équipement associé à n'importe quelle phase d'exploitation.

Le système anti pompage est nécessaire pour protéger le compresseur du phénomène de pompage, en assurant le débit minimal à l'aspiration suffisant pour le bon fonctionnement du compresseur.

Le circuit d'anti pompage fait retourner une partie du débit du refoulement vers l'aspiration à travers une vanne de régulation appelée vanne anti-pompage.

Le débit à l'aspiration sera toujours plus haut que le débit auquel le phénomène de pulsation de pression et d'écoulement commence (montée subite). Les efforts alternatifs que le rotor de

compresseur subit dans ces conditions anormales peuvent sérieusement endommager les paliers et les joints de compresseur.

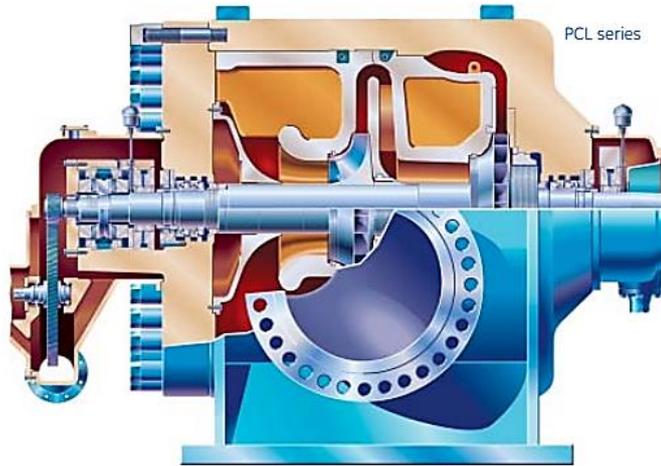


Figure I.5 : Compresseur centrifuge de la série PCL

Si les problèmes d'augmentation de pression se produisent pendant le démarrage ou l'arrêt de l'unité de compresseur, ou pendant les chargements principaux de la charge du compresseur, le système anti pompage actionne la vanne de recyclage qui prélève du gaz du refoulement vers l'aspiration.

Cette vanne pneumatique de recyclage est commandée par le système de contrôle du compresseur.

I.3.3. Les aéroréfrigérants

Le rôle de l'aéroréfrigérants est de refroidir le gaz qui provient du refoulement des compresseurs centrifuges avant qu'il ne soit envoyé dans le gazoduc.

L'abaissement de la température permet de préserver l'intégrité du revêtement de protection ainsi que de diminuer la masse volumique afin de répondre à la capacité nominale du gazoduc.

L'installation comprend:

- Faisceaux tubulaires aux ailettes ;
- Ventilateurs ;
- Structure métallique ;
- Moteurs électriques.



Figure I.6 : Aéroréfrigérant de type induit.

I.4.Bases de conception

I.4.1.Durée de vie de l'ouvrage

La durée de vie de la totalité de l'ouvrage est de 25 ans. Cette durée reste basée essentiellement sur une inspection et une maintenance régulière en accord avec les standards usuels de l'industrie.

Le nombre d'heures opératoires effectives sur une année est de 8000 heures, qu'est calculé sur la base de 330 jours.

I.4.2.Données de procédé

Le fluide Procédé, Gaz Naturel, est l'ensemble des collectes de Gaz des puits du Sud Est, de la région de Adrar, au TD ainsi que de toutes les injections le long de la ligne GR4 jusqu'à Hassi R'mel.

Les Gaz associés auront été traités sur les Champs de Production : séparation triphasique, Flashes, Déshydratation, etc., pour atteindre une Masse Molaire proche de 19 kg/kmole.

I.4.3.Composition du gaz naturel

Composant	Formule	% mol
Hélium	He	0.03
Azote	N2	0.57

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR04

Méthane	CH ₄	83.79
Ethane	C ₂ H ₆	10.4
Propane	C ₃ H ₈	1.86
isobutane	C ₄ H ₁₀	0.12
n-butane	C ₄ H ₁₀	0.15
iso-pentane	C ₅ H ₁₂	0.02
n-pentane	C ₅ H ₁₂	0,02
TOTAL		100
MASSE MOLAIRE	Kg/Kmole	19.07

Tableau I.2 : Composition chimique du gaz naturel.

I.4.4.Débits du GR4

Le débit maximum qui peut être transmis par le système GR4 est égal à la capacité maximum de quatre turbocompresseurs. Chaque turbocompresseur compresse 830000 Sm³/h de gaz, pour lequel le débit total maximum de la station est égal à 3320000 Sm³/h de gaz.

Ce débit servira de base pour le dimensionnement de la station GR4 à Hassi R'mel. Les débits sont indiqués dans le Tableau ci-dessous. Ces débits seront assurés dans de bonnes plages de fonctionnement des turbocompresseurs sélectionnés.

Paramètres d'exploitation	Hiver	Eté
Débit global station (Sm ³ /h) 04 machines en fonctionnement	3320000	3320000
Débit global station (sMm ³ /an) 04 machines en fonctionnement	26560	26560
Débit par compresseur (Sm ³ /h)	830000	83000
	Filtres à cyclones	4+1
Nombre de machine	Turbocompresseurs	3+1
	Aéroréfrigérants	A déterminer dans le chapitre 05
Température à l'entrée de la station (°C)	24.5	31.7
Pression à la sortie de la station (bar)	71	71

Tableau I.3 : Paramètres d'exploitation de la station de compression GR04 ;

I.5. Propriétés physico-chimique du gaz naturel

- Fraction molaire « Y_i » ;
- La masse molaire moyenne « M_m » ;
- La masse volumique « ρ » ;
- Le volume massique « θ » ;
- La densité relative du gaz « Δ » ;
- Le pouvoir calorifique supérieur et inférieur « PCS, PCI » ;
- La viscosité cinématique « ν » ou dynamique « μ » ;
- L'indice de Wobbe « w » ;
- Le rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constant « C_p, C_v » ;
- Le coefficient de Joule Thompson « D_j » ;
- La constante des gaz réel « R » ;
- Le facteur de compressibilité « Z ».

I.5.1. Modèles de calcul

Propriété	Définition	lois
Fraction molaire « Y_i »	C'est le nombre de mole du constituant i présent dans le mélange divisé par le nombre total de mole des différents composants du système.	$Y_i = \frac{N_i}{N} = \frac{N_i}{\sum_i N_i} \quad (\text{I-1})$ <p>N_i : nombre de moles du composant i N : nombre total de mole des composants du mélange.</p>
La masse molaire moyenne « M_m »	C'est la somme des produits des masses molaires des éléments qui constituent le gaz par les fractions molaires de chaque constituant.	$M_m = \sum_{i=1}^n Y_i M_i \quad (\text{I-2})$ <p>M_i : la masse molaire du composant i du gaz. [g/mol];</p>

La masse volumique	C'est la quantité de gaz qui peut être contenue dans un volume donné. Elle est fonction de la température et de la pression.	$\rho = \frac{M_m}{V_m} \quad (\text{I-3})$
		V_m : le volume molaire du gaz au : Conditions normales = 22.41 Conditions standard = 23.7 ρ : [Kg/m ³]
Le volume massique « θ »	Représente le volume par unité de masse du gaz. Donc c'est l'inverse de la masse volumique.	$\theta = \frac{1}{\rho_{gaz}}$
		ρ : La masse volumique. θ : [m ³ /Kg]
La densité relative du gaz « Δ »	C'est le rapport de la masse volumique du gaz sur la masse volumique de l'air dans les mêmes conditions de références.	$\Delta = \frac{\rho_{gaz}}{\rho_{air}} = \frac{M_{gaz}}{M_{air}}$
		ρ_{air} : la masse volumique de l'air = 1.293 Kg/m ³ . M_{air} : Masse molaire de l'air = 28,9625 Kg
Le pouvoir calorifique	C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une quantité unitaire de ce combustible (1 Kg) à pression atmosphérique et à une température de 0°C .	
Le pouvoir calorifique Supérieur « PCS »	L'eau formée lors de la combustion est supposée à l'état liquide	$(PCS)_m = \frac{\sum Y_i (PCS)_i}{Z} \quad (\text{I-5})$
		Z : facteur de compressibilité PCS : [kJ/(N)].

<p>Le pouvoir calorifique inférieur « PCI »</p>	<p>L'eau formée lors de la combustion est supposée à l'état vapeur.</p>	$(PCI)_m = \frac{\sum Y_i (PCI)_i}{Z} \quad \text{(I-6)}$
		<p>Z : facteur de compressibilité PCS : [KJ/(N)]</p>
<p>La viscosité</p>	<p>Représente la résistance à l'écoulement. Elle intervient dans tous les phénomènes liés à l'écoulement des fluides. Contrairement aux liquides, la viscosité d'un gaz augmente avec l'augmentation de la température, ceci est de même pour la pression.</p>	
<p>La viscosité dynamique « μ »</p>	<p>Appelée la viscosité absolue, elle traduit les interactions moléculaires au sein du fluide en mouvement.</p>	<p>Pour les basses pressions :</p> $\mu = \frac{\sum (\mu_i Y_i \sqrt{M_i})}{(Y_i \sqrt{M_i})} \quad \text{(I-7)}$ <p>μ_i: Viscosité dynamique du composant i. μ : [P], [cP] ou [Pa.s]</p>
<p>La viscosité cinématique « ν »</p>	<p>C'est une limite relative ou en d'autre terme c'est la viscosité absolue divisée par la densité.</p>	$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{(I-8)}$ <p>ν [St] ; [CSt] ou [m²/s]</p>
<p>L'indice de Wobbe « w »</p>	<p>C'est un des paramètres qui caractérise la qualité de combustion d'un gaz dans un brûleur pour un réglage donné.</p>	$w = \frac{PCS}{\sqrt{\rho_{gaz}}} \quad \text{(I-9)}$

Le rapport des chaleurs spécifiques à pression ou à volume constant « Cv ; Cp »

C'est la chaleur nécessaire pour faire varier la température, d'une unité de la matière (Solide, liquide ou gaz) d'un degré (Celsius, Kelvin) à volume constant ou à pression constante respectivement

Règle de Kay :

$$C_{pi} = \sum_{i=1}^n Y_i C_{pi} \quad \text{(I-10)}$$

Le coefficient de Joule Thomson «Dj»

C'est la vitesse de changement de température par rapport à la pression pour une enthalpie constante.

$$\delta = \left(\frac{\delta T}{\delta P}\right)_H \quad \text{(I-11)}$$

La constante des gaz réel « r »

Elle est déterminée empiriquement en tant que constante de proportionnalité de l'équation des gaz parfaits. Elle établit le lien entre les variables d'état (T, P, V, n).

$$r = \frac{R}{M_m} \quad \text{(I-12)}$$

$$R = 8314 \frac{j}{\text{kmol} \cdot \text{°K}}$$

Le facteur de compressibilité « Z »

Par définition on a :

$$Z = \frac{V}{V_{GP}} \quad \text{(I-13)}$$

Il caractérise la déviation du comportement du gaz réel par rapport au gaz parfait. Il est défini comme le rapport du volume de gaz au volume que le gaz occuperait si c'était un gaz parfait à des températures et pressions similaires.

$V(P, T)$: volume occupé par un gaz réel

$V_{GP}(P, T)$: volume occupé par un gaz parfait ;

Si $Z=1$: Le gaz étudié est considéré parfait ;

Si $Z<1$: Le gaz étudié est considéré réel.

Calcul du facteur de compressibilité

Le facteur de compressibilité peut être calculé par 03 méthodes

A-Méthodes graphiques : Cette méthode consiste à estimer le facteur Z à partir des coordonnées réduites P_r et T_r pour les gaz riches en méthane en utilisant l'abaque (STANDING et KATZ, 1942) (Fig. I.7).

$$\left. \begin{aligned} T_{pc} &= \sum_i^n Y_i T_{ci} & T_{pr} &= \frac{T}{T_{pc}} \\ P_{pc} &= \sum_i^n Y_i P_{ci} & P &= \frac{P}{P_{pc}} \end{aligned} \right\} \text{(I-13)}$$

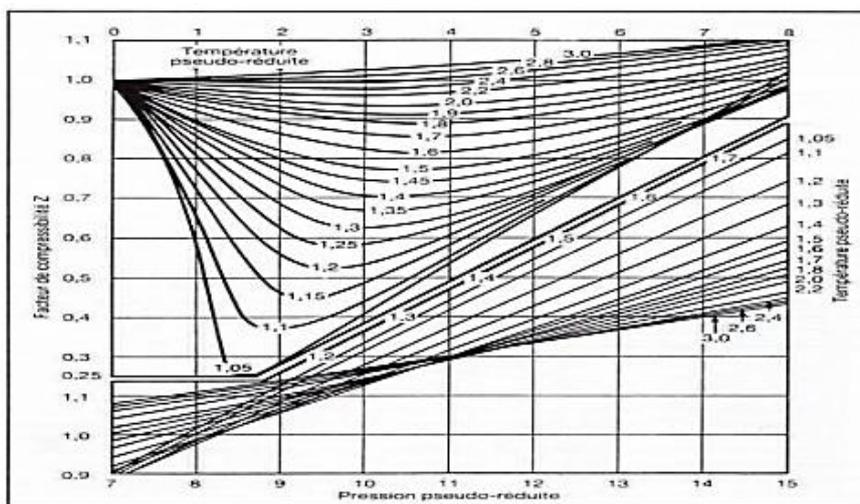


Figure I.7 : Détermination du facteur de compressibilité.

B-Par équation d'état : « Redlich-Kwong »:

Cette méthode a été proposée en 1949, elle est basée sur des considérations théoriques et pratiques. Elle se présente sous la forme :

$$\begin{aligned}
 & (V - b) \left[P + \frac{a}{T^{0.5} \cdot V \cdot (V + b)} \right] = RT \\
 & a = 0.42748 \frac{R^2 T_c^{2.5}}{P_c} \qquad b = 0.08664 \frac{R T_c}{P_c} \\
 & \text{En remplaçant le volume spécifique } v \text{ par } \frac{ZRT}{P} \\
 & \text{On obtient :} \qquad Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \\
 & \text{Tel que :} \qquad A = \frac{aP}{R^2 T^{2.5}} \qquad B = \frac{BP}{RT}
 \end{aligned} \tag{I-14}$$

C-Par des corrélations empiriques « S. Robertson » : La corrélation de *S. Robertson* est très rapide à programmer. Elle est explicite et donc elle est simple à appliquer. Elle a pour expression :

$$\begin{aligned}
 & Z = 1 + a(x - b)(1 - \exp(-c)) \\
 & \text{Avec :} \\
 & \bullet \quad x = \frac{P_r}{T_r^2} \qquad a = 0.1219T_r^{0.638} \\
 & \bullet \quad b = T_r - 7.76 + \frac{14.75}{T_r} \qquad c = 0.3x + 0.441x^2
 \end{aligned} \tag{I-15}$$

Tableau I.4 : Modèles de calcul des propriétés physico-chimiques du gaz.

I.5.2.Résultats

Les propriétés chimiques définies expérimentalement et la fraction molaire analysée par la chromatographie pour chaque composant sont :

	formule	Yi%	Mi (g/mole)	T-cr (°C)	P-cr (bar)	PCS (kJ/m3)	μi (cP)
Hélium	He	0,03	4	-268	2,3	0	0,0176
Azote	N2	0,57	28,02	-147,2	32,8	0	0,0158
Oxyde de carbone	CO2	3,04	44,01	31,1	71,6	0	0,0158
Méthane	CH4	83,79	16,04	-82,5	44,9	37,2	0,0102
Ethane	C2H6	10,4	30,07	32,1	47,3	65,6	0,0088

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET PRESENTATION DU PROJET GR04

Propane	C3H8	1,86	44,09	98,6	41,2	94,8	0,0077
i-butane	C4H10	0,12	58,12	133,5	36,2	123	0,0069
n-butane	C4H10	0,15	58,12	152,5	35,3	123,4	0,0069
i-pentane	C5H12	0,02	72,15	187,7	32,2	146,5	0,0065
n-pentane	C5H12	0,02	72,15	197,2	32,4	146,5	0,0061
TOTAL		100					

Tableau I.5 : Propriétés chimiques du gaz.

D'où la détermination des paramètres suivants :

M_m (g/mol)	ρ (kg/m ³)	Δ	μ (Cp)	Z	T_{red} (°C)	P_{red} (bar)
19.07	33.964	0.658	0.013159	0.91	1.541	0.946

Tableau I.6 : Calcul des paramètres physico-chimiques.

I.6.Conclusion

Pour acheminer 3320000 Sm³/h du gaz naturel vers le centre national de dispatching de gaz depuis Rhoud Nous par le baie de la canalisation GR4 d'une longueur de 531 km, la station de compression a installé doit être étudiée minutieusement pour assurer le bon déroulement du transport de cette quantité du gaz.

La station de compression GR4 comprendra, essentiellement, comme équipement ; les filtre à cyclones, les turbocompresseurs et les aéroréfrigérants. Dans les chapitres suivant nous abordons le dimensionnement de ces principaux équipements.

Les paramètres physico-chimiques du gaz sont calculés à partir des conditions les plus défavorables possibles : débit majoré de 120%, pression minorée à 90% et une température de 50°C, nécessaire pour le dimensionnement des filtres à cyclones.

II.1.Introduction

Le gaz naturel extrait des puits contient toujours des particules liquides et solides. Néanmoins, le processus de séparation de ces phases est une étape primordiale avant la livraison du gaz naturel afin de répondre aux spécifications de vente et du transport (voir figure II.1). De ce fait, le gaz naturel subit un traitement préliminaire aux centres de production et malgré ce, lors de son exploitation, il peut se condenser à cause de la diminution de la pression et de la température.

De plus, des quantités d'eau, du sable et des débris de corrosion sont entraînés par le gaz lors de son transport d'où la nécessité d'une séparation secondaire au niveau des stations de compression car l'existence de ces impuretés peut endommager les installations métalliques et les machines tournantes.

Toutefois, Les particules solides sont séparées afin d'éviter le phénomène de l'érosion causer par le rabotement de ces particules contre les parois des installations métalliques.

Ainsi, il est nécessaire d'éliminer les gouttelettes d'eau car :

- a. En présence du CO_2 et du H_2S (des constituants possible du gaz naturel) avec l'eau forment un mélange hautement corrosif.
- b. Sous certaines conditions, l'association de l'eau avec des composants d'hydrocarbure peut former des hydrates et des dépôts de sels, de haute dureté qui peuvent causés les pertes de charge excessives à cause du rétrécissement de la section du passage du fluide.
- c. Quand une phase liquide entre en compression, elle peut atteindre sa température d'auto inflammation à cause de la hausse de température lors du processus de compression qui en résulte la brûlure des roues du compresseur.

Pour ces raisons, ce chapitre va traiter le mécanisme et le dimensionnement des procédés de la séparation secondaire, effectués par des séparateurs de type multi-cyclone, installés en amont des stations de compression dont le but principale est de protéger les turbocompresseurs.

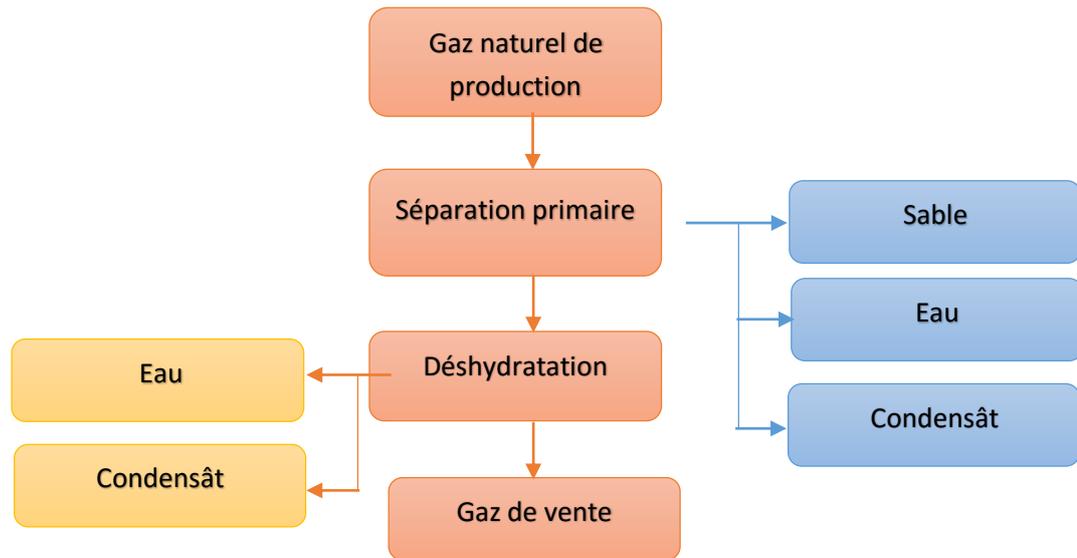


Figure II.1 : Schéma simplifié de la production on shore.

Par la suite, on va développer le mécanisme de séparation cyclonique qui est le plus utilisé en l'industrie gazière.

II.2.Mécanismes de base d'un séparateur gaz/liquide/solide cyclonique

En général, une gouttelette transportée par un flux de gaz est considérée comme séparée quand elle est en contact avec les obstacles dans le flux de gaz ou quand elle est en contact avec un des parois du séparateur.

Les gouttelettes capturées sont coalescées (fusionnées) dans un film de liquide, sur la paroi, sont drainées. Les différents mécanismes de séparation qui seront décrits ci-après ont pour but la création d'une vitesse relative aux gouttelettes par rapport au gaz. De cette manière, les particules sont concentrées en locations spécifiques dans le séparateur, où elles seront retenues et drainées comme prescrit avant.

Les différents mécanismes de séparation sont basés sur :

- Sédimentation (décantation gravitationnelle)
- Forces d'inertie
- Diffusion
- Forces électrostatiques
- Agglomération ultrasonique

Des mécanismes cités dessus, uniquement les trois premiers sont si important dans l'industrie pétrolière et gazière dans la technologie de séparation gaz/solide/liquide.

II.2.1.Sédimentation ou décantation gravitationnelle

Pour certaines valeurs de la vitesse du mélange gaz/liquide/solide, les particules peuvent expérimentées une considérable influence de la gravité, en conséquence, elles vont se décanter.

Si l'on suppose que la force de gravité est opposée par la force de traînée pour un Reynolds inférieur à 1 ($Re < 1$) la loi de Stokes est appliquée, la vitesse de sédimentation relative peut être quantifiée selon l'équation suivante :

$$v_p = \frac{(\rho_p - \rho_g) g d^2}{18 \rho_g \mu}$$

II.2.2.Forces d'inertie

Le vecteur vitesse d'une particule dans un écoulement non-rectiligne d'un débit de gaz n'est pas généralement identique à celui de la vitesse du débit de gaz au même endroit (au moins quand $\rho_g \neq \rho_p$). Plus la vitesse, la direction du gaz varient et plus la particule est grosse, plus est important le mouvement relative de la particule par rapport au mouvement du gaz (voir figure II.2). Lorsque seules les forces de traînée sont prises en compte le calcul suivant illustre les états qualitatifs ci-dessus :

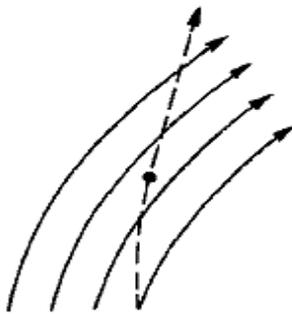


Figure II.2 : L'inertie d'une particule

Force de traînée :

$$\vec{F}_D(t) = \frac{1}{4} \pi d_D^2 C_D \cdot \frac{1}{2} \rho_g (\vec{v}_g(t) - \vec{v}_p(t))^2$$

Accélération de la particule sous l'influence de cette force de traînée :

$$\frac{dv_p}{dt} = \frac{3}{4} \cdot \frac{\rho_g}{d_D(\rho_p - \rho_g)} \cdot C_D \cdot (\vec{v}_g(t) - \vec{v}_p(t))^2$$

Quand $\vec{v}_g(t)$ est connue, la trajectoire de la particule peut être déterminée. Donc il est possible de prévoir sur quelles circonstances une particule est capturée.

II.2.3.Diffusion

Sous l'influence des molécules de gaz environnantes, de très petites particules ($dp < 1 \mu m$) vont montrer des variations aléatoires du mouvement (les mouvements Brownien). La trajectoire des particules influencées par cet effet est généralement très faible. Elle est quantifiée de la manière suivante (Einstein et Smoluchowski) :

$$X_m = \sqrt{\frac{4RT K_m t}{3\pi^2 \mu N D_p}}$$

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

D'où :

K_m : Coefficient de correction de la trajectoire de Stokes Cunningham ; varie entre 1 (pour les particules de 10 μ m) à 3- 5. Dépendant de la température (pour les particules de 0.1 μ m) ;

N : Nombre d'Avogadro ;

R : Constante des gaz ;

X_m : Longueur de la trajectoire ;

t : Temps.

II.3. Notions générales

Dans un cyclone, le mélange du gaz/liquide/solide exécute un mouvement en spirale à l'intérieur du corps cylindrique, par lesquelles les particules sont projetées vers la paroi intérieure du cyclone et recueillies dans un collecteur. Ce dispositif de séparation a connu une application très répandue. Non seulement dans l'industrie de la séparation de poussière, mais essentiellement dans l'industrie gazière, il est avéré être un outil très utile car il représente les avantages suivants :

- Simplicité relative de construction ;
- Coût minimal de fabrication et de maintenance ;
- Faible consommation d'énergie (faible pertes de charge) ;
- Un temps de résidence très court (1 à 2 seconds) ;
- Possibilité de s'adapter aux conditions de température et de pression du procédé ;
- Capacités de séparation à des concentrations en particules très importantes ;
- Séparation continue sans accumulation des particules ;
- Maintenance minimale (absence d'organes en mouvement).

Plusieurs designs utilisent le principe de la séparation décrit ci-dessus. Les géométries se différencient principalement dans la façon dont :

- Le film liquide est extrait du corps du cyclone ;
- Le tourbillon est induit.

II.3.1. Définitions

II.3.1.1. Efficacité

La définition de l'efficacité de séparation d'un gaz/liquide/solide séparateur est simple et sans ambiguïté. Si un mélange de gaz/liquide/solide (caractérisé par ϕ_g , $\phi_{v1/s}$, distribution de la taille des particules (dsd) et ses propriétés physico-chimiques) est séparé, l'efficacité est définie comme suit :

$$\eta_s = \frac{\phi_{v2l/s}}{\phi_{v1l/s}}$$

Tel que :

$\phi_{v2l/s}$: Flux de séparation liquide/solide ;

η_s : dépend de ϕ_g et $\phi_{v1l/s}$, dsd, propriétés physico-chimiques du mélange et de la géométrie du séparateur (ou la procédure du design).

Un bon modèle physique qui décrit le comportement du séparateur (ou la procédure du design) doit quantifié l'influence de chaque variable sur η_s . Cependant, les équations du design sont généralement appliquées sous certaines circonstances et sont spécifique pour certaines géométries.

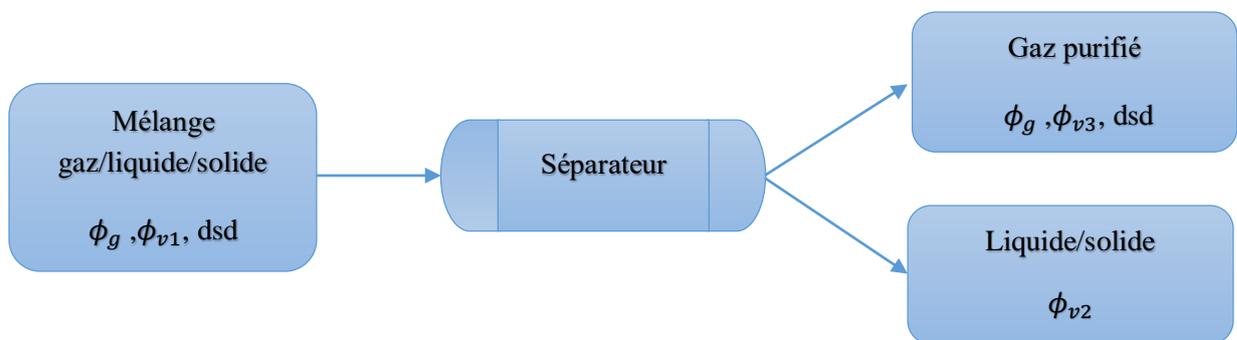


Figure II.3 : Nomenclature du fonctionnement du séparateur.

II.3.1.2. Chute de pression

La chute de pression dépend des mêmes variables que l'efficacité de séparation. Elle est définie comme étant la différence de pression statique entre l'entrée et la sortie du cyclone. Dans le cas où la chute de pression à travers le séparateur est critique, il est nécessaire d'être en mesure d'en prédire. Dans la plupart des cas, des corrélations empiriques existent pour certaines géométries.

II.3.2.Remarques préliminaires :

NB1 :

- a. Dans la plupart du temps l'écoulement du gaz purifié est inversé de sorte qu'il peut refluer à travers la tubulure de sortie qui est placée concentriquement à l'intérieur du flux de gaz entrant. La particule peut être alors piégée dans un collecteur sans danger d'entraînement (figure II.4). Ce type de cyclone est appelé "cyclone à écoulement renversé" c'est le cyclone conventionnel.
- b. La seconde méthode est plus simple dans son concept mais plus critique dans sa conception : le gaz propre et Les particules continuent à suivre la même direction jusqu'à ce que les particules soient éliminées à travers des fentes longitudinales ou concentriques dans la paroi du cylindre

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

tandis que le gaz est forcé à travers un tube de sortie centrale. Ce type présente un danger d'entraînement des particules (figure II.5). Ce type de cyclone est appelé "cyclone à écoulement droit".

NB2 :

Il existe deux groupes de dispositifs de tourbillonnement induit populaires : le gaz est introduit tangentiellement, soit par l'intermédiaire des aubes de guidage ou axialement à travers un élément de tourbillonnement dans le corps du cyclone.

NB3 :

Il est clair que plus le rayon de rotation est petit plus l'effet de séparation augmente. Cependant, le rayon pour un seul cyclone ne peut être choisi aussi petit qu'on le voudrait pour un flux de gaz donné. En premier lieu, l'écoulement tourbillonnant du gaz pourrait gagner tant de vitesse que les particules seront entraînées. En second lieu, la chute de pression qui se révélera d'augmenter avec le carré de l'écoulement du gaz dans le corps d'un cyclone pourrait devenir excessive. Ainsi, pour une certaine taille de cyclone un flux de gaz est fixé.

Afin d'être en mesure de traiter d'importants débits de gaz à la même efficacité de séparation, un certain nombre de petits cyclones est installé en parallèle (figure II.6). Ceci est un dispositif de séparation très populaire appelé "multi-cyclone".

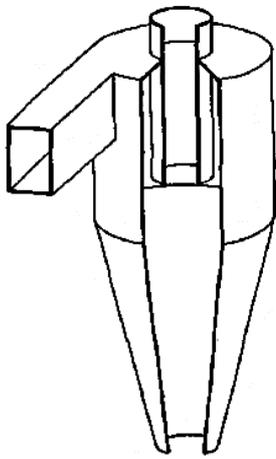


Figure II.4: cyclone à écoulement renversé.

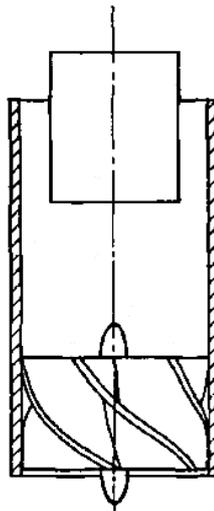


Figure II.5: cyclone à écoulement droit.

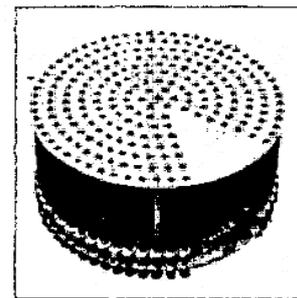


Figure II.6: Multi-cyclone.

II.3.3. Les multi-cyclones

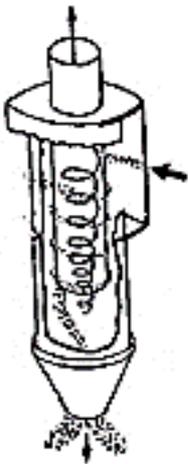


Figure II.7 :
micro-cyclone

L'inconvénient majeur d'un seul cyclone consiste à la nécessité d'une chute de pression supplémentaire afin de maintenir une certaine efficacité de collection et qui sera accompagné par des problèmes d'érosion. Ce qui a conduit à l'utilisation de plus petits cyclones placés en parallèle.

Pour des raisons non apparentes, des micro-cyclones de 4 et 2 pouces possédant une entrée tangentielle sont fixés à la norme industrielle. Au moins trois ou quatre sociétés produisent des variations de conception sur un thème identique (figure II.7).

Il est évident que l'avantage des petits cyclones est que, avec une faible chute de pression une haute efficacité peut être obtenue. La figure II.8 donne un exemple d'un séparateur multi-cyclone, monté horizontalement. Figure II.9 et II.10 sont des exemples de deux possibilités de configuration des micro-cyclones dans un filtre.

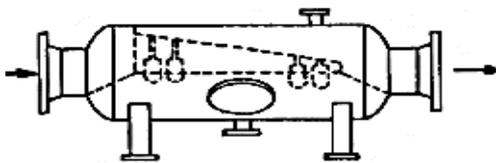


Figure II.8 : Horizontale

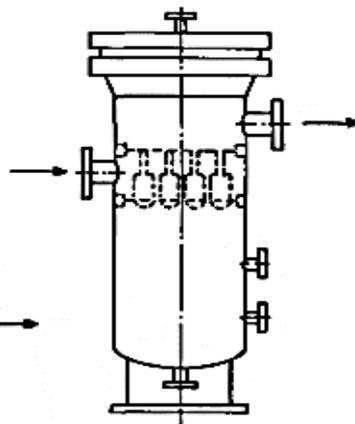


Figure II.9 : Verticale I

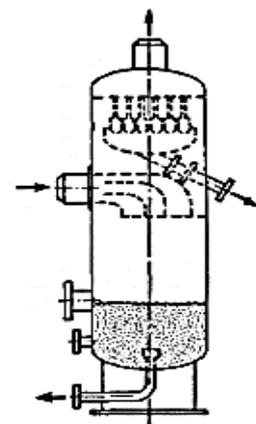


Figure II.10 : Verticale II

Par la suite, on va s'intéresser à la position verticale où les micro-cyclones sont installés directement en face de l'entrée du filtre pour faciliter la distribution du flux de gaz. D'autre part une installation en parallèle ou en série peut être envisagée selon la demande en efficacité et performance. Selon De Graauw (1984) généralement une position verticale est préférée car :

- La surface occupée est moindre ;
- La séparation des particules est plus facile ;
- Moins sensibles aux fortes charges de liquide ;
- Le niveau du liquide n'est pas une critique de fonctionnement.

II.3.4. Caractéristiques des filtres à cyclone

Il a été établi par expérience que la vitesse optimale d'entrée du gaz dans les cyclones est de 15 à 30 m/s. ainsi une vitesse inférieure à 15 m/s provoquera une diminution de la force centrifuge, ce qui influencera sur l'efficacité du dépoussiérage. De même, une vitesse qui dépasse les 30 m/s crée un phénomène d'entraînement qui réduit l'efficacité du procédé.

Le pourcentage des particules retenues pour un diamètre de 20 μm est relativement faible, alors que les particules de diamètre supérieur à 20 μm sont pratiquement tous retenues.

Plus les dimensions du cyclone sont petites plus ils sont caractérisés par une haute efficacité de séparation.

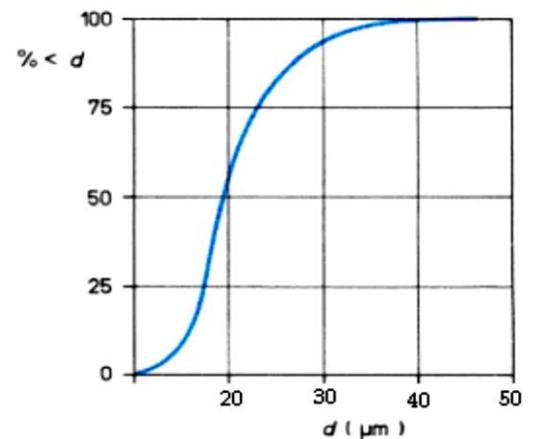


Figure II.11 : Courbe d'efficacité en fonction du diamètre des particules.

II.4. Méthodologie de calcul

De nombreux auteurs (chercheurs et constructeurs) ont étudié et proposé des formules permettant le calcul et la modélisation des caractéristiques des cyclones. La plupart de ces formules ont été déterminé empiriquement.

Il existe plusieurs chercheurs qui ont proposé des modèles différents comme : le modèle de DHLSTROM, le modèle de PLITT et son équipe (1987), le modèle ZENZ. Notre choix s'est porté sur le modèle de calcul du bureau d'étude (PEGAZ).

II.4.1. Objectif

L'objectif de ce chapitre consiste à la détermination des caractéristiques principales d'un filtre à cyclone à savoir :

- D : diamètre du filtre ;
- d_i : diamètre intérieur entrée/sortie ;
- d_0 : diamètre extérieur entrée/sortie ;
- H : hauteur du filtre ;
- h_e : hauteur de la tubulure d'entrée.

Cette partie est donc dédiée à la séparation mécanique par centrifugation dans les multi-cyclones.

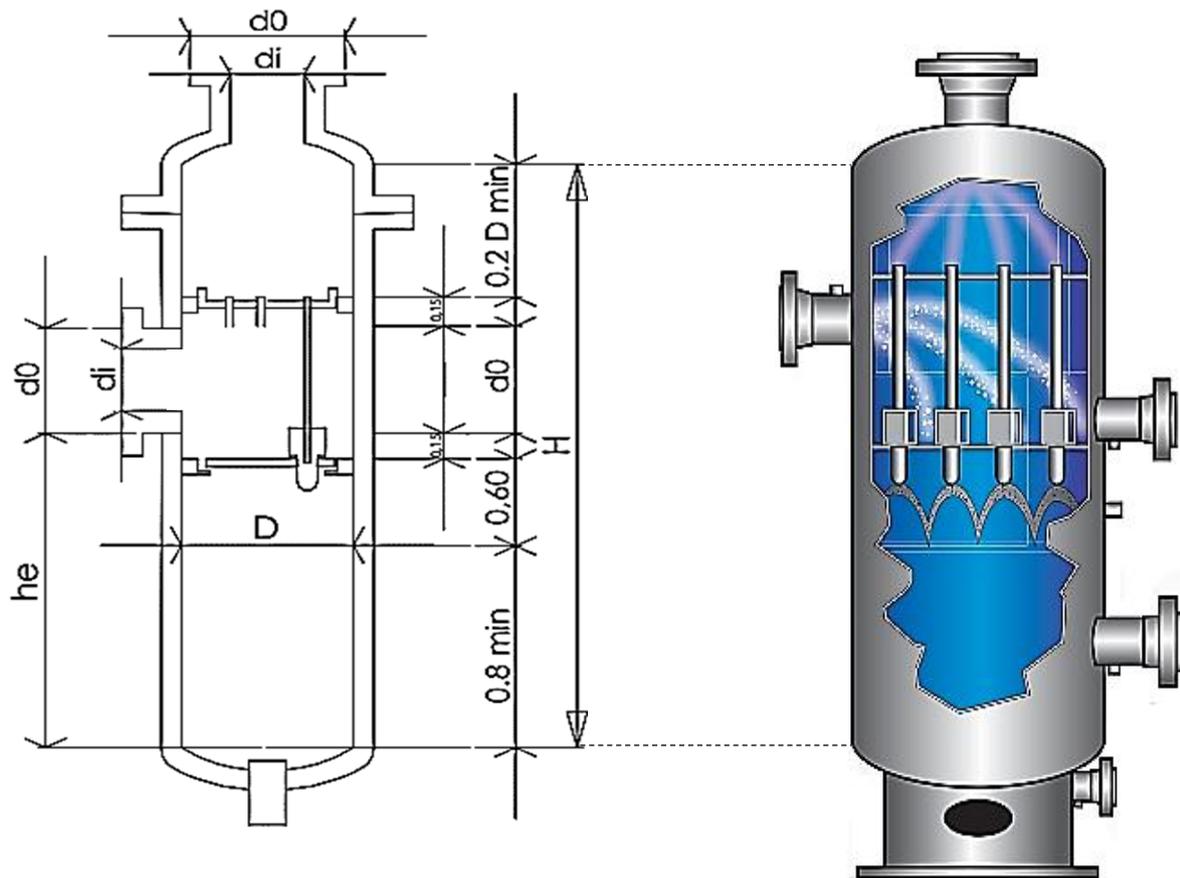


Figure II.12 : Dimensions principales d'un multi-cyclone.

II.4.2.Hypothèses

- Nombre de filtres à installer est (4+1) en amont de la station ;
- Les filtres sont de types multi-cyclones installés en parallèle;
- Efficacité de séparation égale à 98% pour les particules de diamètre supérieur à 10 μm ;
- Conditions de calcul du dimensionnement les plus défavorables :
 - Débit majoré à 120% ;
 - Pression minorée à 95% ;
 - Température maximale, soit 50°C.

II.4.3.Données de base

- Débit globale de la station 3320000 Sm^3/h ;
- Diamètre de la ligne 48'' ;
- Pression d'entrée station est de 45.6 bar ;
- Température de gaz est de 31.7°C en été et est de 25.4°C en hiver;
- Teneur en eau 50 ppm.

II.4.4.Modèle de calcul

Caractéristiques générales du gaz											
Paramètres réduits du gaz	$P_r = \frac{P}{P_{cr}}$ $T_r = \frac{T}{T_{cr}}$										
Coefficient de compressibilité	$Z_m = 1 - (0.4273 P_r T_r^{-0.668})$										
Débit aux conditions Normales	$Q_N = Q_S^{cal} \frac{T_N P_S}{T_S P_N}$										
Masse volumique aux conditions réelles	$\rho(P, T) = 1.293 \frac{\Delta P T_N}{Z T}$										
Débit aux conditions réelles	$Q(P, T) = Q_N \frac{\rho_N}{\rho(P, T)}$										
Paramètres entrée/sortie du cyclone											
Vitesse limite (API Rp 14 E)	$V_{lim} = C \sqrt{\rho(P, T)}$										
Diamètre intérieur minimal	$d_{min} = 2 \sqrt{\frac{Q(P, T)}{\pi V_{lim}}}$										
Diamètre extérieur minimal	$d_{min}^{ex} = d_{min} + 2ep$ <p>Epaisseur normalisée :</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>Ep</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>12</td> <td>9.53</td> </tr> <tr> <td>16</td> <td>9.53</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>10.31</td> </tr> <tr> <td>24</td> <td>12.7</td> </tr> </tbody> </table>	d	Ep	12	9.53	16	9.53	20	10.31	24	12.7
d	Ep										
12	9.53										
16	9.53										
20	10.31										
24	12.7										

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

Vitesse réelle

$$V_{réelle} = \frac{4Q(P, T)}{\pi d_{int\ norm}^2}$$

Paramètres du cyclone

Nombre maximum de multi-cyclones

$$N_c^{max} = \frac{Q(P, T)}{q_c^{min}}$$

Nombre minimum de multi-cyclones

$$N_c^{min} = \frac{Q(P, T)}{q_c^{max}}$$

$$D = 1.5 * 100 \sqrt{\frac{N_c}{K}}$$

$$K = \frac{\pi(CPT)}{4(\sin\alpha)}$$

Tel que : CPT=0.8 et $\alpha=60$

Diamètre

D''	2"	4"
24	54	11
28	73	14
32	95	19
36	121	24
40	149	29
42	164	32
48	215	42
52	252	50
56	292	58
60	335	66
64	381	75
72	483	95

Hauteur du filtre (figure II.12)

$$H = 1.7 + 07 + d$$

Hauteur de la tubulure d'entrée (Figure II.12)

$$he = 1.4 + \frac{d}{2}$$

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DES FILTRES A CYCLONE

Perte de charge

$$\Delta P_{CYC} = 17\rho(P,T)V^2_{réelle}(P,T)$$

$$\Delta P_t = 1.6\Delta P_{CYC}$$

La citerne

Diamètre moyen des particules liquides
(Formule de Turner)

$$d_p^{max} = \frac{30\sigma}{\rho(P,T)V^2_{réelle}(P,T)}$$

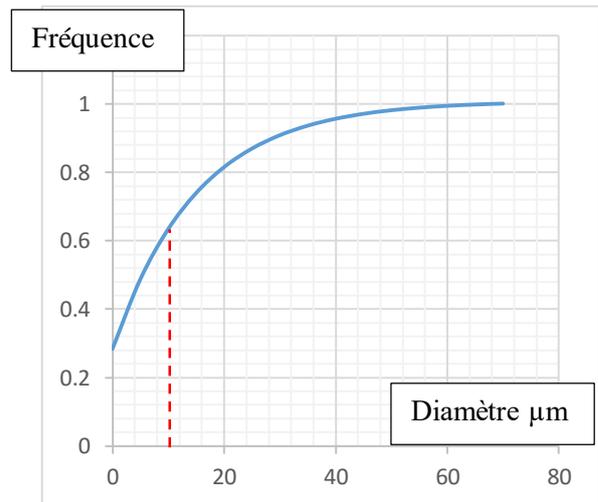
$$d_p^{moy} = \frac{d_p^{max}}{2.9}$$

$$\omega = \frac{1}{d_p^{moy}}$$

$$f(d_p) = e^{-\omega d_p}$$

D'où : $\sigma = 0.02$: pression interraciale

Distribution des diamètres des particules
(suivant la loi exponentielle)



Volume horaire probable de liquide séparé

$$V_{lh} = \frac{C(ppm) \cdot F(d_p > 10) \cdot Eff}{\rho_{eau}} \dot{M}$$

$$\dot{M} = Q_r \times \rho(P,T)$$

Eff Efficacité de séparation en %

Volume mini de la citerne (hypothèse d'une vidange par mois)

$$V_c^{min} \geq V_{lh} \times 24 \times 30$$

Tableau I.1 : Lois régissant le calcul du dimensionnement des filtres.

II.5.Résultats

Station de compression	SC4	
Débit de la station (Sm ³ /h)	3 320 000	
Débit de calcul (120%) (Sm ³ /h)	3 984 000	
Pression (bar)	45.6	
Pression de calcul (95%) (bar)	43.32	
Température de calcul (°C)	50	
Diamètre du collecteur (in)	48	
Densité relative	0.658	
Pression réduite	0.946	
Température réduite	1.54	
Coefficient de compressibilité	0.91	
Densité aux conditions réelles (kg/m ³)	33.96	
Débit de calcul (Nm ³ /h)	3 727 222	
Débit aux conditions réelles (m ³ /s)	6.48	
Nombre de cyclones	4+1	
Constante C (selon API Rp 14E)	120	
Vitesse limite (m/s)	20.59	
Diamètre intérieur minimal (mm)	633.197	
Epaisseur (mm)	9.53	
Diamètre Entrée/Sortie normalisé (in)	26	
Vitesse réelle (m/s)	20.07	
Diamètres du multi-cyclone (in)	4''	2''
Débit mini d'un multi-cyclone (m ³ /min)	1.42	0.28
Débit maxi d'un multi-cyclone (m ³ /min)	5.67	1.13
Nombre de multi-cyclones	75	381
Diamètre du cyclone (in)	64	64
Hauteur mini H (m)	2.69	2.69
Hauteur mini he (m)	1.88	1.88
Débit min pour 1 cyclone (Sm ³ /h)	53 391.44	106 782.2
Débit max pour 1 cyclone (Sm ³ /h)	213 565.8	427 131.5
Débit min pour tous les cyclones (Sm ³ /h)	106 782.9	21 356.58
Débit max pour tous les cyclones (Sm ³ /h)	427 131.5	85 426.3
Perte de charge (bar)	0.23	
Teneur en eau (ppm)	50	
Diamètre moyen des particules (µm)	15	
Fréquence des particules (> 10µm) (%)	51.18	
Efficacité de séparation	0.98	
Volume de liquide (l/h)	20.08	
Volume mensuel du liquide (m ³ / mois)	14.46	

Tableau II.2 : Résultats du dimensionnement du filtre à cyclone pour 4'' et 2''.

Remarque

Le nombre de multi-cyclones à installer est choisi de telle façon que la perte de charge soit inférieure ou égale à 0.2 bar. Dans le chapitre suivant ce point sera plus détailler.

II.6.Conclusion

Ce type de filtre se caractérise par une grande capacité de filtration du gaz.

Le nombre de filtres est proportionnel au débit :

- Pour un même débit ; si on augmente le nombre de multi-cyclone, la pression chute.
- Pour une même perte de charge ; lorsque le débit diminue le nombre de multi-cyclone à installer est réduit.

Cette partie a permis d'avoir un aperçu sur les techniques de filtration, le dimensionnement des filtres à cyclone nécessaire à la ligne GR4 ainsi que l'identification de leur importance dans le domaine du transport du gaz.

Donc une configuration de (4+1) cyclones de diamètre 64'' est proposée pour la station GR4. Le nombre et le diamètre du micro-cyclone à installer dans ces batteries de multi-cyclone seront déterminés dans le chapitre suivant.

II.1.Introduction

Les séparateurs cycloniques sont couramment utilisés pour séparer des particules solides/liquides dispersées dans une phase gazeuse. Ces dispositifs se caractérisent par leur simplicité de construction, de maintenance et de fonctionnement avec des pertes de charges modérées de plus leurs fabrication est relativement peu coûteuse. Par conséquent, ils sont largement utilisés dans différents domaines d'industrie qui nécessitent l'épuration du gaz.

En dépit de sa simplicité d'utilisation, la dynamique des fluides et les structures d'écoulement dans un séparateur à cyclone sont très complexes. La force motrice qui cause la séparation des particules dans un cyclone est due au tourbillon qui se produit à l'intérieur. Le gaz et les particules pénètrent par une entrée tangentielle à la partie supérieure du cyclone, cette entrée produit un mouvement tourbillonnant du gaz, ce qui pousse les particules aux parois du cyclone, puis les deux phases tourbillonnaient et glissent vers le bas du séparateur où les particules solides/liquides sont collectées. Tandis que le gaz épuré tourbillonne vers le haut et est éventuellement évacué par une tubulure de sortie installée concentriquement dans le corps du cyclone. Le mouvement tourbillonnaire fournit une force centrifuge qui disperse les particules de la phase gazeuse, ce qui augmente la possibilité de l'entraînement des particules. Par conséquent les performances d'un cyclone sont déterminées par les caractéristiques de la turbulence et l'interaction entre les particules.

Des études expérimentales et numériques ont été réalisées au cours des dernières décennies pour développer une meilleure compréhension du champ d'écoulement à l'intérieur des séparateurs cycloniques. Dans les premières années, les modèles empiriques ont été construits (par exemple Shepherd et Lapple, (1939) ; Lapple, (1951) ; Barth, (1956) ; Tengbergen, (1965) ; Sproul, (1970) ; Leith et Licht, (1972) ; Bachman et Lippmann, (1974) ; Dietz, (1981) et Saltzman, (1984)) afin de prédire la performance des cyclones industriels. Cependant, ces modèles ont été construits sur la base des données provenant de l'étude des échantillons de cyclones de très petites tailles, par conséquent, ils n'ont pas pu atteindre l'efficacité souhaitée sur l'échelle industrielle car le cyclone industriel fonctionnait sous régime turbulent alors que le cyclone d'échantillonnage fonctionnait sous les régimes transitoires. L'un des inconvénients majeurs de ces modèles empiriques réside dans le fait qu'ils ne tiennent pas compte des deux facteurs critiques qui déterminent les performances d'un cyclone, à savoir le manque de stabilité et l'asymétrie.

De nombreux phénomènes d'écoulement se produisent tels que les fortes turbulences, l'inversion du flux, la haute turbulence et la distinction des zones de circulation descendantes et autres ascendantes. Ces phénomènes ne sont pas pris en considération dans l'analyse par les modèles empiriques et sont donc limités dans leur application. Par ailleurs, Les modèles de la dynamique des

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

fluides (CFD) peuvent saisir avec précision ces aspects et peuvent donc jouer un rôle important dans l'analyse de l'hydrodynamique des séparateurs à cyclones. Un modèle valide de CFD peut être un outil précieux pour le développement de la conception optimale d'un ensemble donné de conditions de fonctionnement. Cependant, les séparateurs à cyclone posent un problème d'écoulement de fluide particulier. Leur écoulement est caractérisé par un très anisotrope champ turbulent intrinsèquement instable, confiné dans un tourbillon d'une grande intensité. Une bonne simulation nécessite une bonne résolution de ces caractéristiques d'écoulement, de ce fait, plusieurs tentatives ont été faites afin de trouver le modèle qui décrit correctement le comportement du fluide à l'intérieur d'un cyclone. Le modèle de turbulence basé sur la fermeture d'ordre supérieur, comme le modèle de stress de Reynolds (RSM), avec le modèle d'instabilité moyenne de Reynolds et Navier-Stocks (RANS) ont montré des capacités de prévision raisonnables (Jakirlic et Hanjalic, (2002)). La présence de solides pose une complexité supplémentaire, dans ce cas le modèle de la phase discrète Euler-Lagrangien (DPM) est utilisé pour l'analyse des différentes phases. L'utilisation de ces modèles va nous permettre de réaliser notre objectif d'étude.

II.2.Objectif

Dans ce chapitre, nous examinerons les simulations CFD pour les micro-cyclones, et leurs caractéristiques les plus importantes tels que l'efficacité de collecte, le champ de vitesse et de pression en tenant compte de plusieurs paramètres importants tels que l'effet de la géométrie, le nombre de micro-cyclones à installer et leur diamètre, la vitesse d'entrée, le diamètre des particules et leur densité en suivant une méthode de résolution bien définie afin de déterminer un nombre de micro-cyclones à installer dans la batterie des filtres conçues à la station de compression GR4 pour une conception qui répond aux exigences de SONATRACH en terme d'efficacité et pertes de charge permise.

II.3.Conception de base des séparateurs à cyclone

Un séparateur à cyclone utilise les forces d'inertie et de gravitation pour séparer les particules dispersées dans le gaz. Par conséquent, différents modèles ont été proposés dans la littérature (Dirgo et Leith, 1986). La figure III.2 représente un schéma des cyclones à flux inversé, largement utilisés en représentant les parties principales ainsi leurs dimensions. Le gaz non purifié entre dans le séparateur avec une vitesse de rotation élevée. Plusieurs configurations de la tubulure d'entrée ont été conçues comme tangentielle, spiralée, hélicoïdale et axiale ; pour fournir une haute vitesse de rotation.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Parmi ceux-ci, les configurations tangentielle et spiralées sont les plus fréquentes. L'écoulement de rotation descend alors près de la paroi à travers le corps du cyclone et à travers la partie conique jusqu'à ce qu'il y aura une inversion de la vitesse axiale qui fait refluer le gaz vers le haut ; c'est la position finale du vortex. L'écoulement rotationnel ascendant forme au milieu du cyclone une structure à double vortex. Ce tourbillon intérieur conduit finalement le gaz vers une conduite centrale appelée conduite de sortie cyclone, elle sert à la fois la protection du vortex intérieur de la haute vitesse d'entrée et la stabilisation de son mouvement. Les particules sont séparées grâce à la force centrifuge, elles descendent en glissant sur les parois du cyclone et quittent le procédé à travers un collecteur situé en bas de celui-ci.

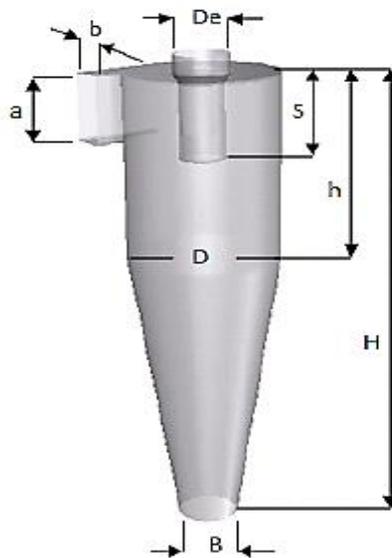


Figure III.1 : Conception typique des séparateurs à cyclone.

Source	Stairmand (1951)	Stairmand (1951)	Lapple (1951)	Swift (1969)	Swift (1969)	Swift (1969)
performance	Haute efficacité	Haut débit	Usage général	Haute efficacité	Usage général	Haut débit
D	1	1	1	1	1	1
a/D	0.5	0.75	0.5	0.44	0.5	0.8
b/D	0.2	0.375	0.25	0.21	0.25	0.35
De/D	0.5	0.75	0.5	0.4	0.5	0.75
S/D	0.5	0.875	0.625	0.5	0.6	0.85
h/D	1.5	1.5	1	1.4	1.75	1.7
H/D	4	4	4	3.9	3.75	3.4
B/D	0.375	0.375	0.25	0.4	0.4	0.4

Tableau III.1 : Normes de la conception géométrique des cyclones industriels conventionnels.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Pour plus de commodité, les dimensions des différentes parties du cyclone sont généralement indiquées sous forme adimensionnelle en tant que rapport au diamètre du cyclone (D). Cette méthode permet une comparaison entre les dessins du cyclone, sans recourir à la taille réelle de chaque partie individuelle. Le tableau III. 01 énumère quelques exemples de types de cyclones industriels conventionnels (Leith et Licht, 1972).

La performance d'un cyclone est mesurée en fonction de l'efficacité de collecte et la chute de pression. Par nature, l'écoulement dans un séparateur à cyclone est poly-phasique (gaz-solide/liquide) et montre de fortes interactions entre les particules. Les interactions gaz- particules peuvent être négligées dans le cas de faible charge en particules. Les modèles CFD donc focalisent sur les interactions dans un flux en turbulence à l'intérieur du cyclone.

En résumé, les facteurs principaux à prendre en considération lors de la conception d'un cyclone sont :

- La répartition de la taille des particules à séparer, leur densité, forme, propriétés physico-chimiques tels que l'agglomération, l'hygroscopie, l'adhésivité, etc ;
- Le gaz contaminé à savoir sa température, pression, humidité, composants condensables, densité, etc ;
- Les variables du procédé tels que la concentration des particules, le débit d'écoulement de gaz, la perte de charge admissible, la taille des particules à séparer ;
- Les limitations de la structure, température et pression nominales, le matériau de construction, etc.

Le design d'un cyclone séparateur représente donc un compromis entre efficacité, perte de charge et dimensions. Une haute efficacité nécessite une haute chute de pression (i.e., vitesse d'entrée du gaz) et une grande taille (i.e., longueur du corps).

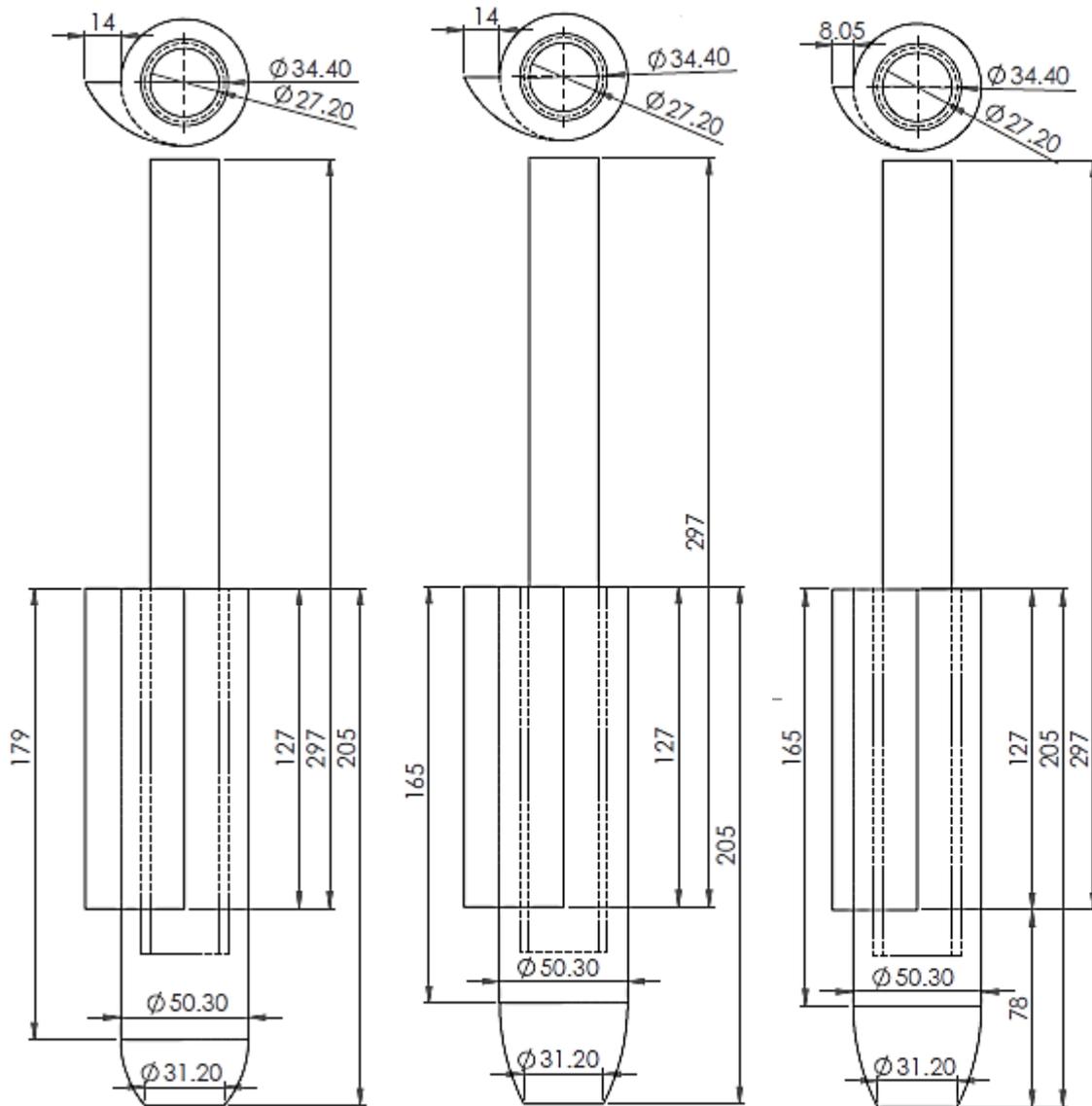
Différemment aux autres industries, l'industrie pétrolière et gazière utilise des micro-cyclones non conventionnels de différentes formes (figure III.2). De ce fait, on a proposé la géométrie commercialisée par l'industrie de Paladon Engeneering Ltd, comme référence et on a effectué plusieurs modifications dessus pour obtenir une géométrie désormais la plus efficace possible pour de faibles densités à savoir :

- la longueur de la partie cylindrique et la partie conique ;
- l'air de la section d'entrée ;
- une seule entrée et deux entrées tangentielles ;
- diamètre du micro-cyclone.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Pour tester ces géométries, on a varié le débit d'entrée par cyclone on jouant sur le nombre de micro-cyclones à installer et puis donc la vitesse d'entrée afin de déterminer une perte de charge acceptable (de l'ordre de 0.2 bar) et d'autre part, tester le rendement d'efficacité de séparation en fonction de la densité des impuretés.

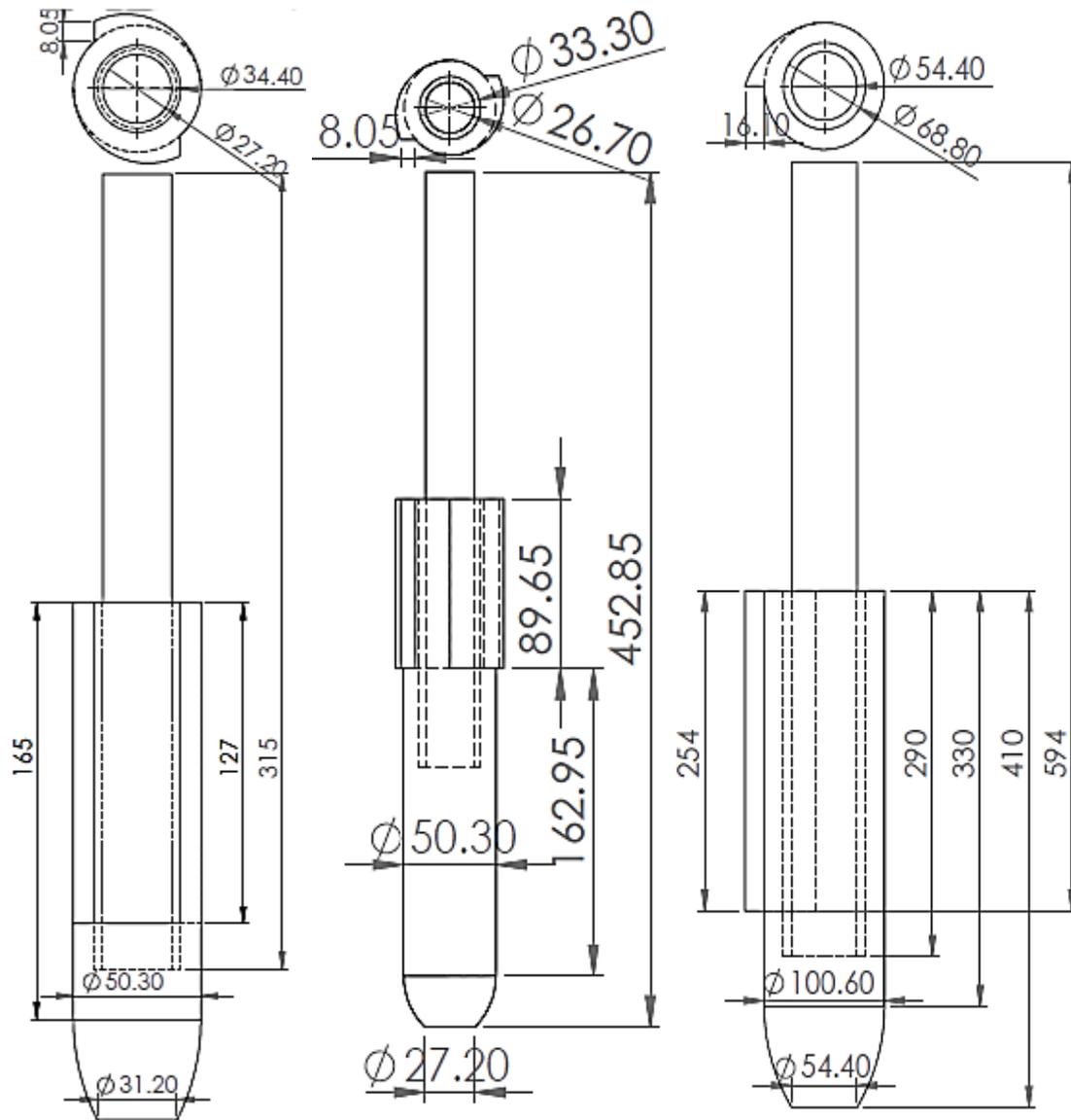
Après avoir déterminé une géométrie de 2'' désormais la plus efficace, on a effectué une comparaison en se basant sur la même conception pour un diamètre de 4''.



Géométrie (a), 2'', commercialisée par l'industrie de Paladon Engineering Ltd, elle est prise comme référence.

Géométrie (b), 2'', a la même longueur que la géométrie de référence sauf la partie conique est plus longue par conséquent la partie cylindrique devient plus courte.

Géométrie (c), 2'', identique à la géométrie (b) avec une entrée plus rétrécie.



Géométrie (d), 2'',
identique à la géométrie
(c) avec deux entrées.

Géométrie (e), 2'', plus
longue que la précédente
avec deux entrées de
longueur réduite.

Géométrie (f),
identique à la géométrie
(c) avec un diamètre de
4''.

Figure III.2: Différentes conceptions de micro-cyclones proposées à installer dans une batterie de filtre.

II.4. Les modèles CFD utilisés pour la simulation des séparateurs à cyclone

L'écoulement dans un séparateur cyclonique est très complexe et pose plus plusieurs difficultés pour la simulation numérique. La principale difficulté provient du fait que la turbulence observée dans les cyclones est fortement anisotrope. Cela rend l'interprétation de ce type d'écoulement très complexe, de ce fait plusieurs études ont démontré que le modèle RSM est le plus fiable comme Gimbut et al., 2005 ont étudié l'effet de la vitesse d'entrée et la charge des particules sur la chute de pression, ils ont comparé les valeurs expérimentales par Bohnet, 1995, avec les modèles empiriques par Shepperd et Lapple, 1939, Casal et Martinez, 1983, Dirgo, 1988, Coker 1993, ainsi qu'avec les prévision CFD en utilisant le modèle k- ε et le modèle RSM. Les résultats du modèle k- ε ont montré une assez bonne prédiction à environ 14%- 18% d'écart de plus, il adopte l'hypothèse d'une turbulence isotrope et cela ne convient pas pour l'écoulement dans un cyclone. Par contre, les études réalisées par Wang et al., 2006 en utilisant le modèle RSM ont également montré un accord acceptable avec les données expérimentales pour le cyclone de Stairmand et le cyclone à haute efficacité de Hoekstra et al., 1990. De plus le modèle RSM renonce l'hypothèse de la turbulence isotrope et résout l'équation de transport pour chaque composant de la tension de Reynolds. Il est considéré comme le modèle le plus applicable pour l'écoulement dans un cyclone, même si il a l'inconvénient d'être informatiquement plus cher.

La deuxième complexité résulte de la présence des interactions entre gaz- particules de ce fait, le modèle Eulérien- lagrangien est utilisé. Dans cette approche la trajectoire des particules sont obtenues en intégrant l'équation de mouvement pour les particules individuelles, alors que le débit de gaz est modélisé en utilisant l'équation de Navier- Stock.

II.4.1. Description des modèles de turbulence

Les équations différentielles aux dérivées partielles qui sont résolues, sont celle de la conservation de masse et celle de la quantité de mouvement écrites ci-dessus respectivement :

$$\frac{\delta}{\delta x_i} \rho U_i = 0$$

$$\underbrace{\frac{\delta}{\delta x_j} (\rho U_j U_i)}_1 = \underbrace{\frac{\delta P}{\delta x_j}}_2 + \underbrace{\frac{\delta \tau_{ij}}{\delta x_j}}_3 + \underbrace{\rho g_i}_4$$

1- terme convectif;

2- effet de la pression;

3- terme diffusif;

4- effet de la pesanteur.

II.4.2. Modèle des contraintes de Reynolds (RSM)

Dans le RSM, l'équation de transport est écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = D_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} + \varepsilon_{ij} + S$$

D'où les deux termes de gauches sont les dérivées locales temporaires des contraintes et la convection respectivement. Les cinq termes de droite représentent:

- Terme de diffusion turbulente:

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + (\overline{p' u'_j}) \delta_{ik} + (\overline{p' u'_i}) \delta_{jk}];$$

- Terme de diffusion visqueuse :

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \left(\frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u'_i u'_j} \right) \right];$$

- Tenseur de production de contrainte :

$$P_{ij} = -\rho \left[\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right];$$

- Corrélation pression- taux de déformation :

$$\phi_{ij} = \overline{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)};$$

- Tenseur de dissipation turbulente :

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}};$$

- Terme de source : S .

II.4.3. Modèle De La Phase Discrète (DPM)

Sous Fluent les particules injectés dans un écoulement sont compiler par le modèle de la phase discrète (DPM). Ce modèle est basé sur l'approche de Lagrange-Euler. Pour que cette approche soit envisageable la concentration de la particule doit être inférieure à 10% du volume total. Dans la modélisation de la dispersion des particules, les interactions entre les particules sont négligeables car seule la dilution de flux est prise en considération dans ce travail (ANSYS Fluent, 2013, 16.1.1.).

Uniquement la force de gravité et la force de traînée sont calculées. La force de traînée est décomposée en deux composantes : une est causée par la vitesse moyenne du fluide et l'autre est

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

causée par la dispersion de la vitesse du fluide. L'équation de la quantité de mouvement des particules dans un flux diphasique à la température ambiante peut être exprimée comme :

$$\begin{aligned}\frac{du_p}{dt} &= F_k(\bar{u} + u' - u_p) - g; \\ \frac{dv_p}{dt} &= F_k(\bar{v} + v' - v_p) - \frac{w_p^2}{r_p}; \\ \frac{dw_p}{dt} &= F_k(\bar{w} + w' - w_p) - \frac{v_p w_p}{r_p}.\end{aligned}$$

Tel que : $F_k = \frac{18\mu}{d_p^2 \rho_p} C_D \frac{Re_p}{24}$ c'est le coefficient de transport de la quantité de mouvement entre le fluide et les particules et le coefficient de traînée est donné par :

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_p} & Re_p \leq 1, \\ \frac{24(1 + 0.15Re_p^{0.678})}{Re_p} & 1 < Re_p \leq 1000, \\ 0.44 & Re_p > 1000. \end{cases}$$

Avec : $Re_p = \frac{d_p \rho_g |\bar{\varphi}_g - \bar{\varphi}_p|}{\mu}$ c'est le nombre de Reynolds pour les particules ;

φ peut être u , v et w ;

NB : Quand la particule est en interaction avec le flux tourbillonnant u' , v' et w' sont obtenues par simplification de la distribution isotropique Gaussienne avec une standard dériviation de $\sqrt{2k/3}$. Le temps et la dimension des interactions particules- flux tourbillon ne doivent pas être importants que la taille du flux tourbillon.

II.5. Maillage et discrétisation

La sélection des paramètres numériques, en particulier la discrétisation des termes d'advection, pose une difficulté supplémentaire et joue un rôle important sur la précision des simulations. Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont les suivant :

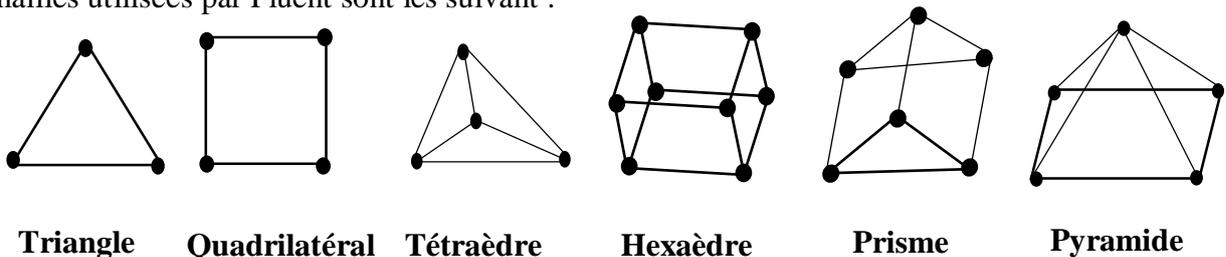


Figure III.3: Exemple de mailles utilisées en volumes finis par Fluent.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Les premières investigations ont mené à une discrétisation de premier ordre sujette à la diffusion, cela produit souvent des résultats erronés dans les simulations de séparation cyclonique. L'utilisation des réseaux hexaédriques pour la région d'écoulement principale (Harasek et al., 2004) et un schéma du second ordre pour l'advection (Bunyawanicakul et al., 2006) ont montré une amélioration significative des prévisions CFD.

L'écoulement dans un séparateur à cyclone est caractérisé par des structures instables telles que les tourbillons secondaires et la précession du noyau du tourbillon (PVC), une résolution adéquate dans l'espace et le temps est nécessaire pour capturer ces caractéristiques dynamiques. Pour cette raison, des études CFD précoces ont porté sur la résolution des états d'écoulement en équilibre (Boysan et al., 1982) en raison de la disponibilité limitée de puissance de calcul et une faible résolution de l'état instable avec un maillage standard (Derksen et al., 2006).

II.6.Critère de convergence

On dit une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations. Une solution est convergée lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables. C'est une condition obligatoire pour l'obtention de bons résultats lors de la simulation. Elle dépend étroitement du choix du maillage.

II.7.Principe de fonctionnement de l'ANSYS

L'étude d'écoulement vortex nécessite un programme de calcul CFD performant tel que «fluent». Le pré-calcul est effectué par un ensemble de programme complémentaire permettant la création des géométries (SolidWorks) et la génération du maillage (ANSYS Meshing). La simulation et l'interprétation des résultats sont effectuées sous Fluent (voir annexe B).

La convergence des résultats dépend principalement de la partie pré-calcul car un maillage non convenable conduit à des résultats erronés.

Le schéma sur la figure III.4 illustre le principe de fonctionnement de l'ANSYS :

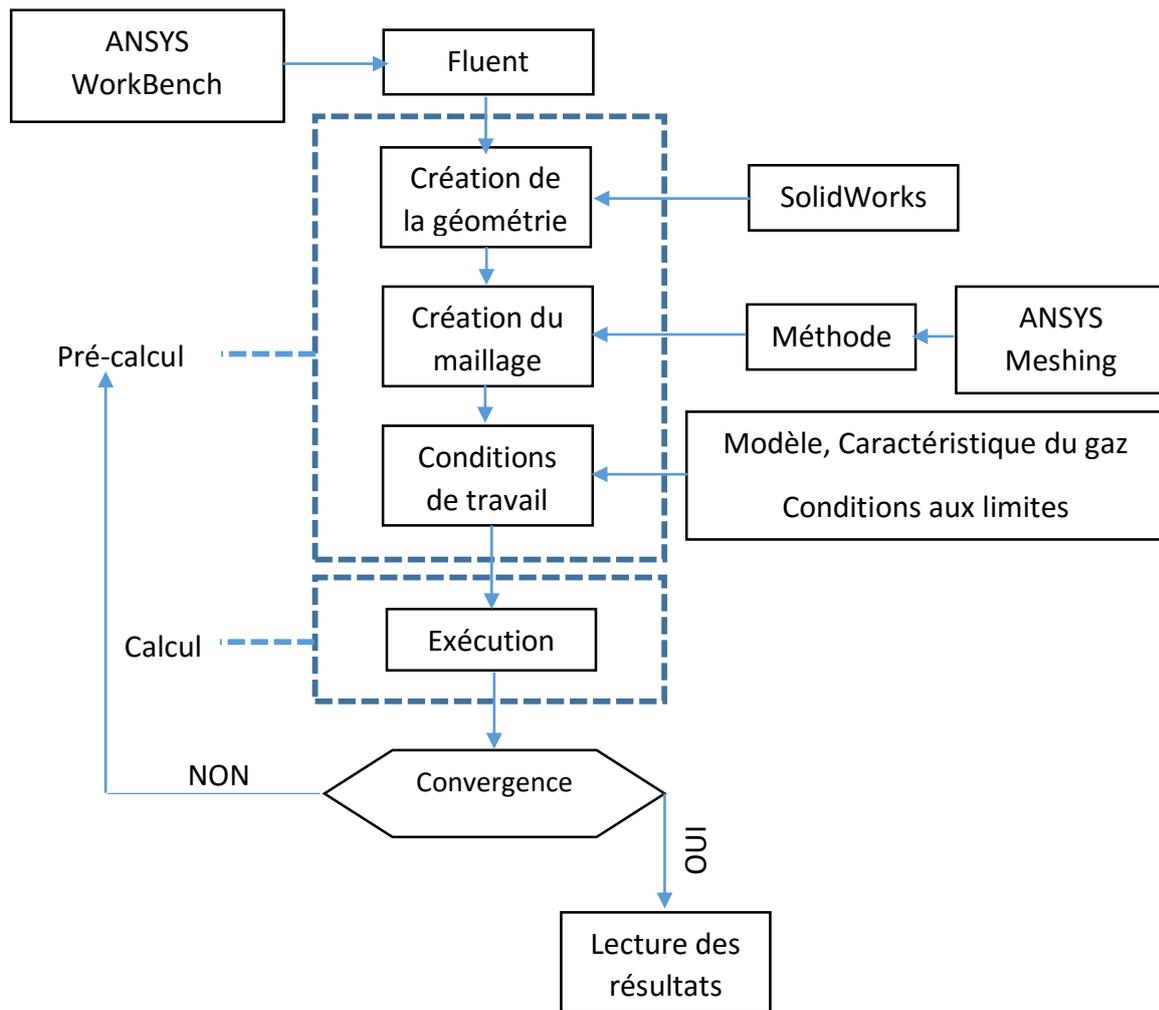


Figure III.4 : Schéma de base de fonctionnement du fluent.

II.8. Analyse et procédures de calcul numérique CFD

1^{ère} étape : Etude hydrodynamique du comportement du gaz dans un micro-cyclone

II.8.1. Choix du maillage :

En raison de la complexité de la géométrie des micro-cyclones L'obtention d'un bon maillage dans le pré-logiciel de maillage sous ANSYS nécessite la division de la géométrie en plusieurs zones. Dans notre étude, nous avons choisi le maillage Hexaédrique présenté dans la figure III.5, car la simulation avec le maillage Hexaédrique donne de bons résultats pour le cas d'un cyclone d'après M.Slack et prévoit avec précision le comportement de l'écoulement. Le maillage peut être raffiné

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

convenablement pour bien contrôler les résultats. Un nombre de cellule est bien définie pour chaque géométrie de sorte que les modèles utilisés soient stables et convergent vers une solution unique.

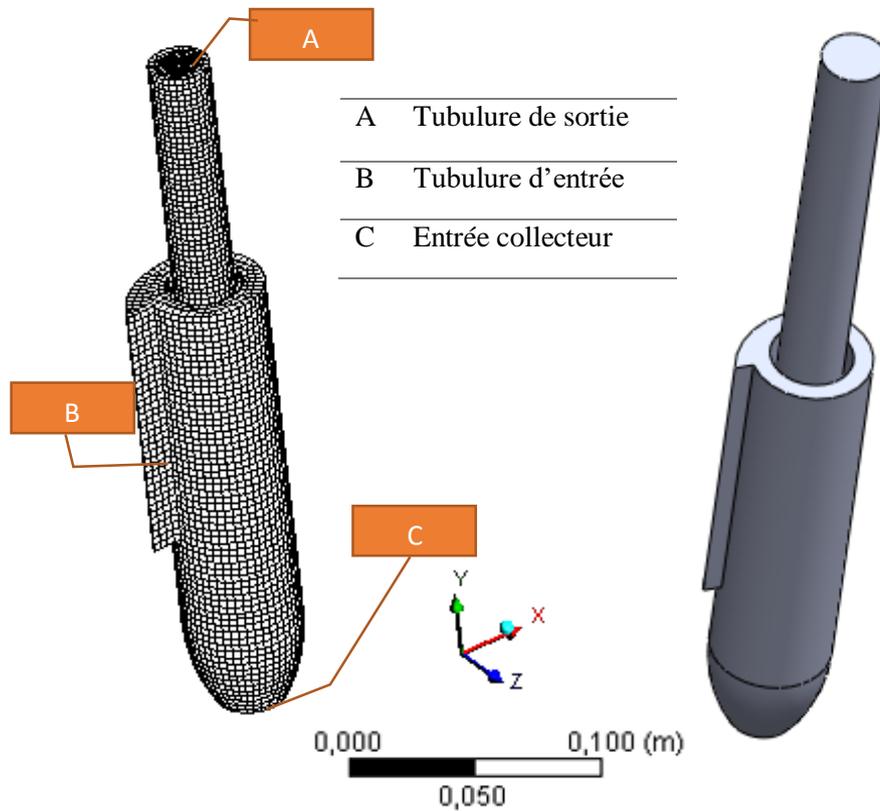


Figure III.5: Maillage hexaédrique.

II.8.2.Choix du modèle de calcul

Pour la simulation, nous avons utilisé le modèle de turbulence RSM et le modèle de la phase discrète Euler- Lagrangien décrits auparavant, sous le progiciel commercial « Fluent », afin d'étudier l'écoulement gaz/ particules dans un séparateur cyclonique.

Space	3D
Time	Steady
Viscous	Reynolds stress model
Wall treatment	Standard Wall Functions
RSM wall reflection effect option	Enabled
RSM wall B.C option (slope k)	Enabled
Quadratic Pressure-Strain Option	Disabled
Heat Transfer	Disabled
Solidification and Melting	Disabled
Species	Disabled

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

Tableau Fluent III.2 : Paramétrages du modèle.

II.8.3. Conditions initiales

Le gaz naturel est défini par sa densité et sa viscosité à la température et à la pression de service (déjà calculée dans le chapitre I), ces données ont été introduites sur Fluent comme suit :

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m ³	constant	33.96
Viscosity	kg/m-s	constant	1.3159e-5

Tableau Fluent III.3: Définition du gaz naturel sous Fluent.

II.8.4. Conditions aux limites

On a supposé que le débit d'entrée aux filtres est réparti équitablement sur l'ensemble des micro-cyclones installés en parallèle à l'intérieur des filtres.

La vitesse d'entrée et le diamètre hydraulique ont été calculés à partir des formules de bases suivantes :

- La vitesse d'entrée :

$$V_{entr} = \frac{Q_{m-cy}}{S}$$

Tel que : Q_{m-cy} : le débit à l'entrée du micro-cyclone :

$$Q_{m-cy} = \frac{Q_{r/filtre}}{N_{m-cy}}$$

Où : $Q_{r/filtre}$: Le débit réel à l'entrée d'un seul filtre à cyclone.

N_{m-cy} : Le nombre de micro-cyclone installé dans un seul filtre à cyclone.

- Le diamètre hydraulique :

C'est le rapport entre l'air de la section de passage et son périmètre mouillé par le fluide. Pour notre étude, on a calculé le diamètre hydraulique de la tubulure d'entrée ainsi de sortie comme suit :

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

$$D_h = \frac{4A}{P} \begin{cases} D_{h/e} = \frac{4a \cdot b}{2(a + b)} \\ D_{h/s} = \frac{4 \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = D \end{cases}$$

Tel que :

A : L'air de la section de passage du fluide (tubulure d'entrée/sortie micro-cyclone) ;

P : Le périmètre mouillé de cette section (tubulure d'entrée/sortie micro-cyclone).

Les conditions qu'on a utilisé sous « Fluent » pour chaque géométrie sont représentées dans les tableaux III.4 et 5. Il faut noter que le diamètre hydraulique est spécifique pour chaque géométrie et la vitesse d'entrée est fonction du nombre de micro-cyclone.

Condition	Valeur
Velocity Magnitude (m/s)	5.2- 6.07- 7.75- 9.56- 10.63
X-Component of Flow Direction	1
y-Component of Flow Direction	0
z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
y-Component of Axis Direction	0
z-Component of Axis Direction	0
Angular velocity (rad/s)	0
Turbulent Specification Method	3
Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)	1
Turbulent Intensity (%)	9.9999998
Turbulent Length Scale (m)	1
Hydraulic Diameter (m)	0.0252- 0.016- 0.0146

Tableaux Fluent III.4: Conditions limites à la tubulure d'entrée.

Condition	Valeur
Backflow Direction Specification Method	1
Backflow Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Backflow Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)	1
Backflow Turbulent Intensity (%)	9.9999998
Backflow Turbulent Length Scale (m)	1
Backflow Hydraulic Diameter (m)	0.0272
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	5

Tableaux Fluent III.5 : Conditions limites à la tubulure de sortie du gaz naturel.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

II.8.5. Conditions parois

On a choisi une condition de non glissement, sans transfert de chaleur sur les parois du micro-cyclone.

II.8.6. Méthodes de solution

Le schéma de discrétisation du couplage de la pression et la vitesse est choisi à SIMPLE, et le schéma de discrétisation spatial est choisi de Second Ordre pour la pression et la quantité de mouvement. Les facteurs de relaxation sont pris ainsi :

	pression	densité	Quantité de mouvement	Energie cinétique turbulente	Contraintes de Reynolds
Facteur de relaxation	0.3	1	0.7	0.8	0.5

Tableau Fluent III.6 : Facteurs de relaxation.

Une fois on a introduit les données, l'étape suivante sera consacrée pour le calcul, il est effectué en passant par deux étapes complémentaires, la première consiste à initialiser le calcul pour nous donner une idée sur la convergence de la solution tandis que l'autre étape consiste à effectuer plusieurs itérations jusqu'à ce que la solution converge.

II.8.7. Résultats et discussions

A chaque étape, le résidu est calculé sur l'équation choisie et dès que le résidu passe au-delà de la valeur fixée, le processus s'arrête en considérant que les calculs ont convergé et passe au pas de temps suivant. Les itérations ont été réalisées pour un pas de temps de 0.001 en fonction de la facilité de convergence et le temps requis pour obtenir le résultat du renversement d'écoulement dans le séparateur.

La convergence et la précision sont importantes au cours de la solution. La convergence est obtenue à une précision de 10^{-3} c-à-d la simulation a été réalisée durant un long temps d'écoulement jusqu'à ce que la solution atteint un état quasi-stable. Une fois cette stabilité est atteinte, les quantités moyennes en termes de temps, directions axiale et radiale sont calculées.

Dans la figure ci-dessous, les différentes couleurs représentent les résidus de chaque équation traitée par le modèle RSM pour la géométrie commercialisée par l'industrie de Paladon Engeneering Ltd.

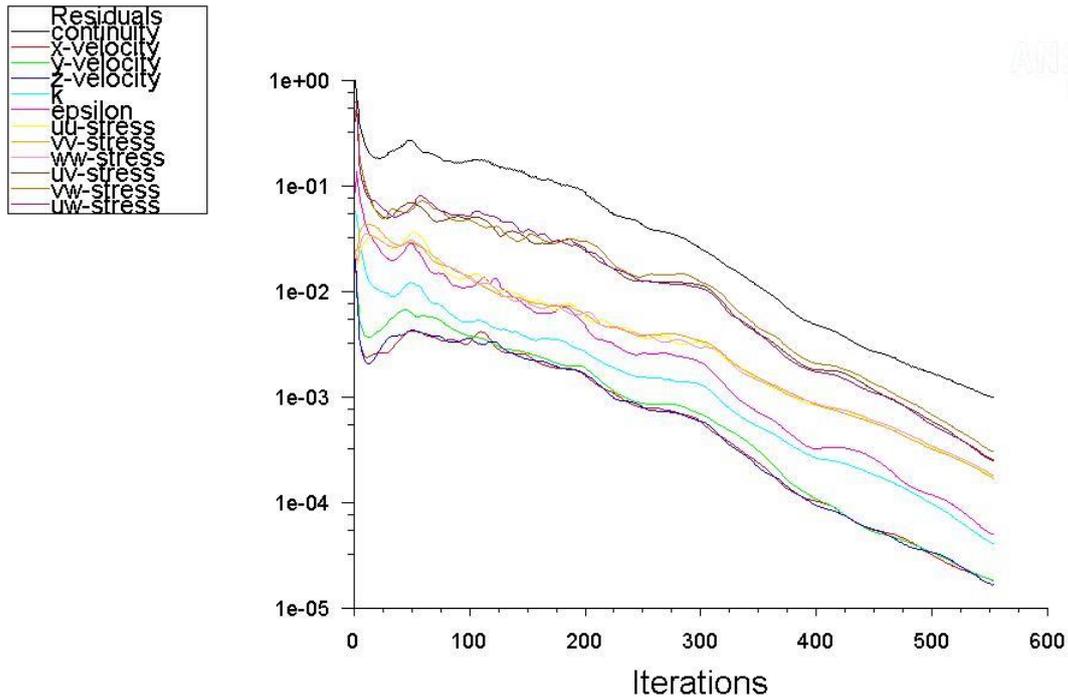


Figure III.6 : Graphes des résidus pour le modèle de turbulence RSM en fonction des itérations.

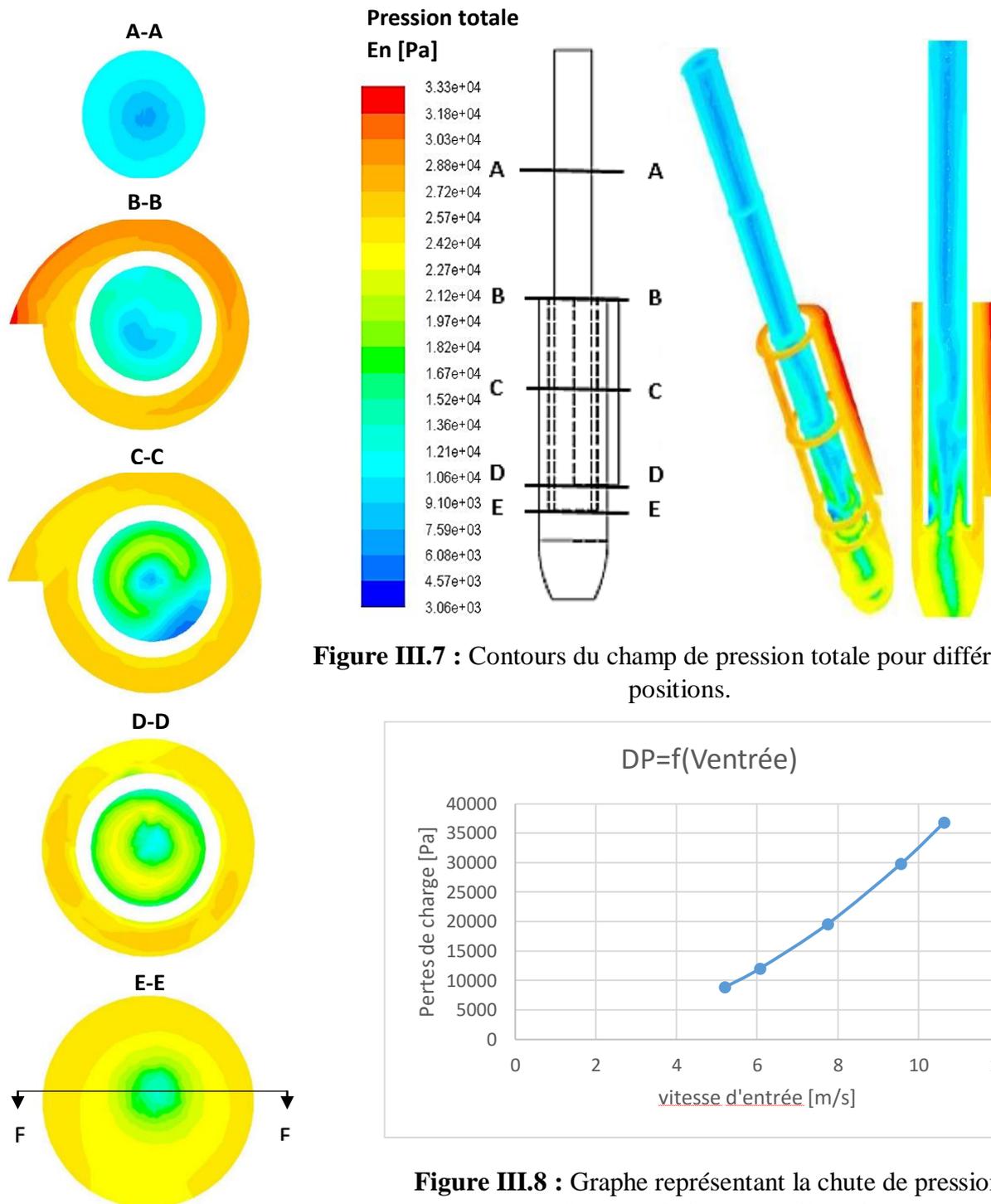
Les contours de champ de vitesse et de pression sont représentés par la suite. Afin de confirmer les résultats de nos simulations, on a effectué une comparaison (voir annexe C).

II.8.7.1. Champs de pression totale

La figure III.7 représente les contours de la pression totale prédits par le modèle RSM d'où on constate une augmentation de la pression totale dans la direction radiale depuis le centre vers la paroi du cyclone, une inversion du courant qui est due à la basse pression au centre. La ligne noire (F-F) dans la figure III.7(E-E) subdivise la région positive et négative de la pression statique. Le gradient de la pression est important dans la direction radiale car il existe un vortex forcé de haute intensité.

Il faut noter que ces prévisions prennent en compte uniquement la pression statique et néglige la pression dynamique. En réalité, la dissipation tourbillonnante continue sur le long de la sortie du cyclone de sorte que la pression dynamique sera perdue sans aucune chance d'être récupérée. Par conséquent, la chute de pression réelle sera plus élevée.

La figure III.8 représente la relation entre la chute de pression et la vitesse d'entrée de gaz. D'où on constate qu'avec l'augmentation de la vitesse d'entrée de gaz, la perte de charge augmente.



II.8.7.2. Champs de vitesse axiale

La figure III. 09 montre que le vortex forcé est un cylindre hélicoïdal torsadé et non totalement symétrique axialement en particulier dans la partie conique.

On distingue deux valeurs, une négative sur un côté et autre positive sur l'autre côté. De ce fait, la combinaison de la source de courant et le dissipateur est distribuée près de l'axe du cyclone,

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

en formant un dipôle d'écoulement à section axiale comme représenté sur la figure III.11. L'orientation du dipôle est observée localisée vers le haut le long de la ligne centrale du cyclone parce que le tourbillon tourne au même temps que l'écoulement autour de l'axe géométrique du cyclone et présente une structure hélicoïdale prononcée.

En outre, puisque le flux de gaz ascendant rencontre une singularité (rétrécissement de la section) à l'entrée de la tubulure de sortie, la vitesse axiale atteint une valeur crête à cet endroit.

On distingue aussi dans la figure III. 9(F-F) que le centre d'écoulement ascendant ne coïncide pas avec le centre géométrique du cyclone. Cela devrait être l'une des principales raisons pour lesquelles une tubulure de sortie excentrique est prévue pour certains cyclones afin de réduire la chute de pression et aidera pour affaiblir le flux chaotique.

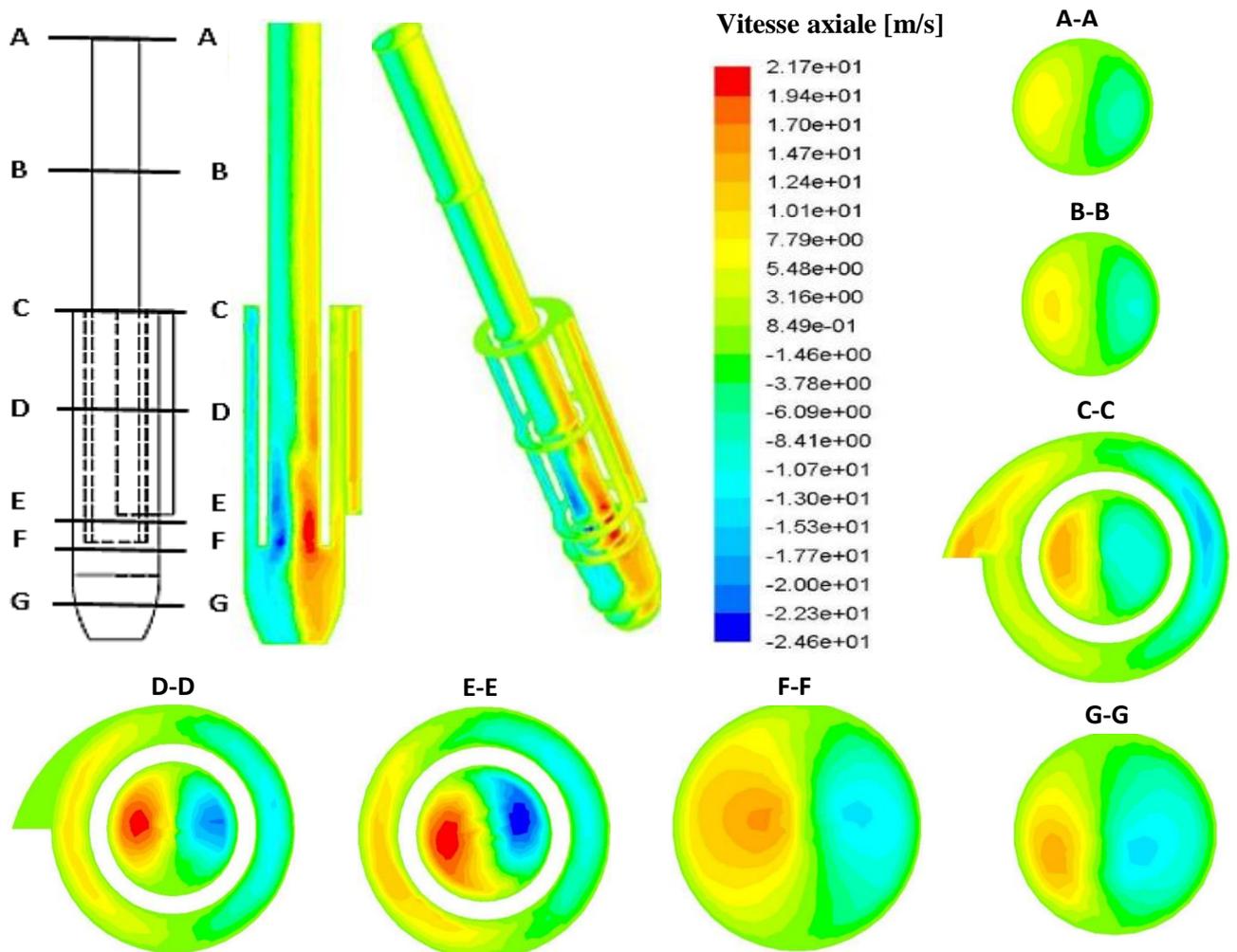


Figure III.9 : Contours du champ de vitesse axiale pour plusieurs positions.

La figure III.10 représente les profils de vitesse axiale en fonction de la position radiale, sur plusieurs positions du cyclone, elles présentent des profils en W et V inversés.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

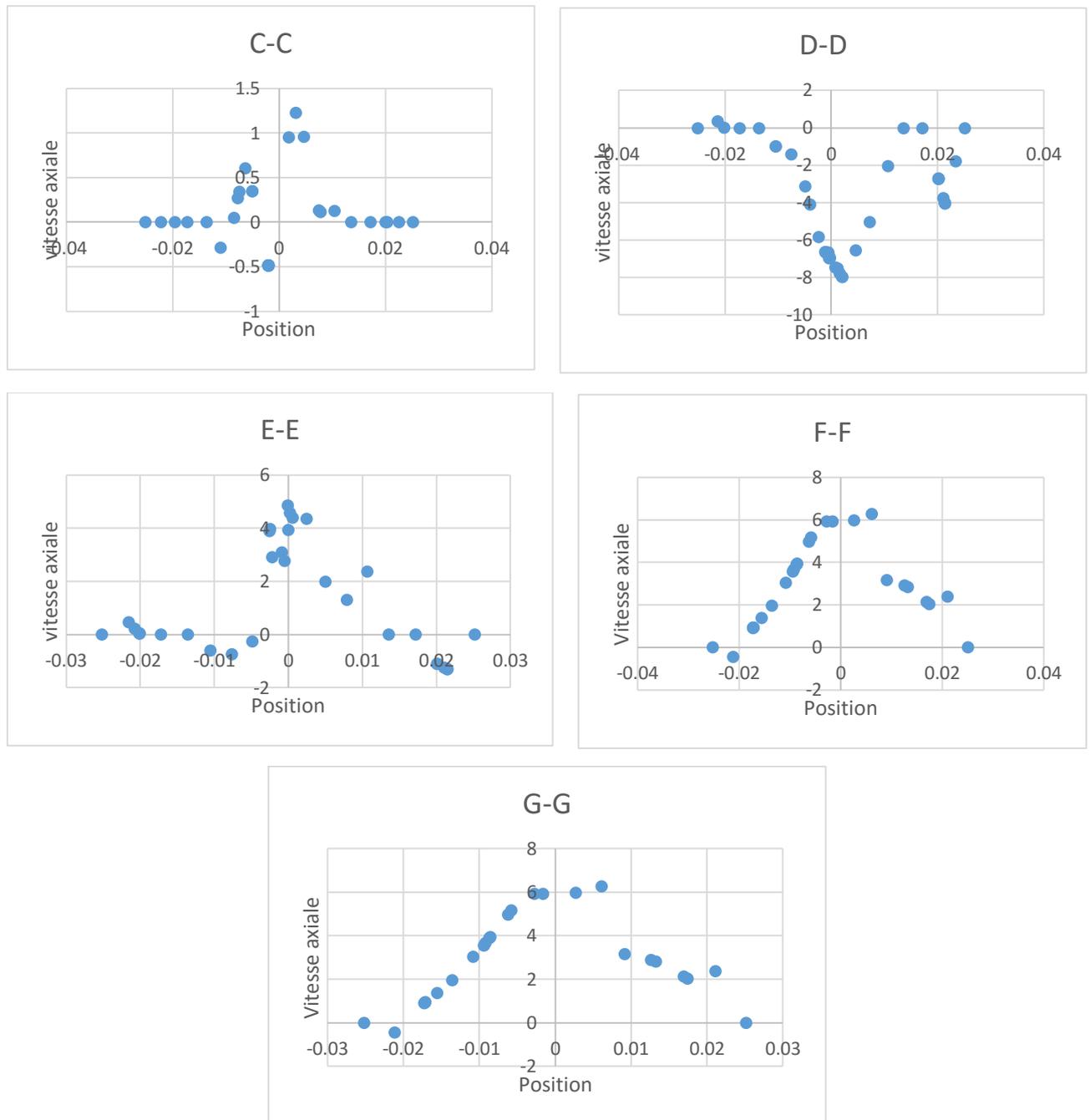


Figure III. 10 : Profils de vitesse axiale sur plusieurs positions de micro-cyclone.

II.8.7.3. Champ de vitesse radiale

La figure III.11 démontre que le vortex forcé du centre est un cylindre torsadé en hélice. Son axe ne coïncide pas avec l'axe géométrique du cyclone, il n'est pas rectiligne mais légèrement courbé. On distingue que la distribution de la vitesse radiale augmente du centre vers les parois. Il est aussi à noter que la vitesse radiale augmente brusquement vers la sortie (A-A).

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Aux alentours de l'entrée de la tubulure de sortie, la vitesse radiale indique un écoulement vers l'intérieur depuis l'entrée plan E-E point G (une valeur négative), mais en raison de l'effet de la force centrifuge autour de la tubulure de sortie sa valeur change rapidement à zéro et devient positive. Il en résulte une instabilité dans le cyclone qui peut affecter ses performances.

Il est visible sur les graphes que la distribution de la vitesse radiale est positive sur un côté et est négative sur l'autre côté parce que la forme de la tubulure d'entrée est non-symétrique.

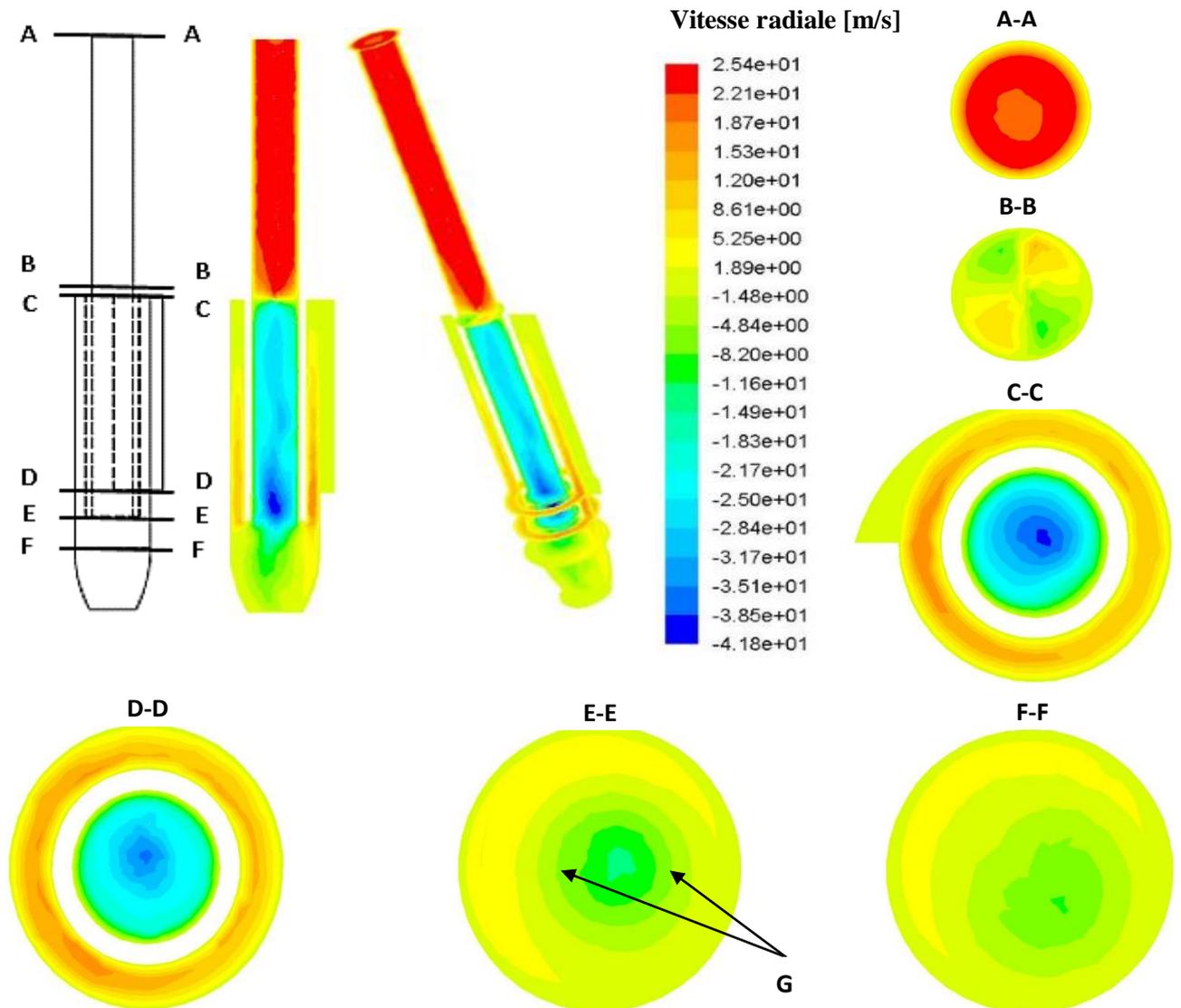


Figure III.11 : Contours du champ de vitesse radiale pour plusieurs positions.

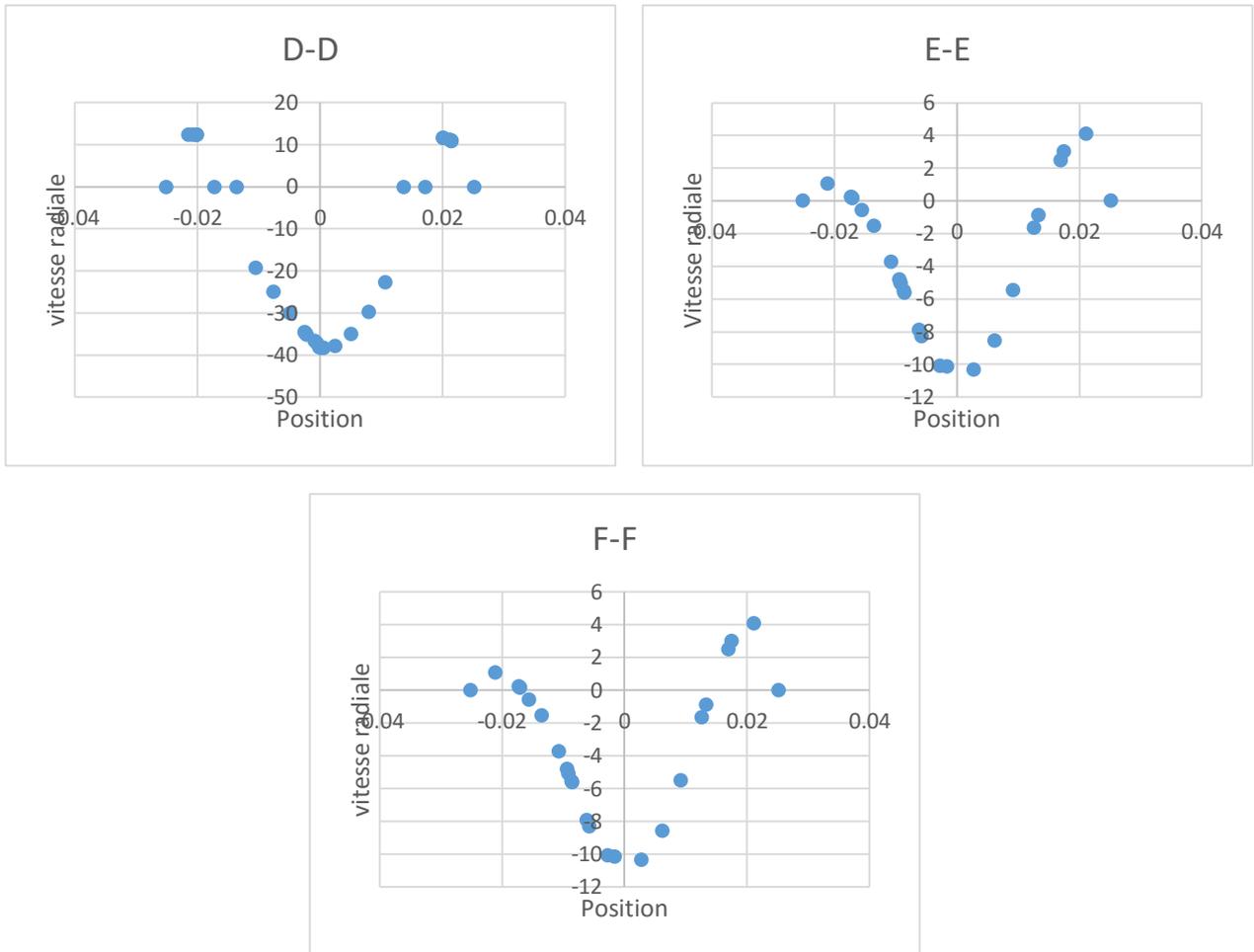


Figure III.12 : Profils de vitesse radiale sur plusieurs positions de micro-cyclone.

II.8.7.4. Champ de vitesse tangentielle

La figure III.13 représente les contours typiques de la vitesse tangentielle dans les deux plans vertical et horizontal. La figure III.14, montre le profil de vitesse tangentielle à travers plusieurs positions du cyclone.

Le champ d'écoulement dans le cyclone désigne la combinaison forcée/libre attendue du vortex de Rankine. En outre, à cause de la forme asymétrique du cyclone, l'axe du vortex ne coïncide pas exactement avec l'axe géométrique du séparateur.

La figure III.14 montre le tracé de la vitesse tangentielle à travers les lignes horizontales. La valeur de la vitesse tangentielle est égale à zéro sur le mur et dans le centre du champ d'écoulement. A la section (D-D), on peut voir que le gaz entre à haute vitesse et est accéléré. Ensuite, la vitesse décroît à fur et à mesure que le gaz tourne vers le bas le long du mur du cyclone. A certain point, du bas du cyclone, le sens de l'écoulement est inversé vers la sortie. A l'entrée de la tubulure de sortie,

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

le flux de gaz ascendant entre en collision avec le flux descendant et forme un flux chaotique à proximité du mur extérieur de la tubulure de sortie (point B). De ce fait, la vitesse du gaz diminue fortement au point B, et peut-être même dans le sens inverse. Cela provoque une augmentation de la perte d'énergie et la chute de pression dans le cyclone. Ceci est la cause principale de l'écoulement en court-circuit qui se traduit souvent par une forte chute de pression. Pour surmonter ce problème, il est suggéré que la forme d'entrée doit être modifiée.

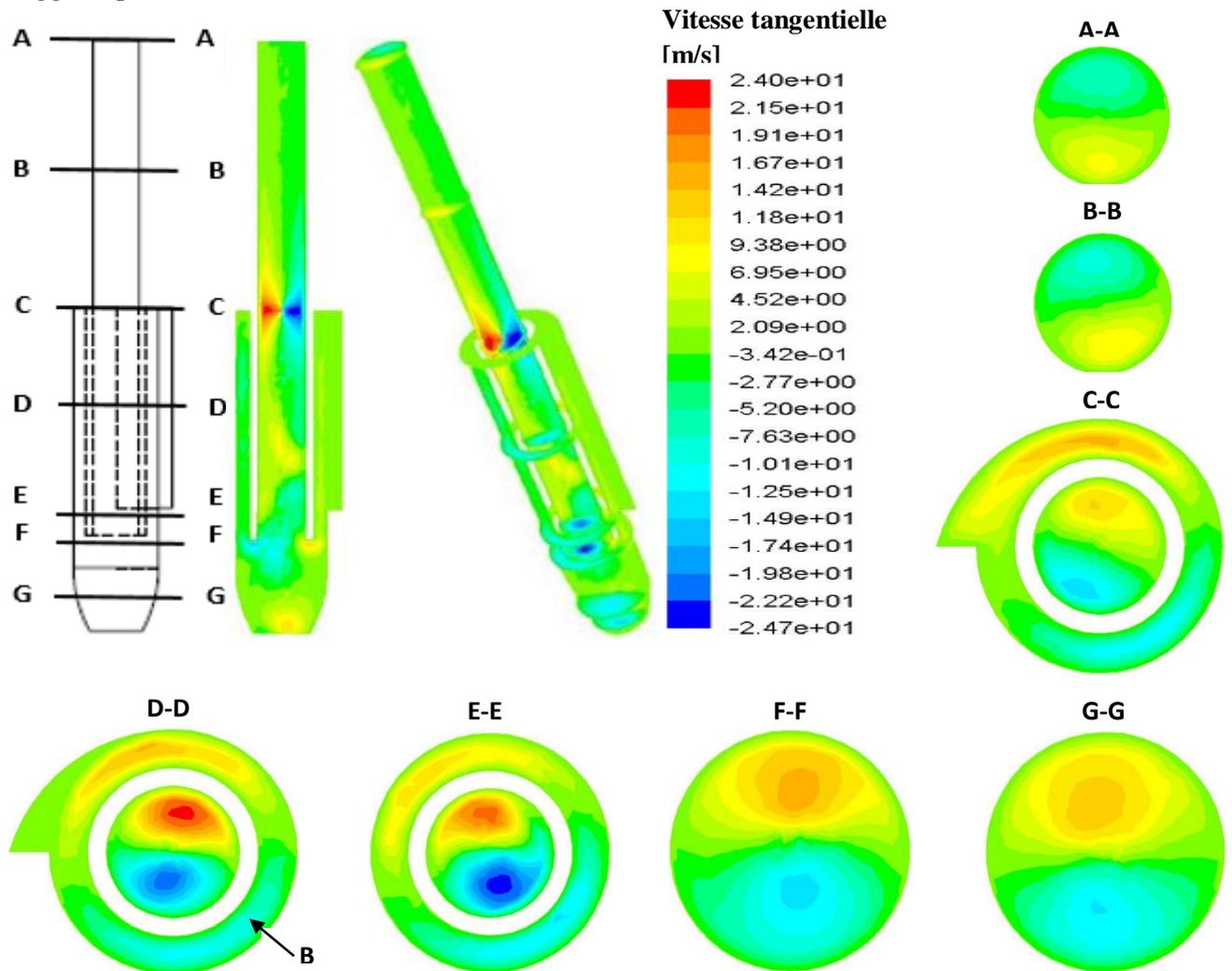


Figure III.13 : Contours du champ de vitesse tangentielle pour plusieurs positions.

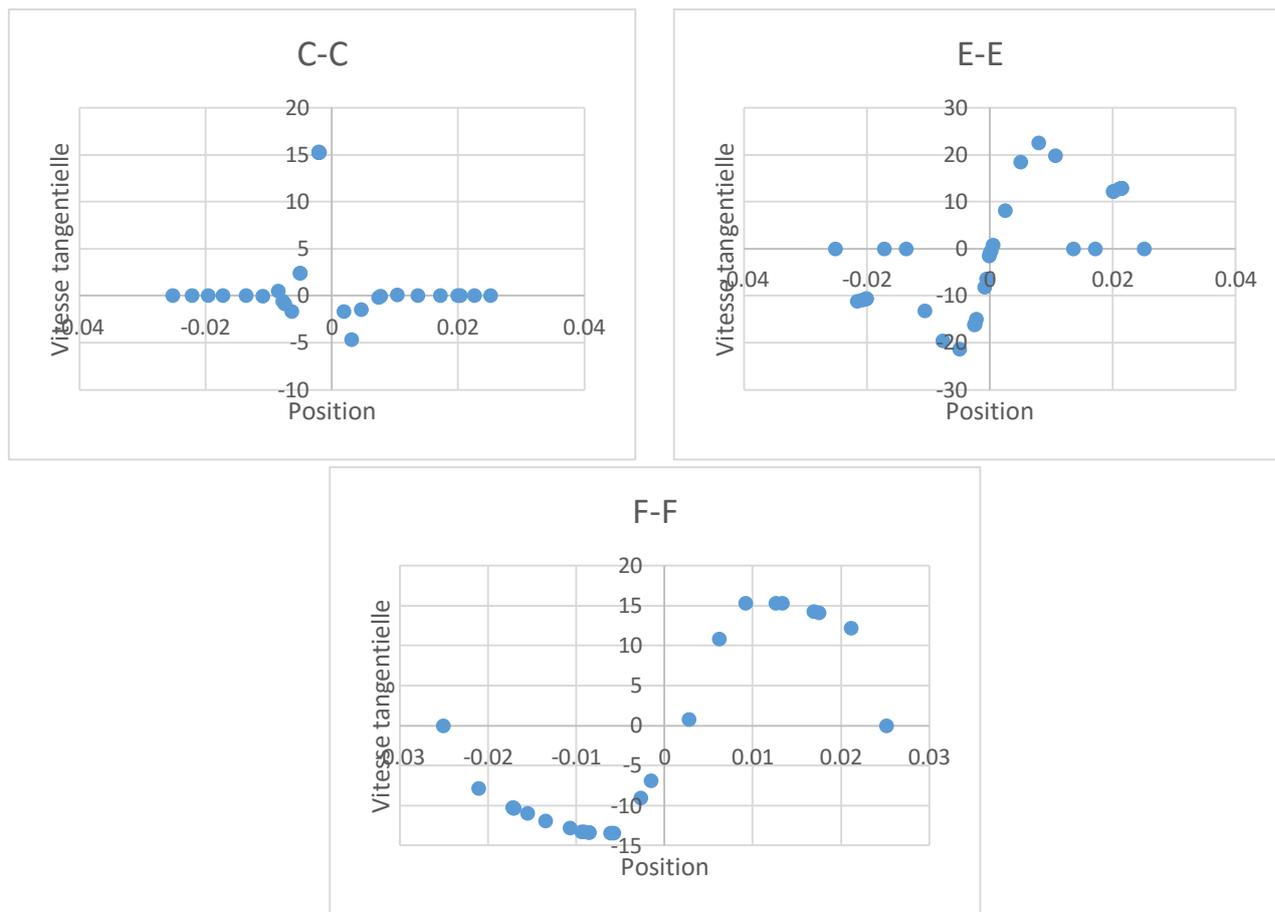


Figure III.14 : Profils de vitesse tangentielle sur plusieurs positions de micro-cyclone.

2^{ème} étape : Etude d'efficacité de séparation dans un micro-cyclone

Dans cette partie, on va s'intéresser essentiellement à la séparation des particules transportées par les gaz naturel afin de tester l'efficacité de séparation de plusieurs géométries. Pour cela, des étapes supplémentaires doivent être prises en considération.

Les particules susceptibles dispersées dans le gaz naturel et prises en considération sont :

Particules	Densité (kg/m ³)	Diamètre (µm)
Condensat	720	1-5-10-15-20....-40-45-50-55
Eau	1000	1-5-10-15-20....-40-45-50-55
Sable	2770	1-5-10-15-20....-40-45-50-55
Débris de corrosion	7800	1-5-10-15-20....-40-45-50-55

Tableau III.7: Types et caractéristiques des particules injectées.

II.8.8.Modèle :

Afin de tester l'efficacité de séparation un nombre de particules doit être injecté. Pour cela, le modèle de la phase discrète (DPM) doit être activé.

II.8.9.Conditions aux limites

- a. Dans l'onglet dédié pour le modèle de la phase discrète (DPM), la condition à l'entrée du collecteur doit être en « piéger » qui signifie que la particule sera retenue dans cette partie du micro-cyclone. Cette condition est utilisée pour les différentes géométries.

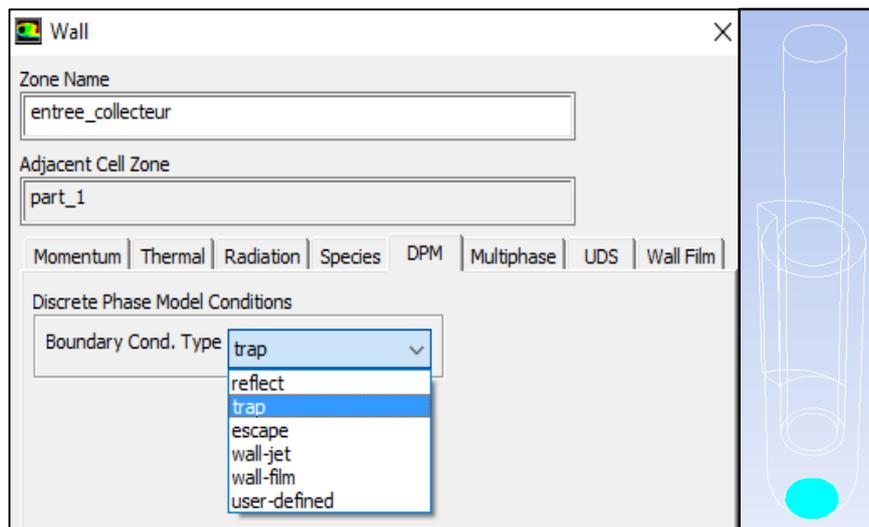


Figure III. 15 : Conditions à l'entrée du collecteur.

- b. La vitesse de ces particules à la tubulure d'entrée est supposée équivalente à celle du flux de gaz naturel à l'entrée du micro-cyclone.

Les résultats de la simulation de cette partie sont représentés sous la forme suivante :

Nombre	Nombre	Nombre	Nombre de
de	de	de	particules
Particules	Particules	particules	incomplètes
injectées	échappées	piégées	

- Le nombre de particule injectées : est estimé par fluent, ce nombre dépend du maillage ;
- Le nombre de particules piégées : c'est le nombre de particules retenues dans le collecteur ;
- Le nombre de particules échappées : c'est le nombre de particules non séparées, entraînées par le gaz vers la sortie ;

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

- Le nombre de particules incomplètes : c'est le nombre de particules restantes dans le micro-cyclone ni séparées ni entraînées.

A partir de ces résultats, il est possible de calculer l'efficacité de séparation par la formule suivante :

$$E_f = \frac{\text{Nbr de particules injectées}}{\text{Nbr de particules piégées} - \text{Nbr de particules incomplètes}}$$

Le calcul d'efficacité nous permet d'effectuer la comparaison et des conclusions sur le bon choix d'un micro-cyclone. Elle est notamment influencée par plusieurs paramètres comme la conception du cyclone, les propriétés physico-chimiques des impuretés.

II.8.10. Résultats et discussion

II.8.10.1. Influence de la géométrie

Dans cette partie, on a vérifié l'efficacité de cinq différents micro-cyclones pour une perte de charge admissible égale à 0.2 bar en fonction de la densité des particules. La géométrie commercialisée par l'industrie de Paladon Engineering Ltd (sans modification) était prise comme référence, les quatre autres géométries sont les résultats de la modification de cette dernière.

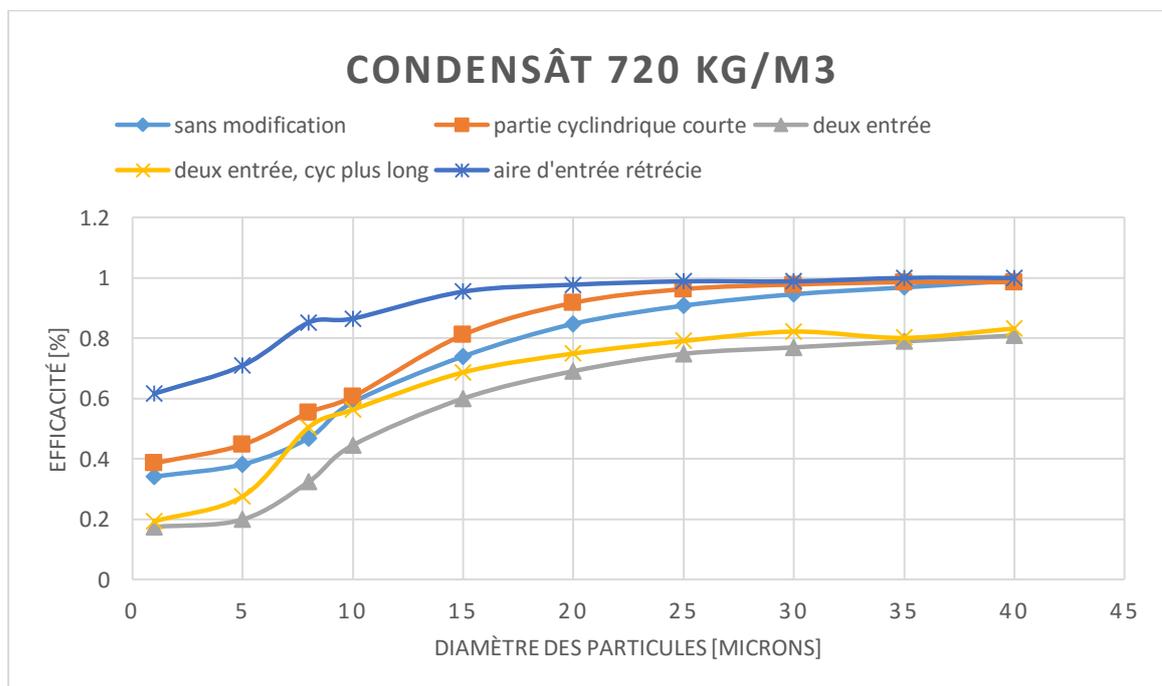


Figure III.16 : Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule de condensât.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Types du micro-cyclone	Géo. (a) Sans modification	Géo. (b) Partie cylindrique courte	Géo. (c) Une seule entrée rétrécie	Géo. (d) Deux entrées	Géo. (e) Deux entrées, cyc plus long
Efficacité à 8µm (%)	46.92	55.38	85.22	32.39	50.54
Efficacité à 10µm (%)	58.77	60.60	86.51	44.52	56.38

Tableau III.8 : Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule de condensât.

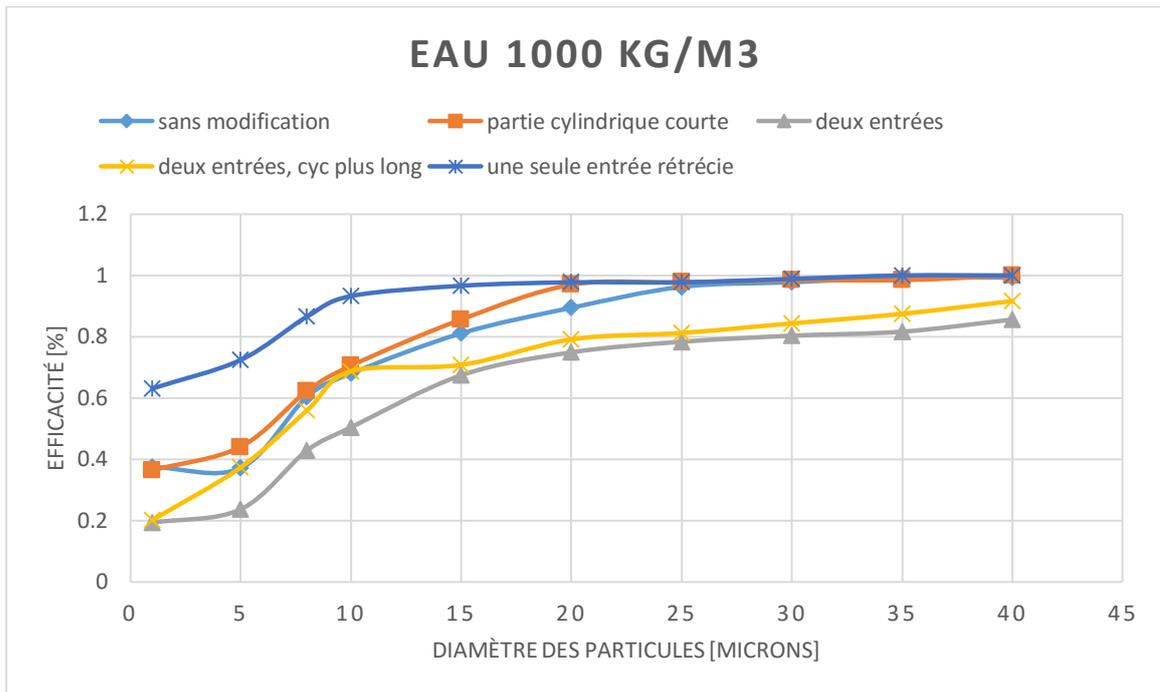


Figure III.17 : Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule d'eau.

Types du micro-cyclone	Géo. (a) Sans modification	Géo. (b) Partie cylindrique courte	Géo. (c) Une seule entrée rétrécie	Géo. (d) Deux entrées	Géo. (e) Deux entrées, cyc plus long
Efficacité à 8µm (%)	60.30	62.12	86.52	42.8	56
Efficacité à 10µm (%)	67.94	70.45	93.26	50.33	68.75

Tableau III.9 : Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule d'eau.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

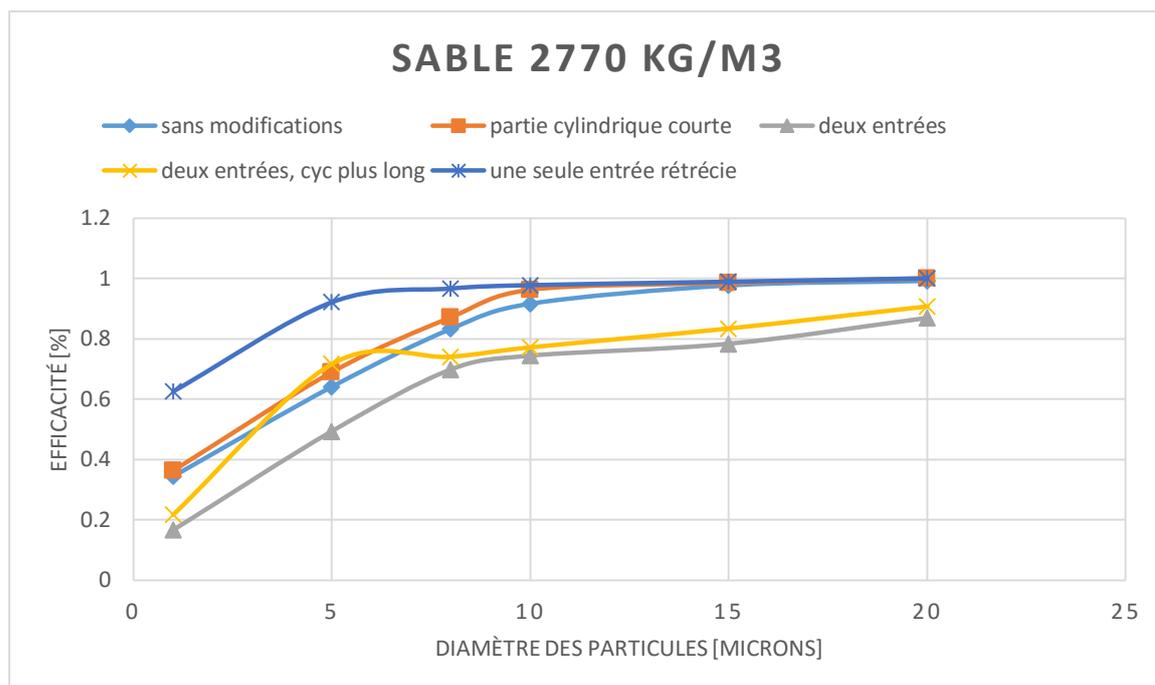


Figure III.18 : Courbes d'efficacité des différentes géométries pour la particule de sable.

Types du micro-cyclone	Géo. (a) Sans modification	Géo. (b) Partie cylindrique courte	Géo. (c) Une seule entrée rétrécie	Géo. (d) Deux entrées	Géo. (e) Deux entrées, cyc plus long
Efficacité à 8 μ m (%)	83.33	87.12	96.63	69.8	73.96
Efficacité à 10 μ m (%)	91.66	96.21	97.75	74.34	77.08

Tableau III.10 : Résultats de la simulation des différentes géométries pour la particule de sable.

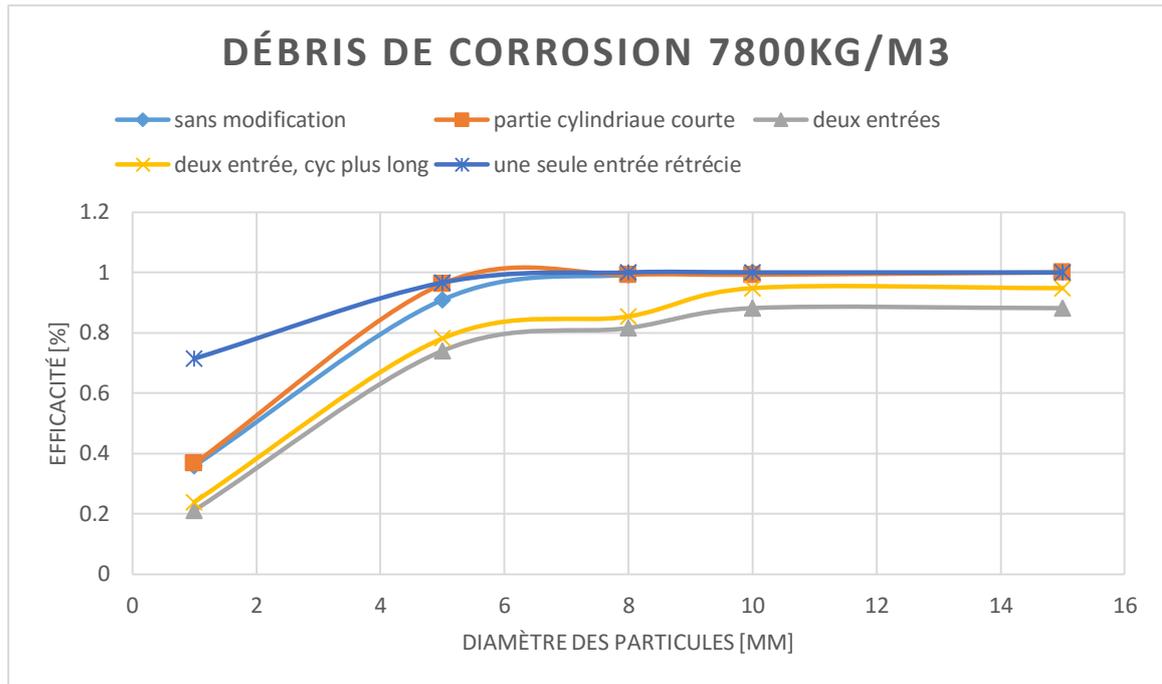


Figure III.19 : Courbes d'efficacité des différentes géométries pour les débris de corrosion.

Types du micro-cyclone	Géo. (a) Sans modification	Géo. (b) Partie cylindrique courte	Géo. (c) Une seule entrée rétrécie	Géo. (d) Deux entrées	Géo. (e) Deux entrées, cyc plus long
Efficacité à 8 μ m (%)	99.24	99.24	100	81.57	85.41
Efficacité à 10 μ m (%)	100	99.24	100	88.16	94.8

Tableau III.11 : Résultats de la simulation des différentes géométries pour les débris de corrosion.

Il est apparent que le micro-cyclone avec une entrée rétrécie et une partie conique plus longue que le micro-cyclone de Paladon est le plus efficace (86.51% pour 10 μ m pour la particule de condensât). En outre il est clair que plus la densité des particules augmente plus l'efficacité augmente. Par exemple, pour la géométrie de Paladon sans modification et à 10 μ m, pour la particule de condensât l'efficacité est de 58.77% par contre pour l'eau est de 67.94% et elle est encore meilleur pour la particule de sable et débris de corrosion 91.66% et 100% respectivement, ce point sera développé avec plus de détails sur les sections suivantes.

Donc notre choix de micro-cyclone à installer pour la station GR4, va s'intéresser à la géométrie la plus efficace celle d'une entrée rétrécie et partie conique longue.

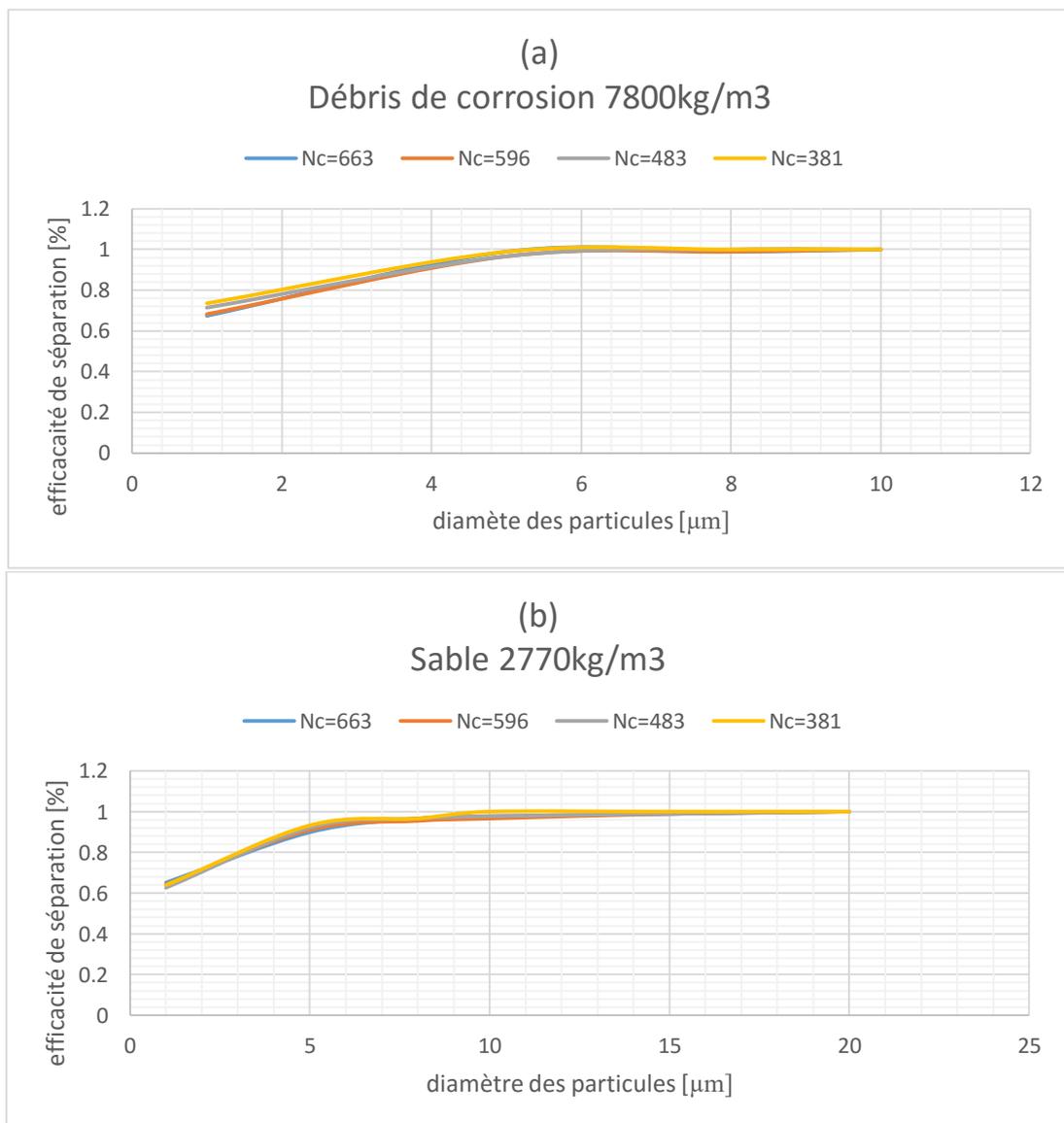
CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

Alors par la suite, on va développer l'influence des autres paramètres sur l'efficacité sur cette géométrie.

II.8.10.2. Influence du nombre de micro-cyclone à installer

Le chapitre précédent, nous a permis de définir un nombre maxi et mini de micro-cyclones à installer dans la batterie du filtre ($343 < N_c < 1343$). Néanmoins, le nombre de micro-cyclones exacts à installer est inconnu car il dépend étroitement de la perte de charge permise (inférieur ou égale à 0.2 bar). De ce fait, on a procédé à la simulation de la géométrie sélectionnée (géométrie (c)) pour définir un nombre de micro-cyclone permettant la chute de pression exigée.

En outre, la vitesse d'entrée est liée directement au nombre de micro-cyclone.



CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

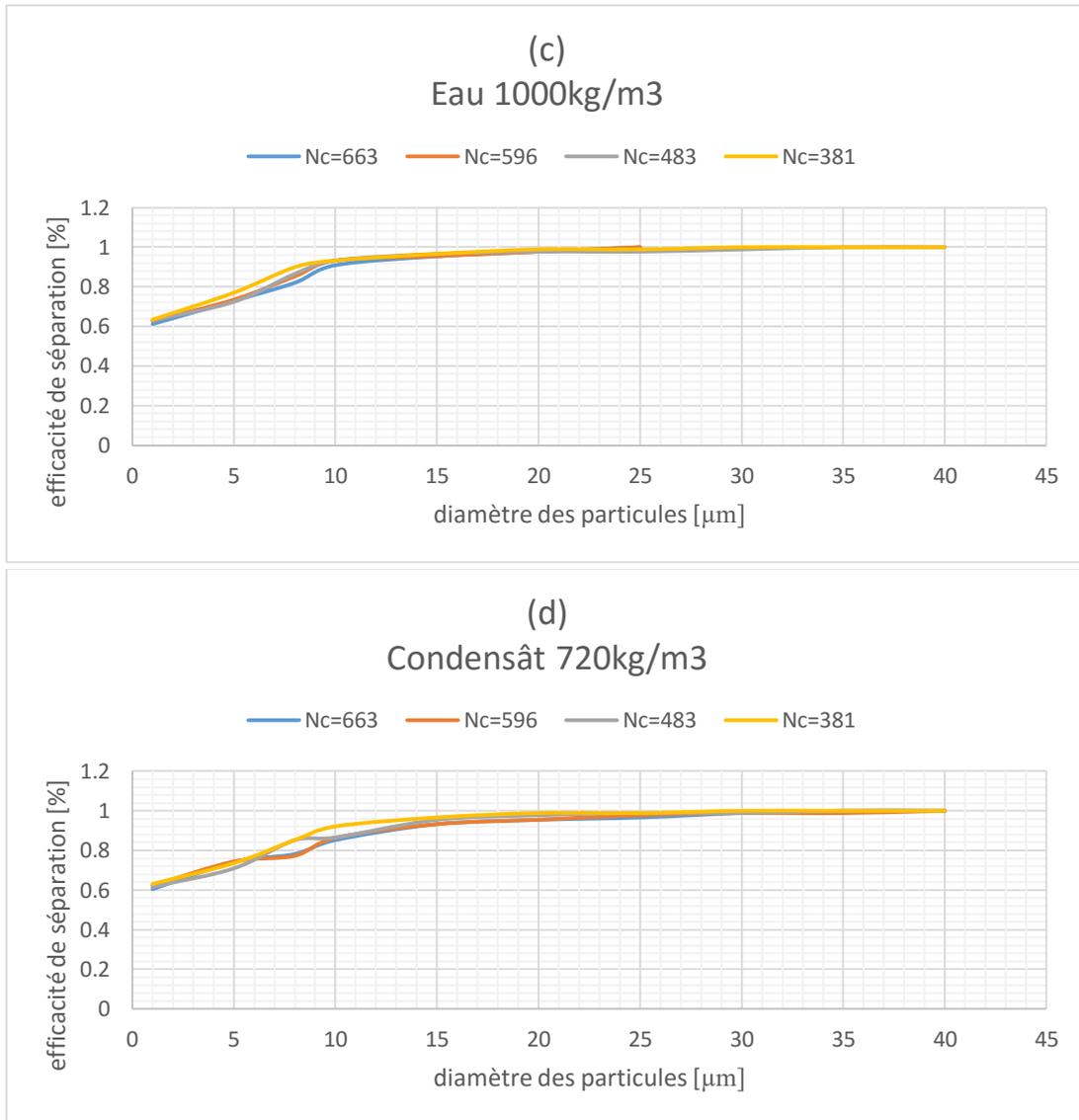


Figure III.20 : Graphes représentant l'efficacité des différentes particules en fonction du nombre de micro-cyclones.

Nc	343	381	483	596	663	
Debit/Nc (m ³ /s)	0.0189	0.0170	0.0134	0.0108	0.0097	
Vitesse (m/s)	18.49	16.64	13.13	10.63	9.56	
Dh entrée (m)	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	
Dh sortie (m)	0.0272	0.0272	0.0272	0.0272	0.0272	
DP (bar)	0.397	0.321	0.200	0.131	0.106	
Efficacité à 8μm (%)	Condensât	85.4	85.22	85.22	77.27	78.16
	Eau	92.13	89.9	86.52	85.23	82.02
	Sable	97.75	96.63	96.63	96.55	95.55
	Débris de corrosion	100	100	100	98.88	98.87

Tableau III.12 : Résultats de la simulation pour différents nombre de micro-cyclones.

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

D'après les résultats obtenus et en respectant les contraintes posées, le nombre de micro-cyclone de 2'' à installer est de 483 pour une chute de pression de 0.2 bar.

On remarque aussi plus on augmente le nombre de micro-cyclones plus la chute de pression sera réduite (voir figure III.21) et plus l'efficacité diminue.

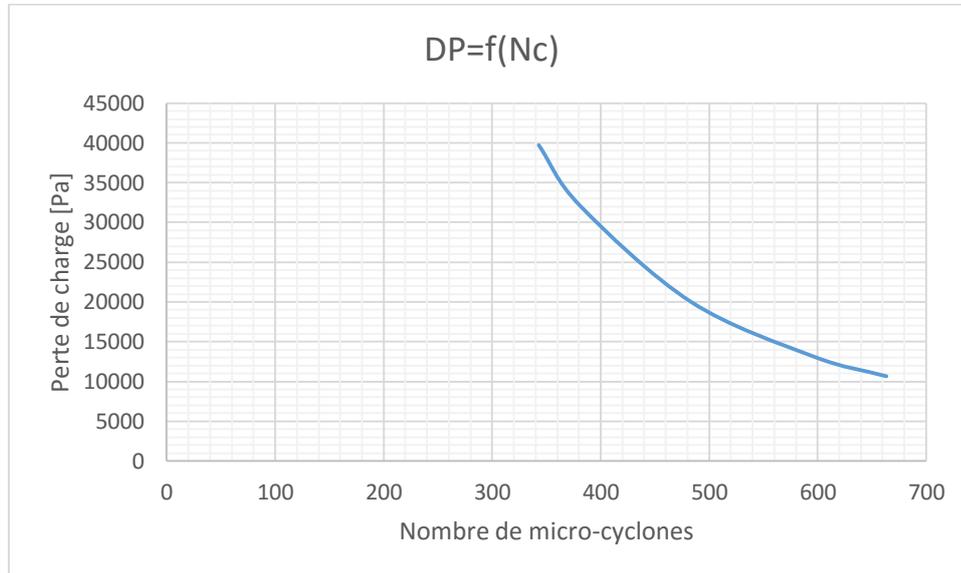


Figure III.21 : Graphe représentant la perte de charge en fonction du nombre de micro-cyclone à installer dans la batterie.

II.8.10.3. Influence de la vitesse d'entrée

La vitesse du gaz dans un gazoduc est de 15 à 30 m/s, donc les performances d'un cyclone sont liées à la vitesse d'entrée car une vitesse trop élevée conduit au phénomène d'entraînement et une vitesse trop faible influe sur le transport des particules vers le séparateur par conséquent l'efficacité diminue.

Pour un intervalle de vitesse [1 40] m/s les résultats de la simulation sont montrés ainsi :

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

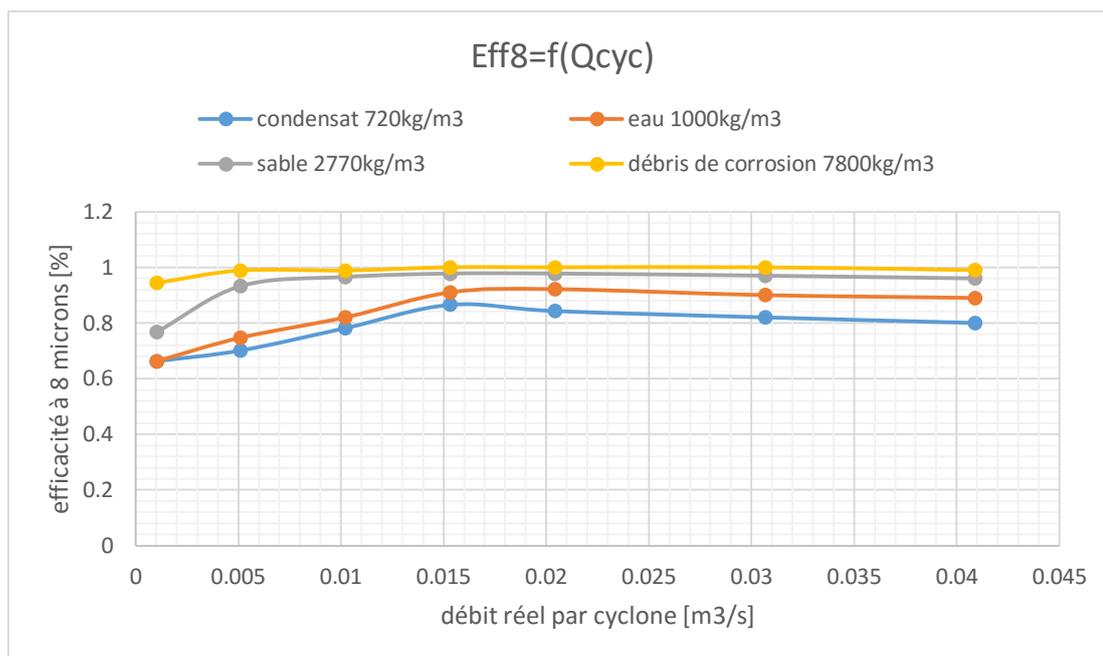


Figure III.22 : Graphes représentant l'efficacité à 8 μ m en fonction du débit d'admission par micro-cyclone.

Vitesse m/s	Efficacité8 μ m %	Condensât	Eau	Sable	Débris de corrosion
1		66.27	66.27	76.74	94.38
5		70.11	74.71	93.25	98.87
10		78.16	82.02	96.55	98.87
15		86.52	91.01	97.75	100
20		84.3	92.13	97.75	100
30		82	90	97	100
40		80	89.01	96	99

Tableau III.13 : Efficacité à 8 μ m pour différentes vitesses d'entrée.

Il est à noter que l'efficacité augmente pour les vitesses de 1 à 20 m/s, et diminue au-delà de 20m/s ce qui confirme l'existence du phénomène d'entraînement d'où le temps de résidence des particules à l'intérieur du cyclone est très faible ; la particule ne possèdera pas assez de temps pour être séparée. Ainsi, les faibles vitesses sont à éviter car la force d'entraînement des particules sera faible.

II.8.10.4. Influence de la densité des particules

Dans cette partie on va confirmer que l'efficacité est influencée par la masse volumique des particules. Pour un nombre de 483 micro-cyclones et une perte de charge de 0.2 bar ainsi une vitesse d'entrée 13.13 m/s. les résultats sont montrés ci-dessous :

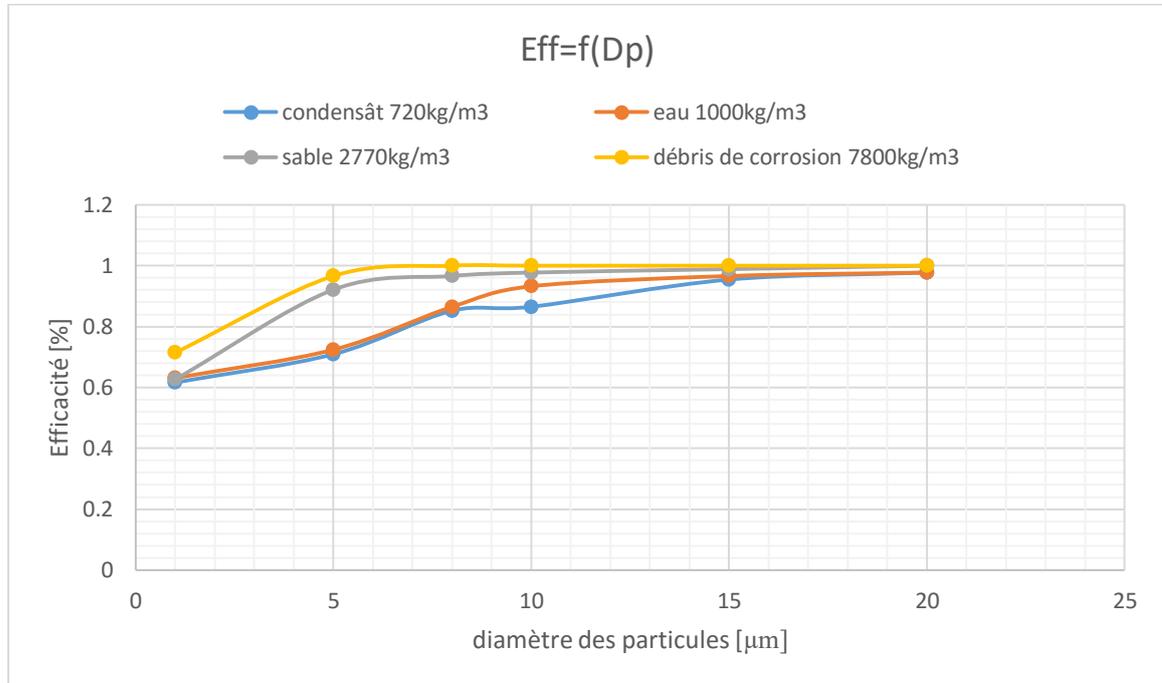


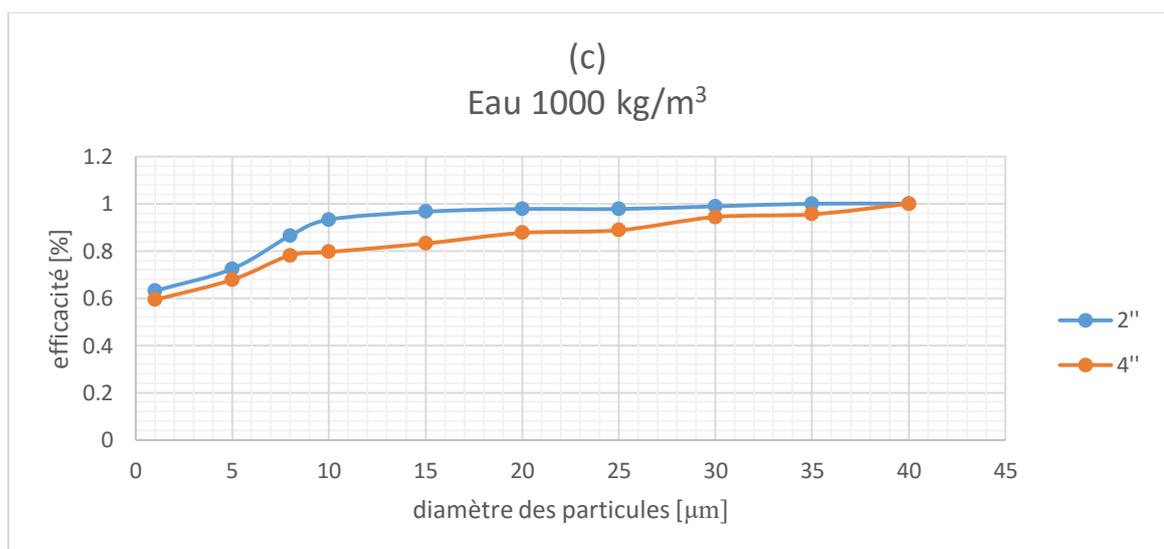
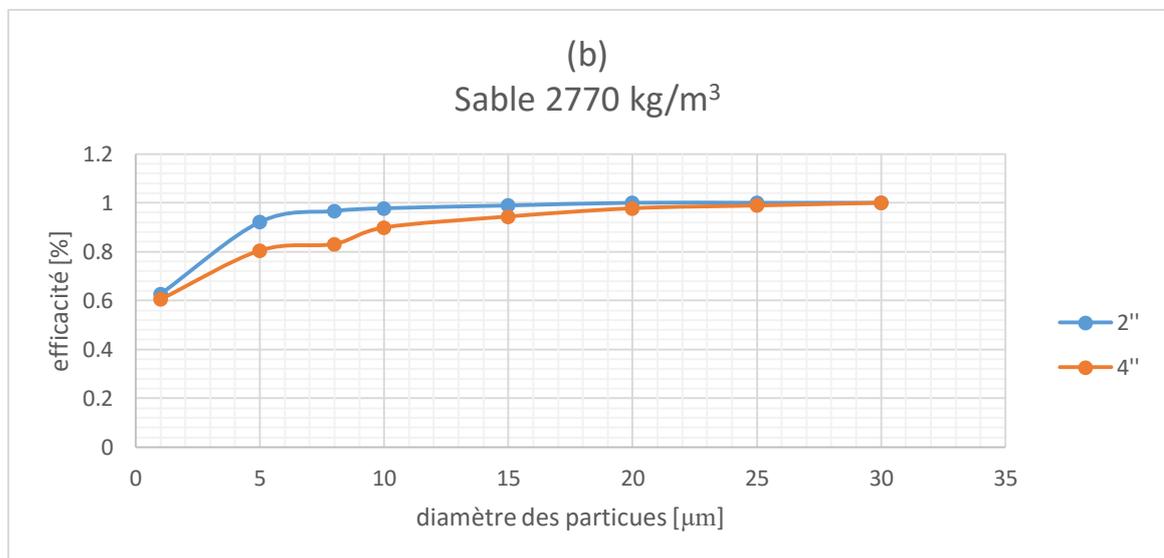
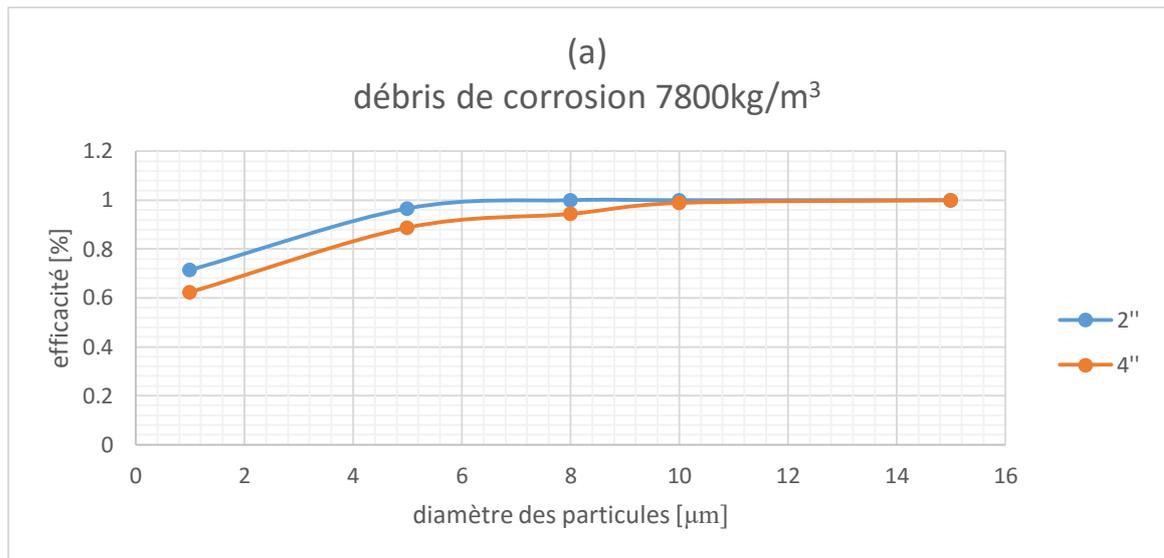
Figure III.23 : Graphes représentant l'efficacité en fonction des densités des particules à séparer.

D'après les résultats de la simulation on distingue notamment que l'efficacité est certainement influencée par la densité des particules car une haute efficacité nécessite une haute densité. Cela s'explique par le fait que les particules de haute masse volumique sont plus lourdes et se décantent rapidement par rapport aux particules légères de faible densité.

II.8.10.5. Influence du Diamètre du micro-cyclone

Dans l'industrie pétrolière souvent on fait des offres de micro-cyclone de 2'' et 4''. Pour cette raison, on a testé les deux diamètres en se basant sur la même conception (géométrie (c)) toujours pour une chute de pression de 0.2 bar, les résultats sont montrés dans la figure III. 24 et le tableau III.14 :

CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES



CHAPITRE III: SIMULATION CFD ET ANALYSE D'EFFICACITE DES MICRO-CYCLONES

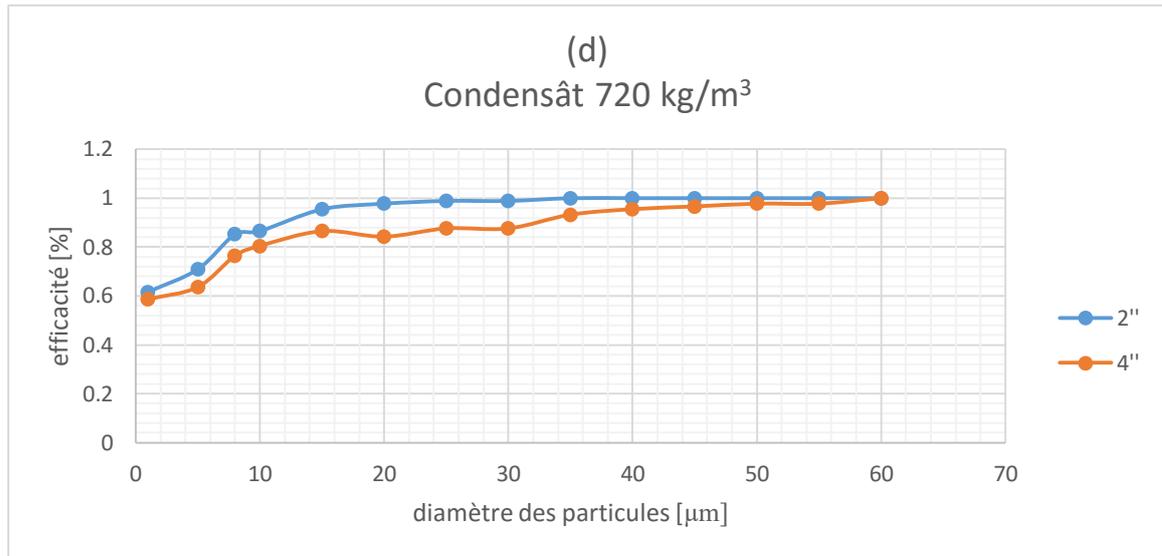


Figure III.24 : Graphes représentant l'efficacité de séparation des différentes en fonction du diamètre du micro-cyclone.

particules	Débris de corrosion		Sable		Eau		Condensât	
	2''	4''	2''	4''	2''	4''	2''	4''
Diamètre des micro-cyclones	2''	4''	2''	4''	2''	4''	2''	4''
Nbre de micro-cyclones	483	121	483	121	483	121	483	121
Efficacité à 8μm (%)	100	94.38	96.63	83.14	86.51	78.16	85.22	76.47
Efficacité à 10μm (%)	100	98.88	97.75	89.88	93.26	79.54	86.51	80.45

Tableau III.14 : Tableau récapitulatif des résultats de la simulation d'un micro-cyclone de 2'' et 4'' pour une DP=0.2 bar.

Le nombre de micro-cyclones à installer est réduit de 483 à 121 pour une même perte de charge mais l'efficacité s'est diminuée pour tous les particules, par exemple elle a chuté de 86.51 à 80.45% pour une particule de condensât de diamètre de 10μm car l'intensité du vortex est liée à l'espacement qui existe entre la partie cylindrique et la tubulure de sortie ; plus cet espacement est petit plus l'intensité du vortex est importante ce qui en résulte une bonne efficacité de séparation. Donc notre choix est réduit au micro-cyclone de 2'' (les résultats détaillée de la simulation se trouvent dans l'annexe A).

II.9. Conclusion

D'après les résultats tirés de la simulation et l'analyse hydrodynamique d'écoulement à l'intérieur d'un micro-cyclone, on a confirmé que l'efficacité dépend essentiellement de la vitesse des particules à l'entrée du dispositif, de leurs propriétés physico-chimiques, et de la géométrie du micro-cyclone.

Une vitesse importante à l'entrée augmente les forces centrifuges et permet aux particules de toucher la paroi du micro-cyclone dans leur descente. Les particules touchant la paroi perdent leur inertie et ruissellent le long de celle-ci avant d'être captées. Par ailleurs, l'efficacité d'un cyclone est d'autant plus grande que son diamètre est petit. Cela s'explique par le fait que les forces centrifuges sont inversement proportionnelles au rayon de giration.

En principe, il est plus intéressant de choisir les multi-cyclones aussi petits que possible pour avoir une bonne efficacité de séparation. Toutefois, deux problèmes s'opposent à ce choix :

- Un trop petit micro-cyclone peut « s'engorger » facilement lorsque celui-ci contient beaucoup de particules pour son volume et qu'il se remplit de celles-ci
- Pour un débit de suspension donné, la vitesse d'entrée est d'autant plus grande que le cyclone est petit. Or une trop grande vitesse d'entrée peut causer une abrasion importante au niveau de l'arrivée des particules. Dans certains cas, quand les particules sont de nature abrasive comme le sable, elles peuvent « percer » la paroi du cyclone en quelque mois de fonctionnement.

Pour conclure, un nombre de 483 micro-cyclone de 2'' caractérisés par un ratio D/D_e égale à 0.51, d'une longueur totale de 205mm et une partie cylindrique de longueur 165mm est suggéré être installer pour la batterie de filtres de la station de compression GR4 afin de répondre aux exigences de SONATRACH en perte de charge (0.2 bar) et en efficacité (100% et 99% pour les particules de 10 μ m et 8 μ m respectivement pour de faibles densités).

IV.1. Introduction

Une station de compression sert de compensateur de pertes de charges dues aux frottements du gaz lors de son transport. Elles régulent le débit et la pression sur le réseau. Pour assurer ceci, un nombre de compresseurs centrifuges sont installés en série ou en parallèle selon les besoins en pression et en débit.

Toutefois, le marché de l'industrie gazière offre plusieurs types de compresseurs qui rendent le choix un peu délicat. Malgré ce, la détermination d'un point de fonctionnement permet de faire le bon choix.

Donc dans ce chapitre, on va s'intéresser au choix d'un turbocompresseur convenable à la station de compression GR4.

IV.2. Définition des compresseurs

Les compresseurs sont des machines tournantes réceptrice destinés à réaliser un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux ; ils transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression.

IV.3. But de la compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. Cette opération a pour but de:

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).

IV.4. Types de compresseurs

La figure IV.1 classe les divers types de compresseurs d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public. Les principes de fonctionnement des compresseurs sont traités sous les deux rubriques principales 'compresseurs volumétriques' et 'turbocompresseurs'. Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, dans les seconds, on augmente la pression

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

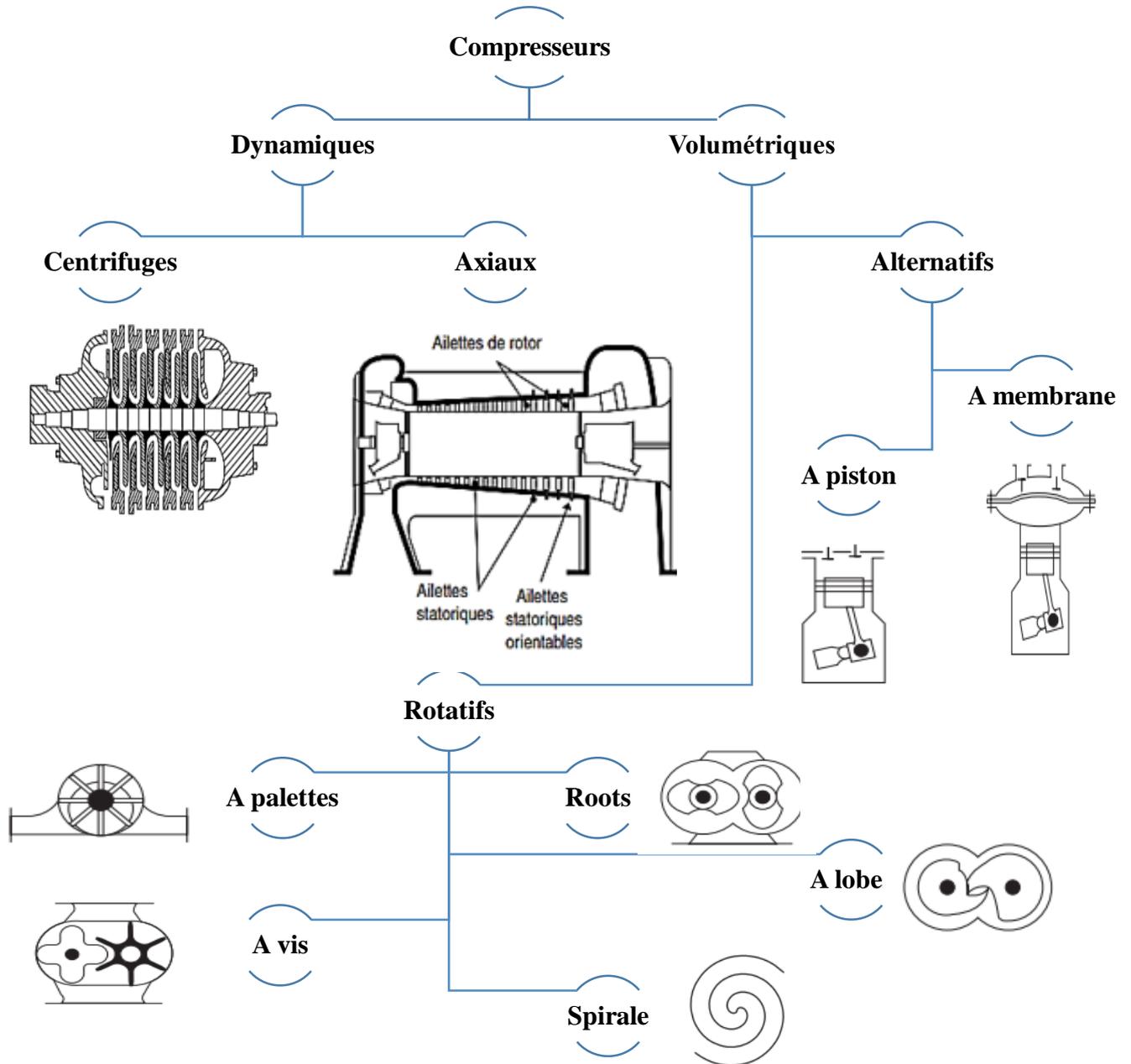


Figure IV.1 : Classification des compresseurs.

IV.5. Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges

IV.5.1. Description générale

Un compresseur centrifuge est une machine dynamique (figure IV.2), dans laquelle l'échange d'énergie a lieu entre un rotor muni d'aubages tournant autour d'un axe et un fluide en écoulement permanent (cf. mécanique des fluides) ; l'énergie de pression est obtenue en premier lieu à partir de la transformation de l'énergie mécanique communiquée au fluide par des roues solidaires à l'arbre, et par la transformation de l'énergie cinétique dans le diffuseur.

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie stator dite ensemble de diaphragme (B). Sur un arbre (C) est installé un ou plusieurs roues (D), un piston d'équilibrage (E) et un collet (F) du palier de butée qui constituent la partie rotor.

Le rotor est entraîné par une machine motrice (turbine à gaz) moyennant un moyeu (G), tourne sur des paliers porteurs (H) et est maintenu dans sa position axiale par un palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor.

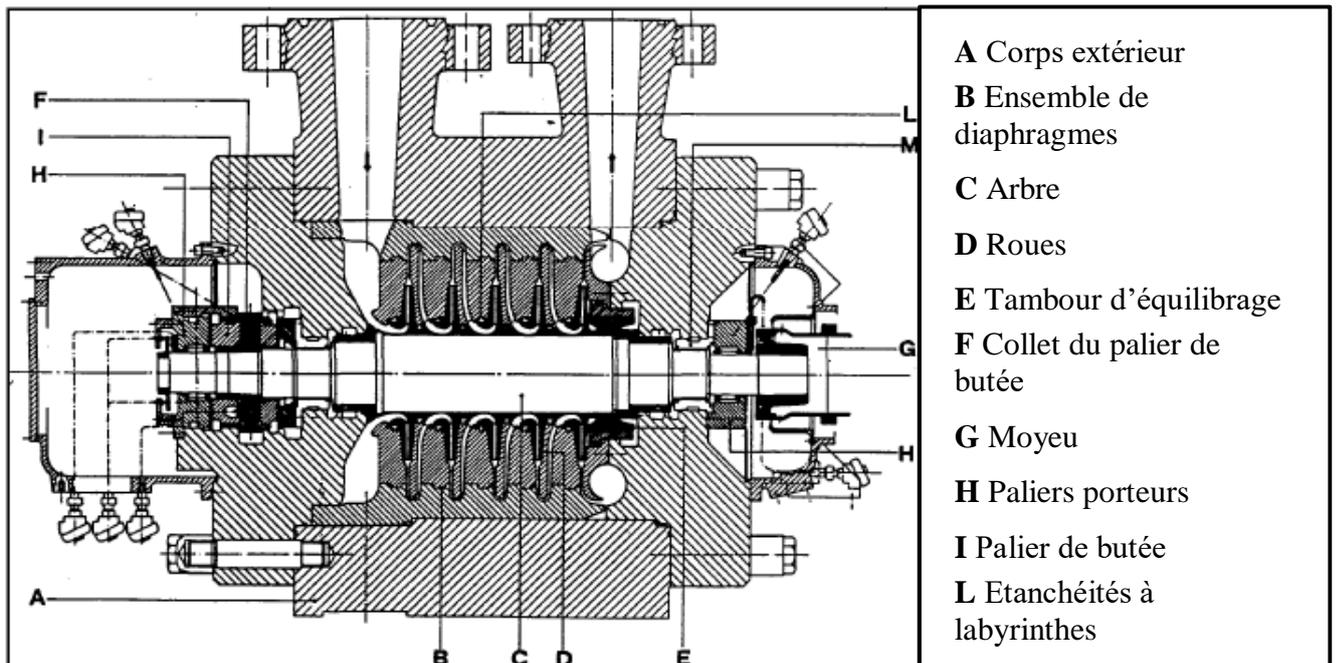


Figure IV.2 : Schéma d'un compresseur centrifuge.

IV.5.2. Principe de fonctionnement

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé **volutes d'aspiration** et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (figure IV.3).

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

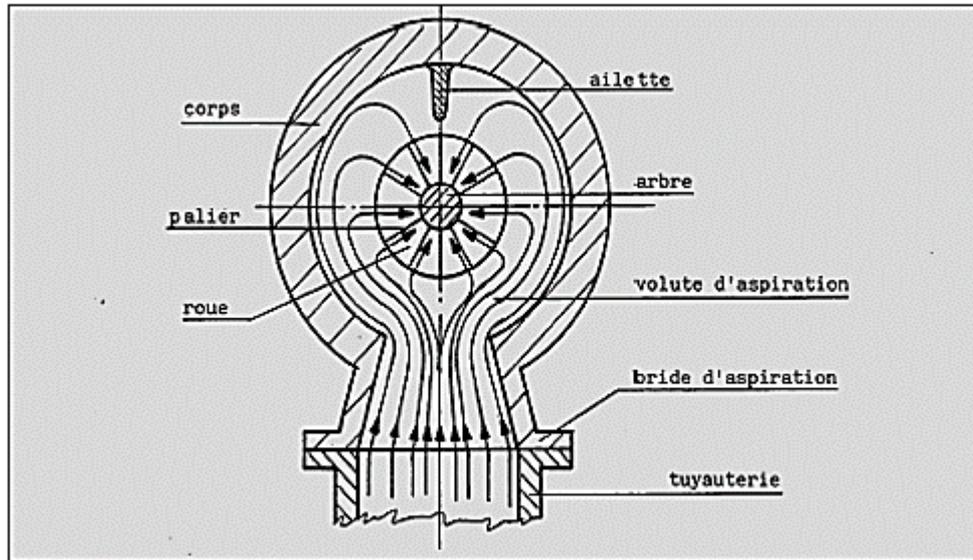


Figure IV.3 : Schéma descriptif de la volute d'aspiration.

Le gaz entre dans **le diaphragme** d'aspiration et donc aspiré par la première roue.

La **roue** pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un **diffuseur** où la vitesse diminue en dépit d'une augmentation de la pression.

Puis le gaz parcourt le canal de retour ; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (figure IV.4) qui ont pour rôle l'orientation du gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

La disposition des aubes est telle qu'elle permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue et, pour chaque roue, le même parcours se répète.

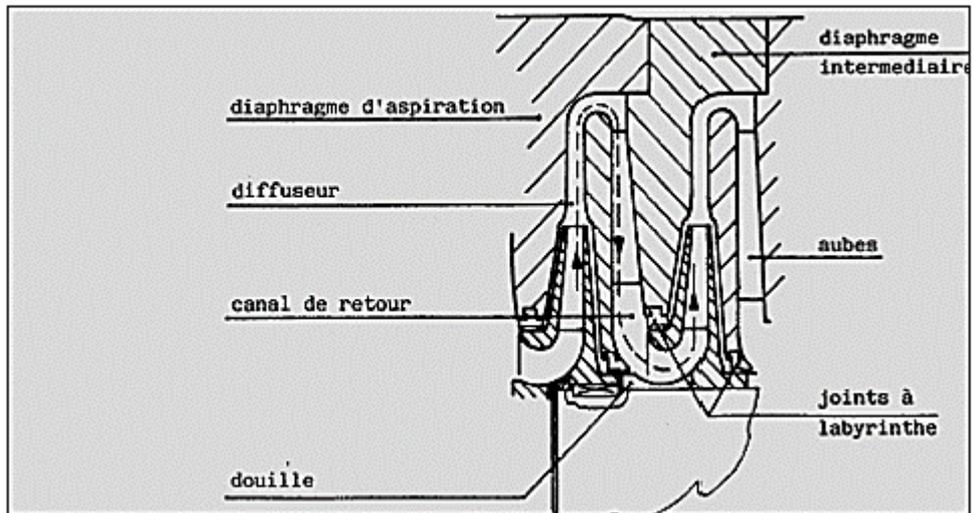


Figure IV.4 : Schéma illustratif du passage d'un étage vers un autre dans un compresseur centrifuge.

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée **volute de refoulement** qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement (figure IV.5).

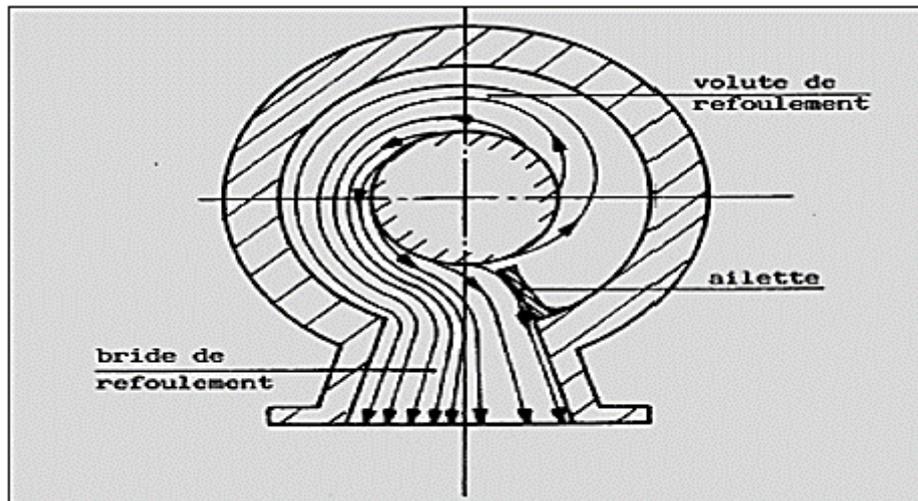


Figure IV.5 : Position de l'ailette anti-retour du gaz.

IV.6. Constituants principales des compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge est constitué essentiellement :

IV.6.1. Corps

C'est l'enveloppe externe du compresseur, il y a des corps ouverts horizontalement et des corps ouverts verticalement.

IV.6.2. Diaphragme

Les diaphragmes constituent le profilage fluo dynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisés en quatre types: d'aspiration, intermédiaires, entre étage; et de refoulement.

IV.6.3. Rotor

C'est la partie mobile du compresseur qui se trouve dans le stator, c'est un arbre en acier forge sur lequel sont montés les roues et leurs entretoises, le piston d'équilibrage, le moyeu d'accouplement, le collet de butée et éventuellement les parties tournantes d'étanchéité (figure IV.6).

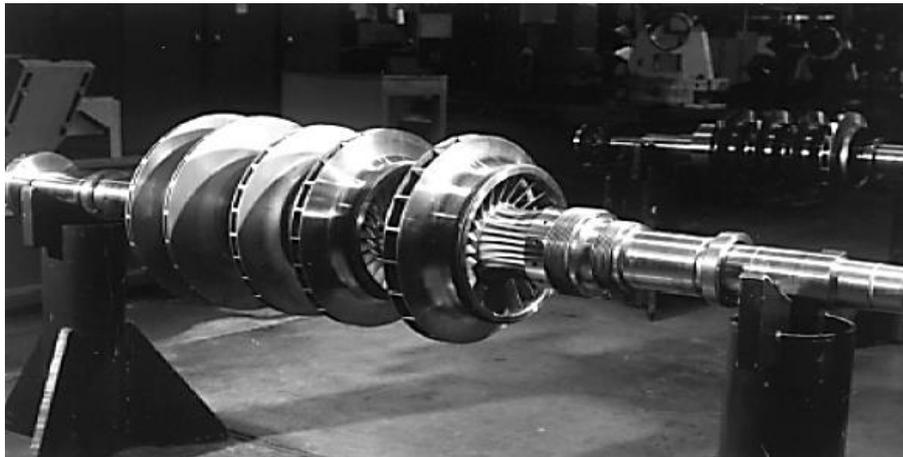


Figure IV.6 : Rotor d'un compresseur multi-étage.

IV.6.4. Roues

Les roues sont montées frettées sur l'arbre. Le serrage est suffisant pour assurer le contact entre la roue et l'arbre. Lorsque cette roue est soumise aux efforts liés à la rotation, les roues sont clavetées et positionnées axialement par leur entretoise.

Les roues sont constituées généralement d'un moyeu et d'un flasque.

La conception et la fabrication des roues sont rigoureusement contrôlées. La résistance mécanique des roues constitue une des limitations à la vitesse de rotation. La limite pour la vitesse

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

périphérique des roues est de 300 à 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide. Le matériau et ses traitements thermiques, pour les roues et tous les éléments en contact avec le gaz, sont choisis en fonction du gaz véhiculé (acide ou non). Pour leur construction, il faut un acier ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone, pour obtenir une soudure de bonne qualité des aubes.

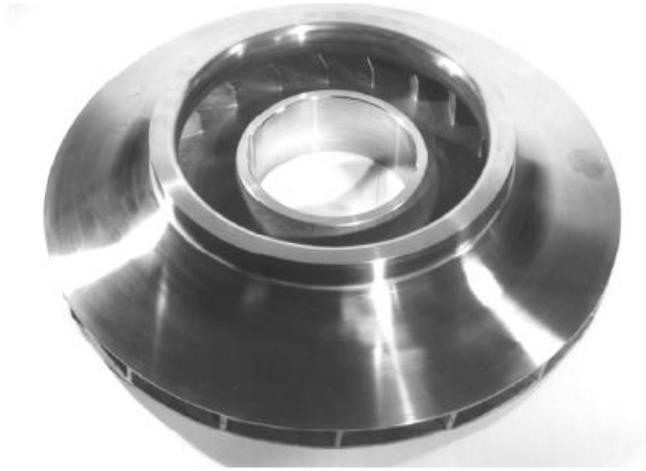


Figure IV.7 : Roue bidimensionnelle d'un compresseur centrifuge.

IV.6.5. Tambour d'équilibrage

Chaque roue a sur une partie de sa surface, d'un côté sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre (Figure. II.8).

Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un côté la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'adsorption. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur.

Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales de roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement poly tropique du compresseur.

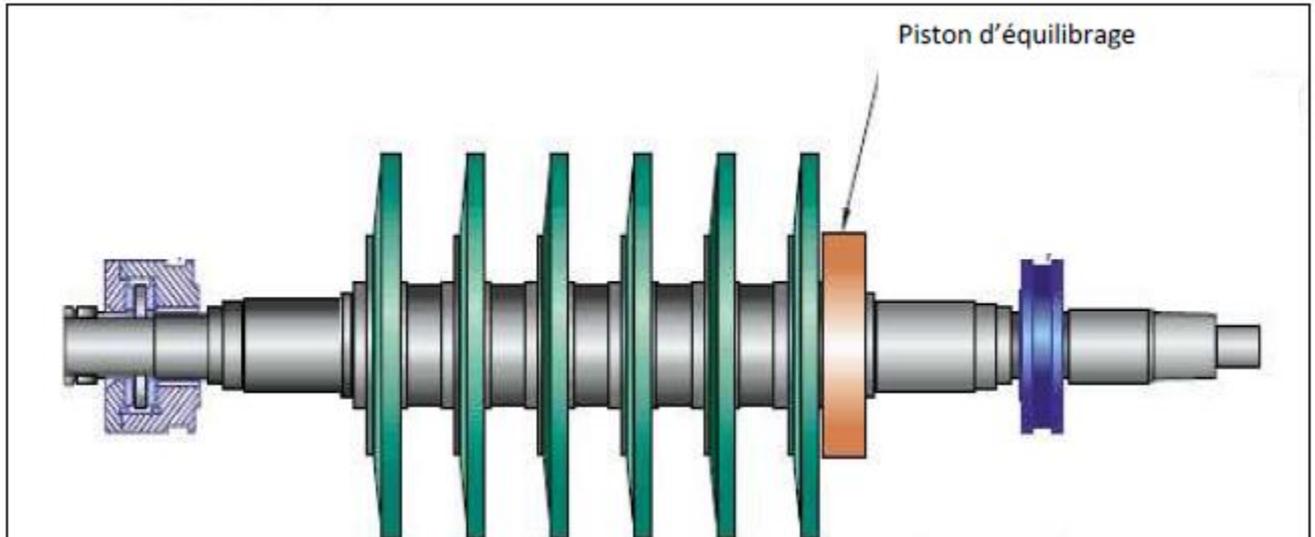


Figure IV.8 : Coupe d'une machine multicellulaire.

IV.6.6. Paliers

Les paliers porteurs et butés sont du type : fortement graissage; forcé. Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur de corps.

- paliers porteurs (radiaux) ;
- butée axiale ;
- paliers et butées magnétiques.

IV.7. Thermodynamique de la compression des gaz

D'après la thermodynamique, la quantité d'énergie fournie au gaz à savoir le travail ' dW ' et la quantité de chaleur ' dQ ' peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie ' dH ' et celle de l'énergie cinétique ' $d\left(\frac{C^2}{2}\right)$ ' pour l'unité de mass ' $m = 1kg$ '.

$$dW + dQ = dH + d\left(\frac{C^2}{2}\right) \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (IV.1)$$

C : Vitesse angulaire du gaz en [rad/s].

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs car ils appartiennent aux machines dynamo-thermiques, la variation de vitesse est nulle ($dC = 0$) car les vitesses du gaz à l'entrée et à la

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

sortie d'un compresseur sont approximativement égales ainsi le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé par la formule suivante:

$$\text{On a: } d\left(\frac{C^2}{2}\right) = 0$$

Et donc :

$$dH = dW + dQ \quad (\text{IV.2})$$

$$dW = dH - dQ \quad (\text{IV.3})$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (H-S), qui permettent la détermination de la variation de l'enthalpie ($\Delta H = H_2 - H_1$) dans le compresseur comme l'indique la figure IV.9 :

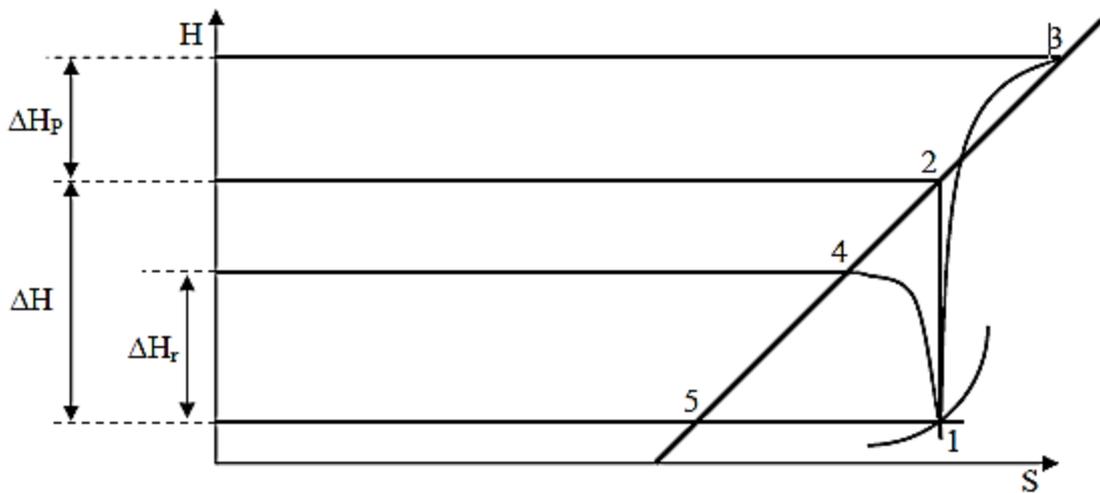


Figure IV.9 : Variation de l'enthalpie 'H' en fonction de l'entropie 'S'.

- La compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représentée par la droite (1-2) parce que dans ce cas ($\Delta Q = 0$) et la variation de l'entropie ($\Delta S = 0$). Alors d'après l'équation (2), on aura :

$$W = \Delta H \quad (\text{IV.4})$$

- La compression réelle sans refroidissement a eu lieu suivant la courbe (1-3) et elle est toujours accompagnée des pertes internes ' ΔH_p ' ainsi d'une augmentation d'entropie ($\Delta S > 0$).

- La compression avec refroidissement (1-4) pour laquelle d'après l'équation (3) :

$$\Delta H_r = W - Q \quad (\text{IV.5})$$

Pour les gaz parfaits ΔH se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p :

$$W = \Delta H = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{IV.6})$$

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

Où:2

T_1 : Température d'aspiration.

T_2 : Température de refoulement.

- Pour la droite (1 – 5), l'enthalpie du gaz reste constante (car $\Delta T = 0$), et le travail de compression est égal à la chaleur évacuée ($W = Q$).

Parfois, il est plus commode d'analyser le fonctionnement des compresseurs à l'aide d'un diagramme (P-V) parce que l'aire dans ce diagramme correspond à la valeur du travail (figure IV.10).

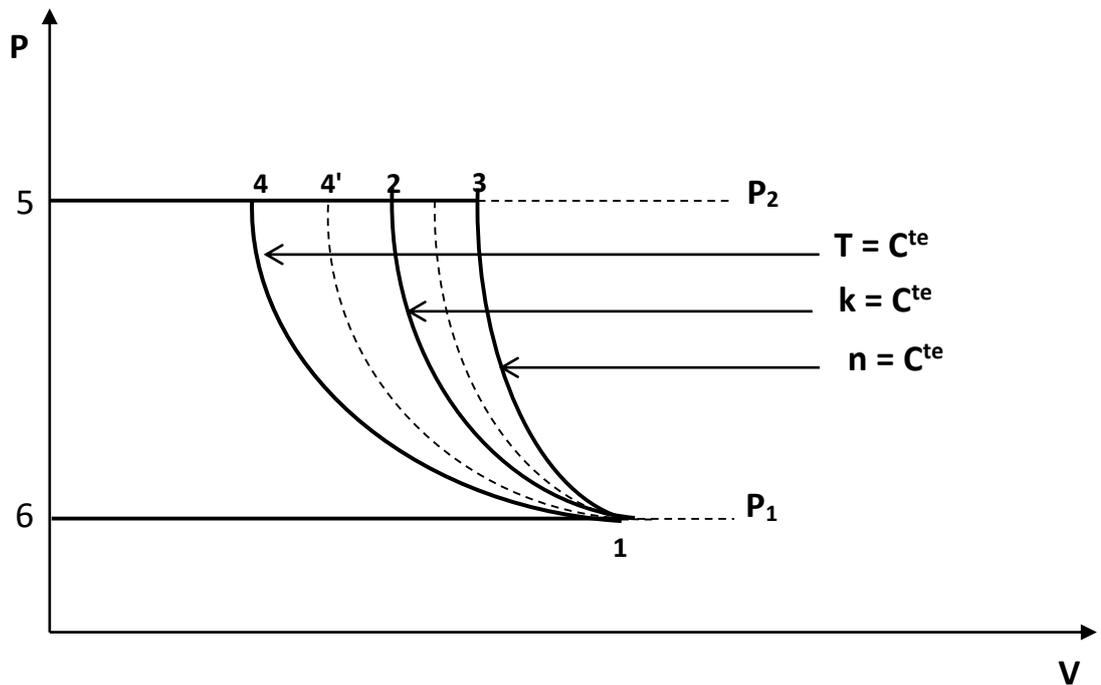


Figure IV.10 : Variation de la pression 'P' en fonction du volume 'V'.

Afin d'exprimer le travail 'W' en fonction de la pression 'P' et du volume spécifique du gaz 'V' on doit utiliser la relation pour d'enthalpie suivante :

$$H = U + PV \quad (IV.7)$$

$$dH = dU + PdV + VdP \quad (IV.8)$$

D'après l'équation du premier principe de la thermodynamique pour un système à volume variable et à pression constante ($dP = 0$), on a :

$$dH = dU + VdP \quad (IV.9)$$

En rapportant (4) à (9) nous obtenons:

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

$$dW = VdP \quad (\text{IV.10})$$

$$W = \int VdP \quad (\text{IV.11})$$

Et donc le travail est représenté dans le diagramme (P-V) par l'aire délimitée par la courbe de transformation thermodynamique et les isobares.

Pour la compression adiabatique (1-2) le travail 'W' correspond à l'aire (1-2-5-6-1) qui se trouve entre l'adiabatique (1-2) avec l'exposant adiabatique ($k = cte$) et les deux droites (1-6) et (2-5).

La compression suit un processus polytropique (1-3) pour un exposant polytropique constant, tandis que la compression réelle, accompagnée des pertes internes est effectuée avec un exposant polytropique variable.

La compression isothermique est représentée par l'isotherme (1-4).

IV.7.1. Travail de compression des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression polytropique, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (11) pour les gaz parfaits.

Mais il est plus commode parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression qui est habituellement connu.

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV.12})$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{IV.13})$$

En remplaçant l'équation (6) dans l'équation (13) on trouve :

$$W_{ad} = ZC_p T \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{IV.14})$$

Z: Coefficient de compressibilité du gaz.

C_p : Chaleur spécifique, peut être calculée par la relation de MAYER :

$$C_p - C_v = \frac{R}{M} = r \quad (\text{IV.15})$$

r: Constante des gaz en [kJ/(kg.K)] ;

R: constante des gaz parfaits 8.314 [kJ/(kmol.K)] ;

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

M : Masse molaire [kg/kmol].

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{IV.16})$$

$$C_p = \frac{k}{k-1} r \quad (\text{IV.17})$$

En remplaçant l'équation (17) dans (14) on trouve :

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} ZrT \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{IV.18})$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit: 'Travail isentropique'.

En remplaçant l'exposant adiabatique k par l'exposant polytropique 'n' on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie se calcule à partir de l'équation :

$$W_{pol} = \frac{n}{n-1} ZrT \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (\text{IV.19})$$

Le travail adiabatique réel ' W_r ' d'une transformation irréversible avec ($n = \text{var}$) suivant l'expression (6) est égal à:

$$W_r = C_p(T_{2r} - T_1) \quad (\text{IV.20})$$

Où:

T_{2r} : Température réelle du gaz au refoulement.

Si l'on sait que l'exposant ($n = \text{cte}$) du polytrope (1-3) (figure IV.7) qui passe par le point 3 correspond à la compression réelle nous pouvons écrire:

$$\frac{T_{2r}}{T_1} = \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{IV.21})$$

Rapportant les équations (17) et (21) à l'équation (20) on obtient :

$$W_r = \frac{k}{k-1} ZrT \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (\text{IV.22})$$

IV.7.2. Rendement thermodynamique d'un compresseur

Afin de calculer le travail réel ' W_r ' nécessaire à comprimer (1kg) de gaz, on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur:

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_r} \quad (IV.23)$$

W_{th} : Travail thermodynamique du compresseur.

Il doit être adapté selon les particularités de la compression réelle. Pour les turbocompresseurs qui sont souvent dépourvus de refroidissement du corps, on emploie généralement le travail adiabatique ' W_{ad} ' et le rendement adiabatique ' η_{ad} '.

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} \quad (IV.24)$$

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_r} \quad (IV.25)$$

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_r} \quad (IV.26)$$

Ce rendement polytropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise la différence entre le travail réel ($n=var$) et le travail thermodynamique ($n=cte$).

Des relations précédentes, on obtient pour les compresseurs sans refroidissement :

$$\eta_{ad} = \frac{\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\frac{T_{2r}}{T_1} - 1} \quad (IV.27)$$

D'après: (19), (22) et (25):

$$\eta_{pol} = \left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{k-1}{k}\right) \quad (IV.28)$$

Dans la pratique l'exposant polytropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de compression et la température réelle de refoulement ' T_{2r} '. À l'aide de la relation (21) on tire:

$$\left(\frac{n}{n-1}\right) = \frac{\log \varepsilon}{\log(T_{2r}/T_1)} \quad (IV.29)$$

$$\eta_{pol} = \left(\frac{k-1}{k}\right) \frac{\log \varepsilon}{\log(T_{2r}/T_1)} \quad (IV.29)$$

IV.8. Caractéristiques graphiques du compresseur

Le fonctionnement des compresseurs est accompagné de certaines pertes d'énergie fournie par la machine motrice.

Ces pertes changent considérablement les caractéristiques théoriques, elles ne peuvent pas être calculées avec précision pour tracer les caractéristiques réelles. C'est pourquoi les caractéristiques sont obtenues expérimentalement à la suite des essais sur les compresseurs (figure IV.11).

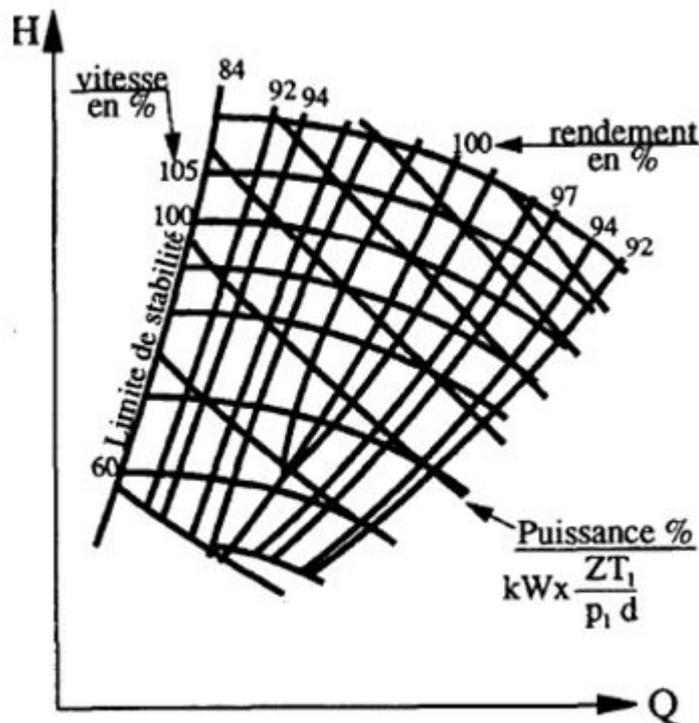


Figure IV.11 : Courbe caractéristique des compresseurs centrifuges.

IV.8.1. Courbe de pompage

Lorsque le débit de la ligne diminue considérablement, le point de fonctionnement peut atteindre la ligne ou la zone d'exploitation instable dite de 'pompage'. Elle est propre aux compresseurs centrifuges.

Cette instabilité se manifeste par des pulsations dont le débit et la pression peuvent créer de graves dégâts au compresseur.

De ce fait, il faut prévoir des dispositifs de contrôle automatique de protection anti-pompage qui peuvent agir :

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

- Par réduction de la vitesse du compresseur.
- En ouvrant le circuit du recyclage dans le cas où il n'y a pas la possibilité de diminuer la vitesse (cas de moteur électrique).
- En abaissant la pression de service de la ligne, ce qui en résulte l'augmenter du débit d'alimentation.

IV.8.2. Courbes isorendement

On définit un rendement adiabatique interne comme le rapport entre la hauteur utile et la hauteur théorique.

$$\eta_{ad} = \frac{H_{ad}}{H_{th}}$$

La valeur du rendement adiabatique est en fonction du type des roues et des conditions du gaz.

La hauteur adiabatique nécessaire pour fournir un taux de compression donné dépend du gaz à comprimer et des conditions de pression et de température à l'aspiration de celui-ci. En particulier, en ce qui concerne les gaz parfaits, la hauteur adiabatique dépend uniquement de la température absolue et du poids moléculaire du gaz, et plus précisément elle est d'autant plus élevée quand la température augmente et diminue en fonction de l'accroissement du poids moléculaire (évidemment elle est plus élevée quand le taux de compression est important).

En ce qui concerne les gaz réels ($Z \neq 1$) la hauteur adiabatique augmente en fonction du coefficient de compressibilité.

IV.8.3. Courbes isovitesse

Elle permet d'obtenir la hauteur de refoulement que peut réaliser le compresseur en fonction de débit pour une vitesse donnée. La hauteur de refoulement théorique pour une roue de centrifuge est donnée par la relation suivante.

$$H_{th} = AN^2 - B.N.Q_{as}$$

Où :

A et B : constantes dépendent uniquement des caractéristiques de la roue du compresseur.

N : vitesse de rotation de la roue.

Q_{as} : Débit d'aspiration.

IV.8.4. Courbes isopuissance

La disponibilité des diagrammes fournis par le constructeur indique pour un nombre déterminé de valeurs du régime de rotation N , la hauteur H (polytropique ou adiabatique) et nous permet de déterminer le travail réel spécifique W_{1-2} .

Le travail réel ou hauteur réelle H_{eff} sont donnés par la relation suivante :

$$W_{1-2} = \frac{H_{pol}}{\eta_{pol}} = H_{eff}$$

Une fois le travail spécifique W_{1-2} est connu, il est possible de déterminer la puissance totale requise par la compression, par la relation suivante:

$$P_a = Q_m W_{1-2} + Pertes$$
$$P_a = Q_m \frac{W_{pol}}{\eta_{pol}} + P_{fd} + P_{ig}$$

Où :

Q_m : Débit massique ;

P_{fd} : Puissance perdue en raison des fuites ;

P_{ig} : Puissance perdue à cause des pertes mécaniques.

IV.8.5. Hauteur de compression

L'énergie transmise par le compresseur à chaque kg de gaz qui le traverse est appelée hauteur effective (mesurée en kJ/kg ou bien en mètre).

Supposons qu'il n'y pas d'échange de chaleur considérable entre le compresseur et l'extérieur, la hauteur minimale nécessaire pour atteindre le taux de compression adiabatique s'appelle hauteur adiabatique (dit également isentropique) est une compression idéale sans échange de chaleur entre le gaz et l'extérieur.

En générale il est impossible d'obtenir une compression adiabatique, par conséquent il faut fournir au gaz une hauteur effective supérieure à la hauteur adiabatique.

IV.8.6. Pression d'aspiration du compresseur

Au niveau d'une station de compression entre l'aspiration et leur refoulement des compresseurs, on a une chute de pression. Cette chute est due au passage du gaz par les filtres et le système de canalisation à l'entrée de la station de compression, alors on peut déterminer cette pression par la formule suivante :

$$P_{aspc} = P_{asp(s-c)} - 0,5$$

IV.8.7. Température d'aspiration du compresseur

Elle est égale à la température finale du tronçon situé à l'entrée de la station :

$$T_{aspc} = T_f$$

Avec :

T_f : Température finale du tronçon situé en amont.

IV.8.8. Taux de compression

Le taux de compression est le rapport entre les pressions absolues du gaz au refoulement et à l'aspiration.

$$\varepsilon = \frac{\text{puissance absolue de refoulement}}{\text{puissance absolue d'aspiration}}$$

IV.9. Choix d'un turbocompresseur pour la station GR4

Lors de l'étude de dimensionnement de la station de compression GR04, une des étapes essentielles est le choix d'un bon compresseur qui répond le mieux aux conditions exigées de la ligne. De ce fait on a comparé 3 compresseurs 'NUOVO PIGNONE', de différents dimensionnement :

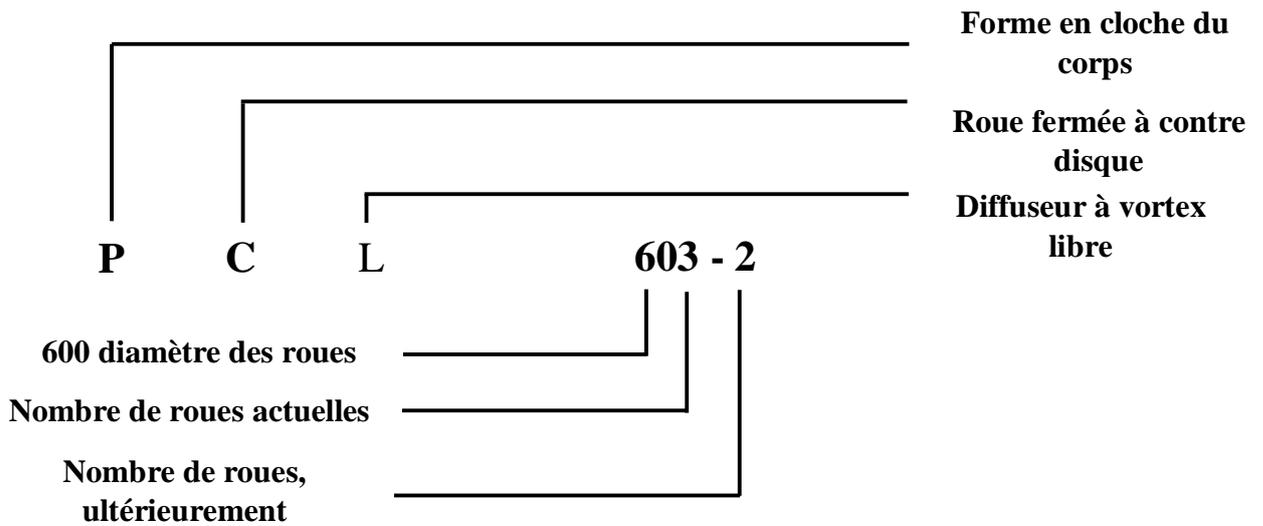
- PCL 602-1
- PCL 603-2
- PCL 802-1

Pour effectuer cette comparaison, il suffit de calculer les caractéristiques du compresseur à installer.

Remarque :

Les compresseurs centrifuges sont codifiés par des lettres majuscules et des numéros dont leur signification est, par exemple :

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS



IV.9.1. Données de départ

	Été	Hiver
Température d'aspiration [°C]	31.7	25.4
Pression d'aspiration [bar]	45.4	45.4
Pression de refoulement [bar]	72.5	72.5
Densité	0.659	0.659
Débit d'aspiration [Sm ³ /h]	1106667	1106667
Rendement adiabatique [%]	85	85

IV.9.2. Procédure de calcul

IV.9.2.1. Rendement polytropique η_{pol}

$$\eta_{pol} = \frac{\frac{k-1}{k} \ln(\varepsilon)}{\ln\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} + \eta_{ad} - 1\right)} \cdot \frac{1}{\eta_{ad}}$$

Avec :

ε : Taux de compression.

k : Exposant adiabatique :

$$K = \frac{C_{Pg}}{C_{Pg} - r}$$

r : Constante des gaz [kJ/(kg.K)].

C_{Pg} : Chaleur spécifique du gaz réel [kJ/(kg.K)] :

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

$$C_{P_g} = C_{P_g}^* + \left(\frac{R}{M_m}\right) dC_{P_g}$$

M_m : Masse molaire moyenne [kg/kmole].

dC_{P_g} : Facteur de correction = 0,541.

$C_{P_g}^*$: Chaleur spécifique du gaz parfait [kJ/(kg.K)] :

$$C_{P_g}^* = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=9} C_{P_i}^* Y_i$$

Y_i : Fractions molaire de chaque composant [%].

$C_{P_i}^*$: Chaleur spécifique de chaque composant [kJ/(kg.K)], elle est donnée par le modèle de Lée et Kastler pour les mélanges de gaz :

$$C_{P_i}^* = a + bT + cT^2 + dT^3$$

a, b, c, d : Constantes déterminées à partir du tableau IV.1 pour chaque constituant.

T : Température à l'aspiration [K].

	a	b	c	d
CH₄	4.75	0.012	0.00000303	-2.63.10 ⁻⁹
C₂H₆	1.648	0.04124	-0.0000153	1.74.10 ⁻⁹
C₃H₈	-0.966	0.07279	-0.00003755	7.58.10 ⁻⁹
i-C₄H₁₀	-1.89	0.09936	-0.00005495	1.192.10 ⁻⁸
n-C₄H₁₀	0.945	0.08873	-0.0000438	8.36.10 ⁻⁹
i-C₅H₁₂	-2.273	0.12434	-0.00007097	1.586.10 ⁻⁸
n-C₅H₁₂	1.618	0.1085	-0.00005365	1.01.10 ⁻⁸
C₆H₁₄	1.65	0.1319	- 6.84.10 ⁻⁵	13,78.10 ⁻⁹
C₇H₁₆	1.70	0.1531	- 7.54.10 ⁻⁵	16,01.10 ⁻⁹
N₂	6.903	-0.0003763	0.00000193	-6.861.10 ⁻¹⁰
CO₂	6.726	0.0004001	1.283.10 ⁻⁶	-5.307.10 ⁻¹⁰

Tableau IV.1 : Coefficients a, b, c et d du modèle de Lée et Kastler.

IV.9.2.2. Hauteur polytropique H_{Pol}

Le travail polytropique est donnée en [kJ/kg] par :

$$W_{Pol} = Z_{asp} r T_{aps} \frac{n}{n-1} \left[\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

La hauteur polytropique en [m] est donc:

$$H_{Pol} = \frac{W_{Pol}}{g}$$

Z_{asp} : Facteur de compressibilité à l'aspiration.

T_{aps} : Température d'aspiration.

n : Exposant polytropique :

$$n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k\eta_{pol}}}$$

IV.9.2.3. Température de refoulement du compresseur T_{ref}

$$T_{ref} = T_{asp} \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}$$

IV.9.2.4. Puissance absorbée par le compresseur N_a

Elle est donnée en kW par la formule suivante :

$$N_a = \frac{\dot{m} H_{pol}}{3,6 \cdot 10^6 \eta_{pol}}$$

IV.9.2.5. Nombre de rotation

Le modèle donnant la vitesse de rotation de l'arbre du compresseur centrifuge en fonction de la hauteur polytropique et du débit du gaz aspiré est :

$$N = 3048 + (0.424319 \cdot H_{pol}^{1.01196}) + (0.0000000494 \cdot Q_{tc}^{2.30101})$$

Remarque :

Les caractéristiques du gaz sont calculées par les formules mentionnées dans le chapitre I.

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

IV.9.3. résultats et discussion

Caractéristiques du gaz		
	Eté	Hiver
Masse molaire moyenne [g/mol]	19.07	19.07
Masse volumique aux conditions d'aspiration [kg/m³]	37.89	38.69
Masse volumique aux conditions de refoulement [kg/m³]	56.85	57.98
Facteur de compressibilité	0.884	0.875
Exposant adiabatique	1.452	1.471
Exposant polytropique	1.377	1.383
Performance du compresseur centrifuge		
	Eté	Hiver
Taux de compression	1.597	1.597
Rendement polytropique	85.76	85.76
Température de refoulement [°C]	70.83	64.11
Hauteur adiabatique [m]	5926	5748
Hauteur polytropique [m]	5980	5801
Hauteur adiabatique [kJ/kg]	58.12	56.37
Hauteur polytropique [kJ/kg]	58.64	56.88
Débit d'aspiration [m³/h]	22 790	22 790
Débit massique d'aspiration [kg/h]	1 057 033	1 057 033
Puissance consommée [kW]	16750	16 230
Puissance consommée majorée à 120% [kW]	20 100	19 476
Vitesse [TPM]	6 389.49	6 304.22

Tableau IV.2 : Résultats de calcul des performances prévues pour le compresseur centrifuge à installer dans la SC GR4.

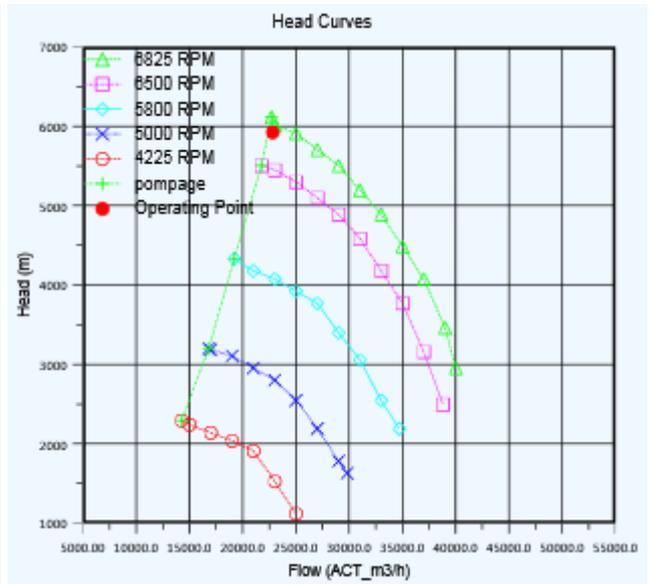
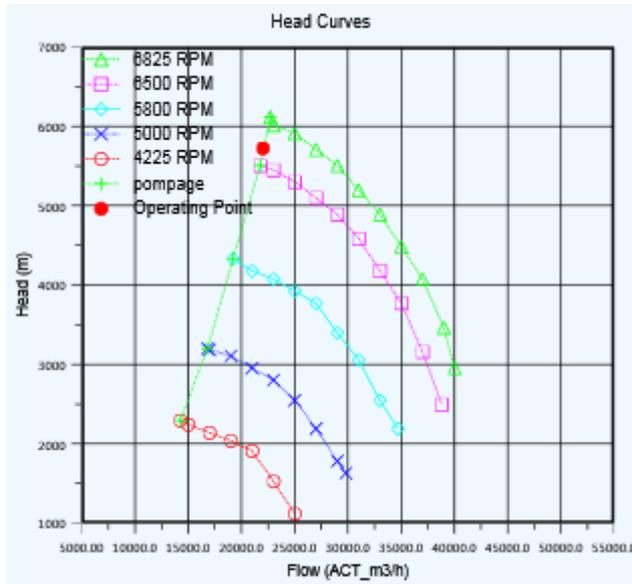
CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS

Point de fonctionnement et courbes caractéristiques

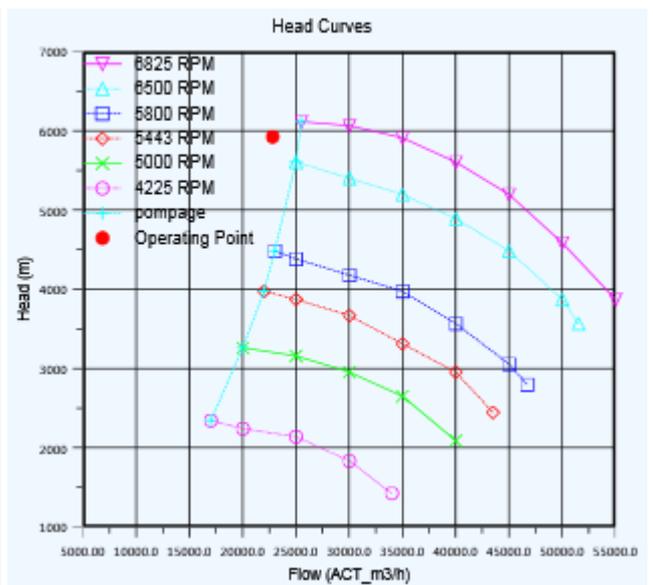
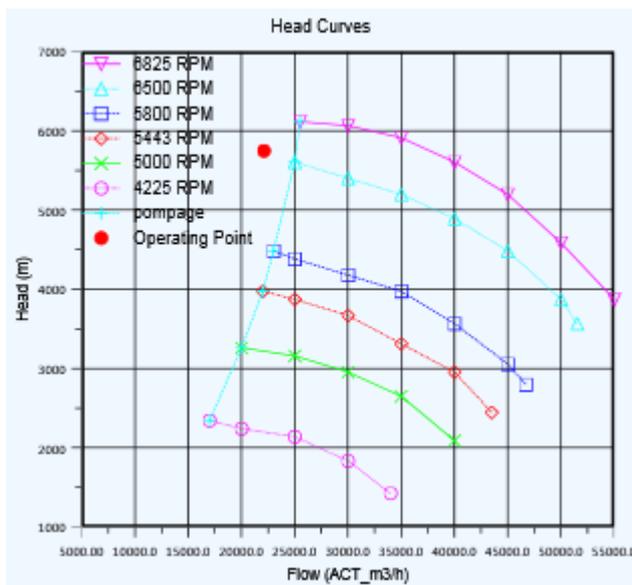
Hiver

Été

PCL 602



PCL 801



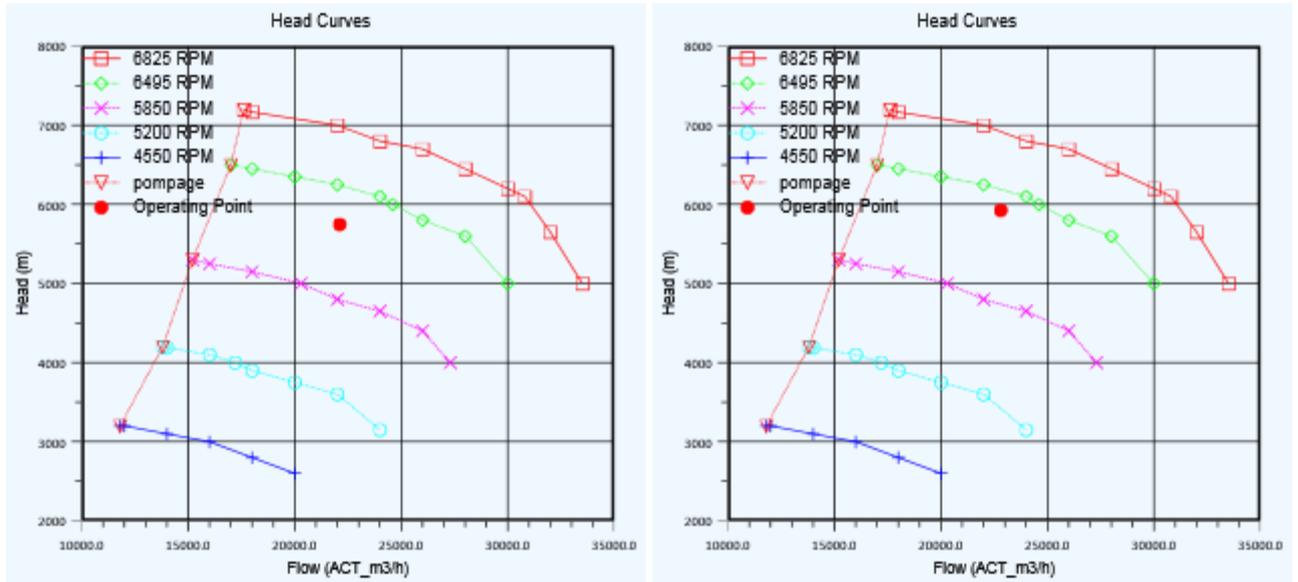


Tableau IV.3 : Localisation du point de fonctionnement calculé dans les courbes caractéristiques de 3 différents compresseurs.

Remarque :

- Le point de fonctionnement été/hiver se situe auprès de la ligne de pompage dans la courbe caractéristique du compresseur PCL602.
- Le point de fonctionnement été/hiver est localisé dans la zone de fonctionnement instable de pompage pour le compresseur PCL 801.
- Le point de fonctionnement été/hiver appartient à la zone stable d'exploitation, au-dessus de la vitesse nominale (100%N) du compresseur PCL603.
- Une puissance de (20 100/19 476) kW est nécessaire à fournir pour l'entraînement de chaque compresseur.

Selon ces remarques, il est clair que les compresseurs centrifuges les plus convenables à installer pour assurer un fonctionnement stable de la SC GR4 sont de type PCL603.

Afin d'assurer une puissance maximale de 20100kW pour une configuration de (3+1) compresseurs en parallèle, (3+1) turbines de type PGT25 sont recommandés à être installer au niveau de la station GR4 car leur puissance Iso est de 2350kW.

IV.9.4. Caractéristiques techniques du turbocompresseur choisi pour la station GR4

Le compresseur PCL 603-2 du constructeur 'NUOVO PIGNONE' est constitué de :

- Un corps en forme de cloche ;
- Deux brides en ligne de diamètre nominal de 600mm ;
- Diaphragme situés autour du rotor, constituant la partie statorique du compresseur ;
- Un rotor avec deux roues ;
- Un tambour d'équilibrage qui sert à la réduction de la poussée axiale due aux différences de sections et de pression d'aspiration et de refoulement entre les parties du rotor soumises aux différentes pressions ;
- Deux paliers radiaux, à patin oscillants qui a pour but d'absorber la poussée résiduelle qui n'a pas été annulée par le tambour d'équilibrage ;
- Une étanchéité interne aux labyrinthes pour séparer les parties internes où règnent les pressions différentes ;
- Une étanchéité à gaz à chaque extrémité d'arbre.

IV.10. Conclusion

Afin d'assurer compression du gaz de 45.4 bars jusqu'à 72.5 bars et d'après le calcul du point de fonctionnement de la SC GR4 (été et hiver respectivement ($Q=22\ 790\text{m}^3/\text{h}$; $H_p=58.64\text{kJ/kg}$), ($Q=22\ 790\ \text{m}^3/\text{h}$; $H_p=56.88\text{kJ/kg}$)), il est recommandé d'y installer des compresseurs centrifuges multi-étages de type PCL 603-2 pour un arrangement de (3+1) machines en parallèle. Ces dernières seront accouplées à des turbines à gaz de type PGT25.

V.1.Introduction

L'échangeur de chaleur est l'un des principaux procédés technologiques thermiques qu'emploient un bon nombre d'installations industrielles telles que les raffineries, les stations de transport du pétrole et du gaz, les centrales thermiques, les centrales électriques.

A la sortie des stations de compression l'abaissement de la température est très important, il permet à la fois de préserver le revêtement de protection du pipeline et de diminuer la masse volumique afin de répondre à la capacité nominale du gazoduc.

Pour effectuer une telle opération une implantation d'un outil de refroidissement à la sortie de la station GR4 est primordiale, l'environnement hostile exige un outil qui ne fonctionne pas à base d'eau et qui ne consomme pas assez d'énergie.

Les aéroréfrigérants sont les outils les plus répandus dans les stations de compression en Algérie, le projet GR4, notamment, optera pour ce choix, non seulement parce que l'opération de refroidissement à l'air ambiant n'est pas coûteuse mais aussi les pertes de charges sont très réduites..

Dans ce chapitre on va s'intéresser au dimensionnement de l'aéroréfrigérant adéquat pour la station de compression GR4 en utilisant un programme appelé 'Heat Exchanger Design' en se basant sur les modèles de calculs du transfert de chaleur. Ce programme nous permettra d'avoir le dimensionnement global ainsi les caractéristiques des différents équipements constitutif de l'appareil tels que la surface des tubes, le type des collecteurs, diamètre des ventilateurs...etc.

V.2.Définitions

V.2.1.Echangeurs de chaleur

On désigne sous le terme "Echangeur de chaleur" tout appareil permettant exclusivement le transfert de chaleur d'un fluide à un autre au travers d'une paroi.

Un échangeur a pour fonction de permettre un transfert d'énergie thermique d'un fluide à un autre sans que ces deux fluides se mélangent. Cette définition, très générale, recouvre en fait des utilisations très différentes. Les applications des échangeurs de chaleur sont très nombreuses, qu'ils s'agissent de réchauffer ou de refroidir de l'eau, de l'huile, du pétrole ou tout autre liquide ou gaz.

V.2.2. Le concept d'échange thermique

Le processus physique d'échange thermique manipulé en thermodynamique constitue le principe de base sur lequel se fonde la conception et l'analyse des procédés thermiques industriels. Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Ce procédé énergétique obéit au principe de transfert de chaleur qui est dû à une différence de températures. Le flux thermique résultant traverse alors la paroi de séparation des différents fluides.

Ce transfert de chaleur se fait de fluide à haute température vers le fluide à basse température en conservant son état physique (liquide ou gazeux). Le transfert inverse est éventuellement possible, il caractérise le fonctionnement des condenseurs, des évaporateurs, des rebouilleurs et des tours de refroidissement. Il convient de souligner que la chaleur peut être transférée par trois modes distincts : la conduction, la convection et le rayonnement.

V.3. Différents types des échangeurs de chaleur

V.3.1. Echangeurs tubulaire (Shell and tube)

L'échangeur est constitué d'un faisceau de tubes, se trouvant à l'intérieur d'une calandre qui porte à son tour des chicanes. Celles-ci ont pour rôle entre autres de supporter les tubes du faisceau afin d'éviter leur déformation. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre dans la calandre, autour des tubes dans un circuit imposé par les chicanes.

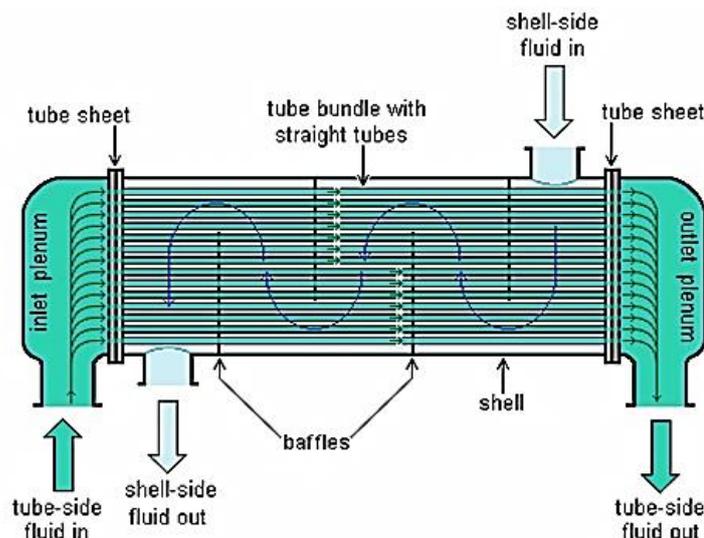


Figure V.1 : Echangeur tubulaire.

V.3.2. Echangeurs à plaques

Ces échangeurs, très répandus dans l'industrie, sont constitués d'un grand nombre de plaques parallèles entre lesquelles circule le fluide. Ces plaques ont une surface ondulée selon un profil (souvent en forme de chevron) destiné à faciliter l'écoulement des fluides et à augmenter le coefficient d'échange en créant un régime d'écoulement turbulent. Les échangeurs de ce type sont classiquement à plaques et joints ou à plaques brasées.

Il existe aussi plusieurs types d'échangeurs à plaques, présentant de hautes performances et dits « hybrides » car ils allient les caractéristiques de l'échangeur à plaques conventionnel à celles d'un échangeur d'un autre type (par exemple échangeur tubulaire, tube et calandre).

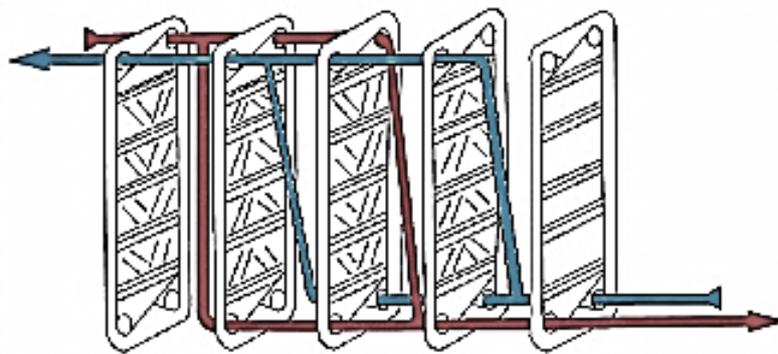


Figure V.2 : Principe de l'échangeur à plaques.

V.3.3. Echangeurs à spirale

L'échangeur de chaleur à spirale est constitué de deux canaux concentriques formés par deux plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale. La distance entre les deux canaux est obtenue à l'aide de taquets soudés sur les plaques et tient compte des débits, de la taille des particules pour les fluides chargés et des pertes de charge. Ces taquets ont également pour effet de favoriser un écoulement turbulent dans chaque canal et d'améliorer ainsi le coefficient d'échange.

L'échangeur peut être utilisé pour des transferts monophasiques (essentiellement liquide/liquide) ou avec changement de phase dans l'écoulement (condenseur ou évaporateur). Pour des applications monophasiques (typiquement en récupération d'énergie) les fluides circulent généralement à contre-courant.

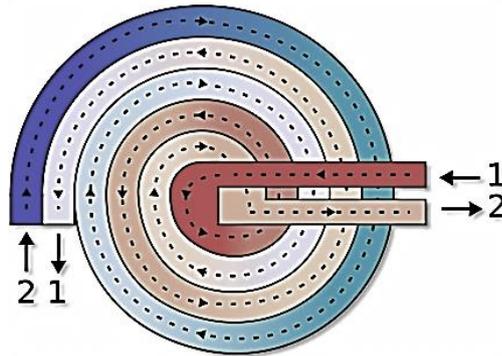


Figure V.3 : Principe de l'échangeur à spirale.

La conception de ces échangeurs leur donne la particularité intéressante d'être 'autonettoyants'. En effet contrairement aux échangeurs qui distribuent le fluide dans de multiples canaux, la totalité du fluide s'écoule ici dans le canal de l'échangeur spiralé, sans zone morte. Si celui-ci s'encrasse, le fluide n'a pas d'autre chemin possible. La vitesse du fluide augmente alors sous l'effet de la pression et le fluide entre en turbulence, ce qui aide à éliminer les dépôts et à garder les surfaces propres sous l'effet des frottements.

V.3.4.Aéroréfrigérants

Utiliser l'air atmosphérique pour la réfrigération des station de fluid et par conséquent économiser l'eau.

Il est de plus en plus employé et de plus en plus grand, il constitue avec les fours la seconde grosse masse d'équipements dans les raffineries.

L'air ambiant est soit forcé, soit induit, par un ventilateur à travers un faisceau tubulaire parcouru par le fluide à refroidir (figure V.4).

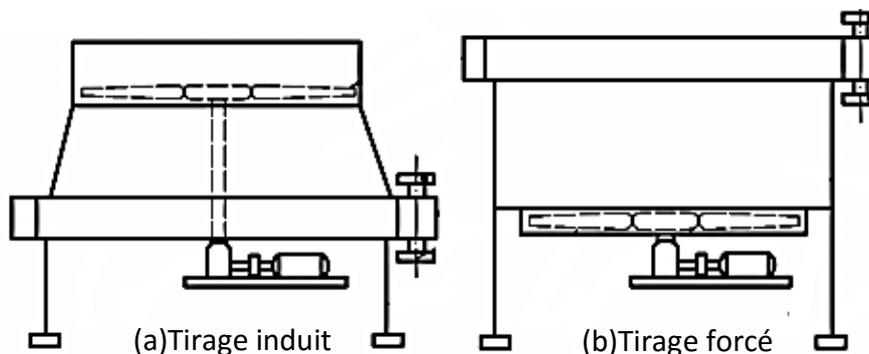


Figure V.4 : Différents types des aéroréfrigérants (a : type induit), (b : type forcé).

V.3.5.Types des aéroréfrigérants

V.3.5.1.Tirage forcé

Ventilateur disposé sous le faisceau tubulaire. L'air est poussé à travers le faisceau.

Puissance requise théoriquement plus petite, mais les diamètres relativement faibles utilisés sont cause d'une consommation plus élevée d'énergie.

L'air passant dans le ventilateur étant à une température relativement faible a une plus forte densité, et l'appareil étant un volume constant, la masse d'air déplacé est plus importante, il y a donc avantage pour la puissance

Ventilateur plus bas d'où une chambre à air moins couteuse, mais :

- Répartition moins bonne de l'air ;
- Risques plus grands de recirculation d'air chaud et de remous ;
- Faisceau moins protégé contre les intempéries et les brusques variation de température.

V.3.5.2.Tirage induit

Ventilateur disposé au-dessus du faisceau, aspirant l'air à travers ce faisceau. Le moteur peu être en dessous.

Meilleure distribuion de l'air, moins de remous, moins d'air chaud en circulation.

Plus grande possibilité d'installer d'autre équipements en-dessous, mais en tenant compte des règles de sécurité.

L'air aspiré étant plus chaud, la masse est moins grande que dans le cas précédent, il ya donc désavantage pour les puissances. Ce dispositif, en principe, est réservé pour le refroidissement du gaz naturel à la sortie des stations de compression.

V.4.Principaux composants des aéroréfrigérants

Le dimensionnement des aéroréfrigérants nec ssite une bonne connaissance des d ffirentes pièces formant l'aéroréfrigérant.

il est composé principalement de :

V.4.1. Baies

Les aéroréfrigérants disposent d'un ou plusieurs baies alignés en parallèle et chacun des baies contient un ou plusieurs ventilateurs, faisceaux tubulaires avec un collecteur et des tubulures d'entrées et de sorties comme le montre la figure V.5 ci-dessous.

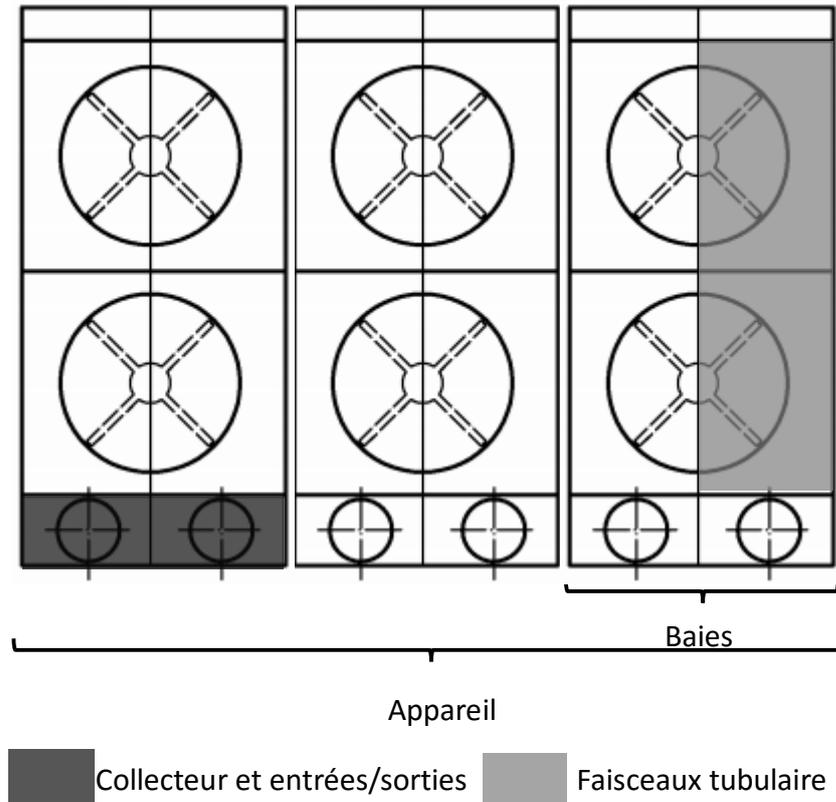
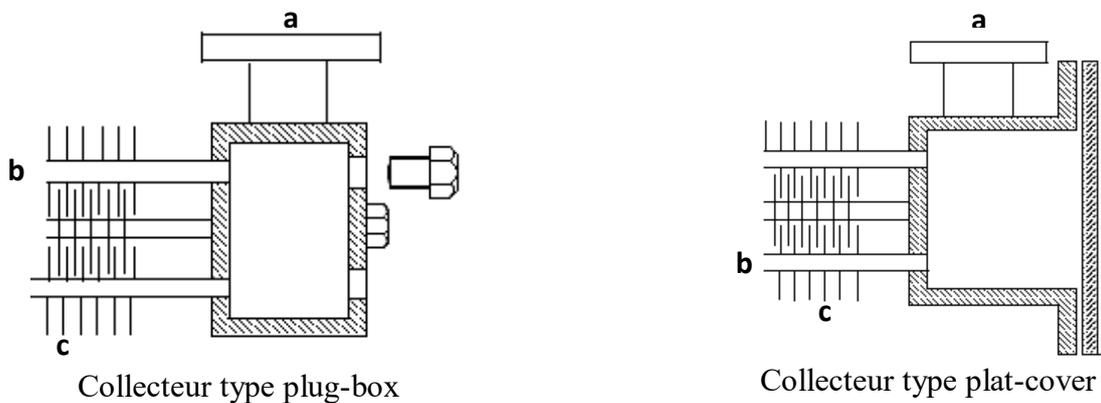


Figure V.5 : Vue de dessus d'un aéroréfrigérant.

V.4.2. Collecteurs

Ce sont des dispositifs installés à l'entrée et à la sortie de chaque aéroréfrigérant, ils assurent la distribution du fluide à l'intérieur des faisceaux tubulaires.

Les différents type des collecteurs répandus dans l'industrie sont :



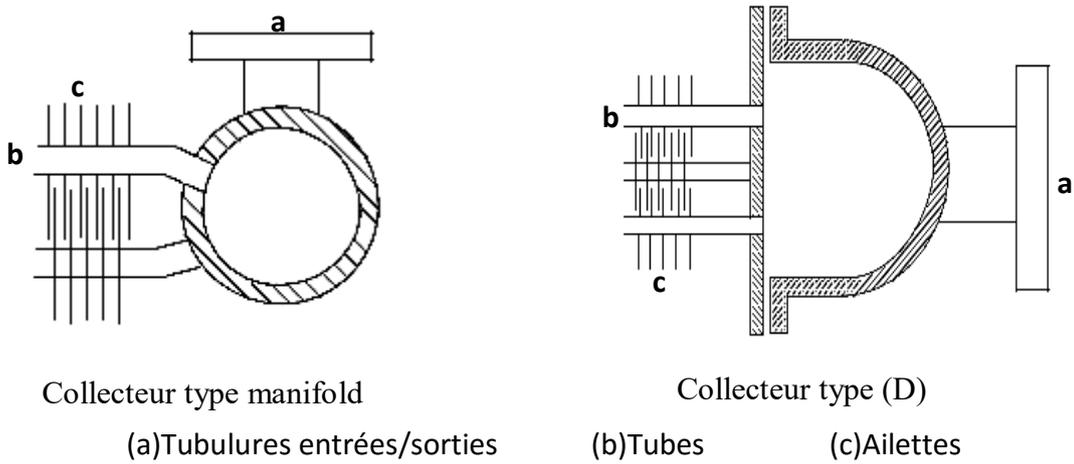


Figure V.6 : Différents types des collecteurs.

Remarque :

les types de collecteur cités en-dessous sont à un seul pass.

V.4.3.Tubes et ailettes

Le fluide à l'intérieur de l'aéroréfrigérants est distribué sur l'ensemble des tubes installés entre l'entrée et la sortie de l'appareil, ces tubes sont associés avec des ailettes a fin d'augmenter la surface échange.

Les ailette sont généralement en Aluminium et en déffirents types (figure V.7) :

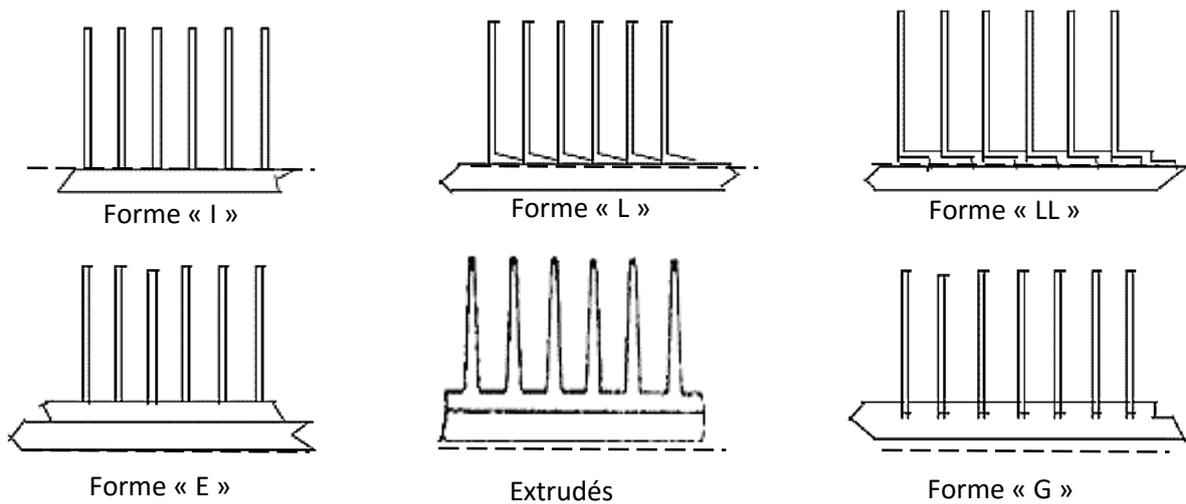


Figure V.7 : Déffirents types des ailettes des aéroréfrigérants.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

- Le tube le plus utilisé est le tube de 1'' O.D (25.4 mm).
- La hauteur des ailettes est de $\frac{5''}{8}$ et $\frac{5''}{8}$; varie de 200 à 400 par mètre.
- La longueur des tubes : 8, 10, 12, 15, 20, 24 ft. Elle peut arrivé jusqu'à 30 ft en raffinerie du pétrole.

V.4.4.Faisceaux tubulaires

L'ensemble des tubes et ailettes situés à l'intérieur de l'aéroréfrigérant sont appelés faisceaux tubulaires. Ils peuvent être arrangés comme suit :

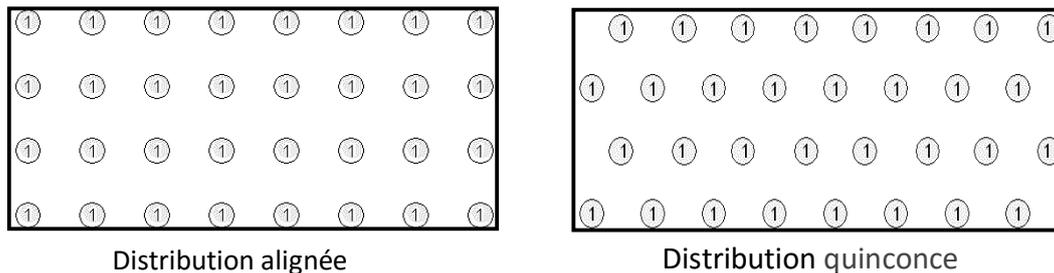


Figure V.8 : Distribution des tubes dans un faisceau.

- Les faisceaux comportent de 3 à 30 rangées de tubes (les faisceaux standards sont de 8 rangées de tubes).
- Les tubes sont, soit alignée soit en quinconce avec un pas de 2'' à (1/2)''.
 - Vitesse de l'air à travers le faisceau (la vitesse faciale) est de 1.50 à 3.50 m/s.

V.4.5.Ventilateurs et moteurs

Ventilateurs : sont à courant axial, à grand débit et à faible pression, ils ont 4 ou 6 pales, leurs diamètres et égale ou légèrement inférieur à la largeur du faisceau.

- Dans les stations de compression, généralement, il y a trois ventilateurs par baie.
- Vitesse maximale en bout de pale est inférieur à 50 m/s, mais se limite si possible à 40 m/s à cause du bruit.
- Diamètre des ventilateurs < 5m.

Pales :

- En alliages légers, quelquefois en aciers (au C ou inox) ou en monel.
- En résines polyesters armées en fibres de verre.
- Seront réglables au moins à l'arrêt.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

Moteurs : peuvent être électriques ou turbines à vapeur, mais l'utilisation des moteurs hydrauliques, des moteurs à gaz ou à essence ou autres est possible.

- Liaison moteur-ventilateur :
 - Par attaque directe pour petits diamètre ($D < 1.52\text{m}$) ;
 - Par réducteurs à engrenages : cas des turbines à vapeur et des moteurs de puissance supérieur à 31 chevaux ;
 - Par courroies trapézoïdales (2 au moins) pour une puissance de moteur inférieur à 31 chevaux.
- Fixation des groupes :
 - Au sol : sur massifs béton ou sur trépieds métalliques ;
 - Dans les structures : par suspension à ces structures ;
 - Sur l'anneau de ventilateur dans le cas du tirage induit si la température dégagée est inférieure à 70° .

V.5.Modèles de calcul

Equations de transfert de chaleur

Chaleur dissipée par le gaz chaud	$q_g = \dot{m}_g C_{pg} (T_1 - T_2)$	(V-1)
--------------------------------------	--------------------------------------	-------

Chaleur absorbée par l'air	$q_a = \dot{m}_a C_{pa} N_v (t_2 - t_1)$	(V-2)
----------------------------	--	-------

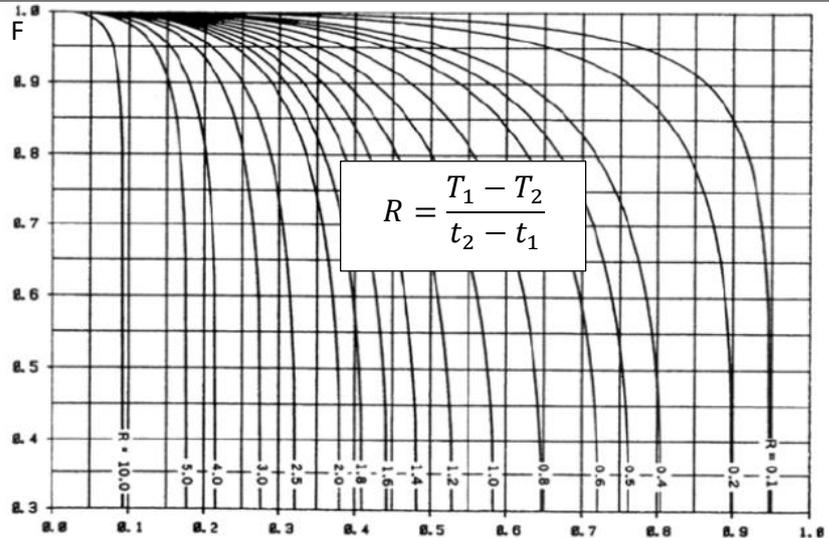
L'équation de calcul de base des échangeurs de chaleur	$q = U . A . F . LMTD$	(V-3)
---	------------------------	-------

La chaleur dissipée par le gaz, la chaleur absorbée par l'air et la chaleur transférée du gaz à l'air sont égales :	$q = q_g = q_a$	(V-4)
	$q = \dot{m}_g C_{pg} (T_1 - T_2) = \dot{m}_a C_{pa} N_v (t_2 - t_1) = U . A . F . LMTD$	

La valeur de la différence de température moyenne logarithmique (LTMD) est exprimée par la formule :

$$LTMD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (\text{V-5})$$

Le facteur de correction de la température « F » peut être défini depuis la figure V.9.



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Figure V.9 : Facteur de correction pour un faisceau à un pass.

Pour trouver la valeur du coefficient de transfert de chaleur global U, la formule suivante peut être utilisée :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{air}} + r_f + r_m + \frac{1}{h_{gaz}}} \quad (\text{V-6})$$

Remarque:

- La valeur r_f et r_m , où le facteur de l'encrassement est une constante obtenue depuis la liste des tables des gaz utilisée dans les opérations de refroidissement.
- Dans notre étude le facteur d'encrassement coté tube est pris à : 0.00023 (m²K/W), quant à r_m est calculé depuis la formule (V-8).

Dans l'équation précédente

la valeur de $\frac{1}{h_{gaz}}$ est :

$$\frac{1}{h_{gaz}} = \frac{A_0}{A_i h_i} = \frac{r_0}{r_i h_i} = \frac{d_0}{d_i h_i} \quad (\text{V-7})$$

la résistance du métal r_m

$$r_m = \frac{A_0 \ln \frac{r_0}{r_i}}{2\pi KL} = \frac{r_0}{K} \ln \frac{r_0}{r_i} \quad (\text{V-8})$$

K: la conductivité thermique du métal [W/m².K]

Une fois la quantité de chaleur entre l'air et le gaz chaud est déterminé il reste maintenant à calculer la surface d'échange autrement dit la surface des tubes à utiliser

$$q = U . A . F . LMTD$$

D'où :

$$A = \frac{q}{U . F . LMTD} \quad (\text{V-9})$$

Caracteristiques des ventilateurs

Le débit massique d'air traversé par un seul ventilateur

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ad} \frac{N}{N_d} \frac{t_{1d}}{t_1} \quad (\text{V-10})$$

l'indice «d» signifie « les conditons de dimensionnement ».

La puissance du moteur par ventilateur est calculée comme suit :

$$HP = HP_d \left(\frac{N}{N_d} \right)^3 \frac{t_{1d}}{t_1} \quad (\text{V-11})$$

Caracteristiques des faisceaux et des tubes

Les tubes, à l'intérieur des faisceaux sont alignés l'un sur l'autre formant une hauteur qui est déterminée par la figure :

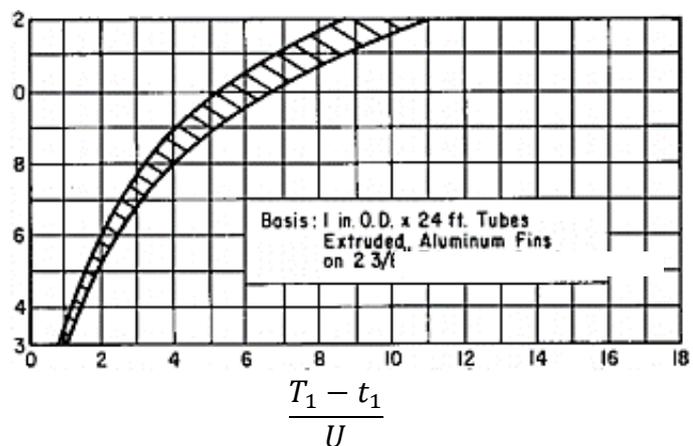


Figure V.10 : Hauteur de l'ensemble des tubes du faisceau (étage).

Une fois la hauteur du faisceau est déterminée, on peut déterminer la vitesse faciale à l'aide du tableau.

Depth, tube rows	4	6	8	10	12
Typical standard FV, ft/min	595	540	490	445	405
Ft ² surface/ft ² face area	5.04	7.60	10.08	12.64	15.20
Weight lb/ft ² face area	75	88	115	131	147

Used by permission: Smith, E. C. *Chemical Engineering*, V. 65, p. 145, ©1958. McGraw-Hill, Inc. All rights reserved.

Tableau V.1 : Vitesse faciale en fonction de la hauteur du faisceau

Collecteur et ailettes

‘General Electric Oil and Gas’ est une entreprise spécialisée dans la conception des équipements pétroliers et gaziers. Selon cette entreprise, Le choix des équipements à installer dans l'appareil varie selon l'application de l'aéroréfrigérant dans l'industrie.

Donc du tableau V.12, dans le cas des gazoducs, le collecteur est de type « plug box » et les ailettes sont de type « extrudé ».

	Header configuration			Finning type	
	Pipe & bend	Plug box	Cover plate	Extruded/Embedded	L-footed
Gas re-injection	•			•	
Liquefied natural gas		•		•	
Gas pipelines & storage	•	•		•	•
Gas-to-liquids		•		•	
Refineries & petrochemicals		•	•	•	•
Machinery lube oil cooling		•	•	•	•

Tableau V.2 : Choix des composants en fonction de l'application de l'aéroréfrigérant dans l'industrie selon General electric Oil & gas.

Chute de pression dans un aéroréfrigérant

La chute de pression dans l'aéroréfrigérant peut être exprimée par

$$\Delta P = \Delta P_d \left(\frac{N_{baie\ d}}{N_{baie}} \right)^2 \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{gd}} \right)^2 \left(\frac{P_{1d}}{P_1} \right)^2 \left(\frac{T_1 + T_2}{T_{1d} + T_{2d}} \right)^2 \quad (V-12)$$

l'indice « d » signifie les conditions de dimensionnement

Tableau V.3 : Modèles de calcul des aéroréfrigérants.

V.6.Présentation du logiciel ‘Aspen Exchanger Design & rating programs’

‘Exchanger Design and rating user interface’ est un logiciel comprenant un certain nombre de programmes pour la conception thermique, conception mécanique, l'estimation des coûts ainsi le dimensionnement des différents échangeurs de chaleur et récipients sous pression.

La facilité dans son utilisation et la fiabilité de ses résultats lui a permis d’avoir une réputation au sein de plusieurs entreprises gazières et pétrolières, notamment, TRC d’Alger, département EDV qui font la plupart de leurs études sur l’ensemble de programmes Aspen. L’utilisation de ce programme réduit considérablement le temps de calcul.

Aspen Shell & Tube Exchanger	Dimensionnement des échangeurs tubulaires
Aspen Air Cooled Exchanger	<u>Dimensionnement des aéroréfrigérants</u>
Aspen Plate Fin Exchanger	conception des échangeurs à plaques aux ailettes
Aspen Fired Heater	Conception thermique des réchauffeurs
Aspen Plate Exchanger	Dimensionnement des échangeurs à plaques

Tableau V.4 : Les principaux programmes du logiciel ‘Aspen Exchanger Design and Rating’.

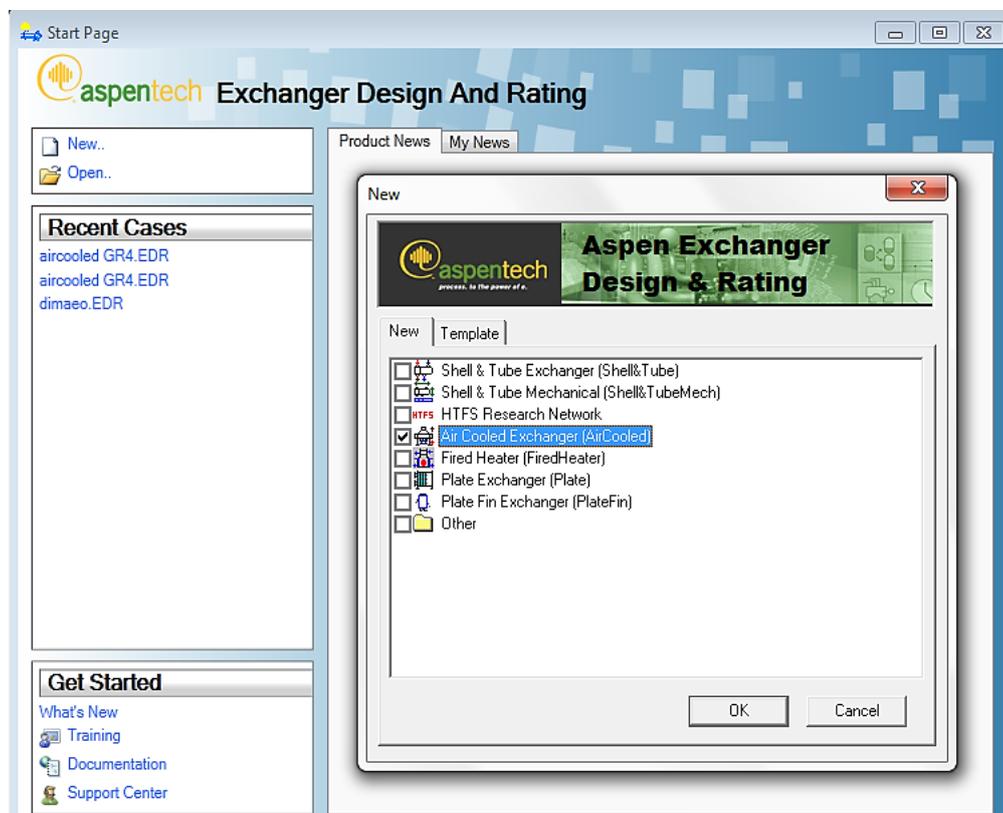


Figure V.11 : Schéma récapitulatif du lancement du programme.

V.6.1.Principe de fonctionnement du programme ‘Air Cooled Exchanger’

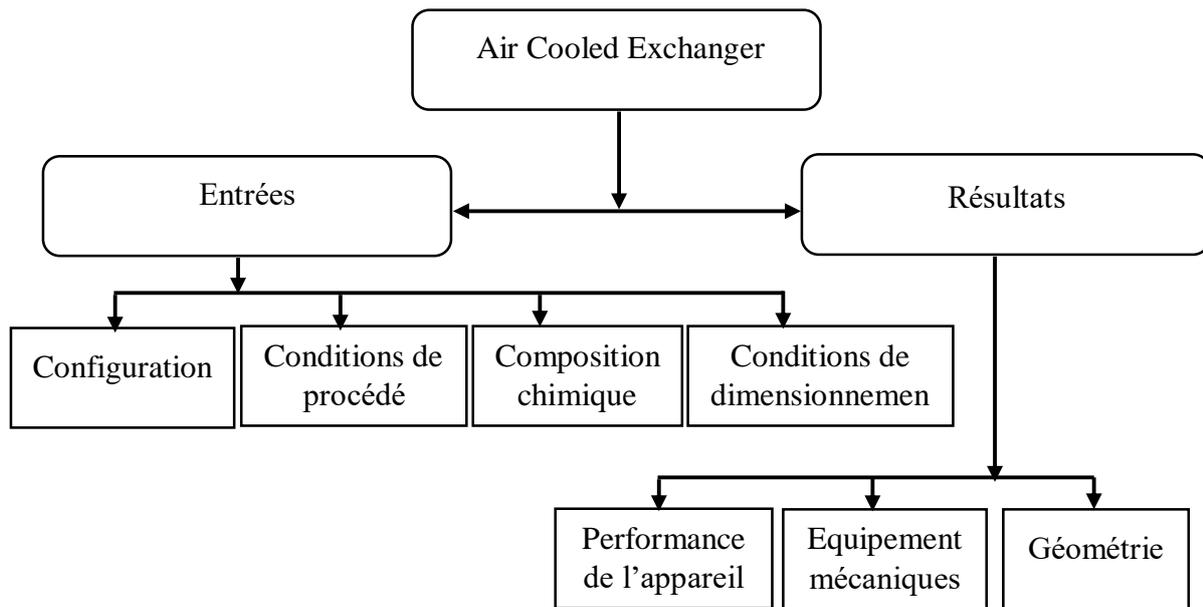


Figure V.12 : Principe de fonctionnement du programme de conception pour les aéroréfrigérants.

V.7.Les entrées

V.7.1.Configuration de l'appareil

Type de ventilateur	induit
N° de ventilateur par baies	3
Diamètre des tubes [mm]	25.6
Type des ailettes	extrudés
Diamètre ailettes [mm]	57.15
Matériau des tubes	Acier au carbone
Matériau des ailettes	Aluminium
Type collecteur	Plug-Box
Tubulures E/S par collecteur	2

Tableau V.5 : Configurations géométriques de l'appareil.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

V.7.2. Conditions du procédé

La pression d'entrée aéroréfrigérant est prise égale à la pression de refoulement du compresseur qui est désignée par le cahier de charge du projet GR4, elle est de 72.5 bar.

La température d'aspiration des aéroréfrigérants est prise égale à la température de des compresseur, elle est égale à 70.83°C.

	Gaz naturel		Air sec	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Débit global [kg/s]	734.222		inconnue	
Température [°C]	74	60 (attendu)	45	inconnue
Pression [bar]	72.5	71 (attendu)	inconnue	inconnue
DP [bar]	1.5 (attendu)		inconnue	inconnue

Tableau V.6 : Conditions du procédé.

V.7.3. Conditions du dimensionnement

Température ambiante minimale de calcul [°C]	25
Température ambiante maximale de calcul [°C]	85
Pression maximale de dimensionnement [bar]	80

Tableau V.7 : Conditions du dimensionnement.

V.8.Algorithme de calcul

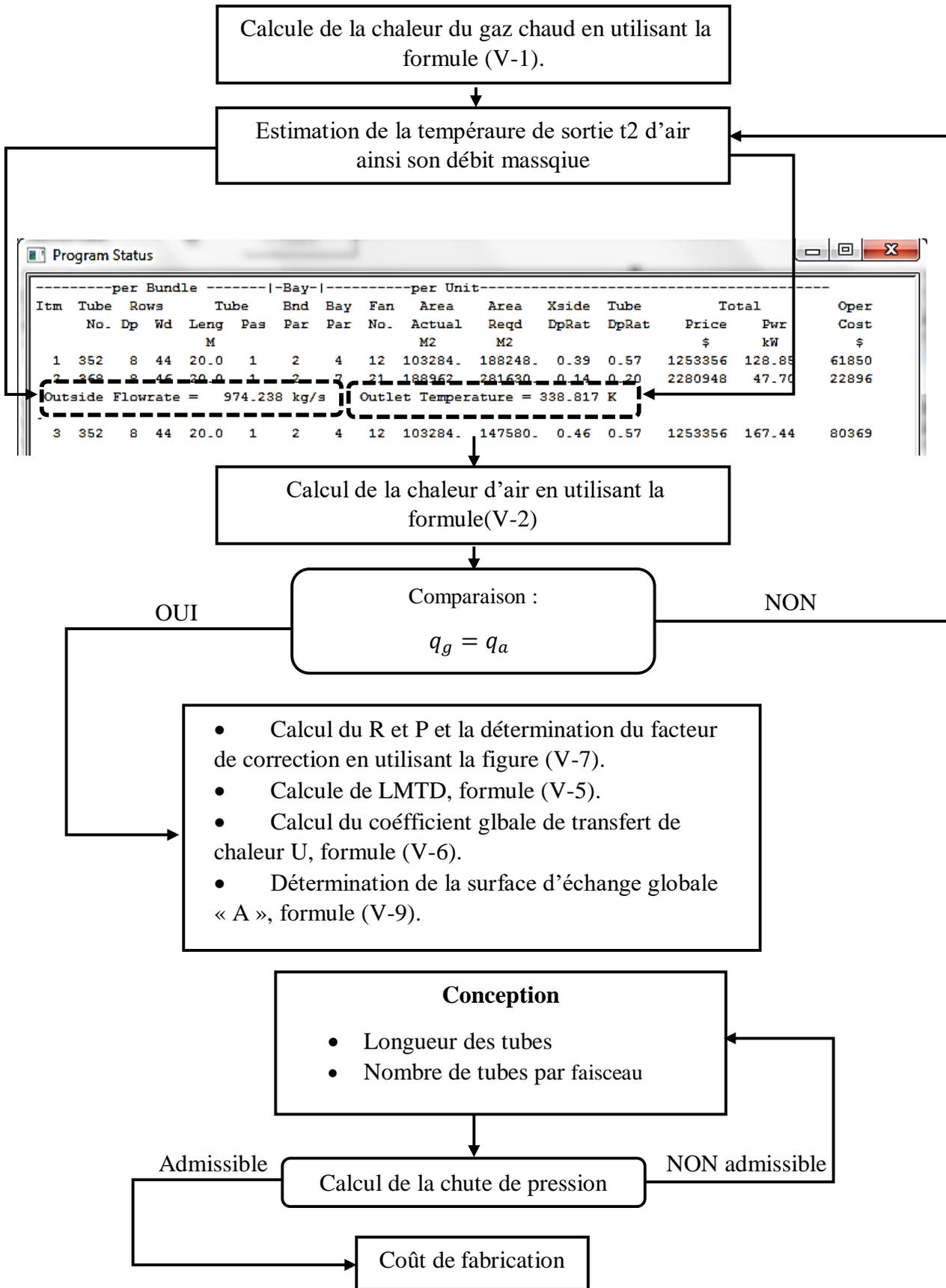


Figure V.13 : Algorithme de caclul des aëroréfrigérants.

V.9.Résultats et discussion

IV.9.1. Dimensions des différents constituants de l'aéroréfrigérant

Performance de l'appareil	
Dimension : 21.905 X 22.328 m	Type : induit Baies/Appareil : 04 Ventilateurs/Baies : 03
Faisceaux/baies : 02	Rangées tubes : 08

Informations du procédé finales:

	Gaz naturel		Air sec	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Débit [kg/s]	734.222		1836.888	
Température [°C]	70.83	60	45	57.62
Pression [bar]	72.5	71.708	0.924	0.924
DP bar [Adm/cal]	1.5/0.7		Négligeable	

Paramètres du transfert de chaleur :

Chaleur totale échangée [Kw] :20292.3

F.LMTD [°C] : 13

Coefficient de convection coté tube h_{gaz} [W/(m².K)] :652.2

Coefficient de convection coté air h_{air} [W/(m².K)] : 2253.2

Tubes	propre	sale
Surface d'échange globale [m²]	3131.6	3490.4
Coefficient de transfert de chaleur global U [W/ (m².K)]	498.3	447.1

Equipements mécaniques				
Tubes et ailettes		Collecteur et tubulure E/S		Ventilateur
Tube :		Collecteur :		Type : induit
Diam [mm] :	25.4	Type :	plug- box	Ventil/appareil : 12
Eps [mm] :	1.65	Hauteur [mm)] :	533.4	Ventil/baies : 3
N°/faisceaux :	352	Passes :	01	Diam [m] : 4.246
Longueur [m] :	18.50	Tubulure E/S:		Puissance hiver [kw] : 0
Longueur eff [m] :	18.06	N° tubulure E/S:	02	Puissance été [Kw] : 42.468
Orientation :	horizontal	Diam int [mm]:	317.5	Moteur efficacité [%] : 90
Ailettes :		Diam ext [mm]:	355.6	Vitesse faciale [m/s] : 3.48

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

Diam [mm]:	57.15	Diam bride [mm]:	440.6	Vitesse [TPM] :	227
Eps (mm):	0.28	Eps bride (mm):	25	Bruit à 0.3m du vent (Bd) :	82
N°/m :	433				
faisceaux			Estimation des coûts		
Largeur [m] :	2.640	Le programme permet également d'estimer le cout de fabrication			
hauteur [m] :	0.48	ainsi le coût pour chaque opération d'un durée fixée de 8000			
N°/baies :	02	heures :			
N° tubes en support :	14	• Coût total des équipements (€)		1 010 207	
		• Coût d'opération(€) :	0.05€ kw-h	200 911	
		• Coût total :		1 217 118 €	

Tableau V.8 : Résultats globaux du dimensionnement des aéroréfrigérants.

Remarque :

Ces résultats sont valables seulement dans le cas où la température d'air ambiant ne dépasse pas 45°C. Dans le cas contraire, l'appareil est doté d'un système de refroidissement, il permet d'humidifier l'air afin d'abaisser sa température à une valeur inférieure ou égale à 45°C.

IV.9.2. Répartition de la température dans les tubes

Le faisceau est composé de 376 tubes, de 18.066 m de longueur et 2.82 m de largeur, formant 8 rangées de 45 tubes, comme elle le représente la figure suivante :

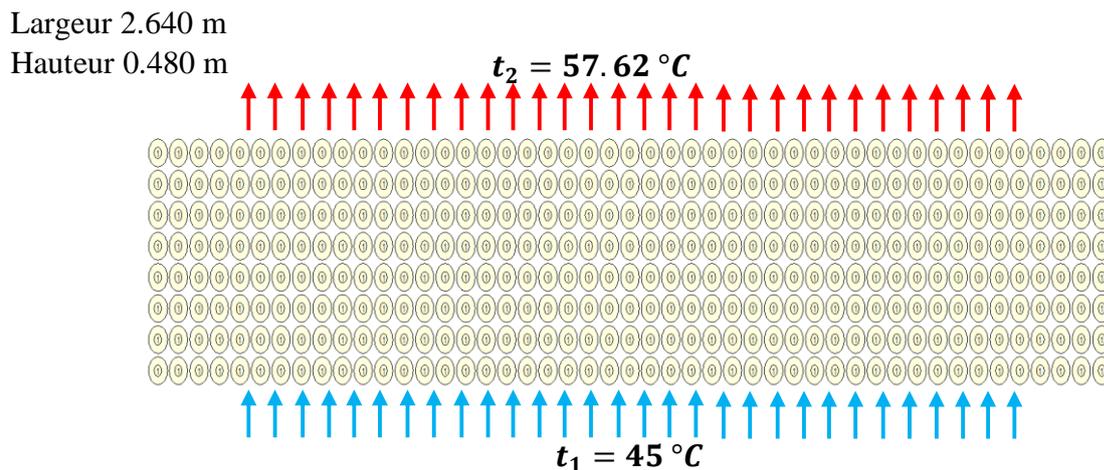


Figure V.14 : Disposition des tubes de faisceau.

Les courbes sur la figure V.15 représentent la distribution de la température de chaque rangée en fonction de la longueur des tubes.

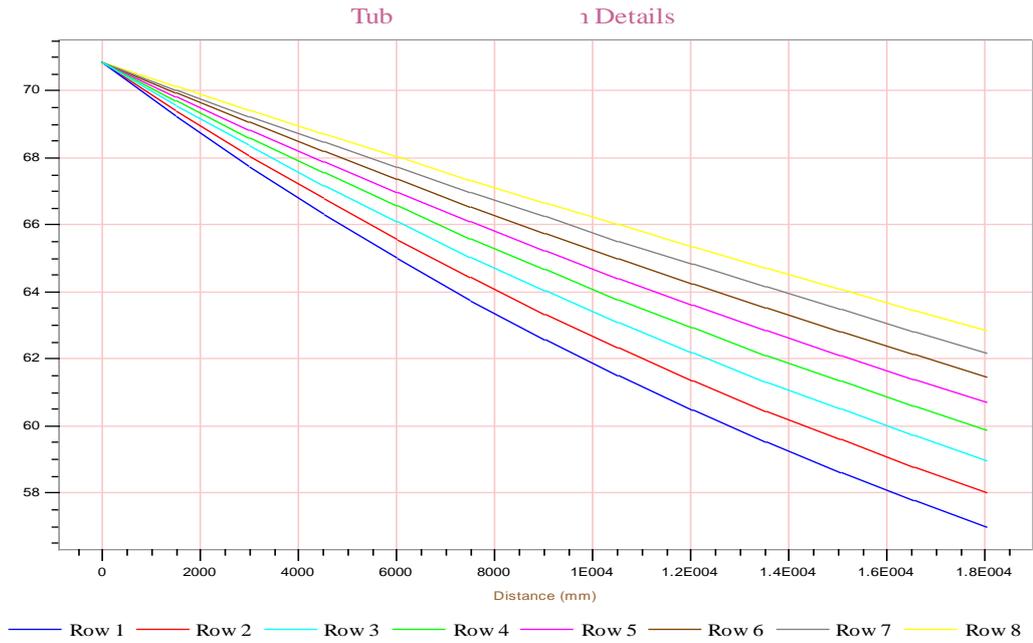


Figure V.15 : Profil de la température le long des tubes en fonction du nombre d'étage.

D'après la figure V.15, on remarque que le refroidissement du gaz d'un rang à l'autre n'est pas le même car l'air induit du bas de l'aéroréfrigérant, lors de son déplacement absorbe une quantité de chaleur qui fait que le refroidissement aux premiers rangs est meilleur qu'aux derniers rangs.

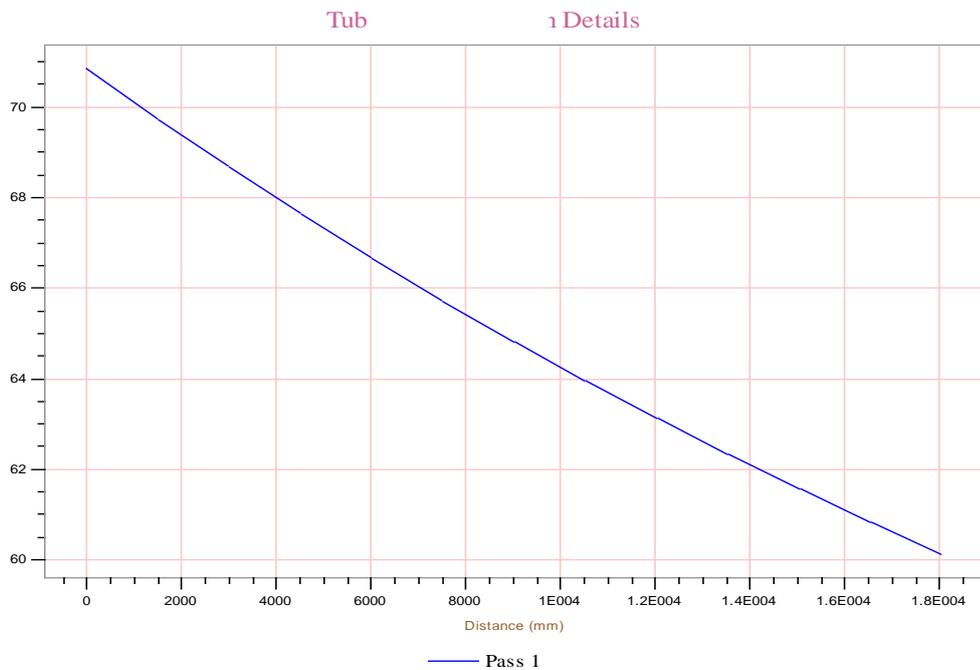


Figure V.16 : Profil de la température moyenne le long des tubes.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

La température moyenne du faisceau est représenté sur la figure V.16, on remarque clairement que la température diminue de 70.83°C à 60°C pour une distance de 18.066m.

IV.9.3. Plans globaux de l'appareil

Le programme permet également de donner un aperçu sur les différentes vues de l'appareil afin de faciliter la construction de cette dernière :

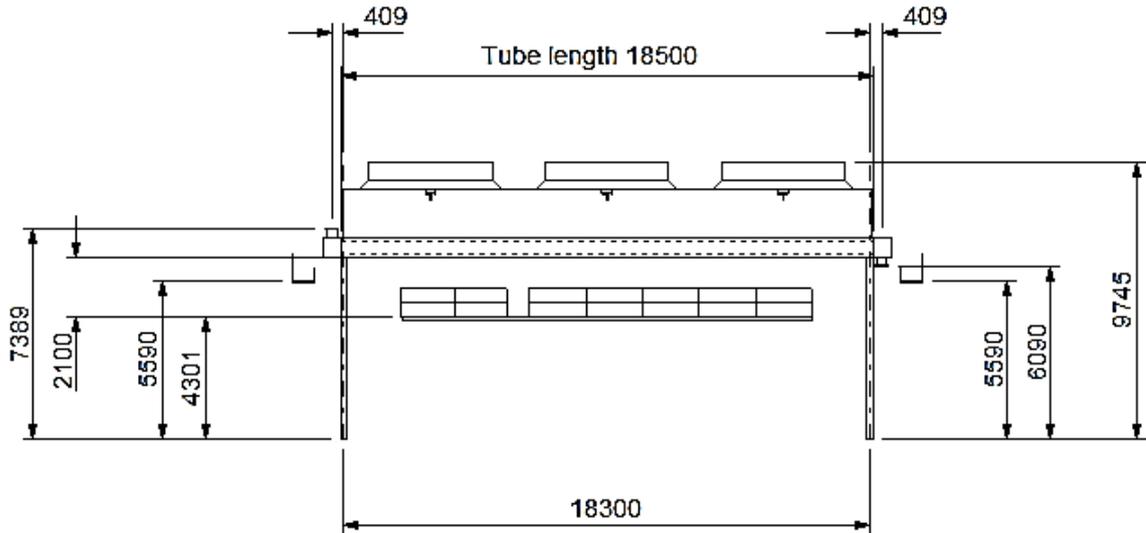


Figure V.17 : Plan de l'appareil, vue de droite.

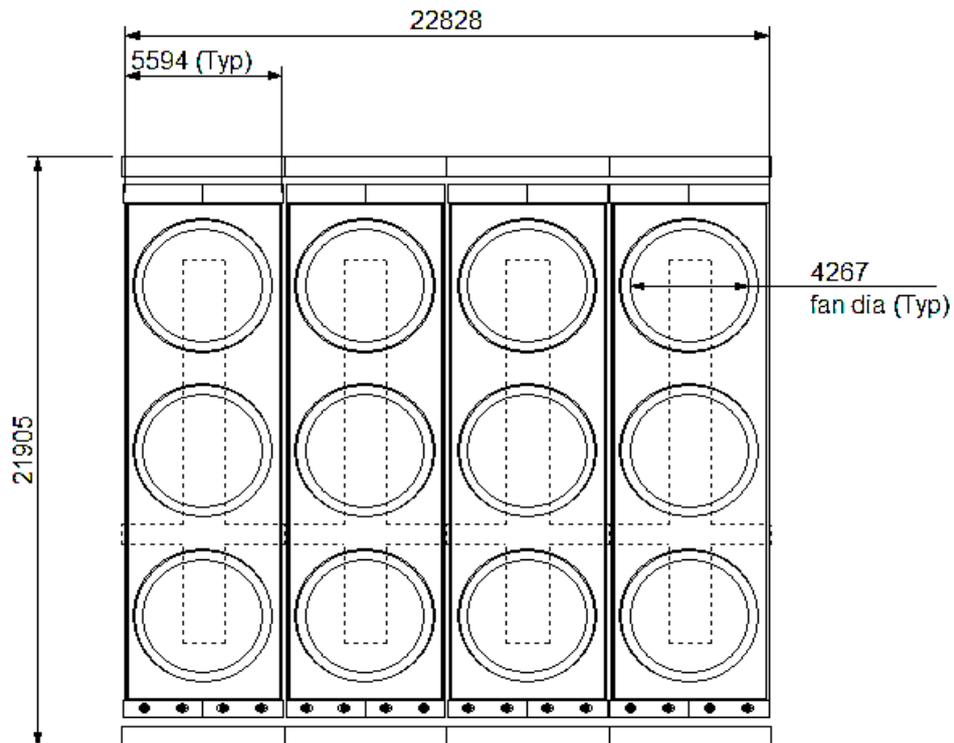


Figure V.18: Plan de l'appareil, vue de dessus.

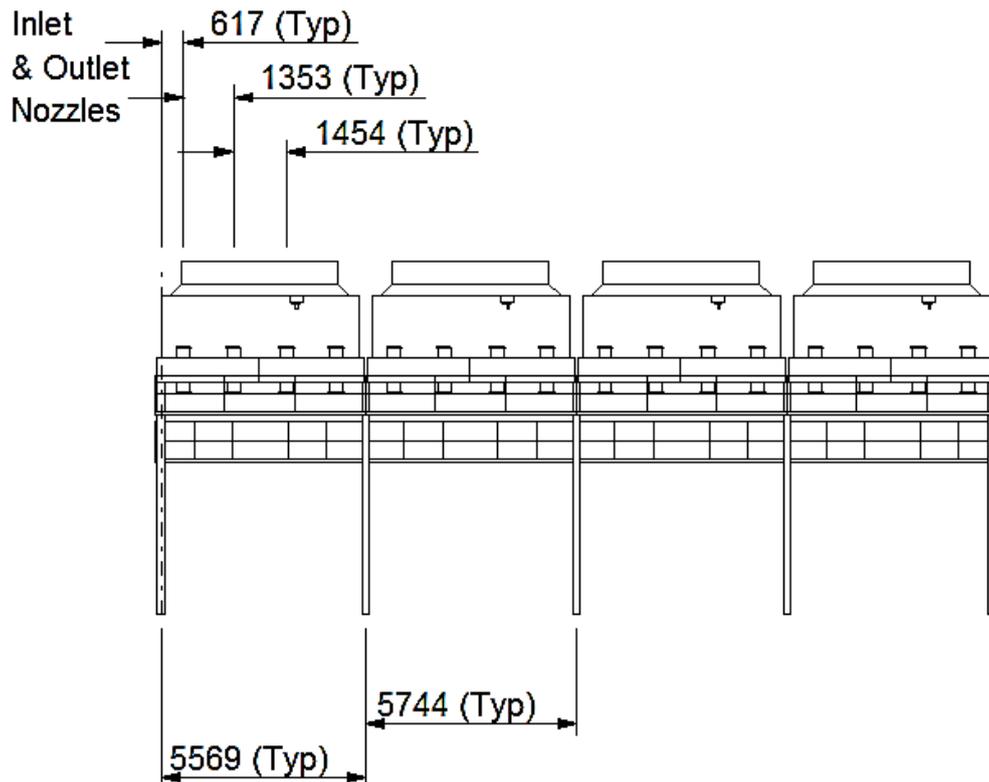


Figure V.19 : Plan de l'appareil, vue de face.

V.10.Conclusion

Le transfert de chaleur entre les deux fluides dans un aériréfrigérant est fait par les modes suivants :

- En premier lieu, par convection induite fluide-paroi (externe) caractérisée par un coefficient de convection externe h_{air} [W /m².K].
- En deuxième lieu, par conduction à travers la paroi caractérisée par une conductivité thermique K [W/m.K].
- Et finalement par convection induite fluide-paroi (interne) caractérisée par un coefficient de convection interne h_{gaz} [W/m².K].

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs tels que :

- Le calcul de débit massique d'air essentiel ainsi sa température de sortie pour que la température du gaz chaud atteigne les 60°.
- La détermination des coefficients de convection des fluides ainsi le coefficient de transfert de chaleur global.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGERANTS

- le nombre de tube essentiel à installer en fonction de la perte de charge demandée.
- L'ignorance de certains paramètres comme le débit massique d'air de dimensionnement qui rendent le dimensionnement par la méthode analytique quasi impossible.

Malgré cette difficulté de calcul on a pu dimensionner l'aéroréfrigérant par le biais d'un calcul numérique.

CONCLUSION GENERALE

L'étude présentée a porté sur le projet de dimensionnement des équipements principaux de la station de compression GR4. Dans cette étude, nous avons tenté de répondre à un certain nombre des problématiques posées.

- Le choix d'un bon filtre pour la protection des machines tournantes nécessite la détermination d'une bonne géométrie et un nombre de micro-cyclones pour répondre aux besoins d'efficacité. Ceci nous a été possible grâce au simulateur 'Fluent'. Par conséquent, on a suggéré pour la stations GR4, une configuration (4+1) filtres de 64'', contenant chacun 483 micro-cyclones de 02'' en respectant une perte de charge de 0.2 bar pour une efficacité de 100% à 8 μ m.
- L'étude hydrodynamique d'écoulement du gaz à l'intérieur du micro-cyclone, explique le phénomène de séparation des particules qui est régie fondamentalement par la force centrifuge qui influence directement sur l'intensité du vortex et par conséquent l'efficacité de séparation.
- Une installation parallèle de (3+1) compresseurs, de type PCL603 est recommandée à la station GR4 en répondant aux spécifications de fonctionnement (hiver/été) : ($Q=16766\text{m}^3/\text{h}$; $H_p=57,31 \text{ KJ/Kg}$), ($Q=17307\text{m}^3/\text{h}$; $H_p=59,10 \text{ KJ/Kg}$) de la station avec un rendement polytropique de 85.7%.
- Avant d'être expédié et à la sortie des compresseurs, le gaz chaud doit passer par une étape de refroidissement primordiale de ce fait nous avons proposé d'installer des aérorefrigérants composés chacun de 12 ventilateurs de 4.246 m de diamètre qui sont répartis sur 4 baies en parallèle, avec une surface d'échange globale des tubes de 3131.6 m², et un coefficient de transfert de chaleur globale de 498.3 W/m².K, la batterie de (21.905 X 22.328) m permet d'effectuer un transfert de chaleur global de 20292.3 kW.
- L'abaissement de la température du gaz permet à la fois de protéger le revêtement du gazoduc et de diminuer la masse volumique de celui-ci afin de répondre à la capacité nominale du pipeline.

Cette étude représente un noyau pour d'autres études futures telle que le dimensionnement des équipements des stations de compression et de pompage, la simulation de l'impact de l'érosion dans les micro-cyclones en fonction du diamètre des particules à séparées, l'étude détaillée des écoulements vortex et la trajectoire des particules dans les cyclones.

Bibliographie

- THESE DE DOCTORAT : étude de l'aérodynamique et de la filtration de particules dans un cyclone séparateur.
- THESE DE DOCTORAT : Wanpen Songkhan, A study on designed constructed of multi-cyclone for dust removal in surfboard sanding process, 2004.
- S. I. Pishbin, M. Moghiman, Optimization of Cyclone Separators Using Genetic Algorithm, (I.RE.CH.E.), Vol. 2, N. 6, November 2010.
- Rob van Benthum, Investigation towards the efficiency of a multi-cyclone dust separator in biomass combustion, Eindhoven, August 2007.
- Hesham El-batsh, A. Abd El-hamid, Mofreh H. hamed; Numerical and experimental study the flow field and particle separation thorough cyclone separator, Energy: production, distribution and conservation, Milan 2006.
- peerless, Centrifugal Separators, For high efficiency cost effective separation of liquid and solid contaminants.
- Analyse hydraulique et dimensionnement des principaux équipements du gazoduc GR5 48'' 'Reggan-Hassi R'mel' ; réalisé par T.Chikhi et A.Houari.
- Dr. M. A. MASRI, équipements d'échange thermique, partie 1, échangeurs faisceau & calandre, algerian petroleum INSTITUTE, UFR GAS – refining – Petrochemistry.
- Aspen HYSYS 2004, 2, Tutorials & application, getting started- Aspen Schel & Tube Exchnager.
- Nagaraj Tumma, Chevron Oronite Pte Ltd, Heat Exchnager Fundamentals, 22 février 2013.
- General Electric Oil & Gas company, Air Colled Heat Exchangers, Robust and realiable for all loads and applications, 2007.
- GBH-Entrprises, Ltd, Process Engineering Guid; Air Cooled Heat Exchanger Design, 2008.
- Petroleum and Naturel Gas Industries, Air-cooled Heat Exchangers for genral Refinery Service, API Standard 661, fifth edition march 2002.
- Technique de l'ingénieur 2-1990, Ventilateurs – compresseurs. BM 4 4500 – 4591.
- Perfectionnement Chefs de Quart-Dispatchers (module : compresseurs centrifuges et turbines à gaz) .Edition 1 version : 0/NG/07, naftogaz Filière Exploitation.

- NTNU_Trondheim, Luber Carlui Perez Aguilera, Norwegian University of Science and Technology, Subsea Wet Gas Compressor Dynamics.
- General Electric Oil & Gas company, Centrifugal & Axial Compressors, 2010
- Jean-Marie MÉRIGOUX, Ventilateurs. Compresseurs Notions fondamentales. Dimensionnement ,
- Gavin Towler, Ray Sinnott, Chemical engineering design; Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design, ELSEVIER 2011.
- PhD THESIS, REZA SALAMAT, GAS PATH DIAGNOSTICS FOR COMPRESSORS, May 2012.

Annexe A

Résultats de la simulation d'efficacité de séparation pour des micro-cyclones 4''(f) et 2''(c)

- Micro-cyclone 2'' (figure III.2.géométrie (c)), ayant les paramètres suivants :
 - $\Delta P = 0.2$ bar ;
 - $V_{entrée} = 13.13$ m/s ;
 - $N_c = 483$ micro-cyclones.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	24	60	5	0.71428571
5	89	3	86	0	0.96629213
8	89	0	89	0	1
10	89	0	89	0	1
15	89	0	89	0	1

Tableau A.1 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule 'débris de corrosion'.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	31	52	6	0.62650602
5	89	7	82	0	0.92134831
8	89	3	86	0	0.96629213
10	89	2	87	0	0.97752809
15	89	1	88	0	0.98876404
20	89	0	89	0	1

Tableau A.2 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule 'sable'.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	31	53	5	0.63095238
5	89	24	63	2	0.72413793
8	89	12	77	0	0.86516854
10	89	6	83	0	0.93258427
15	89	3	86	0	0.96629213
20	89	2	87	0	0.97752809
25	89	2	87	0	0.97752809
30	89	1	88	0	0.98876404
35	89	0	89	0	1

Tableau A.3 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule 'eau'.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	33	53	3	0.61627907
5	89	25	61	3	0.70930233
8	89	13	75	1	0.85227273
10	89	12	77	0	0.86516854
15	89	4	84	1	0.95454545
20	89	2	87	0	0.97752809
25	89	1	88	0	0.98876404
30	89	1	88	0	0.98876404
35	89	0	89	0	1
40	89	0	89	0	1

Tableau A.4 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule ‘condensât’.

- Micro-cyclone 4’’ (figure III.3, géométrie (f)), ayant les paramètres suivants :
 - $\Delta P = 0.2$ bar ;
 - $V_{entrée} = 13.13$ m/s ;
 - $N_c = 121$ micro-cyclones.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	32	53	4	0.62352941
5	89	10	79	0	0.88764045
8	89	5	84	0	0.94382022
10	89	1	88	0	0.98876404
15	89	0	89	0	1

Tableau A.5 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule ‘débris de corrosion’.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	34	52	3	0.60465116
5	89	17	70	2	0.8045977
8	89	15	74	0	0.83146067
10	89	9	80	0	0.8988764
15	89	5	84	0	0.94382022
20	89	2	87	0	0.97752809
25	89	1	88	0	0.98876404
30	89	0	89	0	1

Tableau A.6 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule ‘sable’.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	35	51	3	0.59302326
5	89	28	59	2	0.67816092
8	89	19	68	2	0.7816092
10	89	18	70	1	0.79545455
15	89	15	74	0	0.83146067
20	89	11	78	0	0.87640449
25	89	10	79	0	0.88764045
30	89	5	84	0	0.94382022
35	89	4	85	0	0.95505618
40	89	0	89	0	1

Tableau A.7 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule ‘eau’.

Diamètre de la particule (µm)	Nombre de Particules injectées	Nombre de Particules piégées	Nombre de particules échappées	Nombre de particules incomplètes	efficacité
1	89	36	51	2	0.5862069
5	89	32	56	1	0.63636364
8	89	20	65	4	0.76470588
10	89	17	70	2	0.8045977
15	89	12	77	0	0.86516854
20	89	14	75	0	0.84269663
25	89	11	78	0	0.87640449
30	89	11	78	0	0.87640449
35	89	6	83	0	0.93258427
40	89	4	85	0	0.95505618
45	89	3	86	0	0.96629213
50	89	2	87	0	0.97752809
55	89	2	87	0	0.97752809
60	89	0	89	0	1

Tableau A.8 : Efficacité de séparation en fonction du diamètre de la particule ‘condensât’.

Annexe B

Les étapes de la simulation CFD sous ANSYS

1^{ère} étape : Etude hydrodynamique

(1) Choisir le simulateur 'Fluent'

(2) Enregistrement du projet

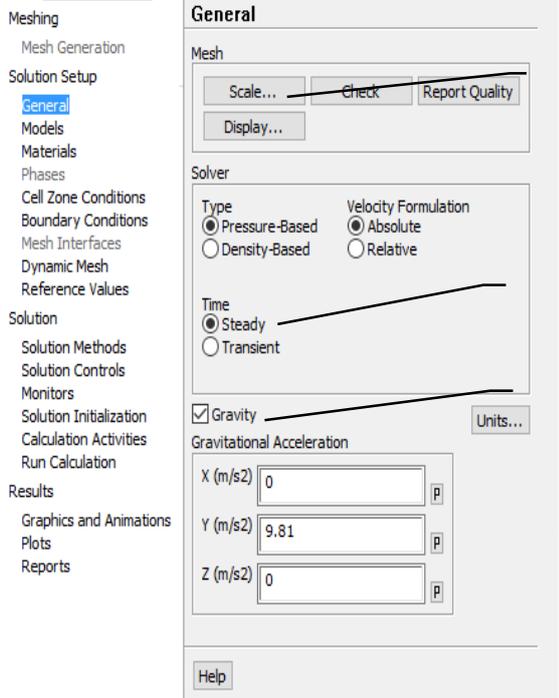
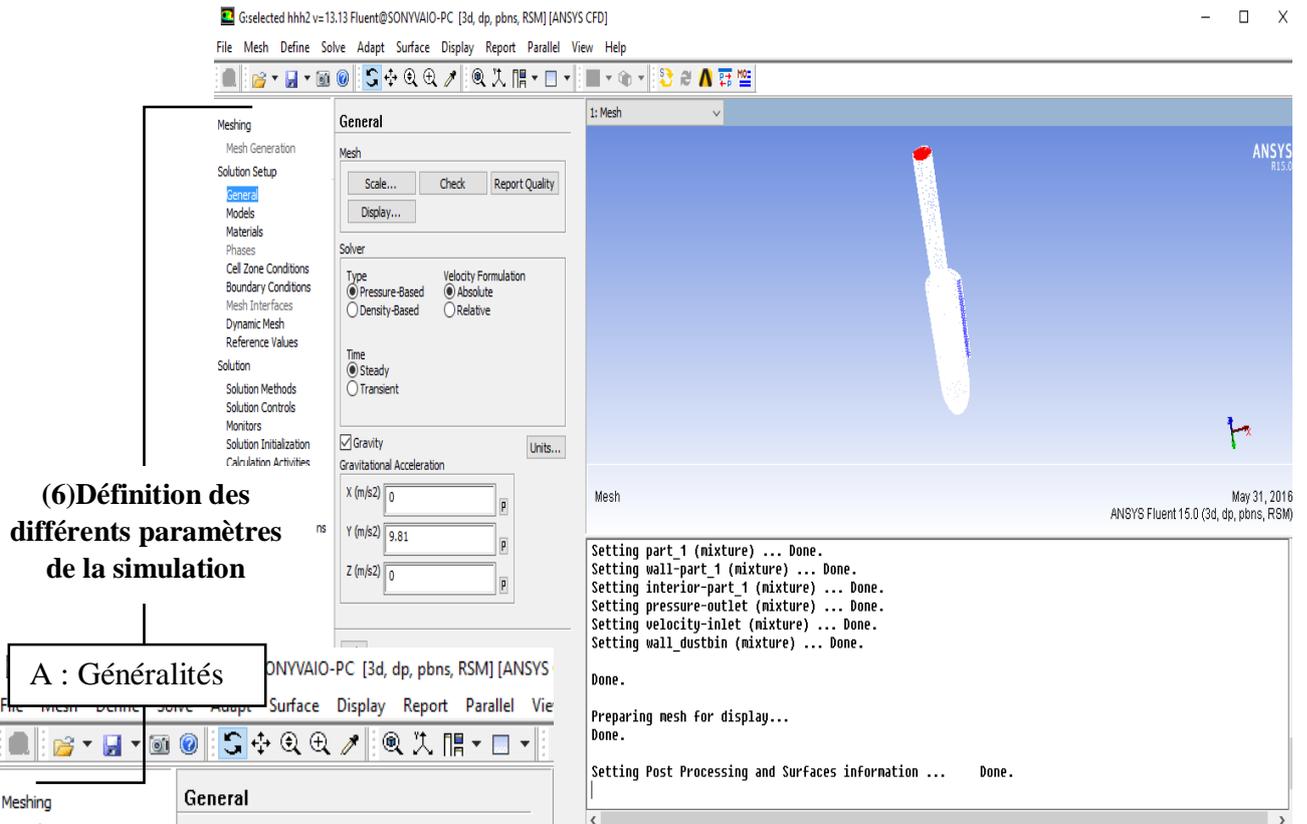
(3) Importation de la géométrie déjà dessinée par SOLIDWORKS

(4) Choix d'un maillage hexaédrique

(5) Ouverture du simulateur 'Fluent'

The image shows the ANSYS Workbench interface with the following elements:

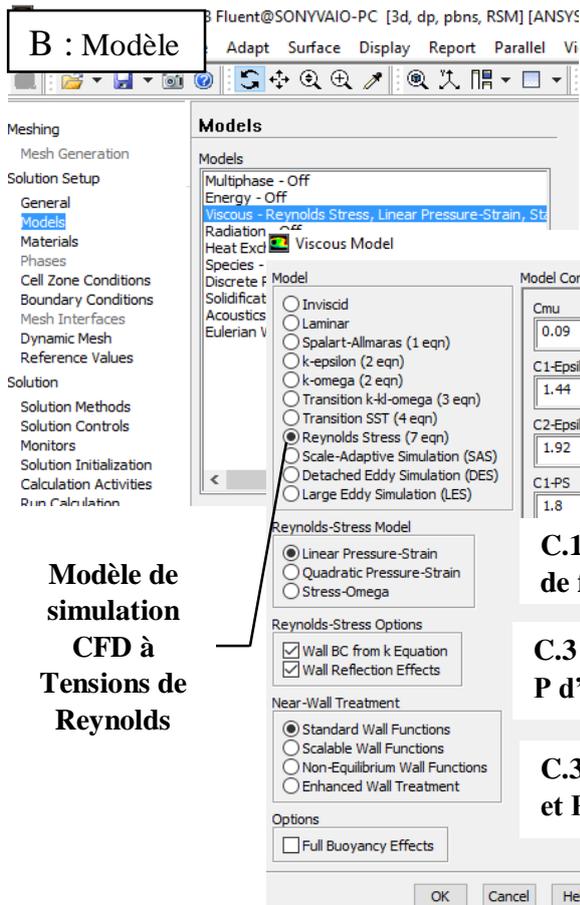
- Project Schematic:** A tree view showing the simulation setup: 1. Fluid Flow (Fluent), 2. Geometry, 3. Mesh, 4. Setup, 5. Solution, 6. Results.
- Toolbox:** A list of analysis systems, with 'Fluid Flow (Fluent)' selected.
- SOLIDWORKS CAD:** A 3D model of a cylindrical part with a hole, imported from SOLIDWORKS.
- Meshing:** A hexahedral mesh is applied to the geometry.
- Simulation Setup:** The 'Setup' step is highlighted, and the 'Edit...' context menu is open, showing options like 'Register Startup Scheme File...', 'Import FLUENT Case', 'Duplicate', 'Transfer Data To New', 'Update', 'Clear Generated Data', 'Refresh', 'Reset', 'Rename', 'Properties', 'Quick Help', and 'Add Note'.



A.1 Mettre le maillage à l'échelle

A.2 Variation du temps à stable

A.3 définition des composants de la gravité selon les axes de la géométrie

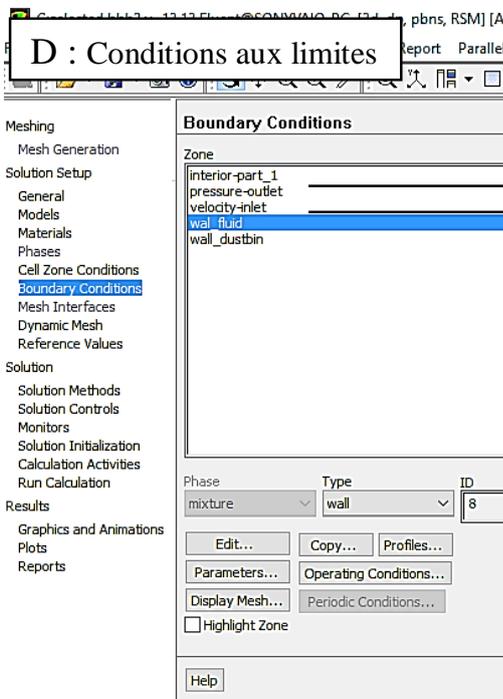
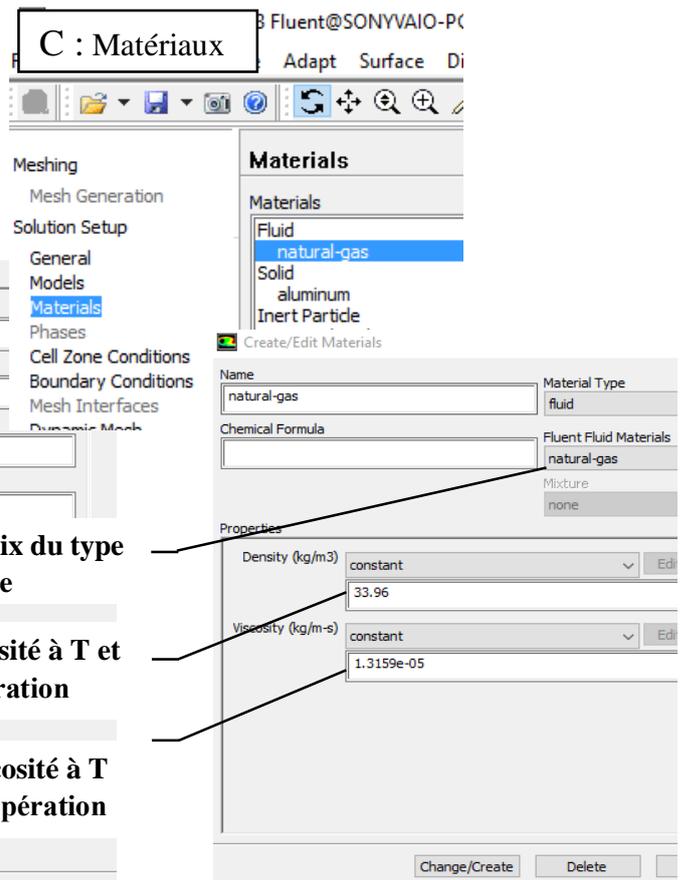


Modèle de simulation CFD à Tensions de Reynolds

C.1 Choix du type de fluide

C.3 Densité à T et P d'opération

C.3 Viscosité à T et P d'opération



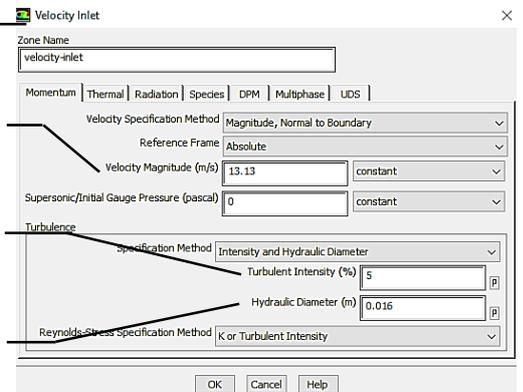
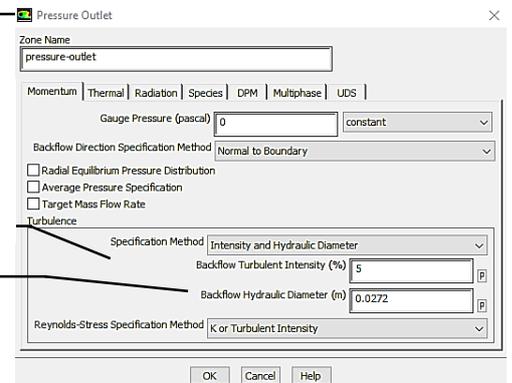
D.1 Spécification de la méthode à intensité et diamètre

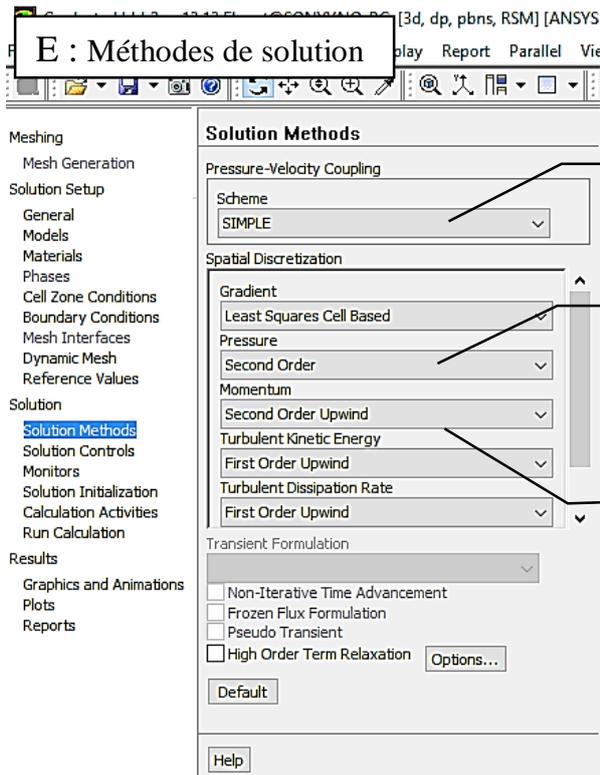
D.2 Diamètre hydraulique

D.3 Valeur de la vitesse d'entrée

D.4 Spécification de la méthode à intensité et diamètre

D.5 Diamètre hydraulique



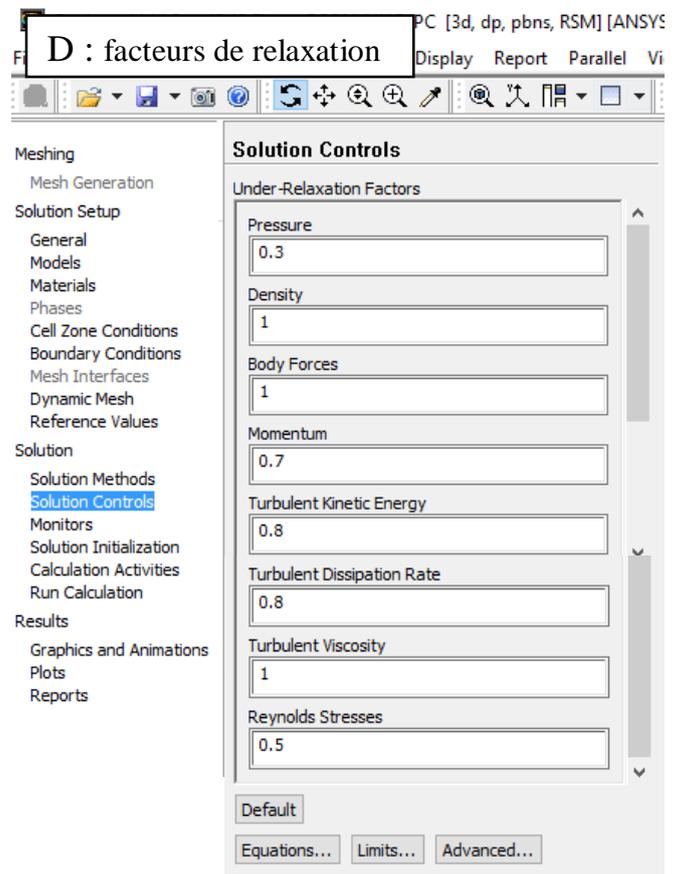


E : Méthodes de solution

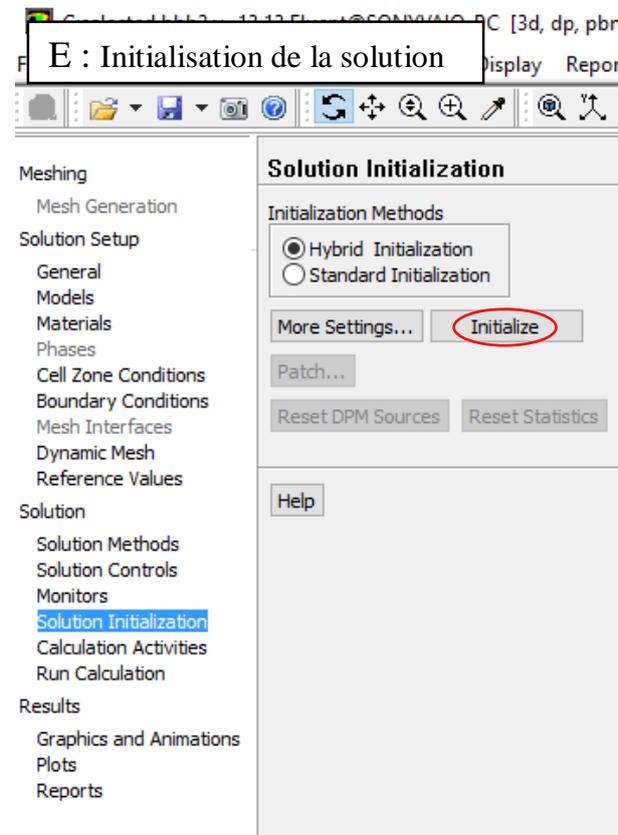
E.1 Schéma 'SIMPLE' de couplage pression-vitesse

E.2 Discrétisation de deuxième ordre de pression

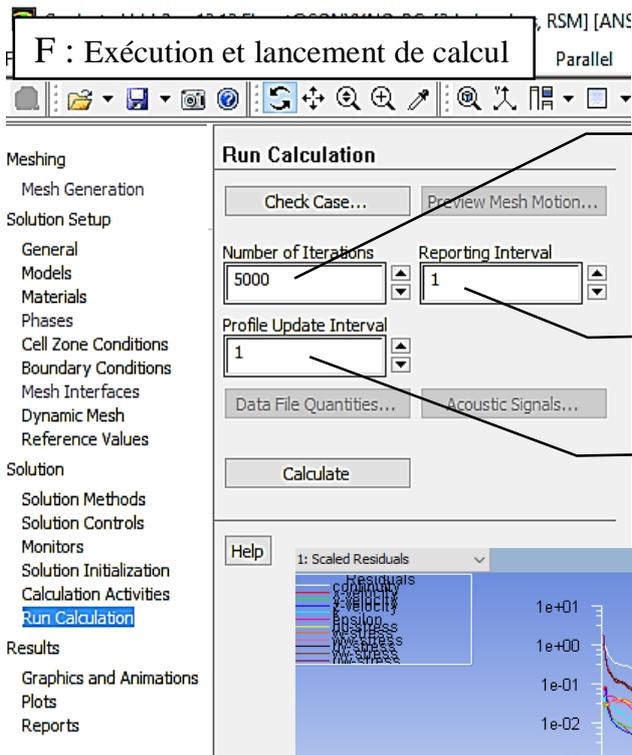
E.3 Discrétisation de deuxième ordre de la quantité de mouvement



D : facteurs de relaxation



E : Initialisation de la solution

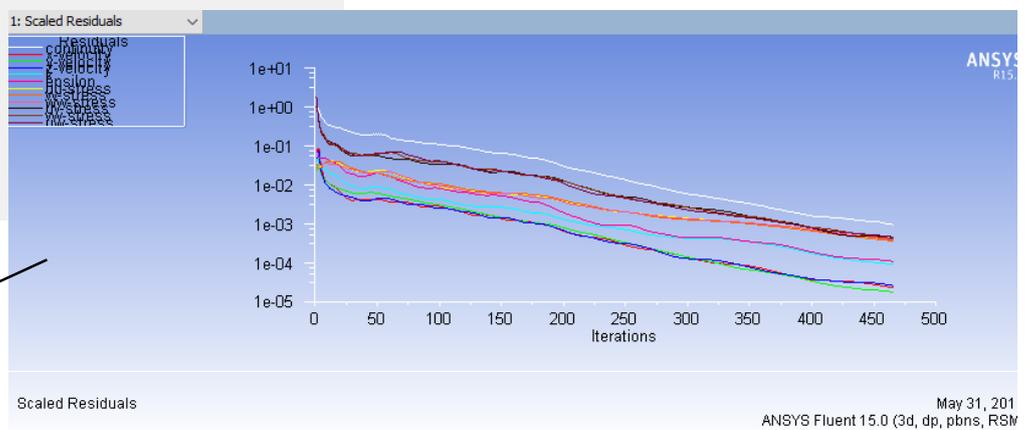


**F.1 Nombre d'itération
choisi à 5000 itérations**

**F.2 Le pas d'affichage des
résultats**

F.3 Le pas des itérations

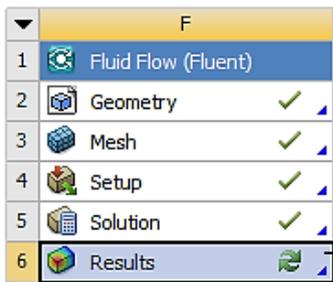
**G.1 Courbe des
résidus**



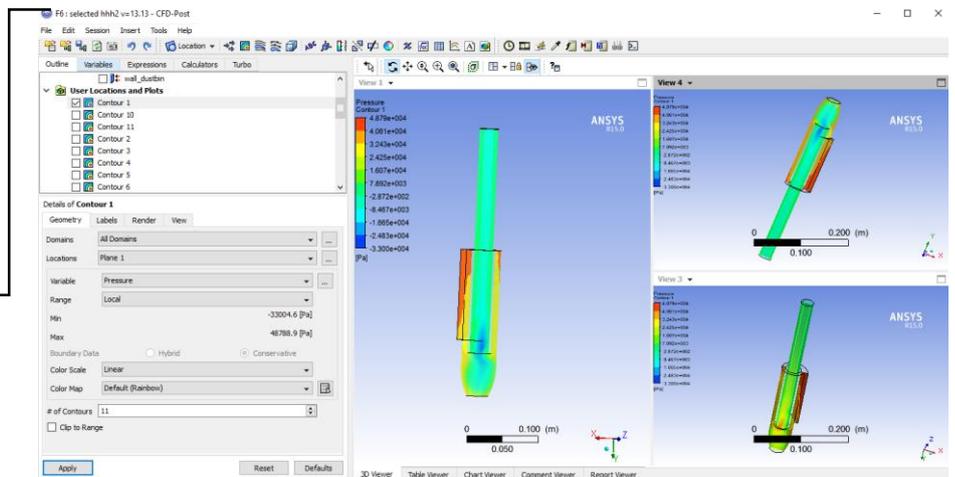
**G.2 résultats
des itérations**

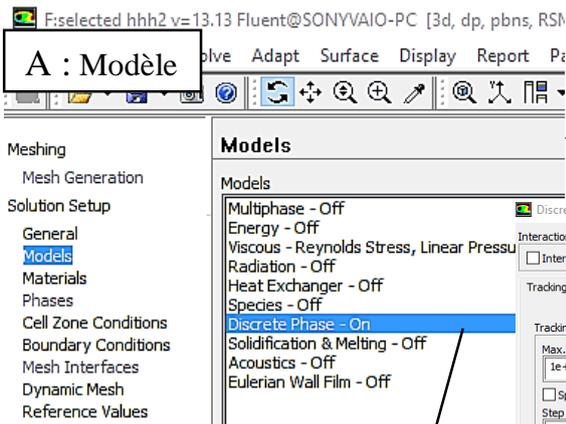
**G.3 Point de
convergence de la
solution**

455	1.1223e-03	2.7259e-05	2.0270e-05	3.0311e-05	1.0290e-04	1.2274e-04	4.3310e-04	4.0720e-04
456	1.1089e-03	2.6869e-05	2.0091e-05	3.0295e-05	1.0228e-04	1.2223e-04	4.2912e-04	4.0397e-04
457	1.0937e-03	2.6608e-05	2.0036e-05	2.9853e-05	1.0145e-04	1.2122e-04	4.2507e-04	4.0072e-04
458	1.1009e-03	2.5975e-05	1.9835e-05	2.9465e-05	1.0074e-04	1.2037e-04	4.2104e-04	3.9750e-04
459	1.0575e-03	2.6176e-05	1.9703e-05	2.9332e-05	1.0007e-04	1.1962e-04	4.1719e-04	3.9433e-04
460	1.0484e-03	2.5571e-05	1.9531e-05	2.9156e-05	9.9320e-05	1.1861e-04	4.1323e-04	3.9109e-04
461	1.0222e-03	2.5271e-05	1.9313e-05	2.9005e-05	9.8504e-05	1.1763e-04	4.0932e-04	3.8793e-04
462	1.0465e-03	2.4733e-05	1.9124e-05	2.8537e-05	9.7746e-05	1.1663e-04	4.0539e-04	3.8477e-04
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	k	epsilon	uu-stress	vv-stress
463	1.0009e-03	2.4991e-05	1.8976e-05	2.7990e-05	9.7004e-05	1.1570e-04	4.0161e-04	3.8167e-04
464	1.0169e-03	2.4358e-05	1.8775e-05	2.7621e-05	9.6219e-05	1.1463e-04	3.9779e-04	3.7853e-04
465	solution is converged							
465	9.7452e-04	2.4542e-05	1.8599e-05	2.7143e-05	9.5483e-05	1.1370e-04	3.9409e-04	3.7548e-04



**Affichage des
résultats 'contours et
plan de coupes'**





2^{ème} étape : Etude d'efficacité

A.1 Activation du modèle de la phase discrète

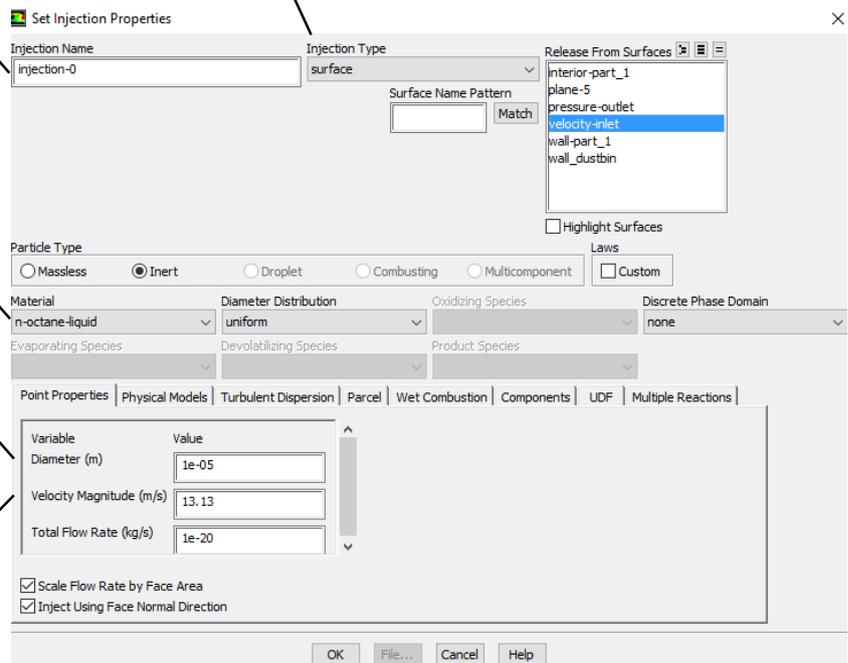
A.3 Type d'injection surfacique à partir de la tubulure d'entrée

A.2 Nom de l'injection

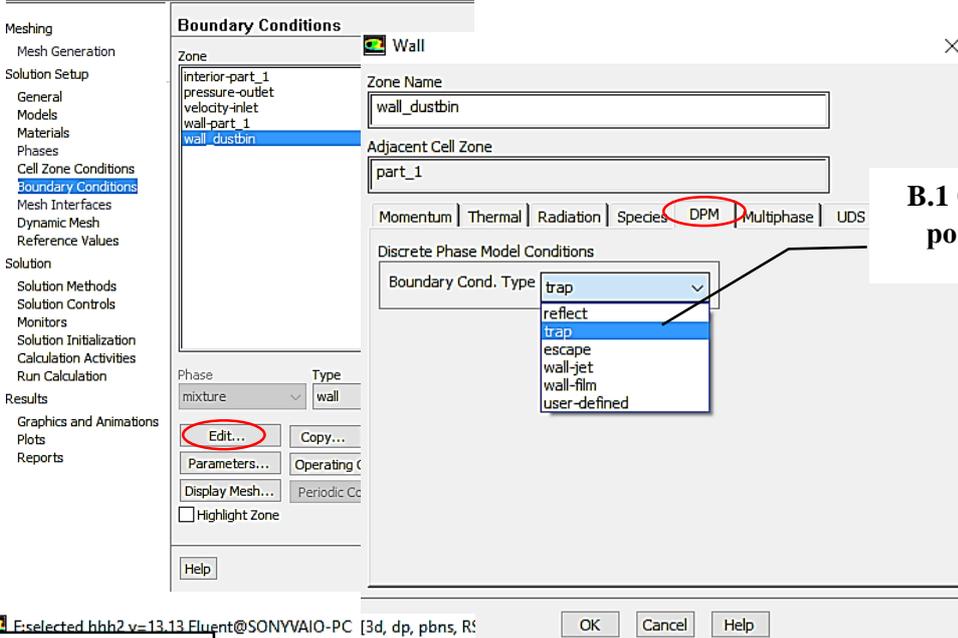
A.4 Matériel de l'injection

A.5 Diamètre des particules injectées

A.6 Vitesse des particules injectées

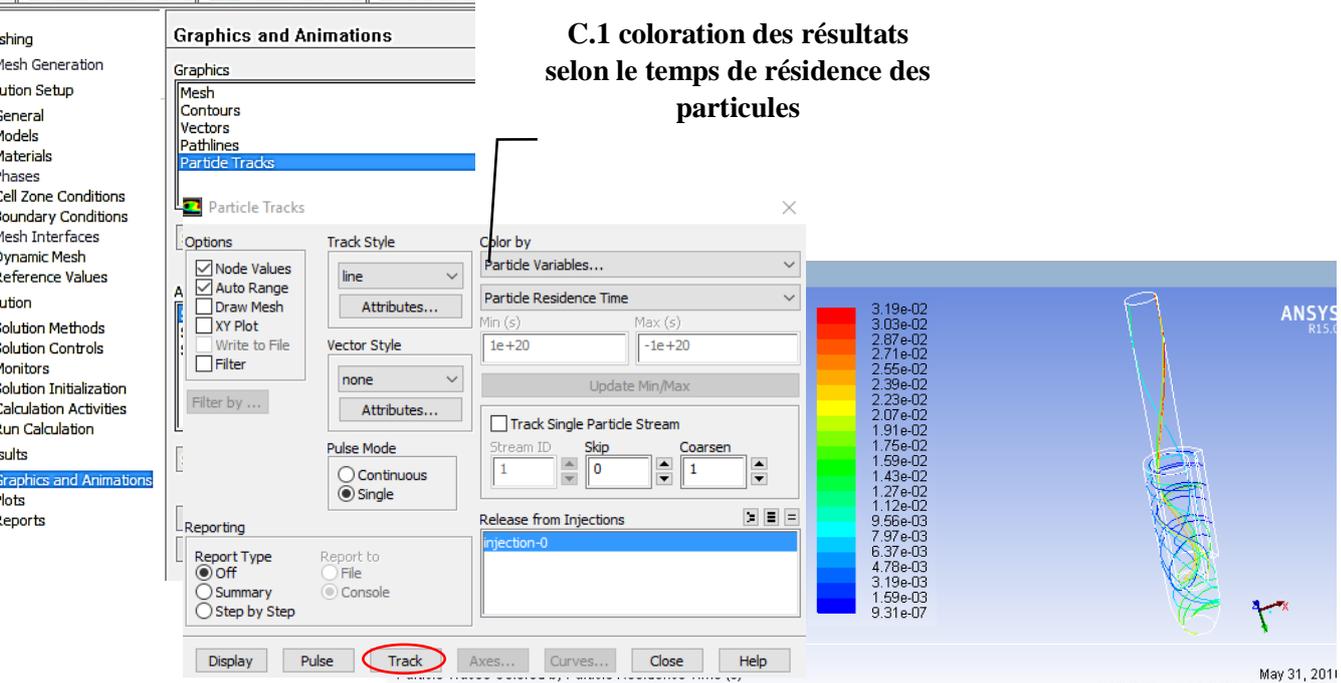


D : Conditions aux limites



B.1 Condition DPM à retenir pour l'entrée du collecteur

C : Résultats



C.1 coloration des résultats selon le temps de résidence des particules

C.2 Résultats de l'injection

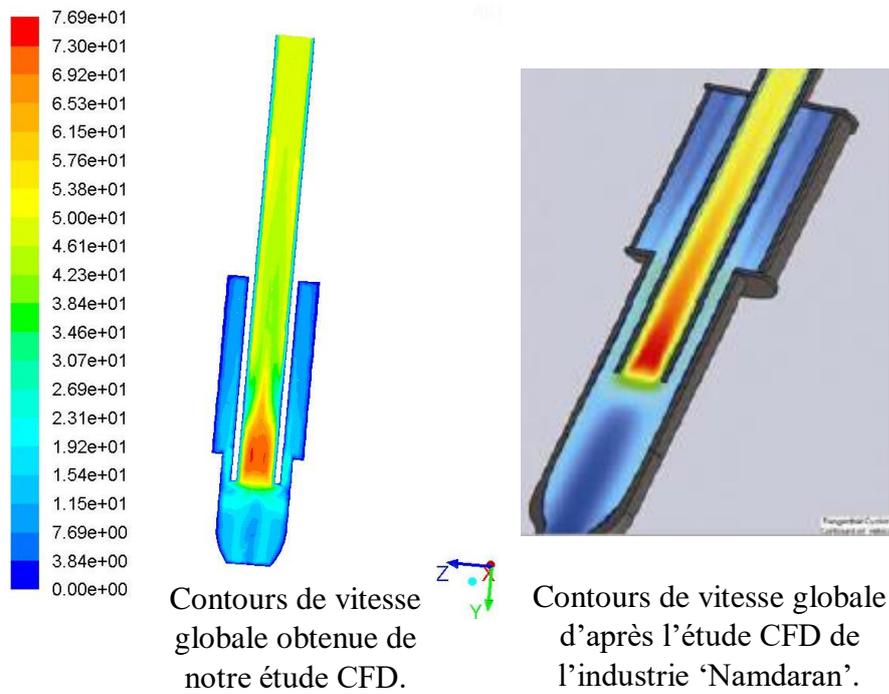
```

part_1
Done.
Preparing mesh for display...
Done.
Setting Post Processing and Surfaces information ... Done.
Reading "\| gunzip -c \"D:\ansys\selected\2ED_files\dp0\FFF-7\Fluent\FFF-7-4-00465.dat.gz\"\"...
Done.
number tracked = 89, escaped = 0, aborted = 0, trapped = 89, evaporated = 0, incomplete = 0
number tracked = 89, escaped = 31, aborted = 0, trapped = 55, evaporated = 0, incomplete = 3
    
```

Annexe C

Validation de la simulation CFD effectuée

Afin de valider notre travail, on a effectué une comparaison entre le contour de vitesse globale qu'on a obtenu avec celui de l'étude CFD réalisée par l'industrie pétro-gazière iranienne 'Namdaran' et effectivement, il est avéré que les contours ont une grande ressemblance comme le montre la figure ci-dessous :



Annexe D

Présentation du programme 'Heat Exchanger Design & Rating'

The screenshot displays the Aspen Exchanger Design & Rating V8.0 (ASME 2012) interface. The main window shows the 'API Sheet' for an 'Air-Cooled Heat Exchanger'. The left sidebar contains a tree view of the project structure, with folders for 'Input', 'Results', and 'Thermal / Hydraulic Summary'. The main area displays a table of design parameters and results. The table includes columns for 'm', 'Type', and 'Indu'. Key values shown are 20292.3 kW, 19 Bare, Service, and 384.4. A section titled 'PERFORMANCE DATA - TU' is also visible, with values like 734,2222 kg/s and 70.83/60. The bottom status bar shows 'INS 31/05/2016 12:55'.

Parameter	Value	Unit	Type	Indu
Flow rate	20292.3	kg/s		
Heat transfer	20292.3	kW		
Flow rate	19		Bare, Service	384.4
PERFORMANCE DATA - TU				
Flow rate	734,2222	kg/s		Density,
Flow rate	70.83/60		In/Out	Density,
				Specific

Annexe E

Itérations du calcul des a ror frig rants

-----per Bundle -----				-----Bay-----				-----per Unit-----				Total		Oper
Itm	Tube No.	Rows Dp Wd	Tube Leng Pas M	Bnd Par	Bay Par	Fan No.	Area Actual M2	Area Reqd M2	Xside DpRat	Tube DpRat	Price \$	Pwr kW	Cost \$	
1	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	188248.	0.39	0.57	1253356	128.85	61850		
2	368	8 46	20.0 1	2 7	21	188962.	281630.	0.14	0.20	2280948	47.70	22896		
Outside Flowrate = 974.238 kg/s				Outlet Temperature = 338.817 K										
3	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	147580.	0.46	0.57	1253356	167.44	80369		
4	336	8 42	20.0 1	2 6	24	147883.	185833.	0.25	0.31	1791610	93.08	44676		
5	368	8 46	20.0 1	2 7	21	188962.	219821.	0.17	0.20	2280948	62.18	29845		
6	376	8 47	20.0 2	2 8	24	220651.	463255.	0.13	0.96	2682419	47.39	22746		
Outside Flowrate = 1079.222 kg/s				Outlet Temperature = 333.894 K										
7	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	120468.	0.55	0.57	1253356	224.39	107706		
8	336	8 42	20.0 1	2 5	20	123236.	134895.	0.41	0.41	1494492	167.41	80354		
9	368	8 46	20.0 1	2 5	15	134973.	142760.	0.36	0.35	1631969	145.84	70002		
10	328	8 41	20.0 1	2 6	24	144362.	148842.	0.32	0.32	1750666	129.86	62333		
11	344	8 43	20.0 1	2 6	24	151404.	153618.	0.30	0.30	1832045	120.43	57807		
12	352	8 44	20.0 1	2 6	18	154925.	156079.	0.28	0.29	1875428	115.94	55651		
13	360	8 45	20.0 1	2 6	18	158446.	158489.	0.27	0.28	1916016	111.89	53709		
14	368	8 46	20.0 1	2 6	18	161967.	160848.	0.27	0.27	1956458	108.08	51877		
15	368	8 46	19.5 1	2 6	18	157828.	158680.	0.28	0.26	1921346	112.59	54041		
16	368	8 46	20.0 1	2 6	18	161967.	160848.	0.27	0.27	1956458	108.08	51877		
Outside Flowrate = 1209.544 kg/s				Outlet Temperature = 334.816 K										
17	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	100240.	0.68	0.57	1253356	312.53	150012		
18	352	8 44	19.5 1	2 4	12	100644.	99123.	0.71	0.55	1230885	324.78	155895		
19	352	8 44	19.0 1	2 4	12	98005.	98333.	0.73	0.54	1208413	334.61	160612		
20	352	8 44	19.5 1	2 4	12	100644.	99123.	0.71	0.55	1230885	324.78	155895		
21	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	84990.	0.85	0.57	1253356	451.14	216548		
22	352	8 44	19.5 1	2 4	12	100644.	84056.	0.88	0.55	1230885	469.31	225271		
23	352	8 44	19.0 1	2 4	12	98005.	83058.	0.92	0.54	1208413	488.76	234605		
24	352	8 44	18.5 1	2 4	12	95365.	81994.	0.96	0.53	1185942	509.61	244614		
25	352	8 44	18.0 1	2 4	12	92726.	81056.	1.00	0.52	1163471	532.04	255380		
26	352	8 44	18.5 1	2 4	12	95365.	81994.	0.96	0.53	1185942	509.61	244614		
Outside Flowrate = 1594.572 kg/s				Outlet Temperature = 330.765 K										
27	352	8 44	20.0 1	2 4	12	103284.	72069.	1.12	0.57	1253356	705.05	338421		
28	376	8 47	20.0 1	2 4	12	110326.	75060.	1.00	0.50	1346048	628.71	301781		
29	304	8 38	20.0 1	2 5	20	111499.	75515.	0.98	0.49	1359290	615.02	295210		
30	304	8 38	19.5 1	2 5	20	108650.	74700.	1.02	0.48	1334988	640.02	307211		
31	304	8 38	20.0 1	2 5	20	111499.	75515.	0.98	0.49	1359290	615.02	295210		
Outside Flowrate = 1896.340 kg/s				Outlet Temperature = 328.773 K										
32	280	7 40	20.0 1	2 5	20	102697.	64288.	1.12	0.57	1322907	861.22	413384		
33	301	7 43	20.0 1	2 5	20	110399.	67185.	1.00	0.50	1416667	772.17	370640		
34	308	7 44	20.0 1	2 5	15	112966.	68053.	0.97	0.48	1449770	743.98	357111		
35	308	7 44	19.5 1	2 5	15	110080.	67330.	1.01	0.47	1423856	773.58	371318		
36	308	7 44	20.0 1	2 5	15	112966.	68053.	0.97	0.48	1449770	743.98	357111		
Outside Flowrate = 2338.917 kg/s				Outlet Temperature = 326.760 K										
37	282	6 47	20.0 1	2 5	15	103430.	57430.	1.15	0.56	1436767	1142.68	548487		
38	264	6 44	20.0 1	2 6	18	116194.	61538.	0.96	0.47	1601626	954.77	458287		
39	264	6 44	19.5 1	2 6	18	113225.	60894.	1.00	0.46	1573122	992.25	476280		
40	264	6 44	19.0 1	2 6	18	110255.	60315.	1.04	0.45	1544618	1032.39	495548		
41	264	6 44	19.5 1	2 6	18	113225.	60894.	1.00	0.46	1573122	992.25	476280		
Outside Flowrate = 3050.855 kg/s				Outlet Temperature = 324.746 K										

```

.
42 220 5 44 20.0 1 2 7 21 112966. 52879. 1.14 0.48 1708177 1619.68 777446
43 235 5 47 20.0 1 2 7 21 120669. 54999. 1.01 0.43 1838038 1435.83 689197
44 210 5 42 20.0 1 2 8 32 123236. 55664. 0.98 0.40 1864570 1397.95 671018
45 210 5 42 19.5 1 2 8 32 120087. 55103. 1.02 0.39 1831560 1452.02 696970
46 210 5 42 20.0 1 2 8 32 123236. 55664. 0.98 0.40 1864570 1397.95 671018
Outside Flowrate = 4385.631 kg/s Outlet Temperature = 322.749 K

```

```

.
Outside Flowrate = 7796.118 kg/s Outlet Temperature = 320.733 K

```

```

.
Optimum conditions are:

```

```

Outside Flowrate = 1594.572 kg/s Outlet Temperature = 330.778 K
47 352 8 44 20.0 1 2 4 12 103284. 84990. 0.85 0.56 1304676 451.14 216548
48 352 8 44 19.5 1 2 4 12 100644. 84056. 0.88 0.55 1282205 469.31 225271
49 352 8 44 19.0 1 2 4 12 98005. 83058. 0.92 0.54 1259734 488.76 234605
50 352 8 44 18.5 1 2 4 12 95365. 81994. 0.96 0.53 1237262 509.61 244614
51 352 8 44 18.0 1 2 4 12 92726. 81056. 1.00 0.52 1214791 532.04 255380
52 352 8 44 18.5 1 2 4 12 95365. 81994. 0.96 0.53 1237262 509.61 244614

```

```

PROGRAM FINISHED NORMALLY

```

```

-- successfully completed

```

Annexe F

Résultats globaux du dimensionnement

6	Size & Type	21.905	/	22,328	m	Type	Induced	Number of Bays	4					
7	Surf/Unit-Finned Tube	95365,5		m2		Bare area/bundle	507,4	m2	Area ratio					
8	Heat exchanged	20292,3		kW			MTD, Eff	13	C					
9	Transfer rate	19		Bare, Service		384,4	Clean	498,3	W/(m2*K)					
10	PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE													
11	Fluid Circulated	gaz naturel				In/Out								
12	Total Fluid Entering	kg/s	734,2222			Density, Liq	kg/m3		/					
13			In/Out			Density, Vap	kg/m3	48,23	/	49,85				
14	Temperature	C	70,83	/	60	Specific Heat, Liq	kJ/(kg*K)		/					
15	Liquid	kg/s	0	/	0	Specific Heat, Vap	kJ/(kg*K)	2,557	/	2,545				
16	Vapor	kg/s	734,2222	/	734,2222	Therm. Cond, Liq	W/(m*K)		/					
17	Noncondensable	lb/h	/			Therm. Cond, Vap	W/(m*K)	0,0472	/	0,0459				
18	Steam	lb/h	/			Freeze Point	C							
19	Water	lb/h	/			Bubble / Dew point	C							
20	Molecular wt, Vap		17,52	/	17,52	Latent heat	BTU/lb							
21	Molecular wt, NC					Inlet pressure (abs)	Pa	7250000						
22	Viscosité, Liq	mPa*s	/			Pres Drop, Allow/Calc	150000	/	79193,4					
23	Viscosity, Vap		0,0139	/	0,0136	Fouling resistance	m2*K/W	0,0002						
24	PERFORMANCE DATA - AIR SIDE													
25	Air Quantity, Total	1594,572	kg/s			Altitude	769	m						
26	Air Quantity/Fan	136,504	m3/s			Temperature In	45	C						
27	Static Pressure	192	Pa			Temperature Out	57,62	C						
28	Face Velocity	4,13	m/s	Bundle velocity	4,18	kg/s/m2	Design Ambient	50	C					
29	DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION													
30	Design pressure	80	bar			Test Pressure			Design temperature	85	C			
31	TUBE BUNDLE			Header			Tube							
32	Size	m	19,5668	Type	Box	Material	Carbon Steel							
33	Number/bay	2				Material	Carbon Steel							
34	Tube Rows	8				Passes	1	OD	25,4	Min Thk.	1,65	mm		
35	Arrangement					Plug Mat.			No./Bun	352	Lng	18,5	m	
36	Bundles	2	par	Gasket Mat.					Pitch	60	/	60	90	deg
37	Bays	4	par	Corr. Allow.	mm				Fin					
38	Bundle frame					Inlet Nozzle	2	317,5	mm	Type	Bi-ml/extrud.			
39	MISCELLANEOUS				Outlet nozzle	2	317,5	mm	Material	Aluminum 1060				
40	Struct. Mount.					Special Nozzles			OD	57,15	Tks	0,28	mm	
41	Surf. Prep					Rating			No.	433	#/m	DesTemp	C	
42	Louvers					TI	PI		Code					
43	Vibration Switches					Chem Cleaning			Stamp	Specs				
44	MECHANICAL EQUIPMENT													
45	Fan, Mfr., Model				Driver, Type				Speed Reducer, Type					
46	No./Bay	3	RPM				Mfr.			Mfr. & Model				
47	Dia.	4,2672	m	Blade(s)				No./Bay	No./Bay					
48	Pitch					Angle			RPM					
49	Blade(s)					Hub			Enclosure		Ratio			
50	hp/Fan	0	kW	MinAmb				V/Phase/Hz	Support					